

**Бурєнніков Ю. А., Немировський І. А.,
Козлов Л. Г.**

**ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА
ПНЕВМОПРИВОДИ**

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Вінницький національний технічний університет

Буренніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г.

ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДИ

Навчальний посібник

Вінниця
ВНТУ
2013

УДК 621.22
ББК [30.123+34.447]я73
Б91

Автори

Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов

Рекомендовано Міністерством освіти і науки, молоді та спорту України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за спеціальностями «Технології машинобудування», «Металорізальні верстати та системи». Лист № 1/11-20255 від 28.12.12 р.

Рецензенти:

В. П. Бочаров, доктор технічних наук, професор

І. В. Кузьо, доктор технічних наук, професор

В. Б. Стругинській, доктор технічних наук, професор

Буренніков, Ю. А.
Б91 Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навчальний посібник /
Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов. – Вінниця :
ВНТУ, 2013. – 273 с.

ISBN 978-966-641-518-2

В навчальному посібнику наведені основні положення прикладної гідравліки та пневматики, на основі яких створюються сучасні гідравлічні та пневматичні приводи. Описана велика кількість пневматичних і гідравлічних агрегатів, та їх характеристики. Розглянуті методи та результати аналізу робочих процесів в гідравлічних приводах та синтез їх параметрів. Посібник розроблений у відповідності з програмою дисципліни «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» і може бути використаний для студентів машинобудівних спеціальностей вищих навчальних закладів під час проведення лекційних, лабораторних і практичних занять, курсового і дипломного проектування.

УДК 621.22

ББК [30.123+34.447]я73

ISBN 978-966-641-518-2

© Ю. Буренніков, І. Немировський, Л. Козлов, 2013

ЗМІСТ

1 ГІДРОПРИВОД – ПЕРЕТВОРЮВАЧ ПОТОКУ ЕНЕРГІЇ.....	6
1.1 Принцип дії найпростішого об'ємного гідропривода.....	6
1.2 Структура навчального посібника. Характеристика основних розділів	14
2 ЕЛЕМЕНТИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ.....	16
2.1 Властивості робочих рідин	16
2.1.1 Фізичні параметри	16
2.1.2 Експлуатаційні властивості	23
2.2 Течія робочої рідини в трубопроводах.	27
2.2.1 Параметри потоку рідини в трубопроводах.....	27
2.2.2 Енергетичні характеристики потоку рідини. Рівняння Бернуллі.....	32
2.2.3 Втрати енергії під час руху рідини	34
2.2.4 Дросельовальні елементи гідроприводів	36
2.3 Трубопроводи	38
2.3.1 Розрахунок основного параметра трубопроводу.....	38
2.3.2 Хвильові процеси в трубопроводах	41
2.3.3 Конструкції трубопроводів	45
3 ВИКОНАВЧИЙ КОНТУР ГІДРОПРИВОДУ	48
3.1 Насоси.....	49
3.1.1 Загальні характеристики насосів.....	50
3.1.2 Конструкції насосів	51
3.2 Гідродвигуни	64
3.2.1 Гідромотори.....	64
3.2.1.1 Характеристики гідромоторів	65
3.2.1.2 Конструкції гідромоторів.....	73
3.2.2 Гідроциліндри	76
3.2.2.1 Загальні характеристики гідроциліндрів.....	76
3.2.2.2 Конструкції гідроциліндрів	81
3.3 Гідроагрегати, які обслуговують ВК	83
3.3.1 Баки.....	87
3.3.2 Гідроаккумулятори	88
3.4 Розрахунок параметрів виконавчого контуру гідроприводу.....	91
3.4.1 Вхідні дані для розрахунку	91
3.4.2 Розрахунок ВК з гідроциліндром	92
3.4.3 Розрахунок ВК з гідромотором.	98
3.4.4 Розрахунок параметрів насоса ВК	100
3.4.5 Розрахунок трубопроводів	101
4 ГІДРОАПАРАТУРА	103
4.1 Напрямні гідроапарати	103
4.2 Регулювальні гідроапарати	110
4.2.1 Регулятори тиску.....	110

4.2.2	Регулятори витрати.....	116
4.2.3	Дросельні подільники потоку.....	118
4.2.4	Пропорційна регулювальна гідроапаратура	119
4.2.4.1	Пропорційний гідророзподільник для гідросистем, чутливих до навантаження.....	122
5	РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ.....	126
5.1	Об'ємне регулювання швидкості.....	126
5.2	Дросельне регулювання швидкості.....	129
5.3	Об'ємно-дросельне регулювання швидкості.....	137
6	СЛІДКУВАЛЬНІ ГІДРОПРИВОДИ	146
6.1	Гідравлічні слідкувальні приводи з дросельним керуванням	147
6.2	Гідравлічні слідкувальні приводи з об'ємним керуванням	156
6.3	Електрогідравлічні гідравлічні слідкувальні приводи.....	157
6.3.1	Електрогідравлічний слідкувальний привод з електрогідравлічним підсилювачем.....	158
6.3.2	Електрогідравлічний кроковий привод	161
7	РОЗРАХУНКИ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОПРИВОДІВ	163
7.1	Формування математичних моделей ГП	163
7.2	Імітаційне моделювання гідроприводів в середовищі MATLAB- Simulink.....	164
7.2.1	Математична модель гідроприводу, чутливого до навантаження.....	164
7.2.2	Методика роботи в середовищі MATLAB-Simulink.....	171
7.2.3	Імітаційне моделювання системи керування аксіально- поршневого регульованого насоса.....	178
7.2.3.1	Розрахункова схема системи керування.....	178
7.2.3.2	Математична модель системи керування регульованого АПН.....	182
7.2.3.3	Основна блок-схема розв'язання рівнянь математичної моделі.....	185
7.2.3.4	Статичні характеристики системи керування регульованого АПН.....	186
7.2.3.5	Динамічні характеристики системи керування регульованого АПН.....	189
7.2.3.6	Енергетичні характеристики системи керування регульованого АПН.....	202
7.3	Розрахунок динамічної стійкості ГП	205
7.3.1	Динамічна стійкість ВК.....	213
7.4	Динамічний синтез параметрів і характеристик ГП.....	220
8	ПНЕВМОПРИВОД	228
8.1	Пневмопривод із зворотно-поступальним рухом пневмоциліндра	228

8.2	Параметри робочого тіла – газу.....	229
8.3	Рівняння стану ідеального газу.....	230
8.4	Розрахунок течії газу.....	232
8.5	Підготовка повітря для пневмопривода	235
8.6	Компресори.....	240
8.7	Пневмоциліндри.....	241
8.8	Мембрани.....	242
8.9	Пневмомотори.....	244
8.10	Пневморозподілювачі.....	247
8.11	Пневмодроселі.....	249
8.12	Пневмоклапани.....	251
8.12.1	Запобіжні пневмоклапани.....	251
8.12.2	Редукційні пневмоклапани.....	252
8.12.3	Логічні пневмоклапани.....	254
8.12.4	Пневмоклапан витримки часу.....	256
8.12.5	Пневмоклапан послідовності (реле тиску).....	258
8.13	Пневмолінії і з'єднання.....	259
8.13.1	Трубопроводи.....	259
8.13.2	З'єднання трубопроводів.....	260
8.14	Схеми типових пневмоприводів.....	262

1 ГІДРОПРИВОД – ПЕРЕТВОРЮВАЧ ПОТОКУ ЕНЕРГІЇ

Гідроприводи відносять до групи найбільш використовуваних **перетворювачів потоків** енергії (ПЕ).

Дійсно, більшість машин і механізмів належать до ПЕ: механічні редуктори, електричні трансформатори, двигуни, генератори і т. п.

Всі перетворювачі енергії можна віднести до однієї з таких груп:

- ПЕ, що перетворюють параметри потоку енергії, не змінюючи її виду. Це механічні редуктори, на вхідному валу яких момент M_1 і кутова швидкість ω_1 , на вихідному – M_2 і ω_2 , відповідно; механічні передачі типу “гвинт – гайка” чи “шестерня – рейка”, що перетворюють обертальний рух з параметрами енергії M і ω на поступальний, який характеризується силою F і швидкістю v ; електричні трансформатори, на вхідній обмотці яких напруга U_1 і струм I_1 , на вихідній – U_2 і I_2 , відповідно, і т. д.;

- ПЕ, що перетворюють види енергії. Це електричні двигуни, які перетворюють напругу U і струм I на вході двигуна, тобто електричну енергію, на механічну енергію на виході, тобто момент M і кутову швидкість ω на валі; електричні генератори, що перетворюють механічну енергію, тобто момент M і кутову швидкість ω на валу, в електричну, тобто напругу U і струм I ; гідравлічні насоси, що перетворюють механічну енергію з параметрами M , ω на потік енергії, параметрами якого є об’ємна або масова подача Q рідини і тиск p на виході насоса;

- ПЕ комбінованого типу, в яких здійснюється перетворення як параметрів потоку енергії, так і її виду.

Треба відзначити, що в ПЕ комбінованої дії можуть відбуватись неодноразові перетворення виду енергії, кінцевою метою яких є найбільш ефективне перетворення виду і параметрів потоку енергії на вході ПЕ у відповідні характеристики енергії на виході ПЕ.

Критеріями ефективності ПЕ можуть бути: ККД процесу перетворення (регулювання); маса (металомісткість) пристрою і його габарити; надійність; можливість конструктивного розміщення вузлів ПЕ в технологічній машині, наприклад, в металорізальному верстаті.

Гідроприводи, а в даній книзі розглядаються так звані **об’ємні гідроприводи**, є одними із найпоширеніших видів ПЕ комбінованого типу.

1.1 Принцип дії найпростішого об’ємного гідроприводу

Схема найпростішого об’ємного гідроприводу (ГП) наведена на рис. 1.1 і містить практично всі основні елементи таких пристроїв.

На вхідному валу 5.1 цього гідроприводу механічна енергія характеризується моментом M і кутовою швидкістю ω . Перше перетворення енергії здійснюється в даній схемі кривошипно-шатунним механізмом (позначений на рис.1.1 позиціями 5.1, 5.2, 5.3), на виході якого розвивається сила F_1 , прикладена до поршня 4.3, який переміщується зі швидкістю v_1 .

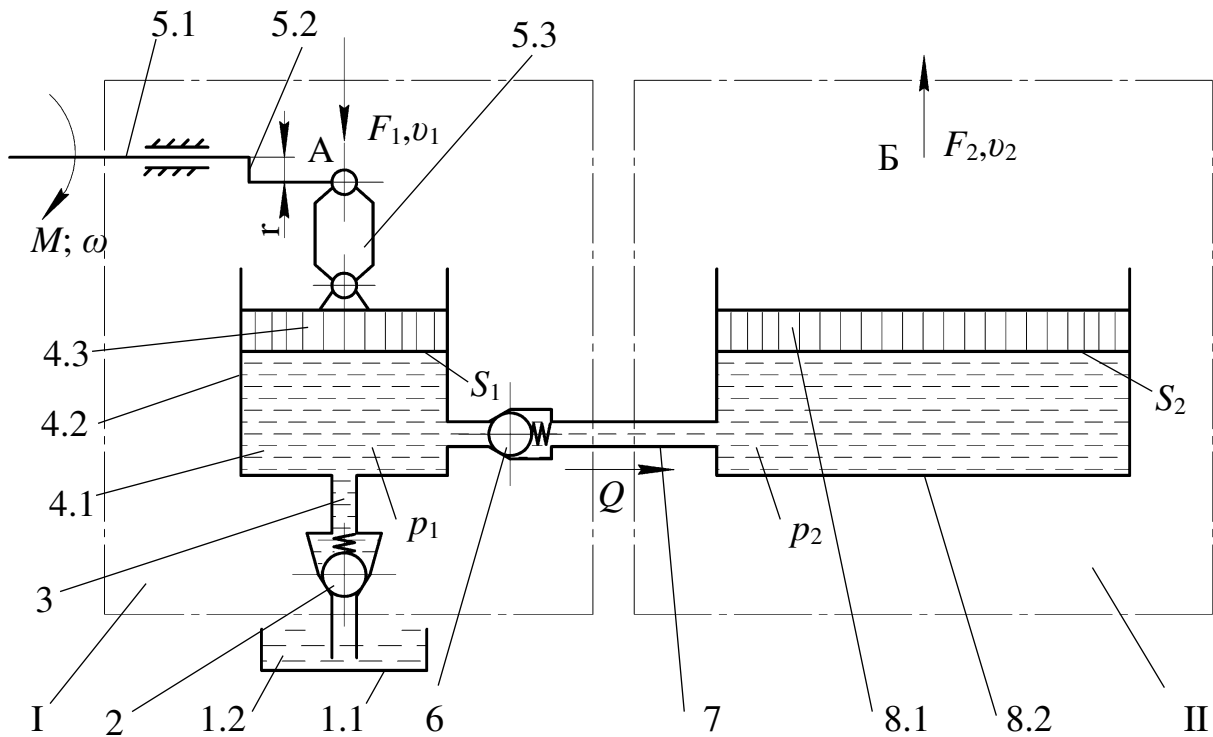


Рисунок 1.1 – Схема об'ємного гідроприводу

Наявність на вході гідроприводу первинного перетворювача механічної енергії не є обов'язковою. Наприклад, у ГП з насосами шестеренного типу він відсутній. При наявності такого перетворювача він далеко не завжди є кривошипно-шатунним механізмом. Конструктивна різноманітність таких перетворювачів досить велика.

Якщо напрям переміщення поршня 4.3 відповідає стрілці на рис.1.1, то рідина 4.1, яка знаходиться в циліндрі 4.2, витискується поршнем 4.3 через клапан 6 і трубопровід 7 в циліндр 8.2, примушуючи поршень 8.1 переміщуватися вгору, тобто у напрямку, вказаному стрілкою Б. При цьому механізм, який складається з циліндра 4.2 і поршня 4.3, перетворює механічну енергію (F_1, v_1) на гідравлічну (тиск p_1 , подача Q), а в пристрої, який складається із циліндра 8.2 і поршня 8.1, відбувається перетворення гідравлічної енергії на механічну енергію поступального руху на виході даного ПЕ, тобто силу F_2 і швидкість v_2 .

Як вказувалось вище, параметрами потоку гідравлічної енергії є тиск p і подача Q рідини.

Тиском p на ділянці поверхні називають відношення сили тиску F , яка діє на цю ділянку, до площі ділянки S , тобто

$$p = \frac{F}{S} \cdot$$

В системі СІ тиск вимірюється в паскалях (Па),

$$\text{Па} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

На практиці використовують похідну одиницю тиску – **мегапаскаль** (МПа = 10^6 Па), а також позасистемну одиницю тиску – **атмосферу** (ат).

$$\text{ат} = \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 10^{-1} \text{ МПа} = 10^5 \text{ Па}.$$

Подачею Q рідини називається об'єм рідини, який протікає через поперечний переріз трубопроводу за одиницю часу. Це так звана об'ємна подача, тобто

$$Q = \frac{V}{t}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Подача рідини може називатись також **витратою**.

В системі СІ об'ємна подача вимірюється в $\text{м}^3/\text{с}$.

Потужність потоку гідравлічної енергії дорівнює $P_T = p \cdot Q$.

Частина пристрою, зображеного на рис.1.1, який знаходиться в межах рамки I і перетворює механічну енергію на гідравлічну, є **насосом**, а в межах рамки II – **гідродвигуном**, який перетворює гідравлічну енергію на механічну.

Переміщення поршня 4.3 за допомогою кривошипно-шатунного механізму 5.1 – 5.3 здійснюється так, що після досягнення поршнем нижньої “мертвої” точки, він починає переміщуватися вгору. При цьому клапан 6 закривається під дією тиску p_2 , а клапан 2 відкривається і в циліндр 4.2 засмоктується рідина 1.2 із бака 1.1. В процесі руху поршня 4.3 вгору поршень 8.1 гідродвигуна нерухомий. Якщо необхідно отримати безперервний рух гідродвигуна, використовують насос з декількома циліндрами, періоди подавання рідини яких зсунуті за фазою.

Клапани 2 і 6 – гідравлічні діоди. Вони називаються **зворотними клапанами** і органічно входять до пристрою насоса 1, автоматично керуючи потоками рідини. Системи управління потоками рідини на вході (всмоктування) і на виході (нагнітання) насоса необов'язково складаються зі зворотних клапанів і відрізняються конструктивним різноманіттям.

Якщо радіус кривошипно-шатунного механізму дорівнює r , а площа поршня насоса S_1 , то за кожний хід поршня (один оберт приводного вала) із циліндра 4.2 витискується об'єм рідини V_1 , де

$$V_1 = 2 \cdot r \cdot S_1. \quad (1.1)$$

Якщо в насосі один поршень, то V_1 називають **робочим об'ємом**, якщо z поршнів, то робочий об'єм V дорівнює

$$V = V_1 \cdot z = 2 \cdot r \cdot S_1 \cdot z. \quad (1.2)$$

Об'єм циліндра 4.2, розташований під поршнем 4.3, називається **робочою камерою** насоса, а подача рідини здійснюється шляхом витискання її з робочої камери за рахунок зменшення об'єму останньої на величину ΔV_n .

Переміщення поршня 8.1 гідродвигуна II здійснюється шляхом подання в циліндр 8.2 рідини, при цьому об'єм циліндра 8.2, розташований під поршнем 8.1, тобто об'єм робочої камери гідродвигуна, збільшується на величину $\Delta V_{дв}$. При цьому

$$\Delta V_{дв} = \Delta V_n . \quad (1.3)$$

Аналізуючи викладений вище принцип роботи даного гідроприводу, можна зробити висновок, що **об'ємним гідроприводом називається перетворювач енергії, в якому з метою управління параметрами потоку енергії відбувається одночасне перетворення механічної енергії в гідравлічну і навпаки, здійснюване шляхом зміни об'ємів робочих камер насоса та гідродвигуна.**

Відомо, що тиск, утворений поверхневими силами, передається без змін в кожному точку рідини і не залежить від орієнтації площини, на якій він вимірюється, тобто однаковий у будь-якому напрямку. Це закон Паскаля. Під час руху рідини, наприклад, по трубопроводу 7 (рис. 1.1), а також через зворотний клапан 6, мають місце втрати енергії і $p_2 < p_1$. Це можна врахувати за допомогою коефіцієнта η_e — гідравлічного ККД,

$$p_2 = p_1 \cdot \eta_e . \quad (1.4)$$

Якщо трубопровід 7 невеликої довжини, а клапан 6 має незначний опір потоку рідини, то з деякою похибкою можна вважати $\eta_e \approx 1$. В цьому випадку

$$p_2 \approx p_1 = p . \quad (1.5)$$

Зусилля F_1 , прикладене до поршня 4.3 шатуном 5.3, дорівнює

$$F_1 = p_1 \cdot S_1 + F_{тер1} , \quad (1.6)$$

де $F_{тер1}$ — сила тертя поршня 4.3 в циліндрі 4.2.

В свою чергу, зусилля F_2 , яке розвивається на поршні 8.1 тиском p_2 , дорівнює

$$F_2 = p_2 \cdot S_2 - F_{тер2} = p_1 \cdot \eta_e \cdot S_2 - F_{тер2} , \quad (1.7)$$

де $F_{тер2}$ — сила тертя поршня 8.1 в циліндрі 8.2.

Якщо вважати сили тертя $F_{тер1}$ і $F_{тер2}$ незначними, а $\eta_z \approx 1$, то в такому ідеальному випадку

$$F_1 = p \cdot S_1 \quad \text{і} \quad F_2 = p \cdot S_2. \quad (1.8)$$

Коефіцієнт n_{Fi} перетворення потоку механічної енергії за зусиллям в ідеальному випадку буде дорівнювати

$$n_{Fi} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{p \cdot S_2}{p \cdot S_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2}, \quad (1.9)$$

де D_1, D_2 – діаметри поршнів насоса та гідродвигуна.

Враховуючи втрати енергії на переміщення рідини по трубопроводу і на тертя в поршневих парах, тобто враховуючи співвідношення (1.4), (1.6) і (1.7), одержуємо формулу реального коефіцієнта n_{Fi} перетворення потоку механічної енергії за зусиллям

$$n_{Fp} \frac{p_1 \cdot \eta_z \cdot S_2 - F_{тер2}}{p_1 \cdot S_1 + F_{тер1}} = \frac{p_1 \cdot \eta_z \cdot S_2 \cdot \left(1 - \frac{F_{тер2}}{p_1 \cdot \eta_z \cdot S_2}\right)}{p_1 \cdot S_1 \cdot \left(1 + \frac{F_{тер1}}{p_1 \cdot S_1}\right)},$$

чи

$$n_{Fp} = n_{Fi} \cdot \eta_z \cdot \left[\frac{1 - \eta_{мех2}}{1 + \eta_{мех2}} \right], \quad (1.10)$$

де $\eta_{мех1}$ і $\eta_{мех2}$ – механічні ККД, що характеризують втрати енергії на тертя в насосі I і гідродвигуні II, відповідно.

В свою чергу, вираз

$$\frac{1 - \eta_{мех2}}{1 + \eta_{мех1}} = \eta_{мех\Sigma} \quad (1.11)$$

є механічним ККД гідроприводу, що характеризує сумарні втрати на тертя в насосі і гідродвигуні.

Тоді з (1.9), (1.10) і (1.11) випливає

$$n_{Fp} = n_{Fi} \cdot \eta_z \cdot \eta_{мех\Sigma} = \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot \eta_z \cdot \eta_{мех\Sigma} \quad (1.12)$$

Оцінімо числові значення n_{Fp} при $\eta_z = \eta_{мехз} = 1$, тобто значення n_{Fi} . Припустимо, що $D_1=10$ мм, а $D_2=100$ мм.

Це середні найбільш вживані значення для гідроприводів найрізноманітніших технологічних машин. Тоді

$$n_{Fi} = \frac{D_2^2}{D_1^2} = \frac{100^2}{10^2} = 10^2,$$

тобто зусилля на поршні гідродвигуна буде в 10^2 разів більше зусилля на поршні насоса. Ця властивість широко використовується в таких найпростіших, але високоефективних пристроях, як гідравлічні домкрати.

В реальних гідроприводах значення коефіцієнта n_{Fi} може досягати величини 10^3 і більше. Якщо враховувати, що тиск, який використовується в металорізальних верстатах і ковально-пресовому обладнанні, може варіюватись в діапазоні 6,0...32,0 МПа, то при $D_2= 100$ мм зусилля на поршні гідродвигуна можуть знаходитись в межах $2,5 \cdot 10^3 \dots 2,5 \cdot 10^4$ Н, що недосяжно для будь-яких інших пристроїв ПЕ таких габаритів.

Розглянемо перетворення іншого параметра потоку енергії — швидкості v_i , отже, переміщення поршнів. При переміщенні y_1 поршня 4.3 з насоса (циліндра 4.2) витискується об'єм V_1 рідини

$$V_1 = y_1 \cdot S_1. \quad (1.13)$$

При цьому ми не врахували, що деякий об'єм рідини може витекти із циліндра через зазор між поршнем і циліндром та інші нещільності з'єднань (так звані **витоки**).

В зв'язку з тим, що ми розглядаємо рідини як суцільне середовище без розривів і пустот, то такий самий об'єм $V_2=V_1$ надійде до гідродвигуна (в ідеальному випадку відсутності витоків), і поршень 8.1 переміститься на величину y_2

$$y_2 = \frac{V_2}{S_2} = \frac{V_1}{S_1} = y_1 \cdot \frac{S_1}{S_2},$$

звідки

$$\frac{y_2}{y_1} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}. \quad (1.14)$$

Переходячи до швидкостей

$$v_1 = \frac{dy_1}{dt} \quad \text{і} \quad v_2 = \frac{dy_2}{dt}$$

руху поршнів, одержуємо коефіцієнт n_{v_i} перетворення механічної енергії за швидкістю в ідеальному випадку відсутності витоків.

$$n_{v_i} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}. \quad (1.15)$$

Наявність витоків можна врахувати коефіцієнтом η_0 об'ємного ККД. Легко переконатися, що реальний коефіцієнт n_{v_p} дорівнює

$$n_{v_p} = n_{v_s} \cdot \eta_0. \quad (1.16)$$

В сучасних гідроприводах η_0 досить близький до 1. Так, для гідродвигунів поступального руху (гідроциліндрів) $\eta_0 = 1$, для насосів і гідромоторів поршневого типу $\eta_0 = 0,95 \dots 0,98$.

Для числового прикладу, розглянутого вище, одержуємо

$$n_{v_s} = \frac{10^2}{100^2} = 10^{-2},$$

тобто, переміщення і швидкість зменшуються в 100 разів. Щоб одержати таку редукцію в механічному ПЕ, необхідно включити послідовно зубчасту та черв'ячну передачі.

Легко переконатися, що в результаті всіх перетворень потужність $P_{вх}$ потоку енергії на вході в ПЕ і потужність $P_{вих}$ на виході відрізняються тільки на величину, яка визначається сумарним ККД – η_{Σ} .

Дійсно, потужність на вході

$$P_{вх} = F_1 \cdot v_1. \quad (1.17)$$

Потужність на виході

$$P_{вих} = F_2 \cdot v_2, \quad (1.18)$$

або, з урахуванням (1.10), (1.12), (1.15) і (1.16),

$$P_{вих} = F_1 \cdot v_1 \cdot \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot \eta_z \cdot \eta_{мех} \cdot \frac{D_1^2}{D_2^2} \cdot \eta_0 = F_1 \cdot v_1 \cdot \eta_z \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_0. \quad (1.19)$$

Коефіцієнт n_p перетворення потоку енергії дорівнює

$$n_p = \frac{P_{вих}}{P_{ex}} = \eta_z \cdot \eta_{mex} \cdot \eta_0 = \eta_\Sigma, \quad (1.20)$$

тобто є сумарним ККД η_Σ даного ПЕ.

Підсумовуючи розгляд найпростішого гідроприводу, зображеного на рис. 1.1, ми можемо оцінити його позитивні якості і недоліки.

До позитивних якостей можна віднести:

- можливість глибокого перетворення параметрів енергії, тобто значення коефіцієнтів n_{Fi} і n_{v_i} можуть досягати величин $10^{-3} \dots 10^{+3}$;
- можливість одержання значних зусиль F на виході двигунів поступального руху (гідроциліндрів) або моментів M на виході двигунів обертового руху (гідромоторів) внаслідок використання порівняно високих робочих тисків;
- значно менші габарити і маса порівняно з ПЕ інших типів, наприклад, електричними, що також визначаються використанням високих тисків;
- високу швидкість дії, що є наслідком незначних мас рухомих елементів гідроприводу, тобто малу інерційність;
- високу експлуатаційну надійність;
- можливість будь-якого взаємного просторового розміщення окремих вузлів гідроприводу, наприклад, насоса і гідродвигуна, що значно полегшує проектування машин, в яких вони використовуються;
- змащувальну властивість робочої рідини, яка, виконуючи роль ланки в кінематичному ланцюзі, зменшує силу тертя і забезпечує, таким чином, кращу працездатність гідроприводу.

Всі ці переваги досягаються завдяки використанню рідини як головного елемента гідроприводу.

Однак цей же фактор є і головним недоліком, тому що використання робочої рідини вимагає проведення ретельних заходів щодо запобігання внутрішніх витоків, не дозволяє передавати енергію по трубопроводах на значні відстані внаслідок втрат тиску на тертя, вимагає періодичної заміни рідини, яка досить швидко втрачає деякі свої властивості (“старіє”), а у випадках аварійного руйнування трубопроводів призводить до забруднення навколишнього середовища.

Вказані недоліки, в основному, можна ліквідувати, але вони **вимагають високої культури проектування, виробництва та експлуатації гідроприводів.**

Проте переваги гідроприводу настільки очевидні, що крім традиційного використання в металорізальних верстатах і кувально-пресовому обладнанні, він широко застосовується в сільськогосподарських

машинах, шляховому, транспортному і гірничому обладнанні, авіації, космічній та оборонній техніці.

1.2 Структура навчального посібника та характеристика основних розділів

Зміст і структура навчального посібника відповідає структурі найпростішого гідроприводу (рис. 1.1).

Дійсно, основним елементом, що відрізняє гідропривод від інших ПЕ, є рідина, чи, як далі будемо її називати, робоча рідина (РР).

Тому другий розділ книги присвячується загальним положенням **гідраліки**, основи яких вивчалися раніше в курсі фізики.

Розділ 2 має практичну інженерну спрямованість. Він вміщує також розрахунки трубопроводів, дросельних пристроїв.

В третьому розділі книги розглядається виконавчий контур (ВК) об'ємного гідроприводу та його основні елементи. Це головна обов'язкова частина будь-якого об'ємного гідроприводу. Пристрій на рис. 1.1 фактично є найпростішим ВК, який складається з насоса, гідродвигуна та з'єднувальних трубопроводів.

В цьому гідроприводі не передбачене навіть повернення поршня 8.1 гідродвигуна в початкове, нижнє, положення, тому що для простоти розгляду принципу його роботи гідроапаратура системи управління на рис. 1.1 не зображена.

В реальному гідроприводі схема містить в собі ще цілий ряд комутовальних, керувальних, запобіжних і подібних гідроагрегатів, що забезпечують функціонування гідроприводу в заданих режимах роботи та виконання допоміжних функцій: зберігання, очищення і терморегулювання робочої рідини, сигналізацію про стан параметрів режиму роботи тощо.

Розглядаються два головних елементи ВК: насоси і гідродвигуни прямолінійного руху – гідроциліндри та обертального – гідродвигуни. Трубопроводи, які входять до складу ВК, розглянуто далі. В третьому розділі наведені також розрахунки основних параметрів ВК при його проектуванні, вибір стандартних гідроагрегатів. Цей розділ передуює вивченню призначення і принципів роботи інших гідравлічних агрегатів, тому що тільки ретельно ознайомившись з усіма подробицями функціонування ВК та його елементів, можна усвідомлено перейти до вивчення роботи інших агрегатів та систем об'ємного гідроприводу.

Автори вважали за доцільне розглянути у третьому розділі також декілька найбільш важливих допоміжних гідроагрегатів та пристроїв – баки, фільтри, які не входять до складу ВК, але забезпечують його функціонування.

У четвертому розділі розглядається призначення, принцип дії і конструкції основних гідроагрегатів, які використовуються у системах управління процесами в гідроприводах.

В п'ятому розділі посібника розповідається про об'ємне і дросельне регулювання режимів роботи гідроприводу. Розглянуто статичні характеристики ГП з об'ємним і дросельним регулюванням. Показано, що при дросельному регулюванні гідроприводів використовуються більш прості гідроагрегати у ВК, але принцип їх взаємодії, а також енергетичні характеристики такого гідроприводу виявляються складнішими, ніж у випадку об'ємного регулювання. Розглянуто схему, принцип дії та характеристики гідроприводу з об'ємно-дросельним регулюванням швидкості.

В шостому розділі описуються гідравлічні та електрогідравлічні слідкувальні системи металорізальних верстатів, які є важливим високоефективним засобом автоматизації технологічних процесів, у тому числі з застосуванням електронних керувальних машин.

В сьомому розділі розглянуті принципи побудови математичних моделей гідроприводів, розглянута методика імітаційного моделювання в середовищі MATLAB-Simulink. Наведені результати імітаційних досліджень системи керування аксіально-поршневого регульованого насоса. Розглянуто питання динамічної стійкості гідроприводів та синтезу його параметрів.

У восьмому розділі розглянуті властивості робочого тіла – газу, що використовується в пневмоприводах, розрахунки стану, течії газу по трубопроводах та через місцеві опори. Наведені схеми та засоби підготовки стисненого повітря, розглянуті конструкції компресорів. Розглянуті конструкції пневмодвигунів та пневмоапаратури для керування потоком стисненого повітря в пневмоприводі. Наведені типові схеми пневмоприводів, що використовуються в сучасних системах пневмоавтоматики.

2 ЕЛЕМЕНТИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ

Нас будуть цікавити фізичні та експлуатаційні властивості специфічного елемента гідроприводу – робочої рідини, а також закономірності її течії в трубопроводах гідросистем та енергетичні характеристики цих процесів.

2.1 Властивості робочих рідин

Рідина – специфічний елемент гідроприводу, оскільки вона має унікальну властивість – легку рухливість її частинок. Форма твердого тіла змінюється тільки під дією сил певної величини. Повільні деформації рідини відбуваються під впливом нескінченно малих сил, які у випадку дуже малих деформацій близькі до нуля.

Ця властивість – плинність – обумовлює широкі можливості використання рідини в гідроприводах.

Робочі рідини характеризуються фізичними параметрами (питома вага, густина, в'язкість та ін.), що суттєво впливають на роботу гідроприводу, та експлуатаційними властивостями, які теж є наслідком певних фізико-хімічних характеристик, але проявляються в деяких показниках зручності, економічності, безпеки експлуатації, довговічності та ін.

2.1.1 Фізичні параметри

До числа основних фізичних параметрів робочих рідин треба віднести питому вагу γ , густину ρ , динамічний μ і кінематичний ν коефіцієнти в'язкості а також індекс в'язкості IV , коефіцієнт β_p стиснення.

Питома вага – це вага одиниці об'єму рідини

$$\gamma = \frac{G}{V}, \text{ Н/м}^3 \quad (2.1)$$

де G – вага об'єму V рідини.

Густиною ρ називається маса одиниці об'єму рідини

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3, \quad (2.2)$$

де m – маса об'єму V рідини.

Співвідношення між питомою вагою та густиною

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (2.3)$$

де g – прискорення вільного падіння.

В'язкістю називають властивість рідини чинити опір відносному руху її частинок.

Під час руху рідини в трубопроводі внаслідок в'язкості найбільшу швидкість будуть мати шари, що розташовані близько до осі труби. Шари, які розташовані ближче до стінок, будуть загальмовані, і епюра швидкостей у повздовжньому перерізі труби буде мати форму, показану на рис.2.1.

За гіпотезою Ньютона **сила внутрішнього тертя, яка виникає між сусідніми шарами рідини, що рухаються, прямо пропорційна швидкості відносного руху і площі поверхні стикання і не залежить від тиску.**

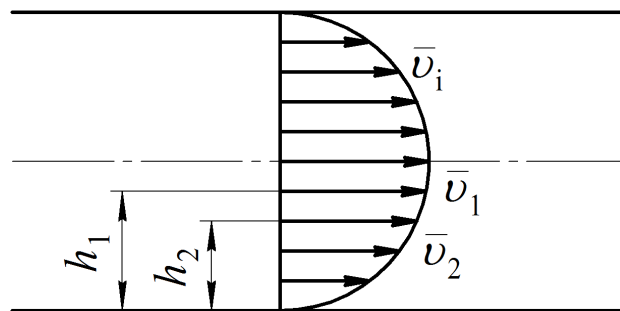


Рисунок 2.1 – Епюра швидкостей шарів рідини в трубопроводі

На рис. 2.1 показано, що шари потоку зі швидкостями v_1 і v_2 знаходяться один від одного на відстані $\Delta h = h_1 - h_2$, і для того, щоб оцінити різницю швидкостей нескінченно близьких шарів рідини, вводиться поняття **градієнта швидкості** $\overline{\Delta v}$, тобто інтенсивності зміни швидкості в напрямку, нормальному до векторів швидкості шарів рідини, які рухаються.

$$\overline{\Delta v} = \frac{\Delta v}{\Delta h} = \frac{v_1 - v_2}{h_1 - h_2} \rightarrow \frac{dv}{dh} \quad (2.4)$$

при $(h_1 - h_2) \rightarrow 0$.

Тоді сила в'язкого тертя між двома нескінченно близькими шарами за гіпотезою Ньютона дорівнює

$$F_m = \mu \cdot \frac{dv}{dh} \cdot S_m, \quad (2.5)$$

де μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, який залежить від рідини та її стану, вимірюється μ в паскаль-секундах (Па·с);

$\frac{dv}{dh}$ – градієнт швидкості, тобто зміна швидкості при переході від даного шару рідини до іншого, віддаленого на відстань Δh ;

S_m – площа поверхні, на якій здійснюється тертя.

Сила в'язкого тертя, яка припадає на одиницю площі, називається дотичною напругою і позначається $\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dh}$.

На практиці використовують так званий **кінематичний коефіцієнт в'язкості**, який характеризує як в'язкість, так і інерційність рідини

$$\nu = \mu/\rho. \quad (2.6)$$

Вимірюється ν в м²/с. В літературі зустрічаються одиниці ν , які називаються стоксами (Ст) – см²/с та сантистоксами (сСт) – мм²/с.

В'язкість робочої рідини істотно впливає на характеристики гідроприводу. При великих значеннях в'язкості значні сили внутрішнього, а також зовнішнього (об стінки трубопроводу) тертя викликають значні втрати енергії, що приводить до нагріву рідини. ККД гідроприводу знижується, а рідину часто доводиться охолоджувати, витрачаючи на це додаткову енергію. При малих в'язкостях значно зменшуються втрати енергії на тертя і не потрібно охолоджувати рідину, але при цьому різко зростають витрати через зазори та нещільності насосів, гідродвигунів та інших гідроагрегатів. Це означає не тільки підвищені втрати енергії, але й порушення кінематичної точності гідроприводу.

Тому вибір оптимальної в'язкості дозволяє отримати мінімальні витрати при невеликих втратах енергії на тертя і є важливим техніко-економічним завданням. Зазвичай величина оптимальної в'язкості залежить від робочого тиску в гідроприводі і при зростанні останнього збільшується (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Рекомендовані значення кінематичної в'язкості

Діапазон тиску, МПа	до 7.0	до 20.0	до 60.0
Рекомендована кінематична в'язкість ν , сСт	20 – 40	60 – 110	100 – 170

Крім тиску на оптимальне значення в'язкості істотно впливає тип насосів і гідродвигунів, для яких підбирається робоча рідина.

Рідини, які використовуються в гідроприводах, можуть бути розділені на класи в'язкості, вказані в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Класи в'язкості робочої рідини

Клас в'язкості	5	7	10	15	22
Кінематична в'язкість, мм ² /с, при 40 °С	4,14 5,16	6,12 7,48	9,0 11,0	13,5 16,5	19,8 24,2
Клас в'язкості	32	46	68	100	150
Кінематична в'язкість, мм ² /с, при 40 °С	28,8 35,2	41,6 50,6	61,2 74,8	90,0 110,0	135,0 165,0

Важливим параметром робочої рідини є індекс в'язкості (*IB*), який оцінює інтенсивність зміни в'язкості в залежності від температури (рис. 2.2).

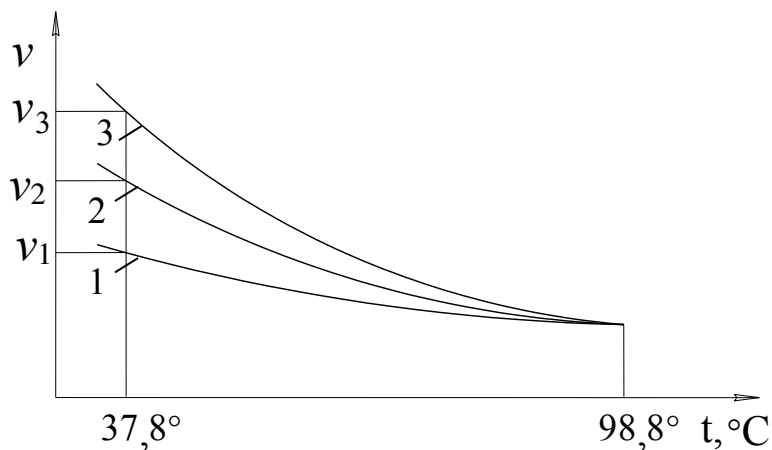


Рисунок 2.2 – Схема визначення індексу в'язкості *IB*:

- 1 – еталонна рідина з $IB=0$;
- 2 – випробувана рідина;
- 3 – еталонна рідина з $IB=100$

$$IB = \frac{\nu_2 - \nu_1}{\nu_3 - \nu_1} \cdot 100, \quad (2.7)$$

де ν_1 – кінематична в'язкість еталонної рідини з $IB=0$, тобто рідини, в'язкість якої практично не залежить від температури t ;

ν_2 – в'язкість реальної рідини, для якої визначається IB ;

ν_3 – в'язкість еталонної рідини з $IV=100$, тобто рідини, в'язкість якої істотно залежить від температури t° .

Значення ν_1, ν_2 і ν_3 визначаються при $t^\circ=37,8$ °C, а при $t^\circ=98,8$ °C повинно бути $\nu_1 = \nu_2 = \nu_3$.

Практично IV робочих рідин визначають за таблицями, для чого необхідно знати кінематичну в'язкість при температурі 50 °C і 100 °C.

На динамічні властивості гідроприводу – стійкість, автоколивальні процеси, точність регулювання – істотно впливає ефект стиску робочої рідини, що оцінюється **об'ємним модулем E_p пружності чи коефіцієнтом β_p стиску**, причому

$$\beta_p = \frac{1}{E_p}, \text{ МПа}^{-1}. \quad (2.8)$$

Коефіцієнт стиску показує відносну зміну об'єму рідини, віднесена до одиниці приросту тиску, тобто

$$\beta_p = - \frac{\Delta V}{V_o \cdot \Delta p}, \quad (2.9)$$

де ΔV – зміна початкового об'єму V_o рідини, викликана приростом тиску Δp .

Оскільки при збільшенні тиску об'єм рідини зменшується, то ΔV від'ємне. В зв'язку з тим, що за змістом коефіцієнт β_p величина додатна, то перед виразом (2.9) є мінус.

Відомо, що в робочих рідинах знаходиться розчинений і нерозчинений (у вигляді самостійної фази) газ. Найчастіше це повітря. З підвищенням тиску нерозчинене повітря переходить у розчин і навпаки.

Нерозчинені газові домішки істотно впливають на коефіцієнт стиску β_p . Умови експлуатації гідроприводів, як правило, сприяють як захопленню мікрооб'ємів повітря потоками робочої рідини, так і виділенню повітря, яке раніше знаходилось у розчиненому вигляді, внаслідок проходження потоку рідини через різні отвори – робочі вікна елементів гідроапаратури, причому на інтенсивність газовиділення впливає форма робочого вікна і швидкість потоку рідини.

Для визначення об'ємного модуля $E_{p\gamma}$ пружності такої газорідинної суміші розглянемо схему на рис. 2.3.

У товстостінну посудину 1 вміщений об'єм V_{pi} рідини під тиском p_i і об'єм V_{ni} повітря, який може бути у вигляді зосередженого включення чи у вигляді бульбашок, розподілених певним чином по всьому об'єму. При зростанні сили F , яка діє на поршень 4, збільшується тиск і одночасно зменшуються об'єми рідини 2 та газових включень 3.

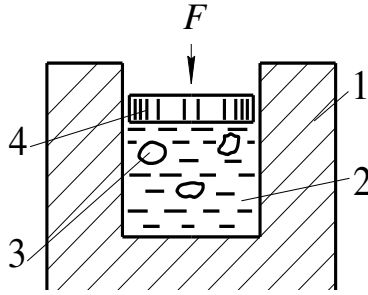


Рисунок 2.3 – Схема для визначення модуля об'ємної пружності рідини, яка містить включення нерозчиненого газу

Модуль об'ємної пружності газорідинної суміші $E_{p\Sigma}$ під тиском p_i розраховується за формулою

$$E_{p_{\Sigma}} = \frac{\Delta p \cdot V_{\Sigma i}}{\Delta V_{\Sigma i}} = \frac{\Delta p \cdot (V_{pi} + V_{ni})}{\Delta V_{\Sigma i}}, \quad (2.10)$$

де $\Delta V_{\Sigma i} = \Delta V_{pi} + \Delta V_{ni}$ – сумарний приріст об'ємів рідинної і газової фаз, відповідний приросту тиску Δp , причому при скінченному значенні Δp можна обчислити величину так званого секанс-модуля, а при $\Delta p \rightarrow 0$ – величину тангенс-модуля.

Визначимо значення величин, які входять в формулу (2.10).

Схема на рис. 2.3 відповідає деформації газорідинної суміші у замкненій жорсткій порожнині, коли початкове співвідношення V_{n0}/V_{p0} залишається незмінним, де V_{n0} і V_{p0} – об'єми, відповідно, газу і рідини при початковому тиску $p = p_0$.

Нехай під тиском p_i в об'ємі $V_{\Sigma i}$ порожнини гідросистеми знаходиться рідина з об'ємом V_{pi} і повітря з об'ємом V_{ni} , тобто $V_{\Sigma i} = V_{pi} + V_{ni}$. Приріст об'єму повітря $\Delta V_n = V_{ni} + V_{ni+1}$, викликаний зміною тиску $\Delta p = p_{i+1} - p_i$, можна обчислити зі співвідношення

$$\begin{aligned} p_i \cdot V_{n_i}^{n_n} &= p_{i+1} \cdot V_{n_{i+1}}^{n_n} = (p_i + \Delta p) \cdot (V_{n_s} - \Delta V_n)^{n_n} = \\ &= (p_i + \Delta p) \cdot V_{n_i}^{n_n} \cdot (1 - \Delta V_n / V_{n_s})^{n_n} \end{aligned} \quad (2.11)$$

де n_n – показник політропи.

В зв'язку з тим, що розглядаються прирости тиску Δp , при яких $\Delta V_n / V_{ni} < 1$, то, розкладаючи вираз $(1 - \Delta V_n / V_{ni})^{n_n}$ в степеневий ряд і обмежувачись першими двома членами розкладу, маємо співвідношення

$$p_i \cdot V_{n_i}^{n_n} = (p_i + \Delta p) \cdot V_{n_i}^{n_n} \cdot (1 - n_n \cdot (\Delta V_n / V_{n_i})) . \quad (2.12)$$

Приріст об'єму повітря

$$\Delta V_n = \frac{\Delta p \cdot V_{n_i}}{n_n \cdot (p_i + \Delta p)} . \quad (2.13)$$

Приріст об'єму рідини

$$\Delta V_p = \frac{\Delta p \cdot V_{p_i}}{E_p} , \quad (2.14)$$

де E_p – об'ємний модуль пружності рідини, який у даному діапазоні значень тиску приймається постійним.

При політропному процесі об'єм газової фази

$$V_{ni} = V_{n0} \cdot (p_0/p_i)^{n_n-1} . \quad (2.15)$$

В свою чергу

$$V_{pi} = V_{p0} \cdot (1 - (p_i - p_0)/E_p) . \quad (2.16)$$

Із співвідношень, що наведені вище, знаходимо модуль об'ємної пружності газорідинної суміші для схеми деформації, показаної на рис. 2.3.

$$E_{p_{\Sigma}} = \frac{1 - \frac{p_i - p_0}{E_p} + \frac{V_{n_0}}{V_{p_0}} \cdot \left(\frac{p_0}{p_i}\right)^{n_n-1}}{\frac{1}{E_p} - \frac{p_i - p_0}{E_p^2} - \frac{V_{n_0}}{V_{p_0}} \cdot \frac{p_0^{n_n-1}}{n \cdot p_i^{n_n-1} \cdot (p_i + \Delta p)}} . \quad (2.17)$$

Оримана формула придатна для визначення як секанс-модуля, так і тангенс-модуля об'ємної пружності газорідинної суміші.

Так, згідно з визначенням тангенс-модуля

$$\lim_{\Delta p \rightarrow 0} E_{p\Sigma} = \frac{1 - \frac{p_i - p_0}{E_p} + \frac{V_{n0}}{V_{p0}} \cdot \left(\frac{p_0}{p_i}\right)^{n_{n-1}}}{\frac{1}{E_p} - \frac{p_i - p_0}{E_p^2} - \frac{V_{n0}}{V_{p0}} \cdot \frac{p_0^{n_{n-1}}}{n \cdot p_i^{n_{n-1}}}} \quad (2.18)$$

На рис. 2.4 зображений характер залежності $E_{p\Sigma}(p)$ модуля об'ємної пружності газорідинної суміші від тиску для різних співвідношень α об'ємів повітря і рідини, приведених до початкового тиску p_0 , причому $\alpha_1 < \alpha_2 < \alpha_3$, де $\alpha = V_{п0}/V_{p0}$.

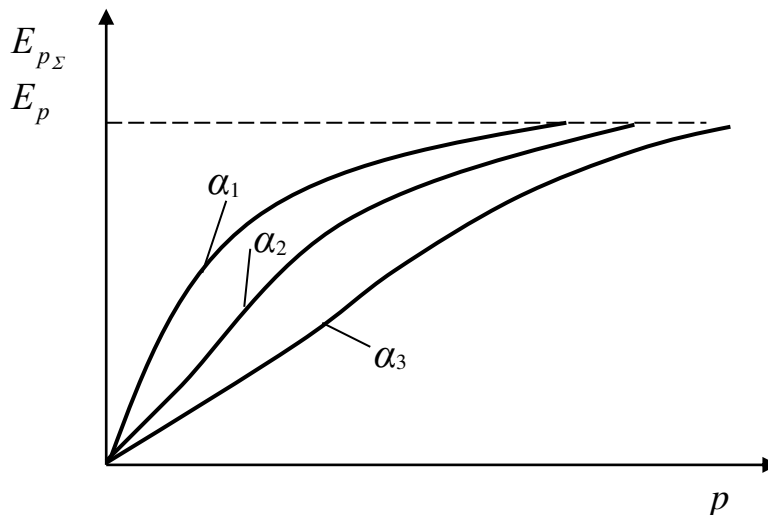


Рисунок 2.4 – Залежність сумарного модуля об'ємної пружності рідини з домішками нерозчиненого газу від тиску

Як впливає з графіка (рис. 2.4), чим більше в рідині нерозчиненого газу, тим менший її модуль об'ємної пружності, особливо в області малих тисків. Зі зростанням тиску бульбашки повітря, стискаючись, зменшуються в об'ємі і менше впливають на стисливість усієї суміші, а криві $E_{p\Sigma}(p)$ асимптотично наближаються до значення E_p модуля об'ємної пружності рідини, повністю вільної від нерозчиненого газу (повітря).

2.1.2 Експлуатаційні властивості

До експлуатаційних властивостей робочої рідини, які доповнюють фізичні параметри, перераховані у пункті 2.1.1, можна віднести:

- чистоту рідини, тобто характеристику забруднень, присутніх в ній;
- наявність в рідині різноманітних присадок, які надають їй додаткові експлуатаційні властивості;

- стабільність хімічних і фізичних властивостей у певному діапазоні температур, а також низьку температуру застигання, яка має бути нижче граничного робочого температурного діапазону на 10...15 °С;

- високу мастильну та антикорозійну якість;

- сумісність з матеріалами конструктивних елементів гідросистеми;

- високу протипінну стійкість;

- протипожежний захист, екологічну нейтральність і відповідність санітарним нормам;

- довговічність, економічність і недефіцитність.

Забезпечити всі перераховані властивості одночасно практично неможливо, тому для кожної конкретної задачі вибирається оптимальний варіант.

Наявність в робочій рідині забруднень – механічних домішок – регламентується ГОСТ 17216-71, яким передбачено 19 класів чистоти рідини. Розміри частинок забруднень (частинок металу, кераміки, смолоутворень, органічних частинок і т. п.) а також їх кількість в об'ємі 100±5 см³ формують дисперсний склад, а масовий вміст – межу забруднення.

На практиці для кожної конструкції гідравлічного агрегата його розробники вказують номінальну тонкість фільтрації, тобто максимально допустимі розміри частинок забруднень. Ця вимога виконується шляхом встановлення у гідросистемі **фільтрів** – пристроїв, які затримують всі частинки, більші максимально допустимих.

Приблизні рекомендації щодо тонкості фільтрації робочої рідини для різних гідроагрегатів вказані в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Рекомендована тонкість фільтрації

Назва гідроагрегата	Номінальна тонкість фільтрації, мкм
1. Насоси та гідродвигуни: – шестеренні – поршневі – гідроциліндри	25 10; 25 40; 63
2. Розподільники	10; 25; 40; 63
3. Клапани: – зворотні – тиску	25; 40; 63 10; 25; 40; 63
4. Реле тиску	63

За наявності в робочих рідинах присадок один з найбільш поширених типів рідин – гідравлічні масла – ділиться на категорії НН-НГ (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – Класифікація мастильних матеріалів групи Н для гідравлічних систем при гідростатичних умовах

Категорія продукту	Характеристика продукту	Галузь застосування
НН НЛ	Очищені мінеральні масла без присадок Очищені мінеральні масла з покращеними антикорозійними та антиокисними властивостями	
НМ	Масла типу НЛ з покращеними антизноними властивостями	Гідравлічні системи, що їх включають під дуже високим навантаженням
НН	Масла типу НЛ з покращеними в'язко-температурними властивостями	
НН	Масла типу НМ з покращеними в'язко-температурними властивостями	Будівельна та морська техніка
НС	Синтетичні рідини, що не мають особливих вогнестійких характеристик	
НГ	Масла типу НМ, що мають протизадирні властивості	Гідравлічні приводи з єдиною системою циркуляції

В гідроприводах металорізальних верстатів використовується, в основному, група робочих рідин, які називаються **індустріальні масла** і позначаються І-12А...І-50А (табл. 2.5).

Таблиця 2.5 – Характеристики масел

Показник	Індустріальні масла ГОСТ 20799-88				
	І-12А	І-20А	І-30А	І-40А	І-50А
В'язкість кінематична, мм ² ·с ⁻¹ /сСТ/, не більше:					
при 100 °С	-	-	-	-	-
при 50 °С	10...14	17...23	28...33	35...45	47...65
при 0 °С	-	-	-	-	-
Індекс в'язкості, не менше	-	85	85	85	85

Продовження таблиці 2.5

Температура спалаху у відкритому тиглі, °С	165	180	190	200	200	
Температура застигання, не більше, °С	-30	-15	-15	-15	-20	
Густина при 20 °С, г·см ⁻³	-	-	-	-	-	
Застосування	Гідросистеми тракторів		Гідросистеми буд. машин			
	Зимою	Літом				
	Гідросистеми верстатів					
Показник	Моторні масла ГОСТ 858178-Е					
	М-8-32	М-10-В ₂	М-8-Г ₂	М-10-Г ₂		
В'язкість кінематична, мм·с ⁻¹ /сСТ/, не більше: при 100 °С при 50 °С при 0 °С	8±0.5	11±0.5	8±0.5	11±0.5		
	-	-	-	-		
	1200	-	1200	-		
Індекс в'язкості, не менше	90	90	90	90		
Температура спалаху у відкритому тиглі, °С	200	205	200	205		
Температура застигання, не більше, °С	-25	-15	-25	-15		
Густина при 20 °С, г·см ⁻³	0,9	0,9	0,9	0,9		
Застосування	Гідросистеми сільськогосподарських машин					
Показник	Гідравлічні масла ГОСТ 1749.3-85					
	ВМГЗ ТУ 101479-79	МГ-30 ТУ 3810150-79	АУ/І-30А/ ТУ 38 101586-75	АУ ГОСТ 1642-75	А ТУ 38 101179-71	Р ТУ 38 101179-71

Продовження таблиці 2.5

В'язкість кінематична, мм·с ⁻¹ /сСТ/, не більше при 100 °С при 50 °С при 0 °С	4,3	6,3	-	-	-	-
	10	27	12...14	12...14	23...30	12...14
Індекс в'язкості, не менше	-	-	-	-	-	-
Температура спалаху у відкритому тиглі, °С	135	190	163	165	175	163
Температура застигання, не більше, °С	-60	-35	-45	-45	-40	-45
Густина при 20 °С, г·см ⁻³	0,865	0,885	0,886-0,896	0,89	-	-
Застосування	Гідросистеми будівельних дорожніх машин					
	Всесезонно	Літнє; Всесезонно у південній зоні	При низьких температурах		Гідромеханічні передачі	

Ці ж масла використовуються в гідросистемах тракторів і будівельних машин. Для порівняння в таблиці 2.5 наведені параметри **гідролічних масел**, що застосовуються в гідросистемах будівельних і дорожніх машин, а також в гідромеханічних передачах, і **моторних масел** (гідросистеми сільськогосподарських машин). Всі масла є продуктами переробки нафти і мають високі мастильні властивості.

Значним їх недоліком є залежність в'язкості від температури (ІВ = 85...90), що потребує стабілізації робочої температури на рівні $t^{\circ} = 40^{\circ}\text{C} \dots 50^{\circ}\text{C}$.

2.2 Течія робочої рідини в трубопроводах

Розглядаючи деякі закономірності течії робочої рідини в трубопроводах гідроприводів, ми обмежились положеннями, які ілюструють фізичну сутність процесів, що мають практичне значення.

2.2.1 Параметри потоку рідини в трубопроводах

Якщо в потоці рідини, що рухається в трубі (див. рис. 2.1), провести лінію так, що дотичні до неї в кожній точці будуть збігатись з напрямками швидкостей частинок рідини, які розташовані в цих точках в даний момент

часу, то така лінія (пряма чи, в більш загальному випадку, крива) називається **лінією течії**.

На рис. 2.5 показані частинки рідини 1...6, вектори швидкостей цих частинок $\bar{v}_1 \dots \bar{v}_6$ і лінія течії T .

Виділимо елементарну площину dS в рідині, що рухається, нормально до векторів швидкості частинок рідини (рис. 2.6) і через всі точки цієї площини проведемо лінії течії для будь-якого моменту часу.

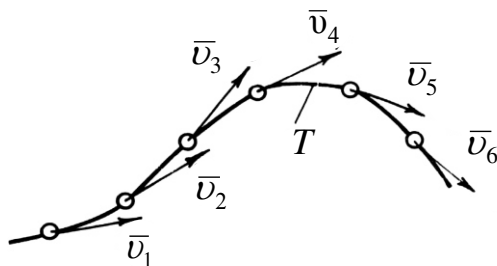


Рисунок 2.5 – Лінія течії

Ми отримаємо ніби пучок ліній течії, який називається **елементарною течією**, а його бокова поверхня – **трубкою течії**.

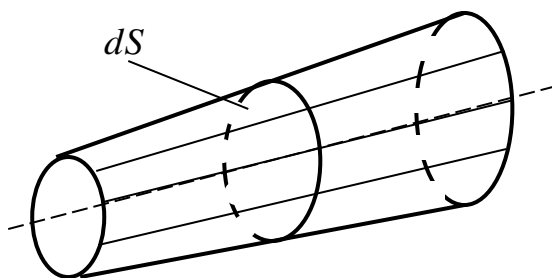


Рисунок 2.6 – Трубка течії

Якщо рух сталий, тобто параметри не залежать від часу, то форма трубки течії з плином часу залишається незмінною, а лінії течії через трубку течії не виходять з середини назовні і навпаки. Швидкості в усіх точках поперечного перерізу dS трубки течії однакові внаслідок малості dS . Так, згідно з рис. 2.1 можна вважати, що швидкості $v_1, v_2 \dots v_i$ є значеннями швидкостей в однойменних перерізах $dS_1, dS_2 \dots dS_i$, а загальним потоком рідини в трубі є сукупність елементарних течій рідини.

Поверхня, що проведена через дану точку в межах потоку перпендикулярно до ліній течії, називається живим перерізом.

Якщо кривизна течій невелика (кут розходження між окремими течіями малий), то живі перерізи потоку є площинами перпендикулярними до осі потоку. Так, на рис. 2.1 живим перерізом є круг, що перпендикулярний до осі труби, площа S якого дорівнює $S = \frac{\pi}{4} \cdot d_{tp}^2$,

де d_{tr} – діаметр отвору труби.

Такий рух рідини називається плавно змінним рухом.

Через живий переріз потоку (в нашому випадку через поперечний переріз отвору труби) **за одиницю часу протікає об'єм, який називається витратою.** Використовується також термін **подача.**

Розмірність витрати $Q = \text{м}^3/\text{с}$. Це об'ємна витрата.

З рис. 2.1 видно, що швидкості \bar{v}_i окремих частинок рідини різні, отже, і витрати через елементарні площини (живі перерізи) dS_i також різні, тобто

$$dQ_i = v_i \cdot dS_i. \quad (2.19)$$

Загальна витрата через живий переріз кінцевих розмірів буде дорівнювати

$$Q = \int_S dQ_i, = \int_S v_i \cdot dS_i. \quad (2.20)$$

На практиці використовують так звану **середню швидкість** v_c . Тоді

$$Q = v_c \cdot S = \int_S v_i \cdot dS_i, \quad (2.21)$$

звідки

$$v_c = \frac{1}{S} \cdot \int_S v_i \cdot dS_i. \quad (2.22)$$

Отже, **середньою швидкістю потоку в даному живому перерізі називається умовна швидкість, однакова для всіх частинок, що знаходяться в точках цього перерізу, яка формує таку ж витрату, як і дійсний розподіл швидкостей.**

Фактичний розподіл швидкостей частинок рідини, які належать площині живого перерізу в кожний момент часу, залежить від режиму руху рідини.

Існують два чітко визначених режими течії:

- **ламінальний**, в якому рідина тече окремими нашаруваннями, не перемішуючись;

- **турбулентний**, в якому розподілення швидкостей хаотичне, а рідина перемішується по всьому об'єму потоку.

Встановлено, що перехід від ламінарного режиму до турбулентного і навпаки визначається безрозмірним критерієм Re , який називається **числом Рейнольдса**, причому

$$Re = \frac{v_c \cdot d_{mp}}{\nu} . \quad (2.23)$$

При $Re < 2000 \dots 2320$ потік ламінарний, а при $Re > 2320$ – турбулентний. Існує ряд факторів (шорсткість стінок отвору труби, умови входу потоку в трубу і т. д.), які можуть змінювати вказані вище критичні значення.

Режим течії рідини в трубопроводі впливає на втрати енергії при переміщенні рідини в трубі.

В рідині, що знаходиться в стані спокою, діє **гідростатичний тиск**, який на вільній поверхні, що розділяє рідину і повітря чи інший газ, або інше тіло, дорівнює p_0 (рис. 2.7). На глибині h від поверхні до тиску p_0 додається тиск p_G ваги стовпа рідини, що дорівнює $p_G = \rho gh$. Тоді повний тиск p_h на глибині h дорівнює

$$p_h = p_0 + p_G = p_0 + \rho gh . \quad (2.24)$$

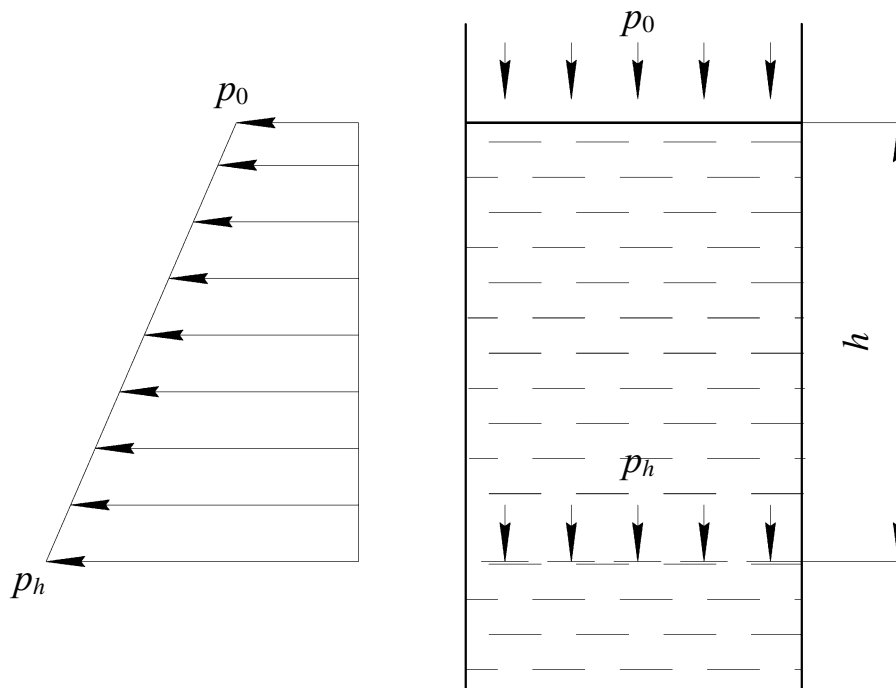


Рисунок 2.7 – Схема розподілу тисків у рідині

Так тиск в основі стовпа води висотою 10 м складає $p_h = 10^5$ Па. Для робочих рідин гідроприводів цей тиск на 8 %...15 % менший, тому що в них густина менша, ніж у води.

У більшості металорізальних верстатів, крім особливо великих і унікальних, різниця в рівнях розташування окремих агрегатів гідроприводів не перевищує декількох метрів і величини $p_G < 10^4$ Па, що дозволяє не враховувати їх в інженерних розрахунках.

В рідині, яка рухається, крім статичного тиску, що обумовлює потенційну енергію, діє ще і динамічний тиск (тиск напору), який визначається кінетичною енергією рідини, що рухається.

На рис. 2.8 рідина рухається зі швидкістю v_1 в перерізі S_1 . В потоці діє статичний тиск p_{c1} , який можна виміряти, наприклад, в отворі на стінці труби. Якщо в отвір у стінці встановити трубку, що відкрита назустріч потоку, то тиск p_1 в такій трубці буде дорівнювати сумі статичного p_{c1} і динамічного p_{d1} тисків, тобто

$$p_1 = p_{c1} + p_{d1}. \quad (2.25)$$

Якщо переріз потоку зміниться, тобто стане, наприклад, $S_2 < S_1$, то швидкість v_2 рідини в перерізі S_2 збільшиться, тому що ми розглядаємо суцільну рідину без розривів, пустот і сторонніх домішок. Тому витрата рідини в кожному перерізі потоку однакова, тобто $v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2$.

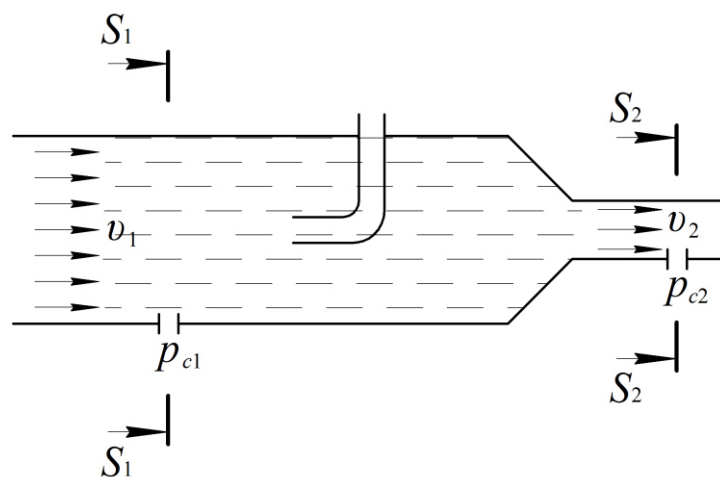


Рисунок 2.8 – Вимірювання статичного, динамічного та повного тисків у потоці

Це принцип неперервності потоку. Звідси випливає, що

$$v_1/v_2 = S_2/S_1. \quad (2.26)$$

В зв'язку з тим, що $v_2 > v_1$, $p_{d2} > p_{d1}$. Але енергія потоку збільшуватися не може, тому $p_{c2} < p_{c1}$. При збільшенні швидкості потоку динамічна складова тиску зростає, а статична зменшується.

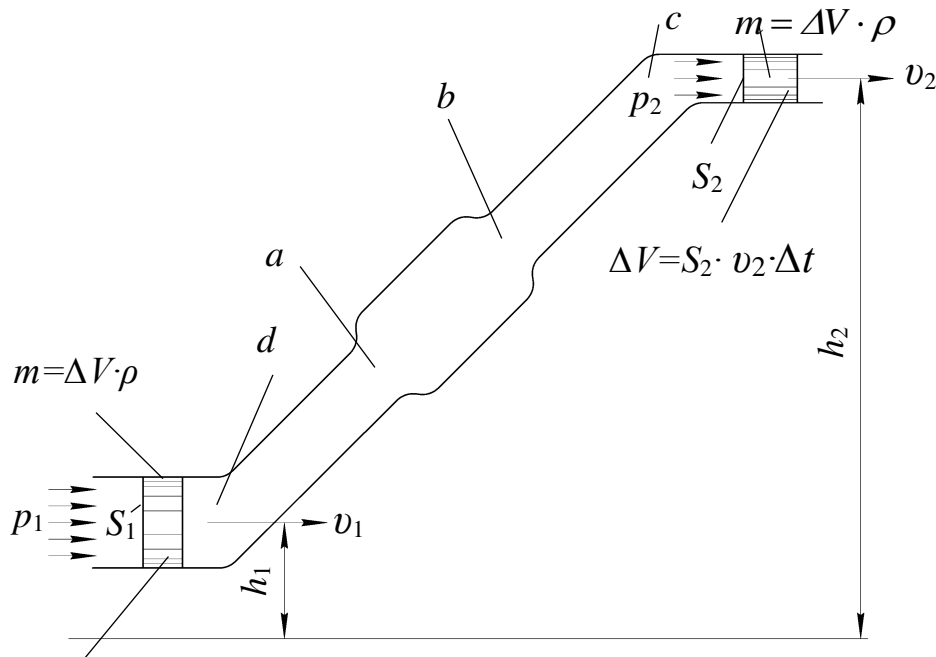
2.2.2 Енергетичні характеристики потоку рідини. Рівняння Бернуллі

Розглянемо рух рідини в трубі, схема якої наведена на рис. 2.9. Труба складається з першої горизонтальної ділянки на висоті h_1 від якогось умовно-горизонтального рівня і другої горизонтальної ділянки на висоті h_2 . Горизонтальні ділянки з'єднані похилим трубопроводом змінного профілю.

Виділимо на першій ділянці елементарний об'єм рідини, маса якого $m = \Delta V \cdot \rho$. Швидкість руху цього об'єму v_1 , отже $\Delta V = S_1 \cdot v_1 \cdot \Delta t$, де S_1 – площа живого перерізу труби на першій ділянці, а Δt – інтервал часу, за який через живий переріз труби проходить маса m . Будемо вважати, що $\Delta t=1$, тоді $\Delta V=S_1 \cdot v_1$.

Повна енергія E_1 об'єму рідини, що розглядається на першій ділянці, дорівнює сумі потенційної E_{n1} і кінетичної E_{k1} енергій, а також потенційної енергії положення об'єму ΔV рідини відносно певного рівня, яка визначається висотою h_1 .

$$E_1 = E_{n1} + E_{k1} \quad (2.27)$$



$$\Delta V = S_1 \cdot v_1 \cdot \Delta t$$

Рисунок 2.9 – Схема трубопроводу для виведення рівняння Бернуллі

Потенційна енергія E_{n1} сил статичного тиску – це робота вказаних сил на шляху за одиницю часу, тобто

$$E_{n1} = p_{c1} \cdot S_1 \cdot v_1 = p_{c1} \cdot \Delta V. \quad (2.28)$$

Потенційна енергія $E_{n_{h1}}$ положення об'єму рідини, який розглядається

$$E_{n_{h1}} = m \cdot g \cdot h_1 = \Delta V \cdot \rho \cdot g \cdot h_1, \quad (2.29)$$

де $m = \Delta V \cdot \rho$.

Кінетична енергія $E_{к1}$ дорівнює

$$E_{к1} = m \cdot \frac{v_1^2}{2} = \Delta V \cdot \rho \cdot \frac{v_1^2}{2}. \quad (2.30)$$

Тоді з (2.27), (2.28), (2.30) випливає $m = \Delta V \cdot \rho$ і далі

$$E_1 = \Delta V \cdot p_{c1} + \Delta V \cdot \rho \cdot g \cdot h_1 + \Delta V \cdot \rho \cdot \frac{v_1^2}{2}. \quad (2.31)$$

Аналогічно, для того ж об'єму ΔV на другій ділянці

$$E_2 = \Delta V \cdot p_{c2} + \Delta V \cdot \rho \cdot g \cdot h_2 + \Delta V \cdot \rho \cdot \frac{v_2^2}{2}. \quad (2.32)$$

Якщо рідина ідеальна, тобто позбавлена в'язкості, а тертя відсутнє, труба постійного перерізу, то втрати енергії при переміщенні об'єму ΔV від першої ділянки до другої немає і $E_1 = E_2$.

Якщо врахувати втрати енергії на тертя, підйом рідини, розширення і звуження потоку (ділянки "а" і "b" труби на рис. 2.9), то

$$\Delta E = E_1 - E_2. \quad (2.33)$$

З формул (2.31), (2.32), (2.33) отримуємо вираз, що є рівнянням Бернуллі

$$\frac{\Delta E}{\Delta V} = (p_{c1} - p_{c2}) + \rho \cdot g \cdot (h_1 - h_2) + \frac{\rho}{2} \cdot (v_1^2 - v_2^2), \quad (2.34)$$

де $\frac{\Delta E}{\Delta V}$ – втрати енергії, які припадають на одиницю об'єму рідини. Легко переконатись, що $\frac{\Delta E}{\Delta V} = \Delta p_{тер} = p_{c1} - p_{c2}$, тобто втрати енергії в рівнянні Бернуллі (2.34) відображаються у втратах тиску.

2.2.3 Втрати енергії під час руху рідини

Розрізняють два види втрат енергії рухомої рідини – **шляхові втрати і втрати в місцевих перешкодах**. **Шляховими втратами** називають втрати енергії на подолання сил тертя на певній довжині трубопроводу постійного перерізу.

Розглянемо розрахункову залежність, яка дає можливість оцінити величину шляхових втрат.

Нехай потік рідини, яка тече по циліндричній ділянці труби діаметром d_{mp} і довжиною l , в першому наближенні характеризується середньою швидкістю $v_c = v_{max}/2$, для чого фактичну епюру швидкостей (рис. 2.1) апроксимуємо (рис. 2.10). Тоді швидкість буде рівномірно зменшуватись від осі труби до її стінки, а градієнт швидкості можна

описати рівнянням $\frac{dv}{dh} = \frac{v_c}{0,5 \cdot d_{mp}} = 2 \cdot \frac{v_c}{d_{mp}}$. Тоді формула дотичної напруги сил тертя на одиницю поверхні матиме вигляд

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dh} = \mu \cdot 2 \cdot \frac{v_c}{d_{mp}}, \text{ Н / м}^2. \quad (2.35)$$

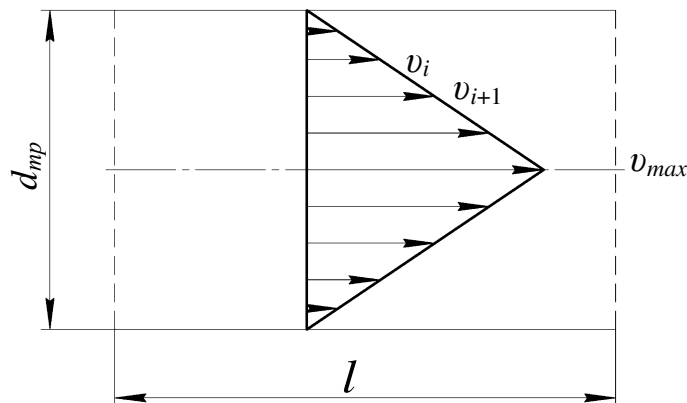


Рисунок 2.10 – Схема для виведення рівняння втрат енергії на тертя

Повна сила тертя рідини, яка рухається, на поверхні отвору труби дорівнює (з урахуванням того, що $\mu = \nu \rho$)

$$F_{тер} = \tau \cdot S_{тер} = \nu \cdot \rho \cdot v_c \cdot \frac{2}{d_{mp}} \cdot \pi \cdot d_{mp} \cdot l \cdot \alpha_T = 2 \cdot \rho \cdot \nu \cdot v_c \cdot l \cdot \alpha_T \quad (2.36)$$

де α_T – поправковий коефіцієнт, який враховує прийняті нами припущення про епюру швидкостей.

Потік рідини з живим перерізом $\frac{\pi}{4} \cdot d_{mp}^2$ долає силу тертя, створюючи перепад тиску

$$\Delta p_{тер} = \frac{F_{тер}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{mp}^2} .$$

Тоді втрати тиску $\Delta p_{тер}$ на тертя в даній моделі потоку рідини на довжині l дорівнюють

$$\Delta p_{тер} = \frac{F_{тер}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{mp}^2} = 8 \cdot \frac{v_c}{d_{mp}^2} \cdot v \cdot \rho \cdot l \cdot \alpha_T . \quad (2.37)$$

В зв'язку з тим, що втрати на тертя залежать від режиму руху рідини, який характеризується числом Рейнольдса, то для повного врахування цього фактора помножимо і поділимо праву частину рівняння (2.37) на праву і ліву частини рівняння (2.23), тоді

$$\Delta p_{тер} = 16 \cdot \frac{\alpha_T}{Re} \cdot \rho \cdot \frac{l}{d_{mp}} \cdot \frac{v_c^2}{2} . \quad (2.38)$$

Величина $\frac{16\alpha_T}{Re}$ часто позначається λ , а $16 \cdot \alpha_T = 75$ для металевих труб і прямолінійних ділянок гумометалевих гнучких трубопроводів – рукавів високого тиску.

Коефіцієнт λ практично не залежить від шорсткості поверхні труби при ламінарному режимі течії, що правильно для більшості гідроприводів верстатів. При турбулентному режимі течії значення λ треба вибирати за таблицями в залежності від геометричних параметрів поверхні труби.

Формулу (2.38) можна подати ще у вигляді

$$\Delta p_{тер} = \xi \cdot \frac{v_c^2}{2} \cdot \rho , \quad (2.39)$$

де ξ – коефіцієнт втрат, який у випадку шляхових втрат тільки на тертя дорівнює

$$\xi = 16 \cdot \alpha_T \cdot \frac{l}{d_{mp} \cdot Re} . \quad (2.40)$$

Формула (2.39) універсальна. З неї випливає, що втрати енергії на подолання як шляхових, так і місцевих опорів пропорційні середній швидкості потоку.

Тому визначення оптимальної величини v_c є відповідальним техніко-економічним завданням. Вище вказувалось, що крім шляхових втрат можуть бути і так звані **місцеві втрати**. Вони виникають при протіканні рідини через місцеві опори внаслідок різних змін конфігурації потоку, тобто при його розширенні чи звуженні, переході від прямолінійної ділянки до криволінійної (рис. 2.9).

В місцевих опорах енергія рідини витрачається на перерозподіл швидкостей, зміну напрямку руху, вихроутворення і перемішування в потоці.

Втрати тиску в місцевих опорах підраховуються за формулою (2.39), де коефіцієнт ξ знаходиться з таблиць в залежності від конкретних конструктивних параметрів опору.

2.2.4 Дросельні елементи гідроприводів

Для регулювання параметрів потоку робочої рідини і, відповідно, для керування режимами роботи гідроприводів часто використовують дросельні елементи, які є спеціально створеними місцевими опорами.

Спрощеною схемою дросельного елемента є отвір у перетинці, встановлений в трубопроводі чи каналі певного гідравлічного пристрою (рис. 2.11). Якщо діаметр $d_{др}$ отвору більший за його довжину l , то стінка вважається тонкою. В цьому випадку втрати на тертя вздовж дросельного отвору практично дорівнюють нулю (в формулі (2.38) $l \rightarrow 0$) і, як випливає зі схеми на рис. 2.11, втрачається енергія на раптові звуження потоку перед входом в отвір і на розширення його при виході.

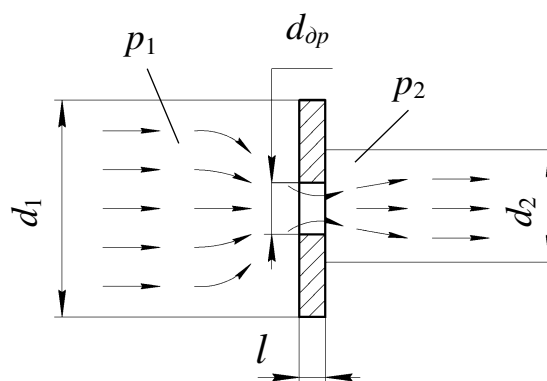


Рисунок 2.11 – Схема дросельного елемента

Застосуємо формулу (2.39) для розрахунку характеристики дросельного пристрою за рис. 2.11, вважаючи, що v_c – середня швидкість протікання рідини в отворі дроселя діаметром $d_{др}$ при витраті рідини $Q_{др}$.

Тоді

$$v_c = \frac{Q_{dp}}{f_{dp}} = \frac{Q_{dp}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{dp}^2}. \quad (2.41)$$

Втрати тиску

$$\Delta p_{тер} = p_1 - p_2 = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q_{dp}^2}{(\pi^2/16) \cdot d_{dp}^4} \right), \quad (2.42)$$

звідки витрата рідини через дросель при заданому перепаду тиску дорівнює

$$Q_{dp} = f_{dp} \cdot \sqrt{\frac{1}{\xi}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)}. \quad (2.43)$$

Величина $\sqrt{\frac{1}{\xi}}$ називається коефіцієнтом витрати і визначається значенням ξ яке, як зазначалось вище, залежить від конструктивних і геометричних параметрів дросельного пристрою.

Наприклад, для конструкції, схема якої наведена на рис. 2.11, величина ξ залежить від співвідношення діаметрів d_1 , d_{dp} , d_2 і визначається за таблицею 2.6.

Таблиця 2.6 – Значення коефіцієнта ξ

d_{dp}/d_1	D_1/d_2				
	0,45	0,65	0,80	0,90	0,95
0,45	1,46	1,15	0,88	0,67	0,58
0,65	1,20	0,92	0,67	0,47	0,39
0,80	0,94	0,67	0,45	0,27	0,20
0,90	0,74	0,50	0,30	0,16	0,13
0,95	0,60	0,40	0,23	0,10	0,08

Для співвідношень геометричних параметрів дроселя, які найчастіше зустрічаються в реальних конструкціях, коли $d_1/d_2 \rightarrow 1$, а $d_{dp}/d_1 \ll 1$, величина $\sqrt{\frac{1}{\xi}} = 0,65 \dots 0,70$.

В дросельних пристроях, у яких $l \gg d_{dp}$ (див. рис. 2.11), стають значними втрати на тертя в дросельному отворі. Оскільки тертя залежить

від в'язкості робочої рідини, а в'язкість змінюється з температурою, то опір такого дроселя істотно залежить від типу робочої рідини та її температури. В багатьох випадках це небажаний фактор.

Дросель з $l \ll d_{op}$ вільний від вказаного недоліку. За конструкцією всі дросельні пристрої діляться на **нерегульовані**, тобто з $d_{op} = const$, і **регульовані**, тобто зі змінною величиною площі живого перерізу отвору, який називається **робочим вікном**.

Одна із серійних конструкцій верстатного регульованого дроселя типу ПГ77-1 наведена на рис. 2.12. Робоча рідина підводиться до отвору 12, проходить через радіальні отвори втулки 2 в її внутрішню порожнину, з якої через робоче вікно, утворене фасонним отвором у втулці 2 і торцем втулки 3 (вид Б), проходить в отвір 13 і направляється в гідросистему. Безступеневе регулювання площі робочого вікна здійснюється осьовим переміщенням втулки 3 за допомогою гвинта 4 і пружини 10, яка підтискує втулку 3 до гвинта 4. Гвинт обертається вручну ручкою-лімба 8 через вал 6.

Осьовому переміщенню втулки 3 відповідає декілька повних обертів ручки-лімба 8, в даній конструкції це 4 оберти.

Після кожного повного оберту ручки-лімба показник обертів 5 за допомогою штифта 9 повертається на 90° . Гайка 7 скріплює конструкцію, що розміщена в корпусі 1, на торець якого виведені приєднувальні отвори 12,13 для підведення та відведення робочої рідини.

Ребра дросельного робочого вікна виконані гострими, тобто дросель належить до групи, у якої $l \ll d_{op}$, що практично унеможливує залежність його характеристик від температури робочої рідини.

2.3 Трубопроводи

Усталені і нестационарні процеси в трубопроводах істотно впливають на технологічні характеристики гідроприводу в цілому. Практичне значення має вибір оптимальної величини живого перерізу трубопроводу, оцінювання хвильових процесів в ньому, тому що трубопровід з рідиною, яка рухається, є динамічною системою з розподіленими параметрами. Уявлення про конструкції трубопроводів, які використовуються в верстатах, дозволяє оцінити їх вплив на роботу гідроприводів.

2.3.1 Розрахунок основного параметра трубопроводу

Головним розрахунковим параметром трубопроводу є площа живого перерізу, тобто площа S_{mp} поперечного перерізу його отвору, тому що при заданій витраті Q_{mp} через трубу величина S_{mp} визначає середню швидкість v_c потоку

$$v_c = \frac{Q_{mp}}{S_{mp}} \cdot \quad (2.44)$$

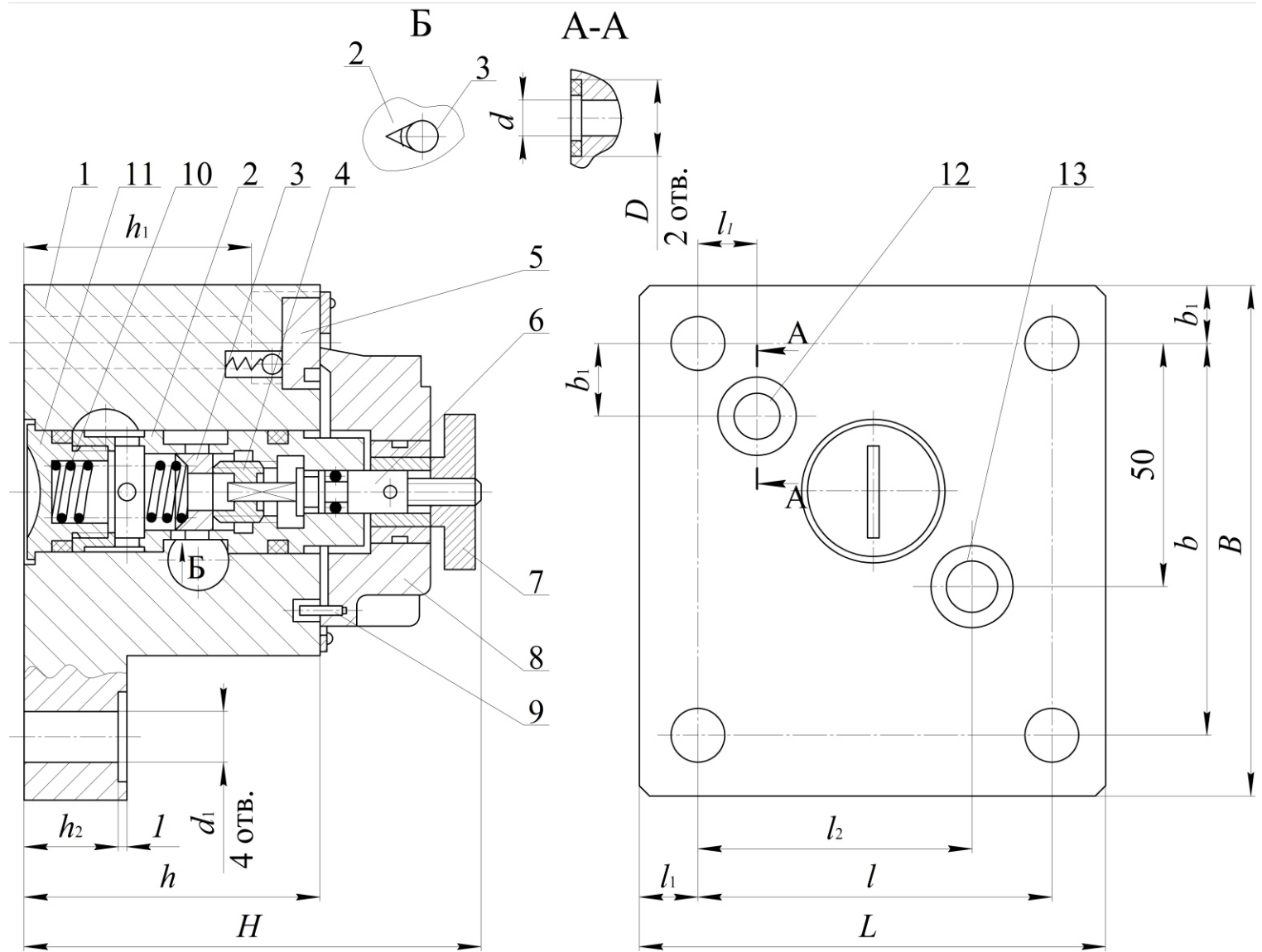


Рисунок. 2.12 – Регулюваний дросель типу ПГ 77-1

З формули (2.39) випливає, що втрати тиску в трубі пропорційні квадрату середньої швидкості, тобто обернено пропорційні квадрату площі поперечного перерізу отвору.

Зменшуючи S_{mp} , тобто зменшуючи поперечні габарити і масу трубопроводу, ми різко збільшуємо втрати енергії, тобто зменшуємо ККД гідроприводу.

Тому розрахунок зводиться до вибору оптимального практичного значення v_c .

Тоді з (2.44)

$$S_{mp} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{mp}^2 = \frac{Q_{mp}}{v_c} \quad (2.45)$$

Звідки

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_{mp}}{v_c}}, \quad (2.46)$$

де v_c – за рекомендаціями, наприклад, табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Рекомендовані середні швидкості рідини в трубі

Призначення трубопроводу	Орієнтовні значення максимальних середніх швидкостей рідини в трубі, м/с
Всмоктувальний	1,2
Зливний	2,0
Нагнітальний при тисках, МПа	
до 2,5	2,0
до 6,3	3,2
до 16,0	4,0
до 32,0	5,0
понад 63,0	6,3 – 10,0
Короткі канали в гідроагрегатах	до 20,0

Оскільки другий геометричний параметр трубопроводу – довжина – визначається компонованою схемою гідроприводу на технологічній машині – верстаті, пресі і т. д. – то потрібно перевірити величину втрат тиску в трубопроводі (як шляхових, так і місцевих).

Сумарні втрати тиску по довжині трубопроводу і в місцевих опорах не повинні перевищувати 5...10 % від тиску, який забезпечується насосом. В окремих випадках допускаються втрати до 20 % від тиску насоса.

В цілому по трубопроводу, який містить крім прямолінійних ділянок декілька місцевих опорів, сумарні втрати дорівнюють

$$\Delta p_{\text{мер}_\Sigma} = \sum_{i=1}^{i=n} \xi_i \cdot \rho \cdot \frac{v_{ci}^2}{2}, \quad (2.47)$$

де ξ_i – коефіцієнти втрат по довжині i в місцевих опорах, відповідно;
 v_{ci} – середні швидкості потоку на цих ділянках.

2.3.2 Хвильові процеси в трубопроводах

Вся маса рідини, яка знаходиться в трубопроводі, розподілена певним чином по довжині труби і нагадує, в першому наближенні, залізничний потяг, в якому окремі маси-вагони взаємодіють між собою через пружні елементи – буферні пружини.

Легко уявити собі, що якщо загальмувати локомотив (тільки локомотив), то вагони один за одним теж будуть гальмувати, стискаючи пружини. Коли загальмує останній вагон, сили пружності пружини відкинуть його від передостаннього і т. д., поки цей процес не дійде до локомотива. Це і є схемою перших двох фаз **хвильового процесу**, який відбувається в **системі з розподіленими параметрами**. В даному випадку по довжині потягу (трубопроводу) розподілені загальна маса і пружність.

Розглянемо хвильовий процес в трубопроводі, заповненому стисненою рідиною, яка рухається.

На рис. 2.13 наведені різні фази такого процесу. З пристрою А (насос, резервуар) в трубу Б подається рідина, причому тиск на виході пристрою А дорівнює $p_0 = \text{const}$.

В певний момент часу заслінка В миттю перекриває вихід рідини з труби, і шар рідини масою Δm , який прилягає до заслінки, зупиняється (гальмується). Кінетична енергія цього шару $\Delta m \cdot \frac{v_0^2}{2}$ переходить в потенціальну енергію стисненої рідини. Тиск в стисненому шарі підвищується на $\Delta p_{xв}$ і стає рівним $p_0 + \Delta p_{xв}$. Потім гальмується наступний шар і т. д., але насправді цей процес не дискретний, як ми це уявили, а безперервний.

Підвищений тиск $p_0 + \Delta p_{xв}$ “рухається” від заслінки В по трубі до пристрою А зі швидкістю c , яка є **швидкістю звуку** в системі “труба-рідина”.

На рис. 2.13, а наведений момент руху фронту n-n хвилі тиску зліва направо, причому за рахунок стиснення рідини в зоні, де $p = p_0 + \Delta p_{xв}$, і деформації трубопроводу (переріз отвору збільшується під дією тиску $\Delta p_{xв}$) надходження рідини в недеформовану частину труби продовжується.

На рис. 2.13, б наведений стан в кінці першої фази хвильового процесу, коли вся рідина, яка знаходиться в трубі, стиснена, труба деформована, швидкість рідини в трубі $v=0$.

Початок другої фази зображений на рис. 2.13, в. Стиснена в деформованій трубі рідина починає розширюватись, а труба стискається, починаючи з перерізу, який дотикається до пристрою А. Процес розширення рідини іде зліва направо, фронт тиску переміщується зі швидкістю c .

В кінці другої фази (рис. 2.13, г) цей стан поширюється по всій довжині труби, але всі частинки рідини в трубі до того моменту набувають швидкості v_0 у напрямку від заслінки В до пристрою А.

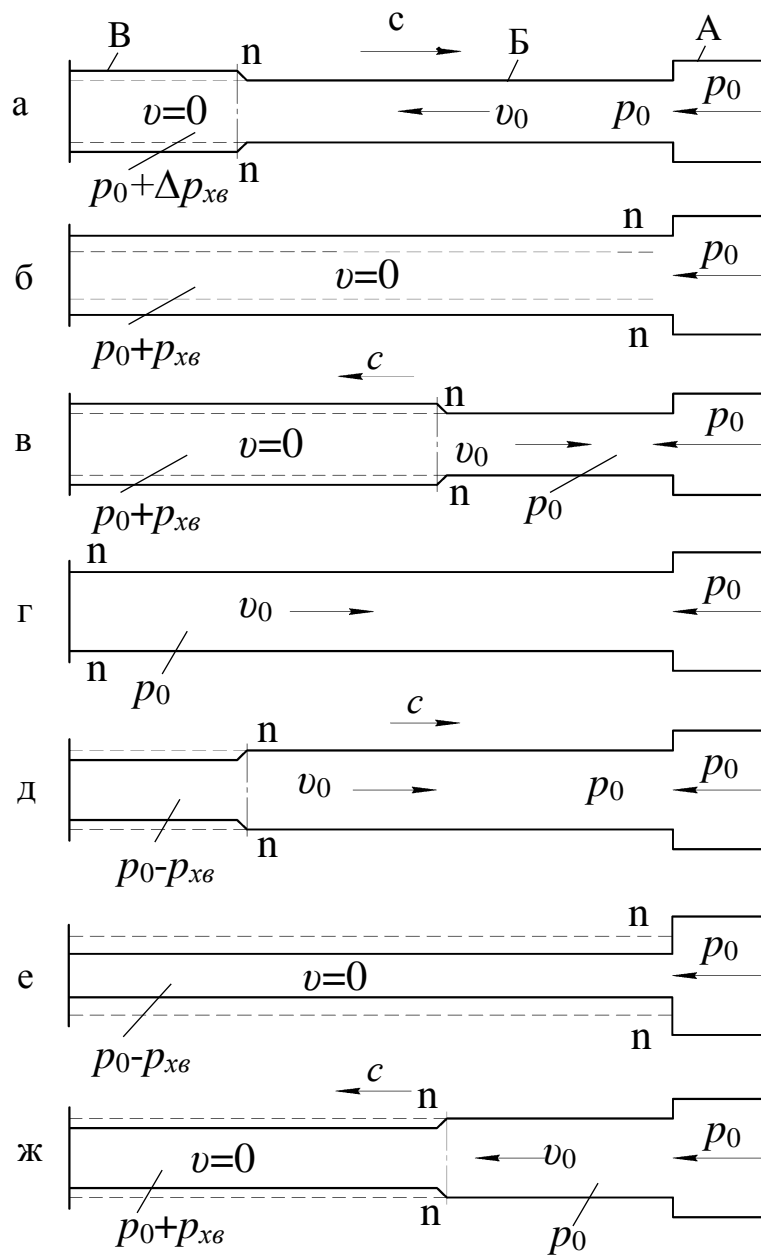


Рисунок 2.13 – Фази хвильового процесу в турбопроводі

В третій фазі рідина, продовжуючи рухатись за інерцією, ще більше розширюється, тиск в шарах, які дотикаються до заслінки В, знижується на $-\Delta p_{xв}$ і стає рівним $p = p_0 - \Delta p_{xв}$. Цей процес іде зліва направо зі швидкістю c (див. рис. 2.13, д). В зв'язку з тим, що тиск зменшується, труба в зоні $p = p_0 - \Delta p_{xв}$ стискується ще більше. Так продовжується до тих пір, поки хвиля пониженого тиску не досягає пристрою А (див. рис. 2.13, е).

Потім починається четверта фаза – рідина з пристрою А, на виході якого тиск $p = p_0$, починає надходити в трубу, в якій в кінці третьої фази встановився тиск $p = p_0 - \Delta p_{xв}$, зі швидкістю v_0 (див. рис. 2.13, ж). Хвиля тиску рухається справа наліво зі швидкістю c .

Потім все описане вище повторюється. Коли б в цьому процесі не відбувалися втрати енергії на тертя, місцеві опори та ін., то коливальний хвильовий процес продовжувався нескінченно.

Внаслідок втрат енергії коливання достатньо швидко згасають.

Підвищення тиску в першій фазі (див. рис. 2.13, а) часто називають **гідрравлічним ударом**, тому що результатом цього процесу нерідко буває руйнування труб, гідроциліндрів, порушення необхідних режимів роботи гідропривода.

Тривалість процесів, зображених на рис. 2.13, а, ..., ж, називається **тривалістю циклу гідрравлічного удару**, яка дорівнює

$$T_z = \frac{2 \cdot l}{c}, \quad (2.48)$$

де l – довжина трубопроводу.

Вище ми припустили, що закриття заслінки відбулося миттєво. Практично час закриття t_3 – величина кінцева. Якщо $T_z > t_3$, тобто заслінка встигає повністю перекрити потік до приходу відбитої хвилі, гідрравлічний удар називається повним.

Якщо $T_z < t_3$, то гідрравлічний удар неповний і приріст тиску $\Delta p_{xв}$ відповідає неповному гальмуванню потоку.

Вище ми розглядали процеси, які відбуваються між заслінкою і пристроєм, що нагнітає рідину в трубопровід, і супроводжуються підвищенням тиску в першій фазі – це **позитивний гідрравлічний удар**.

Якщо помістити заслінку на виході пристрою, який нагнітає рідину в трубу (в перерізі А на рис. 2.13), то при її закритті потік, відсічений від джерела, буде рухатись по інерції, створюючи понижений тиск $p = p_0 - \Delta p_{xв}$, а потім, зупинившись, почне повертатися до запірного пристрою назад, викликаючи явище гідрравлічного удару – це **негативний гідрравлічний удар**.

Оцінимо величину $\Delta p_{xв}$ приросту тиску, викликаного гідрравлічним ударом.

На рис. 2.14 зображена ділянка трубопроводу 1 з заслінкою 2, яка в якийсь момент часу перекриває частину ΔS_{mp} живого перерізу S_{mp} так, що площа отвору, через який продовжує текти рідина, стає рівною $S_{mp} - \Delta S_{mp}$. Початкова середня швидкість потоку зменшується на Δv в шарах, що безпосередньо дотикаються до заслінки, і це гальмування поширюється вздовж труби зліва направо зі швидкістю звуку c так, що за час Δt хвиля підвищеного тиску $p = p_0 + \Delta p_{xв}$ переміститься на відстань $\Delta l = c \cdot \Delta t$. Труба в зоні підвищеного тиску деформується до діаметра $d = d_{mp} + \Delta d_{mp}$.

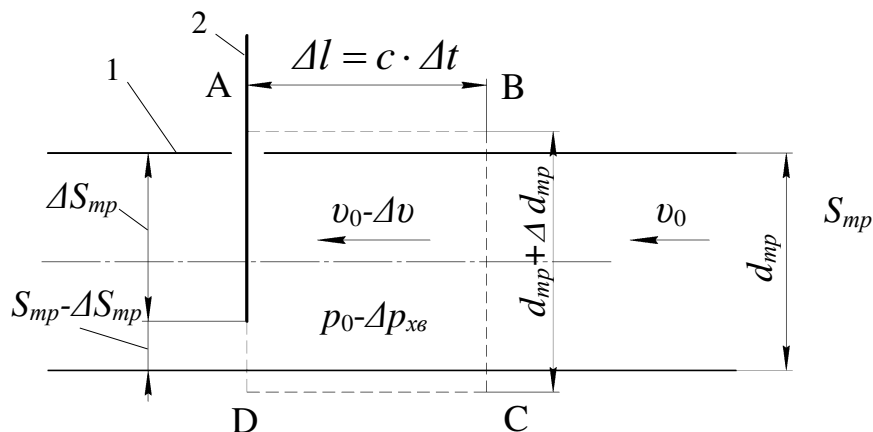


Рисунок 2.14 – Схема до розрахунку приросту тиску при гідравлічному ударі

В об'ємі ABCD початкова маса m рідини за рахунок її додаткового стиснення збільшиться на Δm .

Для визначення $\Delta p_{xв}$ скористаємось теоремою про кількість руху маси $m + \Delta m$, яка повинна дорівнювати імпульсу сил тиску F_2 і F_1 , що прикладені до перерізів AD і BC, тобто

$$(m + \Delta m) \cdot \Delta v = (F_2 - F_1) \cdot \Delta t. \quad (2.49)$$

Величина $(m + \Delta m) \cdot \Delta v = m \cdot \Delta v + \Delta m \cdot \Delta v \approx m \cdot \Delta v$, тому що $\Delta m \cdot \Delta v$ є добутком двох нескінченно малих величин.

Величина

$$F_2 - F_1 = (p_0 + \Delta p_{xв}) \cdot (S_{mp} + \delta S_{mp}) - S_{mp} p_0, \quad (2.50)$$

де δS_{mp} – приріст площі S_{mp} живого перерізу, викликаний збільшенням діаметра d_{mp} труби на величину Δd_{mp} .

Тоді

$$F_2 - F_1 = p_0 \cdot S_{mp} + p_0 \cdot \delta S_{mp} + \Delta p_{xв} \cdot S_{mp} + \Delta p_{xв} \cdot \delta S_{mp} - S_{mp} p_0 \approx \Delta p_{xв} \cdot S_{mp}, \quad (2.51)$$

нехтуючи малими величинами $p_0 \cdot \delta S_{mp}$ і $\Delta p_{xв} \cdot \delta S_{mp}$.

Враховуючи, що

$$m \cdot \Delta v = \rho \cdot S_{mp} \cdot \Delta l \cdot \Delta v = \rho \cdot c \cdot S_{mp} \cdot \Delta t \cdot \Delta v, \quad (2.52)$$

отримуємо рівняння

$$\Delta p_{хв} = c \cdot \rho \cdot \Delta v, \quad (2.53)$$

де c – швидкість звуку в потоці рідини в трубі; ρ – густина рідини;
 Δv – приріст швидкості, який викликаний закриттям (відкриттям) заслінки (чи аналогічного заслінці пристрою).

В свою чергу можна довести, що швидкість звуку в трубі, яка заповнена рідиною, дорівнює

$$c = \rho^{-2} \cdot \left[\frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{a \cdot E_{mp}} \right]^{-2}, \quad (2.54)$$

де a – товщина стінки труби;
 E_{mp} – модуль пружності матеріалу труби;
 E_p – за формулами (2.8) і (2.9).

Більш інформативні розрахунки параметрів хвильових процесів виконують, використовуючи так звані хвильові рівняння в частинних похідних.

2.3.3 Конструкції трубопроводів

Всі трубопроводи, що з'єднують гідравлічні агрегати, взаємне розташування яких постійне, виконуються жорсткими, з металевих труб. Такі труби з'єднуються між собою зварюванням (нероз'ємне з'єднання) чи за допомогою штуцерних пристроїв (роз'ємне з'єднання).

Для тисків 15 МПа і вище застосовують сталеві безшовні труби. Сталеві електрозварні труби використовують при тисках до 7 МПа, труби з алюмінієвих сплавів – для тисків до 15 МПа, з мідних – до 3 МПа.

Конструкція штуцерного з'єднання наведена на рис. 2.15. Для з'єднання гідравлічних агрегатів, взаємне розташування яких під час роботи технологічної машини змінюється, використовуються гнучкі трубопроводи – рукави високого тиску.

На рис. 2.16 наведена конструктивна схема рукава високого тиску. Внутрішня трубка 1 з маслостійкої гуми обмотана ззовні металевою сіткою 2, яка є силовим елементом, що сприймає сили тиску рідини в рукаві. Зверху вся конструкція захищається гумовим шаром 3. Крім гумових та металевих шарів можуть використовуватись також обмотки з міцних ниток (корд), які забезпечують монолітність всієї конструкції.

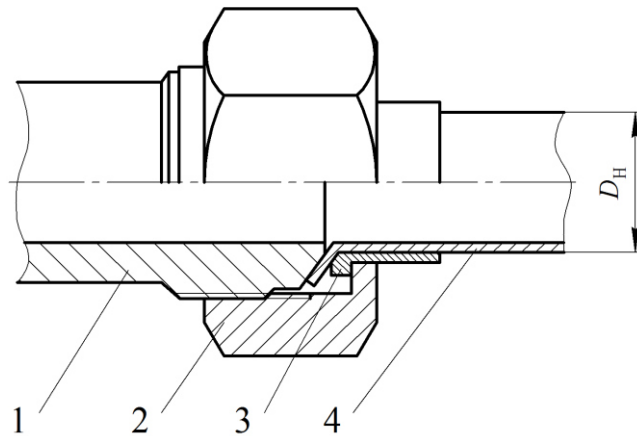


Рисунок 2.15 – Штуцерне з'єднання труб:

1 – труба з привареною різцевою частиною штуцера; 2 – накладна гайка;
3 – ніпель, 4 – труба з розвальцьованим кінцем

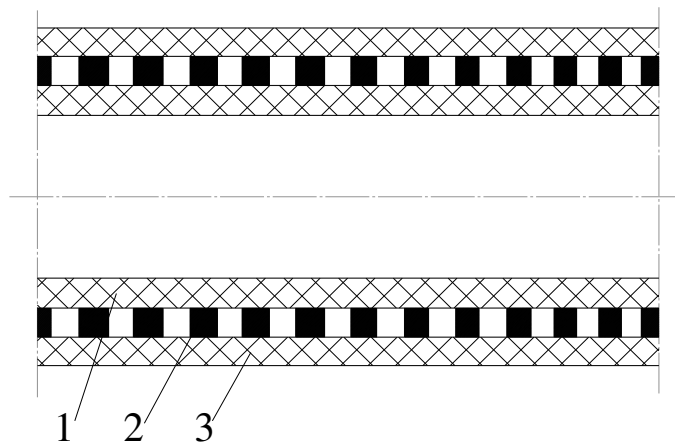


Рисунок 2.16 – Конструктивна схема рукава високого тиску:

1 – внутрішня гумова трубка;
2 – зовнішній гумовий шар.

В конструкціях рукавів високого тиску використовують один чи три металевих каркаси, які розділені гумово-кордовими шарами. Безумовно, чим більше металевих каркасів, тим вищий допустимий робочий тиск в рукаві, але повноцінно використовуються міцнісні властивості тільки внутрішнього каркасу, який сприймає в багатокаркасній конструкції біля 60 % тиску в рукаві. Найменш ефективний третій каркас, який сприймає всього біля 10 % тиску.

Найчастіше використовуються двокаркасні рукави.

Рукави високого тиску чутливі до якості виготовлення та експлуатації, а саме:

- не можна закручувати рукав відносно його осі при монтажі в гідросистемі;

- не можна допускати радіусів згинання рукава, менше допустимих;
- ресурс рукава, в основному, визначається формою, амплітудою і частотою пульсації тиску в ньому, за умови, що не буде перевищена величина робочого тиску;

- відповідальним елементом конструкції рукава є місце кріплення металевих наконечників – штуцерних елементів.

Здатність рукава високого тиску протидіяти тиску рідини набагато нижча, ніж у сталевих трубопроводів, тобто деформації його порожнини значно більші. Тому, як впливає з рівняння (2.54), швидкість звуку в ньому значно менша, також менше і підвищення тиску при гідравлічних ударах.

3 ВИКОНАВЧИЙ КОНТУР ГІДРОПРИВОДУ

Виконавчий контур (ВК) є головною обов'язковою частиною об'ємного гідроприводу будь-якого призначення і складності. У ВК відбуваються процеси перетворення потоку енергії.

До складу ВК входять насос чи група насосів, гідродвигун і трубопроводи, що з'єднують їх.

Решта гідроагрегатів, які входять до складу гідроприводу, може бути розподілена на дві групи:

- гідроагрегати, які не впливають на процес перетворення енергії та, відповідно, на точність і параметри режимів роботи гідроприводу; до них належать резервуари для робочої рідини – **баки**, пристрої очищення рідини від забруднення – **фільтри** та інші. Далі ці гідроагрегати будуть називатись обслуговувальними (ГО);

- гідроагрегати, які керують процесом перетворення енергії й тим самим значно впливають на точність і параметри режимів роботи гідроприводу; до них належать різного роду **регулятори тиску (клапани)**, **регулятори витрати (швидкості)**, **пропорційні розподілювачі** і т. п. Ці гідроагрегати входять до групи **гідроапаратури (ГА)**.

На рис. 3.1 наведена схема гідроприводу плоскошліфувального верстата моделі 3Д-722 з об'ємним регулюванням, до складу якого входять:

– ВК-1 привод повздовжньої подачі столу верстата, який містить регульований насос Н (умовні позначення, які використовуються на гідравлічних схемах, наведені в додатку А), гідродвигун поступального руху – гідроциліндр ЦС і трубопроводи: В – всмоктувальний; 1 – нагнітальний; 2, 3, 4, 5 – підведення до гідроциліндра; 6, 7 – зливний;

– ВК-2 приводу шліфувальної бабки містить той самий насос Н, що використовується у ВК-1, гідроциліндр ЦБ і трубопроводи: В – всмоктувальний; 1, 9 – нагнітальний; 10, 11, 12, 13 – підведення до гідроциліндра; 14 – зливний;

– ВК-3 приводу вертикальної подачі, який містить той самий насос Н, два плунжерних гідроциліндри ЦВП і трубопроводи: В – всмоктувальний; 1 – нагнітальний; 15, 16 – підведення до гідроциліндрів; 17 – зливний. ВК1, ВК2, ВК3 позначені основними лініями.

Кожний з трьох ВК обслуговується групою гідроагрегатів ГО (тонкі лінії):

ВК-1 – гідророзподільниками дискретної дії РО і РС, фільтром Ф1, баком;

ВК-2 – гідророзподільниками Р4, РД, РБ і Р5, а також фільтром Ф1 і баком;

ВК-3 – гідророзподільником Р3, фільтром Ф1 і баком.

Решта гідроагрегатів на рис. 3.1 належить до групи ГА.

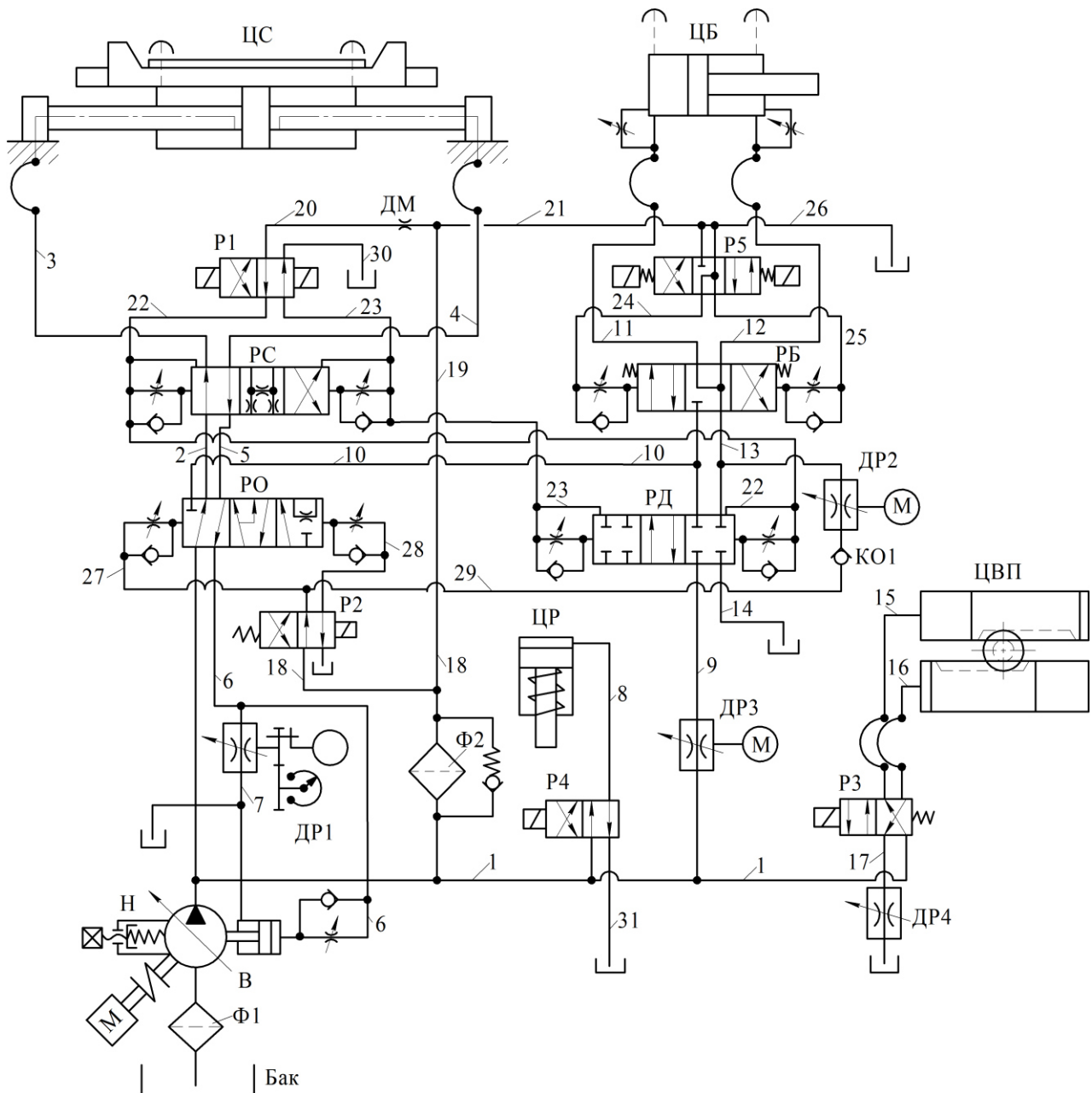


Рисунок 3.1 – Схема гідросистеми шліфувального верстата моделі 3Д-722

Нижче розглядаються гідроагрегати, які входять до складу ВК і ГО (трубопроводи розглянуті в підрозділі 2.3).

3.1 Насоси

Насос є перетворювачем механічної енергії в гідравлічну. Якщо коефіцієнти n_{Fi} і nv_i перетворення потоку енергії за зусиллям і швидкістю для даного насоса величини постійні, то насос називається нерегульованим, тобто його робочий об'єм $V=const$. Якщо насос регульований, то $V = var$ і, відповідно, змінними є n_{Fi} і nv_i .

Таким чином, насос може бути нерегульованим, регульованим, нереверсивним, тобто з постійним напрямком потоку, регульованим реверсивним.

3.1.1 Загальні характеристики насосів

До загальних характеристик насоса належать:

- головний параметр насоса – **робочий об'єм** V , м³/об, тобто об'єм рідини, яка подається насосом за 1 оберт його приводного вала, чи **характерний об'єм** $V' = V/2\pi$, м³/рад, тобто об'єм рідини, яка подається насосом за оберт приводного вала на один радіан;
- робочий тиск p_p , тобто тиск, який забезпечує насос протягом тривалої роботи;
- максимальний тиск p_{max} , при якому допускається короткочасна робота насоса;
- витрата Q_n насоса при робочому тиску;
- $Q_n = V \cdot n_n \cdot \sigma_n$, де n_n – номінальна частота обертання приводного вала насоса;
- σ_n – **коефіцієнт подачі**, який дорівнює відношенню

$$\sigma_n = \frac{Q_n}{Q_m}, \quad (3.1)$$

де $Q_m = V \cdot n_n$ – теоретична витрата насоса.

ККД насоса $\eta_n = \eta_0 \cdot \eta_g \cdot \eta_m$, де η_0 – **об'ємний ККД**, який характеризує втрати енергії на витоки рідини; η_g – **гідравлічний ККД**, який характеризує втрати енергії на місцевих опорах, каналах і робочих вікнах насоса; η_m – **механічний ККД**, який характеризує втрати енергії на механічне тертя в насосі. Використовується також показник – **гідромеханічний ККД** $\eta_{gm} = \eta_g \cdot \eta_m$;

- потужність на виході насоса $P_n = Q_n \cdot p_p$. Потужність на приводному валу насоса

$$P_{вх} = M_{кр} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_n = \frac{Q_n \cdot p_p}{\eta_n}. \quad (3.2)$$

На рис. 3.2 наведена типова залежність $Q_n(p)$ подачі насоса від тиску на його виході. Вплив витоків виявляється в постійному зниженні кривої $Q_n(p)$ з підвищенням тиску. Для p_{max} показані значення витрати витоків Q_v і подачі Q_n насоса. Експлуатація насоса при $p > p_{max}$ призводить до прогресивного зниження Q_n . В точці А відбувається поломка насоса.

З функції $Q_n(p)$ випливає, що зі зростанням тиску і відповідним зменшенням Q_n , коефіцієнт подачі σ_n зменшується. Тому насоси оцінюють

за значеннями σ_n , які мають місце при p_p . Крім того, у насосів з більшим робочим об'ємом або більшою частотою обертання приводного вала більшою є також теоретична подача $Q_m = V \cdot n_n$, а витoki в насосі при цьому зростають повільніше, ніж Q_m . Це сприяє збільшенню коефіцієнта подачі.

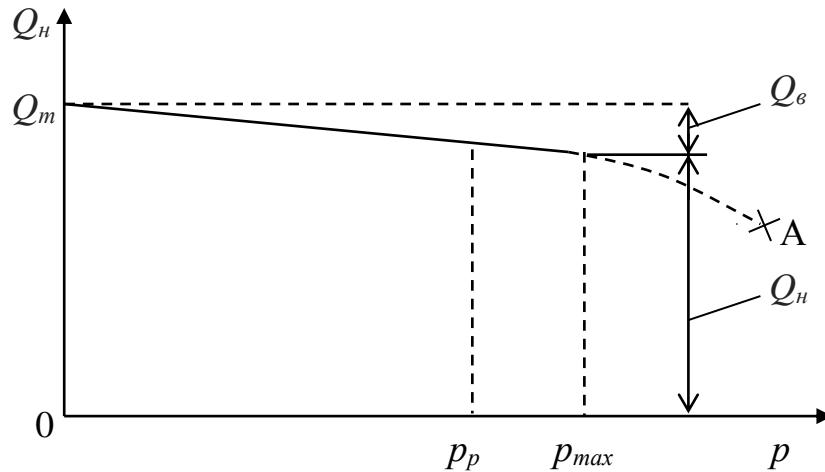


Рисунок 3.2 – Залежність подачі Q_n нерегульованого насоса від тиску p на виході

3.1.2 Конструкції насосів

В гідроприводах металорізальних верстатів, роботів, різноманітного роду оснащення застосовуються, в основному, насоси пластинчасті та поршневі, зрідка – шестеренні, хоч останні з успіхом використовуються в інших галузях машинобудування: сільськогосподарській техніці, будівельних і дорожніх машинах.

Схема **пластинчастого нерегульованого насоса** наведена на рис. 3.3. Ротор 1 жорстко зв'язаний з приводним валом і має радіально розташовані пази, в яких змонтовані пластини 2, що мають можливість зворотно-поступального руху.

Під внутрішні торці цих пластин підводиться тиск нагнітання через кільцеву канавку 4. Цей тиск створює на внутрішніх торцях пластин радіальні зусилля, які притискують пластини їх зовнішніми торцями до внутрішньої фасонної поверхні статора 3. В період пуску насоса початкове підтиснення пластин до статора здійснюється відцентровими силами.

Простір між зовнішньою поверхнею ротора і внутрішньою поверхнею статора, обмежений пластинами і торцевими фланцями (на рис. 3.3 не зображені), є **робочою камерою** насоса. На рис. 3.3 таких камер вісім. В тому положенні ротора, яке зображене на рисунку, камери "b" і "f" з'єднані з порожниною нагнітання насоса, а камери "d" і "h" з'єднані з порожниною всмоктування.

При обертанні ротора проти годинникової стрілки об'єми камер "b" і "f" будуть зменшуватись, витискуючи рідину в порожнину нагнітання, а

об'єми камер "d" і "h" – збільшуватись, створюючи розрідження в порожнині всмоктування.

В камерах "c", "e", "g" і "a" завершилися цикли нагнітання чи всмоктування, і вони в зображеному на рисунку моменті відключені від відповідних порожнин.

В наступний момент, коли ротор повернеться на дуже малий кут, кожна з цих камер знову буде підключена до порожнини всмоктування чи нагнітання, відповідно.

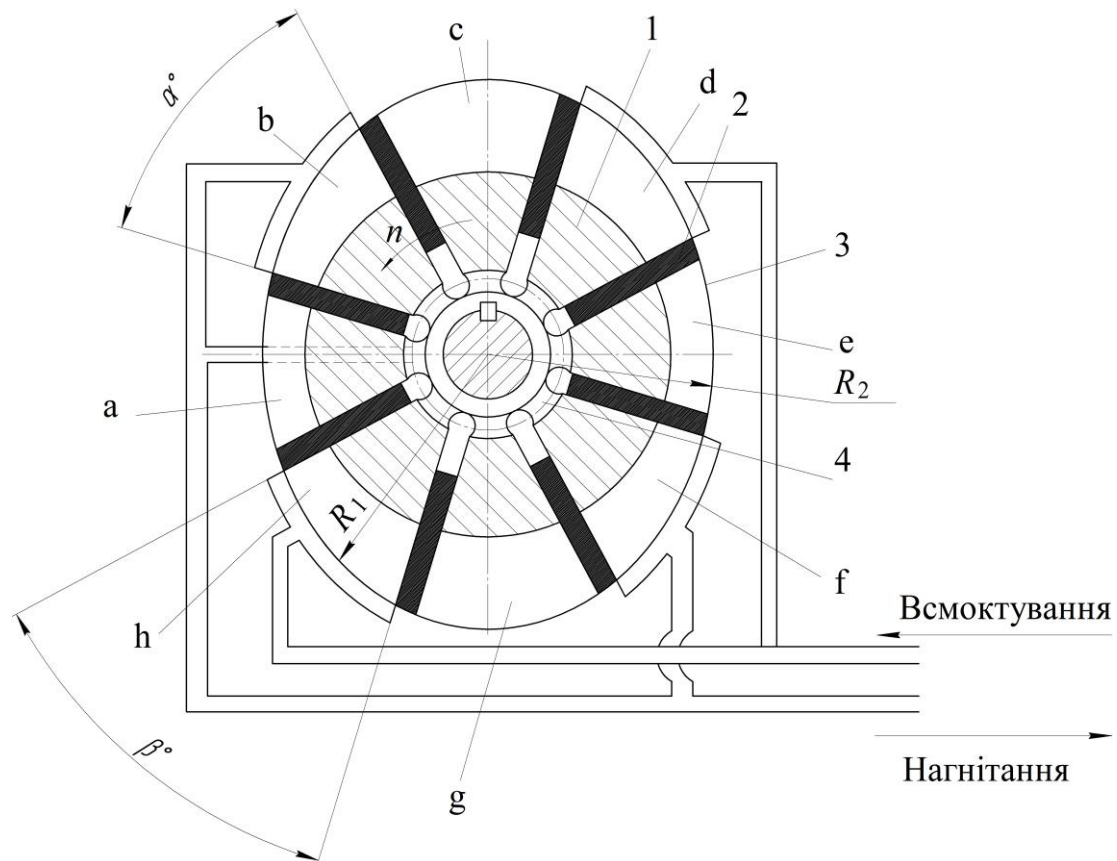


Рисунок 3.3 – Схема пластинчастого нерегульованого насоса подвійної дії

В зв'язку з тим, що за один повний оберт ротора кожна з робочих камер двічі здійснює цикли всмоктування і нагнітання, такий насос називається насосом **подвійної дії**.

Зі схеми на рис. 3.3 випливає, що загальний робочий об'єм V такого насоса складається з 8 робочих об'ємів V_i , кожен з яких є різницею $V_i = V_{imax} - V_{imin}$, де V_{imax} – максимальний об'єм робочої камери насоса (наприклад, об'єм "c",); V_{imin} – мінімальний об'єм (об'єм "a").

Конструкція пластинчастого нерегульованого насоса подвійної дії наведена на рис. 3.4. В кришці 1 і корпусі 15 насоса на підшипниках кочення 2 і 8 встановлений ведучий вал 11, на шліцевій частині якого розташований ротор 6. В пазах ротора рухомо встановлено пластини 16, торці яких ущільнені дисками 3 і 7.

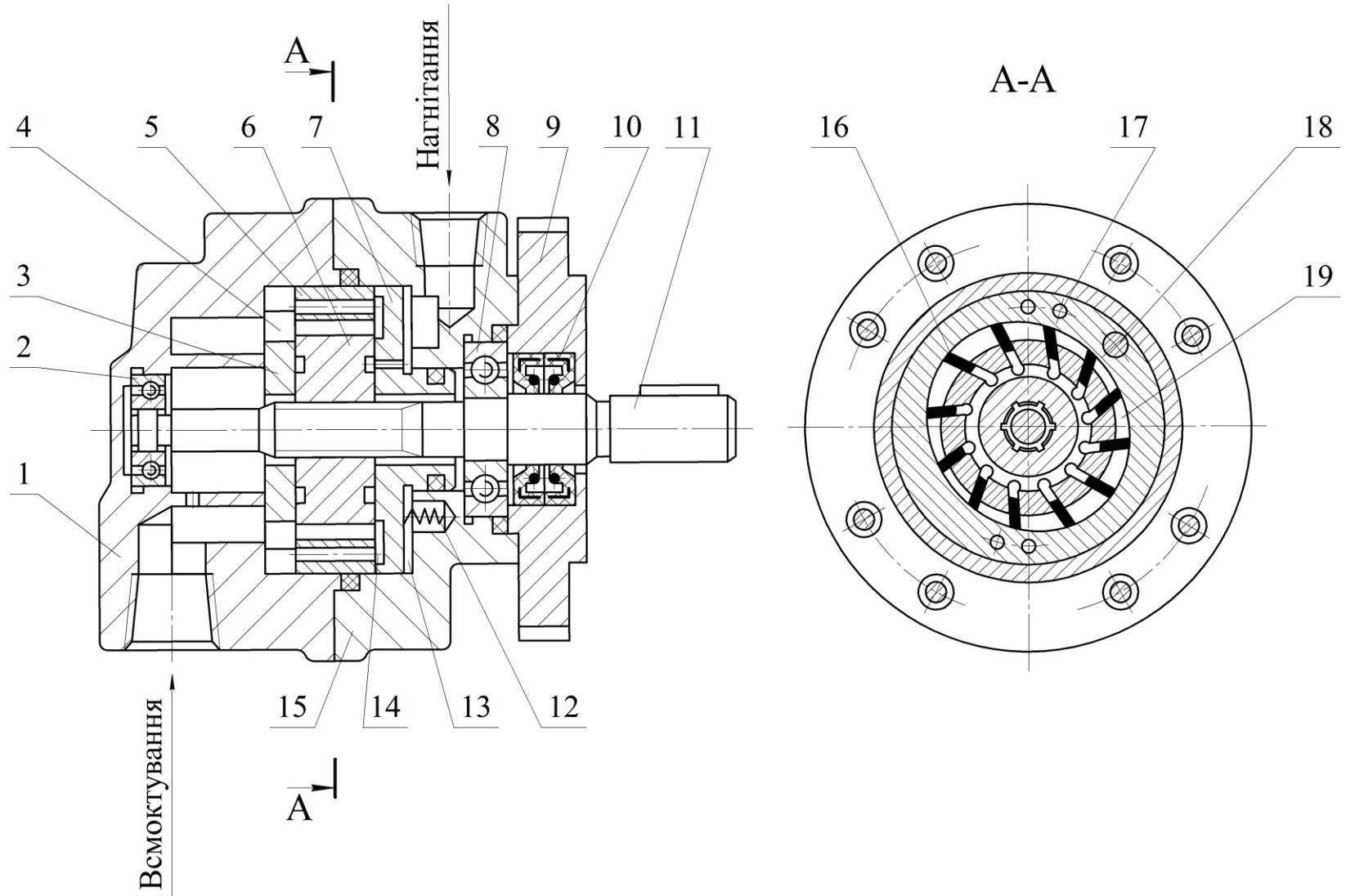


Рисунок 3.4 – Конструкція пластинчастого нерегульованого насоса подвійної дії

До статора 5 пластини притискуються тиском робочої рідини та відцентровими силами. Пружини 12 (3 шт.) здійснюють попереднє підтискання дисків 3 і 7 до торців ротора і пластин.

Після запуску насоса рідина з порожнини нагнітання подається в камеру 13 і додатково підтискає з торців весь комплект деталей, які утворюють робочі камери. Зовнішні витоки виключаються манжетами 10, які встановлені в розточці фланця 9.

Вікна 4 диска 3 через отвори 17 статора з'єднані з вікнами 14 диска 7, що забезпечує приєднання порожнини всмоктування насоса до робочих камер з двох сторін. Вікна 19 диска 7 забезпечують з'єднання робочих камер, які витискують рідину, з порожниною нагнітання. Штифти 18 фіксують необхідне взаємне розташування деталей насоса.

Розглянута конструкція втілена в насосах типу БГ12, які розвивають номінальний тиск на виході $p_p=10$ МПа і $p_{max}=12,5$ МПа при короткочасній роботі тривалістю не більше 0,6 с. Номінальна частота обертання 1500 об/хв; ресурс не менше 3500 годин.

Основні параметри чотирьох типорозмірів насосів типу БГ12 наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Параметри пластинчастих насосів

Типорозмір насоса	Робочий об'єм, см ³	Номінальна подача, л/хв, не менше	Потужність номінальна, кВт	ККД, не менше	
				об'ємний	повний
БГ12-41Б	3,20	3,30	1,34	0,69	0,40
БГ12-41А	5,00	5,00	1,86	0,80	0,53
БГ12-41	8,00	10,40	2,58	0,87	0,65
БГ12-42	12,50	16,70	3,84	0,89	0,71

Необхідно звернути увагу на низький загальний ККД насосів БГ12 усіх типорозмірів і на особливо низький ККД насосів з малими робочими об'ємами, коли частка витоків істотно зростає при малих подачах.

Пластинчасті насоси вказаної конструкції випускають також у двопотоковому виконанні, коли на одному приводному валу встановлюють два комплекти деталей, які утворюють дві ізольовані одна від одної системи робочих камер, що дозволяє отримати в нагнітанні два незалежних потоки однакової чи різної величини подачі.

Конструкція **пластинчастого регульованого насоса наведена на рис. 3.5.**

Це насос одинарної дії, тобто за один оберт приводного вала кожна робоча камера здійснює один цикл всмоктування – нагнітання.

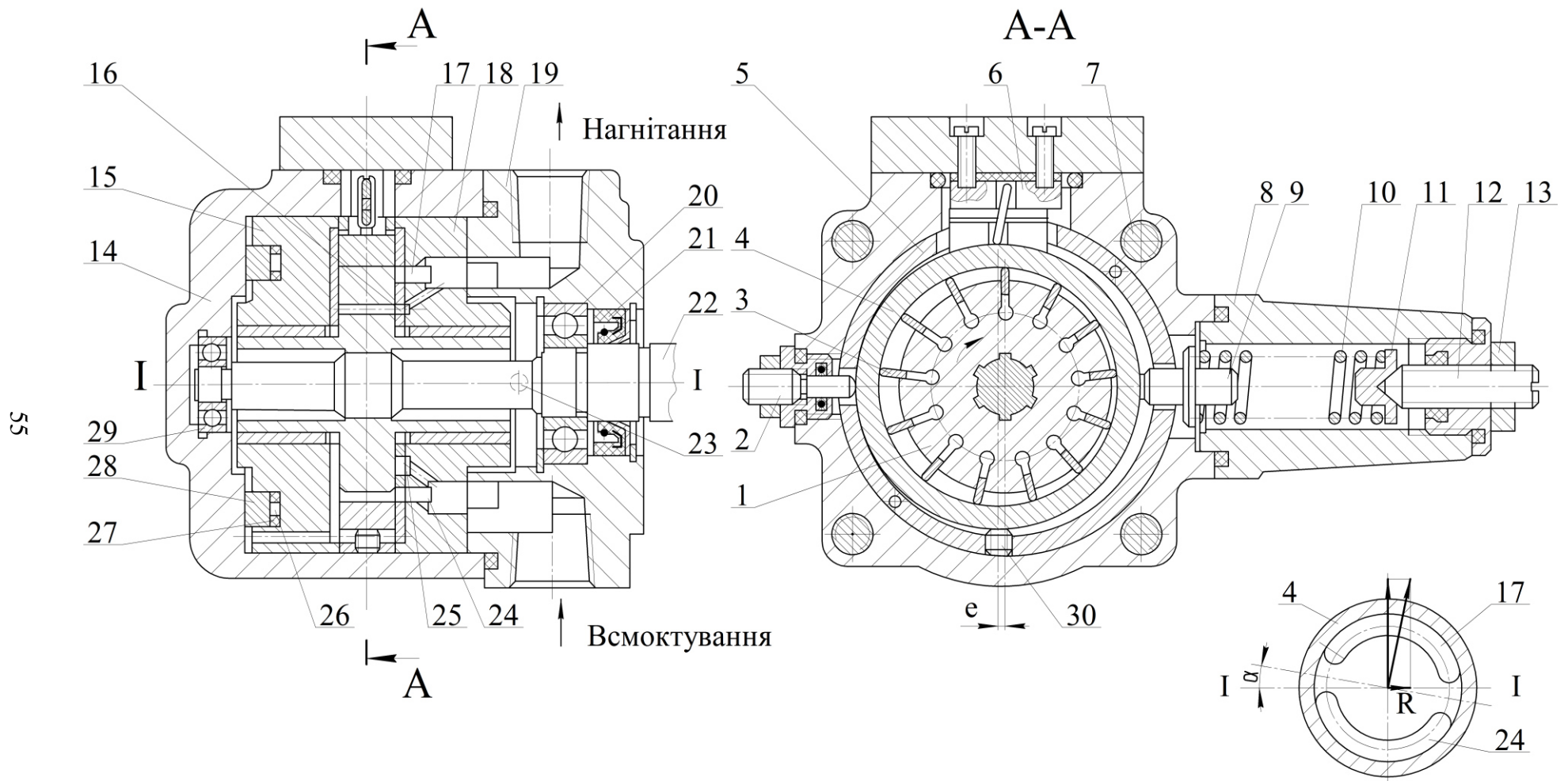


Рисунок 3.5 – Конструкція пластинчастого регульованого насоса

Характерною особливістю регульованого пластинчастого насоса є те, що пластини під час роботи ковзають не по фасонній розточці статора, який має одне фіксоване відносно ротора положення, а по циліндричній поверхні, розташованій ексцентрично відносно осі ротора, причому цей ексцентриситет регулюється за допомогою спеціального механізму керування.

Робочі камери утворюються зовнішньою поверхнею ротора 1, боковими поверхнями пластин 3, внутрішньою розточкою статора 4 і торцями двох розподільних дисків 15 і 18. Всі ці деталі, а також кільце 5, встановлені в корпусі 14, до якого гвинтами 7 прикріплений фланець (кришка) 19. Ротор встановлений в підшипники ковзання, які виконані в розподільних дисках, і шлицями зв'язаний з приводним валом 22, розташованим на підшипниках 20 і 29. В диску 18 містяться пази 17 і 24 для нагнітання і всмоктування робочої рідини, а також пази 16 і 25 для з'єднання порожнин в роторі під пластинами з напірною (на ділянці нагнітання) або всмоктувальною (на ділянці всмоктування) магістралями. Це забезпечує притискання пластин до статора на ділянці нагнітання, а також вільне переміщення від центра ротора на ділянці всмоктування. Диск 15 має кільцеву камеру 26, обмежену шайбою 28 і кільцями 27, яка зв'язана з напірною лінією.

При обертанні ротора в напрямку, зображеному стрілкою, пластини під дією відцентрової сили притискаються до внутрішньої поверхні статора, а робочі камери за рахунок ексцентриситета e будуть збільшуватись в зоні, яка розташована нижче осі I-I, тобто буде відбуватись всмоктування робочої рідини, і зменшуватися в зоні, яка розташована вище осі I-I (нагнітання).

Пази 24 і 27 розташовані так, що при збільшенні об'ємів робочих камер вони з'єднуються з порожниною всмоктування, а при зменшенні – з порожниною нагнітання. Тиск робочої рідини, яка підводиться в камеру 26, стискує весь комплект деталей, що утворюють робочі камери насоса, в осьовому напрямку, здійснюючи таким чином герметизацію торцевих стиків, але, одночасно збільшуючи втрати енергії на тертя. Через те, що пази 24 і 17 повернуті відносно вертикалі на кут α° , тобто розташовані несиметрично відносно осі I-I, то зусилля, яке діє на ротор і утворене тиском рідини в зоні нагнітання, відхиляється від вертикалі і з'являється горизонтальна складова F .

Зусилля F зміщує праворуч статор 4, який опирається на нерухому 30 і рухому 6 опори. При цьому через штир 9 стискається пружина 10 регулятора тиску, попереднє настроювання якого здійснюється гвинтом 12 через шайбу 11 і фіксується гайкою 13. Упор 2 обмежує максимальний ексцентриситет. Манжета 21 запобігає зовнішнім витокам, а витoki з корпуса відводяться через дренажний отвір 23.

При збільшенні тиску на виході насоса і відповідному зростанні складової F сил тиску на статор понад величини зусилля попереднього затягування пружини 10 статор 4 почне зміщуватися праворуч. Ексцентриситет e при цьому зменшується, що призводить до зменшення робочого об'єму насоса і його подачі.

На рис. 3.6 наведена залежність подачі $Q_n(p)$ для регульованого пластинчастого насоса з керуванням за тиском p . Нахил лінії $Q_n(p)$ при $p < p_p$ обумовлений внутрішніми витоками, тобто залежить від коефіцієнта подачі. При робочому тиску p_p подача Q_n дорівнює номінальному значенню. При $p > p_p$ зменшується ексцентриситет i , відповідно, подача насоса. При $p = p_{max}$ ексцентриситет $e = 0$ і $Q_n = 0$.

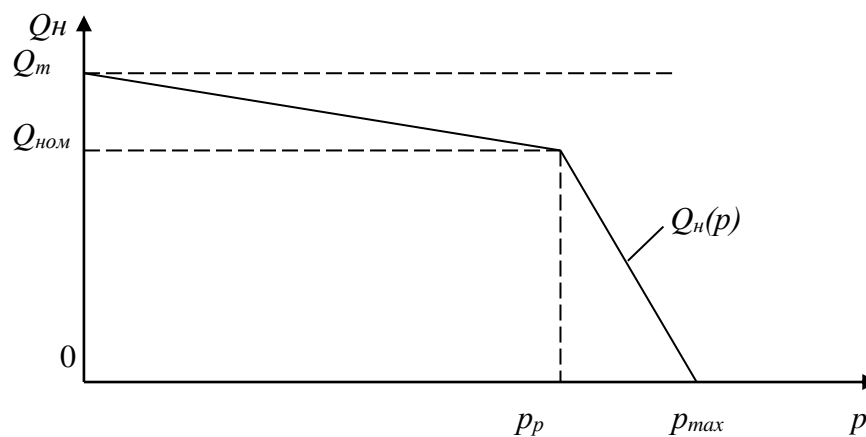


Рисунок 3.6. – Залежність подачі Q_n насоса, регульованого за тиском, від тиску

Нахил характеристики $Q_n(p)$ в зоні $p_p < p < p_{max}$ залежить від жорсткості пружини регулятора (пружина 10 на рис. 3.5).

Регульовані пластинчасті насоси типу Г12-5 випускаються з різними робочими об'ємами. Основні їх параметри наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Основні параметри регульованих пластинчастих насосів

Типорозмір	Робочий об'єм, см ³	Номінальна подача, л/хв, не менше	Потужність номінальна, кВт	ККД, не менше	
				об'ємний	загальний
Г12-53АМ	20,00	25,50	3,60	0,85	0,73
Г12-54АМ	45,00	58,00	8,10	0,86	0,74
Г12-55АМ	80,00	105,60	13,60	0,88	0,80
2Г12-55АМ	80,00	108,00	10,50	0,90	0,67

Ресурс насосів Г12-5 становить 5000...6000 годин при тонкості фільтрації робочої рідини 10 мкм, або 3000...5000 годин при тонкості

фільтрації 25 мкм. Номінальний тиск $p_p = 6,3$ МПа, а у насоса 2Г12-55 АМ $p_p = 4$ МПа. Маса різних типорозмірів дорівнює 17,5...58 кг.

Найбільш удосконаленими є насоси пластинчасті регульовані типу НПР (ліцензія фірми Rexroth – Німеччина), які дозволяють розвивати номінальний тиск $p_p = 16$ МПа, а також мають різне, у тому числі дистанційне, регулювання тиску.

Пластинчасті насоси широко використовуються в гідроприводах металорізальних верстатів, коли необхідний тиск становить 6,3...10,0 МПа, і відзначаються порівняно простою конструкцією, надійністю, невисоким рівнем шуму.

В більш відповідальних і енергоємних гідроприводах, в яких раціонально використовувати тиск 16,0...20,0 МПа (іноді до 32,0 МПа), застосовують аксіально-поршневі насоси різного конструктивного виконання.

Вони відрізняються високими об'ємними ККД (до 0,92...0,96), компактністю, енергоємністю.

Як правило, аксіально-поршневі насоси допускають регулювання робочого об'єму, хоч у окремих випадках застосовують спрощені конструкції з постійним або регульованим ступінчасто об'ємом робочих камер.

Всі конструктивні варіанти аксіально-поршневих насосів відносять до однієї з двох схем: з похилим диском (рис. 3.7) і похилим блоком (рис. 3.9).

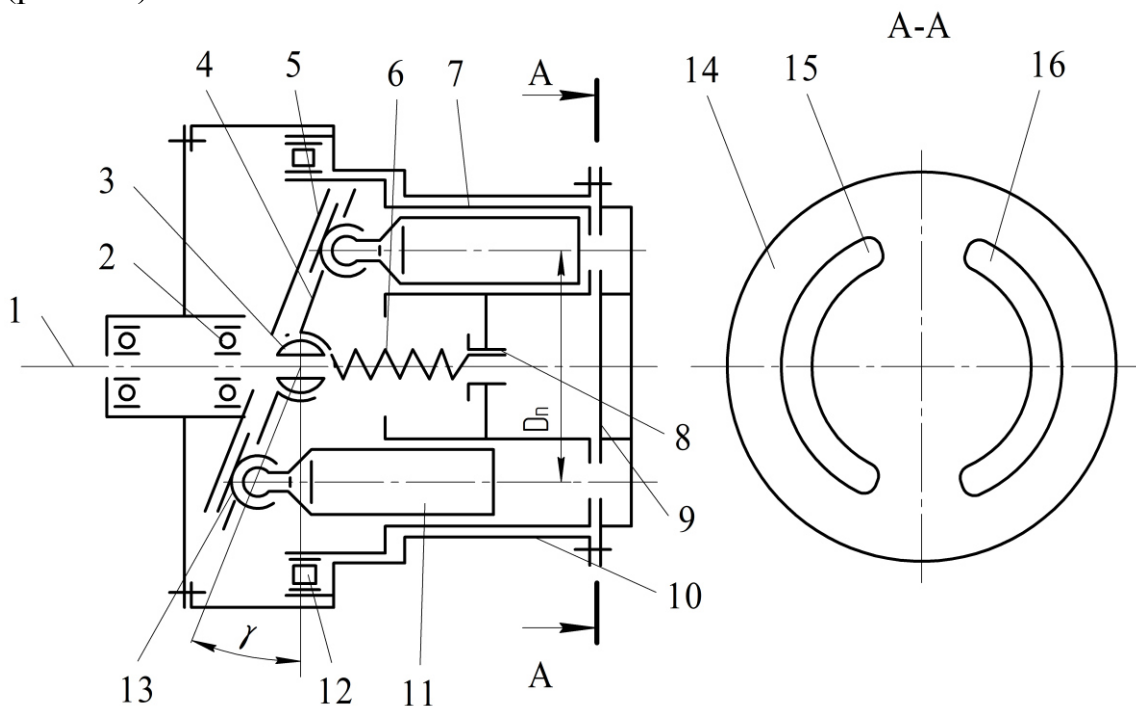


Рисунок 3.7 – Схема аксіально-поршневого насоса з похилим диском

Насос із похилим диском містить ротор 7, встановлений на підшипниках 12 у корпусі 10. У роторі на колі діаметром D_n розташовано з циліндричних отворів, осі яких паралельні осі обертання ротора (тобто аксіальні), і в них розміщені поршні 11. Похилий диск 5 за допомогою пристрою, не показаного на схемі, можна встановлювати під різними кутами $\gamma = -\gamma_{max} \dots 0 \dots +\gamma_{max}$, обертаючи його відносно осі, що перпендикулярна площині рисунка.

Із похилим диском з'єднується притискне кільце, з яким шарнірно, через башмаки 13, зв'язані головки поршнів 11. Пружина 6 через шарову опору 3 притискає кільця 4 з башмаками 13 до похилого диска 5, а з іншого боку – через опору 8 притискає ротор 7 до торця розподільного диска 14 пристрою 9 комутації магістралей із циліндрами.

Приводний вал 1 змонтований у корпусі на підшипниках 2 і зв'язаний з ротором шліцьовим або шпонковим з'єднанням через опору 8. У диску 14 виконані два серпоподібних вікна 15 і 16, які з'єднані з порожнинами (трубопроводами) нагнітання і всмоктування.

При обертанні ротора підпоршневі об'єми циліндрів послідовно з'єднуються через серпоподібні вікна з однією чи іншою магістраллю. Поршні, які виходять з ротора, всмоктують рідину, а поршні, які входять в ротор, витискають рідину, тобто здійснюють нагнітання. Комутація відбувається шляхом переходу отворів на торці ротора з серпоподібного вікна 15 до вікна 16 і навпаки. Відстань між краями серпоподібних вікон повинна дорівнювати або бути меншою порівняно з розмірами вікон на торці ротора, щоб не допустити короткочасного з'єднання порожнин всмоктування і нагнітання. У іншому випадку витіки в насосі з порожнини високого тиску в порожнину низького тиску істотно збільшаться, тобто зменшиться коефіцієнт подачі насоса і його ККД.

В насосі з реверсивним потоком регулюється не тільки величина робочого об'єму і, відповідно, подача рідини, але і напрям потоку при зміні знака кута γ нахилу диска.

При обертанні приводного вала (у металорізальних верстатах переважно від електродвигунів асинхронного типу) поршні здійснюють зворотно-поступальні рухи вздовж осі з амплітудою, яка визначається кутом γ і діаметром D_n .

Розглянемо насос типу 2Г15-14, наведений на рис. 3.8 як приклад конструкції **аксіально-поршневого регульованого насоса з похилим диском**. В таких насосах здійснюється гідравлічне управління, що дозволяє забезпечувати відповідну подачу робочої рідини споживачам гідросистеми при постійному тиску в напірній магістралі. Насоси використовують, зокрема, у ВК електрогідравлічних крокових приводів подачі вузлів металорізальних верстатів.

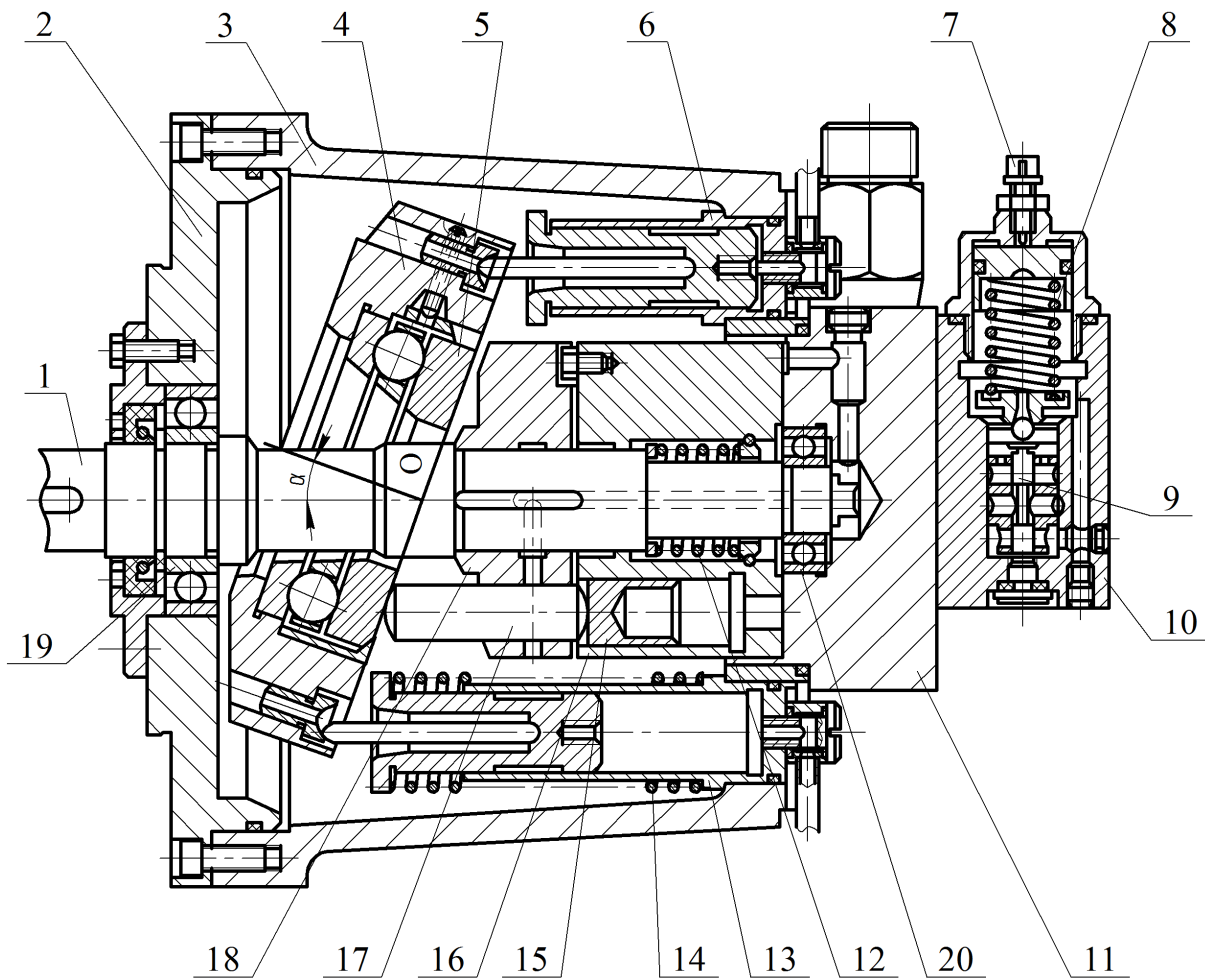


Рисунок 3.8 – Конструкція аксіально-поршневого регульованого насоса з похилим диском

Насос 2Г15-14 має ротор 16, в аксіальних розточках якого розміщено поршні 15; ротор встановлено рухомо на приводному валу 1. Пружина 12 здійснює початковий притиск ротора до торця розподільного пристрою 11. Протилежний торець ротора з'єднаний торцевою шпонкою з барабаном 18, встановленим на ковзній шпонці на валу 1. Барабан має в своїх аксіальних розточках штовхачі 17, які замикають кінематично-силовий зв'язок між поршнями 15 і ведучою поверхнею похилого диску 5. Цей диск встановлений в люльці 4, яка може повертатися відносно осі O , що перпендикулярна площині рисунка. Описаний вище комплект деталей і вузлів утворює хитний механізм насоса, принцип роботи якого, в основному, відповідає викладеному вище стосовно схеми на рис. 3.7.

Основною відмінністю є спосіб зв'язку поршнів насоса з ведучою поверхнею похилого диска.

У схемі на рис. 3.7 цей зв'язок здійснюється за допомогою шарнірного з'єднання головок поршнів з елементом конструкції похилого диска. Це дозволяє примусово переміщувати поршні як у фазі нагнітання,

так і у фазі всмоктування, що дає можливість здійснювати всмоктування робочої рідини безпосередньо з бака.

В конструкції на рис. 3.8 такий механічний зв'язок поршнів із ведучою поверхнею похилого диска відсутній, тому на вході насоса треба створювати тиск 0,2...0,5 МПа за рахунок роботи допоміжного насоса підживлення. Це забезпечує притискання поршнів через штовхачі до похилого диска.

Крім розглянутого вище блока подачі рідини насос містить вузли і деталі системи управління. В циліндр 13 надходить тиск підживлення, що разом із зусиллям пружини 14 забезпечує початковий максимальний кут $+\gamma_{max}$ нахилу диска 5. Якщо гідросистема ВК не споживає витрати (загальмований двигун), то тиск в напірній магістралі переміщує вгору золотник 9 системи управління, який розташований в корпусі 10, долаючи зусилля пружини 8, встановлене гвинтом 7, і через систему каналів надходить в циліндр 6, плунжер якого виштовхується і встановлює похилий диск в нейтральне положення, при якому $\gamma = 0$.

Вал 1 розташований на підшипниках 19, 20. Конструкція насоса міститься в корпусі 3 і закрита кришкою 2. Насоси типу 2Г15-14 забезпечують номінальний тиск $p = 6,3$ МПа, мають робочий об'єм 70...140 см³/об. Робоча рідина повинна бути відфільтрована з тонкістю не менше 16 мкм.

Розглянемо схему насоса з похилим блоком поршнів (рис. 3.9). В корпусі 3 на підшипниках 2 встановлений приводний вал 1, скріплений з опорним диском 4, яким за допомогою шарнірів 5 з'єднані штоки 6 поршнів 8, тобто переміщення поршнів – механічно-примусове як у фазі нагнітання, так і у фазі всмоктування.

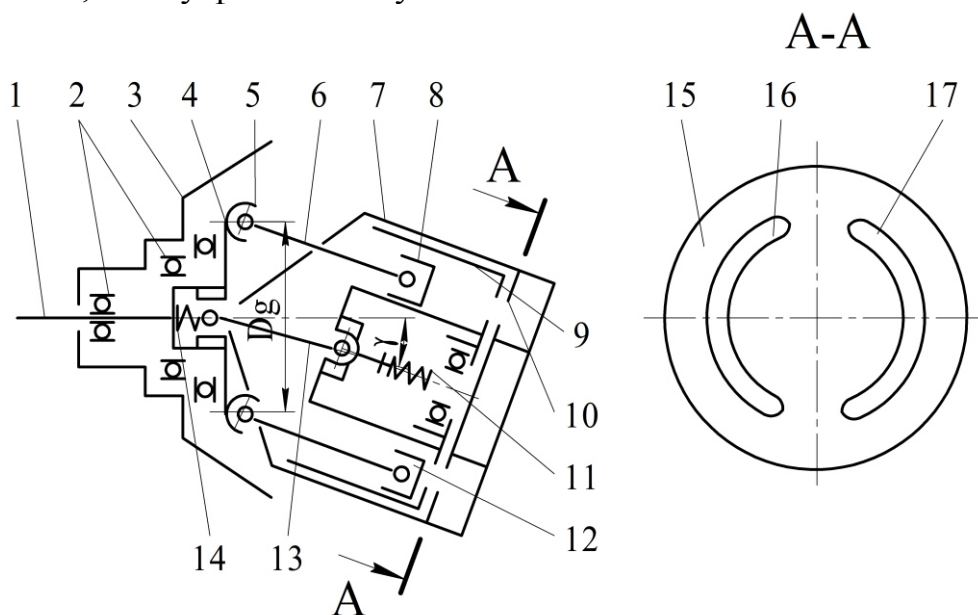


Рисунок 3.9 – Схема аксіально-поршневого насоса з похилим блоком поршнів

Поршні розташовані в аксіальних розточках-циліндрах ротора 9, який, в свою чергу, встановлений на підшипниках 12 в корпусі-люльці 7 похилого блока. Ротор пружиною 11 притиснутий до торця розподільного диска 15 пристрою 10, а карданною передачею 13 з'єднаний з приводним валом. Пружина 14 притискує проміжний вал карданної передачі. Люлька 7 за допомогою спеціального механізму, не зображеного на рис. 3.9, може бути встановлена під кутом γ до осі приводного вала, що визначає величину робочого об'єму, і, відповідно, – величину подачі насоса. Серпоподібні вікна 16 і 17 на диску 15 здійснюють комутацію циліндрів з порожнинами нагнітання і всмоктування насоса, які при зміні знака кута γ змінюють своє призначення.

В різних конструкціях аксіально-поршневих насосів можуть використовуватись як обертові блоки циліндрів, так і нерухомі. В кінці даного розділу розглянемо схему і одну з конструкцій **шестеренного насоса**. Ці насоси використовуються як в гідроприводах металорізальних верстатів, так і, найчастіше, в гідросистемах сільськогосподарських, будівельних, дорожніх та інших технологічних машин. Насоси мають постійний робочий об'єм, тобто вони нерегульовані.

Значною перевагою шестеренних насосів є простота їх конструкції, надійність, достатньо великі об'ємний (до 0,98) і загальний (до 0,85) ККД, невеликі габарити і вартість. Деяко підвищена, порівняно з пластинчастими і аксіально-поршневими насосами, пульсація подачі шестеренних насосів частково обмежує їх застосування в особливо відповідальних і точних гідроприводах.

Схема шестеренного насоса наведена на рис. 3.10.

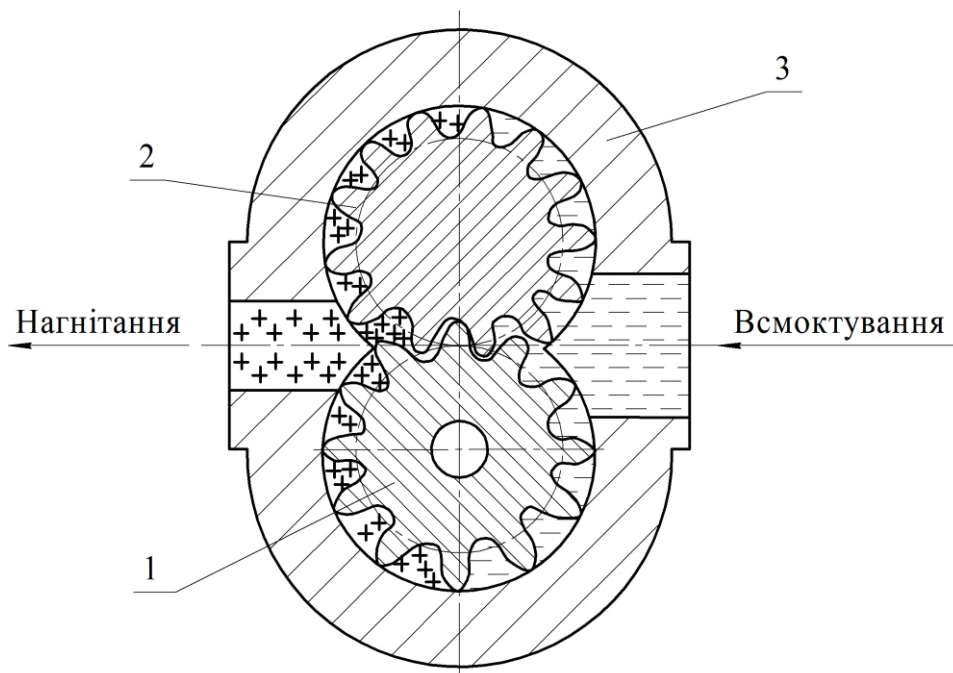


Рисунок 3.10 – Схема шестеренного нерегульованого насоса

Шестерні 1 і 2, прямозубі з евольвентним профілем, знаходяться у зачепленні і розташовуються в розточках-колодязях корпусу 3.

В порожнині всмоктування рідина заповнює робочі камери, які створюються за рахунок виходу зубців з міжзубцевих западин, переноситься цими западинами в порожнину нагнітання, де зубці входять у западини і витискують рідину в напірну магістраль.

Типова конструкція шестеренних нерегульованих насосів типу НШ наведена на рис. 3.11.

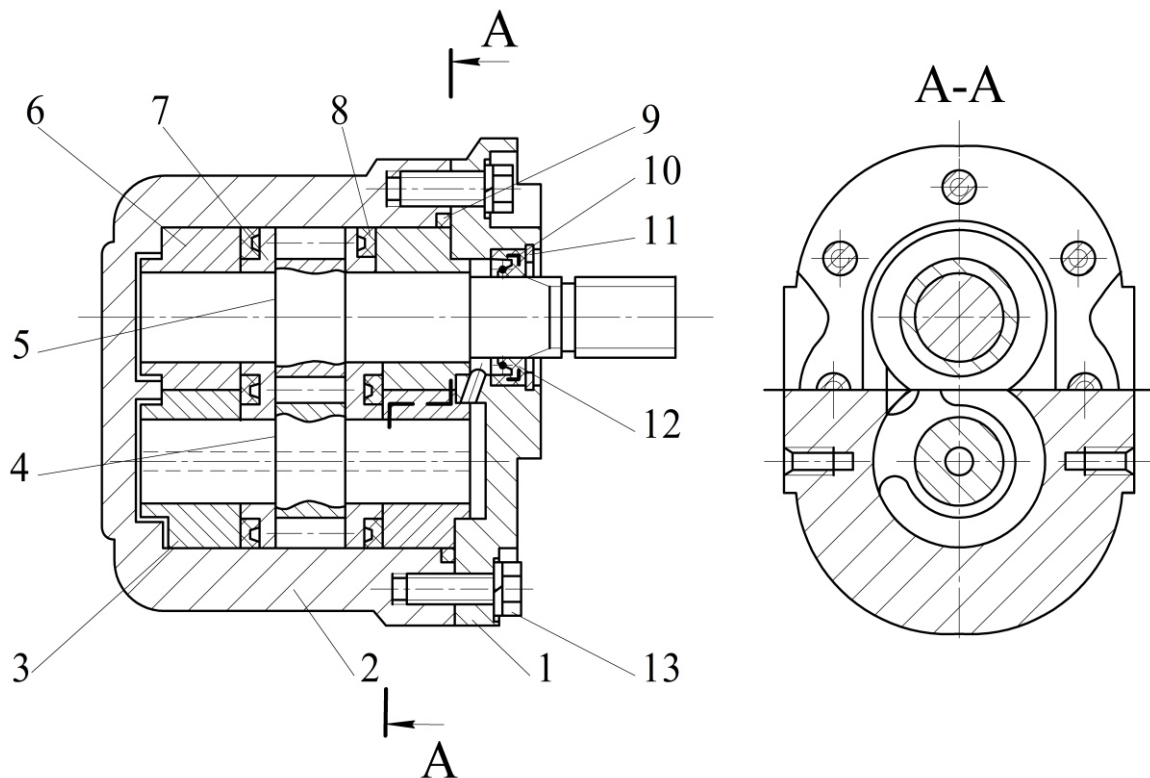


Рисунок 3.11 – Конструкція шестеренного нерегульованого насоса

Насос складається з ведучої 5 і веденої 4 шестерень, цапфи яких розташовані в підшипниках ковзання – втулках 3 і 6. Втулки, в свою чергу, розташовані в розточках корпусу 2 з двох сторін шестерень. Кришка 1, яка ущільнена гумовим кільцем 9, скріплюється з корпусом насоса за допомогою болтів 13. Манжета 10 запобігає зовнішнім витокам з корпусу. Для запобігання витискування манжети встановлені стопорні 11 і опорні 12 кільця.

Зазори між циліндричною поверхнею виступів зубців і циліндричними розточками в корпусі складають декілька мікрометрів і забезпечуються селективним складанням при серійному виробництві насосів. В результаті досягаються мінімальні витіки через ці зазори з порожнини високого тиску насоса в порожнину всмоктування і,

одночасно, невелике тертя між шестернями і поверхнями розточок в корпусі.

Витоки по поверхнях торців шестерень ліквідуються за допомогою компенсаторів 7, які автоматично притискаються до торців шестерень тиском, який з порожнини нагнітання підводиться до манжет 8.

Обидва компенсатори 7 є такими, що самовстановлюються, тобто притискаються до торців шестерень незалежно від їх розташування в просторі, що забезпечує рівномірне зношування робочих поверхонь в компенсаторі.

Рідина, яка проникла через мастильні канавки втулок, надходить по каналу на дні корпуса 2, по каналах в кришці 1 і веденої шестерні 4 в порожнини, які з'єднані з камерою всмоктування.

Шестеренні насоси типу НШ досить ефективні. Так, насос НШ 32У-3 має робочий об'єм $32 \text{ см}^3/\text{об}$, розвиває номінальний тиск $p_p=16 \text{ МПа}$, допускає тиск $p_{max} = 20 \text{ МПа}$ і має коефіцієнт подачі не менше 0,92 при загальному ККД 0,82. При номінальній потужності потоку рідини на виході насоса $P_{вих} = 21 \text{ кВт}$ його маса складає не більше 5,5 кг.

3.2 Гідродвигуни

Гідродвигун разом із насосом є основним агрегатом, який входить до складу ВК, і призначається для перетворення потоку гідравлічної енергії, що утворюється насосом, в механічну з параметрами, необхідними для ефективного функціонування технологічної машини.

Основна частина гідродвигунів належить до одного з двох типів:

- гідродвигуни поступального руху – **гідроциліндри**;
- гідродвигуни обертального руху – **гідромотори**.

Значно менше використовуються так звані **поворотні двигуни** – спрощені гідромотори з обмеженим кутом φ повороту вала, тобто $\varphi \leq 360^\circ$, звичайно $\varphi = 270^\circ$.

3.2.1 Гідромотори

Гідромотори є енергетичними агрегатами, які за своїм призначенням протилежні насосам. Разом з тим і насоси, і гідромотори складають групу гідромашин, які можуть перетворюватись одна в іншу, тобто якщо на вал такої гідромашини подати потік механічної енергії, то вона буде працювати в режимі насоса і навпаки, якщо на гідравлічний вхід (вихід) гідромашини подати потік гідравлічної енергії, то гідромашини буде працювати в режимі гідромотора.

Таким чином, схема пластинчастого нерегульованого насоса (див. рис. 3.3) в принципі ідентична схемі пластинчастого нерегульованого гідромотора, схема аксіально-поршневого регульованого насоса з похилим диском (див. рис. 3.7) ідентична схемі такого ж самого гідромотора; схема шестеренного насоса – схемі шестеренного гідромотора і т. д.

При своїй принциповій ідентичності гідромотори і насоси одного типу мають конструктивні відмінності, які обумовлені особливостями процесів, що протікають в них.

3.2.1.1 Характеристики гідромоторів

Розглянемо дві особливості характеристик гідромоторів. Перша з них обумовлена тим, що потужність потоку гідравлічної енергії на вході в гідромотор обмежена як параметрами самого гідромотора, так і насоса, а втрати енергії в гідромоторі, особливо на механічне і гідравлічне тертя, приводять до зменшення рушійного моменту на валу, зокрема, пускового моменту. Виникають проблеми пуску гідромотора під навантаженням тому, що через підвищені сили тертя спокою пускові моменти у гідромоторів у більшості випадків вищі номінальних моментів, що розвиваються на рухомому валу.

Другою особливістю гідромоторів є різниця в об'ємній витраті на вході і виході, яка особливо відчутна при наявності перепадів тиску $\Delta p = p_1 - p_2$, між тиском p_1 на вході і тиском p_2 на виході гідромотора і присутності в робочій рідині нерозчиненого газу.

Для визначення крутного моменту $M_{кр}$ на валу гідромотора розглянемо співвідношення

$$M_{кр} = \frac{P_m}{\omega}, \quad (3.3)$$

де P_m – потужність на валу гідромотора;

ω – кутова швидкість гідромотора.

В свою чергу

$$P_m = P_e \cdot \eta_o \cdot \eta_m = \Delta p \cdot Q_m \cdot \eta_o \cdot \eta_m = (p_1 - p_2) \cdot Q_m \cdot \eta_o \cdot \eta_m, \quad (3.4)$$

де P_e – потужність гідравлічного потоку, підведеного до гідромотора.

$$Q_m = \frac{V' \cdot \omega}{\eta_o}. \quad (3.5)$$

Тоді, з урахуванням (3.4) і (3.5)

$$M_{кр} = (p_1 - p_2) \cdot V' \cdot \eta_m. \quad (3.6)$$

Коефіцієнт η_m враховує втрати моменту на тертя, які в сумі дорівнюють

$$M_{тер\Sigma} = M_{кр} \cdot (1 - \eta_m) = b_m \cdot \omega + M_{тер}(\omega, p_1, p_2, \tau, M_{тер0}). \quad (3.7)$$

В рівнянні (3.7) b_m – коефіцієнт в'язкого тертя між деталями гідромотора (припускаючи, що в'язкісна складова $b_m\omega$ сумарного моменту $M_{тер\sigma}$ тертя пропорційна кутовій швидкості вала (ротора гідромотора)); $M_{тер}(\omega, \tau...)$ – нелінійна складова, яка залежить в загальному випадку від величини і напрямку кутової швидкості ω вала, тисків p_1 і p_2 в порожнинах, початкового значення $M_{тер0}$ моменту тертя, який утворюється різного роду попередніми натягами пружних елементів гідромотора (пружин, гумових ущільнень і т. п.), а також від тривалості τ попереднього контакту деталей, які зазнають взаємного тертя, що передуює пуску гідромотора.

Стисло розглянемо вплив перелічених факторів. Залежність $M_{тер}(\omega)$ показана на рис. 3.12. Вона типова для напіврідинного тертя між рухомими поверхнями.

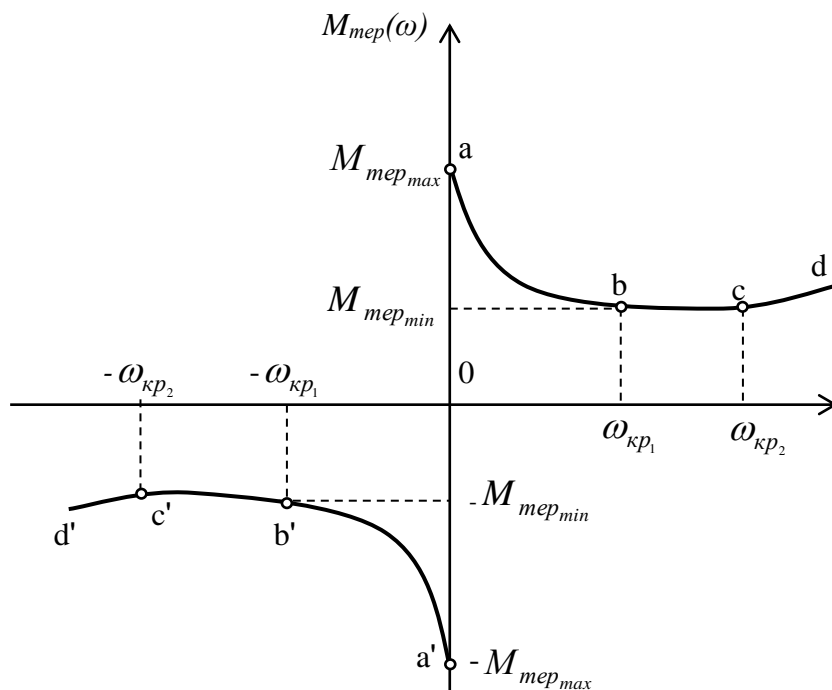


Рисунок 3.12 – Залежність $M_{тер}(\omega)$ моменту тертя в гідромоторі від кутової швидкості ω його вала

В зоні дуже малих ω (поблизу точок “а”) величина сил тертя максимальна і наближається до тертя спокою (точки ”а”). Тут при зміні знака ω , тобто при реверсі вала гідромотора, зміна знака $M_{тер}$ стрибкоподібна; функція $M_{тер}(\omega)$ має розрив в точці $\omega=0$. На ділянці “а-б” при $\omega < \omega_{кр1}$ із збільшенням ω сили тертя стрімко зменшуються, тобто функція $M_{тер}(\omega)$ на ділянці “а-б” носить спадний характер і похідна

$$\left| \frac{dM_{тер}}{d\omega} \right| \text{ максимальна за своїм абсолютним значенням.}$$

Це дуже істотно для динамічних якостей гідроприводу. На ділянках “b-c” можна вважати, що $M_{тер}(\omega) \approx const$, а при $\omega > \omega_{кр2}$ (ділянка “c-d”) відбувається помірне зростання $M_{тер}$ зі збільшенням ω .

Залежність $M_{тер}(\tau)$ пов’язана з тим, що при нерухомому контакті двох поверхонь, між якими існує шар змочувальної рідини, відбуваються фізико-хімічні процеси, в результаті яких величезні молекули рідини, органічної речовини за своїм походженням, взаємодіють з поверхневими шарами молекул речовини деталей, що зазнають взаємного тертя.

Зчеплення цих поверхонь зростає. Тобто з плином часу зусилля, яке необхідне для подолання сил тертя спокою, зростає так, як це зображено на рис. 3.13. З залежності видно, що таке зростання $M_{тер}(\tau)$ відбувається до значення $\tau = \tau_{max}$, після чого значення $M_{тер}(\tau) \rightarrow const$. Звичайно τ_{max} вимірюється величинами $10^2 \dots 10^3$ с. В межах $0 < \tau \leq \tau_{max}$ маємо

$$M_{тер}(\tau) = M_{тер0}(1 + \gamma \cdot \tau), \quad (3.8)$$

де γ – коефіцієнт інтенсивності зростання функції $M_{тер}(\tau)$.

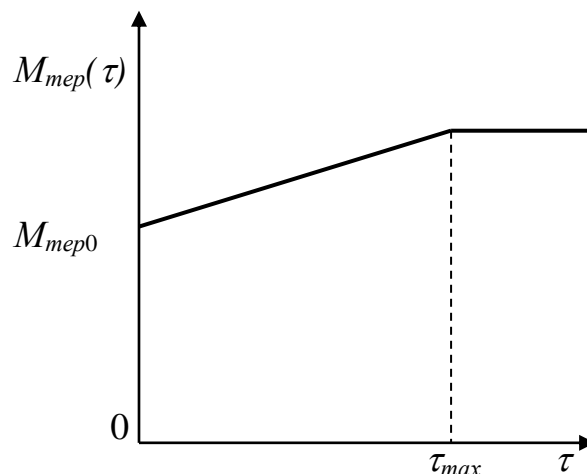


Рисунок 3.13 – Залежність $M_{тер}(\tau)$ моменту тертя від тривалості нерухомого контакту

Залежність $M_{тер}(p_1, p_2)$ визначається механізмами ущільнення зазорів в об’ємних гідромашинах (насосах і моторах) шляхом притискання поверхонь, між якими існує зазор, тиском, що діє в одній або двох порожнинах гідромашини.

Дійсно, в пластинчастих гідромашинах (рис. 3.4) тиск із порожнини нагнітання подається в камеру 13 і стискає в осьовому напрямку пакет деталей: ротор 6 з пластинами і диски 4 і 7. Сила цього тиску пропорційна тиску p_1 нагнітання і формує відповідні сили тертя. Такий самий ефект дає

радіальне притискання пластин до розточки статора тиском, який підведений під внутрішні торці пластин.

Аналогічним чином утворюється ущільнювальний притиск торця обертового ротора 16 аксіально-поршневої регульованої гідромашини з похилим диском до торця нерухомого розподільника 11 (див. рис. 3.8).

Цей притиск утворюється як тиском p_1 в порожнині нагнітання, так і тиском p_2 в порожнині зливу (або всмоктування) і конструктивно забезпечується тим, що площа торців поршнів 15 більша площі вікон в торці ротора 16, які обернені до робочого торця розподільника 11.

Аналогічний механізм ущільнення зазорів по торцях шестерень реалізується в шестеренній гідромашині (див. рис. 3.11), де компенсатори 7 притискаються до торців шестерень 4 і 5 тиском, підведеним в пази - гумових манжет.

Сили тертя в ущільненнях прямо пропорційні в першому наближенні до діючих тисків і розмірів площин, на які ці тиски діють.

Отже, в загальному випадку залежність $M_{тер}(p_1, p_2)$ моменту тертя в гідромоторі від тиску має вигляд

$$M_{тер}(p_1, p_2) = V'(\varepsilon_{m1} p_1 + \varepsilon_{m2} p_2), \quad (3.9)$$

де робочий об'єм $2\pi V'$ характеризує величину площі ковзання деталей гідромотора, а ε_{m1} і ε_{m2} – пропорційність цього тертя тискам p_1 і p_2 , відповідно.

В цілому, нелінійна функція $M_{тер}(\omega)$ може мати вигляд

$$M_{тер}(\omega, p_1, p_2, \tau_m, M_{тер0}) = \begin{cases} [M_{терmin} + M_{тер0} + M_{тер}(p_1, p_2)], & \text{коли } \omega > \omega_{кр1}, \\ -[M_{терmin} + M_{тер0} + M_{тер}(p_1, p_2)], & \text{коли } \omega < -\omega_{кр1}, \\ [M_{тер}(\omega) + M_{тер0} + M_{тер}(p_1, p_2)], & \text{коли } 0 < \omega < \omega_{кр1}, \\ -[M_{тер}(\omega) + M_{тер0} + M_{тер}(p_1, p_2)], & \text{коли } -\omega_{кр1} < \omega < 0, \\ V'(p_1 - p_2), & \text{коли } \omega \equiv 0 \text{ і } |V'(p_1 - p_2)| < |M_{тер}(\omega)(1 + \gamma \cdot \tau_m) + M_{тер0}|. \end{cases} \quad (3.10)$$

Треба враховувати, що коефіцієнти ε_m в рівнянні (3.9) можуть залежати від кутової координати φ ротора (вала) гідромотора. Це є наслідком дискретності процесу підключення відповідних порожнин гідромотора до магістралей з тисками p_1 і p_2 . Так в аксіально-поршневих гідромашиних звичайно непарна кількість поршнів z , тому що при цьому пульсація робочого об'єму менша, ніж при парній. Тому до кожної з

магістралей підключається $\frac{z+1}{2}$ або $\frac{z-1}{2}$ поршнів, що і викликає дискретну періодичну зміну зусиль, які діють в пристроях герметизації.

Звичайно в розрахунках використовують усереднені залежності, прикладом яких може бути графік на рис. 3.14, де наведено залежність перепаду тиску $\Delta p_{тер} = p_1 - p_2$, необхідного для подолання моменту тертя $M_{тер}(p_1, p_2)$, що утворюється притисканням ротора аксіально-поршневого гідромотора типу Г15-23 до розподільного диска.

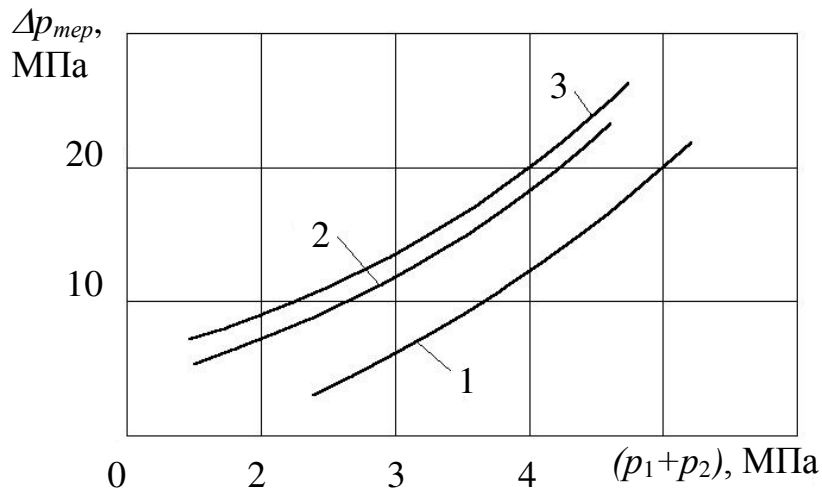


Рисунок 3.14 – Залежність перепаду тиску $\Delta p_{тер}$, який витрачається на подолання моменту тертя, від сумарного тиску $(p_1 + p_2)$ в порожнинах гідромотора

Очевидно, що

$$\Delta p_{тер} = p_1 - p_2 = (1/V'_1) \cdot M_{тер}(p_1, p_2) = \varepsilon_m \cdot (p_1 + p_2), \quad (3.11)$$

тобто коефіцієнт ε_m визначається крутістю нахилу кривих на графіку рис. 3.14.

Як впливає з графіка, величина ε_m залежить від кутової швидкості ω ротора.

Криві на рис. 3.14 отримані дослідним шляхом. Для виконання інженерних розрахунків процесів в гідромоторах залежність $\Delta p_{тер}(p_1, p_2)$ можна подати в більш визначеному і, в той же час, спрощеному вигляді.

Розглянемо декілька моделей характеристик тертя в гідромоторах.

Перша модель характеристики механічних втрат наведена на рис. 3.15, а. Вона відрізняється тим, що при $p_1 = p_2 = 0$ значення $\Delta p_{тер} = 0$. Якщо врахувати, що крутість характеристики $\Delta p_{тер} = f(p_1 + p_2)$ лінійно залежить від ω , а для кожного фіксованого значення ω_i кутової швидкості справедливе співвідношення

$$\frac{\Delta p_{тер}}{p_1 + p_2} = const = \varepsilon_{m_i}, \quad (3.12)$$

то момент, обумовлений механічними втратами при кутовій швидкості ω_i (умовно будемо називати його моментом тертя), можна визначити за рівнянням

$$M_{тер}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{m0} \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_i) \cdot (p_1 + p_2), \quad (3.13)$$

де ε_{m0} – кутовий коефіцієнт характеристики втрат при $\omega = 0$;

$$\gamma = \frac{\varepsilon_{m0} - \varepsilon_{m_i}}{\varepsilon_{m0} \cdot \varepsilon_{m_i}}.$$

Незважаючи на лінійну апроксимацію залежності і прийняту нами лінійну залежність $\varepsilon_{m_i}(\omega)$, рівняння (3.13) для моменту тертя нелінійне, тому що містить добуток змінних величин $p_1 \cdot \omega_i$ і $p_2 \cdot \omega_i$.

Для малих відхилень змінних від ustalених рівнів ω_{i0} , p_{10} , p_{20} рівняння (3.13) можна лінеаризувати, відкидаючи величини другого порядку малості ($\Delta\omega \cdot \Delta p_1$ і $\Delta\omega \cdot p_2$).

Тоді лінеаризована математична модель характеристики тертя, яка відповідає графіку на рис. 3.15, а, буде мати вигляд

$$M_{тер}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{m0} \cdot [(p_{10} + p_{20}) \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_0 - \gamma_\varepsilon \cdot \Delta\omega) + (\Delta p_1 + \Delta p_2) \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_0)], \quad (3.14)$$

де Δp_1 , Δp_2 і $\Delta\omega$ – відхилення змінних від їх ustalених значень. Друга модель характеристики механічних втрат в гідромоторі (рис. 3.15, б) відрізняється від попередньої наявністю початкового моменту тертя при $p_1 + p_2 = 0$, величина якого визначається натягом пружинних пристроїв, що притискають ротор до розподільного диска, дорівнює $V' \cdot \Delta p_0$ і не залежить від кутової швидкості ω_i .

Тоді за аналогією з рівнянням (3.13),

$$M_{тер}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{m0} \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_i) \cdot (p_1 + p_2) + M_{тер0}. \quad (3.15)$$

У лінеаризованому вигляді

$$M_{тер}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{m0} \cdot [(p_{10} + p_{20}) \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_0 - \gamma_\varepsilon \cdot \Delta\omega) + (\Delta p_1 + \Delta p_2) \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_0)] + M_{тер0}. \quad (3.16)$$

Третя модель характеристики (рис. 3.15, в) відрізняється тим, що при $p_1 = p_2 = 0$ має місце початковий момент тертя, а характеристики $\Delta p_{тер} = (p_1, p_2)$ мають однакову крутість для різних кутових швидкостей ω_i , тобто

$$\frac{\Delta p_{тер}}{p_1 + p_2} = const = \varepsilon_{м0}. \quad (3.17)$$

Припускаючи, що залежність початкового моменту тертя від кутової швидкості ротора лінійна, отримуємо

$$M_{тер}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{м0} \cdot (p_1 + p_2) + V' \cdot \Delta p_0 \cdot (1 - \gamma_{\Delta p} \cdot \omega_i), \quad (3.18)$$

де $V' \cdot \Delta p_0$ – величина початкового моменту тертя при $\omega = 0$;

$$\gamma_{\Delta p} = (1 - M_{тер}(\omega_0) / V' \cdot \Delta p_0) / \omega_i.$$

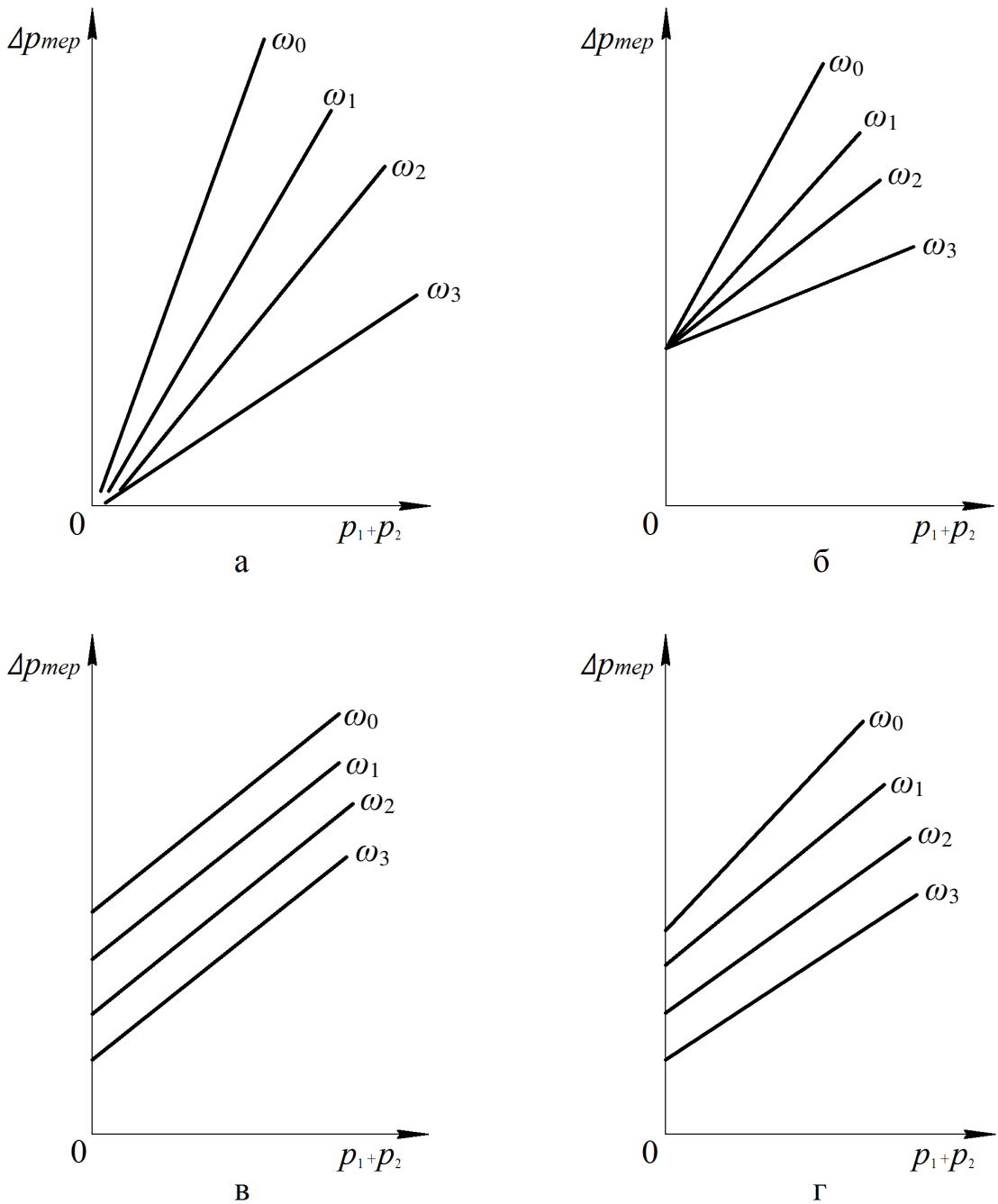


Рисунок 3.15 – Моделі залежності тертя в гідромоторах

Четверта модель характеристики механічних втрат в гідромоторі (див. рис. 3.15, г) застосовується в тому випадку, якщо крутість кривих $\Delta p_{тер} = f(p_1, p_2)$ залежить від кутової швидкості ротора (в першому наближенні ця залежність може бути прийнята лінійною), а при $p_1 = p_2 = 0$ має місце початковий момент тертя, який дорівнює $V' \cdot \Delta p_0$ для $\omega = 0$ і лінійно залежить від кутової швидкості ротора.

Аналітичне рівняння для моменту тертя, складене з урахуванням цих особливостей характеристик втрат, має вигляд

$$M_{тер}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{m0} \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_i) \cdot (p_1 + p_2) + V' \cdot \Delta p \cdot (1 - \gamma_{\Delta p} \cdot \omega_i). \quad (3.19)$$

У лінеаризованому вигляді для малих відхилень змінних від їх усталених значень дане рівняння можна записати таким чином:

$$M_{тер}(\omega_i) = V' \cdot \varepsilon_{m0} \cdot [(p_{1_0} + p_{2_0}) \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_0 - \gamma_\varepsilon \cdot \Delta \omega) + (\Delta p_1 + \Delta p_2) \cdot (1 - \gamma_\varepsilon \cdot \omega_0)] + V' \cdot \Delta p_0 \cdot (1 - \gamma_{\Delta p} \cdot \omega_i). \quad (3.20)$$

Вище вже вказувалось, що пускові моменти у гідромоторів значно більші, ніж номінальні значення крутних моментів, які виникають в робочому діапазоні частоти обертання. Причиною того є сили тертя, які залежать як від тривалості відстоювання гідромотора перед пуском, так і від тисків в його порожнинах.

Кутова швидкість ротора гідромотора теоретично дорівнює

$$\omega_m = \frac{V_m}{V'}. \quad (3.21)$$

З урахуванням витоків з порожнин і перетікання з однієї порожнини в іншу

$$\begin{cases} \omega = (1/V') \cdot [V_m - \sigma_{m1} \cdot p_1 - \sigma_{m3} \cdot (p_1 - p_2)], & \text{якщо } p_1 > p_2 \text{ і } \omega > 0; \\ \omega = (1/V') \cdot [V_m - \sigma_{m2} \cdot p_2 - \sigma_{m3} \cdot (p_2 - p_1)], & \text{якщо } p_2 > p_1 \text{ і } \omega < 0, \end{cases} \quad (3.22)$$

де σ_{m1} , σ_{m2} – коефіцієнти витоків з порожнин на вході і виході гідромотора;
 σ_{m1} , σ_{m2} – коефіцієнти перетікання між порожнинами на вході і виході гідромотора.

Істотною характеристикою гідромотора є величина мінімальної частоти обертання, яка визначає собою нижню межу діапазону регулювання. Мінімальна частота обертання гідромотора залежить від багатьох факторів і є результатом достатньо складного динамічного процесу, на який впливають інерційність мас, які обертаються, стисливість і об'єм робочої рідини в порожнинах гідромотора і трубопроводів, характеристика сил тертя в гідромоторі. Все це призводить до

нерівномірності обертання ротора на малих швидкостях, яка оцінюється коефіцієнтом нерівномірності $\Delta\bar{\omega}_m$

$$\Delta\bar{\omega}_m = 2 \cdot \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{max} + \omega_{min}}, \quad (3.23)$$

де ω_{max} і ω_{min} – максимальна і мінімальна кутові швидкості ротора гідромотора, відповідно, які мають місце при постійній подачі Q_m робочої рідини гідромотора.

3.2.1.2 Конструкції гідромоторів

Вище вже зазначалось, що конструкції гідромоторів і насосів принципово ідентичні, тобто вони є обертовими гідравлічними агрегатами. Звідси витікає, що в об'ємних гідроприводах металорізальних верстатів можуть використовуватись гідромотори тих типів, що і насоси, тобто пластинчасті, поршневі. Шестеренні гідромотори в верстатах практично не застосовуються.

Розглянемо конструкцію **аксіально-поршневого нерегульованого гідромотора**, який часто застосовується у верстатних гідроприводах внаслідок своїх істотних переваг перед електромоторами, а саме:

- маса гідромотора в 4...5 разів менша, а об'єм в 6 разів менший, ніж електромотора такої ж потужності;
- діапазон частот обертання може бути від одиниці до тисяч обертів за хвилину;
- реверс ротора можливий протягом сотих часток секунди;
- в поєднанні з системою керування гідромотор дозволяє здійснювати точне безступінчасте регулювання параметрів потоку енергії на валу.

Конструкція гідромотора аксіально-поршневого типу Г15-2 наведена на рис. 3.16.

Робочі камери гідромотора розташовані під поршнями 17 в розточках-циліндрах ротора 10, який встановлений рухомо на валу 1 і скріплений торцевою шпонкою 8 з барабаном 7. Поршні 17 через штовхачі 19 взаємодіють з кільцем упорного шарикопідшипника 6, який виконує функції похилого диска і встановлений в корпусі 4 під фіксованим кутом нахилу. Барабан 7 зв'язаний з валом 1 шпонкою 18, яка передає крутний момент на вал. Вал встановлений на підшипниках 5 і 16. Зовнішні витоки з корпусу гідромотора герметизуються манжетою 2, яка змонтована у кришці, та гумовими кільцями, розташованими між корпусами 4 і 9, і розподільним диском 13, а відводяться через дренажний отвір 12. Пружина 11 здійснює попередній притиск ротора 10 до робочої поверхні розподільного диска 13, що забезпечує герметичність цього стику у момент пуску і, в той же час, утворює початковий момент тертя $M_{тер}$.

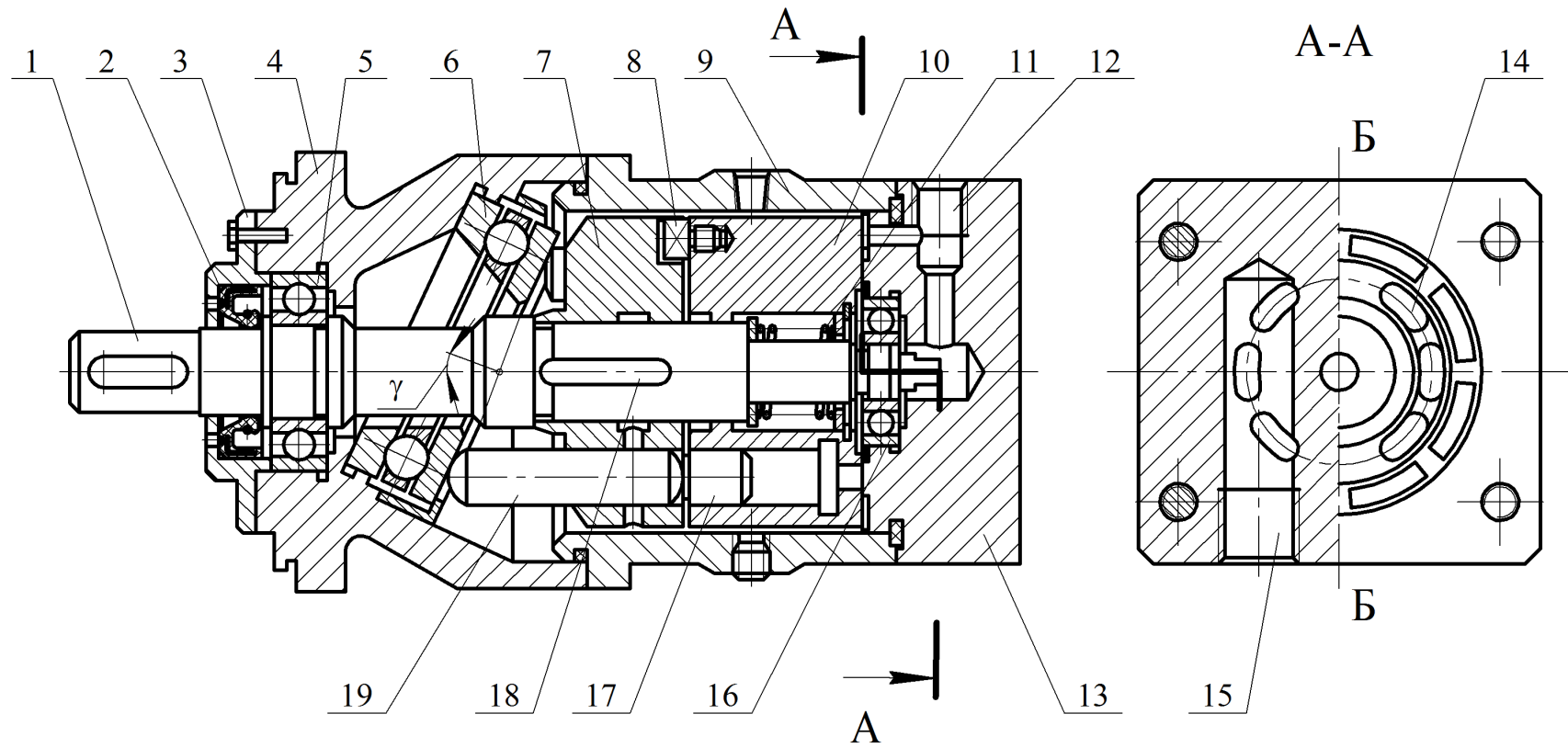


Рисунок 3.16 – Конструкція нерегульованого аксіально-поршневого гідромотора з похилим диском типу Г15-2

На торці ротора 10 існують отвори, які з'єднані з робочими камерами ротора, з одного боку, та, з одним із пазів 14 на диску 13 – з другого. При обертанні ротора ці отвори здійснюють комутацію робочих камер з однією або з іншою порожнинами (наприклад, порожниною 15).

При надходженні робочої рідини із напірної магістралі в одну з порожнин гідромотора, наприклад, в порожнину 15, тиск через відповідний паз 14 і отвори в торці ротора подається у робочі камери, які розташовані ліворуч від осі Б-Б. Поршні, які висуваються з робочих камер-отворів, передають зусилля, яке утворюється тиском нагнітання, через штовхачі 19 на похиле кільце підшипника 6. Внаслідок нахилу підшипника 6 зусилля контакту головки штовхача з кільцем має нормальну і тангенційну складові. Остання формує крутний момент на барабані 7, який передається на вал через шпонку 18 і на ротор через шпонку 8. Моменти, які утворюються поршнями, розташованими з однієї сторони осі Б-Б, підсумовуються. Камери, розташовані з другого боку осі Б-Б, з'єднуються з порожниною злива гідромотора, і при обертанні ротора поршні вводяться в отвори ротора, витискуючи рідину.

При переключенні напірної і зливної магістралей до порожнин гідромотора відбувається реверс ротора.

В таблиці 3.3 наведені основні параметри аксіально-поршневих гідромоторів типу Г15-2.

Всі гідромотори Г15-2 розраховані на номінальний тиск 6,3 МПа, номінальну частоту обертання 960 об/хв і мають невеликий момент інерції мас, які обертаються від $0,39 \cdot 10^{-3}$ кг·м² у гідромотора Г15-21Н до $24,5 \cdot 10^{-3}$ кг·м² у гідромотора Г15-25Н, що обумовлює тривалість реверсу від 0,01 с до 0,05 с, відповідно (без приєднаних до вала гідромотора зовнішніх мас).

Таблиця 3.3 – Основні параметри аксіально-поршневих гідромоторів

Тип гідромотора	Робочий об'єм, см ³	Частота обертання, с ⁻¹			Крутний момент, номінальний, Н·м	Ефективна потужність, кВт, не менше
		номінальна	максимальна	мінімальна		
Г15-21Н	11,20	16,00	40,00	0,67	9,40	0,96
Г15-22Н	20,00	16,00	35,00	0,50	16,70	1,70
Г15-23Н	40,00	16,00	30,00	0,33	33,30	3,40
Г15-24Н	80,00	16,00	25,00	0,33	66,70	6,80
Г15-25Н	160,00	16,00	21,67	0,33	133,00	13,60

3.2.2 Гідроциліндри

Гідроциліндри – це гідродвигуни поступального руху, які перетворюють гідравлічну енергію з параметрами Q_u, p в механічну з параметрами F, v .

За енергонасиченістю (потужність, яка припадає на одиницю маси), здатністю розвивати значні зусилля F і швидкості v , компактністю, простотою конструкції, надійністю, а також завдяки невеликій вартості гідроциліндри не мають аналогів серед всіх ПЕ.

3.2.2.1. Загальні характеристики гідроциліндрів

Принципова схема гідроциліндра винятково проста (наприклад, на рис. 1.1 гідродвигун П є простим гідроциліндром, який складається з власне циліндра 8.2 і поршня 8.1).

Більшість відомих гідроциліндрів може бути віднесена до однієї зі схем (рис. 3.17):

- несиметричний гідроциліндр з двобічним штоком (рис. 3.17, а), тобто діаметри штоків d_{u1} і d_{u2} неоднакові ($d_{u1} \neq d_{u2}$); такий гідроциліндр складається з циліндра 1, поршня 2, фланців 3 і 7, штоків 4 і 8, ущільнень 5, 6 і 9 в місцях рухомих посадок штоків в отворах фланців і поршня в отворі циліндра;

- симетричний гідроциліндр з двобічним штоком, тобто гідроциліндр за схемою рис. 3.17, а при $d_{u1} = d_{u2}$;

- несиметричний гідроциліндр з однобічним штоком (рис. 3.17, б);

- диференційний гідроциліндр, аналогічний схемі на рис. 3.17, б, але зі співвідношенням $d_{u1}/D_u = \sqrt{0.5}$ (рис. 3.17, в);

- плунжерний гідроциліндр (рис. 3.17, г), який складається з плунжера 1, який ковзає в напрямній втулці з ущільненням 2, і циліндра 3.

В різних галузях машинобудування використовуються також й інші схеми гідроциліндрів, наприклад, телескопічні, здвоєні і т. п., але в металорізальних верстатах вони практично не застосовуються.

Враховуючи напрям зусилля F_u і швидкості v поршня, зображених на рис. 3.17, можна записати рівняння сил, які прикладені до системи “поршень-шток” при усталеному рівномірному русі

$$F - F_{mex} - b_u \cdot v - F_{тер}(v, p_1, p_2, \tau, F_{тер0}) - G \cdot \cos \alpha^\circ = 0, \quad (3.24)$$

де F – зусилля, яке розвиває гідроциліндр (без врахування сил тертя);

F_{mex} – технологічне навантаження на шток (зусилля подачі металорізального інструмента, зусилля штампування, пресування і т. д.);

$b_u \cdot v$ – складова сила в'язкого тертя, яка пропорційна коефіцієнту b_u в'язкого тертя в ущільненнях і швидкості v переміщення поршня;

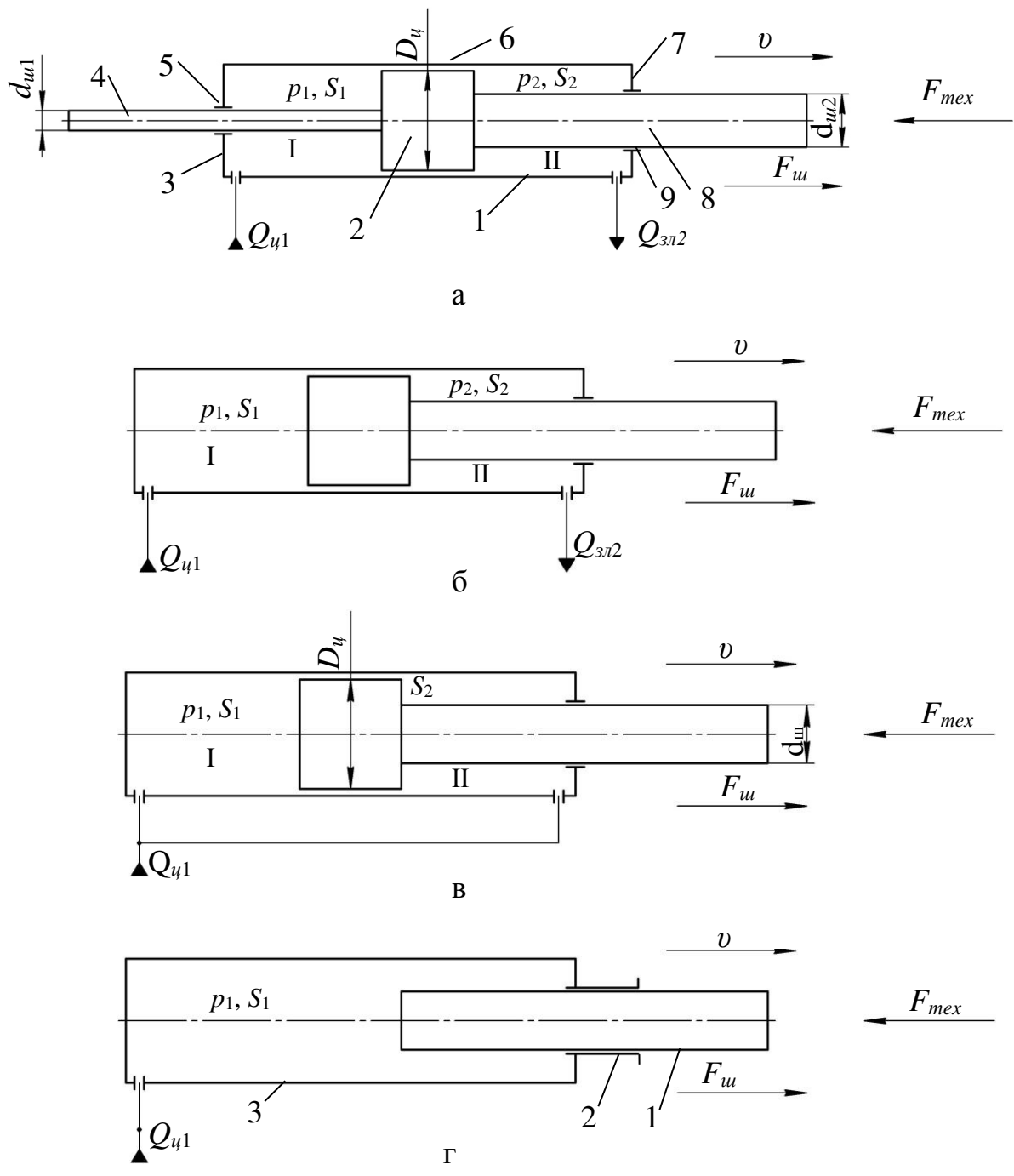


Рисунок 3.17 – Схеми гідроциліндрів:
 а – несиметричний з двобічним штоком;
 б – несиметричний з однобічним штоком;
 в – диференційний гідроциліндр;
 г – плунжерний

G – вага вузлів, які переміщуються гідроциліндром під кутом α° до горизонту;

$F_{тер}(v, p_1, p_2, \tau, F_{тер0})$ – нелінійна складова сил тертя, яка якісно аналогічна такій самій складовій для гідромотора (рівняння (3.9) і (3.10)) і залежить від величини і напрямку швидкості v , тисків p_1 і p_2 в порожнинах гідроциліндра, часу τ , висоти поршня перед моментом початку руху, а також від початкової сили тертя $F_{тер0}$, яка формується, наприклад, натягом при складанні ущільнювальних елементів з поршнем, штоком і т. п.

Залежність $F_{тер}(v)$, наведена на рис. 3.18, аналогічна залежності $M_{тер}(\omega)$ для гідромотора (див. рис. 3.12) і містить спадні ділянки “а-б”, на яких із зростанням швидкості сила тертя інтенсивно зменшується, ділянки “б-с”, на яких швидкість руху практично не впливає на сили тертя, що набувають за абсолютною величиною мінімального значення.

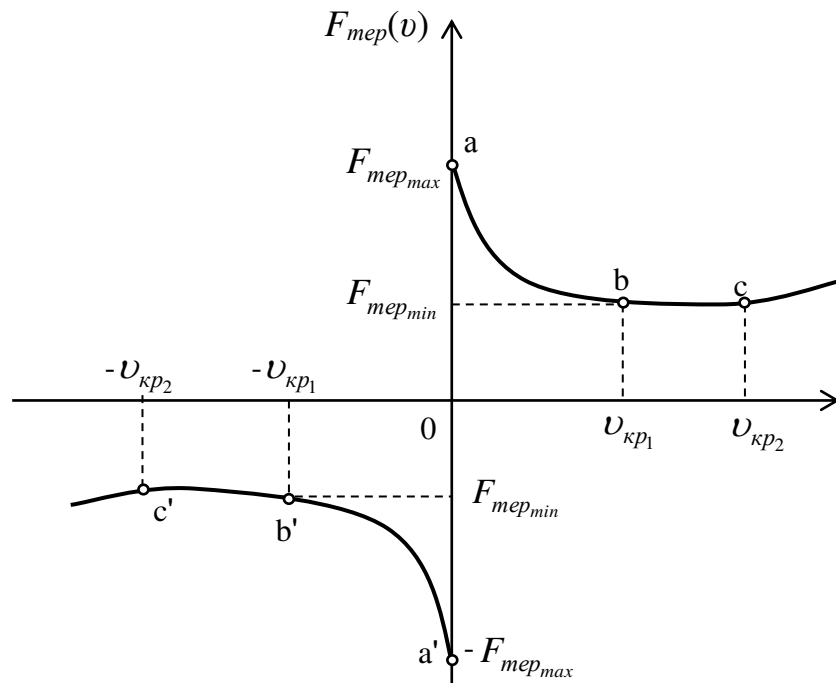


Рисунок 3.18 – Залежність сили тертя в ущільнених гідроциліндрах від швидкості поршня

Залежність $F_{тер}(p_1, p_2)$ сил тертя від тисків в порожнинах гідроциліндра визначається конструкцією ущільнень поршня і штоків. В більшості випадків ці ущільнення – гумові кільця і особливо манжети – виштовхуються тиском у зазори між деталями, які переміщуються або притискаються до них, формуючи сили тертя, які у першому наближенні можна записати таким чином:

- сили тертя в з’єднанні поршень-циліндр

$$F_{тер_n}(p_1, p_2) = D_u^2 \cdot \varepsilon_n \cdot (p_1 - p_2), \quad (3.25)$$

де ε_n – коефіцієнт, який враховує ступінь впливу діаметра поршня на силу тертя;

- сили тертя в з'єднанні шток-фланець (плунжер-фланець)

$$F_{тер_{u1}}(p_1) = d_{u1}^2 \cdot \varepsilon_{u1} \cdot p_1, \quad (3.26)$$

де ε_{u1} – коефіцієнт, який враховує ступінь впливу діаметра штока на силу тертя;

аналогічно, для другої порожнини гідроциліндра

$$F_{тер_{u2}}(p_2) = d_{u2}^2 \cdot \varepsilon_{u2} \cdot p_2. \quad (3.27)$$

Залежність $F_{тер}(\tau)$ сил тертя від тривалості відстою поршня перед моментом початку руху аналогічна залежності $M_{тер}(\tau)$ моменту тертя від τ для гідромоторів, наведеній на рис. 3.13, і обумовлена такими самими фізико-хімічними явищами.

Враховуючи, що теоретичне зусилля, що його розвиває гідроциліндр, дорівнює

$$F = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2, \quad (3.28)$$

де S_1 і S_2 – ефективні площі поршня в першій і другій порожнинах гідроциліндра, причому $S_1 = (\pi/4) \cdot (D_u^2 - d_{u1}^2)$, а $S_2 = (\pi/4) \cdot (D_u^2 - d_{u2}^2)$, отримаємо із (3.24) і (3.28) рівняння для корисного зусилля $F_{ш}$ на штоці

$$F_{ш} = F_{мех} = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - b_u \cdot v - G \cdot \cos \alpha - F_{тер}(v, p_1, p_2, \tau, F_{тер0}). \quad (3.29)$$

Рівняння (3.29) дозволяє визначити корисне зусилля на штоці і для всіх інших схем гідроциліндрів на рис. 3.17.

При цьому для схеми на рис. 3.17, в треба врахувати, що тиск у двох порожнинах однаковий і дорівнює p_1 , а для схеми на рис. 3.17, г величина $p_2 \cdot S_2 = 0$.

Врахування напрямку (знаків) швидкості v і ваги G , а також знака різниці $p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2$ дає знак, тобто напрям зусилля $F_{ш}$.

Як вказувалось вище, аналогічно (3.10) нелінійну характеристику тертя в гідроциліндрі можна навести у вигляді

$$F_{тер}(v, p_1, p_2, \tau, F_{тер0}) = \begin{cases} [F_{тер_{min}} + F_{тер0} + F_{тер}(p_1, p_2)], & \text{якщо } v > v_{кр1}, \\ -[F_{тер_{min}} + F_{тер0} + F_{тер}(p_1, p_2)], & \text{якщо } v < -v_{кр1}, \\ [F_{тер}(v) + F_{тер0} + F_{тер}(p_1, p_2)], & \text{якщо } 0 < v \leq v_{кр1}, \\ -[F_{тер}(v) + F_{тер0} + F_{тер}(p_1, p_2)], & \text{якщо } -v_{кр1} \leq v < 0, \\ (p_1 S_1 - p_2 S_2), & \text{якщо } v = 0 \text{ і } |(p_1 S_1 - p_2 S_2)| < \\ & < |F_{тер}(v)(1 + \gamma \tau) + F_{тер0}|. \end{cases} \quad (3.30)$$

Швидкість поршня для схем на рис. 3.17, а і 3.17, б, якщо подавати робочу рідину у порожнину I, дорівнює

$$v_1 = [Q_u - \sigma_1 \cdot p_1 - \sigma_3 \cdot (p_1 - p_2)] \cdot S_1^{-1}, \quad (3.31)$$

де Q_u – витрата рідини на виході в порожнину I; σ_1 – витоки рідини в атмосферу з порожнини I; σ_3 – коефіцієнт перетікання рідини з першої порожнини гідроциліндра в другу.

При подачі рідини в порожнину II швидкість дорівнює

$$v_2 = Q_u \cdot S_2^{-1}, \quad (3.32)$$

не враховуючи вищесказане відносно значення σ , для схеми на рис. 3.17, г швидкість дорівнює

$$v_{nl} = Q_u \cdot S^{-1}; \quad (3.33)$$

для диференційного підключення за схемою на рис. 3.17, в, враховуючи, що

$$d_{ui} = D_u \cdot \sqrt{(0.5)}, \text{ тобто } (\pi/4) \cdot d_{ui}^2 = 0,5 \cdot (\pi/4) D_u^2,$$

$$\text{або } S_2 = 0,5 \cdot S_1 \text{ і } S_2/S_1 = K = 0,5,$$

отримаємо

$$v_{диф} = Q_u/S_2 = 2 \cdot (Q_u/S_1) = v_2 = 2 \cdot v_1, \quad (3.34)$$

де v_2 підраховується за (3.32), а v_1 – за (3.31).

Таким чином, при диференційному включенні гідроциліндра з $K = S_2/S_1 = 0,5$ можна отримати три різних за величиною або напрямом швидкості руху при одній і тій самій витраті рідини на вході в циліндр:

- рух зі швидкістю $+v_1$ у додатному (рис. 3.17, в) напрямі;
- рух зі швидкістю $-v_2 = -2 \cdot v_1$;
- рух зі швидкістю $+v_{диф} = +2 \cdot v_1$.

Підведена до порожнини I циліндра гідравлічна потужність дорівнює

$$P_{ц вх} = p_1 \cdot Q_{u1}. \quad (3.35)$$

Гідравлічна потужність рідини, яка витискується з гідроциліндра, дорівнює

$$P_{ц вих} = p_2 \cdot Q_{u2}. \quad (3.36)$$

Потужність потоку гідравлічної енергії, яка реалізується на поршні гідроциліндра, дорівнює

$$P_{цз} = p_1 \cdot Q_{ц1} - p_2 \cdot Q_{ц2}. \quad (3.37)$$

Потужність потоку механічної енергії на штоці

$$P_{ц, мех} = F_{ш} \cdot v. \quad (3.38)$$

ККД режиму руху $\eta_{реж}$ поршня, який враховує втрати енергії, викликані наявністю протитиску p_2 (при $p_1 > p_2$),

$$\eta_{реж} = \frac{P_{цз}}{P_{цвх}} = 1 - \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{Q_{ц2}}{Q_{ц1}} = 1 - \frac{S_2}{S_1} \cdot \frac{p_2}{p_1}. \quad (3.39)$$

Повний ККД циліндра $\eta_{ц}$ дорівнює

$$\eta_{ц} = \frac{P_{цз}}{P_{цвх}} = \frac{F_{ш} \cdot v}{p_1 \cdot Q_{ц1}} = \frac{F_{ш} \cdot v}{p_2 \cdot Q_{ц2}} \cdot (1 - \eta_{реж}), \quad (3.40)$$

враховуючи, що із (3.39) випливає $p_1 \cdot Q_{ц1} = (p_2 \cdot Q_{ц2}) / (1 - \eta_{реж})$.

3.2.2.2 Конструкції гідроциліндрів

Конструктивні схеми гідроциліндрів були наведені на рис. 3.17. Конструктивне виконання гідроциліндра, несиметричного з однією бічною штоком (схеми на рис. 3.17, б, в), який застосовується у верстатобудуванні, наведено на рис. 3.19.

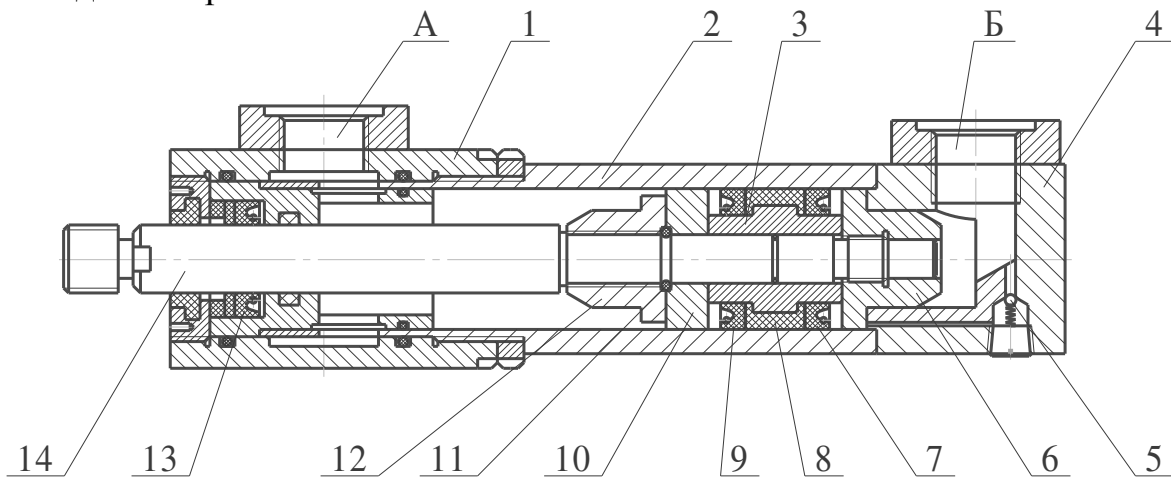


Рисунок 3.19 – Конструкція несиметричного гідроциліндра з одностороннім штоком типу ЦРГ

Гільза циліндра 2 зроблена зі сталеві труби і скріплена з двох боків з фланцями 1 і 4, в яких є різьбові отвори А і Б для приєднання трубопроводів. Шток 14 в отворі фланця герметизується за допомогою манжетного ущільнення 13. Поршень, змонтований на внутрішньому кінці штока, складається з двох частин – напрямного диска 10, який центрує

шток і поршень за отвором циліндра, і поршня 3, на якому змонтовані ущільнюючі деталі: манжети 7 і 9 та втулка 8.

З двох боків поршневої групи встановлені деталі 6 і 12, конічні торці яких при вході в циліндричні отвори фланців утворюють робочі вікна змінного перерізу. Це дозволяє гідравлічно гальмувати поршень з приєднаною до штока масою рухомих вузлів верстата, преса або робота. Так, при подачі рідини в отвір А поршень переміщується зліва направо і при підході до правого крайнього положення втулка 6 конічним торцем поступово перекриває вихід рідини з другої порожнини через отвір Б, гальмуючи рух до повної його зупинки. При подачі рідини в отвір Б, тобто у другу (праву) порожнину циліндра, тиск діє не тільки на торці втулки 6 штока, але і через клапан 5 на торець поршня. В кінці руху справа наліво відбувається гальмування поршня при вході конічного торця втулки 12 в отвір фланця 1.

Гідроциліндри типу ЦРГ розраховані на номінальний тиск $p_n = 16$ МПа, максимальний тиск $p_{max} = 20$ МПа, швидкість поршня до 1,5 м/с, повний ККД $\eta_u = 0,95$.

Діаметри поршнів $D_{ц} = 25...63$ мм, хід поршня 100...1200 мм в залежності від діаметра.

Спеціальні конструкції гідроциліндрів використовуються для затискних і фіксувальних пристроїв, автоматичних ліній і агрегатних верстатів (рис. 3.20).

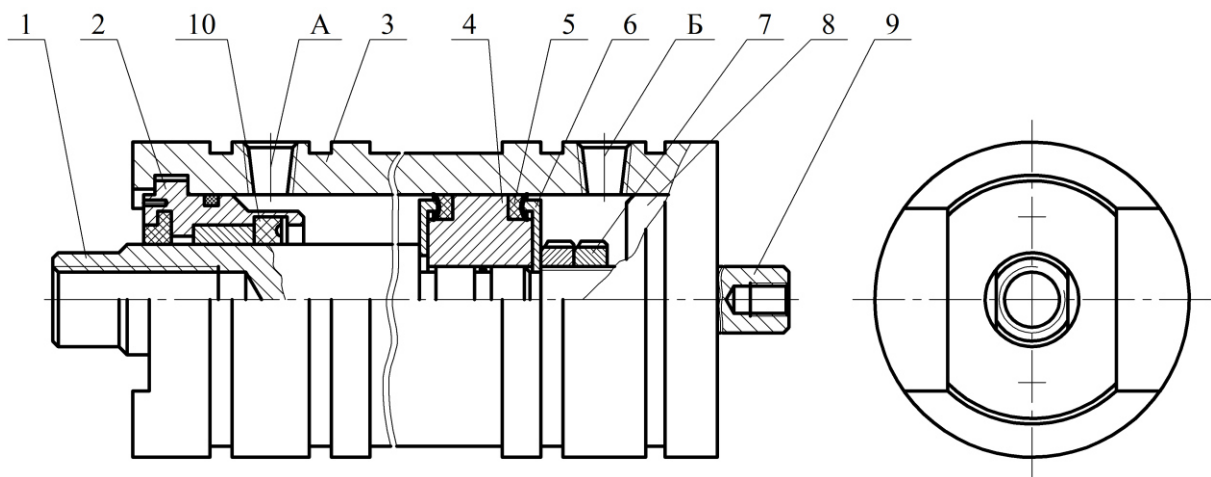


Рисунок 3.20 – Конструкція коротко ходового гідроциліндра для затискних або фіксувальних пристроїв

Призначення таких гідроциліндрів обумовило порівняно короткий хід поршня, вимоги мінімальних поперечних габаритів по всій довжині гідроциліндра. Тому кріплення фланців 2 і 8 – внутрішній байонет, циліндр – сталева труба 3 постійного діаметра з канавками, які використовуються для кріплення гідроциліндра на верстаті. Отвори А і Б

для кріплення приєднувальної арматури трубопроводів виконані безпосередньо у стінці циліндра. Шток 1 ущільнений в отворі фланця 2 манжетою 10. Поршень 4, закріплений на штоці двома гайками 7, ущільнений двома манжетами 5, які утримуються на поршні спеціальними шайбами 6. Другий шток 9 використовується для дії на контактні гідравлічні або електричні елементи системи контролю і управління верстатом.

3.3 Гідроагрегати, які обслуговують ВК

Гідроагрегати, які забезпечують функціонування ВК, але не керують режимом його роботи, належать до обслуговувальних пристроїв.

Вони містять **фільтри**, які забезпечують очищення робочої рідини від забруднення. Головною характеристикою фільтра є точність фільтрації, тобто максимальний розмір частинок у мікрометрах, які пропускає фільтрувальний елемент. Не менш важливим є величина втрати тиску в фільтрі і максимально допустима витрата рідини при цьому.

В характеристиці фільтра майже ніколи немає зазначення його ємності, тобто на сумарний об'єм або масу частинок забруднення, які можуть затриматись на фільтроелементі без збільшення втрати тиску понад допустимого.

Позначення фільтра на гідравлічних схемах наведено в додатку А, а деякі основні їх підключення на рис. 3.21.

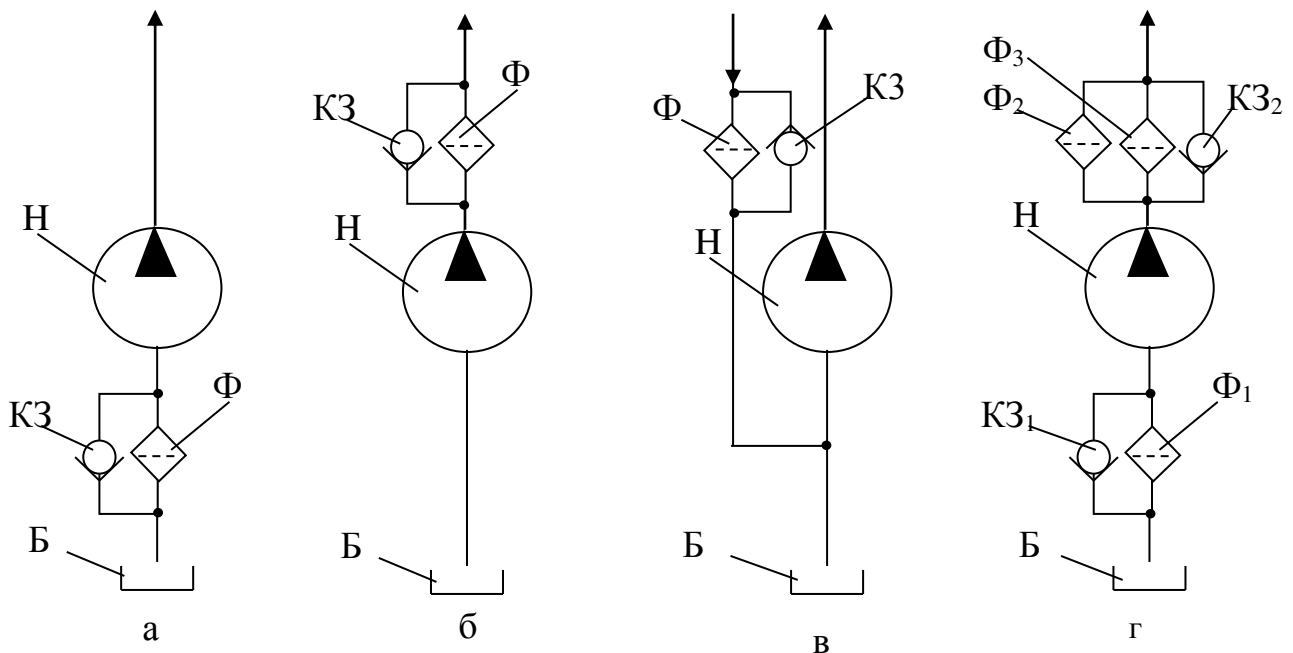


Рисунок 3.21 – Схема включення фільтрів у гідросистему (а, б, в, г)

У схемі на рис. 3.21, а рідина з бака Б через приймальний фільтр Φ всмоктується насосом Н і далі нагнітається в гідросистему ВК.

Клапан КЗ забезпечує прохід у систему частини потоку рідини при засміченні фільтра і обмежує перепад тиску на ньому. Перевага – вловлювання частинок до того, як вони можуть потрапити в насос, що збільшує термін його служби. Недолік – утворення додаткового опору на лінії всмоктування. У зв'язку з тим, що рідина переміщується по всмоктувальному трубопроводу за рахунок різниці між атмосферним тиском і розрідженням, що його утворює насос, допустимий перепад тиску на всмоктувальному трубопроводі і приймальному фільтрі незначний, не більше 0,020...0,025 МПа. Тому робочі вікна фільтрувального елемента, крізь які проходить рідина, повинні бути достатньо великими і тонкість фільтрації на вході в насос не може бути менша 80...160 мкм.

Одна з конструкцій приймального фільтра типу ФВСМ наведена на рис. 3.22.

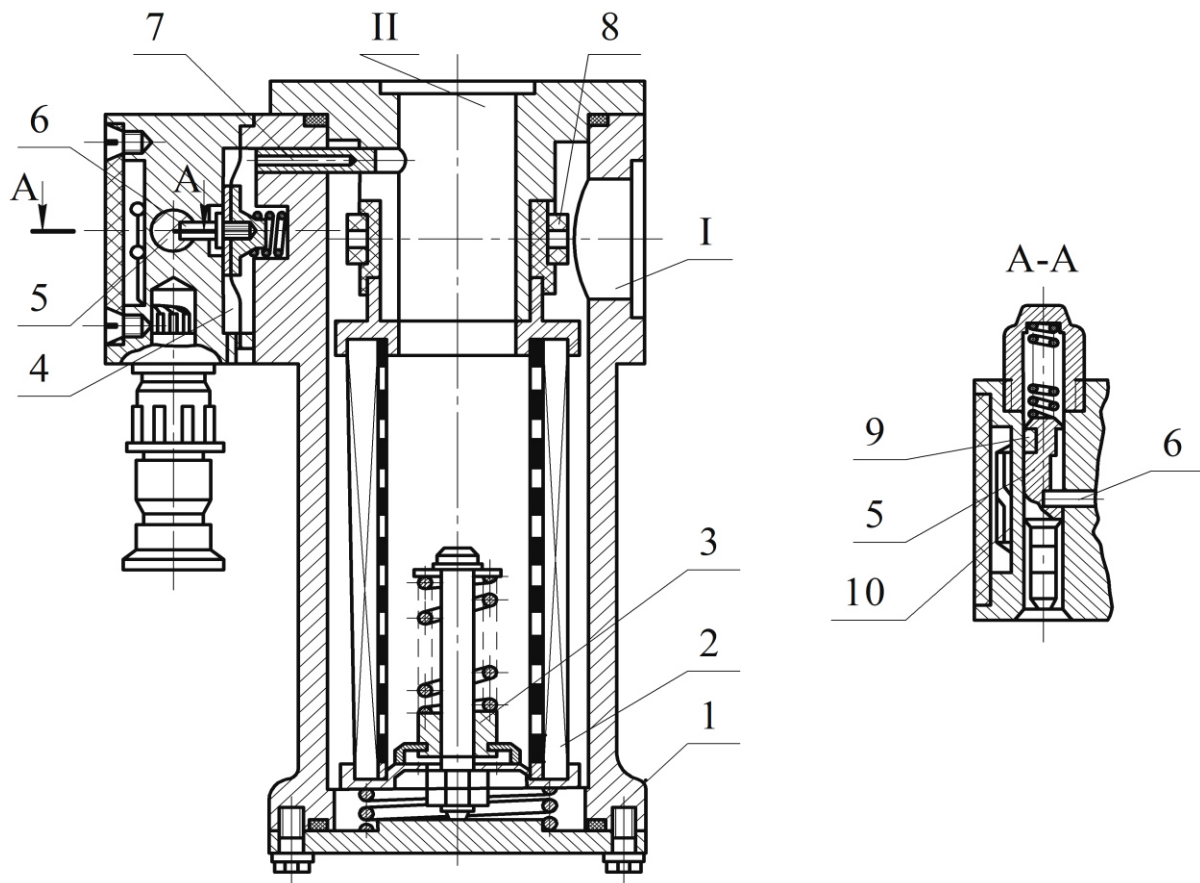


Рисунок 3.22 – Конструкція приймального фільтра

У цій конструкції можна виділити чотири функціональних вузли: вузол очищення робочої рідини, який складається з сітчастого фільтрувального елемента 2, що встановлений в корпусі 1 і містить вхід I і вихід II для рідини, та магнітних уловлювачів 8 феромагнітних частинок забруднення; вузол захисту насоса від підвищеного опору на

всмоктуванні, який утворюється засміченим фільтром, цей вузол складається з перепускного клапана 3, вузол вимірювання перепаду тиску на фільтрі, тобто показника його забруднення; він складається з підпружиненої мембрани 4 зі штоком 6; вузол формування електричного сигналу про ступінь забруднення, який складається з магніта 9, закріпленого на підпружиненому плунжері 5, зі ступінчастою боковою поверхнею, а також обладнаний герконами 10.

В процесі експлуатації фільтра рідина з бака проходить через отвір I і бокову поверхню (отвори) сітчастого фільтрувального елемента 2, а потім через отвір II у всмоктувальний трубопровід насоса. Чим більше забруднення фільтрувального елемента, тим більший його гідравлічний опір і, відповідно, тим більший ступінь розрідження в порожнині отвору II. Через отвір 7 це розрідження утворюється також під мембраною 4, з протилежного боку якої діє атмосферний тиск. При певному розрідженні у магістралі всмоктування мембрана 4 прогинається, стискаючи пружину, і виводить шток 6 у позицію, в якій плунжер 5 під дією пружини переміщується на наступну позицію. При цьому магніт 9 і геркон 10 формують електричний сигнал про ступінь забруднення фільтра.

При досягненні максимально допустимого перепаду тиску на фільтрі (для фільтрів типу ФВСМ це 0,019 МПа) починає працювати перепускний клапан КЗ. Номінальна тонкість фільтрації 80 мкм.

У схемі на рис. 3.21, б рідина з бака Б і насоса Н через фільтр Ф потрапляє в гідросистему, тобто фільтр встановлено в лінії нагнітання, клапан КЗ обмежує перепад тиску на фільтрі.

Оскільки запас тиску на лінії нагнітання досить великий, можна допустити більшу величину втрати тиску на фільтрі, ніж у випадку встановлення фільтра на всмоктуванні і, відповідно, забезпечити значну тонкість очищення.

Недоліком є те, що корпус та всі елементи фільтра повинні розраховуватись на максимальний тиск у гідросистемі, що викликає збільшення їх маси.

Як фільтрувальні елементи в напірних фільтрах застосовуються: набір пластин, в щілини між якими протискується рідина і затримуються частинки, розмір яких дорівнює або більший розміру щілини (тонкість фільтрації 80...12,5 мкм); фільтроелементи – з гофрованого картону (тонкість фільтрації 10; 25; 40 мкм); магнітні уловлювачі, а також різні комбінації перелічених елементів.

Як приклад розглянемо наведену на рис. 3.23 конструкцію фільтра напірного типу Ф-10, яка складається зі змінного фільтроелемента 2 (гофрований картон), розташованого в корпусі 1. Кришка 4 фільтра має вхідний I і вихідний II отвори, через які рідина надходить в корпус 1, проходить через фільтроелемент і далі в гідросистему.

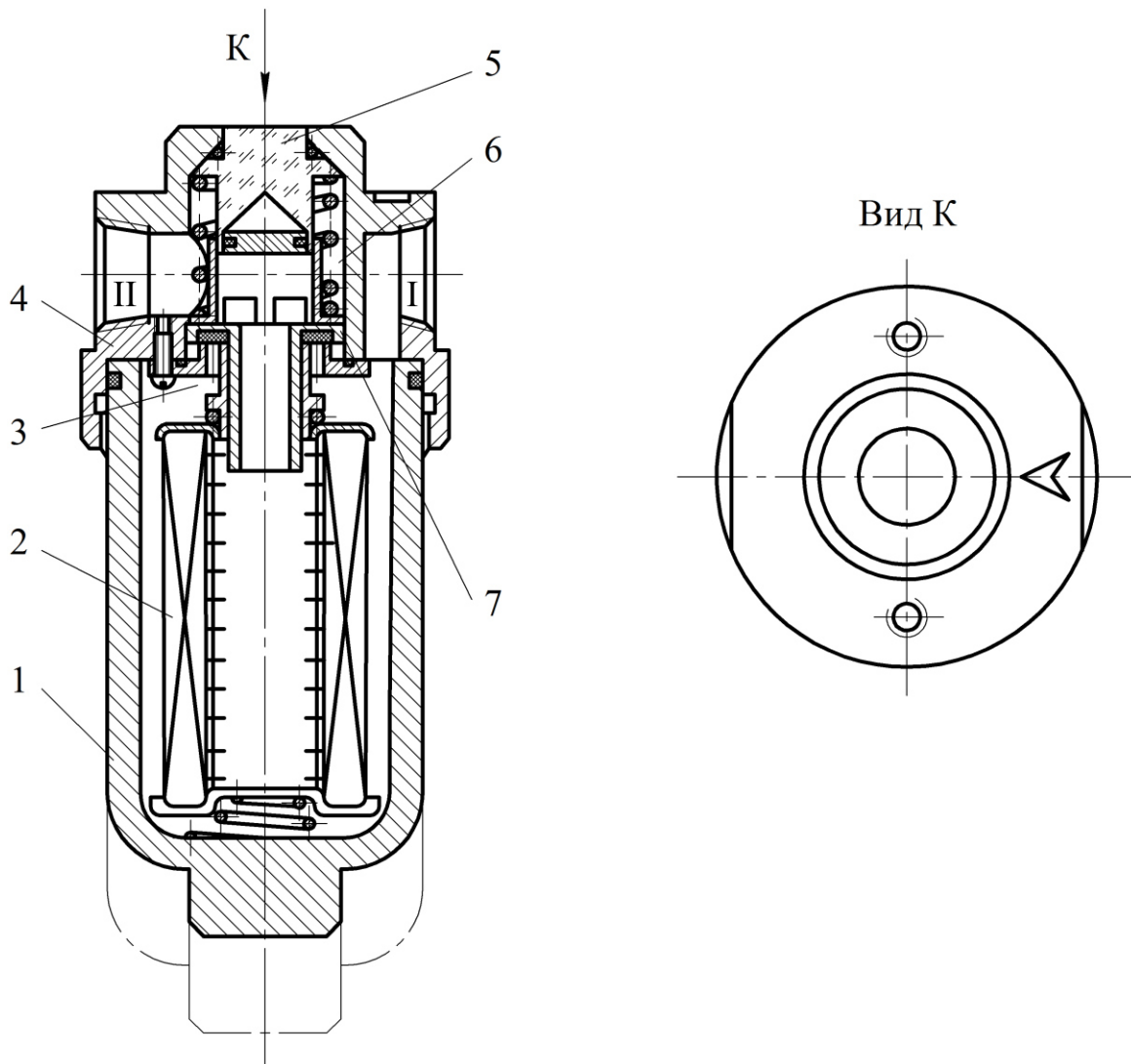


Рисунок 3.23 – Конструкція напірного фільтра типу Ф-10

Фільтр обладнаний клапаном 7, який пропускає потік або частину потоку у випадку забруднення фільтрувального елемента.

Вузол сигналізації про засмічення складається з екрана 6, який переміщується разом із затвором клапана 7, і оптичного елемента – лінзи 5. При засміченні фільтрувального елемента затвор з екраном 6 піднімається, частина рідини тече повз фільтроелементи, а на зовнішньому торці лінзи з'являється червоне коло – сигнал про засмічення.

Встановлення фільтра на зливі наведено на рис. 3.21, в, де рідина, яка подається насосом Н з бака Б, проходить крізь гідросистему, а на зливі крізь фільтр Ф, паралельно якому встановлений перепускний клапан КЗ. Зливні фільтри також мають системи сигналізації про засмічення і забезпечують тонкість фільтрації 25-40 мкм.

Схеми включення фільтрів далеко не вичерпуються наведеними вище. Можливе, зокрема, використання комбінованої схеми пропорційного очищення, наведеної на рис. 3.21, г. Насос Н засмоктує рідину з бака Б

через приймальний фільтр Φ_1 , паралельно якому встановлений клапан $KЗ_1$, і подає її в гідросистему крізь два паралельно встановлених фільтри Φ_2 і Φ_3 грубого і тонкого очищення з клапаном $KЗ_2$.

3.3.1 Баки

Баки – ємності, які містять робочу рідину і забезпечують ряд важливих умов нормальної роботи ВК. Зокрема, ємність бака повинна враховувати зміни об'єму рідини, яка міститься в гідросистемі в різних фазах її дії. Так, при використанні несиметричних гідроциліндрів, також і плунжерних, об'єм рідини, яка міститься в його порожнинах, може істотно змінюватись, що компенсується відповідною ємністю бака.

Ємність бака істотно впливає на температурний режим гідроприводу. Якщо відсутня система терморегуляції, стабілізація температурного режиму можлива лише шляхом вибору раціонального об'єму бака і робочої рідини, яка міститься в ньому.

Крім того, конструкція бака повинна забезпечувати раціональний напрям потоку рідини, який буде сприяти перемішуванню об'ємів з різними температурами, вилученню нерозчиненого повітря з вільної поверхні, пригніченню піноутворення та зручності очищення і зливання бака.

В баках сучасних гідроприводів верстатів монтується система терморегулювання, а корпус бака використовується для монтажу на ньому насоса з приводним електродвигуном і деяких інших гідроагрегатів. Прикладом такої конструкції може бути бак з насосом – насосна установка, яка застосовується у верстатних гідроприводах і наведена на рис. 3.24.

Бак 1 є одночасно опорою для приводного фланцевого електродвигуна 8, який встановлений на кришці 3 за допомогою фланця 6. З валом електродвигуна за допомогою муфт зв'язані вентилятор 4 системи охолодження і вал насоса 2. Частина корпусу насоса і весь всмоктувальний трубопровід занурені в робочу рідину, що зменшує розрідження на вході в насос. У процесі роботи гідроприводу через коливання об'єму рідини, яка міститься в порожнинах гідросистеми, коливається також і рівень вільної поверхні рідини в баку. У зв'язку з цим в бак то підсмоктується, то витискується з нього повітря, яке проходить при цьому через повітряний фільтр 5. Радіатори повітряного охолодження 7 забезпечують необхідний рівень температури робочої рідини. Електроапаратура, яка обслуговує електродвигун (магнітний пускач, захист і т. п.), розміщена у шафці 9.

Розрахунок теплового режиму бака і, відповідно, всієї гідросистеми, повинен враховувати потужність насосної установки, зовнішні кліматичні умови, ефективність термостабілізуювальної системи і рівень оптимальної температури робочої рідини.

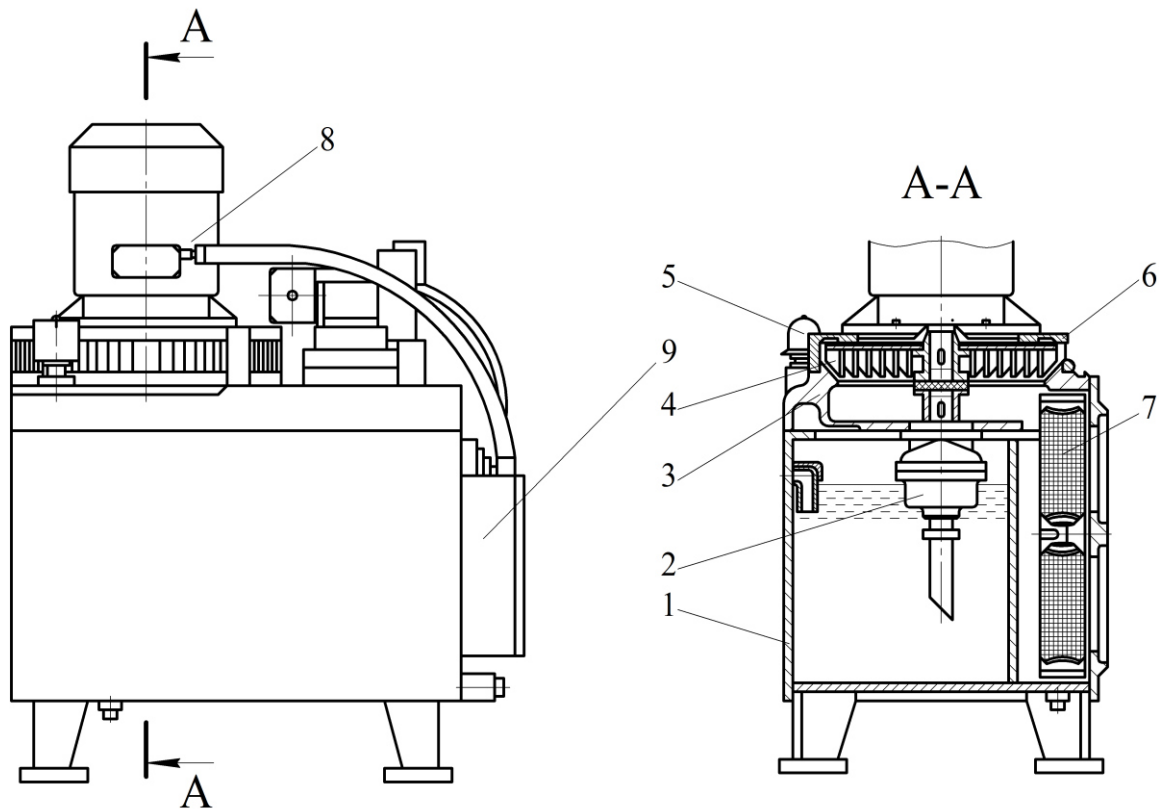


Рисунок 3.24 – Конструкція бака насосної установки Г48

Насосні установки – баки типу Г48, ємністю $0,063 \text{ м}^3$ і з тонкістю фільтрації 10 мкм – розсіюють біля 300 кДж тепла за годину при нагріванні рідини на 1°C вище температури зовнішнього середовища.

Насоси, які можуть бути змонтовані на таких баках, мають витрати від 10 л/хв до 40 л/хв при номінальних тисках від $2,5 \text{ МПа}$ до $6,3 \text{ МПа}$ і потужності приводного електродвигуна від $1,1 \text{ кВт}$ до $4,0 \text{ кВт}$ в залежності від продуктивного і номінального тисків, що їх розвиває насос.

3.3.2 Гідроаккумулятори

Гідроаккумулятори накопичують частину енергії потоку рідини на виході насоса, яка не використовується гідродвигуном на певних режимах його роботи, а потім віддають цю енергію гідродвигуну на тих режимах, коли номінальної потужності насоса стає недостатньо. Наприклад, при малих швидкостях руху гідродвигуна, коли споживання рідини від насоса значно менше його витрати, надлишок подачі може подаватись у гідроаккумулятор. На швидких переміщеннях, коли подачі насоса не вистачає на забезпечення високих швидкостей гідродвигуна, акумулятор звільняє енергію, збільшуючи потік робочої рідини, що подається у гідродвигун.

У ВК гідроприводів використовуються акумулятори потенціальної енергії, яка запасасться в стиснених пружинах, стисненому газі або у підйомі маси на певну висоту.

Фактично акумулювання, а потім вивільнення енергії відбувається також в робочій рідині за рахунок її стисливості, особливо при наявності в ній нерозчиненого газу, а також трубопроводами за рахунок їх деформації під тиском, особливо рукавами високого тиску. Це акумулювання істотно впливає на динамічні процеси у ВК.

Спеціальні верстатні гідроакумулятори поділяються, в основному, на дві великі групи: пружинні (схема на рис. 3.25, а) і пневмогідролічні (схеми на рис. 3.25, б і 3.25, в). Останні можуть бути поршневыми (рис. 3.25, б), коли газ і рідина розділяються поршнем, і мембранні (рис. 3.25, в), коли роздільним елементом є мембрана.

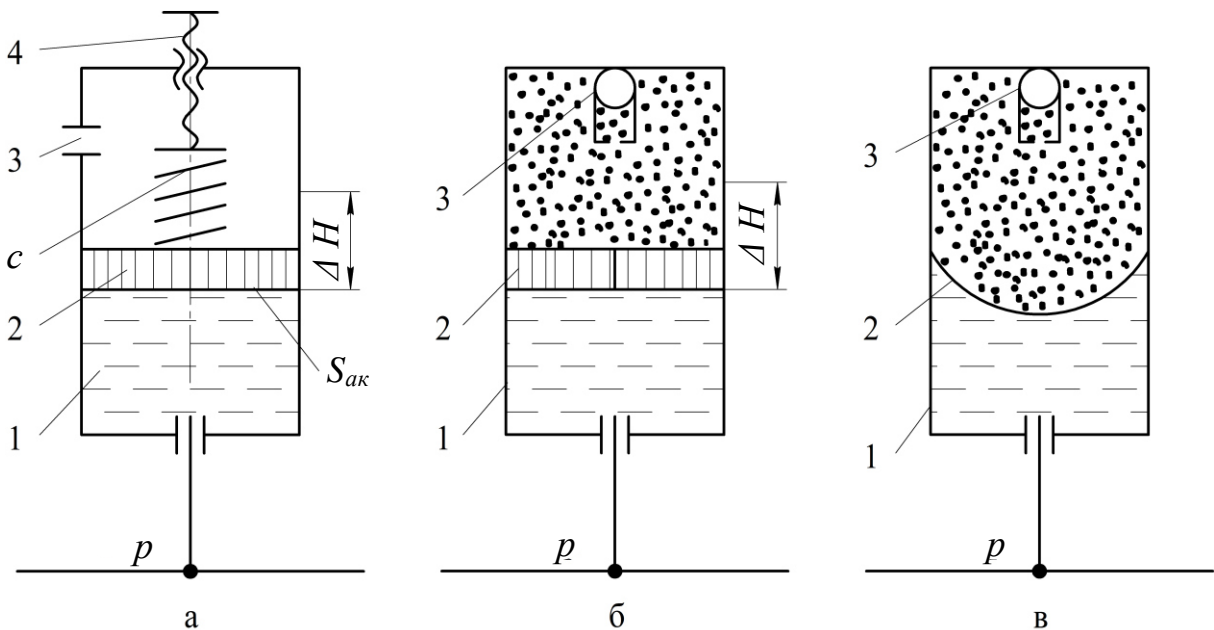


Рисунок 3.25 – Схеми гідроакумуляторів:
 а – пружинний поршневий;
 б – пневмогідроакумулятор поршневий;
 в – пневмогідроакумулятор мембранний

При робочому ході поршня ΔH тиск p в гідроакумуляторі змінюється на величину

$$\Delta p_{ак} = \frac{c \cdot \Delta H}{S_{ак}}, \quad (3.42)$$

де c – жорсткість пружини;
 $S_{ак}$ – площа поршня акумулятора.

Таким чином, при початковому тиску p_0 , за яким починається зарядження, максимальний тиск дорівнює

$$\Delta p_{max} = p_0 + \Delta p_{ак} = p_0 + (c \cdot \Delta H) / S_{ак}. \quad (3.43)$$

Величину $\Delta p_{ак}$ настроюють підтисканням пружини c за допомогою гвинта 4. У більшості гідроаккумуляторів попереднє підтискання пружини – величина постійна. Отвір 3 в корпусі 1 існує для сполучення з атмосферою пружинної порожнини. Поршень 2 ущільнюється так, як і в гідроциліндрах.

У пневмогідроаккумуляторах поршень 2 розділяє рідину і газ – технічний азот, який подається при заряджанні через зворотний клапан 3 в корпусі 1. Початковий тиск p_0 азоту і рідини однаковий. При переміщенні поршня на величину ΔH початковий об'єм газу зменшується на величину $\Delta V = \Delta H \cdot S_{ак}$. Якщо це переміщення повільне, тобто таке, що процеси в газі можна вважати ізотермічними, то

$$P_0 \cdot V_0 = (p_0 + \Delta p_{ак}) \cdot (V_0 - \Delta V), \quad (3.44)$$

звідки

$$\Delta p_{ак} = p_0 \cdot \frac{\Delta V}{V_0 - \Delta V} = p_0 \cdot \frac{1}{\frac{V_0}{\Delta H \cdot S_{ак}} - 1}. \quad (3.45)$$

У пневмогідроаккумуляторах з мембраною 2 (рис. 3.25, в) газ і рідина в корпусі 1 взаємодіють так, як і в конструкції з поршнем, а зарядження газом відбувається через клапан 3.

Одна з конструкцій пневмогідроаккумулятора з еластичною мембраною наведена на рис. 3.26.

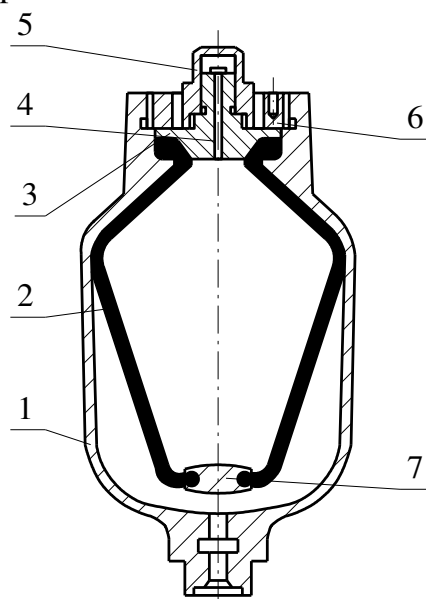


Рисунок 3.26 – Конструкція пневмогідроаккумулятора балонного типу ТГЛ 10843

В корпусі 1 розміщений еластичний балон 2, який розділяє рідинне і газове середовища. Верхня горловина балона затиснена кришкою 3, а нижня – донною шайбою 7. Заряджання газом відбувається через клапан-ніпель 4, який закрито ковпачком 5. Гайка 6 закріплює кришку 3 в корпусі. Такі акумулятори типу ТГЛ 10843 розраховані на тиск 16 МПа при початковому тиску заряджання азотом 12 МПа і вміщують 0,001...0,025 м³ рідини.

3.4 Розрахунок параметрів виконавчого контуру гідроприводу

До розрахунків параметрів ВК гідроприводу належить вибір нормалізованого значення **робочого тиску** відповідно до зусилля або моменту, який повинен забезпечити гідродвигун, а також визначення **головного параметра двигуна** (ефективної площі поршня гідроциліндра або робочого об'єму гідромотора) та вибір типорозміру насоса. Після розрахунку трубопроводів і остаточного вибору типорозмірів всіх гідроагрегатів, як головних (гідродвигун і насос), так і обслуговувальних (фільтри, баки і т. п.), може проводитись, за необхідності, розрахунок динамічних характеристик ВК.

3.4.1 Вхідні дані для розрахунку

В технічному завданні (ТЗ) на проектування може бути вказано:

- характер руху виконавчого гідродвигуна (поступальний чи обертальний, неперервний чи дискретний, вібраційний, синхронізований чи слідкувальний), а також напрям робочих і холостих ходів;
- робочий цикл (циклограма) гідроприводу, що проектується;
- характеристика технологічної машини, для якої проектується ВК гідроприводу (загальні контури і габарити; розташування ВК на машині; можливі місця встановлення насосного агрегата; інтервали відстаней між насосним агрегатом і гідродвигуном; допустимі габарити і маса гідробака з робочою рідиною);
- джерело енергії для приводу насоса; характеристики джерела енергії;
- державні, галузеві або спеціальні нормативні матеріали (значення робочих тисків; типорозміри гідродвигунів, насосів; типорозміри гідроагрегатів і апаратури).

Аналіз вхідних даних дозволяє формувати структуру ВК, використовуючи, наприклад, типові схеми верстатних гідроприводів.

Для ВК з гідродвигуном поступального руху – гідроциліндром, у випадку найпоширенішого режиму роботи – рівномірних рухів поршня при робочих і холостих переміщеннях, повинні бути вказані інтервали робочих зусиль F_{ui} і необхідні швидкості v_i поршня на цих інтервалах. Ці дані можуть бути задані таблицею або графіком. Крім того, зазначаються

швидкості v_{xx} холостих ходів, а також відстані L_{p_i} робочих і L_{x_i} холостих переміщень.

Для ВК з гідродвигуном обертального руху – гідромотором, аналогічно з вищевказаним для гідроциліндра, наводяться інтервали $M_{kp_i} \dots M_{kp_{i+n}}$, а також відповідні їм $\omega_i \dots \omega_{i+n}$.

У випадку розрахунку приводу повільних рухів або дуже малих дискретних переміщень, що висуває додаткові специфічні вимоги до конструкції приводу, вказуються параметри цих режимів роботи.

У тих випадках, коли в результаті розрахунку необхідно отримати екстремальне значення будь-якого показника якості ВК, проводиться оптимізація. При цьому у вхідних даних для розрахунку ВК повинен бути вказаний критерій оптимізації, наприклад, мінімальна маса ВК, мінімальна вартість ВК, максимальний загальний ККД ВК, а також інші умови, які пов'язані зі специфікою функціонування технологічної машини, для якої проектується гідропривод. Зокрема, у процесі подальших розрахунків, які містять аналіз і синтез динамічних характеристик, можуть вирішуватись завдання динамічної стійкості, коливальності, швидкодії та ін.

3.4.2 Розрахунок ВК з гідроциліндром

При розрахунку ВК з гідроциліндром вибирається схема гідроциліндра в залежності від заданого робочого циклу. Так при симетричному робочому циклі (рух столу плоскошліфувального верстата, круглошліфувального верстата та ін.) приймається схема за рис. 3.17, а, при несиметричному циклі (рух повзуна поперечно-стругального верстата, каретки протяжного верстата, ковша екскаватора та ін.) приймається схема за рис. 3.17, б, при несиметричному циклі з навантаженням одного напрямку (різноманітні підйомники та ін.) – схема за рис. 3.17, г.

В залежності від прийнятої схеми визначається ефективна площа поршня гідроциліндра. Для цього складається рівняння сил, які прикладені до поршня гідроциліндра. Наприклад, для схеми гідроциліндра за рис. 3.17, б можна використати рівняння (3.29).

Подамо рівняння (3.29) у вигляді

$$S_1 \cdot p_1 \cdot \left(1 - \frac{p_2 \cdot S_2}{p_1 \cdot S_1} \right) = F_{u_{max}} \cdot \left(1 + \frac{b \cdot v_y + F_{мер0}}{F_{u_{max}}} \right) + G \cdot \cos \alpha^\circ. \quad (3.46)$$

де $F_{u_{max}}$ – максимальне зусилля, яке розвиває „поршень-шток”

Позначимо

$$S_2/S_1 = \kappa_u; \quad p_2/p_1 = \kappa_p; \quad \left(\frac{b \cdot v_u + F_{мер0}}{F_{u_{max}}} \right) = \kappa_b.$$

Коефіцієнт κ_u визначає несиметричність гідроциліндра і використовується для визначення $S_2 = S_1 \cdot \kappa_u$ площі поперечного перерізу штока $S_{ш} = S_1 - S_2 = S \cdot (1 - \kappa_u)$; $\kappa_u = 0,5 \dots 0,85$.

Коефіцієнт κ_p визначає тиск p_2 як частку тиску p_1 , $p_2 = \kappa_p \cdot p_1$. Тиск на вході в гідроциліндр відрізняється від тиску на виході насоса, тому що існують втрати тиску на тертя у нагнітальній магістралі, а також втрати тиску у місцевих опорах, до яких можна віднести і гідроагрегати, які включені в нагнітальну магістраль (фільтри, гідророзподільники, дроселі та ін.)

У свою чергу, втрати тиску у зливній магістралі (як шляхові, так і в місцевих опорах) формують протитиск p_2 .

Визначаючи коефіцієнт κ_p , ми тим самим **попередньо** визначаємо, яка частка тиску p_1 буде втрачена у гідросистемі ВК як у нагнітальній, так і в зливній магістралях; у першому наближенні $\kappa_p = 0,10 \dots 0,25$.

Коефіцієнт κ_b визначає сили в'язкого і сухого тертя як частку сили $F_{u_{max}}$ корисного навантаження; для попереднього розрахунку можна прийняти $\kappa_b = 0,08 \dots 0,15$.

З урахуванням прийнятих позначень з рівняння (3.46), при $G \cdot \cos \alpha = 0$ отримуємо

$$S_1 = \frac{F_{u_{max}} \cdot (1 + \kappa_b)}{p_{1p} \cdot (1 - \kappa_u \cdot \kappa_p)}. \quad (3.47)$$

Для визначення S_1 за рівнянням (3.47) необхідно визначити тиск p_{1p} , користуючись для цього табл. 3.4 (тиск залежить від заданого значення $F_{u_{max}}$).

Таблиця 3.4 – Визначення параметрів гідроциліндрів

$F_{u, Н}$	$10^3 - 10^4$	$10^4 - 10^5$	$10^5 - 10^6$	$10^6 - 10^7$
$p_{1p}, МПа$	10	21	32	50
$D_u, мм$	40 – 100	80 – 250	200 – 600*	160 – 500*

* можуть використовуватись два або декілька паралельно діючих гідроциліндрів з підсумовуванням цих зусиль і відповідним зменшенням діаметрів $D_{ц}$ кожного з них.

Аналогічно складаються розрахункові рівняння для гідроциліндрів за іншими схемами (див. рис. 3.17).

Наведений вище розрахунок виконується для режиму навантаження гідроциліндра з максимально корисним зусиллям $F_{ш\ max}$. Це означає, що для всіх інших значень $F_{ш} < F_{ш\ max}$ режим роботи забезпечується відповідним настроюванням апаратури регулювання.

Далі визначається величина $D_{ц\ роз}$ діаметра гідроциліндра.

При цьому значення $\kappa_{ц}$ може бути встановлене в результаті попереднього розрахунку штока на розтяг, стиск або повздовжній згин.

Тоді

$$D_{ц\ роз} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot S_1}. \quad (3.48)$$

Отримане значення $D_{ц\ роз}$ округляється до стандартної величини $D_{ц\ норм}$ за рядом стандартних значень, або ж, у випадку використання серійної конструкції, за даними галузевого каталогу.

При отриманні значень $D_{ц\ роз}$, далеких від стандартних $D_{ц\ норм}$, які наведені в галузевих каталогах, а також технологічно важких для виконання або конструктивно неприпустимих, проводиться перегляд значення $p_{1\ p}$ або конструктивної схеми гідроциліндра і розрахунки повторюються.

Далі проводиться розрахунок діаметра штока

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot S_{ш}}, \quad (3.49)$$

де $S_{ш} = S_1 \cdot (1 - \kappa_{ц})$ і встановлюється стандартний (нормалізований) його розмір $d_{ш\ норм}$.

При переміщенні поршня циліндра вправо шток навантажується значними стискальними зусиллями, під дією яких може виникнути його прогин (втрата стійкості). Для запобігання цього явища необхідно притримуватися певних співвідношень між способом закріплення циліндра, величиною ходу, діаметром штока і стискальним навантаженням. При розрахунку циліндрів на стійкість рекомендується за

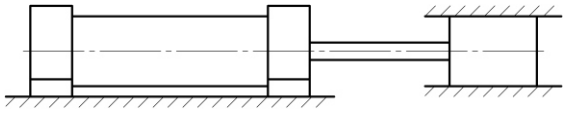
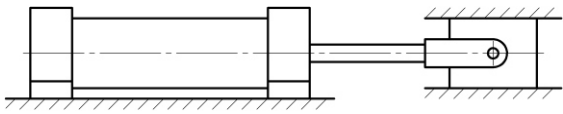
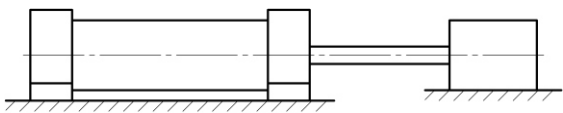
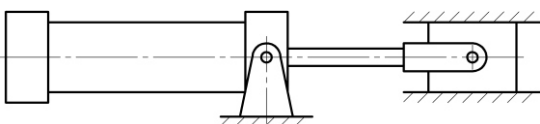
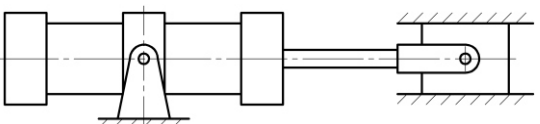
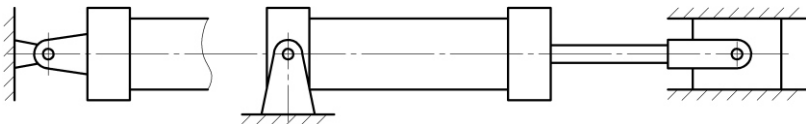
заданою величиною ходу поршня L (значення L вибирається з галузевого каталогу, з креслення гідроциліндра) знайти приведений хід:

$$L_{np} = L_{max} \cdot \kappa_3 \quad (3.50)$$

де κ_3 – коефіцієнт закріплення, який залежить від схеми закріплення гідроциліндра (табл. 3.5);

L_{max} – максимальний хід поршня за конструкцією.

Таблиця 3.5 – Значення коефіцієнта κ_3

Спосіб закріплення	κ_3
	0,5
	0,7
	2,0
	1,0
	1,5
	2,0

Далі, враховуючи найбільше значення стискальної сили $F_{CT} = F_{Tmax}$ за номограмою (рис. 3.27), знаходиться необхідний діаметр штока $d_{ш}$. Якщо діаметр штока вибраного за каталогом гідроциліндра $d_{шcm} \geq d_{ш}$ діаметра штока за номограмою, тоді розрахунок виконано правильно.

Якщо ж ні, вибирається інший гідроциліндр та розрахунок штока на стійкість повторюється.

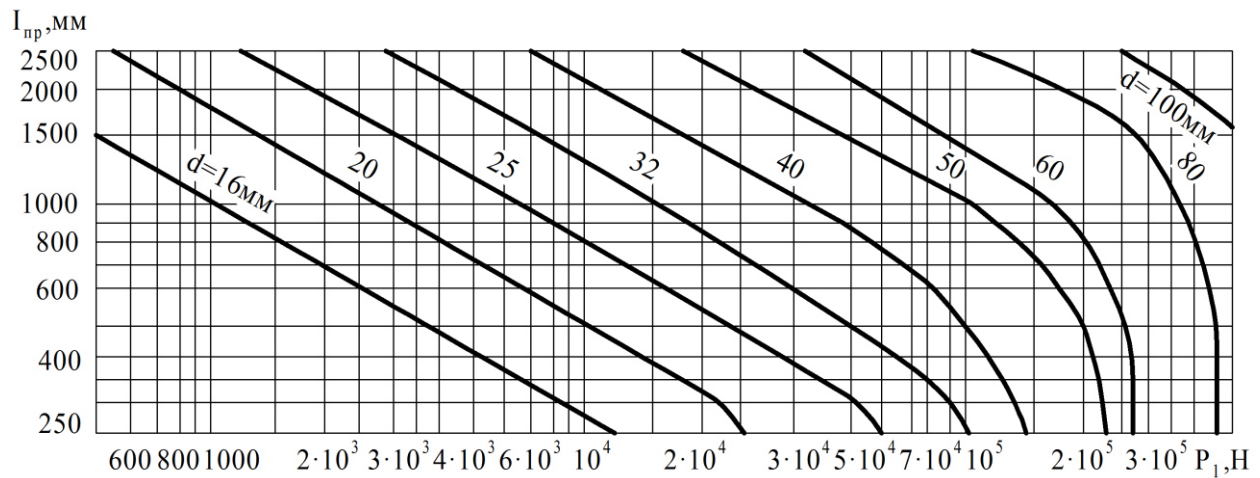


Рисунок 3.27 – Номограма для знаходження діаметра штока (із умови стійкості на повздовжній прогин)

Уточнюється фактичне значення ефективної площі $S_{1\text{ факт}}$ поршня

$$S_{1\text{ факт}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ц\text{ норм}}^2 - d_{ш\text{ норм}}^2). \quad (3.51)$$

У безштоковій порожнині приймають $d_{ш}=0$.

Алгоритмічна схема розрахунку виконавчого контуру з гідроциліндром наведена на рис. 3.28.

Позначення:

$F_{ш\text{ max}}$ – максимальне значення навантаження на шток гідроциліндра;

$v_{\text{ max}}$ – максимальна швидкість руху поршня гідроциліндра;

$L_{\text{ max}}$ – максимальний хід поршня за конструкцією;

G – вага вузлів, які переміщуються поршнем гідроциліндра під кутом α до горизонту;

$p_{1р}$ – робочий тиск в гідроприводі;

S_1 – розрахункова площа поршня гідроциліндра;

$\kappa_{ц}$ – коефіцієнт, який визначає несиметричність гідроциліндра;

κ_p – коефіцієнт, який визначає втрати тиску у гідросистемі виконавчого контуру на шляхових і місцевих опорах в нагнітальній і зливній магістралях;

κ_b – коефіцієнт, який визначає сили в'язкого і сухого тертя як частку сили максимального навантаження на шток гідроциліндра;

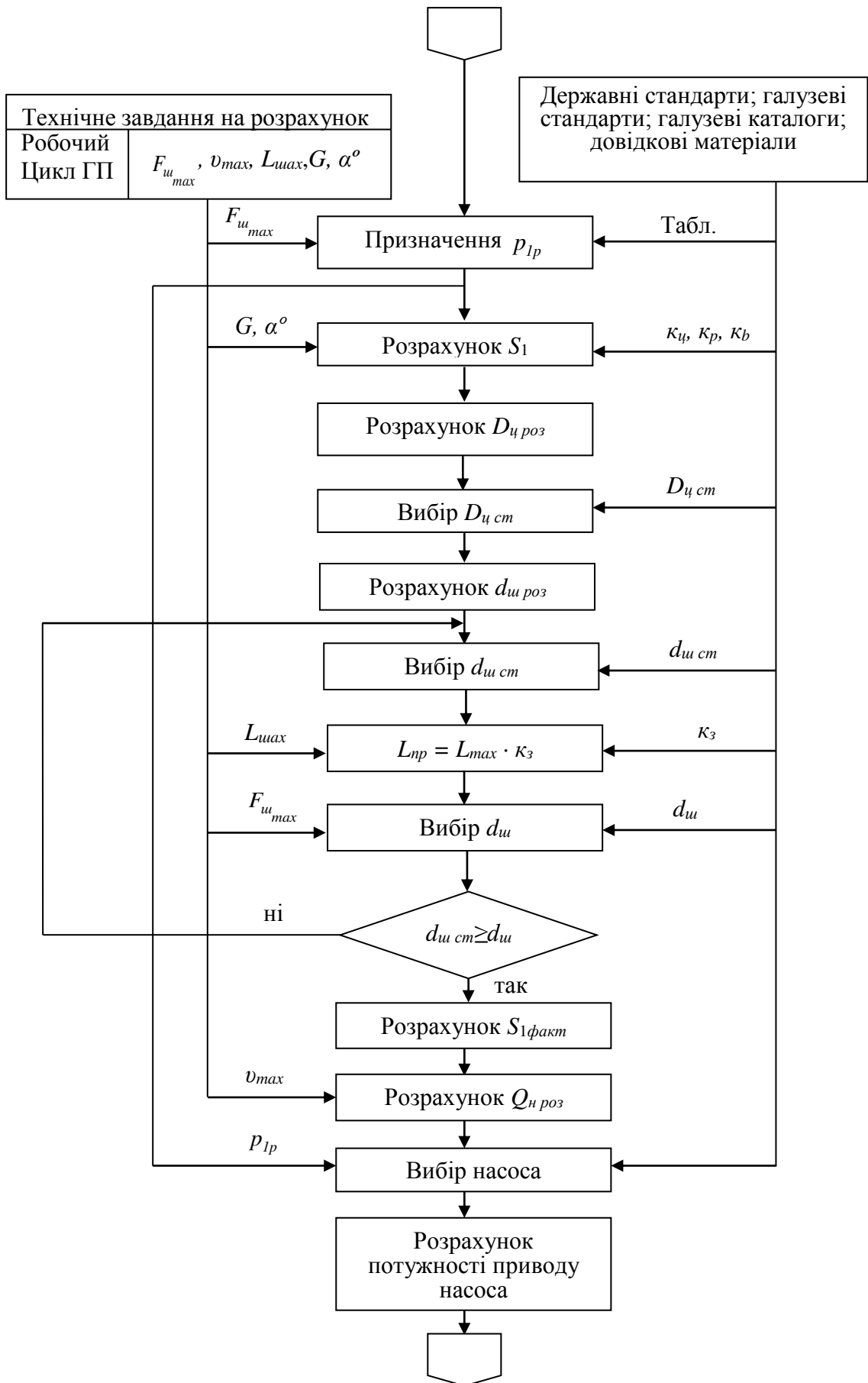


Рисунок 3.28 – Алгоритмічна схема розрахунку виконавчого контуру з гідроциліндром

$d_{ш\ роз}$ – діаметр штока гідроциліндра розрахунковий;
 $d_{шт}$ – стандартне значення діаметра штока гідроциліндра;
 $L_{пр}$ – приведений хід поршня;
 κ_3 – коефіцієнт, який характеризує спосіб закріплення гідроциліндра;
 $d_{ш}$ – діаметр штока, визначений з умови стійкості штока за довідниковою номограмою;
 $S_{I\ факт}$ – ефективна площа поршня гідроциліндра;
 $Q_{н\ роз}$ – розрахункова подача насоса.

3.4.3 Розрахунок ВК з гідромотором

У попередньому розрахунку визначається характерний об'єм $V'_{роз}$, або ж робочий об'єм $V_{роз} = 2 \cdot \pi \cdot V'_{роз}$ гідромотора. Для цього використовується рівняння (3.6) моментів на валу гідромотора з урахуванням втрат за рівнянням (3.7) і приводиться до вигляду, аналогічного рівнянню (3.46). Тоді величина $V_{роз}$ дорівнює

$$V_{роз} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{M_{кр\ max} \cdot (1 + \kappa_{бм})}{p_{1\ p} \cdot (1 - \kappa_p)} \quad (3.52)$$

Величина $p_{1\ p}$ робочого тиску призначається з нормального ряду значень для даного типу гідромотора. В таблиці 3.6 наведені орієнтовні значення $p_{1\ p}$, V' і V , що відповідають різним інтервалам значень $M_{кр}$.

Таблиця 3.6 – Визначення параметрів гідромоторів

$p_{1\ p} \setminus M_{кр}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$10 - 10^{2*}$	$10^2 - 10^3$	$10^3 - 10^{4**}$
$p_{1\ p}, \text{ МПа}$	5	10	32
$V', \text{ см}^3/\text{рад}$	2 – 20	10 – 100	30 – 300
$V, \text{ см}^3/\text{об}$	15 – 150	65 – 660	200 – 2000

* Низькомоментні гідромотори.

** Високомоментні гідромотори.

Алгоритмічна схема розрахунку виконавчого контуру з гідромотором наведена на рис. 3.29.

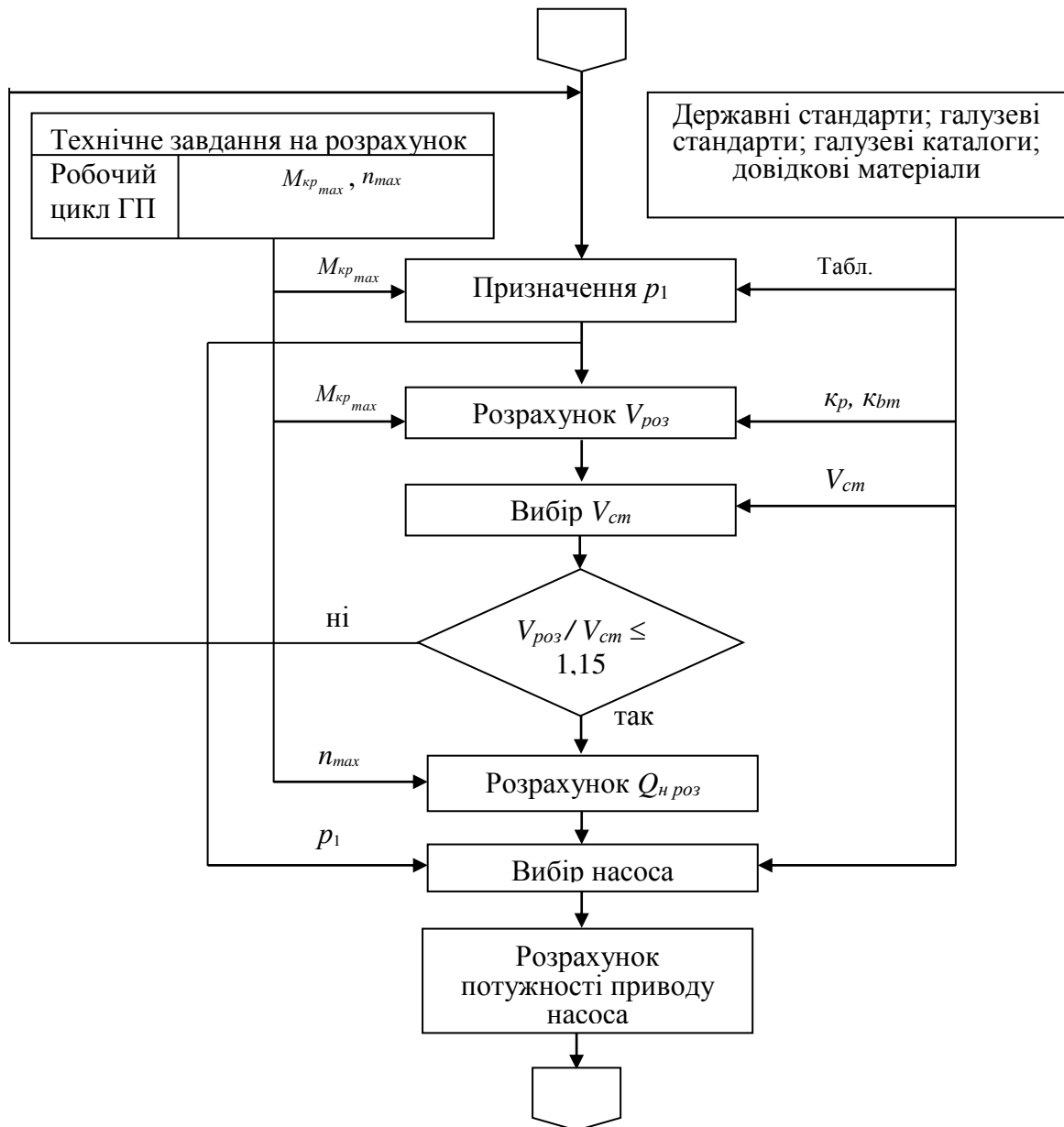


Рисунок 3.29 – Алгоритмічна схема розрахунку виконавчого контуру з гідромотором

Міркування відносно призначення коефіцієнта $\kappa_p = p_2/p_1$, а також розрахунку величини

$$\kappa_b = \frac{\omega_{max} \cdot b_m + M_{тер0}}{M_{кр_{max}}}$$

викладені вище у підрозділі 3.4.2.

За розрахованим значенням $V_{роз}$ підбирається значення $V_{норм}$, що відповідає серійному типорозміру гідромотора для даної галузі. При цьому, як правило, $V_{норм} \geq V_{роз}$, але так, щоб $V_{норм} / V_{роз} \leq 1,15$. В іншому випадку розглядається можливість заміни p_{1p} і розрахунок повторюється.

Позначення:

$M_{m\ max}$ – максимальний технологічний момент на валу гідромотора;

n_{max} – максимальна частота обертання вала гідромотора;

p_{1p} – робочий тиск в гідроприводі;

$V_{роз}$ – розрахунковий робочий об'єм гідромотора;

k_p – коефіцієнт, який визначає втрати тиску у гідросистемі виконавчого контуру на шляхових і місцевих опорах в нагнітальній і зливній магістралях;

k_{bm} – коефіцієнт, який визначає моменти в'язкого і сухого тертя як частку максимального технологічного моменту на валу гідромотора;

V_{cm} – стандартне значення робочого об'єму, що відповідає серійному типорозміру гідромотора для даної галузі;

$Q_{н\ роз}$ – розрахункова подача насоса.

3.4.4 Розрахунок параметрів насоса ВК

При виборі структури насосної установки можливе одне з таких конструктивних рішень: використання у ВК одного регульованого насоса; використання у ВК регульованого насоса для робочих рухів і додаткового нерегульованого насоса для холостих (швидких) ходів; використання групи нерегульованих насосів, комбінація подач яких забезпечує всі діапазони робочих і холостих переміщень; використання одного нерегульованого насоса, який забезпечує всі робочі і холості переміщення.

Для вирішення цієї проблеми необхідно підрахувати значення подач $Q_{нi}$ насоса для кожного режиму руху.

Для ВК з гідроциліндром

$$Q_{нi} = v_{ци} \cdot S_{1нор} + \sigma_n \cdot (p_1 - p_2), \quad (3.52)$$

де σ_n – коефіцієнт перетікання в гідроциліндрі.

Для ВК з гідромотором

$$Q_{нi} = V_{нор} \cdot n_i + \sigma_1 \cdot p_1 + \sigma_n \cdot (p_1 - p_2), \quad (3.53)$$

де σ_1 і σ_n – коефіцієнти витоків з напірної порожнини і перетікання, відповідно.

Вибір типорозміру насоса проводиться за каталогами відповідно до раніше призначених p_{1p} і V_n .

Особливий випадок вибору насоса – необхідність забезпечити досить точне значення швидкості поршня v_u при закритому запобіжному клапані

ВК, тобто коли $v_u = \frac{Q_n}{S_{1нор}} \cdot \eta_0$. У цьому випадку одночасно з підбором

типорозміру насоса проводиться корегування $S_{1нор}$ до значення $S_{1кор}$. При цьому змінюється D_u і p_i , але так, щоб забезпечити $S_{1кор} \geq S_{1роз}$.

3.4.5 Розрахунок трубопроводів

Основним параметром трубопроводу, що підлягає розрахунку, є діаметр d_{mp} трубопроводу. При цьому вирішується важливе техніко-економічне завдання, тому що призначення мінімальних розмірів d_{mp} приведе до пониження маси і габаритів гідросистеми, що є позитивним моментом, але в той же час зростуть втрати тиску і, відповідно, потужності через підвищення швидкості течії в трубах. Тобто зменшиться ККД гідроприводу.

Інженерний підхід до цього розрахунку полягає в тому, що вибирають оптимальні, практично апробовані середні значення швидкості $v_{сер}$ течії робочої рідини в залежності від призначення трубопроводу, а потім визначають діаметр отвору труби за формулою

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_{mp}}{v_c}}, \quad (3.54)$$

де v_c – середня швидкість потоку рідини в трубі;

Q_{mp} – максимальна витрата рідини через трубопровод.

Рекомендовані значення v_c наведені у табл. 3.7.

Таблиця 3.7 – Рекомендовані значення середньої швидкості руху робочої рідини

Призначення трубопро– воду	Всмокту– вальний	Зливний	Нагнітальний (при тиску, МПа)		
			до 5,0	до 10,0	більше 15,0
Середня швидкість потоку, м/с; (не більше)	0,8 – 1,2	2,0	3,4 – 4,0	5,0	8,0 – 10,0

Як правило, втрати тиску в трубопроводі, враховуючи втрати в місцевих опорах, не перевищують 5...10 % тиску на виході насоса. Однак при більшій довжині трубопроводів (10...30) м після визначення d_{mp} необхідно перевірити сумарну величину втрат тиску. Слід відзначити, що більш простим є визначення d_{mp} як умовного проходу D_y за значенням Q_{mp} [1], але такий метод менш точний.

Втрати тиску в круглій трубі $\Delta p_{тер}$ довжиною l_{mp} відповідно до (2.38) дорівнюють

$$\Delta p_{тер} = P \cdot \lambda \cdot \frac{l_{mp} \cdot v_c^2}{d_{mp} \cdot 2 \cdot v_c}, \quad (3.55)$$

де λ - коефіцієнт опору, однаковий для металевих труб і прямолінійних ділянок рукавів високого тиску; ($\lambda = 75/Re$). В свою чергу Re – число Рейнольдса, яке відповідно до (2.23) дорівнює для круглої труби

$$Re = \frac{Q_{mp} \cdot 4}{\pi \cdot d_{mp} \cdot v}. \quad (3.56)$$

Слід зазначити, що коефіцієнт опору λ залежить від шорсткості труби (при турбулентній течії). Разом з тим в трубопроводах гідроприводів, як правило, швидкості течії такі, що турбулізація потоку незначна. При цьому трубу можна вважати практично гладкою, а втрати тиску оцінювати за номограмами.

Отримані значення $\Delta p_{тер}$, а також значення втрат тиску в місцевих опорах використовуються для корегування значень k_p . Якщо необхідно, розрахунки за формулами (3.47)...(3.56) повторюються.

Вибір приводного двигуна насоса здійснюється за загальноприйнятою методикою.

Алгоритмічна схема розрахунку ВК наведена на рис. 3.27.

Схема відповідає послідовності розрахунку, викладеній вище, і передбачає повторні цикли розрахунків, які забезпечують оптимальний вибір стандартних параметрів ВК (діаметра $D_{ц}$ циліндра, робочого об'єму V гідромотора, типорозміру насоса та ін.) за каталогами серійної продукції галузі.

4 ГІДРОАПАРАТУРА

Гідравлічна апаратура забезпечує керування режимами перетворення потоку енергії в об'ємних гідроприводах. При цьому регулюються параметри потоку механічної енергії на виході ГП, тобто ν і F або Ω і $M_{кр}$.

Принцип регулювання полягає в тому, що в певних живих перерізах магістралей гідросистеми встановлюються спеціальні робочі вікна (активні гідравлічні опори), величина площі живого перерізу яких за допомогою механізмів гідравлічних апаратів регулюється дискретно або неперервно. В зв'язку з цим всі гідроапарати з дискретним регулюванням величини площі робочих вікон належать до групи **напрямних гідроапаратів** – (НГА), а з неперервним – до групи **регульованих гідроапаратів** (РГА). До останніх ми також віднесемо і ті гідроапарати, робочі вікна яких є постійними гідравлічними опорами. Такі пристрої розглянуті у пункті 2.2.4.

4.1 Напрямні гідроапарати

У НГА, як правило, площа $f_{га}$ робочих вікон дискретно змінюється від значення $f_{га} = 0$ до $f_{га} = f_{га\ max}$, тобто відповідний прохід для робочої рідини або закритий, або відкритий. До таких НГА належать **гідророзподільники** різноманітних конструкцій, **зворотні клапани** та ін. Основне їх призначення – здійснювати комутацію трубопроводів згідно зі схемою.

Всі гідророзподільники за своїми конструктивними ознаками можуть належати до однієї з таких груп:

- золотникові розподільники, в яких закриття і відкриття робочих вікон здійснюється шляхом поступального переміщення запірного елемента – золотника, при цьому комбінація відкритих і закритих вікон у кожному фіксованому положенні (позиції) золотника забезпечує необхідну схему з'єднання (роз'єднання) трубопроводів, які підключені до каналів розподільника;

- кранові розподільники, в яких закриття і відкриття робочих вікон здійснюється шляхом кутового переміщення (повороту) запірного елемента крана відносно своєї осі, при цьому одні отвори з'єднуються один з одним, а інші роз'єднуються;

- клапанні розподільники, в яких відкриття і закриття робочих вікон здійснюється клапанами.

Принципова схема золотникового гідророзподільника наведена на рис. 4.1. У положенні золотника 1 відносно корпуса 2, зображеному на рис. 4.1, а, з'єднані канали "а" і "б", "в" і "г", а канал "д" – закритий. У положенні золотника, зображеному на рис. 4.1, б, канал "а" – закритий, канал "б" з'єднаний з каналом "в", а канал "г" – з "д".

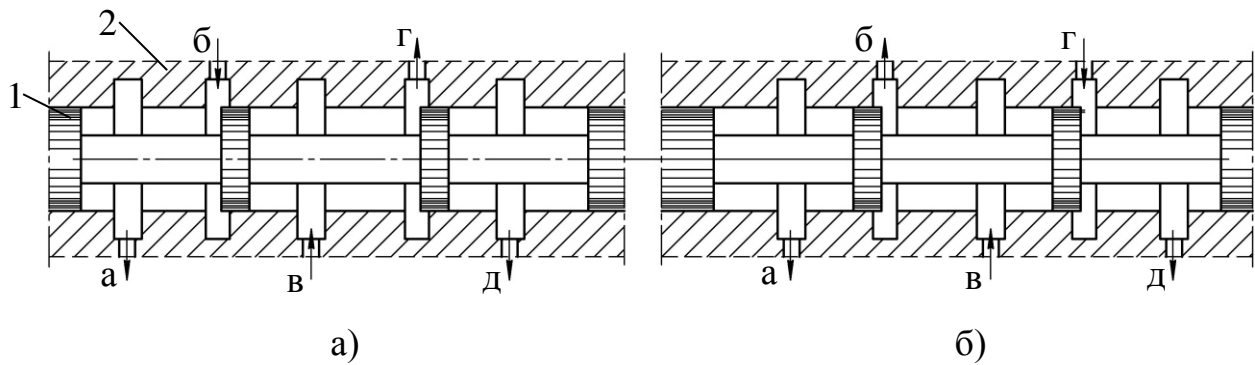


Рисунок 4.1 – Принципова схема золотникового гідророзподільника

Як видно з рис. 4.1, у корпусі розподільника виконано 5 каналів (ліній) для приєднання трубопроводів гідросистеми. Це п'ятилінійний гідророзподільник. Таким чином, за кількістю трубопроводів, комутованих між собою розподільником, вони можуть бути дво-, три-, чотири-, ... багатолінійними. За кількістю схем комутації трубопроводів (позицій) гідророзподільники можуть бути дво-, три-, ... багатопозиційними. Переміщення золотника в осьовому напрямку, тобто керування розподільником, може здійснюватись мускульним зусиллям, механічним пристроєм, електромагнітними пристроями, гідравлічним або пневматичним способом, а також комбінованими системами.

Фрагмент гідророзподільника на рис. 4.1 зображений у двох позиціях без зазначення способу керування і умовно може бути показаний так, як це зроблено на рис. 4.2. Умовні позначення гідророзподільників наведені в додатку А.

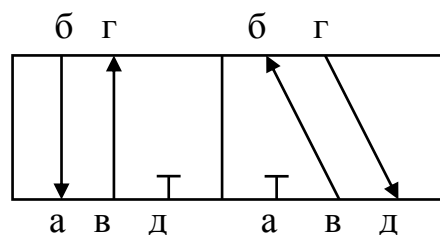


Рисунок 4.2 – Умовне позначення елемента розподільника

Одна з поширених конструкцій типу ПГ 74 з мускульним (ручним) керуванням наведена на рис. 4.3.

Це чотириходовий трипозиційний гідророзподільник з кульковим фіксатором положень (позицій) золотника.

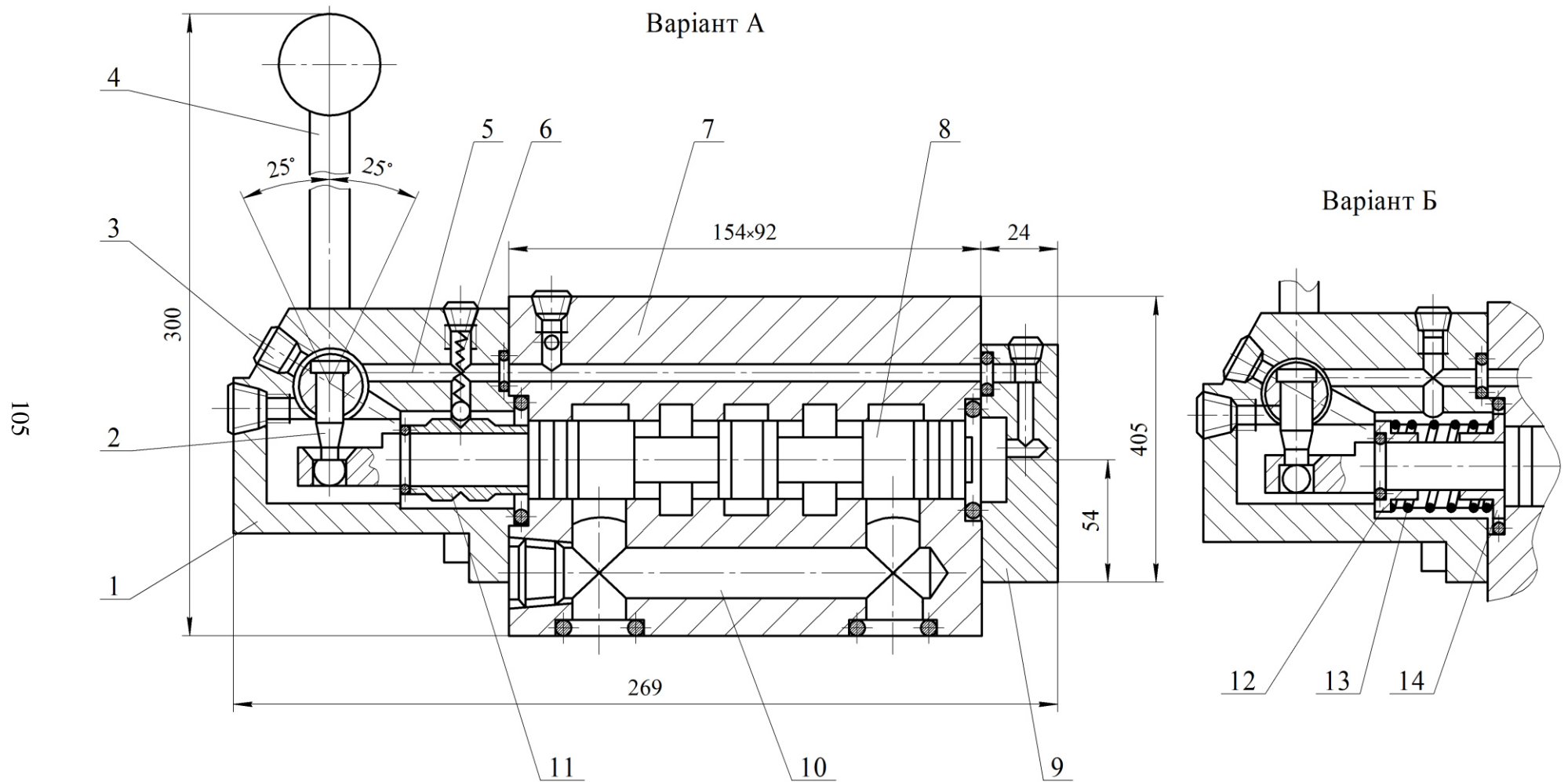


Рисунок 4.3 – Конструкція золотникового гідророзподільника типу ПГ 74

У корпусі 7, який має 5 кільцевих виточок – камер, поміщений золотник 8, на хвостовику якого встановлена кулачкова муфта 11 і є паз для кулькового важеля 2. Кулька 5 і пружина 6 фіксують золотник у кожній з трьох позицій. Переміщення золотника здійснюється ручкою 4, з'єднаною з важелем 2. Фланець – камера 1 і фланець 9 мають систему отворів, які з'єднують їх порожнини зі зливом, що забезпечує відведення внутрішніх витоків і унеможливорює вплив “насосного” ефекту на зусилля, необхідне для переміщення золотника. Канал 10 з'єднує крайні виточки – камери корпусу зі зливом. Приєднання корпусу 7 до гідросистеми здійснюються через нижню точно оброблену площину корпусу, на яку виведені канали з відповідних порожнин (напірної, зливної, споживача та ін.). Ці канали закінчуються розточками, в яких встановлені ущільнювальні елементи – кільця. Вони збігаються з аналогічними елементами плити – корпусу, на якій монтуються гідроапарати, що входять до складу ГП.

Трипозиційний чотирилінійний гідророзподільник з гідравлічним управлінням 25ПГ 72 наведений на рис. 4.4. У корпусі 8 є отвір, в якому знаходиться золотник 9, виконані п'ять розточок – камер, причому крайні розточки за допомогою каналу 10 з'єднані зі зливом. Золотник з двох сторін підпружинений системами пружина 6 – шайба 7, які фіксують його в середній позиції. Крайні позиції досягаються шляхом подачі рідини в порожнину під один з торців і підведення її на злив з протилежної аналогічної порожнини (схема підведення – відведення рідини наведена в схемі – умовному позначенні гідророзподільника у додатку А. У кришках 1 і 2 розташовані зворотні клапани 3 з пружинами 4 і регульовані дроселі 5. Підведення рідини під торці золотника здійснюється через зворотні клапани, а відведення з камери протилежного торця – через дросель. Цим досягається необхідна швидкість переміщення золотника, при якій унеможливаються різкі перекидання – відкривання трубопроводів, що сприяють формуванню хвильових процесів, і, в той же час, переключення здійснюється досить швидко.

Конструкції кранових розподільників різноманітні, але всі вони, як правило, з мускульним (ручним) або механічним управлінням. Ці конструкції мають штуцерне приєднання або приєднання до гідросистеми впритул. Одна з конструкцій наведена на рис. 4.5 і не потребує окремих пояснень.

Використання золотникових і кранових розподільників пов'язано з вирішенням певних проблем. До таких можуть бути віднесені проблеми герметичності (відсутності внутрішніх витоків), проблема зменшення втрат тиску на робочих вікнах розподільника, проблема зменшення зусиль (моментів), необхідних для переключення розподільника з однієї позиції в іншу.

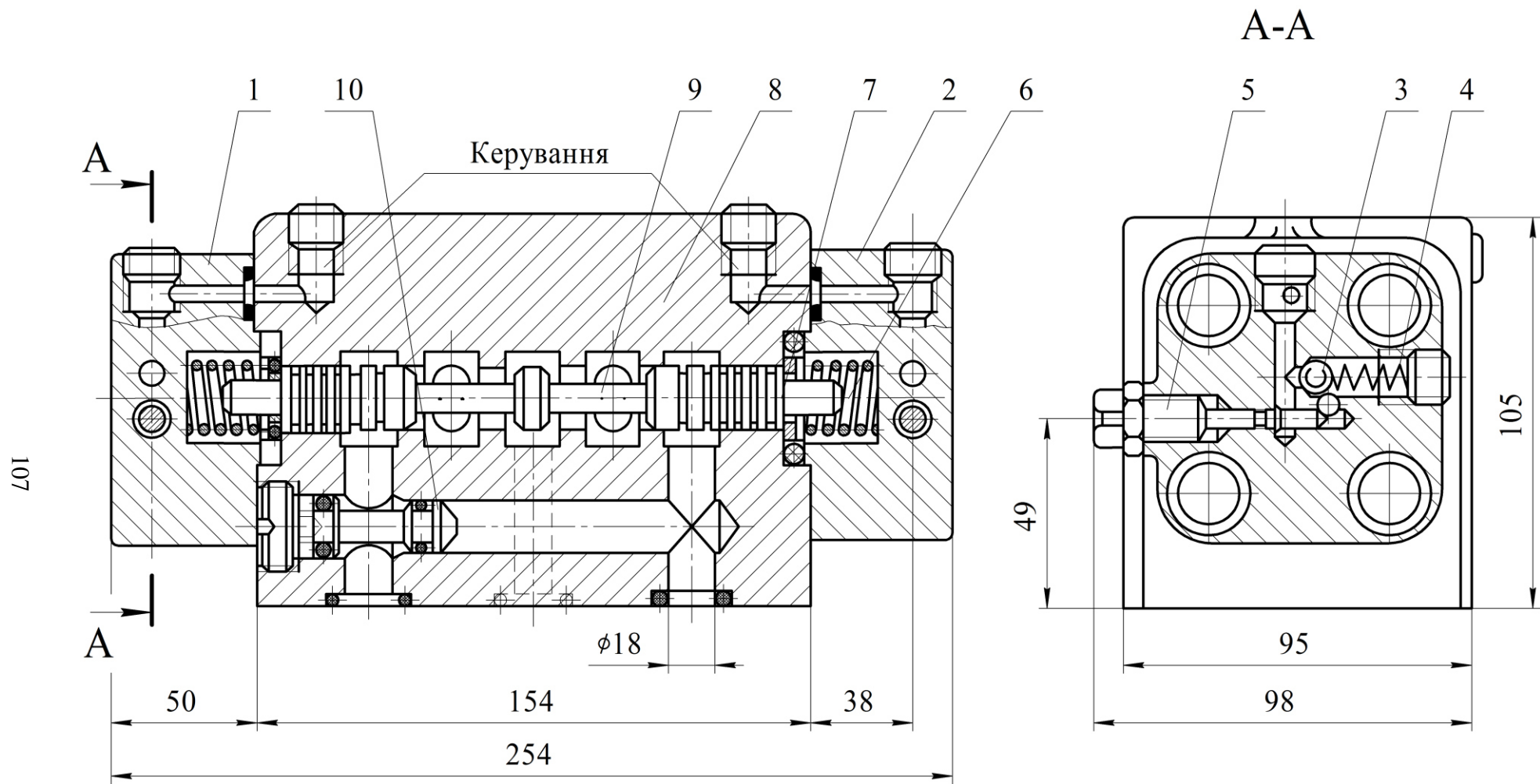


Рисунок 4.4 – Трипозиційний чотирилінійний гідророзподільник з гідравлічним керуванням типу 25ПГ 72

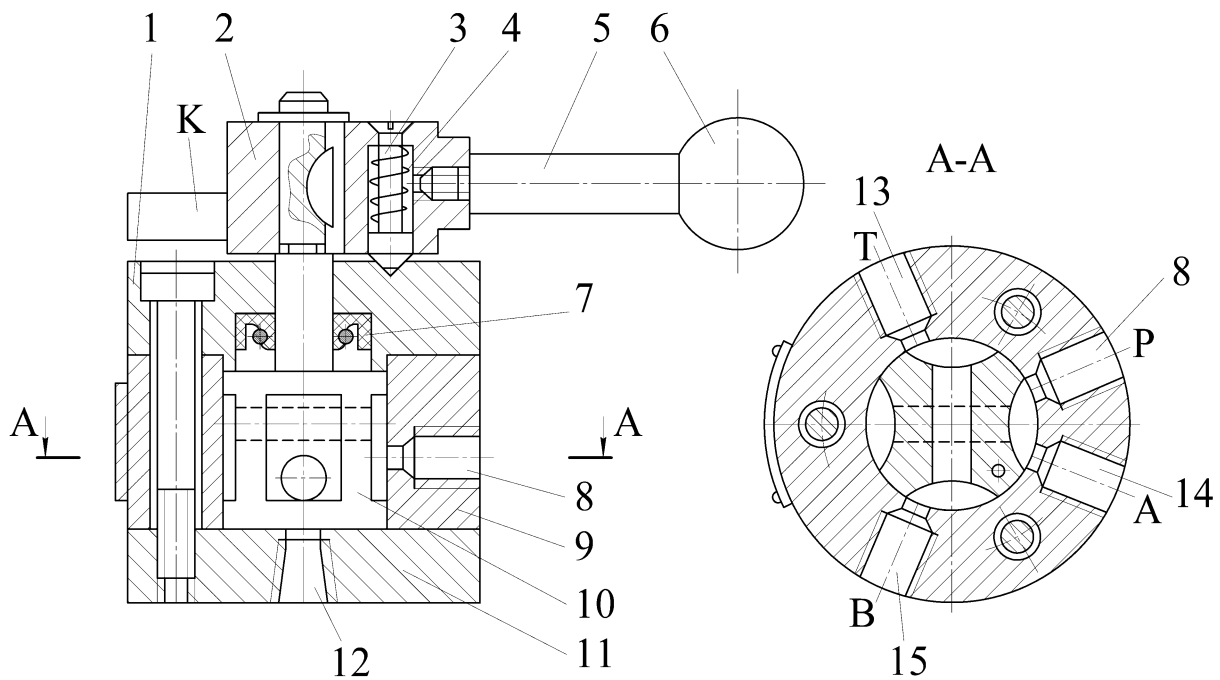


Рисунок 4.5 – Конструкція кранового розподільника типу Г 71

Частково ці проблеми вирішуються в гідророзподільниках клапанного типу. Клапан ЕКУ (рис. 4.6) є трилінійним двопозиційним розподільником з електромагнітним приводом. У вихідному положенні, коли електромагніт 1 виключений, пружина 2 підтискує клапан 3 до сідла 4 і відкриває клапан 5, тим самим відсікаючи напірну лінію “Н” і з’єднуючи лінію керування “У” зі зливом “З”.

При включенні електромагніта якор 6 переміщується вліво, стискаючи пружину 2. При цьому пружина 7 діє через плунжер 8 на клапан 5, притискаючи його до сідла 9, і клапан 3 відкривається. При цьому відсікається лінія зливу “З”, а лінія керування “У” з’єднується з лінією “Н”.

Клапан має ручне управління через кнопку 10.

До НГА належать також зворотні клапани – гідравлічні діоди. Конструкція типового зворотного клапана в автономному виконанні наведена на рис. 4.7.

До сідла в корпусі 1 пружиною 6 притиснутий клапан 3 з конічною робочою поверхнею. В корпусі є також приєднувальні отвори 7 (підведення робочої рідини) і 2 (відведення). Пробка 5 закриває монтажний отвір. Похилі отвори в робочій частині клапана, які з’єднані з осьовим отвором, існують для відведення рідини із заклапанної порожнини на злив при підйомі клапана (прямий потік рідини), а також для подачі тиску в заклапанну порожнину з метою щільного притискання клапана до сідла при зворотному потоці робочої рідини.

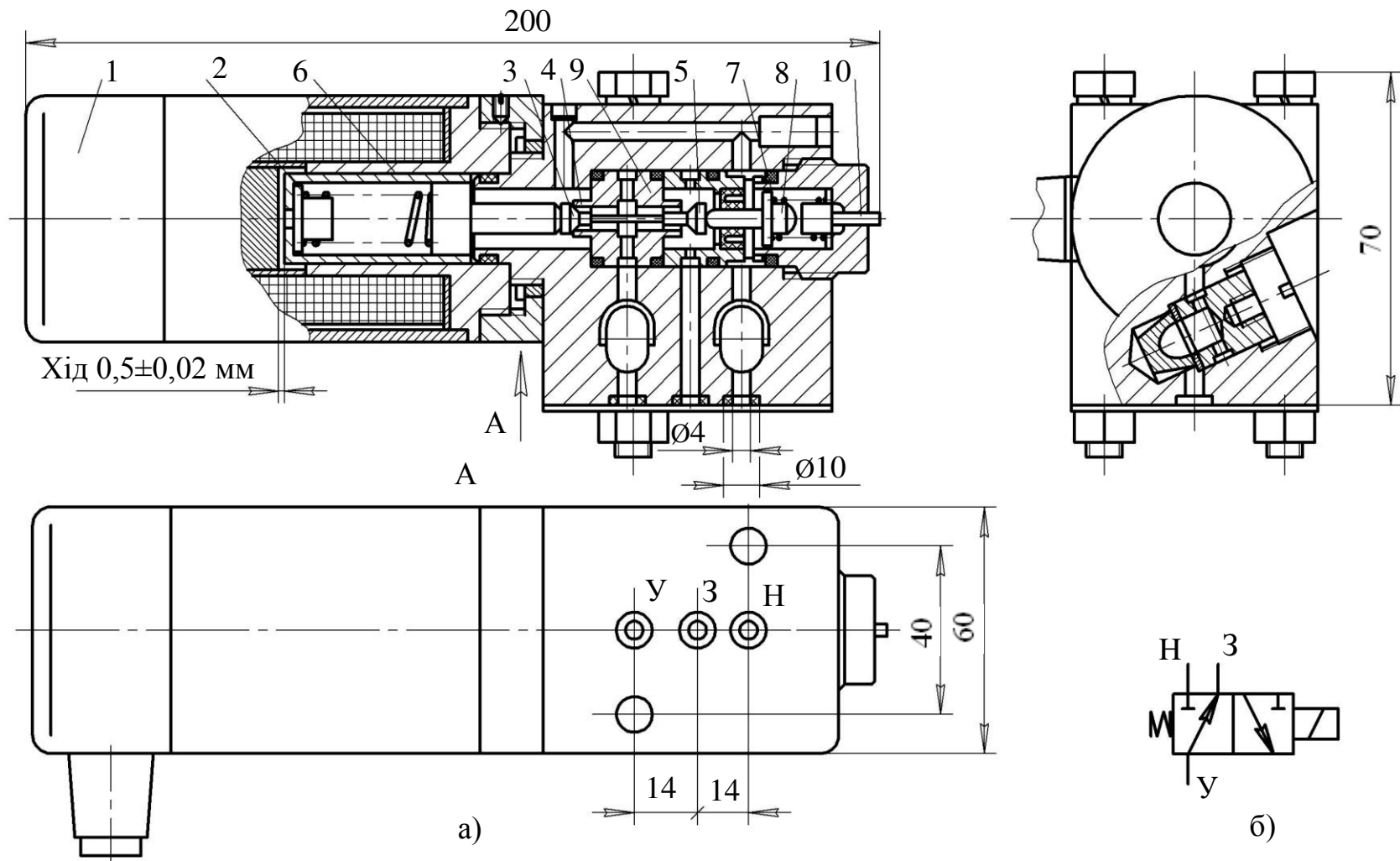


Рисунок 4.6 – Конструкція клапанного розподільника з електромагнітним керуванням типу ЕКУ:
а – конструкція; б – умовне позначення

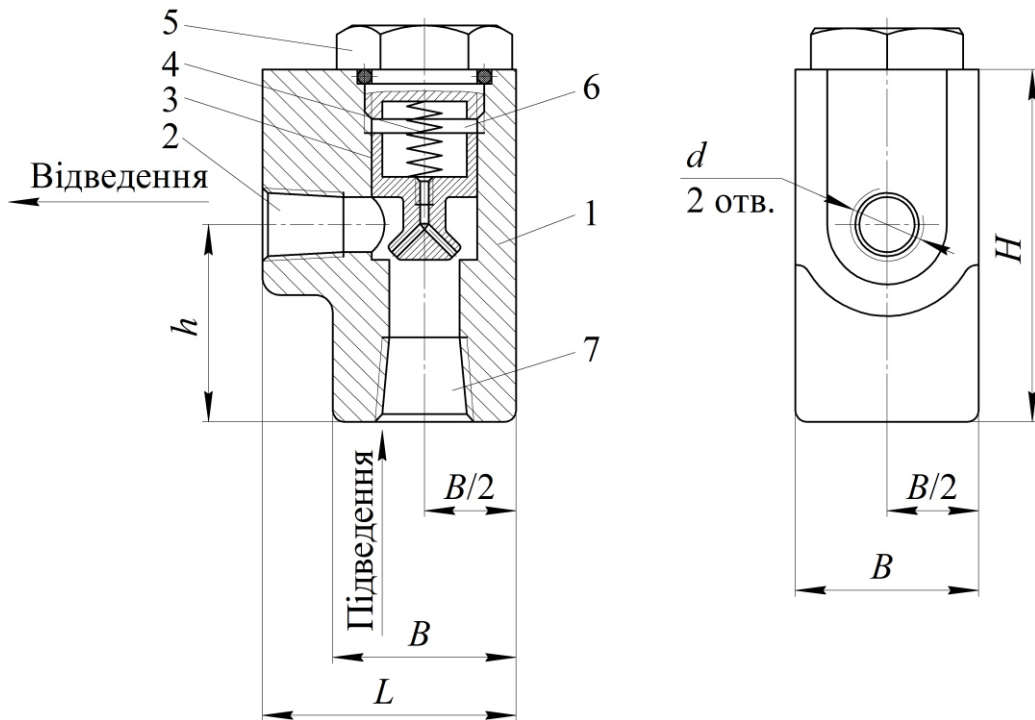


Рисунок 4.7 – Конструкція зворотного клапана Г 51

4.2 Регулювальні гідроапарати

До РГА належать різноманітні конструкції **регуляторів тиску** (запобіжні, запобіжно-переливні і редуційні клапани), **регуляторів витрати**, **пропорційних гідророзподільників**, **дросельних синхронізаторів потоків**.

4.2.1 Регулятори тиску

Регулювання тиску у верстатних гідроприводах, в основному, зводиться до таких режимів:

- захист гідросистеми від дії тиску, який перевищує допустиме значення P_{max} , це здійснюють **запобіжні клапани**, які діють епізодично, в аварійних режимах; в номенклатурі гідроапаратури верстатних і гідроприводів такі клапани спеціального призначення, як правило, відсутні, а їх функції виконують регулятори тиску широкого призначення;

- стабілізація постійного значення тиску в напірній магістралі, тобто на виході насоса, за рахунок роботи регулятора тиску в режимі постійного зливання частини подачі насоса в бак; це здійснюють **переливні клапани**, а в зв'язку з тим, що вони одночасно виконують функції запобіжних клапанів, то їх краще називати **запобіжно-переливними** клапанами;

- редуція тиску у відгалуженнях від напірної магістралі, тобто стабілізація постійного значення тиску на деяких ділянках гідросистеми, меншого, ніж тиск на виході насоса; це здійснюють **редуційні клапани**;

- комбінація перелічених вище функцій з різноманітними модифікаціями алгоритмів керування тиском.

При розгляді регуляторів тиску як систем автоматичного управління їх можна розділити на 2 групи:

- регулятори тиску з одним каскадом підсилення, які називають **клапанами прямої дії** або **клапанами тиску**;

- регулятори тиску з двома каскадами, коли перший каскад невеликої потужності керує потужним другим каскадом, який регулює основний потік гідравлічної потужності; їх називають **клапанами непрямої дії**.

Конструкція запобіжно-переливного клапана прямої дії типу Г54-3 наведена на рис. 4.8. Золотник 2 поміщений у точний отвір корпуса 3 і підтиснутий зверху через шайбу пружиною 6, натяг якої регулюється гвинтом 8 через поршень 7; поршень переміщується в гільзі 5. Рідина з магістралі підводиться через боковий отвір у порожнину Р, звідки через канал 10 і дросельний отвір 11 подається в порожнину 1 під торець золотника.

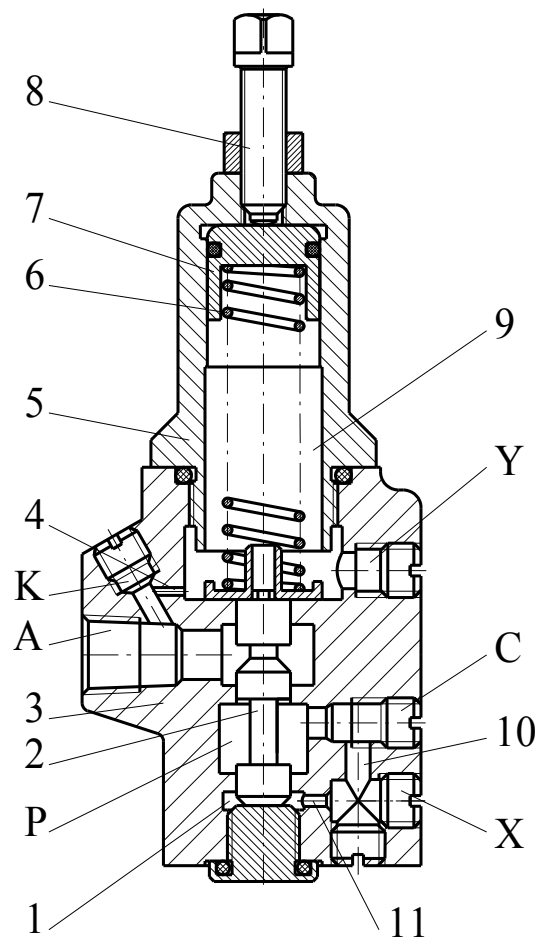


Рисунок 4.8 – Конструкція запобіжно-переливного клапана прямої дії типу Г54-3

Якщо тиск в магістралі, який діє на торець золотника, перевищить зусилля попереднього натягу пружини, золотник починає переміщуватись угору, стискаючи пружину і відкриваючи вікно, що з'єднує порожнину Р з отвором А, через який рідина починає зливатись в бак. Оскільки рідина під торець золотника подається через дросельний отвір (демпфер) 11, то його опір сприяє розсіюванню енергії коливання золотника, стабілізує величину робочого вікна, а, відповідно, й величину регульованого тиску.

Заглушки Х, С, У і К закривають отвори, які можуть використовуватись для зміни схеми підключення клапана. Канал 4 з'єднує порожнину 9 з отвором А, що дозволяє вільно витискати (або підсмоктувати) рідину з порожнини 9 під час руху золотника.

Тиск, при якому починає відкриватися робоче вікно, можна визначити з рівняння рівноваги сил, які діють на торці золотника в момент його рівноважного положення, що передує відкриттю, тобто з

$$F_{нат} + c \cdot \delta = p_{кл} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2, \quad (4.1)$$

де $F_{нат}$ – зусилля натягу пружини при нижньому положенні золотника;

c – жорсткість пружини;

δ – перекидання робочого вікна золотника, тобто величина, на яку необхідно підняти золотник з нижнього положення до положення, яке передує початку відкриття робочого вікна;

$p_{кл}$ – тиск настроювання клапана, тобто тиск, який, впливаючи на нижній торець золотника, піднімає його з нижнього положення на величину δ ;

d_3 – діаметр золотника.

Очевидно, що для відкриття робочого вікна на будь-яку величину Δh , його необхідно підняти з нижнього положення на величину $\delta + \Delta h$.

У цьому випадку рівняння (4.1) набуває вигляду

$$F_{нат} + c (\delta + \Delta h) = (p_{кл} + \Delta p) \frac{\pi}{4} d_3^2, \quad (4.2)$$

де Δp – приріст величини регульованого тиску, викликаний підйомом золотника на Δh .

При проходженні через канал на злив максимальної витрати $Q_{кл\ max}$ робочої рідини величина Δh_{max} максимального осьового відкриття робочого вікна золотника може бути визначена з рівняння (4.3)

$$\Delta h_{max} = \frac{f_{z\ max}}{\pi \cdot d_3} = \frac{Q_{кл\ max}}{\pi d_3 \sqrt{\frac{2}{\xi \cdot \rho}} \sqrt{p_{кл} + \Delta p_{max}}}, \quad (4.3)$$

де $f_{z\ max} = \Delta h_{max} \cdot \pi \cdot d_3$;

$\sqrt{\frac{1}{\xi}}$ – коефіцієнт витрати;

$p_{кл} + \Delta p_{max} = p_{max}$ – максимальне значення регульованого тиску при проходженні через клапан витрати $Q_{кл\ max}$.

З (4.1) випливає, що

$$p_{кл} = \frac{F_{нат} + c \cdot \delta}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2}; \quad p_{max} = \frac{F_{нат} + c \cdot (\delta + \Delta h_{max})}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2};$$

$$p_{max} = p_{кл} + \frac{c \cdot \Delta h_{max}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2}; \quad \Delta p_{max} = p_{max} - p_{кл} = \frac{c \cdot \Delta h_{max}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2}. \quad (4.4)$$

З рівнянь (4.3) і (4.4) випливає, що

$$\frac{p_{кл}}{B^2} \cdot \overline{\Delta p}^2 - \overline{\Delta p} - 1 = 0, \quad (4.5)$$

де

$$\overline{\Delta p} = \frac{\Delta p_{max}}{p_{кл}}; \quad B = \frac{c \cdot Q_{кл\ max}}{\frac{\pi^2}{16} \cdot d_3^2 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}}. \quad (4.6)$$

Величина $\overline{\Delta p}$ є безрозмірним показником статичності характеристики клапана, тобто відносною зміною тиску при зміні витрати через клапан від нуля до $Q_{кл\ max}$.

На рис. 4.9 наведена характеристика клапана, з якої витікає, що при $p < p_{кл}$ витрата $Q_{кл} = 0$. При $p > p_{кл}$ витрата збільшується і при $p = p_{max}$ має місце $Q_{кл} = Q_{кл\ max}$.

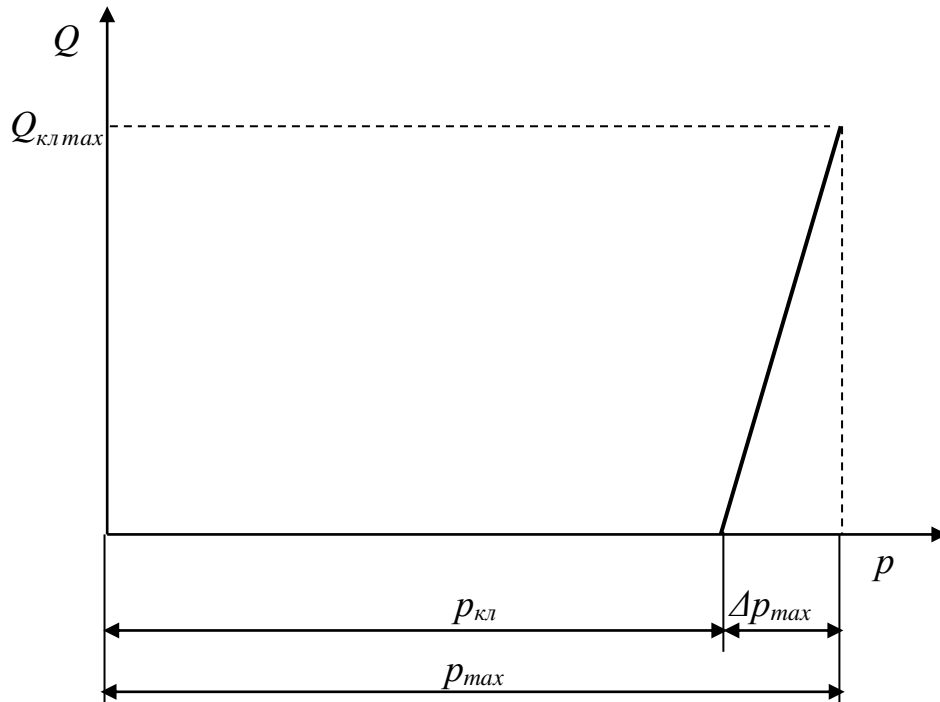


Рисунок 4.9 – Характеристика запобіжно-переливного клапана

З рівняння (4.5) випливає

$$\overline{\Delta p} = 0.5 \left[\frac{B^2}{p_{кл}} + \sqrt{\frac{B^4}{p_{кл}^2} + 4 \frac{B^2}{p_{кл}}} \right], \quad (4.7)$$

де B знаходиться за рівнянням (4.6). Очевидно, що зменшенню $\overline{\Delta p}$ сприяють зменшення жорсткості c пружини і особливо збільшення діаметра d_3 золотника. Слід врахувати, що збільшення d_3 може призвести до динамічної нестійкості клапана – у системі виникнуть автоколивання. Зменшення жорсткості пружини також негативно впливає на стійкість. Крім того, нежорстка пружина має значні габарити, оскільки для забезпечення зусилля $F_{нат}$ необхідні великі деформації.

Вирішення перелічених проблем є складним завданням. Тому в клапанах прямої дії величина Δp становить 0,2...2,0 МПа в залежності від номінального тиску $p_{кл}$ настроювання.

Конструкція запобіжно-переливного клапана непрямої дії наведена на рис. 4.10. Оригінальність цієї конструкції клапана типу 46.206.00 полягає у використанні гумового кільця не тільки для ущільнення золотника другого каскаду, але й як демпфірувального елемента, який покращує динамічні характеристики клапана.

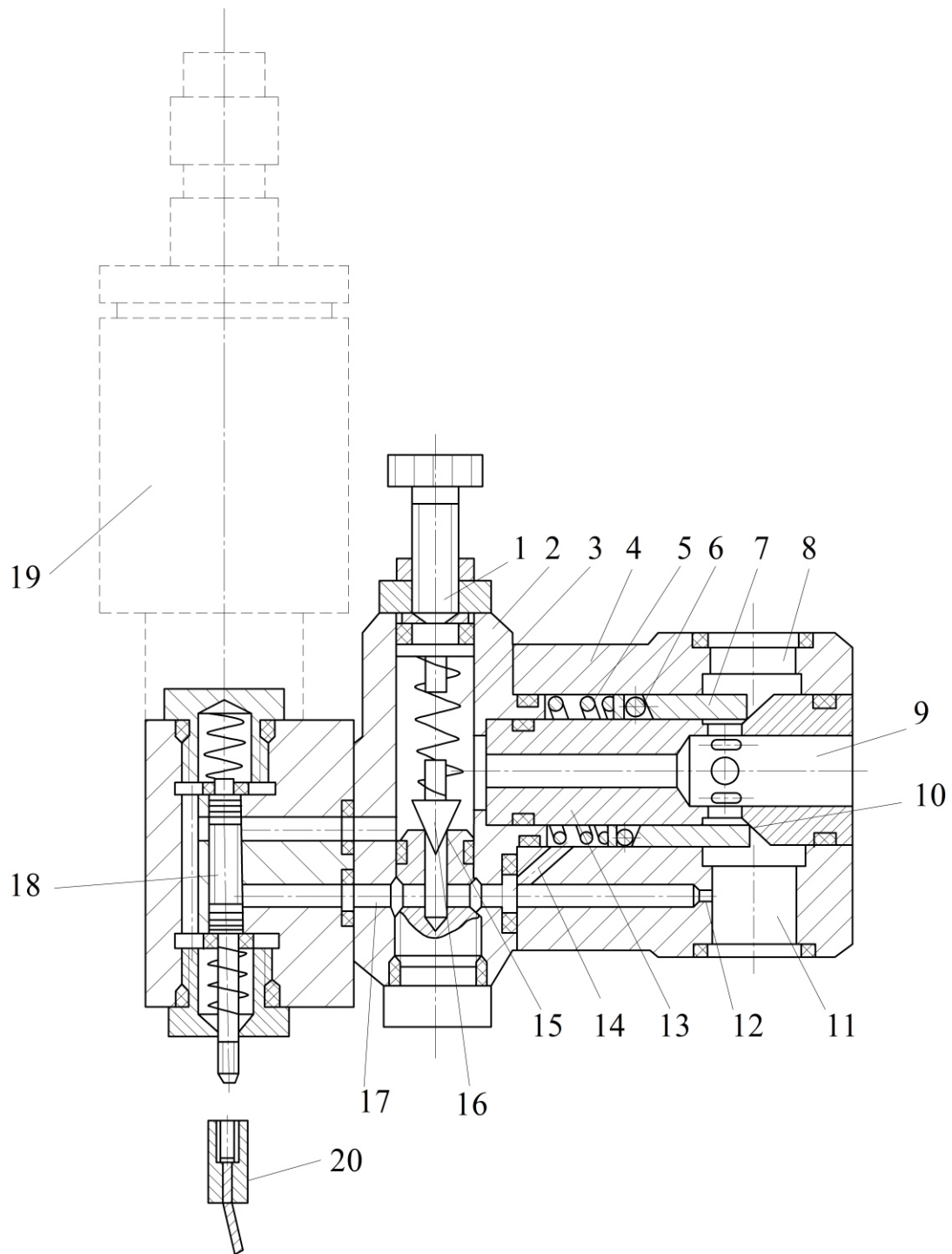


Рисунок 4.10 – Конструкція запобіжно-переливного клапана непрямої дії типу 46.206.00

Конструкція містить клапан першого каскаду – конічний затвор 16 у корпусі 2, притиснутий до сідла 15 пружиною 3, регулювальний гвинт 1 для настроювання на заданий тиск, а також клапан другого каскаду – трубчастий золотник 7, притиснутий пружиною 5 до сідла 10. Внутрішньою поверхнею трубчастий золотник 7 спряжений з циліндричним штоком 13, який забезпечує його орієнтацію при взаємодії з

сідлом 10, а по зовнішній поверхні ущільнений у розточці корпуса 4 гумовим кільцем 6.

При перекритому каналі 17 затвором додаткового механізму керування, наприклад, золотником 18, який керується електромагнітом 19 або 20, а також при відсутності додаткового механізму управління, коли канал 17 заглушений, при досягненні на вході (отвори 8 і 11) тиску настроювання конічний затвор 16, стискаючи пружину 3, зміщується від сідла 15 доверху, і робоча рідина надходить на зливання через отвір 9. При цьому на дроселі 12 виникає перепад тиску, за рахунок якого трубчастий золотник 7, стискаючи пружину 5, зміщується від сідла 10 вліво і пропускає робочу рідину на злив через отвір 9. Підключення до каналу 17 додаткового механізму керування, наприклад, золотника 18, керованого електромагнітом 19 або тросом 20, дозволяє здійснювати дистанційне керування клапаном.

Дросель 14 демпфірує трубчастий золотник 7, підвищуючи динамічну стійкість клапана, а також формує надклапанну порожнину (між дроселем 14 і торцем трубчастого золотника 7), оптимальна величина піддатливості якої забезпечує необхідні перехідні характеристики клапана. При цьому дросель 14 не впливає на коефіцієнт підсилення за витратою клапана першого каскаду, тому що він встановлений на відгалуженні і, відповідно, не погіршує статичні характеристики запобіжно-переливного клапана.

4.2.2 Регулятори витрати

Регулювання витрати у верстатних гідроприводах використовується для забезпечення необхідної швидкості на вихідній ланці гідродвигуна.

Для цього використовуються часто дросельні пристрої, але аналіз формули (2.43) показує, що витрата через дросельовальне робоче вікно залежить як від площі вікна, так і від перепадів тиску на ньому. Тому будь-які коливання перепаду тисків, у тому числі викликані зміною величини навантаження на гідродвигун, викликають коливання витрати і, відповідно, швидкості руху.

Призначення регулятора витрати – стабілізація встановленої витрати (швидкості руху гідродвигуна) незалежно від коливань перепаду тисків на дросельному вікні.

Одна з конструкцій регулятора витрати типу МПГ55-2 наведена на рис. 4.11, а його умовне позначення – в додатку А.

Регулятор витрати містить 2 функціональних вузли: регульований дросель, величина робочого вікна якого може безступінчасто налаштовуватись вручну, і пристрій, який автоматично підтримує на дросельному вікні постійний перепад тиску, незалежно від коливань тиску в магістралі, витрата в якій регулюється.

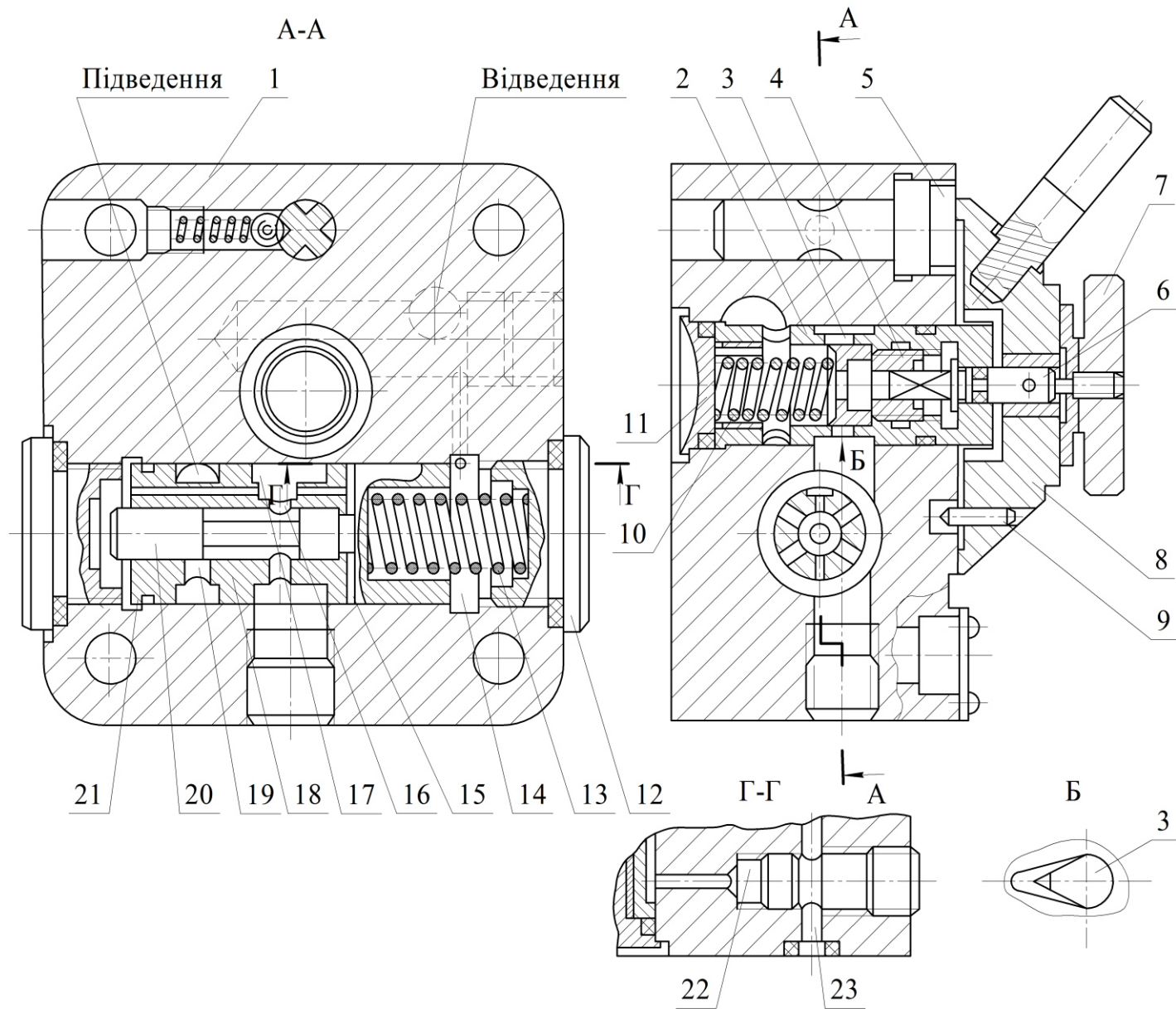


Рисунок 4.11 – Регулятор витрати типу МПГ 55-2

На рис. 4.11 дросельний пристрій змонтований в корпусі 1 і складається з втулки 2, в якій міститься рухома в осьовому напрямі втулка 3, лівий торець якої утворює з ребрами радіального отвору у втулці 2 робоче вікно. Осьове переміщення втулки 3 викликає зміну площі робочого вікна. Ці осьові переміщення здійснюються шляхом повороту гвинта 4, до лівого торця якого втулка 3 притиснута пружиною 10, яка опирається на пробку 11. Гвинт 4 можна обертати за допомогою вала 6, на правому кінці якого встановлені лімба 8, контргайка 7 і штифт 9, який дозволяє фіксувати число повних обертів лімба за шкалою 5. Вузол стабілізації перепаду тиску на дросельному вікні складається з золотника 20, поміщеного у втулку 18 і підтиснутого з правого боку пружиною 13, яка опирається на пробку 12. Робоча рідина через канал „Підведення” рухається в перше робоче вікно регулятора, утворене отвором 19 у втулці 18 і лівим робочим ребром золотника 20, а потім у отвір 16 і робоче вікно дроселя, проходячи через яке відводиться з гідроапарата через канал „Відведення”. Золотник 20 знаходиться під дією сил тисків рідини в камерах 15 і 21, з’єднаних з камерою 17 на вході в дросельне вікно, і в камері 14, з’єднаній з виходом дросельного вікна. Таким чином, на торцях золотника діють сили, різниця яких пропорційна перепаду тисків на дросельному вікні і зрівноважена зусиллям пружини 13. У випадку будь-яких змін величини перепаду тисків на робочому вікні дроселя, та, відповідно, на торцях золотника рівновага сил порушується, золотник переміщується або додатково стискаючи пружину, або навпаки, під дією пружини. При цьому робоче вікно, утворене ребром золотника 20 і отвором втулки 18, збільшується (зменшується), відновлюючи перепад тисків на дроселі, тобто величину витрати, встановлену шляхом настроювання відповідного значення робочого вікна дроселя.

4.2.3 Дросельні подільники потоку

У гідроприводах верстатів і інших технологічних машин, як правило, використовується декілька гідродвигунів. У випадку, коли вони працюють роздільно, тобто у кожний момент часу включений лише один з них, а інші не споживають потік рідини, в гідросистемі можна мати тільки один гідронасос, подача якого за допомогою СГА спрямовується по чергові до різних споживачів – гідродвигунів. Якщо режим роботи ГП такий, що в будь-які інтервали часу активні (споживають потік рідини) декілька гідродвигунів, необхідно вирішувати питання про подачу декількох **незалежних за тиском і подачею потоків** гідравлічної енергії.

Існують два способи розв’язання цього завдання:

- використання кількості насосів, яка відповідає кількості незалежних потоків;
- використання подільників потоків, тобто пристроїв, які дозволяють подачу одного насоса розділити на 2 і більше незалежних потоки.

Найпростішими подільниками потоку є дросельні. Крім них існують об'ємні подільники.

Конструкція подільника типу КД наведена на рис. 4.12, а умовне зображення – на схемах у додатку А.

Основним елементом подільника є золотник 2, який вільно переміщується у осьовому напрямі в отворі корпусу 4. Основний отвір золотника 2 за допомогою радіального каналу з'єднується з порожниною „Підведення”. Рідина проходить через дросельні отвори лівої та правої діафрагм 1 і з осьового отвору потрапляє під торці золотника. Далі рідина через тангенціальні отвори 9 проходить у росточки 5 і 6 і через робочі вікна, утворені ребрами зрівнювального золотника 3 і корпусу 4, надходить в праву і ліву росточки відведення, з'єднані з двома споживачами. Через систему осьових і радіальних отворів тиск з відведень передається у відповідні порожнини під торці золотника 3. Якщо тиски у відведеннях, тобто на входах споживачів-гідродвигунів, однакові, то золотник 3 знаходиться у врівноваженому положенні. При зростанні тисків у одному з відведень, наприклад, лівому, золотник 3 почне пересуватись праворуч, збільшуючи ліве робоче вікно (зменшуючи його опір) і зменшуючи праве. Це продовжується до тих пір, поки тиски під торцями подільного золотника 2, тобто на вході дросельних елементів – діафрагм 1, не зрівняються, що приведе до відновлення рівності потоків у відведеннях за умови, що отвори в обох діафрагмах однакові.

Якщо необхідно розділити потік, що підводиться, на дві неоднакові частини, встановлюються діафрагми 1 з відповідним співвідношенням площ робочих вікон. Подільний золотник 2 при нерівності тисків під його торцями також зміщується в бік меншого тиску, змінюючи площі робочих вікон 7 і 8. Цим досягається висока точність поділу, тому що рідина, проходячи тангенціальні отвори 9, обертає золотник 2, усуваючи тертя спокою, завдяки чому золотник реагує на незначну різницю тисків під торцями.

Об'ємні подільники потоку мають більш високий ККД. Вони утворюються шляхом жорсткого поєднання валів декількох гідромашин. Це забезпечує поділ потоку пропорційно робочим об'ємам цих гідромашин.

4.2.4 Пропорційна регульовальна гідроапаратура

Група РГА з пропорційним керуванням досить широка і містить гідроапарати різного призначення. Особливістю РГА з пропорційним керуванням є наявність електромагнітного пристрою, який перетворює електричний сигнал, що формується електронним блоком керування, в механічне переміщення керувального елемента першого каскаду РГА.

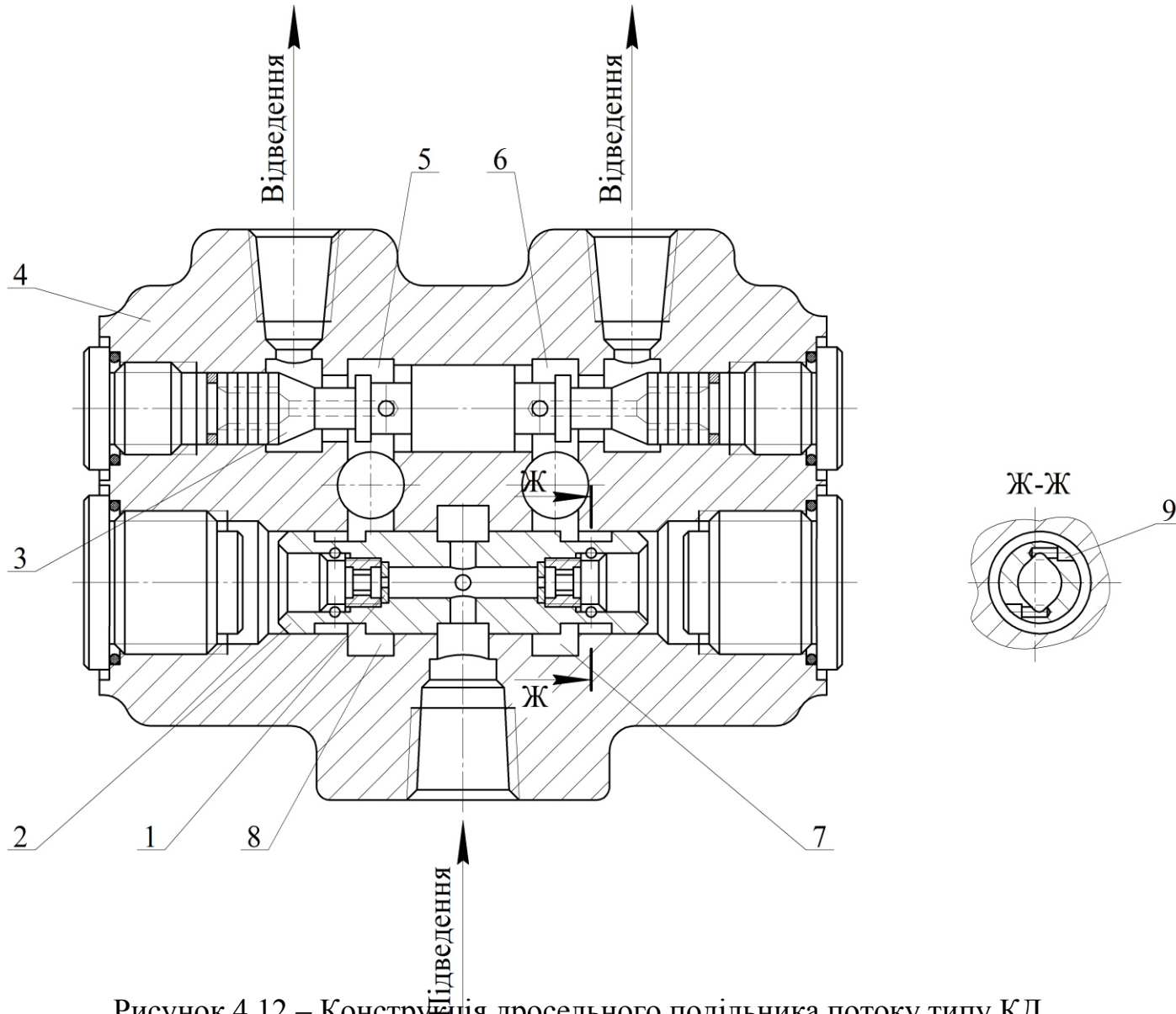


Рисунок 4.12 – Конструкція дросельного подільника потоку типу КД

Такий пристрій можна назвати **електромеханічним перетворювачем (ЕМП)**. Гідравлічний сигнал на виході першого каскаду (звичайно, це перепад тиску на вході другого каскаду) пропорційний струму (напрузі) на вході ЕМП.

Функціональна схема гідророзподільника з пропорційним керуванням наведена на рис. 4.13.

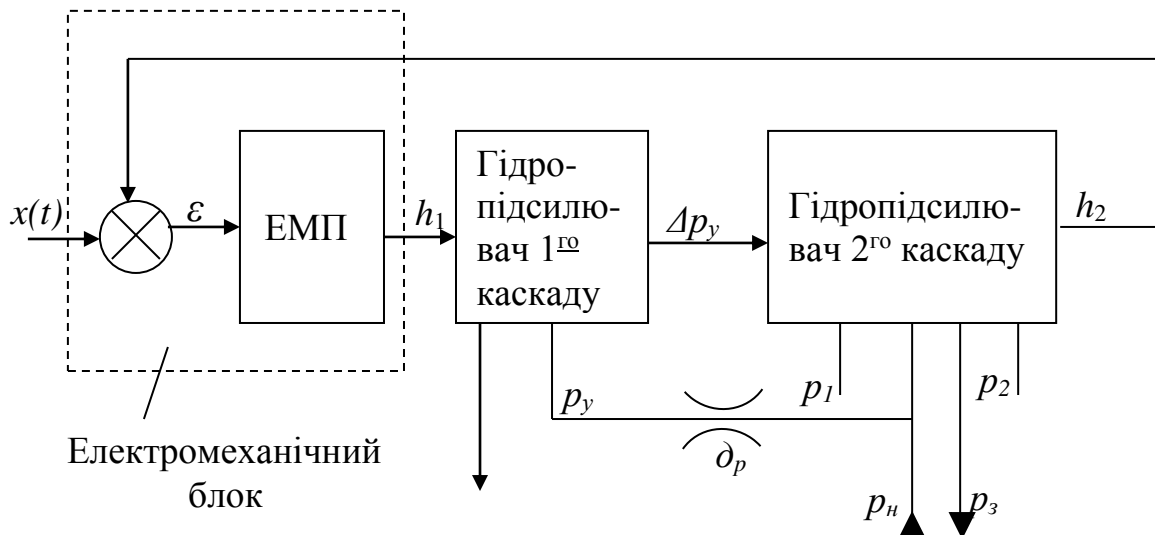


Рисунок 4.13 – Функціональна схема розподільника з пропорційним керуванням

В електромеханічний блок надходить електричний сигнал $x(t)$ керування від електронної керувальної машини або системи числового програмного керування. У суматорі блока утворюється сигнал помилки ε , тобто різниці $\varepsilon = x(t) - h_2$ сигналу керування і координати h_2 золотника другого каскаду розподільника. Таким чином, у пропорційному гідророзподільнику є канал зворотного зв'язку, який забезпечує відповідність координати h_2 сигналу $x(t)$. ЕМП перетворює за допомогою пропорційного електромагніта помилку (неузгодження) ε в механічне переміщення h_1 золотникового елемента гідропідсилювача першого каскаду. Цим елементом може бути мініатюрний золотник або голка, що взаємодіють з отвором дросельної діафрагми, та ін.

Гідропідсилювач першого каскаду формує перепад тиску Δp_y , який подається під торці золотника другого каскаду і зміщує його з середнього положення на величину Δh_2 , пропорційну сигналу $x(t)$. При цьому тиск p_n насосної станції перетворюється на тиски p_1 і p_2 , які подаються на входи гідродвигуна. Через дросель ∂_p тиск p_y подається в гідропідсилювач першого каскаду.

Пропорційні гідророзподільники відрізняються високою енергонасиченістю, глибиною регулювання, компактністю.

Так, розподільники типу РП працюють при нормальному тиску на вході 32 МПа, номінальній витраті 12,5...300 л/хв. (в залежності від типорозміру), маючи при цьому масу (1,7...23,5)кг. Струм керування пропорційним магнітом – не більше 0,85 А при напрузі 24 В.

Пропорційне керування використовується у дроселях типу ДВП, регуляторах витрати ДД6 і ДД10, запобіжних клапанах типу М – ПК ПД і дозволяє формувати високоефективні автоматичні системи керування гідроприводами.

4.2.4.1 Пропорційний гідророзподільник для гідросистем чутливих до навантаження

Гідросистеми, чутливі до навантаження, широко використовуються в технологічних машинах різного призначення при необхідності роботи в регульованих режимах декількох виконавчих механізмів від одного насоса, як правило змінного робочого об'єму.

На рис. 4.14 наведена гідравлічна схема розподільника для гідросистем, чутливих до навантаження [9].

Гідравлічна схема розподільника містить переливну секцію 1, робочі секції 2, 22, 23, сервоблоки 3, 4, 24, 25, 26, 27, а також електронні блоки керування 5, 28, 29. Робоча секція 2 містить розподільний золотник 6 з датчиком положення 13, регулятор потоку 7 з регульованим дроселем 8, логічні клапани 9 та 10 і дроселі 11, 12.

В переливній секції розташований редуційний клапан 18, а сервоблоки 3 та 4 містять сервоклапани 14, 15 та дроселі 16, 17.

Працює розподільник таким чином. Насос підключається до гідролінії нагнітання 19 і подає робочу рідину через переливну секцію 1, робочу секцію 2, а також через редуційний клапан 18 до системи живлення сервоклапанів 14 та 15.

Надійшовши в робочу секцію 2 робоча рідина проходить через регулятор потоку 7, регульований дросель 8, розподільний золотник 6 до гідродвигуна по робочих лініях 20 та 21. Зміна положення золотника 6 викликає зміну величини робочого вікна, яке регулює величину потоку від насоса до гідродвигуна. Наявність в робочій секції регулятора потоку 7 та регульованого дроселя 8 дозволяє підтримувати величину потоку від насоса до гідродвигуна постійною, незалежно від величини технологічного навантаження на виконавчому органі. Система логічних клапанів 9 та 10 дозволяє подавати до регулятора насоса сигнал, пропорційний величині навантаження на виконавчому механізмі. Сервоклапани мають привод від пропорційних електромагнітів, які керуються від блока керування 5.

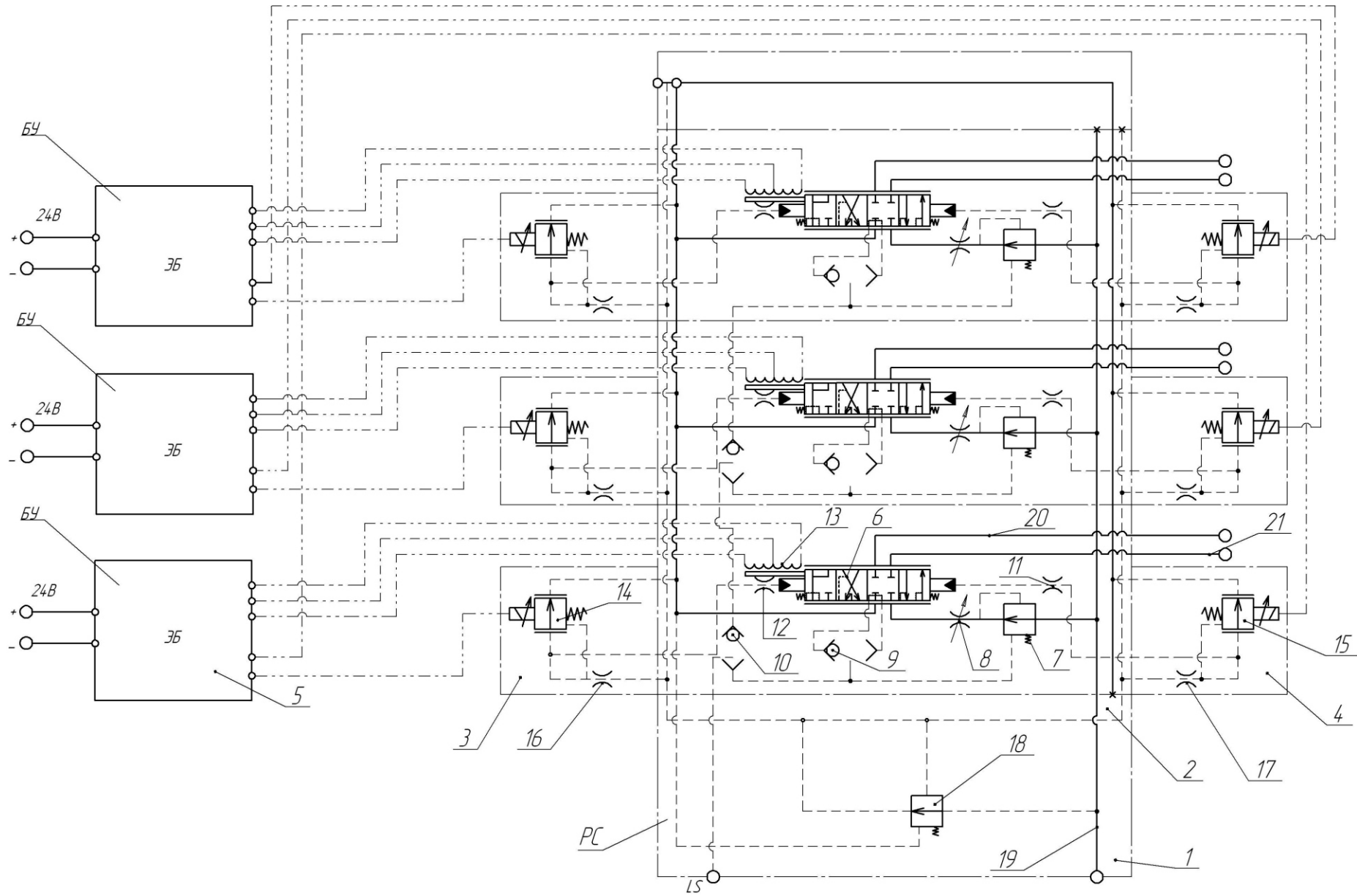


Рисунок 4.14 – Схема електрогідравлічного розподільника золотникового типу

Сигнал керування, що формується в електронному блоці, надходить на пропорційні електромагніти, сервоклапани переміщуються, змінюючи величину тиску, що діє на торці розподільного золотника 6, який, переміщуючись, змінює провідність робочого вікна, та, відповідно, і величину потоку, який надходить до гідродвигуна.

Датчик зворотного зв'язку генерує сигнал, пропорційний положенню золотника. В разі відхилення положення золотника 6 від заданого, електронний блок 5 генерує корегувальний сигнал, який переміщує золотник 6 в необхідне положення.

Робота робочих секцій 22 та 23 аналогічна роботі секції 2. Можливе одночасне підключення до насоса декількох гідродвигунів через відповідні робочі секції за умови, що сумарна витрата через них не перевищить витрати насоса.

На рис. 4.15 наведена конструкція робочої секції пропорційного розподільника для гідросистем, чутливих до навантаження.

Робоча секція містить корпус 1, в якому розташований золотник 2 з пружиною 11 та регулятор потоку 3 з пружиною 12. До робочої секції прифланцьовані корпуси 13 та 14, в яких розташовані сервоклапани 4 та 5 з пропорційними електромагнітами 6 та 7, а також датчик зворотного зв'язку 8.

Працює пропорційний розподільник таким чином. Робоча рідина до гідродвигуна надходить через регулятор потоку 3, золотник 2 та через робочі камери 9 чи 10, в залежності від положення золотника 2. Пружина 11 забезпечує фіксацію золотника 2 в нейтральній позиції при відсутності сигналу керування. Величина витрати, що надходить від насоса через робочу секцію до гідродвигуна, залежить від величини електричного сигналу, що подається блоком керування (див. рис. 4.14) на пропорційні електромагніти 6 чи 7. Датчик зворотного зв'язку 8 забезпечує корекцію сигналу керування на електромагнітах 6 та 7 при зміні режиму роботи розподільника, або навантаження на виконавчому механізмі.

Регулятор витрати 3, що взаємодіє з пружиною 12, забезпечує стабілізацію витрати до гідродвигуна при зміні величини зовнішнього навантаження. Зливання робочої рідини від гідродвигуна забезпечується через камери 10, 16 аб 9,15 в залежності від положення золотника 2.

Розподільник спроектований на номінальний тиск 16,0 МПа, при максимально допустимому тиску 20,0 МПа та витраті через робочу секцію $1,66 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Забезпечується можливість підключення до одного насоса шести гідродвигунів, число робочих позицій золотника – 3. Розподільник забезпечує стабілізацію величини витрати через робочу секцію із точністю $\pm 5\%$, при величині зони регулювання золотника 65% від загальної величини ходу.

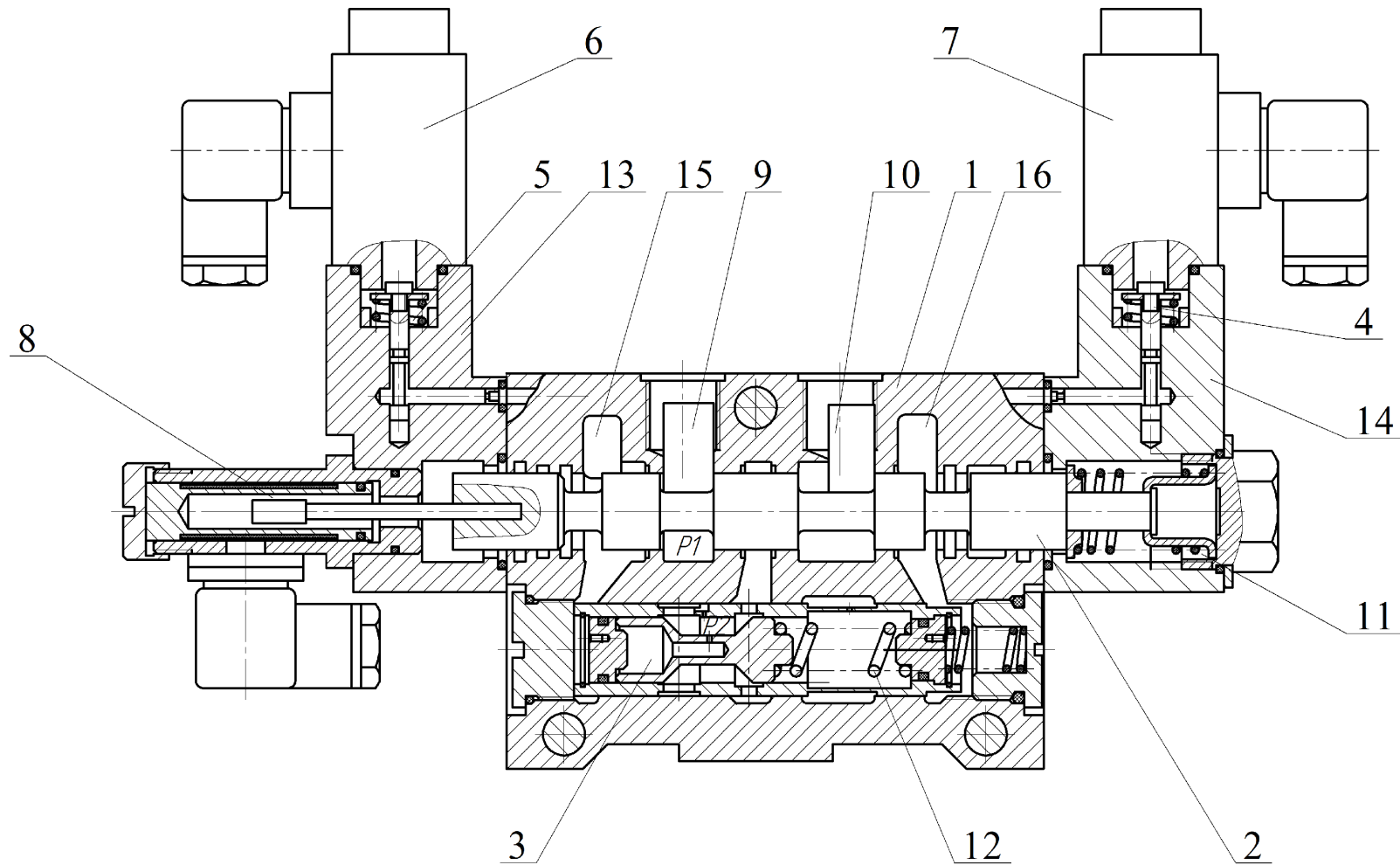


Рисунок 4.15 – Конструкція робочої секції пропорційного розподільника для гідросистем чутливих до навантаження

5 РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ

Важливим параметром потоку механічної енергії на виході ГП є швидкість поступального (для гідроциліндра) або обертового (для гідромотора) руху. Безступінчасте регулювання швидкості – одна з головних переваг ГП. Таке регулювання може бути здійснене двома принципово різними методами – об'ємним і дросельним, а також їх комбінацією.

Сутність цих методів впливає з уже відомих нам співвідношень між швидкістю руху, витратою робочої рідини і головним параметром двигуна,

тобто $v = \frac{Q_u}{S_{ef}}$ – для гідроциліндра і $n = \frac{Q_m}{V_m}$ – для гідромотора.

Таким чином, для керування величиною v або n , необхідно керувати або витратою Q гідродвигуна, або ж його головними параметрами – S_{ef} або V_m .

Параметр S_{ef} конструктивно нерегульований, на відміну від параметра V_m . Тому для ГП поступального руху регулюється тільки величина Q_u , а для ГП обертового руху – Q_m або V_m , або ж Q_m і V_m .

Об'ємне регулювання швидкості вихідного органа ГП здійснюється зміною витрати шляхом регулювання робочого об'єму V_n насоса, або регулюванням робочого об'єму V_m гідромотора (ГП обертового руху), або ж регулюванням як V_n , так і V_m .

Дросельне регулювання швидкості вихідного органа ГП здійснюється шляхом поділу у потрібному співвідношенні витрати Q_n нерегульованого насоса на два потоки: потік $Q_{об}$ гідродвигуна і потік $Q_{кл}$, який дроселюється через робочі вікна відповідного гідроапарата (клапана, пропорційного гідророзподільника і т. п.) на зливання.

У комбінованому об'ємно-дросельному регулюванні ГП використовуються обидва методи: регулюються робочі об'єми гідромашин з одночасним дроселюванням на зливання частини витрати насоса. Це підвищує точність регулювання при високому ККД ГП.

Об'ємно-дросельне регулювання застосовується також у випадку необхідності забезпечення роботи декількох гідродвигунів у регульованих режимах. Такі гідроприводи отримали назву „чутливі до навантаження” [5, 6].

5.1 Об'ємне регулювання швидкості

Гідроприводи з об'ємним регулюванням швидкості (ГОР) можуть бути з регульованим насосом (схема на рис. 5.1, а), з регульованим мотором (рис. 5.1, б), а також з двома регульованими гідромашинами – насосом і мотором (рис. 5.1, в).

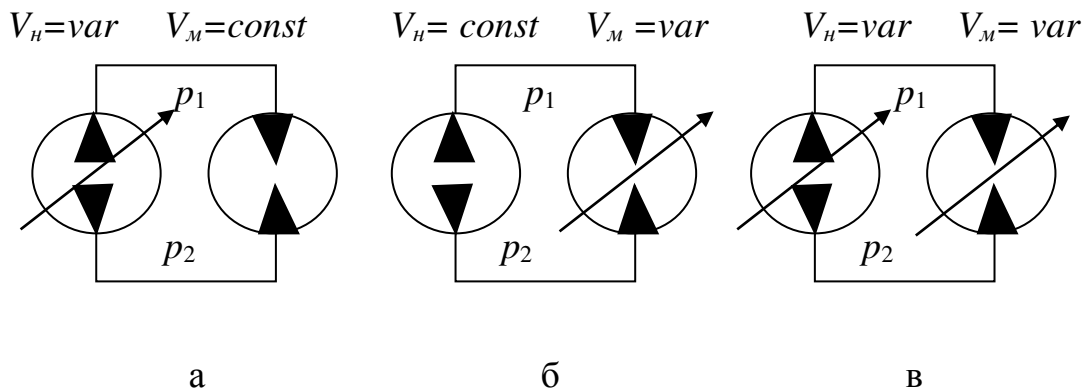


Рисунок 5.1 – Гідроприводи з об’ємним регулюванням швидкості

У першому випадку за гідродвигун може бути гідроциліндр.

Як правило, насоси працюють більш ефективно в достатньо малому інтервалі частот n_n обертання вала насоса. Тому регулювання витрати насоса шляхом змінювання частоти обертання приводного вала застосовується нечасто. Будемо вважати, що $n_n = const$, а регулювання подачі в схемах на рис. 5.1 здійснюється тільки за рахунок $V_n = var$. Тоді для схеми на рис. 5.1, а з умови нерозривності потоку рідини в трубопроводах маємо

$$n_n \cdot V_n \cdot \eta_{он} = n_m \cdot V_m \cdot \eta_{ом}^{-1}, \quad (5.1)$$

звідки

$$n_m = n_n \frac{V_n}{V_m} \eta_{он} \eta_{ом}. \quad (5.2)$$

Як випливає з (5.2), теоретично $n_m \rightarrow 0$, коли $V_n \rightarrow 0$, але відомо, що мінімальне стале значення подачі Q_n насоса обмежене при дуже малих V_n , обмежене також мінімальне допустиме значення частоти обертання $n_{m_{min}}$ гідромотора. Обмежена конструкцією гідромотора і максимальна частота обертання $n_{m_{max}}$. Звідси, інтервал регулювання швидкості

$$\delta_{n_m} = n_{m_{max}} - n_{m_{min}}, \quad (5.3)$$

а глибина регулювання

$$i_m = \frac{n_{m_{max}}}{n_{m_{min}}}. \quad (5.4)$$

В залежності від типорозміру гідромотора і його якості порядок цих величин для схеми на рис. 5.1, а приблизно дорівнює

$$\delta_{n_m} \approx 15...40 \text{ об/с}, \quad i_m = 10^2 \dots 3 \cdot 10^2.$$

Об'ємні втрати як в насосі, так і в моторі оцінюються величиною $\eta_{ом} \cdot \eta_{он} = 0,8...0,95$; тобто, від 5% до 20% інтервалу регулювання втрачається внаслідок витоків в насосі і гідромоторі.

Формула (5.2) справедлива і для схем на рис. 5.1, б і 5.1, в, але для останньої $i_m = 0,8 \cdot 10^3 \dots 1,2 \cdot 10^3$, тобто глибина регулювання майже на порядок більша, ніж у випадку регулювання тільки однієї з двох гідромашин – насоса або гідромотора.

Максимальна частота обертання гідромотора для схеми на рис. 5.1, в

$$n_{m_{max}} = n_n \cdot \frac{V_{H_{max}}}{V_{M_{min}}} \eta_{он} \cdot \eta_{ом}, \quad (5.5)$$

мінімальна частота обертання

$$n_{m_{min}} = n_n \cdot \frac{V_{H_{min}}}{V_{M_{max}}} \eta_{он} \cdot \eta_{ом}, \quad (5.6)$$

глибина регулювання

$$i_m = \frac{V_{H_{max}} \cdot V_{M_{max}}}{V_{H_{min}} \cdot V_{M_{min}}}. \quad (5.7)$$

Основною перевагою об'ємного регулювання швидкості є високий ККД практично в усьому діапазоні регулювання, що дуже важливо в умовах сучасної енергетичної кризи.

Недоліком є підвищена складність застосування гідромашин, що приводить до збільшення їх вартості, габаритів, маси та деякого зниження надійності й ресурсу роботи. Проте, враховуючи важливе значення ресурсозбережних технологій, застосування об'ємного регулювання швидкості досить перспективне, а для потужностей $P > 2...5$ кВт – це єдиний раціональний метод керування гідроприводами.

Об'ємне регулювання швидкості застосовується в гідроприводах протяжних верстатів, ковальсько-пресовому обладнанні та інших потужних технологічних машинах.

5.2 Дросельне регулювання швидкості

Гідроприводи з дросельним регулюванням швидкості в найпростішому виконанні наведені на рис. 5.2 і містять ВК з насосом Н постійної подачі і нерегульованим гідродвигуном, наприклад, гідроциліндром ГЦ, а також розподільник Р, фільтр Ф і два РГА: переливний клапан КП і дросель Др, завдяки якому здійснюється регулювання швидкості поршня гідроциліндра. На рис. 5.2 наведені три варіанти включення дроселя: на вході в гідроциліндр (рис. 5.2, а), на виході з гідроциліндра (рис. 5.2, б) і паралельно гідроциліндру (рис. 5.2, в).

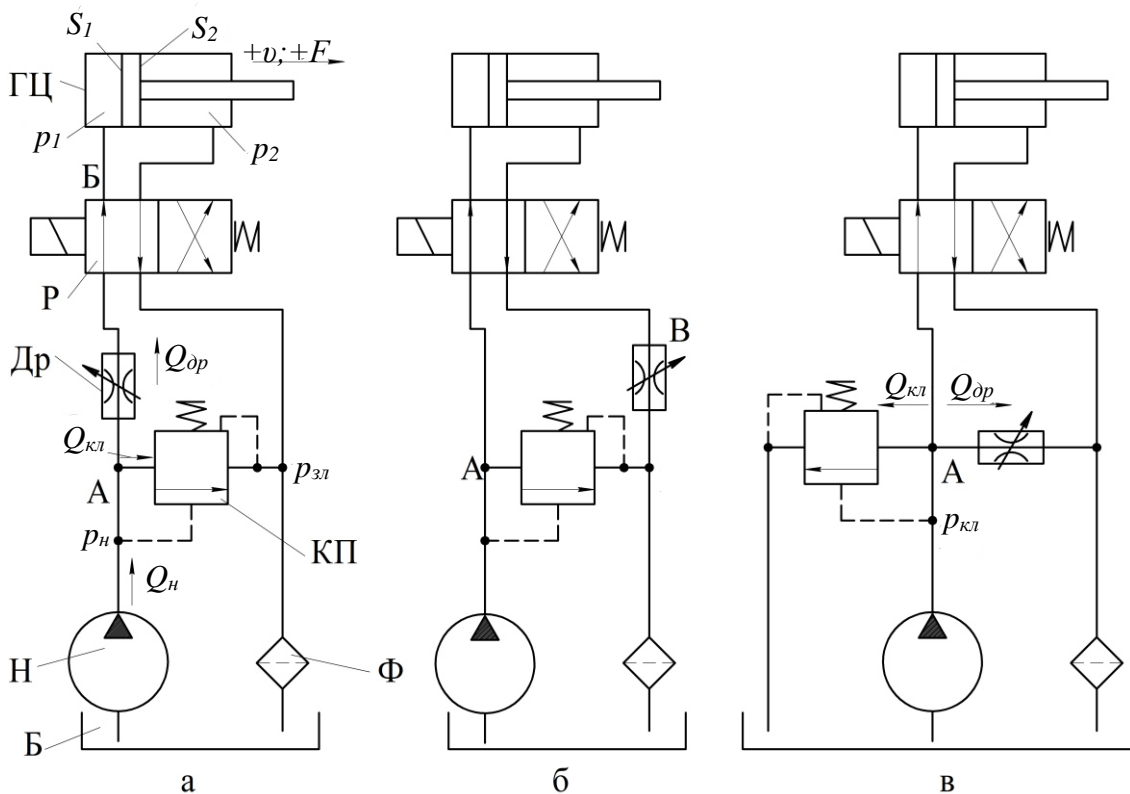


Рисунок 5.2 – Схеми дросельного регулювання швидкості гідроприводу:

- а – дросель на вході в гідроциліндр;
- б – дросель на виході;
- в – дросель паралельно гідроциліндру.

Якщо закрити дросель на вході в гідроциліндр, то тиск p_n на виході насоса Н відкріє клапан КП і вся витрата Q_n насоса буде дроселюватися через клапан на зливання (через фільтр Ф), тобто $Q_n = Q_{кл}$, а витрата Q_u , яка надходить до гідроциліндра, буде дорівнювати $Q_u = 0$. Швидкість поршня $v = 0$. Відкриваючи дросель, ми пропускаємо через робоче вікно певну витрату Q_u , але частина подачі насоса, як і раніше, буде дроселюватися

через клапан на зливання. Рівняння нерозривності потоку рідини для перерізу трубопроводу в точці А буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} Q_n &= Q_{dp} + Q_{кл}, \\ Q_{dp} &= Q_u, \end{aligned} \quad (5.8)$$

а швидкість поршня

$$v = \frac{Q_u}{S_1} = \frac{Q_n - Q_{кл}}{S_1}. \quad (5.9)$$

Регулюючи площу робочого вікна дроселя (відкриття дроселя), можна змінювати співвідношення між потоками $Q_u=Q_{dp}$ і $Q_{кл}$. Максимальне значення швидкості v_{max} відповідає такому відкриттю дроселя, при якому $Q_{кл}=0$, а $v = \frac{Q_n}{S_1}$. Оскільки енергія потоку, спрямованого

через клапан на зливання, корисної роботи не виконує, то чим більший $Q_{кл}$, тим менший ККД розглядуваного гідроприводу. Звідси випливає, що всі режими, при яких $v < v_{max}$, реалізуються при низьких ККД дросельного гідроприводу.

Розглянемо статичну характеристику ГП за схемою на рис. 5.2, а, тобто залежність

$$v = f(f_{dp})_F = const. \quad (5.10)$$

Для цього використаємо такі співвідношення: рівняння нерозривності потоку рідини для перерізу нагнітального трубопроводу в точці Б

$$Q_{dp} = Q_u \quad (5.11)$$

або

$$Q_{dp} = v \cdot S_1;$$

рівняння витрати рідини через дросель витікає з рівняння 2.43.

$$Q_{dp} = f_{dp} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_1)}, \quad (5.12)$$

де $\mu = \sqrt{\frac{l}{\xi}}$ – коефіцієнт витрат; p_n – тиск на виході з насоса (при відкритому клапані $p_n=const$); p_1 – тиск у першій (поршневій) порожнині

гідроциліндра (при цьому припускається, що трубопроводи мають невелику протяжність, оптимальний діаметр і втратами тиску в них та в розподільнику можна знехтувати);
рівняння сил на штоці гідроциліндра

$$F = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2, \quad (5.13)$$

де F – зусилля, розвинуте поршнем без врахування сил тертя; p_1 – тиск в штоковій порожнині (з урахуванням раніше зробленого спрощення і, вважаючи опір фільтра невеликим, можемо прийняти $p_2=0$).

Тоді з (5.11), (5.12) і (5.13) отримаємо рівняння статичної характеристики за (5.10).

$$v = \frac{f_{dp}}{S_1} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_n - \frac{F}{S_1} \right)}. \quad (5.14)$$

Аналіз залежності (5.14) дозволяє зробити висновки:

- швидкість поршня v прямо пропорційна площі f_{dp} робочого вікна дроселя, але за умови, що $p_n=const$, тобто клапан ПК відкритий;
- із збільшенням зусилля F (тобто, зі збільшенням навантаження на шток гідроциліндра) швидкість v зменшується, тобто, розглядуваний ГП має нежорстку характеристику (швидкість v суттєво залежить від F);
- компенсувати „просадку” швидкості, викликану збільшенням навантаження, можна відповідним збільшенням площі f_{dp} і навпаки, тобто так, щоб при цьому $v=const$ – це і є принцип автоматичної стабілізації швидкості ГП (витрати Q_u), який здійснюється регуляторами витрати, наприклад, МПГ55-2 (див. рис. 4.11).

Рівняння (5.14) отримане для одного напрямку руху і „рухового” режиму, коли напрями v і F збігаються. Реверс поршня в схемах на рис. 5.2 виконується двопозиційним чотирилінійним гідророзподільником Р з електромеханічним керуванням. Розглядаючи по черзі обидва напрями руху, можна побудувати графіки статичних характеристик за рівнянням (5.14). Вони наведені на рис. 5.3. Максимально можливе значення швидкості $v = \frac{Q_n}{S_1}$ відповідає відкриттю дросельного вікна за умови, що

зусилля на штоці $F=F_1=0$, клапан при цьому закривається і $Q_{кл}=0$. При відкриванні дроселя ($f_{dp} \geq f_{dp_{max1}}$ і $F=0$) швидкість v поршня не змінюється, тобто регулювання швидкості в цьому випадку неможливе.

Якщо $F > 0$, наприклад, $F = F_2$, то, як впливає з (5.14) і рис. 5.3, максимальне значення v_{max} швидкості досягається при відкриттях $f_{\partial p} \geq f_{\partial p_{max2}}$.

Максимальна крутість статичної характеристики має місце при $F = 0$ і характеризується коефіцієнтом посилення за швидкістю C_a

$$C_a = \frac{dv}{df_{\partial p}}, \quad (5.15)$$

тобто

$$C_a = \frac{\mu}{S_1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_n}, \quad (5.16)$$

звідки випливає, що для збільшення чутливості розглядуваного ГП з дроселем на вході необхідно підвищувати тиск p_n настроювання клапана.

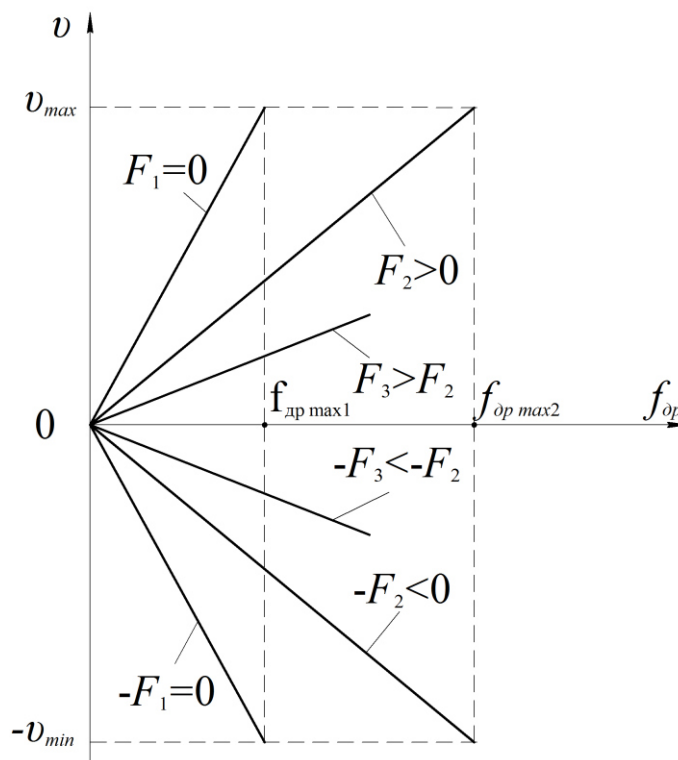


Рисунок 5.3 – Графік статичних характеристик ГП з дроселем на вході та на виході гідродвигуна

Для схеми з дроселем на виході гідродвигуна (див. рис. 5.2, б) використаєм рівняння нерозривності потоку рідини для перерізу трубопроводу в точці В

$$Q_u = Q_{dp} \text{ або } v \cdot S_2 = Q_{dp}, \quad (5.17)$$

рівняння витрати рідини через дросель

$$Q_{dp} = f_{dp} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_2 - p_{3л})}, \quad (5.18)$$

а також рівняння (5.13) сил на штоці.

Із (5.17), (5.18) і (5.13) випливає, що при $p_{3л} \rightarrow 0$ і $p_1 = p_H$

$$v = \frac{f_{dp}}{S_2} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(\frac{p_H \cdot S_1}{S_2} - \frac{F}{S_2} \right)}. \quad (5.19)$$

В свою чергу, коефіцієнт підсилення за швидкістю для ГП з дроселем на виході гідродвигуна

$$C_{\bar{v}} = \frac{\mu}{S_2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_H \cdot \frac{S_1}{S_2}}. \quad (5.20)$$

Оскільки $S_2 < S_1$, то $C_{\bar{v}} > C_a$, тобто при встановленні дроселя за схемою на рис. 5.2, б чутливість ГП до варіацій f_{dp} більша.

Для схеми з дроселем підключеним паралельно гідродвигуну (див. рис. 5.2, в) рівняння нерозривності потоку рідини для перерізу трубопроводу в точці А

$$Q_H = Q_u + Q_{dp} + Q_{кл} \text{ чи } Q_H = v \cdot S_1 + Q_{dp} + Q_{кл}. \quad (5.21)$$

Розглядуваний ГП звичайно експлуатується в режимах, коли клапан КП закритий, тобто $p_1 < p_k$, де p_k – тиск настроювання клапана, який виконує в цій схемі роль запобіжного. Звідси випливає, що $Q_{кл} = 0$.

Рівняння витрати рідини через дросель має вигляд

$$Q_{dp} = f_{dp} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_{3л})}. \quad (5.22)$$

Враховуючи (5.21), (5.22) і (5.13), та при $p_{3л} \rightarrow 0$ отримуємо рівняння статичної характеристики ГП за схемою на рис. 5.2, в.

$$v = \frac{Q_n}{S_1} \cdot \frac{f_{dp}}{S_1} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{F}{S_1}}. \quad (5.23)$$

Графік статичної характеристики за рівнянням (5.23), наведений на рис. 5.4, істотно відрізняється від графіка на рис. 5.3. Максимальне значення швидкості досягається при повністю закритому дросельному вікні, тобто коли $f_{dp}=0$. При відсутності навантаження ($F=0$) розглядуваний ГП не регулюється.

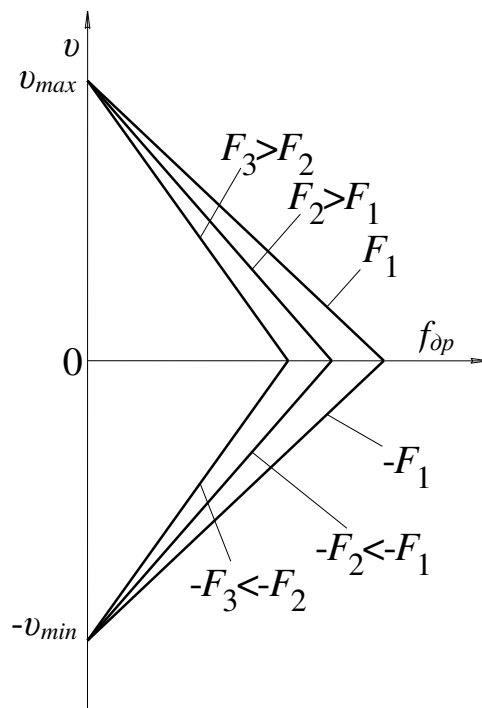


Рисунок 5.4 – Графік статичних характеристик ГП з дроселем “паралельно” гідродвигуну

Коефіцієнт підсилення за швидкістю для ГП з дроселем паралельно гідродвигуну дорівнює

$$C_v = -\frac{\mu}{S_1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{F}{S_1}}, \quad (5.24)$$

тобто, чим більше навантаження на штоці гідроциліндра (більше F), тим більший C_v і ГП чутливіший до варіацій f_{dp} .

Викликають інтерес енергетичні характеристики ГП за схемами на рис. 5.2.

Потужність на виході ГП

$$P_{вих} = F_i \cdot v_i, \quad (5.25)$$

а потужність на вході

$$P_{ex} = Q_n \cdot p_n. \quad (5.26)$$

Звідки ККД $\eta_{\Sigma a}$ дорівнює

$$\eta_{\Sigma a} = \frac{F_i \cdot v_i}{Q_n \cdot p_n}. \quad (5.27)$$

Запишемо (5.27) у вигляді

$$\eta_{\Sigma a} = \frac{F_i \cdot v_i}{\frac{Q_n}{S_1} \cdot p_n \cdot S_1} = \frac{F_i}{F_{max}} \cdot \frac{v_i}{v_{max}}, \quad (5.28)$$

оскільки

$$\frac{Q_n}{S_1} = v_{max}, \text{ а } p_n \cdot S_1 = F_{max}.$$

Таким чином, чим більше зусилля F , розвинуте поршнем до максимально можливого зусилля F_{max} , а швидкість v_i – до максимально можливої швидкості v_{max} , тим вищий ККД ГП за рис. 5.2, а. Коли $F_i \cdot v_i \rightarrow F_{max} \cdot v_{max}$, то $\eta_{\Sigma a} \rightarrow 1$, як впливає з (5.14), при цьому $f_{dp} \rightarrow \infty$.

Аналогічна енергетична характеристика ГП за рис. 5.2, б. Для ГП за схемою на рис. 5.2, в формула для $\eta_{\Sigma b}$ має вигляд

$$\eta_{\Sigma b} = \frac{F_i \cdot v_i}{Q_n \cdot p_1}. \quad (5.29)$$

Оскільки

$$\frac{F}{p_1} = S_1, \text{ а } \frac{Q_n}{S_1} = v_{max}, \text{ то } \eta_{\Sigma b} = \frac{v_i}{v_{max}}, \quad (5.30)$$

тобто, чим ближча швидкість v_i до максимально можливої швидкості v_{max} , тим більший ККД ГП з дроселем, установленим паралельно гідродвигуну; навантаження F на величину ККД у даному випадку не впливає, отже ГП з дроселем установленим паралельно гідродвигуну енергетично більш доцільний, ніж ГП з дроселем установленим на вході або на виході гідродвигуна.

Вище говорилося, що найпростіші схеми дросельного регулювання швидкості, наведені на рис. 5.2, мають нежорстку характеристику, тобто зі

збільшенням навантаження швидкість гідродвигуна зменшується. Стабілізація встановленого значення швидкості можлива шляхом автоматичного регулювання величини площі $f_{др}$ робочого вікна дроселя в залежності від навантаження на ГП. Для цього використовуються регулятори витрати, наприклад, МПГ 55-2, конструкція якого наведена на рис. 4.11.

Два варіанти ГП з регулятором витрати наведені на рис. 5.5.

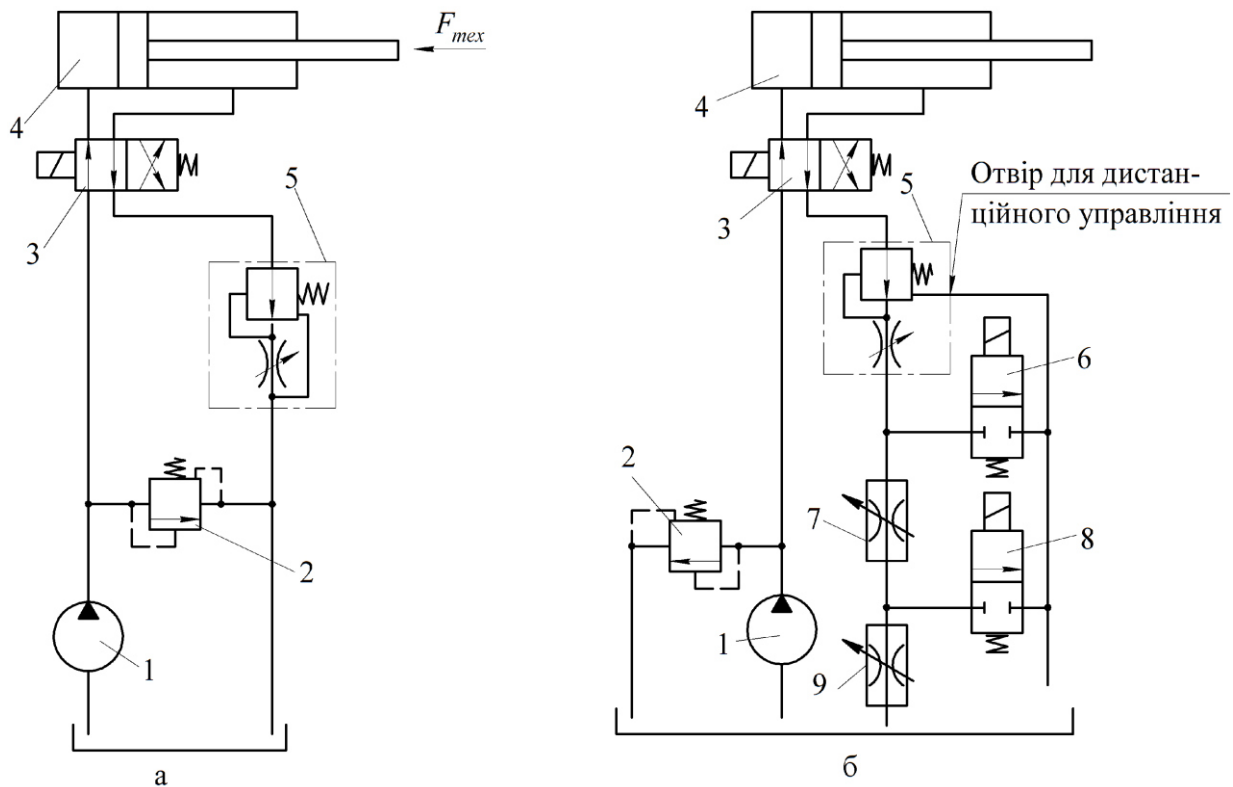


Рисунок 5.5 – Дросель регулювання швидкості ГП з регулятором витрати:
 а – схема з одним регульованим дроселем регулятора;
 б – схема з дистанційним переключенням і трьома дроселями

В схемі на рис. 5.5, а робоча рідина подається насосом 1 через гідророзподільник 3 у безштокову порожнину гідроциліндра 4, переміщуючи поршень зліва направо. Із штокової порожнини рідина витискується через гідророзподільник і регулятор витрати 5 в бак. Клапан 2 підтримує постійний тиск на виході насоса, тобто, в робочому режимі якась частина витрати насоса дроселюється на зливання через клапан.

У відповідності з умовним позначенням регулятора витрати 5 потік, витиснутий зі штокової порожнини, проходить через регульований дросель регулятора, а перепад тиску на дроселі підводиться до торців підпружиненого золотника регулятора (на схемі – стрілка) і, переміщуючи його, підтримує постійність цього перепаду, тобто витрати через дросель регулятора.

Схема на рис. 5.5, б відрізняється тим, що містить додаткові регульовані дроселі 7 і 9, включені послідовно з основним дроселем регулятора, а також два двопозиційних гідророзподільники 6 і 8 з електромагнітним керуванням. При включенні гідророзподільника 6 дроселі 7 і 9 шунтуються, і потік рідини, що витискується з гідроциліндра, проходить через основний дросель регулятора 5, а потім прямує на зливання.

Аналогічно, при включенні гідророзподільника 8 шунтується дросель 9, а витрата рідини визначається настроюванням послідовно включених основного дроселя і дроселя 7. При виключених гідророзподільниках витрата визначається настроюванням всіх трьох дроселів. Таким чином, можливе дистанційне керування трьома ступенями швидкості руху поршня.

5.3 Об'ємно-дросельне регулювання швидкості

В гідроприводах з об'ємно-дросельним регулюванням швидкості використовують дросельні регулятори потоку та регульовані насоси. В разі використання в них логічних клапанів, що подає сигнал від найбільш навантаженого гідродвигуна для керування насосом, такі гідроприводи називають „чутливими до навантаження”.

Гідропривод, чутливий до навантаження, з об'ємно-дросельним регулюванням швидкості наведений на рис. 5.6 [6].

Гідропривод містить регульований насос 1 з регулятором 2, секційний розподільник 3 з пропорційним електромагнітним керуванням та гідроциліндри 4, 5. При відключених гідроциліндрах тиск p_c в гідролінії 6 буде дорівнювати атмосферному, оскільки лінія 6 через логічні клапани 7 та 9 зв'язана з гідробаком 10. Регулятор 2 при цьому забезпечує величину тиску $p_n = 1,4 \dots 1,7$ МПа, на який налаштована пружина золотника 11, витрата Q_n регульованого насоса 1 буде незначною і компенсує витоки в насосі та розподільнику. Втрати потужності в гідроприводі $N_e = Q_n \cdot p_n$ при цьому будуть незначними.

При підключенні до регульованого насоса 1 гідроциліндра 5 робоча рідина буде проходити до гідроциліндра через регулятор потоку 12 та розподільний золотник 16. Робоча рідина під тиском p_2 , величина якого визначається навантаженням T_2 на штоці гідроциліндра 5, через логічні клапани 9 та 7 надійде в гідролінію 6. При цьому золотник 11, на який діє тиск $p_c = p_2$, та пружина 18 будуть визначати тиск p_n на виході регульованого насоса

$$p_n = p_c + \frac{c \cdot H_{np}}{F_p} = p_2 + \frac{c \cdot H_{np}}{F_p} \quad (5.31)$$

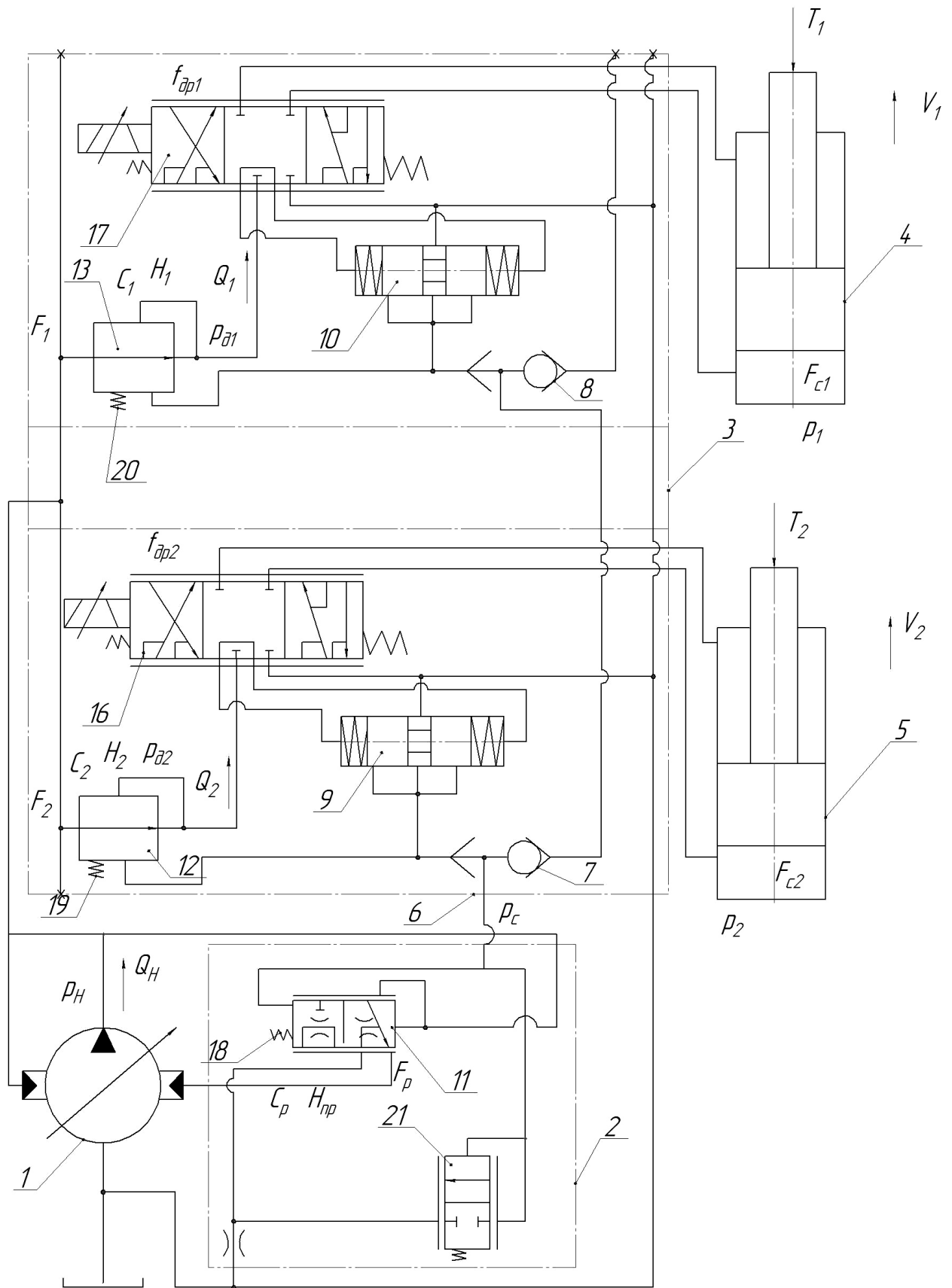


Рисунок 5.6 – Гідропривод з об'ємно-дросельним регулюванням швидкості

де c – жорсткість пружини 18;
 H_{np} – попереднє стиснення пружини 18;
 F_p – площа торця золотника 11.

Величина витрати Q_2 , що буде надходить через регулятор витрати 12 та золотник 16, визначається за формулою:

$$Q_2 = \mu \cdot f_{op2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_2)}{\rho}}. \quad (5.32)$$

Підставивши (5.31) в (5.32) отримаємо

$$Q_2 = \mu \cdot f_{op2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot c \cdot H_{np}}{\rho \cdot F_p}}. \quad (5.33)$$

Таким чином, величина витрати Q_2 , що надходить від регульованого насоса 1 до гідроциліндра 5, не буде залежати від величини навантаження T_2 , що діє на шток гідроциліндра 5, а тільки від величини площі f_{op} робочого вікна золотника 16. Величина швидкості V_2 руху поршня гідроциліндра 5 при цьому визначається як

$$V_2 = \frac{Q_2}{F_{c2}}, \quad (5.34)$$

де F_{c2} – площа поршня гідроциліндра.

У випадку збільшення (зменшення) навантаження T_2 на штоці гідроциліндра 5 буде зменшуватись (збільшуватись) величина V_2 швидкості руху поршня. При цьому будуть збільшуватись (зменшуватись) тиски p_2 , p_n та p_c . Рівновага золотника 11 буде порушуватись і він буде переміщуватись, приводячи значення тисків p_2 , p_n та p_c у відповідність з новим значенням навантаження T_2 таким чином, що буде відновлюватись величина V_2 швидкості руху поршня гідроциліндра 5.

При підключенні до регульованого насоса 1 гідроциліндра 4 (одночасно з працюючим гідроциліндром 5), який долає навантаження t_1 , менше за величиною ніж навантаження T_2 на штоці гідроциліндра 5, частина витрати Q_1 від витрати насоса Q_n буде надходити через регулятор потоку 13 та розподільний золотник 17 до гідроциліндра 4. Робоча рідина під тиском p_1 через логічний клапан 10 буде поступати до регулятора

поток, який знаходиться під дією пружини 20 буде створювати тиск p_{o1} , що буде визначатись за формулою

$$p_{o1} = p_1 + \frac{c_1 \cdot H_1}{F_1}, \quad (5.35)$$

де c_1 – жорсткість пружини 20;

H_1 – попереднє стиснення пружини 20;

F_1 – площа торця регулятора потоку 13.

Величина витрати Q_1 , що буде надходити через регулятор витрати 13 та розподільний золотник 17 до гідроциліндра 4 буде визначатись за формулою:

$$Q_1 = \mu \cdot f_{op1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot c_1 \cdot H_1}{\rho \cdot F_1}}. \quad (5.36)$$

Згідно з формулою (5.36) витрата Q_1 залежить тільки від величини f_{op1} площі відкриття золотника 17. Витрата Q_1 буде визначати швидкість $V_1 = \frac{Q_1}{F_{c1}}$ руху поршня гідроциліндра 4, яка не буде залежати від величини t_1 зусилля на штоці. Змінюючи площу f_{op1} можна регулювати величину V_1 швидкості руху поршня гідроциліндра 4.

При зміні співвідношень навантажень на гідроциліндрах $t_1 > T_2$ тиск p_1 буде більшим від тиску p_2 і через логічні клапани 10, 8 та 7 робоча рідина під тиском p_1 буде надходити в гідролінію 6, при цьому тиск p_c буде рівним тиску p_1 і величина тиску p_n на виході регульованого насоса 1 буде визначатись за формулою:

$$p_n = p_1 + \frac{c_p H_{np}}{F_p}. \quad (5.37)$$

В цьому випадку величина витрати Q_1 , що надходить від регульованого насоса 1 до гідроциліндра 4 буде визначатись за формулою:

$$Q_1 = \mu \cdot f_{op1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot c_p \cdot H_{np}}{\rho \cdot F_p}}, \quad (5.38)$$

а величина витрати Q_2 , що надходитиме від регульованого насоса 1 до гідроциліндра 5, буде визначатись за формулою:

$$Q_2 = \mu \cdot f_{op2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot c_2 \cdot H_2}{\rho \cdot F_2}}, \quad (5.39)$$

де c_2 – жорсткість пружини 19 регулятора потоку 12;

H_2 – попереднє стиснення пружини 19;

F_2 – площа торця золотника регулятора потоку 12.

Витрата насоса Q_H буде визначатись як сума витрат

$$Q_H = Q_1 + Q_2 + Q_y, \quad (5.40)$$

де Q_y – витрата необхідна для роботи регулятора насоса 2.

Зазвичай витрата Q_y не перевищує (5...7)% від величини витрати Q_H регульованого насоса 1. Оскільки витрата Q_y незначна, а тиск на виході насоса p_H визначається поточним значенням тиску на вході найбільш навантаженого гідроциліндра, то втрати потужності в гідроциліндрі з об'ємно-дросельним гідроприводом будуть зменшені в порівнянні з гідроприводом дросельного регулювання.

Структура втрат потужності в гідроприводі з об'ємно-дросельним регулюванням при роботі від регульованого насоса одного гідроциліндра показана на рис. 5.7.

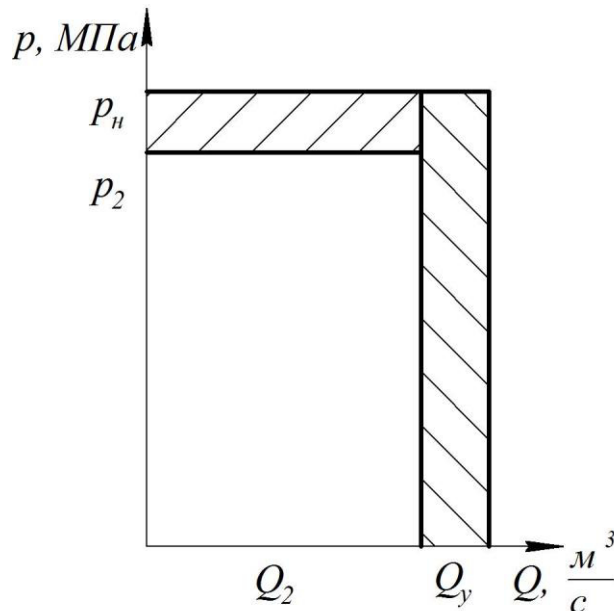


Рисунок 5.7 – Розподіл потужності в об'ємно-дросельному гідроприводі при роботі від регульованого насоса одного гідроциліндра

Втрати потужності на дроселювання робочої рідини на регуляторі потоку 12 та на золотнику 16 визначаються за формулою

$$N'_e = Q_2 \cdot (p_n - p_2). \quad (5.41)$$

Втрати потужності, обумовлені витратою Q_y через регулятор 2, визначаються за формулою

$$N''_e = Q_y \cdot p_n. \quad (5.42)$$

Корисна потужність

$$N_k = Q_2 \cdot p_2. \quad (5.43)$$

Ефективність роботи гідроприводу з об'ємно-дросельним регулюванням можна оцінити гідравлічним ККД:

$$\eta_z = \frac{N_k}{N_k + N'_e + N''_e} = \frac{p_2 \cdot Q_2}{p_n \cdot Q_n}. \quad (5.44)$$

Структура втрат потужності в гідроприводі з об'ємно-дросельним регулюванням при роботі від регульованого насоса одночасно двох гідроциліндрів 4 та 5 наведена на рис. 5.8.

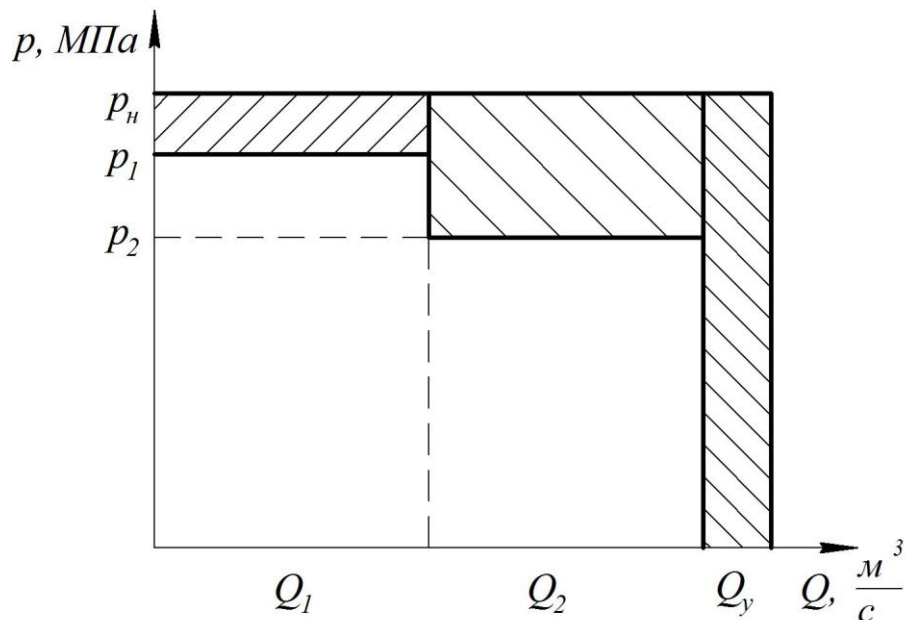


Рисунок 5.8 – Розподіл потужності в об'ємно-дросельному гідроприводі при одночасній роботі від регульованого насоса двох гідроциліндрів

Втрати потужності на дроселювання на регуляторах потоку 12, 13 та розподільних золотниках 16, 17 визначаються за формулою

$$N'_g = Q_1 \cdot (p_n - p_1) + Q_2 \cdot (p_n - p_2). \quad (5.45)$$

Втрати потужності, обумовлені витратою Q_y через регулятор 2, визначаються за формулою (5.42).

Корисна потужність

$$N_K = Q_1 \cdot p_1 + Q_2 \cdot p_2, \quad (5.46)$$

а гідравлічний ККД:

$$\eta_z = \frac{N_K}{N_K + N'_g + N_g} = \frac{p_1 \cdot Q_1 + p_2 \cdot Q_2}{p_n \cdot Q_n}. \quad (5.47)$$

Гідравлічний ККД гідроприводу з об'ємно-дросельним регулюванням при одночасній роботі двох гідроциліндрів суттєво залежить від співвідношення величин витрат Q_1 та Q_2 , а також від співвідношення величин тиску p_1 та p_2 , які визначаються величинами навантажень t_1 та T_2 на штоках гідроциліндрів.

Залежність величини витрати Q_1 через розподільний золотник 12, при зміні величини тиску p_1 на вході в гідроциліндр 4 та при співвідношенні навантажень $t_1 < T_2$ наведено на рис. 5.9.

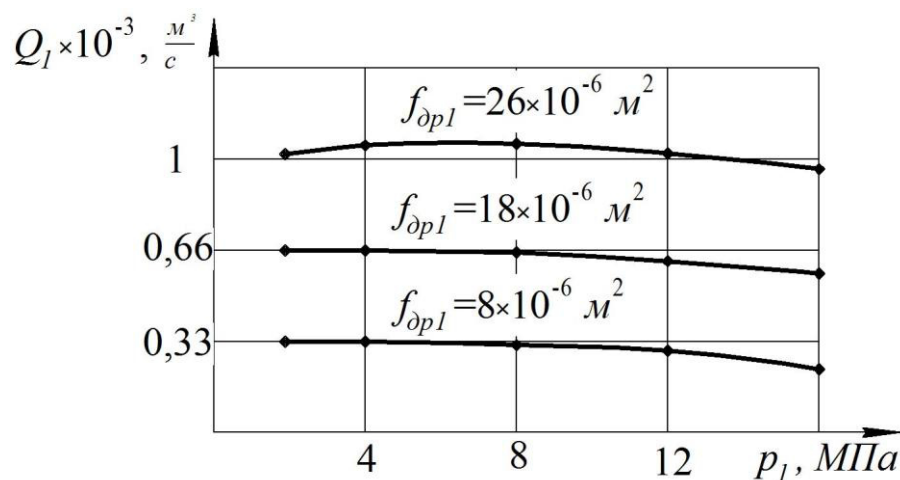


Рисунок 5.9 – Залежність величини витрати Q_1 від тиску p_1 при співвідношенні навантажень на гідроциліндрах $t_1 < T_2$

Залежність величини витрати Q_2 через розподільний золотник 13 при зміні величини тиску p_2 на вході в гідроциліндр 5 та при співвідношенні навантажень $t_1 < T_2$ наведено на рис. 5.10.

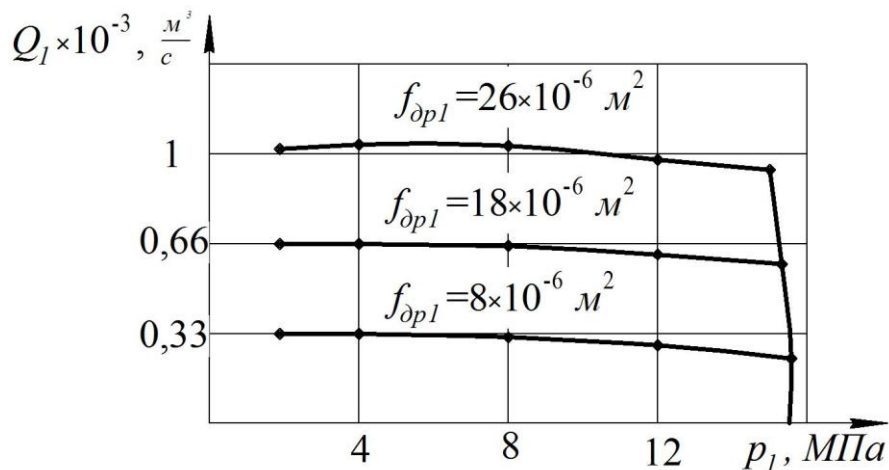


Рисунок 5.10 – Залежність величини витрати Q_2 від тиску p_2 при співвідношенні навантажень на гідроциліндрах $t_1 < T_2$

Залежності величини витрат Q_1 , Q_2 від величини тиску p_1 , p_2 на вході в гідроциліндри, які залежать від навантажень на штоках, наведені на рис. 5.9 та 5.10, показують, що в гідроприводах об'ємно-дросельного регулювання, чутливих до навантаження, забезпечується стабілізація швидкості руху поршнів гідроциліндрів при зміні величини навантаження в певних діапазонах. При досягненні величини тиску p_2 граничного значення, що визначається настроюванням запобіжного золотника 21, рух поршня найбільш навантаженого гідроциліндра 5 буде припинено і витрата Q_n буде зменшена. При цьому рух поршня гідроциліндра 4, що знаходиться під дією меншого за величиною навантаження t_1 буде продовжуватись з настроєною швидкістю V_1 .

Стабілізація швидкостей V_1 та V_2 руху поршнів гідроциліндрів буде забезпечуватись також при зміні співвідношення величин навантажень $t_1 > T_2$.

На рис. 5.11 наведена залежність величини витрати Q_2 до гідроциліндра 5 від величини ходу h_2 золотника 13, яка ілюструє пропорційність керування швидкістю руху поршня гідроциліндра.

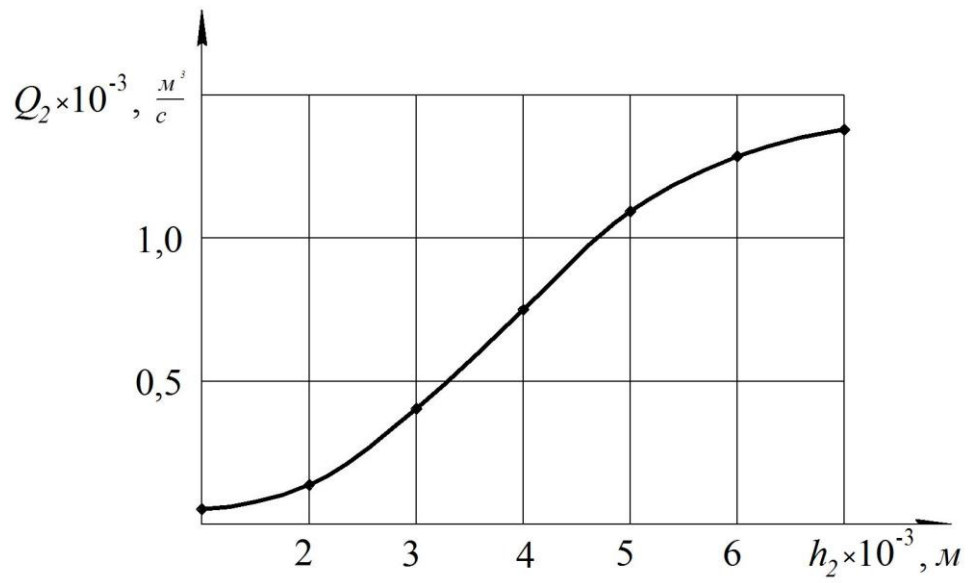


Рисунок 5.11 – Залежність величини витрати до гідроциліндра від величини ходу розподільного золотника

6 СЛІДКУВАЛЬНІ ГІДРОПРИВОДИ

Слідкувальні приводи (СП) – електричні, гідравлічні і електрогідравлічні – широко застосовуються в автоматизованих машинах різного призначення: металорізальних верстатах, авіаційній і космічній техніці, корабельних системах, сільськогосподарських машинах.

Всі СП, незалежно від виду енергетичного потоку, використаного в них, можна передати функціональною схемою, наведеною на рис. 6.1.

Сигнал управління $x(t)$ (вхідний сигнал) і сигнал $y(t)$ (сигнал на виході) надходять у суматор, в якому формується помилка (неузгодження) $\varepsilon(t)$.

$$\varepsilon(t) = x(t) - y(t) \cdot \kappa_3, \quad (6.1)$$

де κ_3 - коефіцієнт негативного зворотного зв'язку.

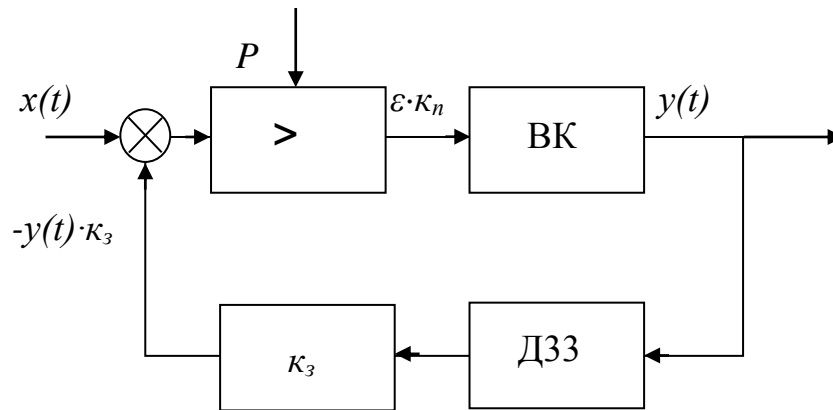


Рисунок 6.1 – Функціональна схема слідкувального приводу

Як впливає зі схеми на рис. 6.1, неузгодження $\varepsilon(t)$ після підсилення за потужністю (коефіцієнт посилення κ_n) надходить на вхід двигуна виконавчого контуру ВК, на виході якого формується $y(t)$ на сигнал $x(t)$.

Необхідний потік потужності P подається в підсилювач. За допомогою давача ДЗЗ зворотного зв'язку сигнал $y(t)$ надходить в канал зворотного зв'язку.

Співвідношення між сигналами $x(t)$ і $y(t)$, тобто масштаб відтворення слідкувальним приводом вхідної величини на виході СП в усталеному режимі визначається коефіцієнтом κ_3 .

Таким чином, СП відтворює на своєму виході інформаційний (малопотужний) сигнал керування у потрібному масштабі і з необхідною потужністю.

В слідкувальному приводі верстата це, як правило, переміщення різального інструменту відносно заготовки (або навпаки) за заданою траєкторією з необхідною точністю.

Гідравлічні слідкувальні приводи (ГСП) верстатів відрізняються, наприклад, від електричних тими ж перевагами і недоліками, що і ГП у цілому, однак їх можливості формування значних за величиною зусиль і моментів, відносна простота і точність обумовили досить широке застосування.

Розрізняють ГСП з дросельним керуванням, а також ГСП з об'ємним керуванням.

Особливо відзначимо електрогідравлічні слідкувальні системи, в яких може бути використаним як дросельний, так і об'ємний способи керування.

6.1 ГСП з дросельним керуванням

ГСП з дросельним керуванням містить ВК з гідромотором або гідроциліндром, систему керування у вигляді слідкувального гідророзподільника (гідророзподільника з пропорційним керуванням) та механізм негативного зворотного зв'язку. Слідкувальний гідророзподільник може містити одне робоче вікно (однокромковий слідкувальний золотник), два або чотири робочих вікна (відповідно дво- або чотирикромковий слідкувальний золотник), що визначає принципову схему ГСП.

Розглянемо схему ГСП з чотирикромковим золотником (рис. 6.2).

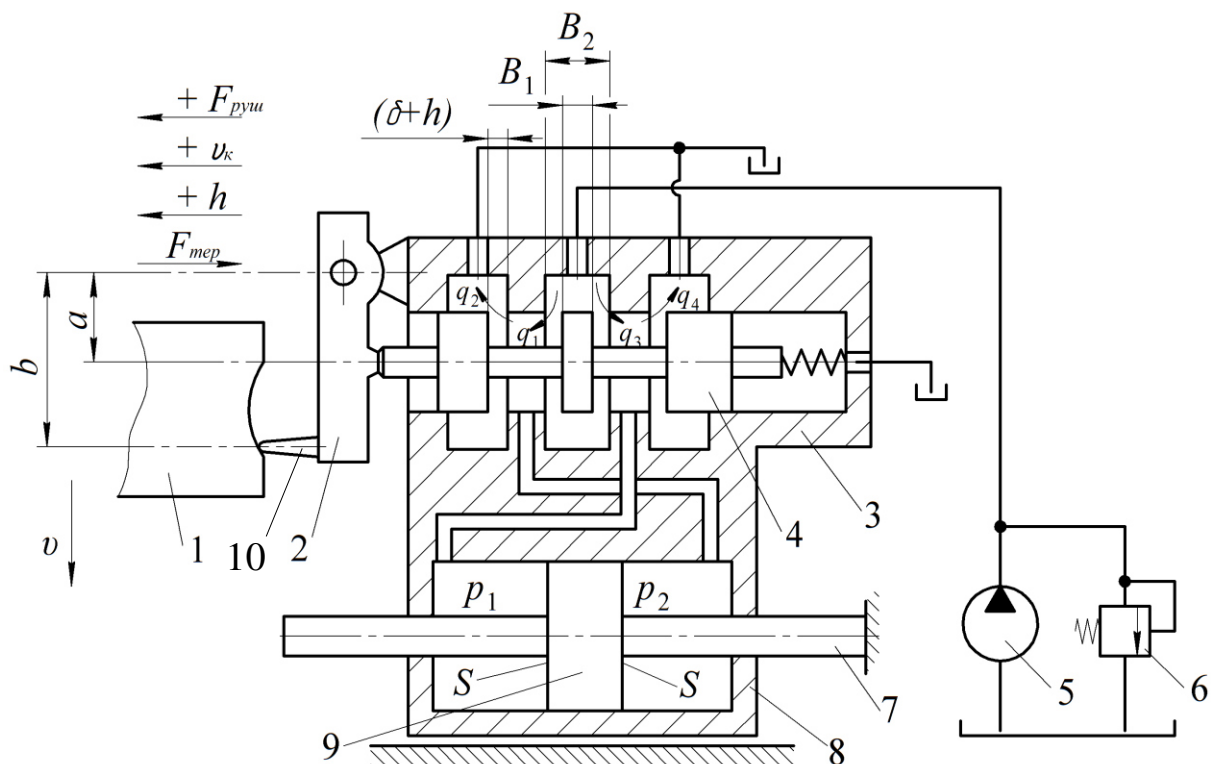


Рисунок 6.2 – Гідравлічний слідкувальний привод з чотирикромковим золотником

Стосовно роботи копіювального верстата процес слідкування за профілем копіра здійснюється таким чином. Насосна станція (позиції 5, 6) подає робочу рідину в центральну виточку корпусу 3, в якому міститься слідкувальний золотник 4. Відповідне переміщення золотника 4 задається копіром 1, який переміщується зі швидкістю задавальної подачі v_3 , через шуп 10 і важіль 2 з передаточним співвідношенням $i = \frac{a}{b}$. Звичайно робочі

кромки слідкувального золотника при його нейтральному положенні утворюють з виточками корпусу однакові відкриття або перекриття. У цьому випадку в порожнинах гідроциліндра 8 тиск $p_1=p_2$, і циліндр нерухомий відносно поршня 9, шток 7 якого закріплений. При зміщенні золотника з нейтрального положення утворюється перепад тиску відповідного знака. Жорсткий негативний зворотний зв'язок забезпечується тим, що корпус золотника і гідроциліндр скріплені разом.

Схема може бути виконана з позитивним перекриттям робочих вікон в золотнику ($B_1 < B_2$), з нульовим перекриттям ($B_1 = B_2$) і з негативним перекриттям ($B_1 > B_2$). У цьому випадку при зміщенні на величину δ слідкувального золотника 4 з нейтрального положення вліво $q_1=0$ і $q_4=0$.

Статичні характеристики розглядуваного ГСП можна розрахувати графоаналітичним методом з використанням характеристик гідросистеми у безрозмірних параметрах.

Нехтуємо виточками в системі і опором трубопроводів. Тоді при гострих робочих кромках золотника і золотникової втулки, постійній температурі робочої рідини можна записати таке рівняння нерозривності потоків:

$$Q = q_3 = q_2 = v \cdot S. \quad (6.2)$$

В свою чергу

$$q_3 = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot h_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p - p_1)},$$

$$q_2 = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot h_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_2},$$

звідки при $h_3=h_2=h$

$$p = p_1 + p_2, \quad (6.3)$$

де p – тиск на вході в золотник 3.

Рушійне зусилля, розвинуте поршнем, за умови незначної величини сил тертя дорівнює

$$F = (p_1 - p_2) \cdot S. \quad (6.4)$$

Із рівнянь (6.3) і (6.4) маємо

$$p = 2 \cdot p_2 - \frac{F}{S},$$

або

$$p = \frac{Q_c^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_3^2 \cdot \mu^2 \cdot h^2} + \frac{F}{S}. \quad (6.5)$$

Розглянемо рух поршня зі швидкістю v_{max} при $F=0$.

Зміщення золотника з нейтрального положення, відповідне цьому режиму слідкувального руху, позначимо h_{max} , а тиск на вході в систему $p=p_k$. Тоді

$$p_k = \frac{v_{max}^2 \cdot S^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_3^2 \cdot \mu^2 \cdot h_{max}^2}. \quad (6.6)$$

Розділимо рівняння (6.5) на (6.6) і отримаємо

$$\frac{p}{p_k} = \frac{\left(\frac{Q_c}{v_{max} \cdot S}\right)^2}{\left(\frac{h}{h_{max}}\right)^2} + \frac{F}{p_k \cdot S}. \quad (6.7)$$

Якщо позначити η_0 – об'ємний ККД насосної станції, $Q_{ном}$ – витрата насоса при p_{max} , то

$$h_{max} = \frac{Q_{ном}}{\pi \cdot d_3 \cdot \mu \cdot h} \cdot \left[1 - \frac{p_k}{p_{max}} \cdot (1 - \eta_0)\right] \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho \cdot p_k}}. \quad (6.8)$$

Рівняння (6.8) дозволяє будувати характеристики розглядуваного ГСП у безрозмірних координатах.

Статична характеристика розглядуваного гідромеханізму, побудована у безрозмірних координатах, наведена на рис. 6.3, де суцільні і штрихові криві відповідають різним насосним станціям.

Криві 1-12 побудовані відповідно для значень $\frac{F}{p_k \cdot S}$, які дорівнюють 0; 0,25; 0,5; 0,875; 0,93; 0,99; 0; -0,25; -0,5; -0,875; -0,93 і -0,99.

У випадку негативного перекриття при нейтральному положенні золотника, кромки золотника і втулки утворюють робочі вікна шириною δ .

Вважаючи золотник симетричним, отримуємо ширину кожного з вікон

$$\delta = \frac{B_1 - B_2}{2}. \quad (6.9)$$

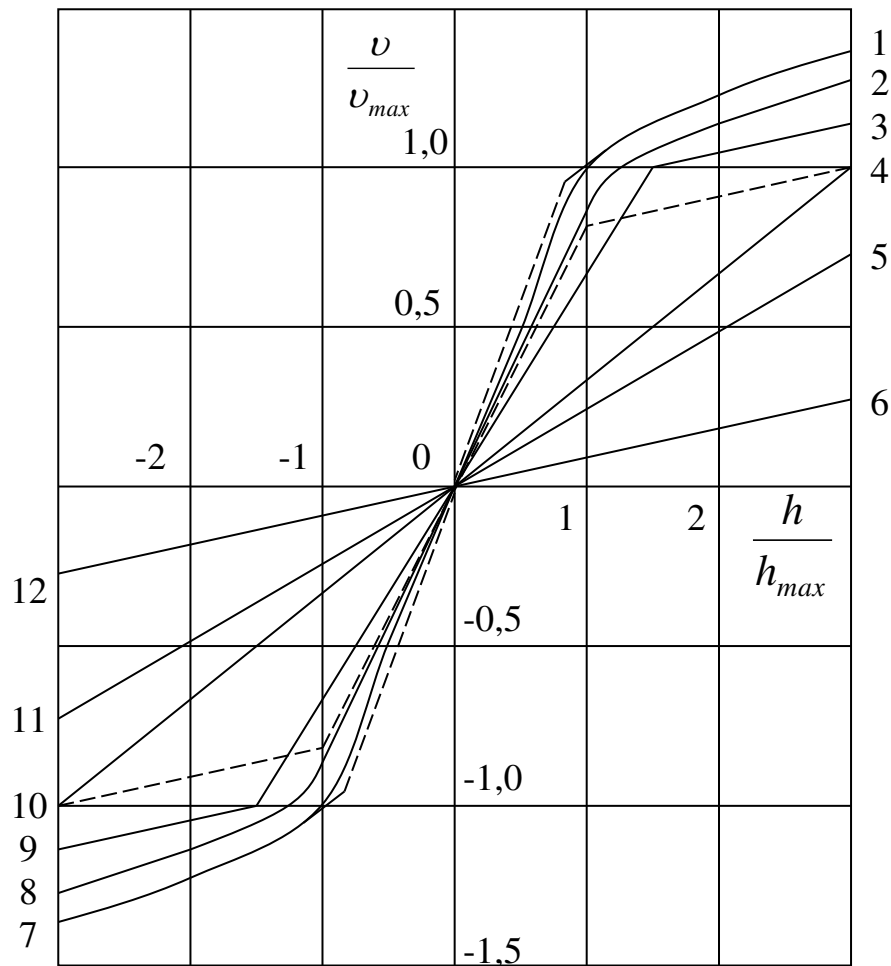


Рисунок 6.3 – Статичні характеристики ГСП з чотирикромковим золотником

Початкові формули для ГСП з чотирикромковим золотником записуються так

$$v \cdot S = q_3 - q_4; \quad (6.10)$$

$$Q_c = q_1 - q_3; \quad (6.11)$$

$$q_1 = \pi \cdot d_3 \cdot (\delta - h) \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_k - p_2)}; \quad (6.12)$$

$$q_4 = \pi \cdot d_3 \cdot (\delta - h) \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_1}; \quad (6.13)$$

$$p_1 - p_2 = \frac{F}{S}. \quad (6.14)$$

Спільне розв'язання цих рівнянь з урахуванням того, що $p_1 + p_2 = p$, дає

$$p = \frac{(Q_c - v \cdot S)^2 \cdot \rho}{4 \cdot \rho^2 \cdot d_3^2 \cdot (\delta - h)^2 \cdot \mu^2} - \frac{F}{S} \quad (6.15)$$

$$p = \frac{\rho}{8 \cdot \rho^2 \cdot d_3^2 \cdot \mu^2} \left[\frac{(Q_c - v \cdot S)^2}{(\delta - h)^2} + \frac{(Q_c - v \cdot S)^2}{(\delta + h)^2} \right], \quad (6.16)$$

$$F = \left[\frac{(Q_c - v \cdot S)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot d_3^2 \cdot (\delta - h)^2 \cdot \mu^2} - p \right] \cdot S \quad (6.17)$$

або

$$F = \left[\frac{(Q_c - v \cdot S)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot d_3^2 \cdot (\delta - h)^2} - \frac{(Q_c - v \cdot S)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot d_3^2 \cdot (\delta + h)^2} \right] \cdot \frac{S \cdot \rho}{2} \quad (6.18)$$

У нейтральному положенні золотника, коли $F=0$, $h=0$, $p=p_0$, $v=0$, $Q_c=Q_0$ рівняння (6.15) дає

$$p = \frac{Q_0^2 \cdot \rho}{4 \cdot \pi^2 \cdot d_3^2 \cdot \delta^2 \cdot \mu^2}. \quad (6.19)$$

Розділимо рівняння (6.15) і (6.10) на рівняння (6.19) і отримаємо

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{\left(\frac{Q_c - v \cdot S}{Q_0} \right)^2}{\left(1 - \frac{h}{\delta} \right)^2} - \frac{F}{p_0 \cdot S}, \quad (6.20)$$

$$\frac{p_1}{p_0} = 0,5 \cdot \frac{\left(\frac{Q_c - v \cdot S}{Q_0} \right)^2}{\left(1 - \frac{h}{\delta} \right)^2} + \frac{\left(\frac{Q_c + v \cdot S}{Q_0} \right)^2}{\left(1 - \frac{h}{\delta} \right)^2}. \quad (6.21)$$

За формулами (6.20) і (6.21) можна побудувати поля характеристик слідкувального гідромеханізму з чотирикромковим золотником і негативними перекриттями. Для цього розраховуються залежності

$$\frac{p_1}{p_0} = f\left(\frac{Q_c}{Q_0}\right) \text{ для фіксованих значень } \frac{h}{\delta}, \frac{F}{p_0 \cdot S} \text{ і } \frac{v \cdot S}{Q_0}.$$

Розрахунок статичної характеристики з використанням характеристик аналогічний статичному розрахунку системи з нульовими перекриттями.

Розглянемо принцип дії і послідовність статичного розрахунку слідкувального гідроприводу з двома насосами і двокромковим золотником. Такий гідропривод забезпечує підвищену швидкість слідкувального руху при достатній точності і динамічній стійкості. Схема гідроприводу наведена на рис. 6.4.

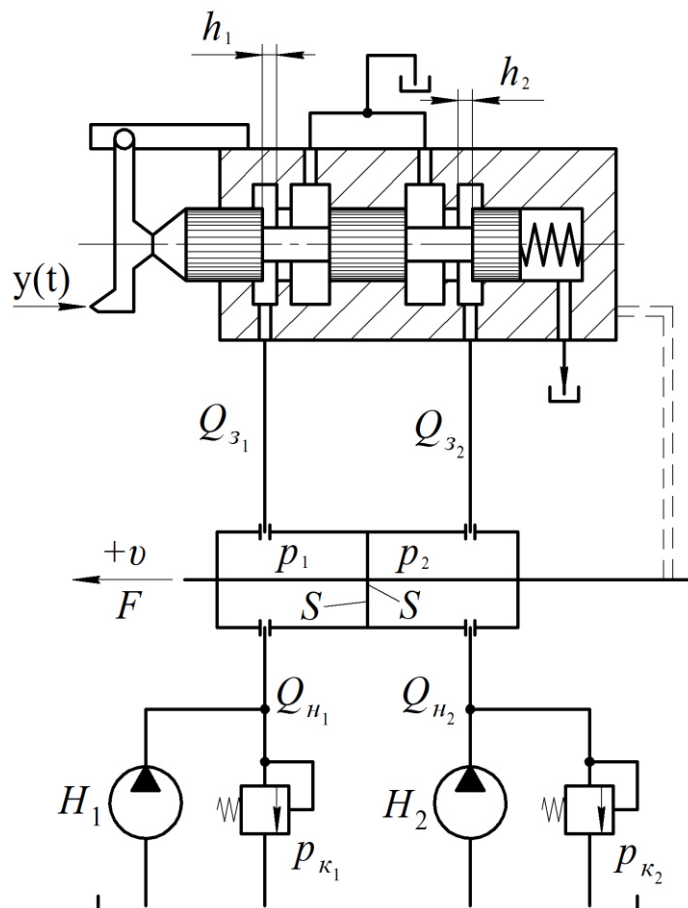


Рисунок 6.4 – Гідравлічний слідкувальний привод з двокромковим золотником і двома насосами

Насоси H_1 і H_2 з витратами Q_{n1} і Q_{n2} подають робочу рідину в порожнини гідроциліндра, злиття з яких керується робочими вікнами h_1 і h_2 слідкувального золотника. Тиски p_1 і p_2 в порожнинах циліндра залежать від співвідношення витрат робочої рідини Q_{z1} і Q_{z2} , яка зливається з

циліндра, і робочих вікон h_1 і h_2 . У випадку симетричної схеми, тобто при $Q_{n1}=Q_{n2}$ і $S_1=S_2=S$, рівноважний стан системи, коли швидкість штока $v=0$ і $p_1=p_2$, настає при $h_1=h_2$.

Зміщення золотника з нейтрального положення, тобто порушення рівності $h_1=h_2$, веде до відповідного руху поршня зі штоком. Зворотний негативний жорсткий зв'язок забезпечується тим, що шток і корпус золотника скріплені (на рисунку цей зв'язок показаний подвійною штриховою лінією).

Враховуючи вказаний на рис. 6.1 позитивний напрям швидкості v поршня, можна записати такі рівняння нерозривності потоків робочої рідини:

$$Q_{31} = Q_{n1} + v \cdot S, \quad (6.22)$$

$$Q_{32} = Q_{n1} - v \cdot S. \quad (6.23)$$

При цьому

$$Q_{31} = \pi \cdot d_3 \cdot \mu \cdot h_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)}, \quad (6.24)$$

$$Q_{32} = \pi \cdot d_3 \cdot \mu \cdot h_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_2 - p_3)}. \quad (6.25)$$

Рівняння рівноваги поршня має вигляд

$$F = S \cdot (p_2 - p_1). \quad (6.26)$$

При симетричному золотнику в області $h > 0,006$ см маємо $\mu = const$. Тоді, приймаючи $p_3=0$, з рівнянь (6.22), (6.23), (6.24) і (6.25) знаходимо

$$\frac{Q_{31}}{Q_{32}} = \frac{Q_{n1} + v \cdot S}{\kappa' \cdot Q_{n2} - v \cdot S} = \frac{h_1}{h_2} = \sqrt{\frac{p_1}{p_2}}, \quad (6.27)$$

де $\kappa' = \frac{Q_{n2}}{Q_{n1}}$.

При $v=0$ і $F=0$ маємо $p_1=p_0$; $p_2=p_0$; $h_1 = h_{1_0}$; $h_2 = h_{2_0}$; крім того $h_{2_0} = h_{1_0}$.

Введемо безрозмірні параметри:

$$j_1 = \frac{h_1}{h_{1_0}}; \quad j_2 = \frac{h_2}{h_{2_0}}; \quad \bar{S} = \frac{v \cdot S}{Q_0}; \quad \bar{n}_1 = \frac{p_1}{p_{1_0}}; \quad \bar{n}_2 = \frac{p_2}{p_{2_0}}; \quad r = \frac{R}{p_0} \cdot S;$$

$$q_{31} = \frac{Q_{31}}{Q_{H1}}; \quad q_{32} = \frac{Q_{32}}{Q_{H2}}.$$

Тоді з рівняння (6.27) отримуємо

$$\frac{Q_{31}}{Q_{32}} = \frac{1 + \bar{S}}{k' - \bar{S}} = \frac{j_1 \cdot \sqrt{\bar{n}_1}}{j_2 \cdot \sqrt{\bar{n}_2}}, \quad (6.28)$$

і

$$r = \frac{F}{p_0 \cdot S} = \bar{n}_2 - \bar{n}_1. \quad (6.29)$$

Для простоти викладання розглянемо схему, в якій $Q_{H2} = Q_{H1}$ і $k' = 1$. Тоді $\delta_{1_0} = \delta_{2_0}$ і $j_2 = 2 - j_1$. Враховуючи це, з рівняння (6.28) знаходимо

$$\bar{n}_1 = \left(\frac{1 + \bar{S}}{j_1} \right)^2, \quad (6.30)$$

$$\bar{n}_2 = \left(\frac{1 - \bar{S}}{2 - j_1} \right)^2. \quad (6.31)$$

Рівняння (6.30) і (6.31) в поєднанні з формулою (6.29) дозволяють розрахувати статичну характеристику ГСП з двома насосами за допомогою характеристик.

У зв'язку з тим, що даний розрахунок дещо відрізняється від розглянутих вище, зупинимось на його особливостях. Характеристики в попередніх розрахунках будувались в координатах q і n , причому q – безрозмірна витрата, яка споживається ГСП. У даному випадку безрозмірна витрата, яка споживається кожною порожниною циліндра, дорівнює s , причому ця витрата може бути негативною (рідина витискується з порожнини). Тому характеристики системи будуюмо в осях S і n для фіксованих значень j . А що стосується r , то ця величина змінна і її значення будуть різними для різних точок характеристики.

Як впливає з рівняння (6.30), при $\bar{S} = 0$; $\bar{n}_1 = j_1^{-2}$. Таким чином, криві для \bar{n}_1 при $\bar{S} = 0$ будуть починатись в різних точках осі \bar{n} в залежності від фіксованого значення j_1 . На рис. 6.5 зображені дві криві для \bar{n}_1 : з точки 8 починається крива для $j_1 = 1$, а з точки 3 – крива для $j_1 = 1,5$.

З рівняння (6.31) випливає, що при $\bar{S} = 1$; $\bar{n}_1 = 0$. Тобто, всі криві для \bar{n}_2 будуть виходити з точки А, де $\bar{S} = 1$ і $\bar{n}_2 = 0$. На рис. 6.5 з точки А проведені дві такі криві: для $j_1=1$ і для $j_1=1,5$.

Розглянемо методику використання графіка на рис. 6.5. В рівноважному стані гідромеханізму, коли $S=0$ і $r=0$, значення $j_1=1$.

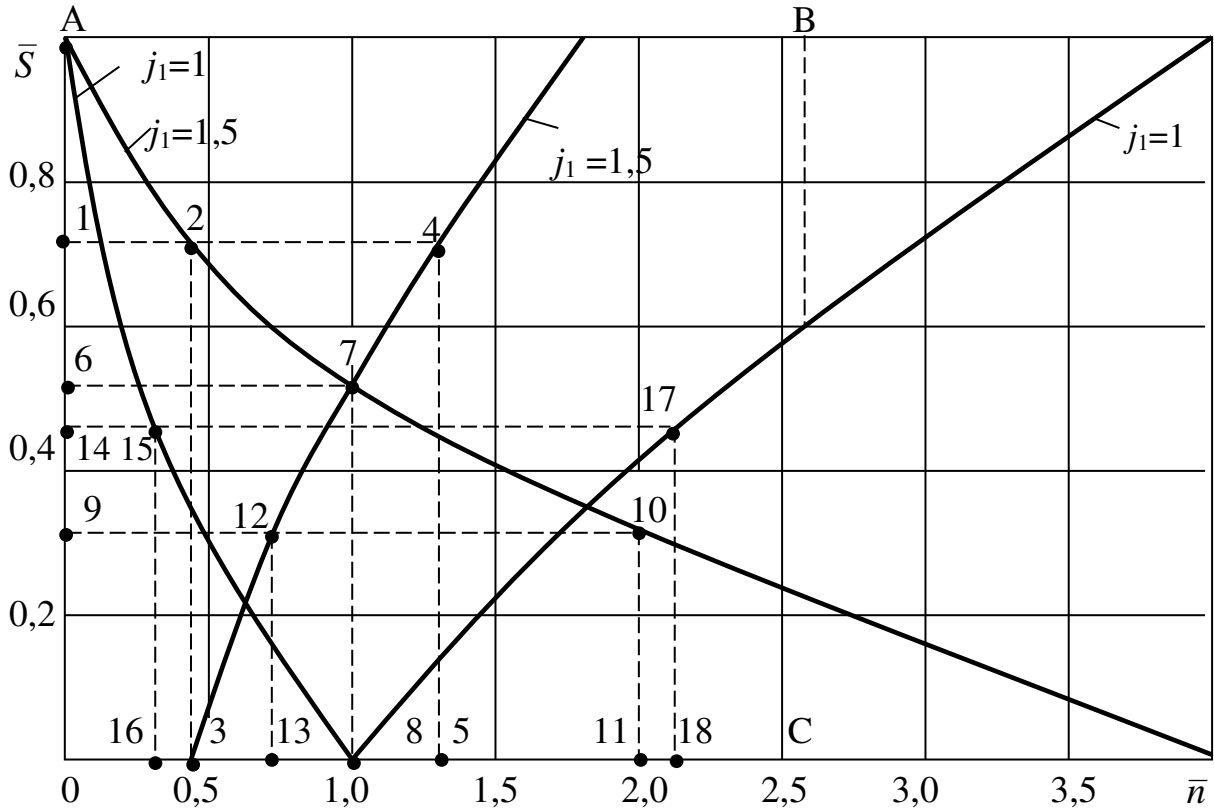


Рисунок 6.5 – Графоаналітичний розрахунок статичних характеристик ГСП з двокромковим золотником і двома насосами

Дійсно, криві для $j_1=1$ перетинаються в точці $\bar{S} = 0$; $\bar{n}_1=1$. Для того, щоб отримати рух з якоюсь швидкістю при $j_1=1$, до поршня необхідно прикласти силу. Наприклад, для отримання безрозмірної швидкості $\bar{S} = +0,45$ при $j_1=1$ необхідно прикласти до поршня безрозмірне зусилля r , значення якого визначається таким чином: з точки 14 (де $\bar{S} = 0,45$) проводиться горизонталь до перетину з кривими для $j_1=1$ в точках 15 і 17.

Точки 15 і 16 дають значення $\bar{n}_2=0,3$; точки 17 і 18 дають значення $\bar{n}_1=2,1$. Тоді $r=0,3-2,1= -1,8$, тобто, при $S=+0,45$ необхідно прикласти $r= -1,8$. Іншими словами, система буде працювати у гальмівному режимі.

Розглянемо інші варіанти при $j_1=1,5$. Якщо необхідно отримати $\bar{S} = 0,7$ (точка 1), то точки 2 і 3 дають $\bar{n}_2=0,44$, а точки 4 і 5 дають $\bar{n}_1=1,3$. Відповідно $r=0,44-1,3= -0,86$, тобто, режим гальмівний. Всі режими, в яких

S розташовано вище точки перетину кривих з однаковими значеннями j_1 , гальмівні. Точки перетину кривих з однаковими значеннями j відповідають $\bar{n}_1 = \bar{n}_2$, тобто $r=0$.

Так, при $j_1=1,5$ такою точкою буде точка 7 для $\bar{S}=0,5$ (точка 6). Нижче точки 7 ідуть рушійні режими для $j_1=1,5$. Дійсно, при $\bar{S}=0,3$ (точка 9) маємо: $\bar{n}_1=0,75$ (точки 12 і 13); $\bar{n}_2=2,0$ (точки 10 і 11); $r=2,0 - 0,75=1,25$, тобто, режим роботи слідкувального гідромеханізму з двома насосами при $j_1=1,5$ і $\bar{S}=0,3$ рушійний.

Найбільш раціональною робота досліджуваного ГСП буде проходити у режимі постійної витрати, тобто коли обидва клапани закриті.

У граничних випадках тиск в одній з порожнин може досягти максимального значення, обмеженого настроюванням клапана. Розрахунок статичної у таких випадках за допомогою характеристичних кривих дуже простий: на графіку будують вертикаль $\bar{n} = \bar{n}_{max}$ (наприклад, лінія ВС на рис. 6.5), яка відповідає настроюванню клапанів. Якщо у кожного з насосів свій максимальний тиск, то будуть дві вертикалі.

6.2 ГСП з об'ємним керуванням

Гідроприводи з об'ємним керуванням відрізняються підвищеним ККД у порівнянні з системами з дросельним керуванням і використовуються у ГП підвищеної потужності. Це відноситься і до ГСП з об'ємним керуванням, які використовуються у приводах подач великогабаритних верстатів.

Одна з можливих принципових схем ГСП з об'ємним керуванням наведена на рис. 6.6.

Виконавчий контур цього ГСП складається з регульованого насоса 1 і реверсивного нерегульованого гідромотора 5. Запобіжні клапани 4 захищають від перевантаження магістралі А і Б виконавчого контуру, який у даному випадку є гідросистемою з замкнутим циркулюванням робочої рідини.

Компенсація витоків і перетікання здійснюється насосом підживлення 8 через фільтр 6 і клапани 2. Запобіжний клапан 7 обмежує максимальний тиск на виході насоса підживлення, а клапан 3 – на зливі.

Пропорційний гідророзподільник 9 визначає положення поршня 10 гідравлічного керування подачею (робочим об'ємом) насоса 1.

Пунктиром показаний канал зворотного зв'язку, давач зворотного зв'язку, суматор, сигнали $x(t)$ керування і $y(t) = \Omega(t)$ реакції ГСП на сигнал керування.

У даному випадку $\Omega(t)$ – кутова швидкість вала гідромотора. Як впливає зі схеми, розглядуваний ГСП належить до групи електрогідравлічних ГСП.

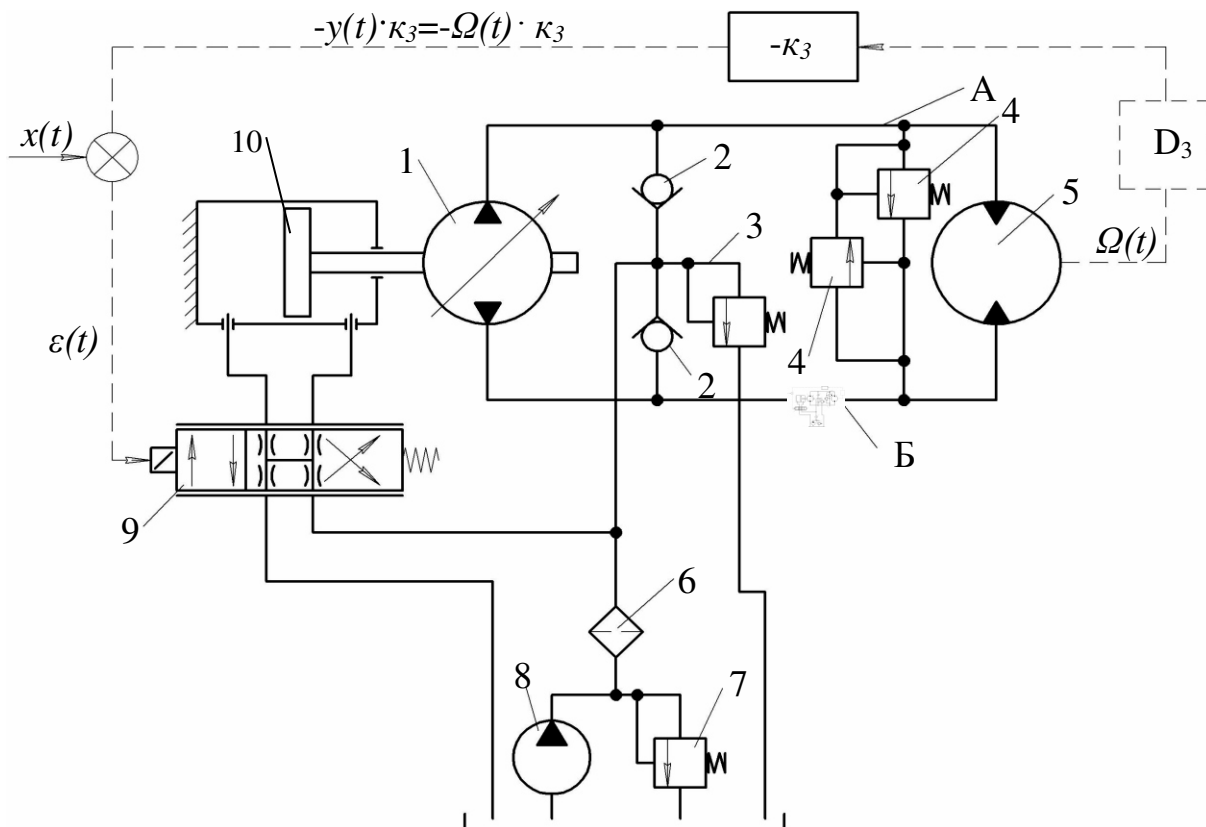


Рисунок 6.6 – Гідравлічний слідкувальний привод з об'ємним керуванням

6.3 Електрогідравлічні ГСП

Вище уже розглядався **електрогідравлічний слідкувальний привод (ЕГСП)** з об'ємним керуванням. Однак клас електрогідравлічних СП значно ширший і містить систему як з об'ємним, так і з дросельним і змішаним керуванням.

Електрогідравлічні СП досить ефективні, оскільки поєднують переваги гідравлічного приводу, розглянуті вище, з перевагами електричної системи керування, до яких належать: швидка дія, передача сигналів керування на значні відстані, органічне стикування гідравлічного ВК з електричною частиною ЕГСП, використання обчислювальних керувальних машин та ін.

В результаті ЕГСП стали невід'ємною частиною високоавтоматизованих приводів, які працюють у слідкувальних, адаптивних, самоналагоджуваних, інтелектуальних і т. п. системах.

До складу ЕГСП входить пристрій стикування електричної підсистеми з гідравлічною, тобто перетворювач електричного сигналу в механічний (гідравлічний).

В схемі на рис. 6.6 цю функцію виконує пропорційний електророзподільник 9.

Частіше використовуються електрогідравлічні підсилювачі (ЕГП) і системи з електричними кроковими двигунами – електрогідравлічні крокові приводи (ЕГКП).

6.3.1 Електрогідравлічний слідкувальний привод з електрогідравлічним підсилювачем

Електрогідравлічні підсилювачі є системою з двома ступенями підсилення і **електромеханічним перетворювачем (ЕМП)** електричного сигналу в механічний на вході в ЕГП.

Одна з конструкцій ЕГП – дроселювальний гідророзподільник УГЕ8-12/16 – наведена на рис. 6.7. Якір 10, нейтральне положення якого забезпечується двома пружинами 11 і гвинтами 13, закріплений на гнучкій трубці 7 і поміщений в зазорі магнітопроводу 8. Котушки 9 (за схемою I або II модифікацій) і постійні магніти 12 формують магнітне поле, яке взаємодіє з якорем 10. Перелічені вище деталі утворюють ЕМП, розміщений на платі 5, закритий кожухом 14 і такий, що перетворює електричний сигнал, який надходить від системи керування на котушку 9, в механічне переміщення якоря.

З якорем жорстко поєднана заслінка 6, яка розташована між зрізами двох сопел і утворює з ними перший каскад підсилення, в якому механічне переміщення заслінки 6 перетворюється з одночасним підсиленням потужності в гідравлічний сигнал – перепад тиску $\Delta p_k = p_{k1} - p_{k2}$, де p_{k1} і p_{k2} – тиски керування, які формуються в камерах сопел.

Другий каскад посилення містить чотирикромковий слідкувальний золотник, розміщений у набірній втулці 3, змонтований в корпусі 1; сопла 15, які утворюють з конічними поясами на кінцях золотника систему зворотного зв'язку; дроселі 20 системи керування.

Порожнини 16 з'єднуються зі зливним трубопроводом, порожнина 18 – з напірним, а порожнини 17 і 19 – з гідродвигуном.

Робоча рідина надходить в торцеві порожнини золотника через сопла 15 з напірної магістралі. Кожна з цих порожнин гідравлічно з'єднана з відповідним соплом 4. Вихід з сопел з'єднаний зі зливом.

Таким чином, сигнал керування (електричний) перетворюється в ЕМП в переміщення заслінки 6, яка, взаємодіючи з соплами 4, утворює перепад тиску Δp_k під кромками золотника. Переміщуючись під впливом перепаду Δp_k , золотник своїми конічними поверхнями взаємодіє з соплами 15 так, що $\Delta p_k \rightarrow 0$, після чого золотник зупиняється.

При цьому дроселювальні кромки золотника впливають на потік рідини значної потужності, утворюючи потрібний перепад тиску в порожнинах гідродвигуна.

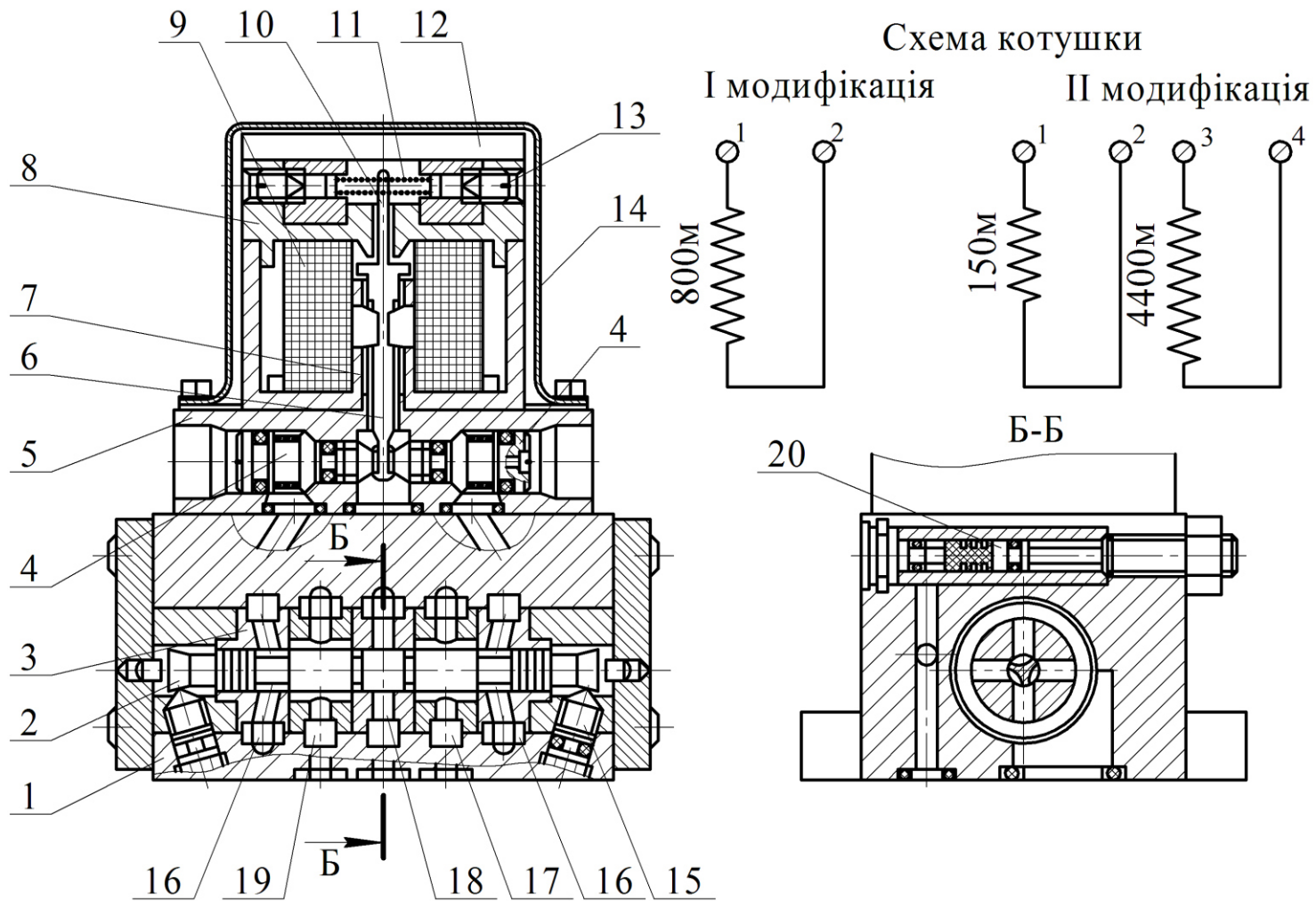


Рисунок 6.7 – Дроселювальний гідророзподільник

На рис. 6.8 наведена принципова схема ГСП з УГЕ8-12/16, на якій одинарними лініями зображена гідросхема (нумерація трубопроводів 16, 17, 18 і 19 відповідає нумерації трубопроводів на рис. 6.7), а подвійними (суцільною і пунктирною) – електричні ланцюги. ДЗЗ – давач зворотного зв'язку, який з'єднаний з валом гідромотора механічною передачею.

Схема наведена у спрощеному вигляді і не містить ряду допоміжних гідроагрегатів, коректувальних ланцюгів і т. п.

Група дроселювальних гідророзподільників типу УГЕ розрахована на витрати робочої рідини від 5 до 32 л/хв при тиску нагнітання 20 МПа. Маса такого пристрою – біля 1,5 кг незалежно від витрати. Номінальний струм керування – біля 0,2 А при напрузі 5 В. Дроселювальні гідророзподільники відрізняються надійністю, ресурс їх складає біля 5000 годин за умови фільтрації робочої рідини до тонкості 10 мкм.

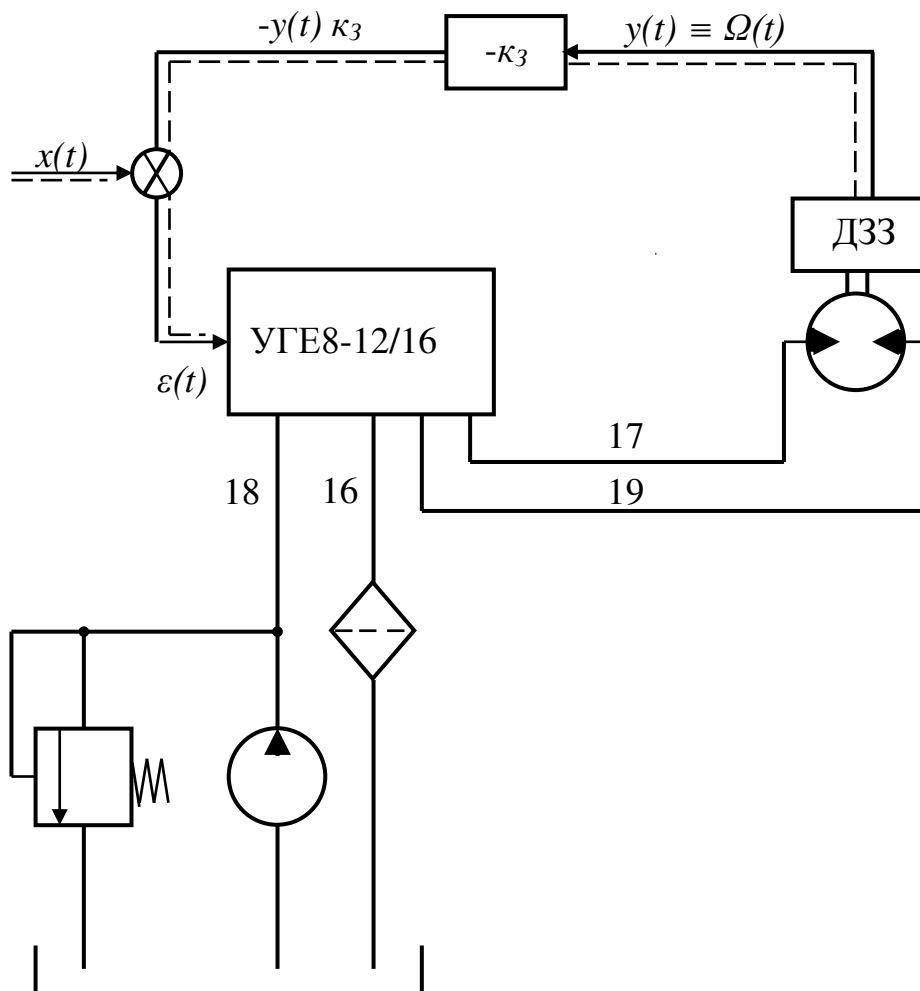


Рисунок 6.8 – Принципова схема ГСП з УГЕ8-12/16

6.3.2 Електрогідравлічний кроковий привод

Електрогідравлічний кроковий привод (ЕГКП) відрізняється від неперервних (аналогових) ЕГСП, якими є системи з ЕГП, тим, що він є приводом **дискретної дії**, тобто сигнал керування $x(t)$ є імпульсним з частотною модуляцією, а реакція $y(t)$ ГСП на сигнал керування – дискретною. Внаслідок значної частоти проходження сигналів $x(t)$ (частота сигналів $x(t)$ досягає 4000...8000 Гц) і, відповідно, реакції $y(t)$, а також інерційності виконавчих механізмів верстатів, в яких використовується ЕГКП, рух виконавчого органа практично неперервний.

Конструкція ЕГКП типу Е32Г18-2 наведена на рис. 6.9, б. Тут, як і в конструкції ЕГП, міститься ЕМП, але як такий використовується малопотужний кроковий електродвигун, з валом якого через муфту 2 зв'язана точно виконана гайка 3. Остання встановлена в підшипниках, які фіксують гайку в осьовому напрямі. Перераховані вище деталі і вузли складають кроковий ЕМП, який потужніший, ніж аналоговий ЕМП, і передає сигнал безпосередньо на чотирикромковий слідкувальний золотник 5 підсилювача потужності. Механізм передачі сигналу і формування жорсткого зворотного зв'язку в кроковому гідропідсилювачі здійснюється скалкою, яка за допомогою двох упорних підшипників і пружини зв'язана в осьовому напрямі зі слідкувальним золотником. Лівий кінець скалки – шлицьова втулка 6 – поєднаний із шлицями вала гідромотора 7, а правий кінець – точно виконаний гвинт 4, який взаємодіє з гайкою 3. Кожний імпульс сигналу керування викликає поворот вала крокового електродвигуна на кутову дискрету – звичайно це $1,5^\circ$ або $0,75^\circ$. На цей же кут повертається гайка 3, викликаючи відповідне мале осьове переміщення гвинта 4, тобто скалки зі шлицьовою втулкою 6, а також слідкувального золотника. При цьому силова гідросистема формує в порожнинах аксіально-поршневого виконавчого гідромотора 7 перепад тиску, відповідний одиничному дискретному осьовому переміщенню слідкувального золотника. Під дією вказаного перепаду тиску вал гідромотора починає повертатися, одночасно через втулку 6 обертаючи стрижень з гвинтом 4. Останній загвинчується (вигвинчується) в гайку 3, зафіксовану в осьовому напрямі, і переміщує шток із слідкувальним золотником в початкове, нейтральне положення, при якому перепад тиску в порожнинах гідромотора близький до нуля. Схема ЕГКП наведена на рис. 6.9, а.

Системи ЕГКП керуються серійними пристроями числового програмного керування (ЧПК). Вони застосовуються в різних металорізальних верстатах в приводах подачі, дозволяють отримати прискорені переміщення в діапазоні 0,48...4,8 м/хв і лінійне дискретне переміщення робочого органа виконавчого механізму, поєднаного з валом ЕГКП гвинтовою передачею, біля 0,01 мм.

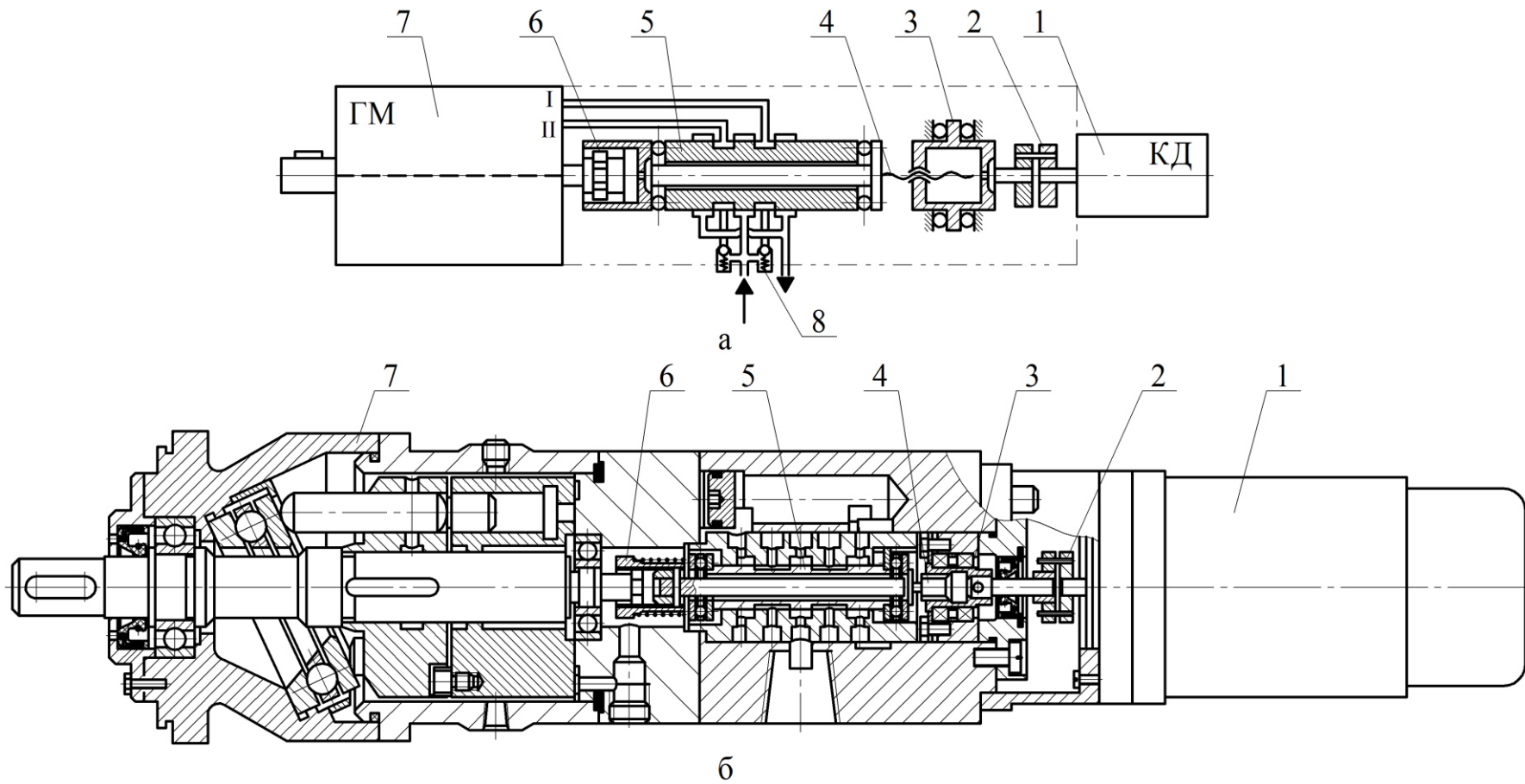


Рисунок 6.9 – Электрогидравлический шаговый привод типа Е32Г18-2; а – схема; б – конструкция

7 РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОПРИВОДІВ

Гідравлічні приводи відрізняються високою швидкістю, яка досягається оптимальним поєднанням параметрів. Проблеми швидкості дії, точності та якості перехідних процесів, а також динамічної стійкості вирішуються шляхом динамічних розрахунків. Останні можуть здійснюватись аналітичним шляхом у випадку використання компактних, а іноді й спрощених, математичних моделей з урахуванням деяких нелінійностей або шляхом імітаційних досліджень математичної моделі на електронних обчислювальних машинах.

У будь-якому випадку базою для розрахунку чи імітаційного дослідження є раціонально складена математична модель гідроприводу – динамічного об'єкта.

7.1 Формування математичних моделей ГП

Фізична природа більшості елементів ГП така, що їх статичні характеристики нелінійні. Це приводить до того, що математичні моделі динамічних процесів в ГП також нелінійні.

Математична модель (ММ) повинна бути адекватною реальному процесу. Перевірка адекватності є обґрунтуванням законності застосування гіпотез допущень та спрощень, які прийняті при математичному розгляді фізичного процесу, що вивчається.

Математична модель, адекватна відносно одного класу збурення чи групи керувальних впливів, може виявитись неадекватною відносно вказаних сигналів другого класу, якщо вивчається реакція об'єкта (процесу).

В залежності від завдання, яке вирішується при динамічному розрахунку, а також від характеру та кількості нелінійностей математичної моделі, вивченню підлягають такі можливі варіанти моделі:

- нелінійна математична модель (НМ), спрощення якої шляхом усунення або лінеаризації деяких нелінійностей веде до втрат адекватності в розглядуваному діапазоні параметрів фізичного процесу (координат системи);

- лінійна математична модель (ЛМ), яка відповідає фізичному процесу (об'єкту) зі слабкими нелінійними характеристиками елементів ГП в розглядуваному діапазоні значень координат системи;

- лінеаризована математична модель (ЛНМ), отримана шляхом лінеаризації одним з апробованих методів однієї чи декількох нелінійностей елементів динамічної системи ГП і застосована для вирішення конкретного завдання (визначення умов або області динамічної стійкості; оцінювання параметрів автоколивальних процесів та ін.) в обмеженому діапазоні значень координат системи. В цілому, ЛНМ в ряді

випадків дозволяє оцінити вплив початкової нелінійності, яка зазнала лінеаризації, на якість динамічних процесів.

Оцінювання адекватності ММ реальному об'єкту повинно виконуватись шляхом порівняння тих параметрів процесу, що вивчається, для дослідження яких сформована ММ. Так, наприклад, при вивченні реакцій $y(t)$ на сигнал керування $x(t)$ порівнюються $y(t)$ – реакція ММ і $y_{\phi}(t)$ – реакція реального об'єкта на сигнали $x_m(t)$ і $x_{\phi}(t)$, відповідно.

7.2 Імітаційне моделювання гідроприводів в середовищі MATLAB-Simulink

Моделі, що служать для вивчення поведінки об'єкта в часі, називають імітаційними. Використання імітаційних моделей суттєво поширилося з впровадженням комп'ютерних технологій, що кардинально змінило підходи при дослідженні та проектуванні складних об'єктів. Розробка прикладних пакетів MATLAB-Simulink, DesignLab та інших розширили можливості сучасних інженерів.

Система візуального імітаційного моделювання Simulink базується на застосуванні чисельних методів системи MATLAB. Розробка імітаційних моделей в Simulink суттєво спрощена і не вимагає від користувача написання спеціальних програм.

Математична модель в Simulink являє собою блок-схему, складену зі графічних блоків з заданими властивостями та параметрами. Блоки містяться в бібліотеках і за допомогою «миші» переносяться в робоче вікно Simulink та з'єднуються один із одним необхідними зв'язками.

Simulink дозволяє складати та розв'язувати складні системи алгебраїчних та диференціальних рівнянь, що описують об'єкт досліджень, забезпечує зручний інтерфейс контролю за поведінкою моделі.

Simulink практично миттєво змінює математичний опис моделі, у випадку введення нових блоків, навіть якщо цей процес супроводжується зміною порядку системи рівнянь та веде до суттєвої зміни поведінки об'єкта.

Розглянемо застосування системи візуального імітаційного моделювання Simulink для дослідження динамічних процесів в гідроприводі, чутливому до навантаження.

7.2.1 Математична модель гідроприводу чутливого до навантаження

На рис. 7.1 наведена розрахункова схема гідроприводу, чутливого до навантаження, яка містить регульований насос 1 з регулятором 2, гідроциліндр 3, дросель 4 та гідробак 5. Схема працює таким чином.

Витрата від регульованого насоса 1 надходить до гідроциліндра 3 через дросель 4. Робоча рідина з гідроциліндра 3 зливається в гідробак 5

через гідролінію 6. Золотник 7 підтримує на дроселі 4 перепад тиску $\Delta p = p_n - p_c$, який визначається за формулою

$$\Delta p = p_n - p_c = \frac{c_p \cdot (z_p + z)}{f_p}, \quad (7.1)$$

де z_p – попереднє стиснення пружини 12 регулятора 2;

p_n, p_c – тиски на виході насоса 1 та вході в гідроциліндр 3;

z – координата положення золотника 7;

f_p – площа торця золотника 7.

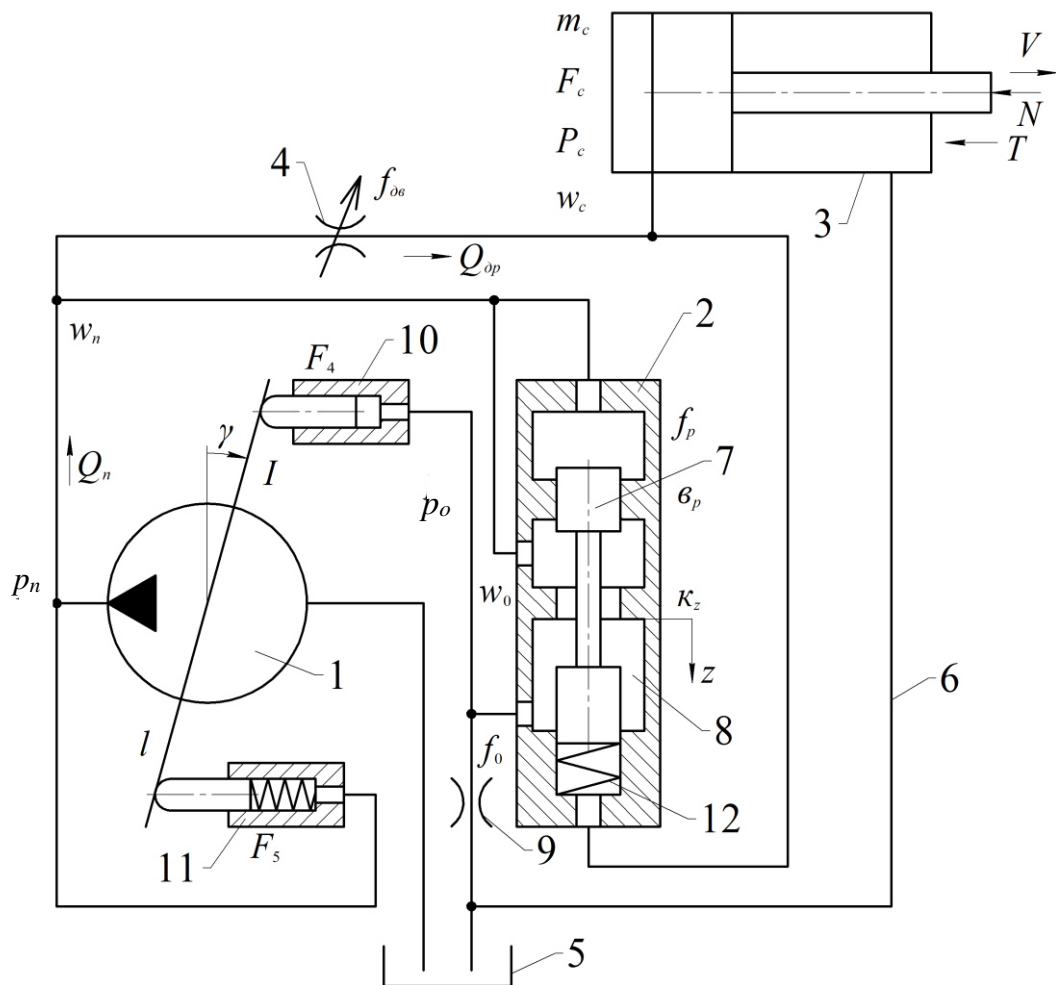


Рисунок 7.1 – Розрахункова схема гідроприводу, чутливого до навантаження

Перепад Δp залишається практично незмінним при зміні витрати насоса Q_n та навантаження N на штоці гідроциліндра 3. Оскільки перепад тиску Δp визначає витрату через дросель 4

$$Q_{dp} = \mu \cdot f_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \mu \cdot f_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2(z_p + z) c_p}{\rho \cdot f_p}}, \quad (7.2)$$

що надходить до гідроциліндра 3, то швидкість V його поршня також практично не буде залежати від величини навантаження N , а визначатиметься лише величиною відкриття f_{dp} площі дроселя 4 та конструктивними параметрами регулятора 2.

Регулятор 2, перепускаючи витрату управління Q_y через робоче вікно 8 та дросель 9, формує таке значення тиску p_0 в гідроциліндрі управління 10, при якому тиск p_n на виході регульованого насоса 1 буде залежати від навантаження на штоці гідроциліндра 3.

Математична модель гідроприводу складена при таких основних припущеннях: розглядаються зосереджені параметри; температура робочої рідини прийнята постійною; хвильові процеси в гідроприводі не враховувалися; коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи є постійними; режими роботи – безкавітаційні; об'єм гідроліній за час перехідного процесу не змінювався; втрати тиску в гідролініях не враховувалися; маса золотника і сила сухого тертя в регуляторі насоса не враховувалися; сила сухого тертя в гідроциліндрі не залежить від величини швидкості руху, коефіцієнти податливості робочої рідини та гумометалевих рукавів враховувались як середні величини для розглянутих діапазонів змін тиску; перетікання робочої рідини в щілинах гідроагрегатів не враховувалось, величина тиску в зливній гідролінії гідроциліндра не враховувалась.

Математична модель містить рівняння моментів і сил, що діють на рухомі елементи гідроприводу, а також рівняння нерозривності потоків між його елементами (насосом 1, регулятором 2, дроселем 4, гідроциліндром 3).

При розробці математичної моделі використані нижченаведені залежності.

Витрата регульованого насоса 1

$$Q_n = \frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (7.3)$$

де d_7 – діаметр поршнів регульованого насоса 1;

d_8 – діаметр кола контакту поршнів регульованого насоса 1 з планшайбою;

k – число поршнів регульованого насоса 1;

n – частота обертання вала регульованого насоса 1;

γ – кут повороту планшайби насоса 1.

Момент опору на планшайбі регульованого насоса 1.

$$M_c = 26.41 - 3.17 \cdot \left(\frac{P_n - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9.86 \cdot \left(\frac{Q_n - 0.67 \cdot 10^{-3}}{0.5 \cdot 10^{-3}} \right). \quad (7.4)$$

Момент демпфірування планшайби регульованого насоса 1

$$M_\partial = b_\gamma \cdot \frac{d\gamma}{dt}, \quad (7.5)$$

де b_γ – коефіцієнт демпфірування планшайби насоса 1.

Сила в'язкого тертя в гідроциліндрі 3

$$F_b = b_c \cdot V, \quad (7.6)$$

де V – швидкість руху поршня гідроциліндра 3;

b_c – коефіцієнт в'язкого тертя в гідроциліндрі 3.

Сила сухого тертя в гідроциліндрі 3

$$T = T \cdot \text{sign}V. \quad (7.7)$$

Сила в'язкого тертя в регуляторі 2

$$F'_b = b_p \cdot \frac{dz}{dt}, \quad (7.8)$$

де b_p – коефіцієнт в'язкого тертя в регуляторі 2.

Витрата через регульований дросель 4 та через робоче вікно регулятора 2, з урахуванням зміни напрямку руху робочої рідини,

$$Q_{\partial p} = \mu \cdot f_{\partial p} \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_c)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c), \quad (7.9)$$

де μ – коефіцієнт витрат;

ρ – густина робочої рідини.

Витрата через робоче вікно регулятора 2

$$Q_{\partial p} = \mu \cdot k_z \cdot z \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_0)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0), \quad (7.10)$$

де p_0 – тиск на вході в дросель 9;

k_z – коефіцієнт підсилення робочого вікна 8;

z – координата положення золотника 7.

Витрата через дросель 9

$$Q_0 = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}, \quad (7.11)$$

де f_0 – площа дроселя 9.

Витрата на стискання робочої рідини в гідролінії між регульованим насосом та регульованим дроселем

$$Q_{cm1} = \beta_n \cdot W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad (7.12)$$

де β_n та W_n – відповідно, коефіцієнт податливості та об'єм гідролінії між насосом 1 та дроселем 4.

Витрата на стискання робочої рідини в гідролінії між регульованим дроселем 4 та гідроциліндром 3

$$Q_{cm2} = \beta_c \cdot W_c \frac{dp_c}{dt}, \quad (7.13)$$

де β_c та W_c – відповідно, коефіцієнт податливості та об'єм гідролінії між дроселем 4 та гідроциліндром 3.

Витрата на стискання робочої рідини між регулятором 2 та дроселем 9

$$Q_{cm3} = \beta_0 \cdot W_0 \frac{dp_0}{dt}, \quad (7.14)$$

де β_0 та W_0 – відповідно коефіцієнт податливості та об'єм гідролінії між регулятором 2 та дроселем 9.

Нижче наведені рівняння математичної моделі з урахуванням залежностей 7.3...7.14.

Рівняння моментів, що діють на планшайбу насоса

$$I \frac{d^2\gamma}{dt^2} = p_n \cdot f_5 \cdot l - p_0 \cdot f_4 \cdot l - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt} + 26.41 - 3.17 \cdot \left(\frac{p_n - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9.86 \cdot \left(\frac{Q_n - 0.67 \cdot 10^{-3}}{0.5 \cdot 10^{-3}} \right), \quad (7.15)$$

де I – момент інерції планшайби насоса;

F_4, F_5 – площі гідроциліндрів управління 10 та 11;

l – плече дії гідроциліндрів управління 10 та 11.

Рівняння сил, що діють на поршень гідроциліндра 3

$$m_c \frac{dV}{dt} = p_c \cdot F_c - N - b_c \cdot V - T \cdot \text{sign}V, \quad (7.16)$$

де m_c – маса поршня гідроциліндра 3;

N – навантаження на штоці гідроциліндра 3;

F_c – площа поршня гідроциліндра 3;

Рівняння сил, що діють на золотник 7 регулятора 2

$$p_n \cdot f_p - c_p (z_p + z) - p_c \cdot f_p - b_p \frac{dz}{dt} = 0, \quad (7.17)$$

де f_p – площа торця золотника 7;

c_p – жорсткість пружини 12;

z_p – попереднє стиснення пружини 12.

Рівняння нерозривності потоку для гідролінії між регульованим насосом 1, регулятором 2 та регульованим дроселем 4

$$\frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg} \gamma = \mu \cdot f_{op} \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_c)}{\rho}} + \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_0)}{\rho}} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad (7.18)$$

де d_7 – діаметр поршнів регульованого насоса 1;

d_8 – діаметр кола контакту поршнів регульованого насоса 1 з планшайбою;

k – число поршнів регульованого насоса 1;

n – частота обертання вала регульованого насоса 1.

Рівняння нерозривності потоку для гідролінії між регульованим дроселем 4 та гідроциліндром 3

$$\mu \cdot f_{op} \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_c)}{\rho}} = F_c \cdot V + \beta W_c \frac{dp_c}{dt}. \quad (7.19)$$

Рівняння нерозривності потоку для гідролінії між регулятором 2, гідроциліндром керування 10 та дроселем 9

$$\mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_0)}{\rho}} = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta W_0 \frac{dp_0}{dt}. \quad (7.20)$$

Математична модель гідроприводу має вигляд:

$$I \frac{d^2\gamma}{dt^2} = p_n \cdot f_5 \cdot l - p_0 \cdot f_4 \cdot l - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt} + 26.41 - 3.17 \cdot \left(\frac{p_n - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9.86 \cdot \left(\frac{Q_n - 0.67 \cdot 10^{-3}}{0.5 \cdot 10^{-3}} \right); \quad (7.21)$$

$$m_c \frac{dV}{dt} = p_c \cdot F_c - N - b_c \cdot V - T \cdot \text{sign}V; \quad (7.22)$$

$$b_p \frac{dz}{dt} = p_n \cdot f_p - c_p (z_p + z) - p_c \cdot f_p; \quad (7.23)$$

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg}\gamma = \mu \cdot f_{\text{op}} \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_c)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) + \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_0)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}; \quad (7.24)$$

$$\mu \cdot f_{\text{op}} \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_c)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) = F_c \cdot V + \beta W_c \frac{dp_c}{dt}; \quad (7.25)$$

$$\mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_0)}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta W_0 \frac{dp_0}{dt}. \quad (7.26)$$

Для розробки блок-схеми математичної моделі в середовищі MATLAB-Simulink приведемо систему рівнянь (7.21...7.26) до вигляду:

$$\frac{d^2\gamma}{dt^2} = \frac{1}{I} \left(p_n \cdot f_5 \cdot l - p_0 \cdot f_4 \cdot l - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt} + 26.41 - 3.17 \cdot \left(\frac{p_n - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9.86 \cdot \left(\frac{Q_n - 0.67 \cdot 10^{-3}}{0.5 \cdot 10^{-3}} \right) \right); \quad (7.27)$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{m_c} (p_c \cdot F_c - N - b_c \cdot V - T \cdot \text{sign}V); \quad (7.28)$$

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{b_p} (p_n \cdot f_p - c_p (z_p + z) - p_c \cdot f_p); \quad (7.29)$$

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{1}{\beta W_n} \left(-\mu \cdot f_{op} \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) + \frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg} \gamma - \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) \right); \quad (7.30)$$

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{1}{\beta W_c} \left(-\mu \cdot f_{op} \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) - F_c \cdot V \right); \quad (7.31)$$

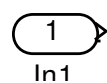
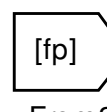
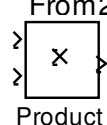
$$\frac{dp_0}{dt} = \frac{1}{\beta W_0} \left(-\mu \cdot f_{op} \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) - \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} \right). \quad (7.32)$$

7.2.2 Методика роботи в середовищі MATLAB-Simulink

Для дослідження математичної моделі побудовані блок-схеми для кожного рівняння. Блок-схеми рівнянь побудовані на основі типових блоків, що систематизовані в бібліотеках Simulink.

Порядок побудови блок-схеми рівняння показано на прикладі рівняння (7.17).

Складова $p_n \cdot f_p$ будується за допомогою блоків:

-  – блок Inport, який створює вхідний порт (передає значення змінної в блок-схему рівняння);
-  – блок зчитування даних із робочого простору workspace (передає значення параметра f_p);
-  – блок добутку, формує добуток $p_n \cdot f_p$.

На рис. 7.2 показано формування добутку $p_n \cdot f_p$ за допомогою блоків Inport, From, Product та відповідних зв'язків.

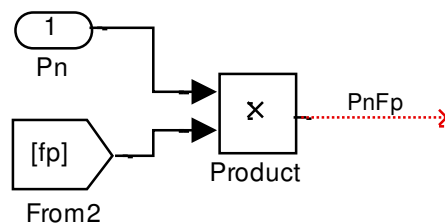


Рисунок 7.2 – Формування добутку $p_n \cdot f_p$ за допомогою блоків Inport, From, Product

Аналогічно формується добуток $p_c \cdot f_p$ (рис. 7.3)

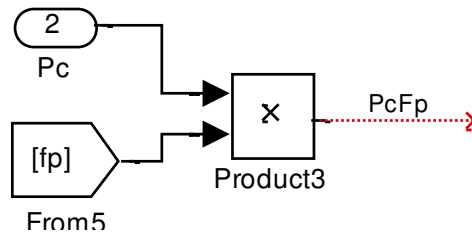


Рисунок 7.3 – Формування добутку $p_c \cdot f_p$ за допомогою блоків Inport, From, Product

На рис. 7.4 наведена частина блок-схеми, що реалізує складову $c_p(z_p + z)$ за допомогою блоків From3, From4, Product3 та блока обчислення суми Sum.

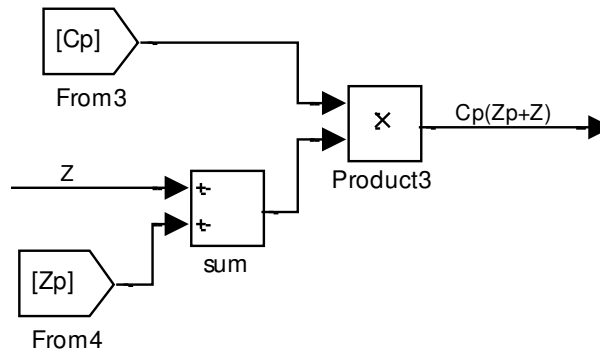


Рисунок 7.4 – Частина блок-схеми, що реалізує складову $c_p(z_p + z)$

Частина блок-схеми, наведена на рис. 7.5, формує значення похідної $\frac{dz}{dt}$ за допомогою блоків Sum2, From1 та Product1. Використовуючи блок інтегрування отримуємо значення змінної z при відомому початковому значенні $z(0)$.

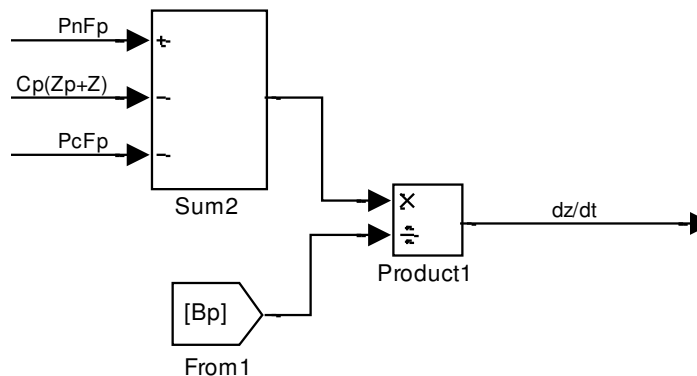


Рисунок 7.5 – Частина блок-схеми, що формує значення похідної $\frac{dz}{dt}$

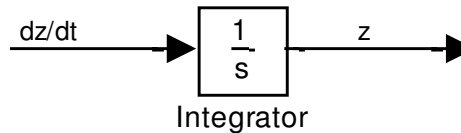


Рисунок 7.6 – Блок інтегрування

Використання блока Saturation (рис. 7.7) дозволяє змоделювати наявність упорів золотника 7 в корпусі регулятора 2.

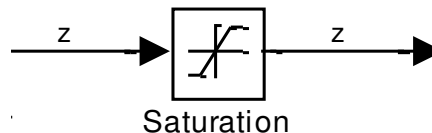


Рисунок 7.7 – Блок Saturation

Частина блок-схеми, наведена на рис. 7.8, дозволяє зареєструвати значення змінної z за допомогою осцилографа Scope в залежності від часу та передати значення z в інші блок-схеми математичної моделі за допомогою вихідного блока *Out1*.

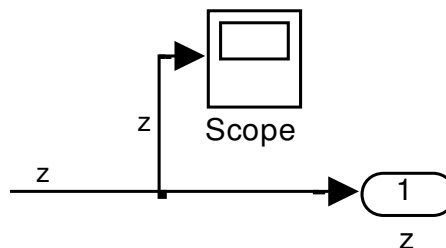


Рисунок 7.8 – Частина блок-схеми, що дозволяє зареєструвати значення змінної z

Блок-схеми кожного з рівнянь 7.27 – 7.32 математичної моделі оформляються у вигляді підсистем із відповідними входами та виходами. На рис. 7.9 показана підсистема рівняння сил, що діють на золотник 7 регулятора 2.

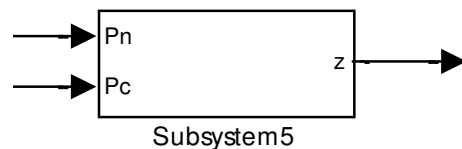


Рисунок 7.9 – Блок-схема підсистеми рівняння сил

На рис. 7.10 наведено блок-схему розв'язання рівняння сил, що діють на золотник 7 регулятора 2.

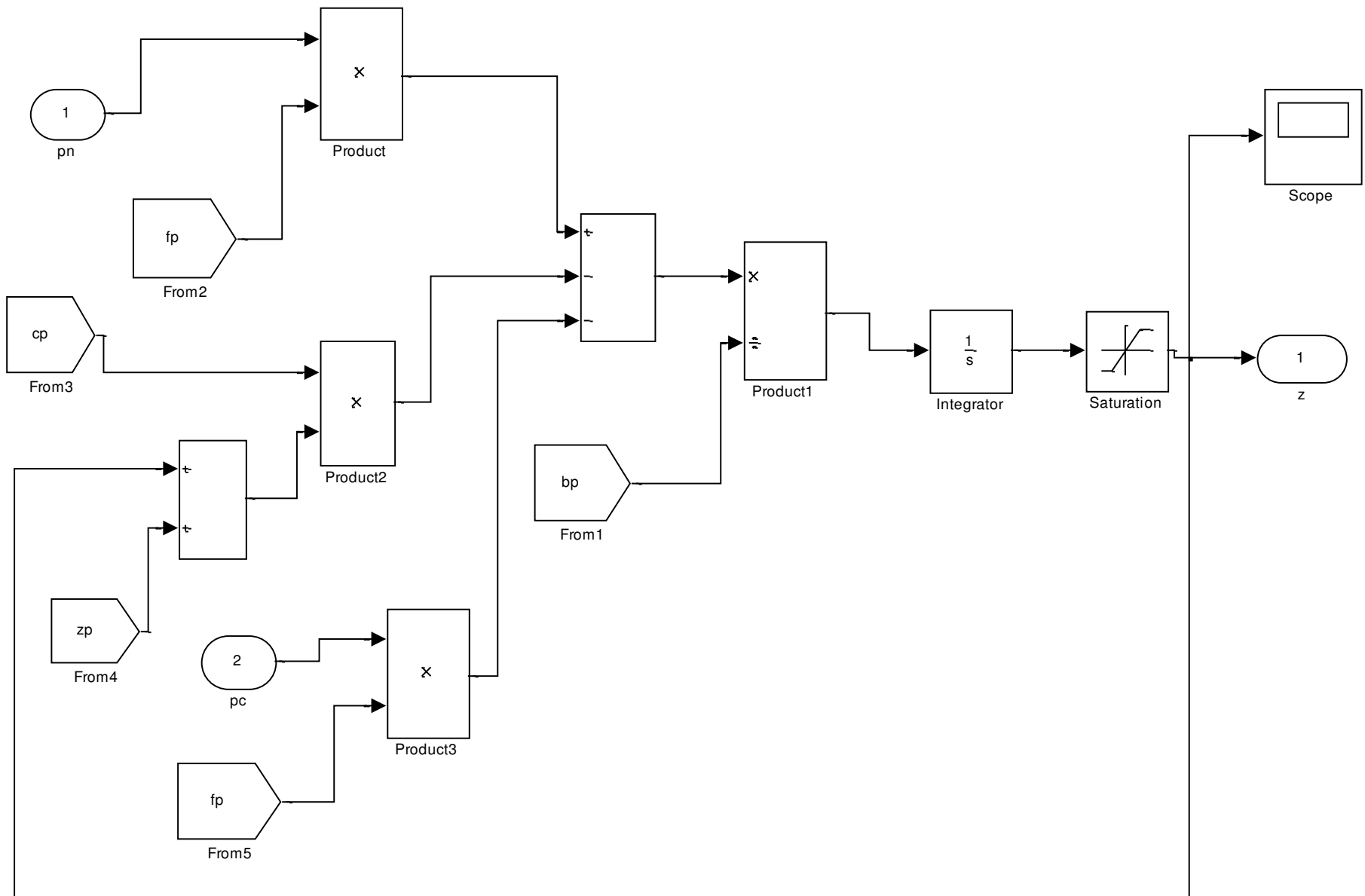


Рисунок 7.10 – Блок-схема розв'язання рівняння сил на золотнику регулятора регульованого насоса

Вхідними величинами для блок-схеми є значення змінних p_n та p_c , а вихідною величиною – значення координати положення золотника z .

Використовуються також комбінації блоків Constant та Goto (рис. 7.11), які забезпечують передачу числових значень параметрів математичної моделі в блок-схеми окремих рівнянь.

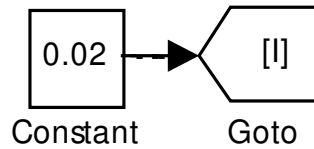


Рисунок 7.11 – Комбінація блоків Constant та Goto

В робочому просторі Workspace будується блок-схема рис. 7.12 математичної моделі на основі всіх підсистем, поєднаних відповідними зв'язками.

В середовищі MATLAB-Simulink реалізовано декілька алгоритмів розв'язання систем нелінійних диференціальних рівнянь, в тому числі і для систем жорстких рівнянь (методи Адамса та Розенброка). Для кожного з них слід вибрати значення абсолютної та відносної похибок, максимальний, мінімальний та початковий кроки інтегрування, вказати час початку та закінчення інтегрування.

Для забезпечення процесу розв'язання рівнянь математичної моделі слід задати закон зміни зовнішнього навантаження, що може бути вибраний з бібліотеки Sources (постійний – «Constant», періодичний – «Sine wave», ступінчастий – «Step», випадковий – «Random number»).

Для всіх змінних в блоці «Integrator» необхідно вказати її початкове значення.

Результати розрахунків виводяться на осцилограф «Scope».

На рис. 7.13 наведено результати розв'язання системи диференціальних рівнянь 7.27 – 7.32 при ступінчастому законі зміни навантаження N на штоці гідроциліндра 3 методом Розенброка при абсолютній похибці 10^{-6} та відносній похибці 10^{-3} , час початку інтегрування «0», час закінчення інтегрування «0,14».

Отримані залежності змінних стану гідроприводу від часу дозволяють визначати час перехідного процесу, перерегулювання за всіма змінними, коливальність, досліджувати вплив конструктивних параметрів гідроприводу на динамічні характеристики, розв'язувати задачі синтезу гідроприводу з необхідними характеристиками, а також створення оптимальних конструкцій за розробленими критеріями.

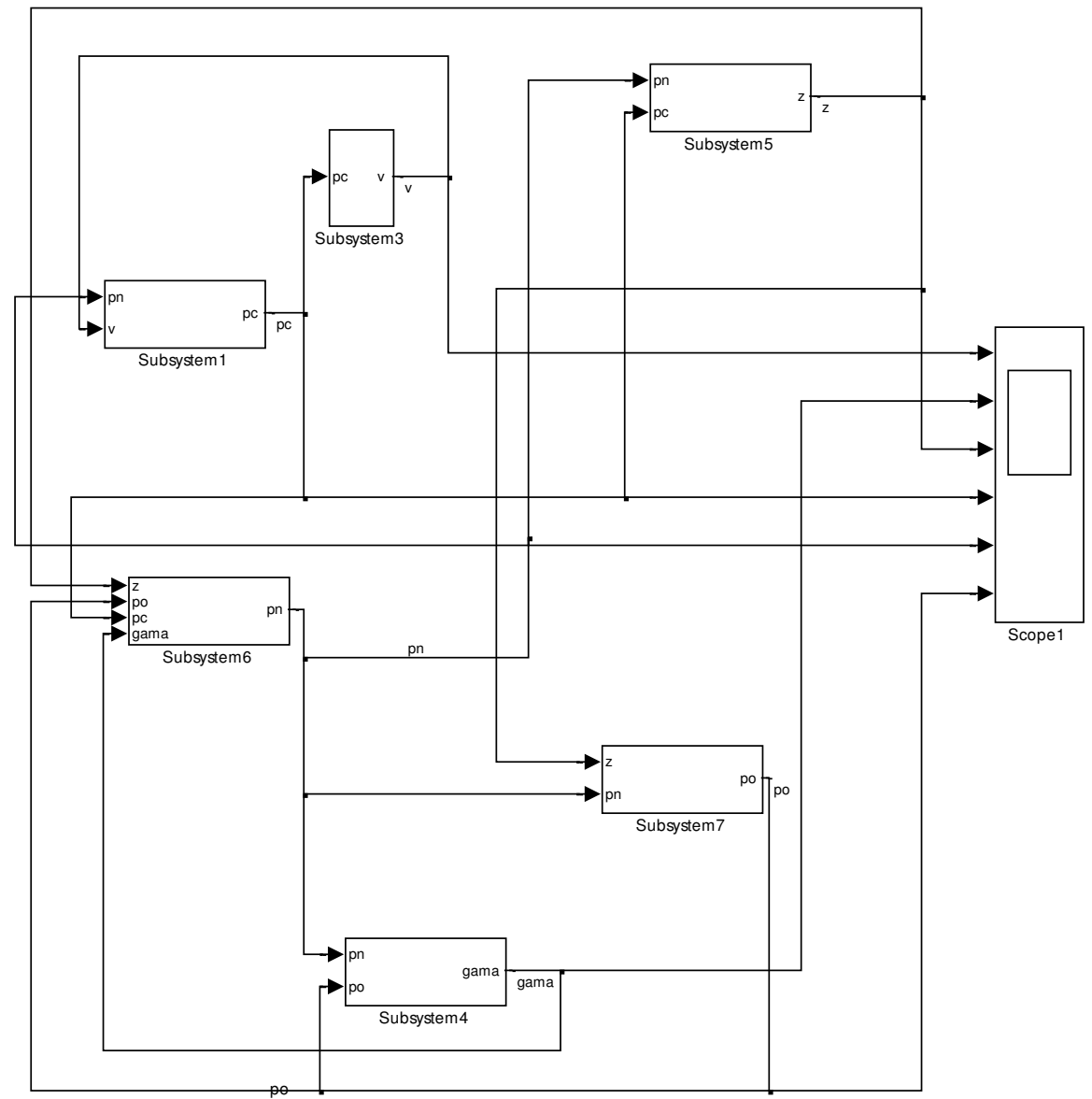
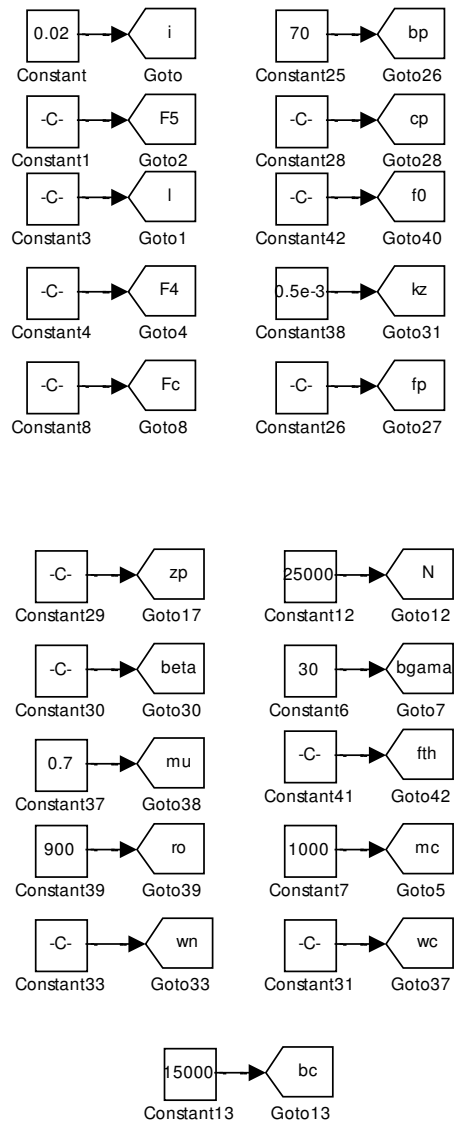


Рисунок 7.12 – Блок-схема математичної моделі

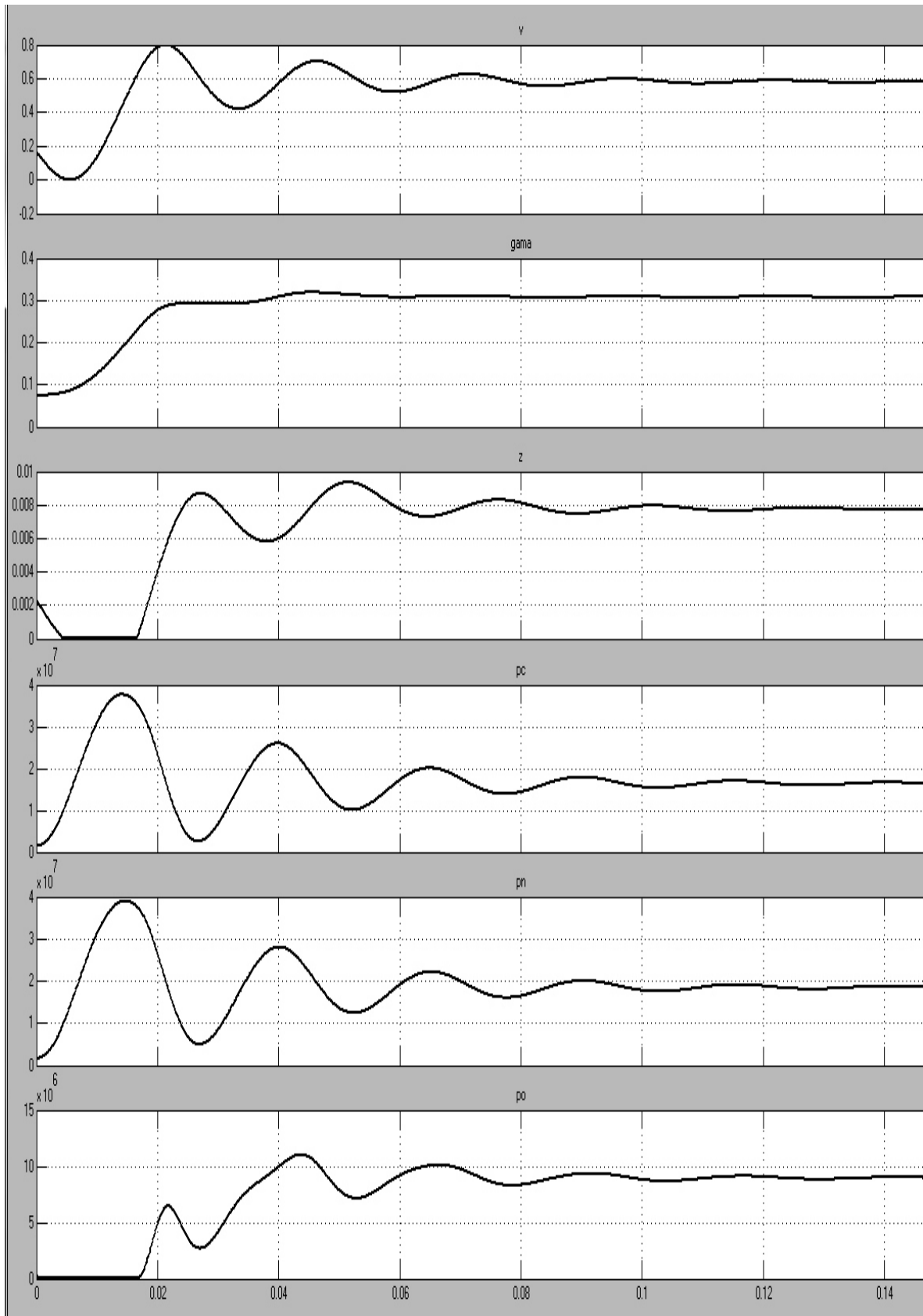


Рисунок 7.13 – Результати розв’язання системи диференціальних рівнянь

7.2.3 Імітаційне моделювання системи керування аксіально-поршневого регульованого насоса

Останніми десятиліттями розвиток гідроприводів мобільних робочих машин характеризується стійкою тенденцією до широкого застосування регульованих аксіально-поршневих насосів (АПН) з регуляторами подачі. Ця тенденція пояснюється прагненням розробників і споживачів гідроустаткування до розширення функціональних можливостей, реалізації режимів енергозбереження та оптимального використання потужності двигуна при виконанні робочих процесів. Регулятори подачі в значній мірі визначають технічні характеристики й функціональні можливості регульованих АПН, а отже, і технічний рівень сучасного гідроприводу.

7.2.3.1 Розрахункова схема системи керування

На рисунку 7.14 наведено розрахункову схему системи керування аксіально-поршневого регульованого насоса з комбінованим регулятором подачі (КРП), що містить профільоване вікно золотника. КРП забезпечує режим стабілізації подачі і режим постійної потужності регульованого АПН [8].

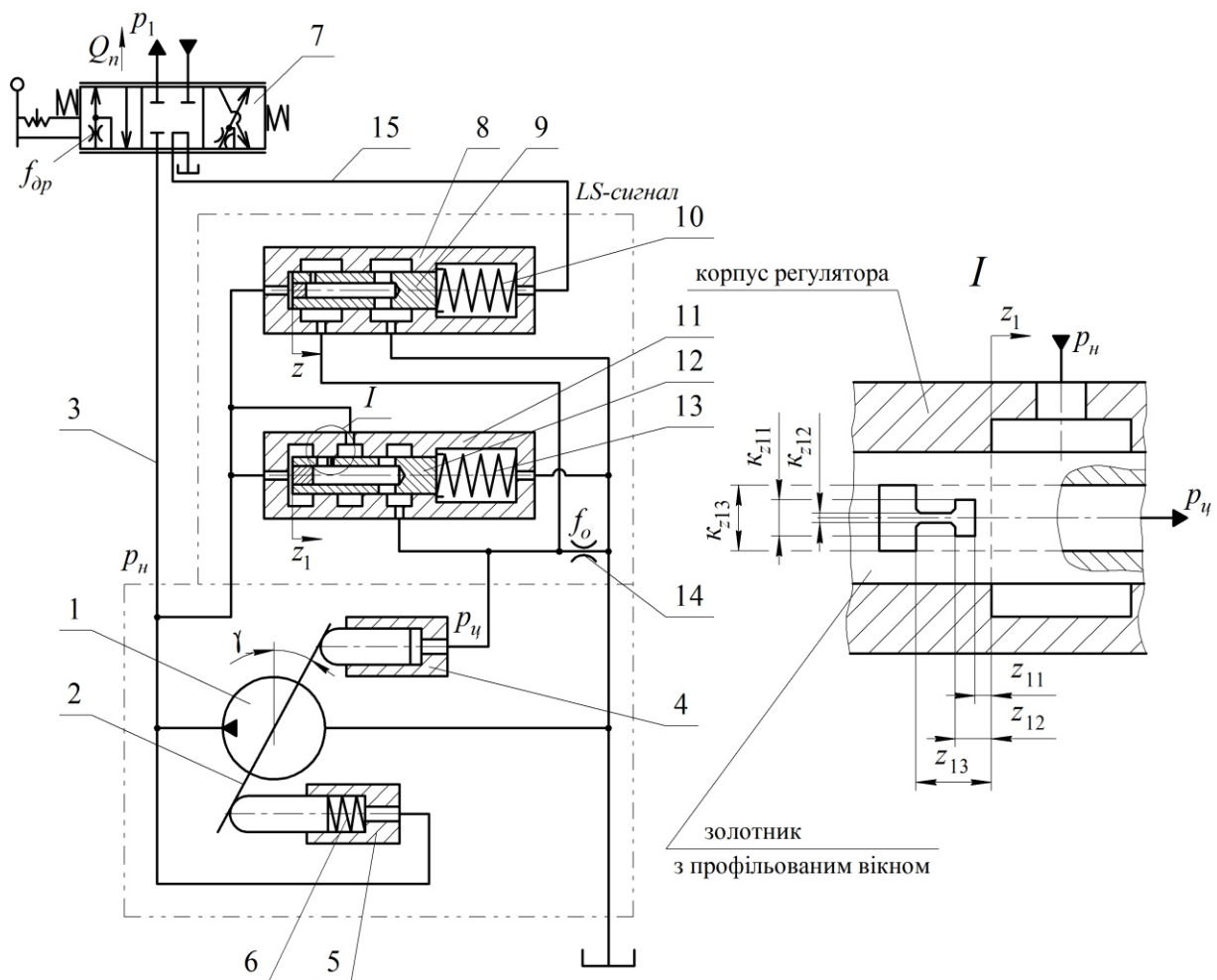


Рисунок 7.14 – Розрахункова схема системи керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП

Схема містить регульований АПН 1, пропорційний розподільник 7 з пристроєм відстеження тиску навантаження споживачів (LS-сигналу), регулятор подачі 8 з золотником 9 та пружиною 10, який підключений до гідроліній 3 та 15 і керує потоком, що надходить з гідролінії 3 в циліндр керування 4. Планшайба 2 насоса знаходиться під дією циліндрів 4, 5 і пружини 6. На зливні з циліндра керування 4 встановлений дросель 14. Регулятор потужності 11 з золотником 12 і пружиною 13 змінює робочий об'єм насоса за робочим тиском таким чином, що забезпечується постійність добутку тиску і подачі насоса.

При відключених споживачах у середньому положенні пропорційного розподільника 7 лінія керування 15 регулятора з'єднується зі зливом, тиск в ній практично відсутній. Потік, створений насосом, переміщує золотник 9 вправо, стискаючи пружину 10, і потрапляє в циліндр керування 4. Створений в циліндрі тиск p_u перемістить планшайбу таким чином, що потік насоса буде мінімальним і компенсуватиме тільки витоки в системі керування та в гідроприводі. Тиск p_n на виході насоса забезпечиться у межах 0,9...2 МПа.

В усталеному робочому режимі при лівому або правому положеннях пропорційного розподільника 7 система керування працює таким чином. Тиски p_n і p_1 , а також зусилля пружини 10, діючи на золотник 9, визначають таке його положення, при якому тиск p_u в циліндрі 4 урівноважує на планшайбі 2 момент, що створений тиском p_n в циліндрі 5 разом з пружиною 6. Пружина 10 підбирається таким чином, щоб могла підтримувати постійний перепад тиску $\Delta p_{LS} = p_n - p_1$ на робочому вікні пропорційного розподільника 7. Будь-яка зміна Δp_{LS} зумовлює відповідну зміну кута нахилу γ , спрямовану у бік зменшення помилки. Так, наприклад, при збільшенні Δp_{LS} золотник 9 регулятора подачі 8 зміститься вправо, збільшиться потік до циліндра 4 і кут γ зменшуватиметься доти, доки Δp_{LS} не досягне заданого значення. Змінюючи пропорційним розподільником 7 площу робочого вікна f_{op} , можна змінювати величину подачі Q_n до споживачів.

При значному рості величини тиску p_n спрацьовує регулятор потужності 11 з золотником 12, пружиною 13, а робочий об'єм насоса змінюється за робочим тиском таким чином, що забезпечується постійність добутку тиску і подачі насоса.

Тиск спрацювання регулятора потужності можна задавати за рахунок попереднього стиснення пружини 13.

При роботі насоса в режимі постійної потужності підвищення тиску p_n , що діє на лівий торець золотника 12, зміщує останній вправо, стискає пружину 13 і відкриває профільоване робоче вікно золотника, яке визначає

потік Q_{y1} до циліндра керування 4 в залежності від координати z_1 переміщення золотника. В циліндрі керування 4 створюється тиск p_y , який визначає кут нахилу γ планшайби 2 насоса і, відповідно, змінює робочий об'єм насоса.

Графік статичної характеристики АПН з комбінованим регулятором показаний на рис. 7.15. Наявність профільованого вікна в золотнику 12 регулятора потужності 11 (див. рис. 7.14) і, відповідно, змінного коефіцієнта підсилення вікна κ_{z1} (формула 7.33), залежного від переміщення z_1 , забезпечує на статичній характеристиці дві ділянки, які наближають сумарну характеристику до гіперболічної кривої, що характеризує роботу насоса в режимі постійної потужності. Ділянка I забезпечується відкриттям робочого вікна золотника регулятора потужності з коефіцієнтом підсилення κ_{z11} при переміщенні золотника $z_{11} < z_1 \leq z_{12}$. Ділянка II при переміщенні z_1 більше z_{12} забезпечується одночасним відкриттям робочого вікна величиною $f_1(z_1) = (z_{12} - z_{11}) \cdot \kappa_{z11}$ і відкриттям робочого вікна з коефіцієнтом підсилення κ_{z12} . Обмеження максимального тиску здійснюється за рахунок κ_{z13} при переміщенні z_1 більше z_{13} (ділянка III).

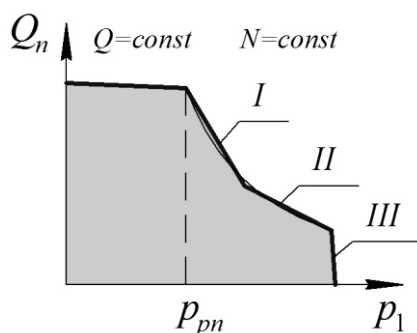


Рисунок 7.15 – Графік статичної характеристики регульованого АПН з КРП

Площа відкриття профільованого робочого вікна золотника регулятора потужності апроксимується виразом

$$f_1(z_1) = \begin{cases} 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 & \text{при } 0 \leq z_1 \leq z_{11}, \text{ мм,} \\ \kappa_{z11}(z_1 - z_{11}) & \text{при } z_{11} < z_1 \leq z_{12}, \text{ мм,} \\ \kappa_{z11}(z_{12} - z_{11}) + \kappa_{z12}(z_1 - z_{12}) & \text{при } z_{12} < z_1 \leq z_{13}, \text{ мм,} \\ \kappa_{z11}(z_{12} - z_{11}) + \kappa_{z12}(z_{13} - z_{12}) + \kappa_{z13}(z_1 - z_{13}) & \text{при } z_1 > z_{13}, \text{ мм,} \end{cases} \quad (7.33)$$

де z_1 – поточна координата переміщення золотника регулятора потужності;

κ_{Z11} , κ_{Z12} , κ_{Z13} – коефіцієнти підсилення профільованого вікна золотника регулятора потужності;

z_{11} , z_{12} , z_{13} – координати положення ділянок профільованого вікна з коефіцієнтами підсилення відповідно κ_{Z11} , κ_{Z12} і κ_{Z13} .

Підпружинений золотник регулятора потужності у початковому положенні перекриває робоче вікно. Позитивне перекриття робочого вікна золотника регулятора потужності складає $z_{11} = 1$ мм. Позитивне перекриття золотника забезпечує відсутність перетікань робочої рідини через профільоване вікно при відключених споживачах.

Комбінований регулятор подачі забезпечує керованість АПН у широкому діапазоні параметрів, незалежно від зміни робочого тиску і кількості обертів приводного двигуна. Разом з розширеними можливостями керування насосом комбінований регулятор робочого об'єму забезпечує суттєве покращення енергетичного балансу системи (рис. 7.16).

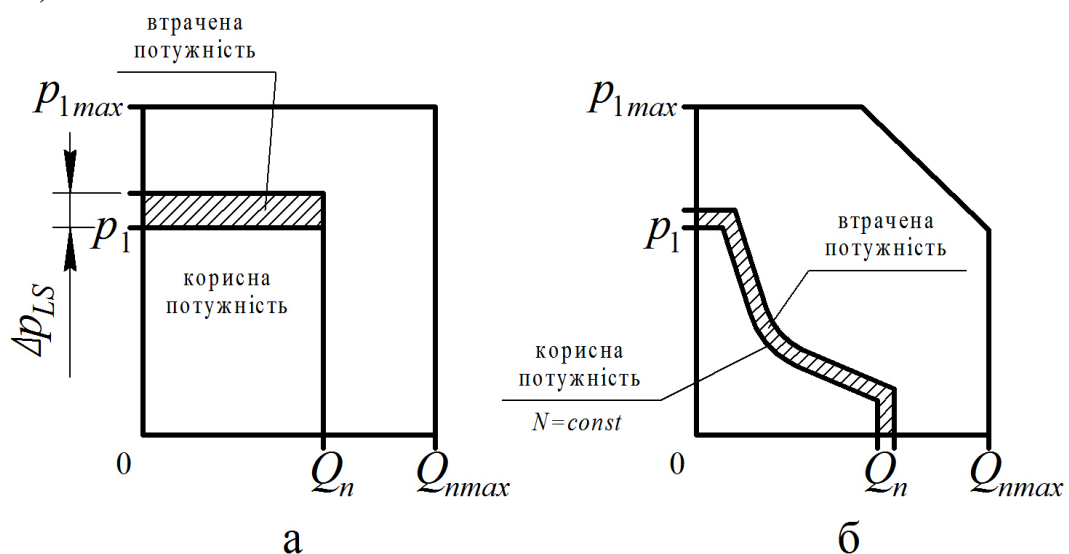


Рисунок 7.16 – Енергетичний баланс системи керування АПН з КРП:

- 1 – енергобаланс системи при роботі регулятора подачі,
- 2 – енергобаланс системи при роботі регулятора потужності

В такій системі у порівнянні з традиційною схемою дросельного керування використані всі переваги LS-регулювання, а саме мінімізовані втрати енергії, залежні від тиску, і відсутні втрати, залежні від об'ємної подачі. Надлишок масла, який потрібно відводити в бак, відсутній, немає втрат тепла, що дозволяє суттєво знизити енергоспоживання і нагрівання гідроприводів мобільних робочих машин.

Крім того, при роботі регульованого АПН в режимі постійної потужності обмежується потужність, яка відбирається від приводного двигуна. Це дозволяє найбільш оптимально використовувати потужність приводного двигуна, економити його енергію і забезпечує захист двигуна від перенавантажень.

7.2.3.2 Математична модель системи керування регульованого АПН

Для дослідження процесів, що відбуваються в системі керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП, складено математичну модель за таких припущень:

- параметри елементів системи керування зосереджені;
- об'єм гідроліній системи керування за час перехідного процесу не змінюється;
- довжини гідроліній системи керування відносно малі, хвильові процеси не враховуються;
- коефіцієнти витрати через дросельні і золотникові елементи постійні;
- режим течії робочої рідини в системі керування безкавітаційний;
- втрати тиску в гідролініях системи керування не враховуються, оскільки вони незначні у порівнянні з втратами на місцевих опорах;
- гідродинамічні сили на золотниках КРП не враховуються, оскільки потоки через дросельні вікна золотників незначні;
- коефіцієнт податливості робочої рідини та гідроліній враховувався як величина, залежна від тиску (рівняння (7.40)).

Математична модель системи керування регульованого АПН містить рівняння нерозривності потоків (7.34), (7.38); рівняння моментів, що діють на планшайбу регульованого АПН (7.35); рівняння сил, що діють на золотники КРП (7.36-7.37), рівняння (7.39) залежності площі робочого вікна золотника 9 і рівняння (7.33) залежності площі профільованого робочого вікна золотника 12.

$$\frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot \kappa_1 \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma = \mu \cdot f_{op} \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_1|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_1) + \mu \cdot f(z) \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_u|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_u) + Q_{u1}(p_n, p_u, z_1) + \beta(p) \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}; \quad (7.34)$$

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_n \cdot F_5 \cdot l - p_u \cdot F_4 \cdot l + M_c(p_n, Q_n, t^0) - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt}; \quad (7.35)$$

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = p_n \frac{\pi d_p^2}{4} - p_1 \frac{\pi d_p^2}{4} - c_p (z_p + z) - b_p \frac{dz}{dt} - T_p \cdot \text{sign} \frac{dz}{dt}; \quad (7.36)$$

$$m_{p1} \frac{d^2 z_1}{dt^2} = p_n \frac{\pi d_{p1}^2}{4} - c_{p1} (z_{p1} + z_1) - b_{p1} \frac{dz_1}{dt} - T_{p1} \cdot \text{sign} \frac{dz_1}{dt}; \quad (7.37)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot f(z) \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_u|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_u) + Q_{u1}(p_n, p_u, z_1) = \\ = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_u}{\rho}} + \beta(p) \cdot W_u \cdot \frac{dp_u}{dt} \end{aligned}; \quad (7.38)$$

$$f(z) = \begin{cases} 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, \text{ якщо } 0 \leq z \leq (1,0 \cdot 10^{-3}) \text{ м}, \\ \kappa_Z \cdot z, \text{ якщо } (1,0 \cdot 10^{-3}) < z \leq (10 \cdot 10^{-3}) \text{ м}; \end{cases} \quad (7.39)$$

$$\beta = \begin{cases} (1 - 0,03 \cdot p) \cdot 2 \cdot 10^{-9}, \text{ якщо } 0,3 \leq p \leq 3 \text{ МПа}, \\ 0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2 / \text{Н}, \text{ якщо } p > 3 \text{ МПа}. \end{cases} \quad (7.40)$$

В рівняннях (7.33-7.40) використані такі позначення: p_n – тиск на виході насоса; p_u – тиск в циліндрі керування 4 положенням планшайби насоса; p_1 – тиск навантаження; Q_n – подача до виконавчого гідродвигуна; $Q_{u1}(p_n, p_u, z_1)$ – витрата через профільоване робоче вікно золотника 12; γ – кут повороту планшайби насоса; z , z_1 – координати переміщення золотників; площі робочих вікон: f_{op} – пропорційного розподільника 7; f_0 – дреселя 14 в зливній гідролінії; $f(z)$ – золотника 9, $f_1(z_1)$ – золотника 12 з профільованим вікном; κ_Z – коефіцієнт підсилення вікна золотника 9; κ_{Z11} , κ_{Z12} , κ_{Z13} – коефіцієнти підсилення профільованого вікна золотника 12; F_4 , F_5 – площі циліндрів керування; I – момент інерції планшайби насоса; d_7 – діаметр поршнів насоса; d_8 – діаметр розміщення поршнів в роторі насоса; κ_1 – кількість поршнів насоса; n – частота обертання вала насоса; l – плече дії циліндрів керування на планшайбу насоса; $M_c(p_n, Q_n, t^\circ)$ – момент опору планшайби насоса; m_p , m_{p1} – маси золотників; d_p , d_{p1} – діаметри золотників; c_p , c_{p1} – жорсткість пружин золотників; z_p , z_{p1} – початкове стиснення пружин золотників; T_p , T_{p1} – сили сухого тертя золотників; b_p , b_{p1} , b_γ – коефіцієнти демпфування

золотників і планшайби насоса; $\beta(p)$ – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та гідроліній; W_n , W_u – об’єми гідроліній у відповідних частинах системи керування; ρ – густина робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати; t° – температура робочої рідини та ін.

Система рівнянь (7.33-7.40) є нелінійною математичною моделлю, що описує процеси в системі керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП.

Змінні, що описують стан системи керування, та їх початкові значення такі:

- тиск на виході насоса $p_n(0) = 0,01$ МПа;
- кут повороту планшайби насоса $\gamma(0) = 0,05$ рад;
- тиск робочої рідини в циліндрі керування положенням планшайби насоса $p_u(0) = 0,01$ МПа;
- координата переміщення золотника регулятора подачі $z(0) = 0$ м;
- координата переміщення золотника регулятора потужності з профільованим вікном $z_1(0) = 0$ м.

Постійні параметри системи керування регульованого АПН з профільованим золотником КРП та їх значення наведено в табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Постійні параметри системи керування

Параметр	Значення	Одиниця вимірювання	Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
F_4	$4,15 \cdot 10^{-4}$	м ²	z_p	$2,7 \cdot 10^{-3}$	м
F_5	$1,13 \cdot 10^{-4}$	м ²	z_{p1}	$4,0 \cdot 10^{-3}$	м
I	0,2	кг·м ²	T_p	0,4	Н
d_7	$12 \cdot 10^{-3}$	м	T_{p1}	0,4	Н
d_8	$68 \cdot 10^{-3}$	м	ρ	900	кг/м ³
κ_1	7	шт.	W_n	$2,0 \cdot 10^{-3}$	м ³
n	25	с ⁻¹	W_u	$0,06 \cdot 10^{-3}$	м ³
l	$64 \cdot 10^{-3}$	м	m_p	0,016	кг
μ	0,6	–	m_{p1}	0,02	кг

Параметри системи керування і КРП, які змінювалися в процесі дослідження, та їх діапазон зміни наведено в табл. 7.2.

Для розв’язання рівнянь математичної моделі введені обмеження на переміщення рухомих елементів у системі керування регульованого АПН:

- кут повороту планшайби регульованого АПН $0 \leq \gamma \leq 0,4$ рад;

– координата переміщення золотника регулятора подачі $0 \leq z \leq 8 \cdot 10^{-3}$ м;

– координата переміщення золотника регулятора потужності з профільованим вікном $0 \leq z_1 \leq 8 \cdot 10^{-3}$ м.

Таблиця 7.2 – Діапазон зміни параметрів

Параметр	Діапазон зміни	Початкове значення	Одиниця вимірювання
c_p	$(0,8...4,0) \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^4$	Н/м
c_{p1}	$(3,0...10,0) \cdot 10^4$	$6,7 \cdot 10^4$	Н/м
d_p	$(4,0...10,0) \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	м
dp_{p1}	$(4,0...10,0) \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	м
κ_Z	$(0,5...4,0) \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$	м
κ_{Z1}	$(0,25...4,0) \cdot 10^{-3}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	м
b_p	5...1000	50	Н·с/м
b_{p1}	5...1000	50	Н·с/м
b_γ	10...50	30	Н·м·с
f_0	$(0,5...1,5) \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-6}$	м ²
t°	20...80	50	°С
$\beta(p)$	$(0,6...2,0) \cdot 10^{-9}$	–	м ² /Н
$M_c(p_n, Q_n, t^\circ)$	0...45	–	Н·м
$Q_{y1}(p_n, p_y, z_1)$	$(0...9,2) \cdot 10^{-5}$	–	м ³ /с
f_{op}	$(0...25,0) \cdot 10^{-6}$	–	м ²
Q_n	$(0...1,0) \cdot 10^{-3}$	–	м ³ /с
p_1	$(0...25) \cdot 10^6$	–	Па

7.2.3.3 Основна блок-схема розв'язання рівнянь математичної моделі

Система рівнянь, що описує поведінку системи керування регульованого АПН з профільованим золотником КРП, розв'язується за допомогою програми Simulink. Програма Simulink є додатком до пакета MatLab і повністю інтегрована з ним, забезпечуючи швидкий доступ до широкого спектра інструментів аналізу та проектування.

Основна блок-схема розв'язання рівнянь математичної моделі наведена на рис. 7.17. Схема містить п'ять підсистем, які розв'язують відповідні рівняння математичної моделі. Підсистема – це фрагмент Simulink-моделі, який оформлений у вигляді окремого блоку. Зв'язок підсистеми з моделлю виконується за допомогою вхідних і вихідних портів.

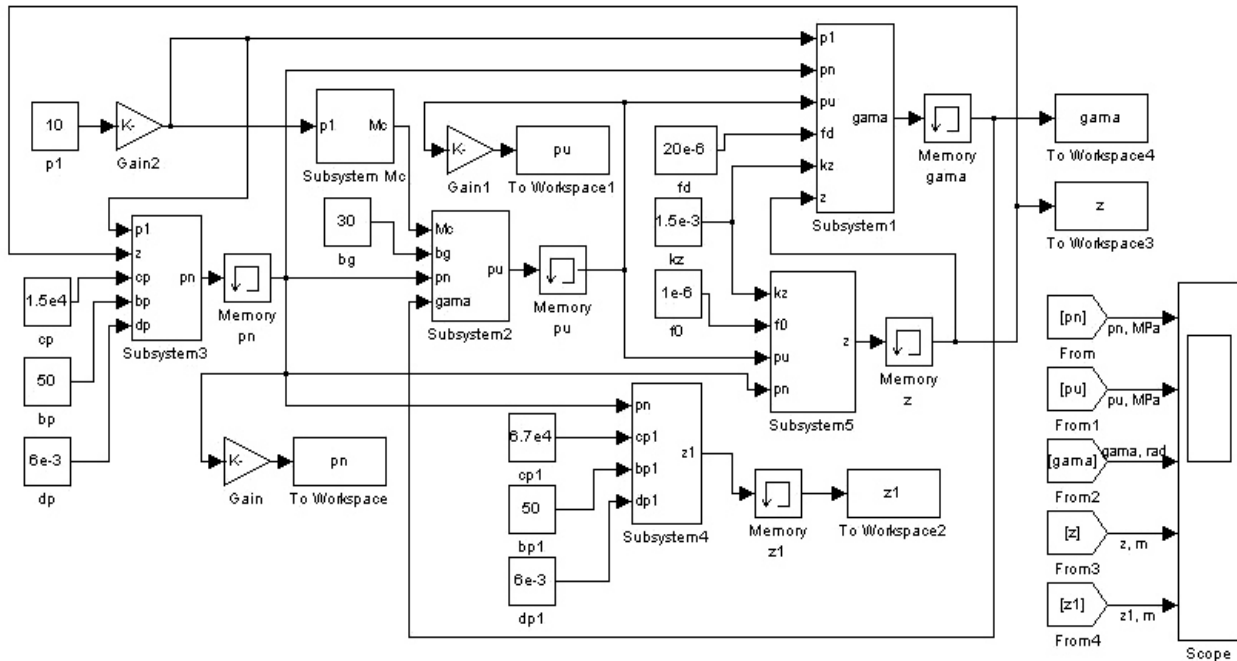


Рисунок 7.17 – Блок-схема розв'язання системи рівнянь в середовищі MatLab Simulink

7.2.3.4 Статичні характеристики системи керування регульованого АПН

В результаті математичного моделювання отримана статична характеристика регульованого АПН з КРП, яка показана на рис. 7.18. При визначенні статичної характеристики фіксувалося значення подачі Q_n , що надходить до виконавчого гідродвигуна при зміні тиску навантаження p_1 на виконавчому гідродвигуні від 2 до 10 МПа з кроком 1 МПа.

Параметри регулятора подачі при проведенні дослідження мали такі значення: діаметр золотника регулятора подачі $d_p = 8 \cdot 10^{-3}$ м; жорсткість пружини регулятора подачі $c_p = 1,5 \cdot 10^4$ Н/м; попереднє стиснення пружини регулятора подачі $z_p = 2,7 \cdot 10^{-3}$ м. Встановлений перепад тиску на робочому вікні пропорційного розподільвача $\Delta p_{LS} = 1,6$ МПа.

Умови виконання деяких технологічних процесів вимагають стабільності швидкості робочої подачі до виконавчого гідродвигуна незалежно від зміни навантаження на гідродвигуні.

Критерієм стабільності подачі є похибка стабілізації δ , яка визначається зі співвідношення

$$\delta = \frac{Q_{nmax} - Q_{nmin}}{Q_{nmin}} \cdot 100\%, \quad (7.41)$$

де Q_{nmax} , Q_{nmin} – відповідно, максимальна і мінімальна величини подачі до виконавчого гідродвигуна в заданому режимі настроювання режиму стабілізації подачі.

Важливо, щоб δ не перевищувала встановлених значень, інакше виникають помилки при відпрацюванні сигналів керування, знижується точність машини. Для сучасних систем керування регульованих насосів прийнятним може вважатися значення похибки стабілізації δ , що знаходиться в межах до 6%.

Графік статичної характеристики (рис. 7.18) показує, що КРП забезпечує стабільність встановленої пропорційним розподільником швидкості робочої подачі регульованого АПН незалежно від зміни навантаження. Похибка стабілізації подачі δ до гідродвигуна не перевищує 3%.

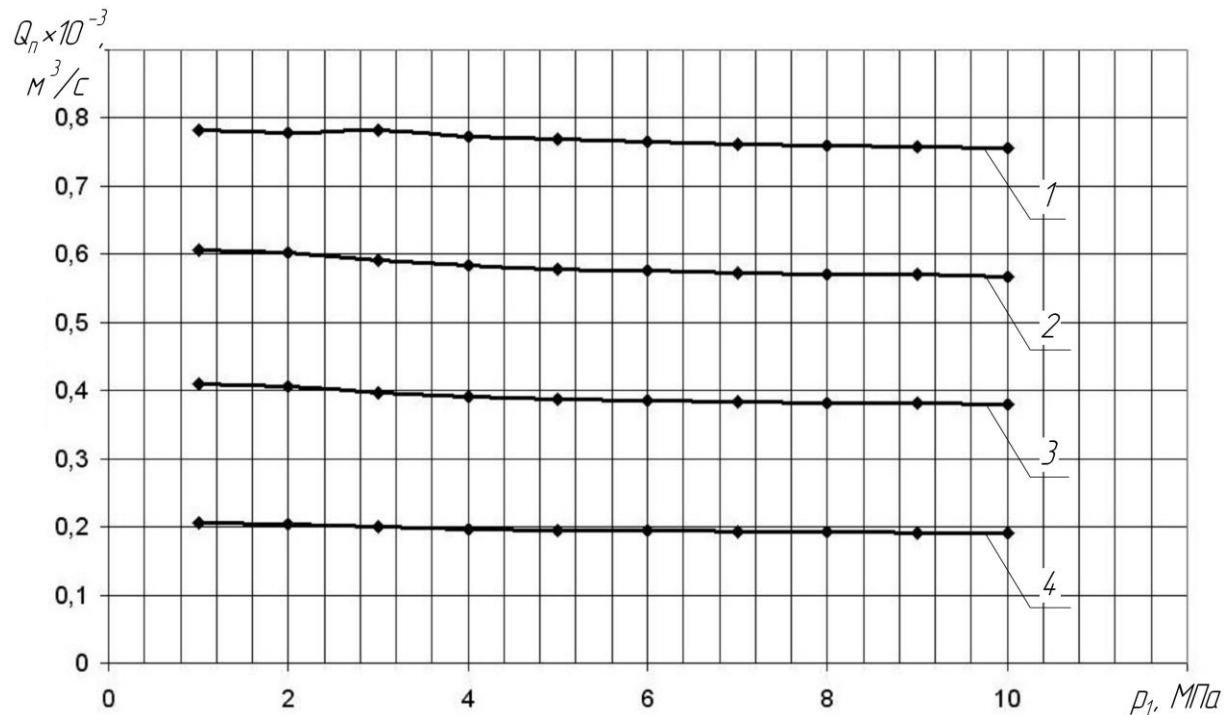


Рисунок 7.18 – Статична характеристика АПН в режимі стабілізації подачі:

- 1 – відповідає настроюванню регулятора на максимальну подачу; 2 і 3 – можливі проміжні значення подачі; 4 – мінімальна подача

Отримана в результаті математичного моделювання статична характеристика регульованого АПН в режимі постійної потужності показана на рис. 7.19. При визначенні статичної характеристики в режимі постійної потужності фіксувалося значення подачі Q_n на виході насоса при зміні тиску навантаження p_1 на виконавчому гідродвигуні та, відповідно, зміні тиску на виході насоса p_n від 10 до 20 МПа.

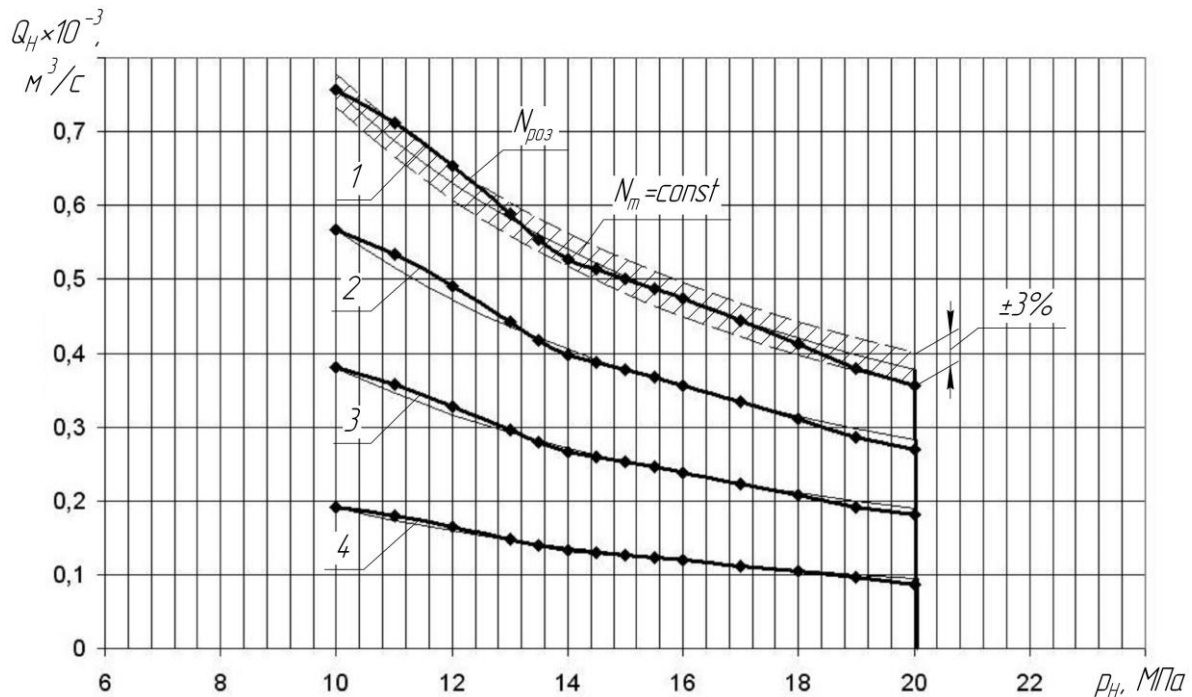


Рисунок 7.19 – Статична характеристика АПН в режимі постійної потужності: 1 – відповідає настроюванню регулятора на максимальну потужність; 2 і 3 – можливі проміжні значення потужності; 4 – мінімальна потужність

Параметри КРП при проведенні дослідження мали такі значення: діаметр золотника з профільованим вікном регулятора потужності $d_{p1} = 8 \cdot 10^{-3}$ м; жорсткість пружини золотника $c_{p1} = 6,7 \cdot 10^4$ Н/м; попереднє стиснення пружини золотника $z_{p1} = 4,0 \cdot 10^{-3}$ м.

При збільшенні тиску на виході насоса p_n більше 10 МПа відкривається профільоване робоче вікно золотника регулятора потужності з коефіцієнтом підсилення κ_{z11} . При подальшому підвищенні тиску $p_n > 14,5$ МПа статична характеристика регульованого АПН в режимі постійної потужності забезпечується відкриттям профільованого робочого вікна золотника з коефіцієнтами підсилення κ_{z11} і κ_{z12} . При досягненні $p_n = 20$ МПа здійснюється обмеження максимального тиску за рахунок κ_{z13} . Отримана статична характеристика регульованого АПН в режимі

постійної потужності показує, що крива настроювання КРП у всьому діапазоні настроювання від заданого тиску спрацювання 10 МПа до 20 МПа знаходиться в межах $\pm 3\%$ від відповідної теоретичної кривої постійної потужності $N_m = const$.

7.2.3.5 Динамічні характеристики системи керування регульованого АПН

Гідроприводи робочих машин працюють у широких діапазонах зміни швидкостей руху робочих органів. Режимми роботи гідроприводів характеризуються частим ввімкненням та вимкненням насосів і гідророзподілювачів, зміною характеру навантажень на гідродвигунах. Дані обставини з урахуванням наявності в системі керування регульованого АПН автоматичного регулятора визначають необхідність дослідження динамічних процесів в системі керування регульованого АПН, а також вибір поєднання конструктивних параметрів, що забезпечить стійку роботу системи керування та належні показники якості регулювання в режимах стабілізації подачі й постійної потужності.

За допомогою математичної моделі отримано перехідні процеси в системі, які дозволяють визначити її динамічні характеристики. Як змінні, що описують стан системи керування регульованого АПН, розглядаються такі параметри:

- тиск на виході насоса p_n ,
- кут повороту планшайби насоса γ ,
- тиск в циліндрі керування положенням планшайби насоса p_ψ ,
- координата переміщення золотника регулятора подачі z ,
- координата переміщення золотника з профільованим вікном регулятора потужності z_1 .

Наявність КРП в системі керування регульованого АПН суттєво ускладнює динаміку перехідних процесів. Крім того, наявність профільованого вікна в золотнику регулятора потужності вносить свої динамічні особливості. При роботі системи керування з несприятливими конструктивними параметрами КРП може виявитися недостатня швидкодія системи керування і схильність системи до автоколивань.

Покращити динамічні характеристики системи керування регульованого АПН з КРП, що працює в автоматичному режимі, можна за рахунок раціонального вибору конструктивних параметрів КРП на стадії його проектування.

При дослідженні перехідних процесів розглядалися такі показники якості перехідного процесу, як час регулювання, коливальність і перерегулювання.

Час регулювання в гідроприводі t_p визначався за моментом входження величини змінної у п'ятивідсотковий коридор відносно усталеного значення відповідної змінної.

Коливальність k визначалася як кількість коливань за час регулювання t_p .

Перерегулювання в системі керування визначалося за формулою

$$\sigma = \frac{A_{max} - A}{A} \cdot 100\%, \quad (7.42)$$

де A_{max} – максимальне значення змінної, яка описує стан системи керування;

A – усталене значення змінної.

Стійкість роботи системи керування регульованого АПН в режимі стабілізації подачі визначалася за законом зміни тиску навантаження p_1 на вході в гідродвигун.

Стійкість роботи системи керування регульованого АПН в режимі постійної потужності визначалася за законом зміни тиску p_n на виході насоса.

Стійким вважався перехідний процес, при якому невпинно зменшувалася амплітуда коливань величин тиску.

У процесі дослідження розробленої системи керування регульованого АПН визначено вплив основних конструктивних параметрів системи керування і КРП на динамічні характеристики. Досліджувався вплив таких основних параметрів системи керування і КРП:

c_p – жорсткість пружини золотника регулятора подачі;

c_{p1} – жорсткість пружини золотника з профільованим вікном регулятора потужності;

d_p – діаметр золотника регулятора подачі;

d_{p1} – діаметр золотника з профільованим вікном регулятора потужності;

κ_Z, κ_{Z1} – коефіцієнти підсилення вікон золотників регулятора подачі і потужності відповідно;

b_p, b_{p1} – коефіцієнти демпфірування золотників регулятора подачі і потужності відповідно;

b_γ – коефіцієнт демпфірування планшайби насоса;

f_0 – площа відкриття робочого вікна дроселя в зливній гідролінії циліндра керування положенням планшайби насоса.

В процесі дослідження параметри системи керування змінювалися в діапазонах, вказаних в табл. 7.3.

Таблиця 7.3 – Діапазони зміни параметрів

Параметр	Діапазон зміни	Початкове значення	Одиниця вимірювання
c_p	$(0,8...4,0) \cdot 10^4$	$1,5 \cdot 10^4$	Н/м
c_{p1}	$(3,0...10,0) \cdot 10^4$	$6,7 \cdot 10^4$	Н/м
d_p	$(4,0...10,0) \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	м
d_{p1}	$(4,0...10,0) \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	м
κ_Z	$(0,5...4,0) \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$	м
κ_{Z1}	$(0,25...4,0) \cdot 10^{-3}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	м
b_p	5...200	50	Н·с/м
b_{p1}	5...500	50	Н·с/м
b_γ	10...50	30	Н·м·с
f_0	$(0,5...1,5) \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-6}$	м ²
f_{op}	$(0...25,0) \cdot 10^{-6}$	–	м ²
Q_n	$(0...1,0) \cdot 10^{-3}$	–	м ³ /с
p_1	$(0...25) \cdot 10^6$	–	Па

На рис. 7.20 показаний вплив на стійкість в координатах p_1-Q_n таких конструктивних параметрів КРП, як d_p і f_0 . При побудові областей стійкості штриховка була направлена в сторону стійкої області.

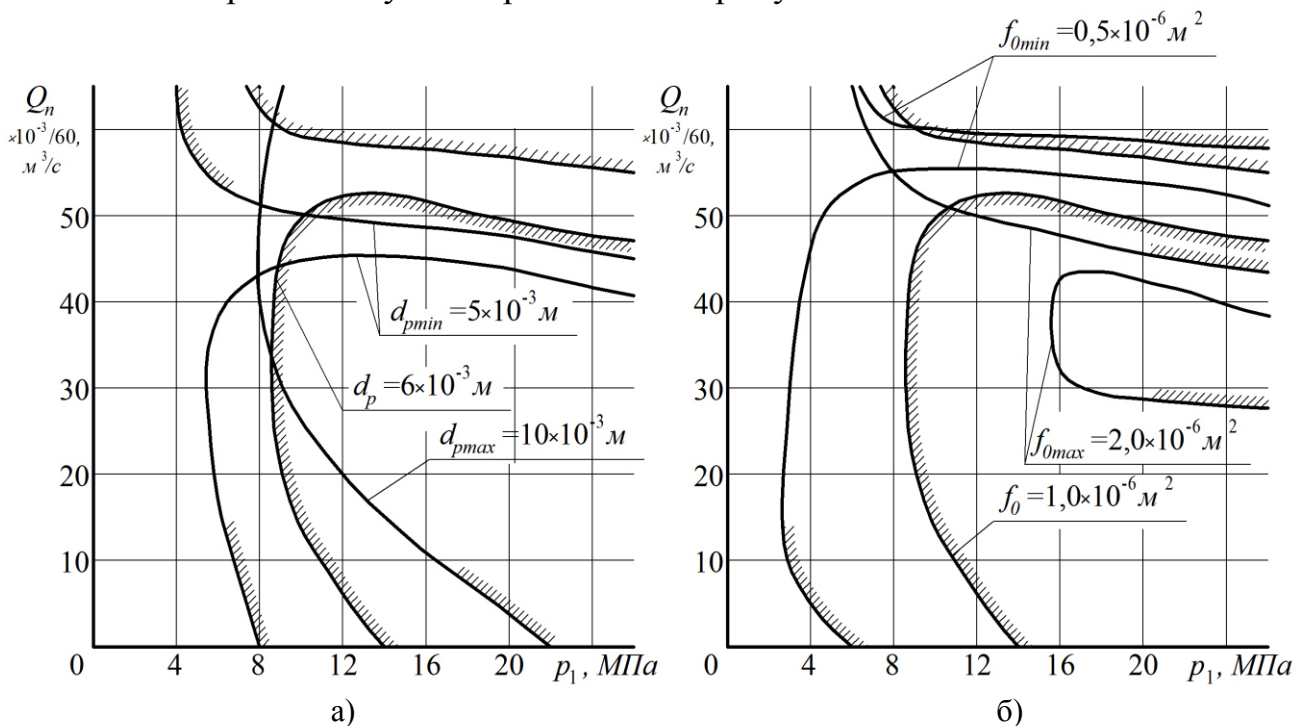


Рисунок 7.20 – Вплив параметрів КРП на положення границь стійкості системи керування в режимі стабілізації подачі:

а) вплив d_p ; б) вплив f_0

Величина f_0 помітно впливає на стійкість системи керування в режимі стабілізації подачі. При зменшенні площі відкриття робочого вікна дроселя f_0 на зливні з циліндра керування положенням планшайби насоса до $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ зона стійкої роботи суттєво розширюється. Розширення зони стійкої роботи можна досягти також за рахунок зменшення діаметра золотника регулятора подачі d_p у діапазоні від 10 до $6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

На рис. 7.21 показаний вплив на стійкість в координатах $p_1 - Q_n$ таких конструктивних параметрів КРП, як b_p і κ_z .

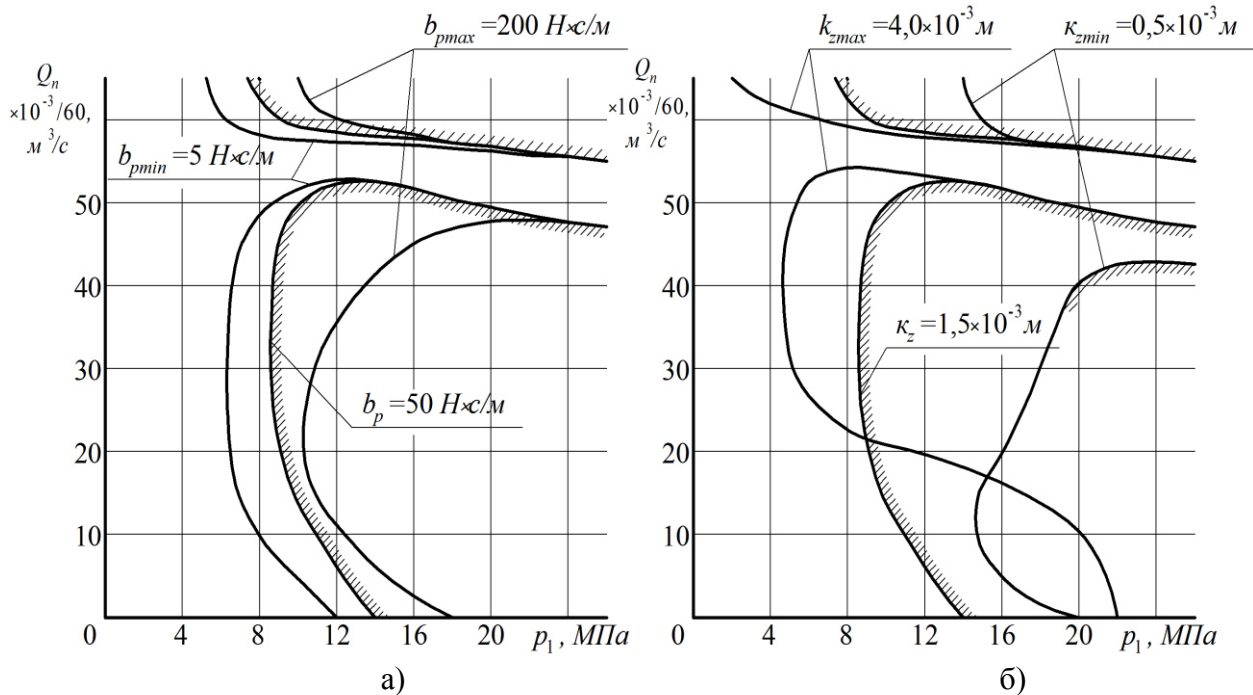


Рисунок 7.21 – Вплив параметрів КРП на положення границь стійкості системи керування в режимі стабілізації подачі:

а) вплив b_p ; б) вплив κ_z

Зменшення коефіцієнта демпфірування золотника регулятора подачі b_p у діапазоні від 200 до 50 Н·с/м забезпечує розширення стійкої роботи системи керування. Розширення зони стійкої роботи можна досягти також за рахунок збільшення коефіцієнта підсилення вікна регулятора подачі κ_z до $4,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Отримані залежності дали можливість визначити поєднання конструктивних параметрів КРП для стійкої роботи системи керування регульованого АПН у всьому діапазоні зміни величини подачі та тиску на гідродвигуні. Зокрема, при поєднанні параметрів КРП, що змінюються в межах $d_p = (5 \dots 8) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $f_0 = (0,8 \dots 1,2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $b_p = 20 \dots 50 \text{ Н·с/м}$; $\kappa_z = (1,5 \dots 4,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, система керування регульованого АПН з КРП в

режимі стабілізації подачі працює стійко в усьому діапазоні функціонування.

На рис. 7.22 показана залежність часу регулювання t_p від основних конструктивних параметрів КРП в режимі стабілізації подачі регульованого АПН.

На рисунку по осі абсцис відкладено значення безрозмірних параметрів

$$\Pi = \Pi_{\partial} / \Pi_{max},$$

де Π_{∂} – поточне значення параметрів,

Π_{max} – максимальне значення параметрів.

Максимальні значення параметрів мали величини, рівні верхнім границям з діапазону зміни параметрів, що наведені в табл. 7.3.

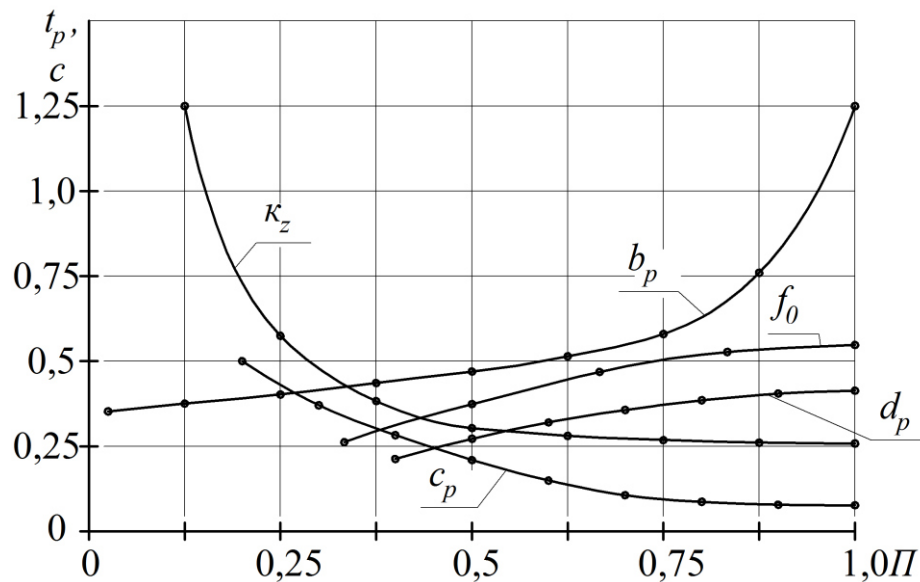


Рисунок 7.22 – Вплив конструктивних параметрів КРП на час регулювання t_p

Найбільше впливають на час регулювання t_p такі конструктивні параметри КРП, як k_z і b_p . Час регулювання t_p зменшується при збільшенні коефіцієнта підсилення вікна k_z золотника регулятора подачі і при зменшенні коефіцієнта демпфірування b_p .

Вплив параметрів c_p , d_p і f_0 на час регулювання t_p менш значний. Але за рахунок збільшення жорсткості пружини c_p золотника регулятора подачі, зменшення діаметра d_p золотника і зменшення площі відкриття f_0 робочого вікна дроселя в зливній гідролінії циліндра керування планшайбою насоса можна забезпечити час регулювання t_p в межах 0,3 с.

На рис. 7.23 та 7.24 показані залежності показників якості перехідного процесу, а саме: коливальності κ і перерегулювання σ за тиском p_n , від основних конструктивних параметрів КРП в режимі стабілізації подачі регульованого АПН.

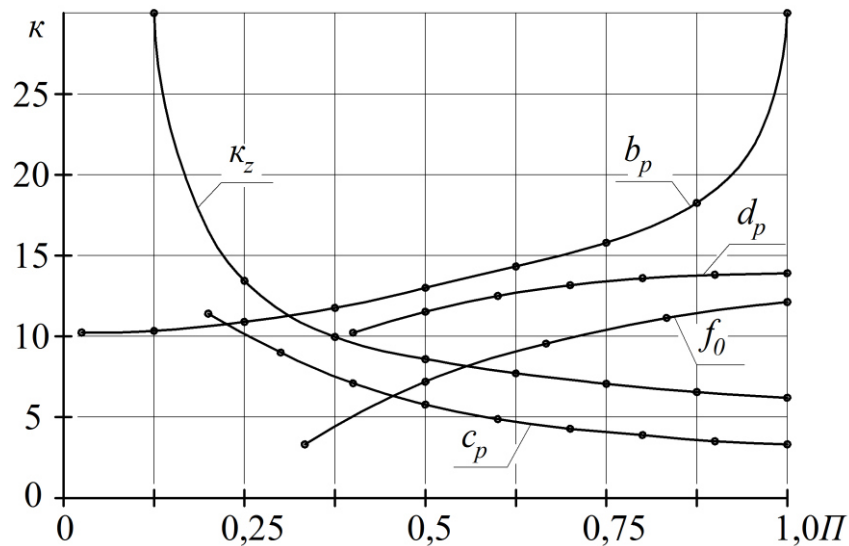


Рисунок 7.23 – Вплив конструктивних параметрів КРП на коливальність κ

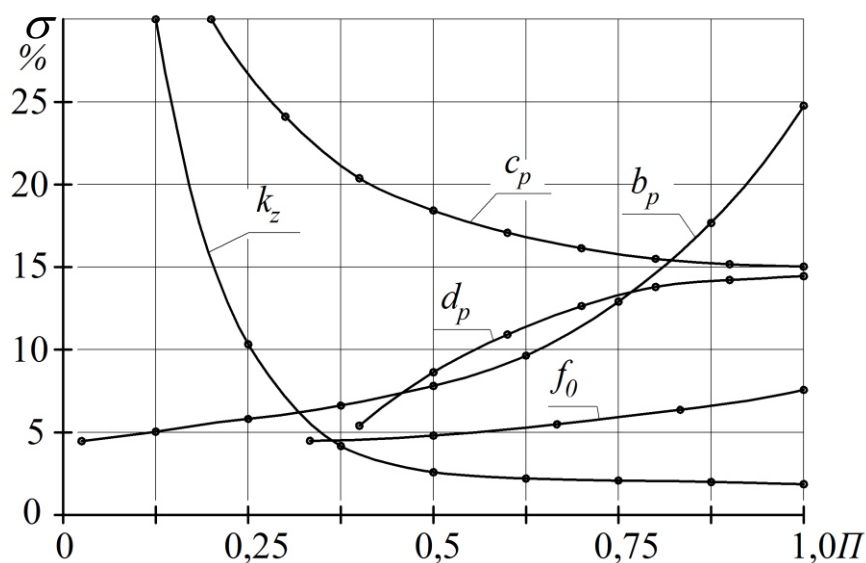


Рисунок 7.24 – Вплив конструктивних параметрів КРП на перерегулювання за тиском σ

Характер впливу конструктивних параметрів КРП на коливальність κ і перерегулювання σ за тиском однаковий. При збільшенні κ_z і c_p , а також зменшенні b_p , d_p і f_0 коливальність κ і перерегулювання σ за тиском

зменшуються. При відповідному виборі вказаних конструктивних параметрів КРП можна забезпечити перерегулювання $\sigma < 30\%$.

В результаті аналізу і обробки даних, отриманих за допомогою математичної моделі, складено зведену табл. 7.4, в якій визначено вплив основних конструктивних параметрів КРП на показники якості перехідних процесів в режимі стабілізації подачі регульованого АПН.

Таблиця 7.4 – Вплив конструктивних параметрів КРП на показники якості перехідного процесу в режимі стабілізації подачі

Параметри системи	t_p				κ				σ			
	p_n	p_u	γ	z	p_n	p_u	γ	z	p_n	p_u	γ	z
c_p	+	+	+	+	-	-	-	-	++	++	++	++
d_p	-	-	-	-	-	-	-	-	+	++	++	++
κ_z	++	++	++	++	++	++	++	++	+	++	-	+
b_p	++	++	++	++	+	+	+	+	+	++	-	+
b_γ	+	+	+	+	-	-	-	-	++	++	-	++
f_0	+	-	-	+	-	-	-	-	-	++	+	+

Примітка. „++” – сильно впливає (70-100% від максимальної величини);
 „+” – помітно впливає (30-70%);
 „-” – слабо впливає (5-30%);
 „0” – не впливає (до 5%).

Наведені результати можуть бути використані при проектуванні системи керування регульованого АПН в режимі стабілізації подачі з заданими динамічними характеристиками (час регулювання $t_p < 0,3$ с і перерегулювання за тиском $\sigma < 30\%$). Так, за підвищених вимог до швидкодії можна рекомендувати збільшення жорсткості пружини c_p і коефіцієнта підсилення вікна κ_z золотника регулятора подачі, зменшення коефіцієнта демпфірування b_p і діаметра d_p золотника регулятора подачі, а також зменшення площі відкриття f_0 робочого вікна дроселя в зливній гідролінії циліндра керування планшайбою насоса.

На рис. 7.25 показаний вплив на стійкість в координатах $p_n - Q_n$ таких конструктивних параметрів КРП, як d_{p1} і f_0 . При побудові областей стійкості штриховка була направлена в сторону стійкої області. Найбільш помітний вплив на стійкість системи керування в режимі постійної потужності, як і в режимі стабілізації подачі, має величина f_0 , але характер впливу f_0 в режимах стабілізації подачі та постійної потужності різний. При збільшенні площі відкриття робочого вікна

дроселя f_0 в зливній гідролінії циліндра керування положенням планшайби насоса в діапазоні від $1,0$ до $1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ зона стійкості в режимі постійної потужності суттєво розширюється на відміну від режиму стабілізації подачі, де зона стійкості збільшується при зменшенні величини f_0 до $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. У зв'язку з різним характером впливу величини f_0 на стійкість в режимах стабілізації подачі і постійної потужності визначено, що в діапазоні зміни величини f_0 від $0,8$ до $1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ забезпечується стійка робота системи керування як в режимі стабілізації подачі, так і в режимі постійної потужності.

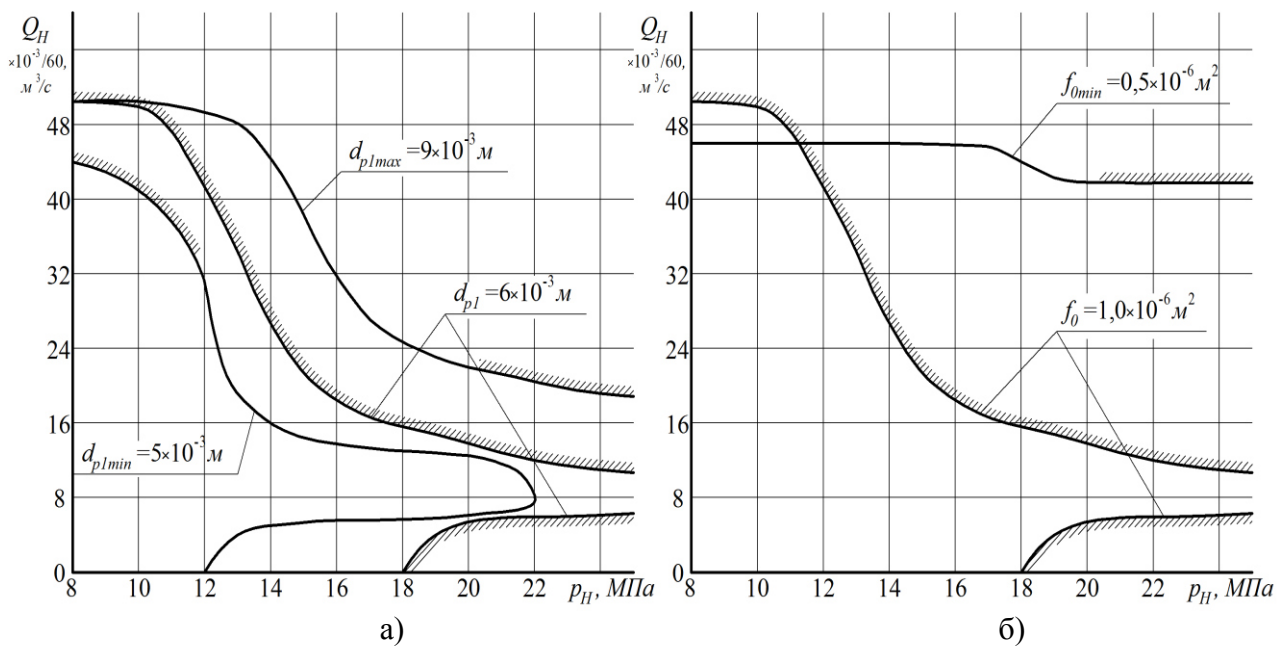


Рисунок 7.25 – Вплив параметрів КРП положення границь стійкості системи в режимі постійної потужності:

а) вплив d_{p1} ; б) вплив f_0

Розширення зони стійкої роботи можна досягти також за рахунок зменшення діаметра золотника регулятора потужності d_{p1} у діапазоні від 10 до $6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

На рис. 7.26 показаний вплив на стійкість в координатах $p_H - Q_H$ таких конструктивних параметрів КРП, як b_{p1} і κ_{z1} .

Коефіцієнт демпфірування золотника регулятора потужності b_{p1} має значний вплив на стійкість. Для забезпечення стійкої роботи системи керування необхідно, щоб величина $b_{p1} > 50 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$. Широка зона стійкої роботи системи керування досягається також при зміні коефіцієнта підсилення вікна золотника регулятора потужності κ_{z1} в межах $(0,5 \dots 2,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

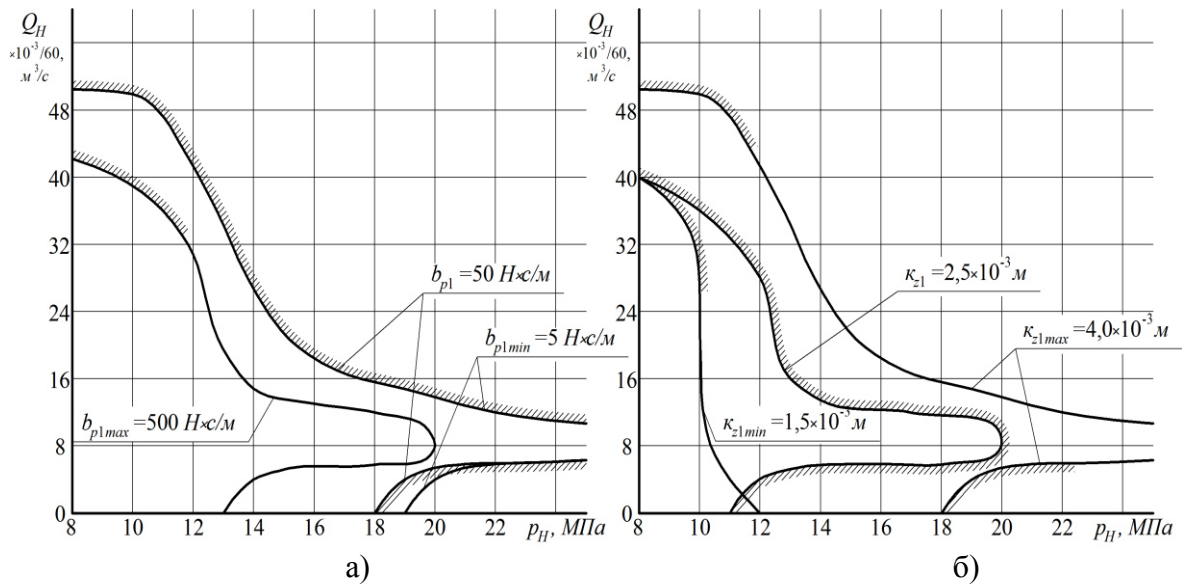


Рисунок 7.26 – Вплив параметрів КРП на положення границь стійкості системи в режимі постійної потужності:

а) вплив b_{p1} ; б) вплив κ_{z1}

Отримані залежності дали можливість визначити поєднання конструктивних параметрів КРП для стійкої роботи системи керування регульованого АПН у всьому діапазоні зміни величини подачі та тиску на виході насоса. Зокрема, при поєднанні параметрів КРП, що змінюються в межах $d_{p1}=(5\dots8)\cdot 10^{-3}$ м; $f_0=(0,8\dots1,2)\cdot 10^{-6}$ м²; $b_{p1}=50\dots500$ Н·с/м; $\kappa_{z1}=(0,5\dots2,5)\cdot 10^{-3}$ м, система керування регульованого АПН з КРП стійка в усьому діапазоні функціонування.

На рис. 7.27 показана залежність часу регулювання t_p від основних конструктивних параметрів КРП в режимі постійної потужності регульованого АПН.

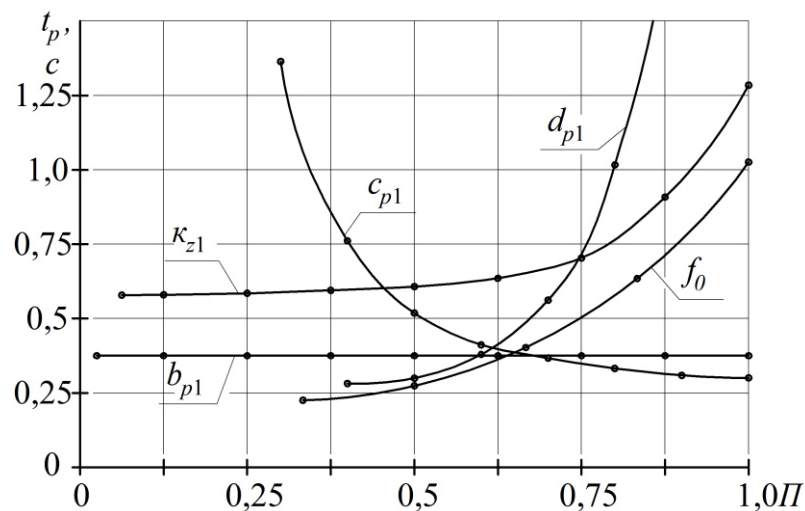


Рисунок 7.27 – Вплив основних параметрів КРП на час регулювання t_p

На рисунку по осі абсцис відкладено значення безрозмірних параметрів $\Pi = \Pi_{\partial} / \Pi_{max}$,

де Π_{∂} – поточне значення параметрів,

Π_{max} – максимальне значення параметрів.

Максимальні значення параметрів мали величини, рівні верхнім границям з діапазону зміни параметрів, що наведені в табл. 7.3.

Найбільший вплив на час регулювання t_p мають такі параметри КРП, як κ_{z1} , c_{p1} , d_{p1} і f_0 . Час регулювання t_p зменшується при збільшенні жорсткості пружини c_{p1} золотника регулятора потужності та зменшенні діаметра d_{p1} золотника, коефіцієнта підсилення вікна золотника κ_{z1} , а також зменшенні площі відкриття f_0 робочого вікна дроселя в зливній гідролінії циліндра керування планшайбою насоса. Коефіцієнт демпфірування золотника b_{p1} регулятора потужності в розглянутих діапазонах зміни параметрів не впливає на час регулювання t_p .

На рис. 7.28 та 7.29 показані залежності показників якості перехідного процесу, а саме: коливальності κ і перерегулювання σ за тиском p_n від основних конструктивних параметрів КРП в режимі постійної потужності регульованого АПН.

Найбільший вплив на коливальність κ і перерегулювання σ мають такі параметри КРП, як κ_{z1} , c_{p1} , d_{p1} і f_0 . Характер впливу вказаних конструктивних параметрів КРП на коливальність κ і перерегулювання σ такий самий, як і на час регулювання t_p . Коефіцієнт демпфірування золотника b_{p1} регулятора потужності слабо впливає на κ і σ .

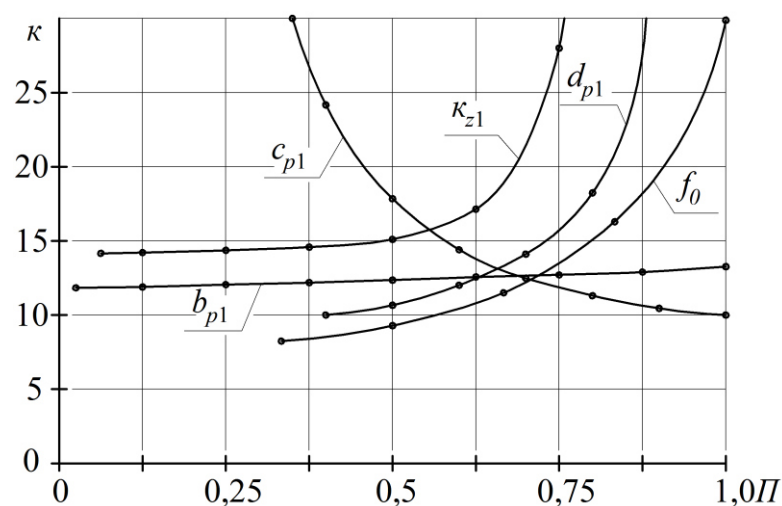


Рисунок 7.28 – Вплив основних параметрів КРП на коливальність κ

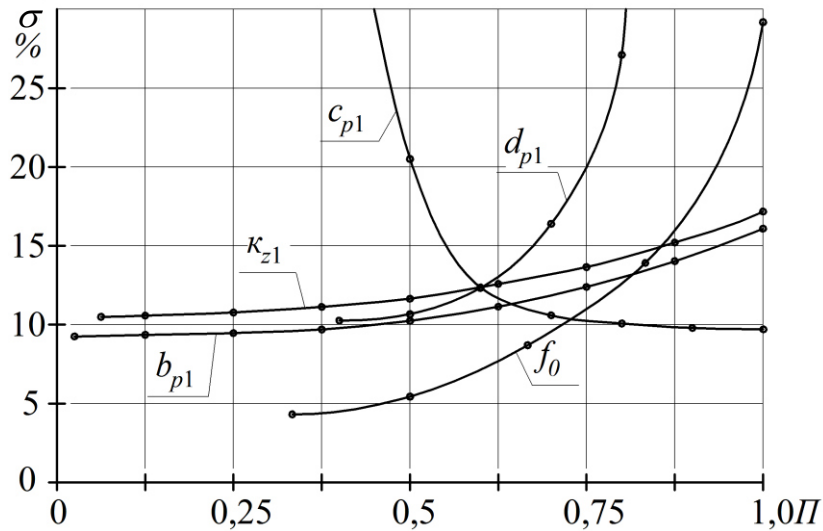


Рисунок 7.29 – Вплив основних параметрів КРП на перегулювання за тиском σ

Залежність показників якості перехідного процесу t_p , κ , σ від жорсткості пружини золотника з профільованим вікном c_{p1} , має гіперболічний характер, показаний на рис. 7.30.

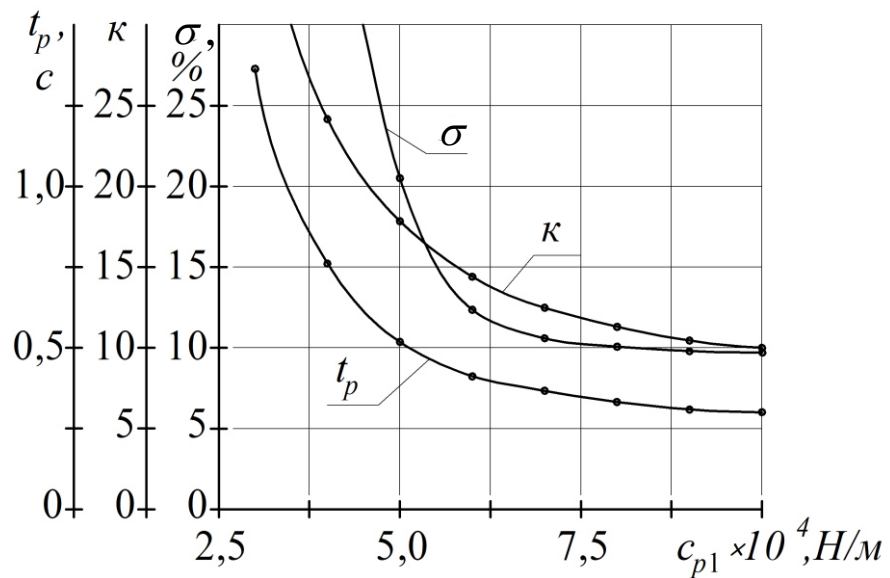


Рисунок 7.30 – Вплив жорсткості пружини золотника з профільованим вікном c_{p1} на показники якості перехідного процесу

Використання профільованого вікна золотника для забезпечення режиму постійної потужності дозволяє використати пружину з більшим значенням жорсткості c_{p1} у порівнянні з відомими конструкціями

регуляторів, у яких режим постійної потужності забезпечується двома пружинами, що працюють послідовно.

При збільшенні жорсткості c_{p1} показники якості перехідного процесу покращуються, що забезпечує високу швидкодію. В розглянутій системі керування регульованого АПН з КРП в режимі постійної потужності за рахунок $c_{p1}=6,7 \cdot 10^4$ Н/м забезпечується час регулювання $t_p < 0,3$ с і перерегулювання $\sigma < 30\%$.

В табл. 7.5 показано вплив основних конструктивних параметрів КРП на показники якості перехідних процесів змінних стану системи керування в режимі постійної потужності регульованого АПН.

Таблиця 7.5 – Вплив конструктивних параметрів КРП на показники якості перехідного процесу в режимі постійної потужності

Параметри системи	t_p				κ				σ			
	p_n	p_u	γ	z	p_n	p_u	γ	z	p_n	p_u	γ	z
c_{p1}	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
d_{p1}	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
κ_{z1}	+	+	+	+	++	++	++	++	-	-	+	-
b_{p1}	0	0	0	-	0	0	0	0	-	-	-	-
b_γ	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
f_0	++	++	++	++	+	+	++	+	+	-	+	-

Примітка. „++” – параметр сильно впливає (70-100% від максимальної величини);

„+” – параметр помітно впливає (30-70%);

„-” – параметр слабо впливає (5-30%);

„0” – параметр практично не впливає (до 5%).

Наведені результати можуть бути використані при проектуванні системи керування регульованого АПН в режимі постійної потужності з заданими динамічними характеристиками. Так, за підвищених вимог до швидкодії можна рекомендувати збільшення жорсткості пружини c_{p1} регулятора потужності, зменшення коефіцієнта підсилення вікна κ_{z1} і діаметра d_{p1} золотника регулятора потужності, а також зменшення площі відкриття f_0 робочого вікна дроселя в зливній гідролінії циліндра керування планшайбою насоса.

В табл. 7.6 показано вплив основних конструктивних параметрів КТР системи керування регульованого АПН на стійкість і показники якості перехідних процесів змінних стану системи керування регульованого АПН в режимах стабілізації подачі та постійної потужності.

Таблиця 7.6 – Вплив конструктивних параметрів на динамічні характеристики змінних системи керування регульованого АПН

Параметри регулятора		Значення (діапазон зміни)	Одиниця вимірювання	Вплив на динамічні характеристики			
				стійкість	t_p	κ	σ
d_p		$(4,0...10,0)\cdot 10^{-3}$	м	+	-	-	++
d_{p1}		$(4,0...10,0)\cdot 10^{-3}$	м	++	++	++	++
c_p		$(0,8...4,0)\cdot 10^4$	Н/м	+	+	-	++
c_{p1}		$(3,0...10,0)\cdot 10^4$	Н/м	+	++	++	++
κ_z		$(0,5...4,0)\cdot 10^{-3}$	м	+	++	++	+
κ_{z1}		$(0,25...4,0)\cdot 10^{-3}$	м	+	+	++	-
b_p		5...500	Н·с/м	+	++	+	+
b_{p1}		5...500	Н·с/м	+	-	-	-
f_0	в реж. стабіл. подачі	$(0,5...1,5)\cdot 10^{-6}$	м ²	++	+	-	+
	в реж. пост. потужності			++	++	+	+

Примітка. „++” – параметр сильно впливає (70-100% від максимальної величини);

„+” – параметр помітно впливає (30-70%);

„-” – параметр слабо впливає (5-30%);

„0” – параметр практично не впливає (до 5%).

На основі дослідження та аналізу стійкості і показників якості перехідного процесу змінних стану системи керування регульованого АПН визначено поєднання конструктивних параметрів КТР, а саме: $d_p=(5...8)\cdot 10^{-3}$ м; $d_{p1}=(5...8)\cdot 10^{-3}$ м; $f_0=(0,8...1,2)\cdot 10^{-6}$ м²; $b_p=20...50$ Н·с/м; $b_{p1}=50...500$ Н·с/м; $\kappa_z=(1,5...4,0)\cdot 10^{-3}$ м; $\kappa_{z1}=(0,5...2,5)\cdot 10^{-3}$ м, яке забезпечує високу швидкодію з $t_p<0,3$ с, перерегулювання за тиском $\sigma<30\%$ і стійку роботу системи керування в усьому діапазоні

функціонування як в режимі стабілізації подачі, так і в режимі постійної потужності регульованого АПН.

7.2.3.5 Енергетичні характеристики системи керування регульованого АПН

Важливим питанням при проектуванні і розробці систем керування є визначення та оцінювання втрат потужності, а також аналіз можливостей їх зменшення для покращення енергетичних характеристик.

Енергетичні характеристики системи керування регульованого АПН залежать від розподілу потужності в системі керування під час роботи і можуть бути оцінені величиною гідравлічного ККД.

Ефективність використання потужності запропонованої системи керування можна оцінити за величиною гідравлічного ККД, який обчислюється за формулою:

$$\eta_z = \frac{N_{кор}}{N_{кор} + N_{1втр} + N_{2втр}}, \quad (7.43)$$

де $N_{кор}$ – корисна потужність, яка визначається тиском навантаження p_1 на гідродвигуні і подачею Q_n до гідродвигуна;

$$N_{кор} = p_1 \cdot Q_n, \quad (7.44)$$

де подача Q_n до гідродвигуна залежить від площі відкриття робочого вікна пропорційного розподільника

$$Q_n = \mu \cdot f_{др} \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_1)}{\rho}}, \quad (7.45)$$

тоді

$$N_{кор} = p_1 \cdot \mu \cdot f_{др} \cdot \sqrt{\frac{2(p_n - p_1)}{\rho}}; \quad (7.46)$$

$N_{1втр}$ – втрати потужності у системі керування регульованого АПН, які визначаються тиском p_u в циліндрі керування положенням планшайби насоса і витратою Q_{f0} через дросель в зливній гідролінії циліндра керування положенням планшайби насоса;

$$N_{1втр} = p_u \cdot Q_{f0}, \quad (7.47)$$

оскільки

$$Q_{f0} = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_u}{\rho}}, \quad (7.48)$$

то

$$N_{1втр} = p_{Ц} \cdot \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_u}{\rho}}; \quad (7.49)$$

$N_{2втр}$ – гідравлічні втрати потужності:

$$N_{2втр} = p_H \cdot p_H \cdot \kappa'_H. \quad (7.50)$$

На рис. 7.31 показані залежності гідравлічного ККД системи керування регульованого АПН при різних перепадах тиску $\Delta p_{LS} = p_H - p_1$ на робочому вікні пропорційного розподільника. У процесі досліджень величини p_H , p_u , Q_n і Q_{f0} визначалися за результатами розв'язання рівнянь нелінійної математичної моделі.

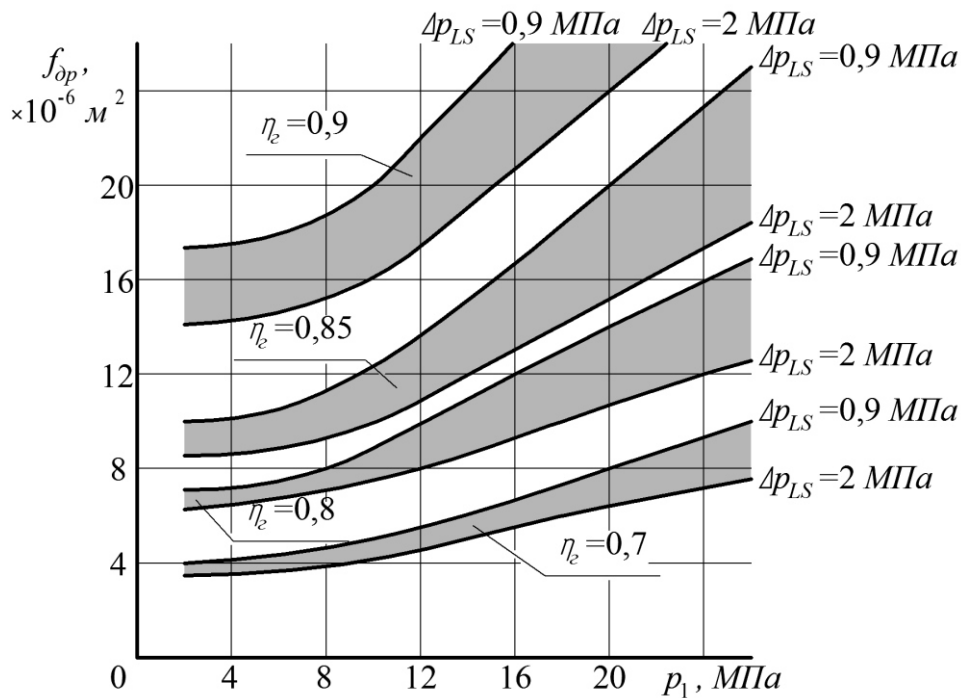


Рисунок 7.31 – Залежність гідравлічного ККД системи керування від перепаду тиску

З точки зору енергетичних характеристик, більш вигідною є робота системи керування при тисках p_1 до 20 МПа і великих значеннях f_{dp} , що визначає величину потоку Q_n до гідродвигунів. Причому, для запобігання підвищених втрат потужності бажано, щоб перепад тиску Δp_{LS} на робочому вікні пропорційного розподільника і, відповідно, золотнику регулятора подачі був якомога меншим.

При математичному моделюванні робочих процесів у системі керування регульованого АПН визначено вплив перепаду Δp_{LS} на величину похибки δ стабілізації подачі до виконавчого гідродвигуна (рис. 7.32).

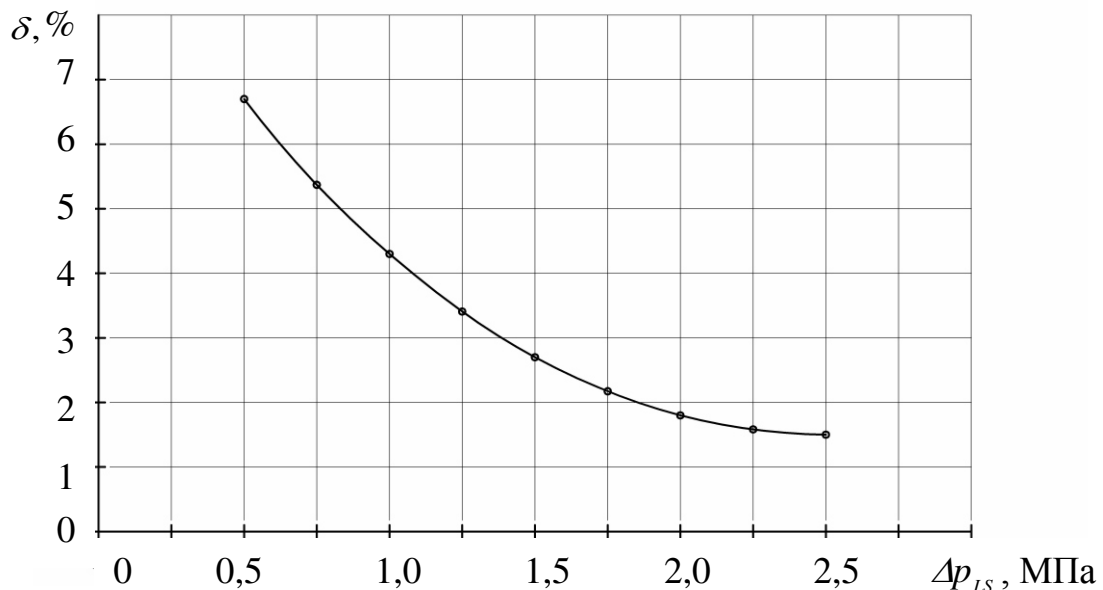


Рисунок 7.32 – Вплив перепаду тиску Δp_{LS} на похибку стабілізації δ подачі

Аналіз отриманої залежності показує, що при зменшенні перепаду Δp_{LS} похибка стабілізації δ збільшується. Так, при зменшенні Δp_{LS} з 2,0 МПа до 0,9 МПа величина δ зростає з 2 до 5%.

Таким чином, зменшення перепаду Δp_{LS} , яке поліпшує енергетичні характеристики, одночасно значно підвищує похибку стабілізації δ , що може виявитися небажаним і потребує розробки заходів з усунення зазначеного негативного впливу зменшення перепаду тиску.

Одним із методів зменшення похибки стабілізації δ є відповідний вибір конструктивних параметрів КРП.

На рис. 7.33 показаний вплив діаметра золотника d_p , коефіцієнта підсилення вікна золотника регулятора подачі κ_z і жорсткості пружини c_p регулятора подачі на величину похибки стабілізації δ .

На рисунку по осі абсцис відкладено значення безрозмірних параметрів

$$\Pi = \Pi_{\delta} / \Pi_{max},$$

де Π_{δ} – поточне значення параметрів,

Π_{max} – максимальне значення параметрів.

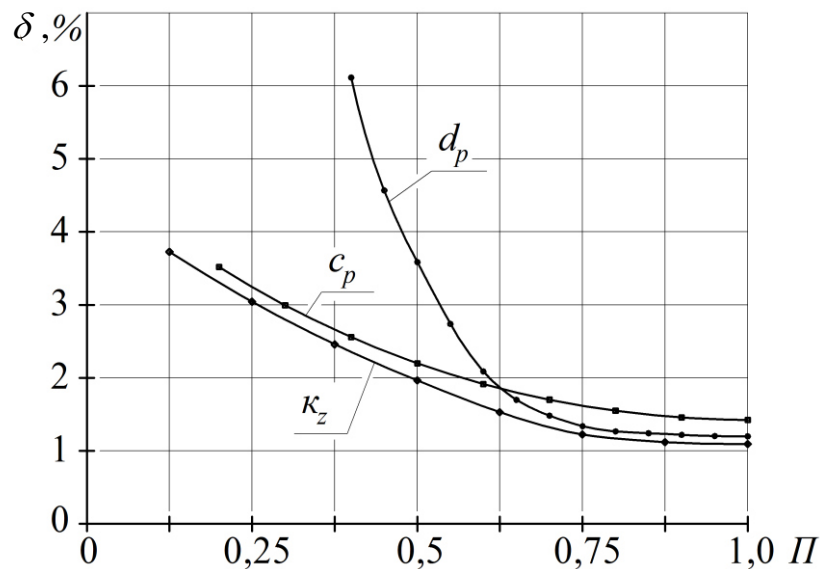


Рисунок 7.33 – Вплив конструктивних параметрів КРП на величину похибки стабілізації δ

Максимальні значення параметрів мали значення, рівні верхнім границям з діапазонів зміни параметрів: $d_p = (4,0 \dots 10,0) \cdot 10^{-3}$ м; $\kappa_z = (0,5 \dots 4,0) \cdot 10^{-3}$ м; $c_p = (0,8 \dots 4,0) \cdot 10^4$ Н/м.

Найбільш помітний вплив на величину δ має d_p . Так, при збільшенні d_p з $5 \cdot 10^{-3}$ м до $8 \cdot 10^{-3}$ м величина δ зменшується з 4 до 2%. Збільшення величин κ_z і c_p також зумовлює зменшення δ , але значно менше, ніж збільшення d_p .

Виконані дослідження системи керування регульованого АПН дозволяють зробити такі висновки.

1. Перехід на менші значення величини перепаду тиску на золотнику регулятора подачі забезпечує зниження гідравлічних втрат тиску та, відповідно, підвищення гідравлічного ККД системи керування регульованого АПН. Але перехід на більш низький перепад з 2 до 0,9 МПа супроводжується при цьому підвищенням похибки стабілізації δ подачі до виконавчого гідродвигуна з 2 до 5%.

2. Встановлено, що компенсувати зазначений негативний вплив зменшення перепаду тиску Δp_{LS} на похибку стабілізації δ подачі можна шляхом відповідного вибору конструктивних параметрів регулятора подачі, а саме: діаметра золотника d_p , коефіцієнта підсилення вікна золотника κ_z і жорсткості пружини c_p регулятора подачі.

7.3 Розрахунок динамічної стійкості ГП

При розрахунку динамічної стійкості ГП за ЛМ або ЛНМ одним з методів, що широко застосовується, є побудова області стійкості в

площині параметрів системи за алгоритмом Рауса. Використання вказаного алгоритму або будь-якого іншого вимагає визначення значень коефіцієнтів характеристичного рівняння ЛМ або ЛНМ. При високому порядку системи диференціальних рівнянь (четвертий і вище) обчислення коефіцієнтів за вхідною системою декількох рівнянь, які складають ММ, стає трудомісткою операцією.

Відомий метод обчислення коефіцієнтів характеристичного многочлена, який полягає у перетворенні заданої матриці до так званої канонічної форми Фробеніуса.

$$\Phi = \begin{vmatrix} p_1 & p_2 & \dots & p_{N-1} & p_N \\ 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 1 & 0 \end{vmatrix}, \quad (7.51)$$

де $p_1, p_2, \dots, p_{N-1}, p_N$ – шукані коефіцієнти характеристичного многочлена.

$$\lambda^N - p_1 \cdot \lambda^{N-1} - p_2 \cdot \lambda^{N-2} - \dots - p_{N-1} \cdot \lambda - p_N. \quad (7.52)$$

Для отримання форми Фробеніуса над заданою матрицею послідовно виконуються перетворення

$$A' = S^{-1} \cdot A \cdot S, \quad (7.53)$$

кожне з яких веде до вигляду Фробеніуса один рядок матриці.

Подібні перетворення (7.53), як відомо, не змінюють характеристичний многочлен матриці.

Матриці S і S^{-1} можуть будуватись за елементами матриці, яку перетворюють. Але для спрощення алгоритму і зниження його трудомісткості перемноження матриць може замінюватись простішим перетворенням елементів матриці A .

Перемноження матриці A справа на S еквівалентне такій послідовності дій:

- ділення всіх елементів k -того стовпця на елемент $a_{k+1, k}$

$$a_{ik} = a_{ik} / a_{k+1, k}; \quad (i=1, 2, \dots, k+1); \quad (7.54)$$

- перетворення всіх елементів матриці A , за винятком k -того стовпця залежності

$$\alpha_{ij} = a_{ij} - a_{\kappa+1, j} \cdot \alpha_{\kappa-i, k}; \quad (7.55)$$

де $i=1, 2, \dots, \kappa+1; j=1, 2, \dots, \kappa-1, \kappa+1, \dots, N$.

Перемноження перетвореної таким чином матриці зліва на S^{-1} еквівалентне переобчисленню елементів її κ -го рядка за формулою

$$\alpha_{\kappa j} = \sum_{i=1}^N a_{\kappa+1, j} \cdot \alpha_{ij}; \quad (7.56)$$

де $\kappa+1$ – номер рядка, що приводиться до вигляду Фробеніуса ($\kappa=N-1, N-2, \dots, 1$); $j=1, 2, \dots, N$.

В процесі описаних перетворень можливі два так звані нерегульовані варіанти.

Перший з них – $a_{\kappa+1, \kappa} = 0$ веде до ділення на нуль у співвідношенні (7.54). Для уникнення цього, а також з метою зменшення обчислювальних похибок в даному алгоритмі і програмі, що його реалізує, кожний цикл перетворення рядків починається з вибору максимального за модулем з елементів $a_{\kappa+1, 1}, a_{\kappa+1, 2}, \dots, a_{\kappa+1, \kappa}$ і перестановки його на місце $a_{\kappa+1, \kappa}$ (шляхом відповідних перестановок рядків і стовпців матриці A).

Другий варіант нерегулярності полягає в тому, що всі елементи $a_{\kappa+1, 1}, \dots, a_{\kappa+1, \kappa}$ дорівнюють нулю. У цьому випадку матриця, що перетворюється, ділиться на клітини і алгоритм, що описується, застосовується для отриманих при цьому матриць.

Алгоритмічна схема реалізації вищевикладеного методу наведена на рис. 7.34, а фрагмент схеми – процедура формування матриць M_{n-i} і M_{n+i}^{-1} – на рис. 7.35.

Корені характеристичного многочлена обчислюються за підпрограмою, яка реалізує метод Хічкока, котрий ґрунтується на фундаментальній якості всіх многочленів з дійсними коефіцієнтами – розкладу на дійсно лінійні і дійсні квадратичні множники. Перші дають дійсні корені, а другі – пари дійсних або пари комплексних спряжених коренів.

Визначення коренів характеристичного рівняння, наведеного у вигляді матриці вхідної системи рівнянь, може бути виконане методом Лєвер'є, суть якого полягає в обчисленні слідів цілих степенів матриці.

$$t \cdot r(A^i) = S_i, \quad (7.57)$$

де $A^i = \underbrace{A \cdot A \dots A}_i$.

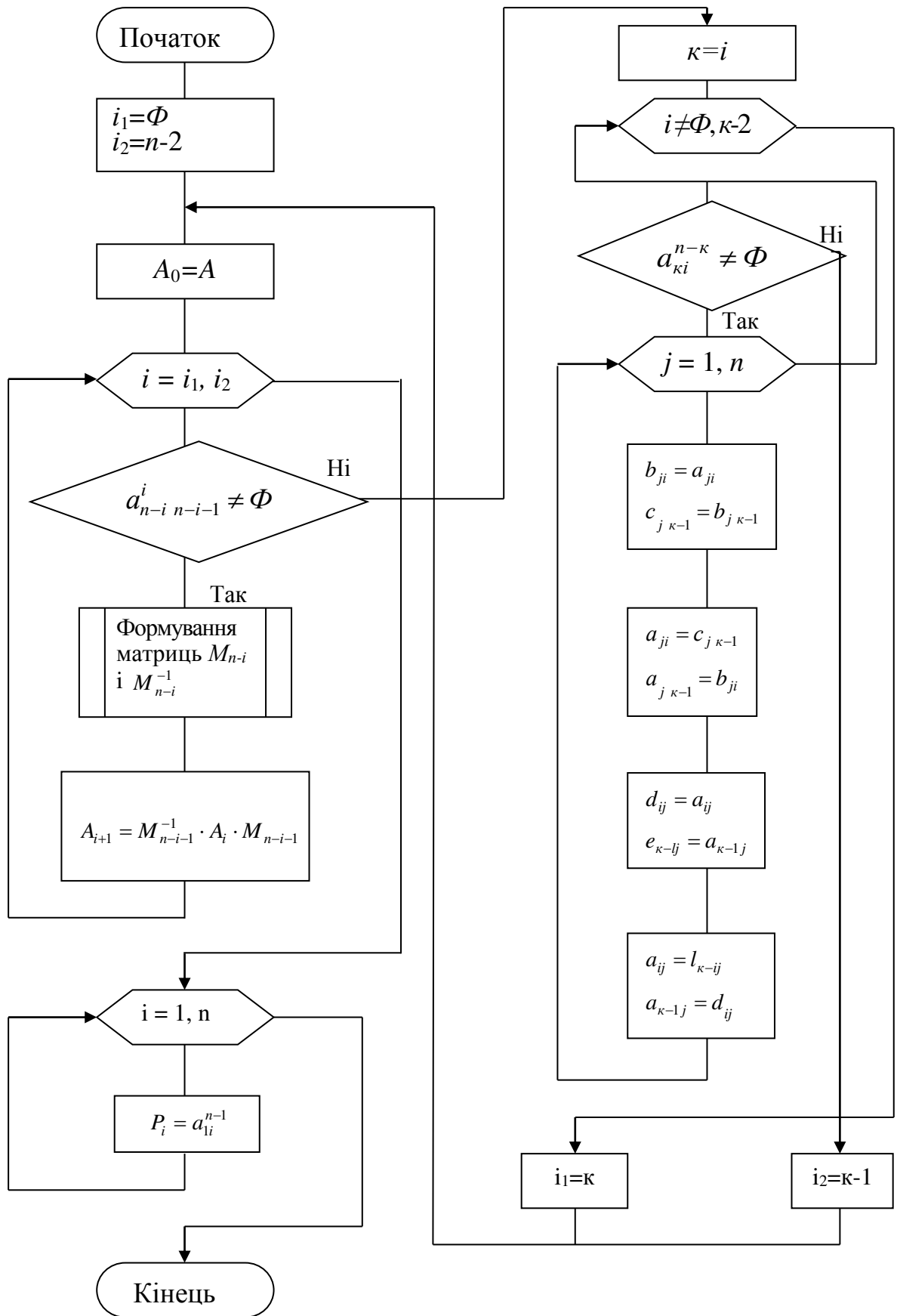


Рисунок 7.34 – Алгоритмічна схема обчислень коефіцієнтів характеристичного багаточлена

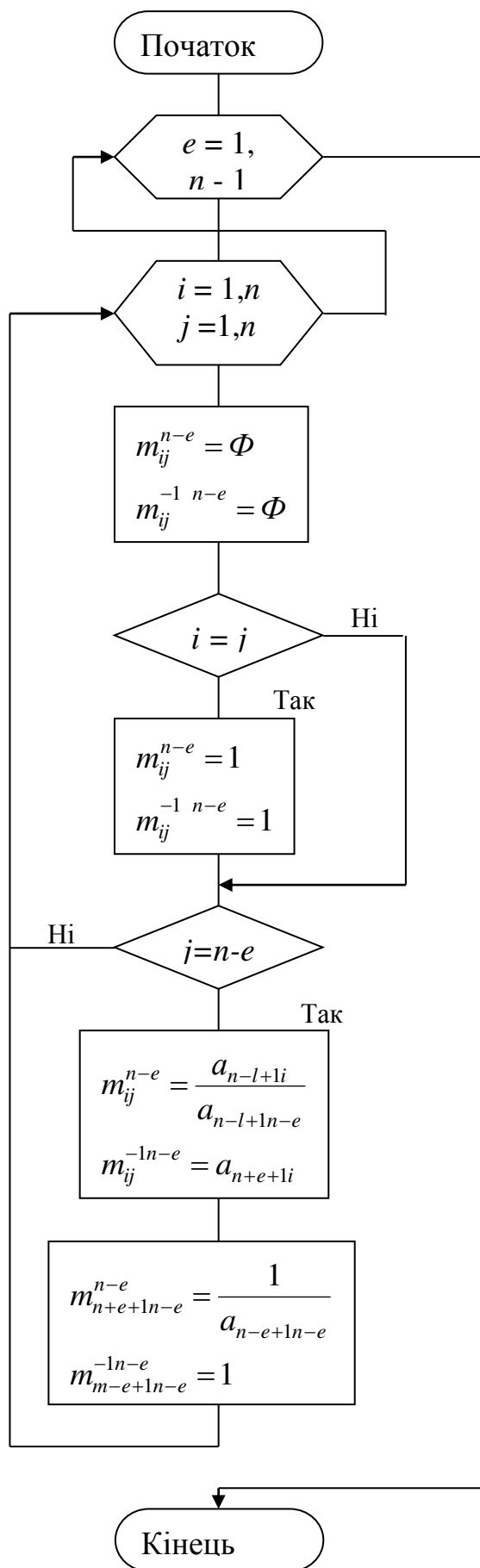


Рисунок 7.35 – Алгоритмічна схема процедури формування матриць M_{n-i} і M_{n-i}^{-1}

Рівняння для визначення коефіцієнтів систем диференціальних рівнянь n -го порядку

$$\left. \begin{aligned} \alpha_n &= 1, \\ \alpha_{n-1} &= -S_1 \cdot \alpha_n, \\ \alpha_{n-2} &= -1/2 \cdot (\alpha_{n-1} \cdot S_1 + \alpha_n \cdot S_2), \\ &\dots\dots\dots \\ \alpha_0 &= -1/n \cdot (\alpha_1 \cdot S_1 + \dots + \alpha_n \cdot S_n). \end{aligned} \right\} \quad (7.58)$$

Алгоритмічна схема обчислень за методом Лєвер'є наведена на рис. 7.36, де P – допоміжна матриця.

Стійкість динамічної системи ГП за критерієм Рауса визначається, виходячи з аналізу таблиці Рауса, складеній за відомими правилами:

- у першому рядку таблиці розташовуються коефіцієнти характеристичного рівняння з парними індексами (0, 2, 4...);
- у другому рядку розташовані коефіцієнти з непарними індексами (1, 3, 5...);
- елементи третього і наступних рядків обчислюються за рекурентними рівняннями

$$\alpha_{ik} = \alpha_{i-2, k+1} - \alpha_i \cdot \alpha_{i-1, k+1}; \quad (7.59)$$

$$\alpha_i = \alpha_{i-2, 1} / \alpha_{i-1, 1}; \quad (7.60)$$

Для стійкості системи необхідно і достатньо, щоб виконувалась нерівність

$$\alpha_i > \Phi(i=3,4,5...); \quad (7.61)$$

що адекватно вимозі позитивності першого рядка таблиці Рауса.

Алгоритмічна система реалізації обчислень за методом Рауса наведена на рис. 7.37.

При розрахунку динамічної стійкості ГП за НМ використовуються, наприклад, відомі заходи аналітичного дослідження, які дозволяють виявити специфічні динамічні режими та області їхнього існування. Більш широкі можливості дає застосування комп'ютерної техніки.

Можна використовувати таку процедуру імітаційних досліджень:

- в процесі формування НМ спочатку намічаються нелінійні характеристики елементів ГП, які, напевно, можуть істотно впливати на стійкість досліджуваної динамічної системи;
- розробляється програма обчислень на ПК, в якій передбачається паралельне існування НМ і ЛНМ, тобто можливість проведення розрахунків як з урахуванням нелінійних характеристик, так і з урахуванням їх лінеаризованих форм, аж до нехтування ними;

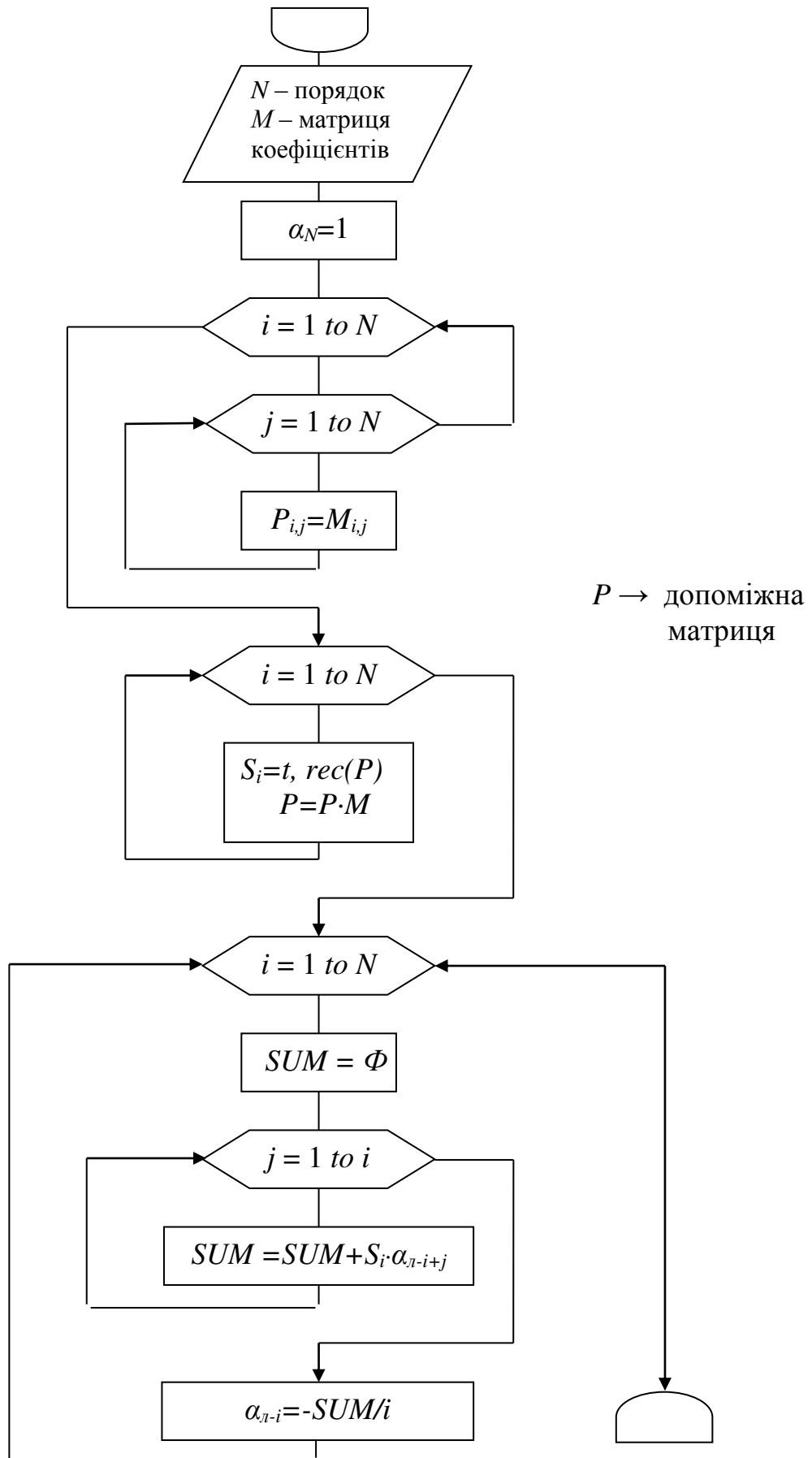


Рисунок 7.36 – Алгоритмічна схема обчислень за методом Леверьє

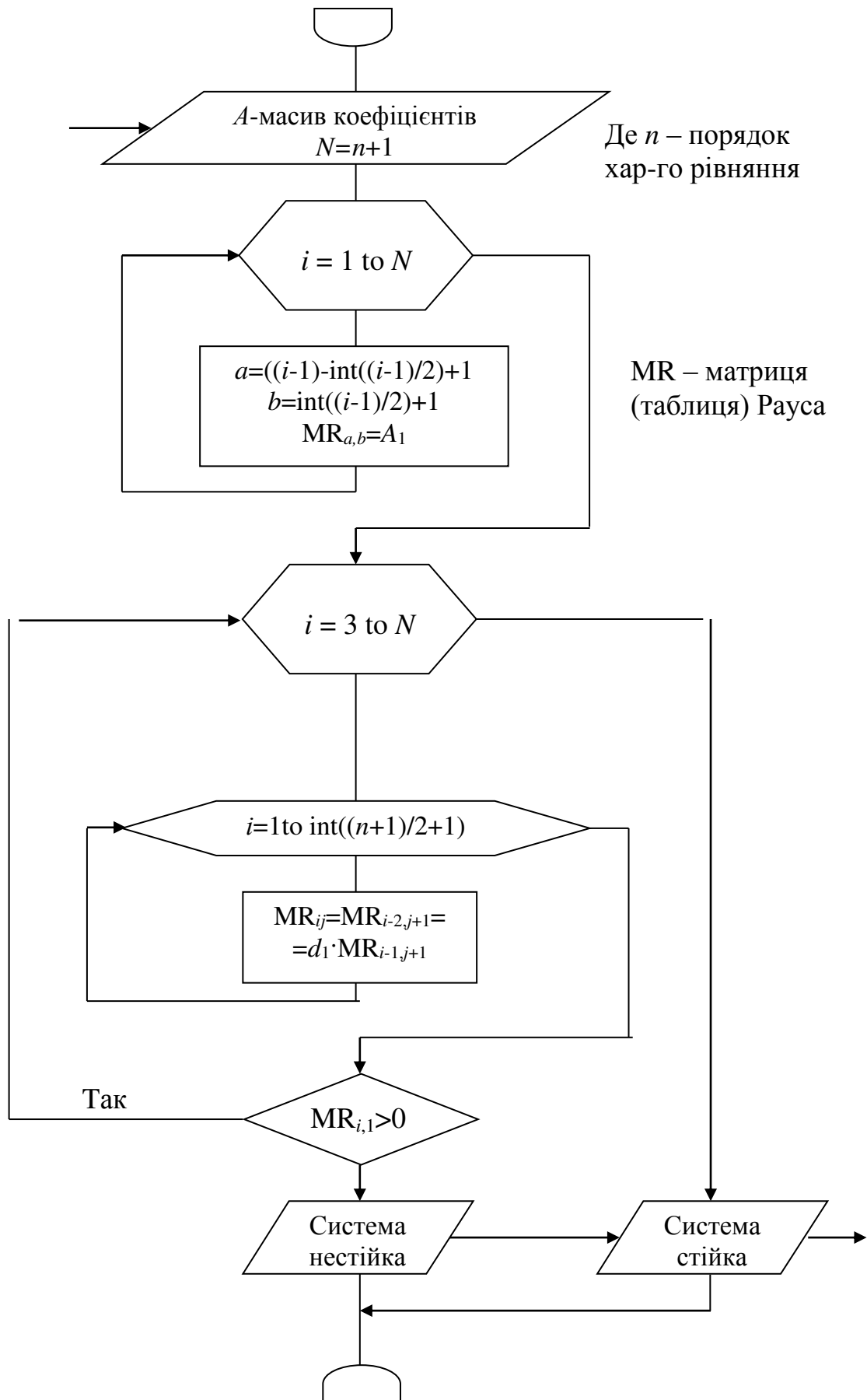


Рисунок 7.37 – Алгоритмічна схема обчислень за методом Рауса

- розрахунком за ЛНМ визначаються межі областей стійкості в площинах параметрів, які цікавлять дослідника; порівнюються різні ЛНМ, отримані в результаті різних прийомів лінеаризації і спрощення НМ;
- розрахунками за НМ визначаються положення тих же меж, але з урахуванням нелінійних характеристик елементів ГП і варіацій їх кількісних і якісних ознак;
- оцінюються діапазони параметрів ГП і режимів руху, в межах яких доцільно застосування того чи іншого варіанта ЛНМ або необхідно досліджувати стійкість за НМ;
- оцінюється вплив кількісних і якісних варіацій параметрів нелінійних характеристик на стійкість НМ ГП, тобто чутливість до флуктуацій цих параметрів.

7.3.1 Динамічна стійкість ВК

Як уже вказувалось вище, ВК є основою ГП і істотно впливає на ефективність приводу в цілому. Зокрема, характеристики динамічних процесів у ВК технологічних машин істотно впливають на продуктивність машини, а також на її надійність і довговічність. Автоколивальні процеси в гідроприводах, а також вимушений періодичний рух супроводжуються коливаннями тиску, нерідко з великими амплітудами, що скорочує ресурс трубопроводів, насосів, гідромоторів і гідроапаратури, підвищує рівень шуму, знижує безпеку праці.

Виконавчий контур гідроприводу можна передати схемою, наведеною на рис. 7.38. Гідромотор 2 (або гідроциліндр) трубопроводами 1 і 3, які характеризуються податливостями $\kappa_1(p_1)$ і $\kappa_2(p_2)$ приєднується до гідросистеми. Насосна установка з апаратурою керування забезпечує на входах (виходах) трубопроводів закони регулювання $f(Q, p)$ параметрів потоків робочої рідини.

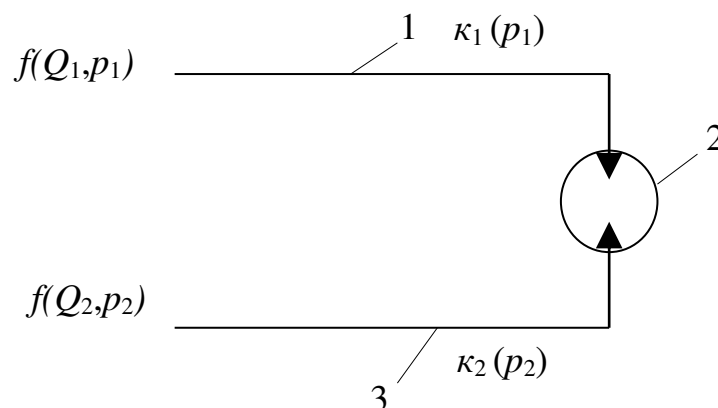


Рисунок 7.38 – Розрахункова схема ВК: 1, 3 – магістраль; 2 – гідродвигун

При цьому можливі такі варіанти законів регулювання:

- характеристика $f(Q_1, p_1)$, яка забезпечується насосною станцією постійного тиску, вироджується в умову $p_1 = const$, а на виході магістралі 3 – в умову $p_2 = const$ (позначимо цей гідропривод ВК-1);

- характеристика $f(Q_1, p_1)$, яка забезпечується насосною станцією постійної витрати, вироджується в умову $Q_1 = Q_H = const$, а на виході з магістралі 3 – в умову $p_2 = const$ (ВК-2);

- насосна станція постійного тиску забезпечує на вході тиск $p_1 = p_H = const$, а на виході магістралі 3 стабілізатор витрати підтримує значення $Q_2 = const$ (ВК-3).

Розглянемо динамічний процеси у гідроприводах типу ВК з аксіально-поршневим гідродвигуном.

Якщо припустити, що втратами тиску в трубопроводах і місцевих опорах можна знехтувати, а хвильові процеси практично відсутні, то узагальнену математичну модель ВК гідроприводу можна описати такими рівняннями:

рівняння нерозривності потоку в магістралі 1

$$Q_1(p_1) - \sigma_1 p_1 - \kappa_1(p_1) \cdot W_1 \cdot S \cdot p_1 - q' \cdot \Omega = 0, \quad (7.62)$$

рівняння нерозривності потоку в магістралі 3

$$q' \cdot \Omega \cdot [1 + \beta_s \cdot (p_1, p_2) \cdot (p_1 - p_2)] - \sigma_2 \cdot p_2 - \kappa_2(p_2) \cdot W_2 \cdot S \cdot p_2 - Q_2(p_2) = 0, \quad (7.63)$$

рівняння моментів на валу гідромотора

$$V' \cdot (p_1 - p_2) - I \cdot S \cdot \Omega - M_{мер}(\varphi, p_1, p_2, \Omega, \tau) = 0, \quad (7.64)$$

де I – зведений момент інерції обертальних елементів гідромеханізму;

σ_1 – коефіцієнт витоків з першої порожнини гідромотора;

σ_2 – коефіцієнт витоків з другої порожнини гідромотора;

κ_1 і κ_2 – характеристики податливості першого і другого трубопроводів;

V_1 – об'єм рідини, яка знаходиться під тиском p_1 ;

V – об'єм рідини, яка знаходиться під тиском p_2 ;

V' – характерний об'єм гідромотора;

Ω – кутова швидкість вала гідромотора;

β_s – секанс-коефіцієнт стисливості робочої рідини, викликане кінцевим приростом тиску;

τ – тривалість нерухомого контакту взаємоковзних поверхонь гідродвигуна, який передує зрушуванню;

φ – кутова координата вала гідромотора;

$M_{тер}(\varphi, \dots)$ – нелінійна характеристика тертя в гідромоторі, яка залежить від тисків p_1 і p_2 в порожнинах, координати φ , кутової швидкості Ω і тривалості τ ;

S – оператор диференціювання;

$Q_1(p_1)$ – подача в функції тиску на вході першої магістралі;

$Q_2(p_2)$ – те ж на виході другої магістралі;

$\sigma_1 \cdot p_1$ і $\sigma_2 \cdot p_2$ – витрата витоків з першої і другої порожнини гідромотора відповідно;

$\kappa_1(p_1) \cdot V_1 \cdot S \cdot p_1$ і $\kappa_2(p_2) \cdot V_2 \cdot S \cdot p_2$ – об'ємні деформації за одиницю часу (витрати), які викликані сумарною зміною об'ємів рідини і порожнини внаслідок змін тисків зі швидкостями $S \cdot p_1$ і $S \cdot p_2$;

$V' \cdot \Omega \cdot \beta_s \cdot (p_1, p_2) \cdot (p_1 - p_2)$ – об'ємна деформація рідини за одиницю часу (витрата), яка викликана переходом (перенесенням) рідини з порожнини з тиском p_1 в порожнину з тиском p_2 ;

$\sigma_1 \cdot p_1 V' \cdot \Omega$ – витрата гідромотора; $V' \cdot (p_1 - p_2)$ – крутний момент гідромотора.

Система рівнянь (7.62) – (7.64) нелінійна. Так секанс-модуль $E_s = \frac{1}{\beta_s}$

об'ємної пружності робочої рідини, який характеризує зміну її об'єму при переході з однієї порожнини гідромотора в іншу, залежить від тисків p_1 і p_2 . Нелінійні також характеристики податливості $\kappa_1(p_1)$ і $\kappa_2(p_2)$. В рівняннях існують члени з добутком змінних. Істотна нелінійна складна характеристика тертя $M_{тер}(\varphi, p_1, p_2, \Omega, \tau)$ в аксіальному роторно-поршневому гідромоторі з торцевим розподільником.

Дослідження узагальненої математичної моделі ВК гідроприводів внаслідок складності доцільно виконувати за допомогою комп'ютерної техніки. Аналітичне дослідження можна провести після певних спрощень системи рівнянь (7.62) – (7.64) стосовно конкретних режимів роботи, використовуючи результати експериментального вивчення таких режимів.

Розглянемо процеси, які відбуваються в гідросистемі ВК-2 при перекиванні зливної магістралі з метою гальмування гідродвигуна, тобто при $Q_2=0$. У цьому випадку закони регулювання набувають вигляду:

$$f(Q_1, p_1) \rightarrow Q_1 = Q_H = const; f(Q_2, p_2) \rightarrow Q_2 = 0.$$

Використаємо у середині для розглядуваного інтервалу тисків значення коефіцієнтів податливості $\kappa = const$. Якщо робоча рідина містить незначну (до 5%) кількість нерозчиненого газу, то

$$\beta_s \cdot (p_1, p_2) \cdot [p_1 - p_2] \rightarrow 0.$$

При відсутності зупинок гідромотора в перехідному процесі характеристику тертя можна апроксимувати рівнянням

$$M_{тер} \approx \varepsilon(\Omega) \cdot (p_1 + p_2) + (b - K_F) \cdot \Omega, \quad (7.65)$$

де $\varepsilon(\Omega)$ – релейна залежність від кутової швидкості кутового коефіцієнта ε характеристики втрат;

b – коефіцієнт демпфірування вала гідромотора;

K_F – кутовий коефіцієнт спадної ділянки характеристики тертя.

В результаті гармонічної лінеаризації функції $\varepsilon(\Omega)$ при розгляді автоколивальних процесів в гідроприводі отримуємо відоме рівняння

$$\varepsilon(\Omega) = \Omega \cdot \frac{4 \cdot \varepsilon_0}{\pi \cdot A_\Omega}, \quad \text{якщо автоколивання швидкості гідромотора}$$

симетричні відносно значення $\Omega = 0$. Тут A_Ω – амплітуда коливань кутової швидкості обертання вала гідромотора.

З урахуванням викладених припущень система рівнянь (7.62) – (7.64) спрощується і приймає вигляд:

$$Q_n \cdot -\sigma_1 \cdot p_1 - \kappa_1 \cdot V_1 \cdot S \cdot p_1 - V' \cdot \Omega = 0, \quad (7.66)$$

$$V' \cdot \Omega - \sigma_2 \cdot p_2 - \kappa_2 \cdot V_2 \cdot S \cdot p_2 = 0, \quad (7.67)$$

$$V'(p_1 - p_2) - I \cdot S \cdot \Omega - \Omega \cdot \frac{4 \cdot \varepsilon_0}{\pi \cdot A_\Omega} \cdot (p_1 + p_2) - (b - K_F) \cdot \Omega = 0. \quad (7.68)$$

У спрощеній системі рівняння (7.68) також нелінійне, оскільки до нього входить добуток змінних $\Omega \cdot (p_1 + p_2)$.

Якщо прийняти $\varepsilon_0 = 0$, тобто знехтувати сухим тертям і від оригіналів змінних перейти до їх зображення і записати рівняння (7.66), (7.67) і (7.68) в операторній формі, то структурна схема ВК-2 при $Q_2 = 0$ буде мати вигляд, наведений на рис. 7.39. Як видно зі схеми, виконавчий контур гідроприводу ВК-2 охоплений негативним головним зворотним зв'язком з коефіцієнтом, пропорційним характерному об'єму V' гідромотора. Таким чином, збільшення V' сприяє підвищенню динамічної стійкості ВК-2 при відсутності позиційного навантаження (навантаження, яке залежить від кутової координати φ вала гідромотора), тобто, якщо вихідною координатою ВК-2 є кутова швидкість. У цьому випадку підвищенню стійкості сприяє також збільшення I і зменшення $\kappa_1 \cdot V_1$ і $\kappa_2 \cdot V_2$.

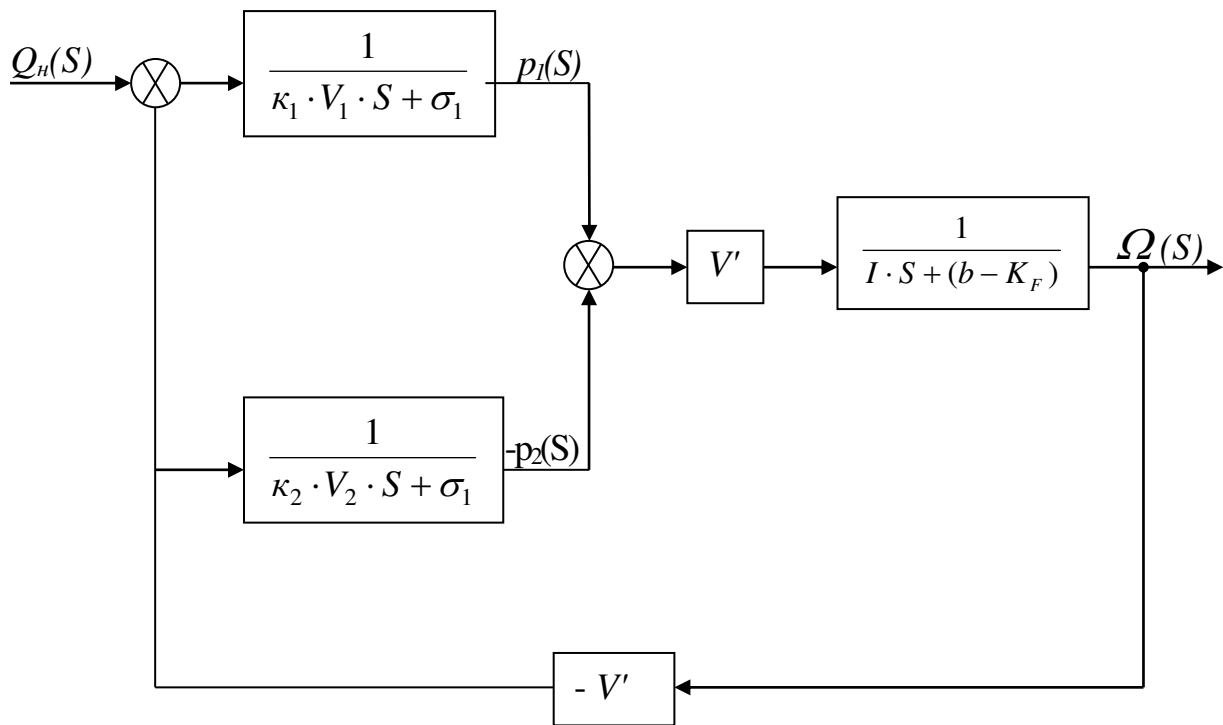


Рисунок 7.39 – Структурна схема спрощеної математичної моделі ВК-2

Аналіз умов динамічної стійкості нелінійної математичної моделі ВК-2 за рівняннями (7.66), (7.67) і (7.68) можна виконати аналітично, якщо провести лінеаризацію добутку $\Omega \cdot (p_1 + p_2)$, тобто перейти до рівнянь в приростах і розглядати малі коливання гідроприводу.

Тоді

$$\Omega = \Omega_0 - \Delta\Omega; \quad p_1 = p_{10} + \Delta p_1; \quad p_2 = p_{20} + \Delta p_2;$$

$$(p_1 + p_2) \approx p_0 + \Delta p_1 + \Delta p_2; \quad \Delta\Omega \cdot \Delta p_1 \approx 0; \quad \Delta\Omega \cdot \Delta p_2 \approx 0.$$

З урахуванням цього з системи рівнянь (7.66) – (7.68) можна отримати лінійне рівняння третього порядку вільних рухів координати $\Delta\Omega(t)$ гідроприводу ВК-2:

$$a_0 \cdot S^3 \cdot \Delta\Omega + \left(a_1 + r_1 \cdot \frac{4 \cdot \varepsilon_0}{\pi \cdot A_\Omega} \right) \cdot S^2 \cdot \Delta\Omega + \left(a_2 + r_2 \cdot \frac{4 \cdot \varepsilon_0}{\pi \cdot A_\Omega} \right) \cdot S \cdot \Delta\Omega + \left(a_3 + r_3 \cdot \frac{4 \cdot \varepsilon_0}{\pi \cdot A_\Omega} \right) \cdot \Delta\Omega = 0, \quad (7.69)$$

де $a_0 = I \cdot \kappa_1 \cdot V_1 \cdot \kappa_2 \cdot V_2$;

$$a_1 = I \cdot (\sigma_1 \cdot \kappa_2 \cdot V_2 + \sigma_2 \cdot \kappa_1 \cdot V_1) + \kappa_1 \cdot V_1 \cdot \kappa_2 \cdot V_2 \cdot (b - \kappa_F);$$

$$a_2 = I \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 + (\sigma_1 \cdot \kappa_2 \cdot V_2 + \sigma_2 \cdot \kappa_1 \cdot V_1) \cdot (b - K_F) + V^2 \cdot (\kappa_1 \cdot V_1 + \kappa_2 \cdot V_2);$$

$$a_3 = \sigma_1 \cdot \sigma_2 \cdot (b - K_F) + V^2 \cdot (\sigma_1 + \sigma_2);$$

$$r_1 = p_0 \cdot (\kappa_1 \cdot V_1 + \kappa_2 \cdot V_2);$$

$$r_2 = p_0 \cdot (\sigma_1 \cdot \kappa_2 \cdot V_2 + \sigma_2 \cdot \kappa_1 \cdot V_1) + q' \cdot \Omega_0 \cdot (\kappa_1 \cdot V_1 - \kappa_2 \cdot V_2);$$

$$r_3 = \sigma_1 \cdot \sigma_2 \cdot p_0 + V' \cdot \Omega_0 \cdot (\sigma_1 - \sigma_2).$$

Скориставшись відомим алгебраїчним критерієм стійкості розглядуваної лінійної динамічної системи третього порядку, запишемо таке рівняння межі області стійкості для виразу (7.69):

$$r_1 \cdot r_2 \cdot \left(\frac{4 \cdot \varepsilon_0}{\pi \cdot A_\Omega} \right)^2 + (r_1 \cdot a_2 + r_2 \cdot a_1 - r_3 \cdot a_0) \cdot \frac{4 \cdot \varepsilon_0}{\pi \cdot A_\Omega} + (a_1 \cdot a_2 - a_0 \cdot a_3) = 0. \quad (7.70)$$

Оскільки за фізичним змістом співвідношення $\frac{4 \cdot \varepsilon_0}{\pi \cdot A_\Omega}$ не може бути меншим нуля, то в граничному випадку, коли $\varepsilon = 0$ (складова сухого тертя в гідромоторі відсутня), рівняння межі області стійкості має вигляд

$$a_1 \cdot a_2 - a_0 \cdot a_3 = 0, \quad (7.71)$$

що безпосередньо можна отримати з рівняння (7.69), приймаючи $\varepsilon = 0$ і використовуючи критерій Гурвіца.

При $\varepsilon_0 \neq 0$ умовою існування незгасаючих коливальних режимів, у тому числі і автоколивань, є нерівність

$$\frac{4 \cdot \varepsilon_0}{\pi \cdot A_\Omega} > 0 \quad (7.72)$$

На рис. 7.40 наведені області стійких динамічних режимів руху гідропривода ВК-2 в площині параметрів $\frac{4 \cdot \varepsilon_0}{\pi \cdot A_{\Omega}}$ і $(b - K_F)$. Ці області розташовані зі сторони штриховки.

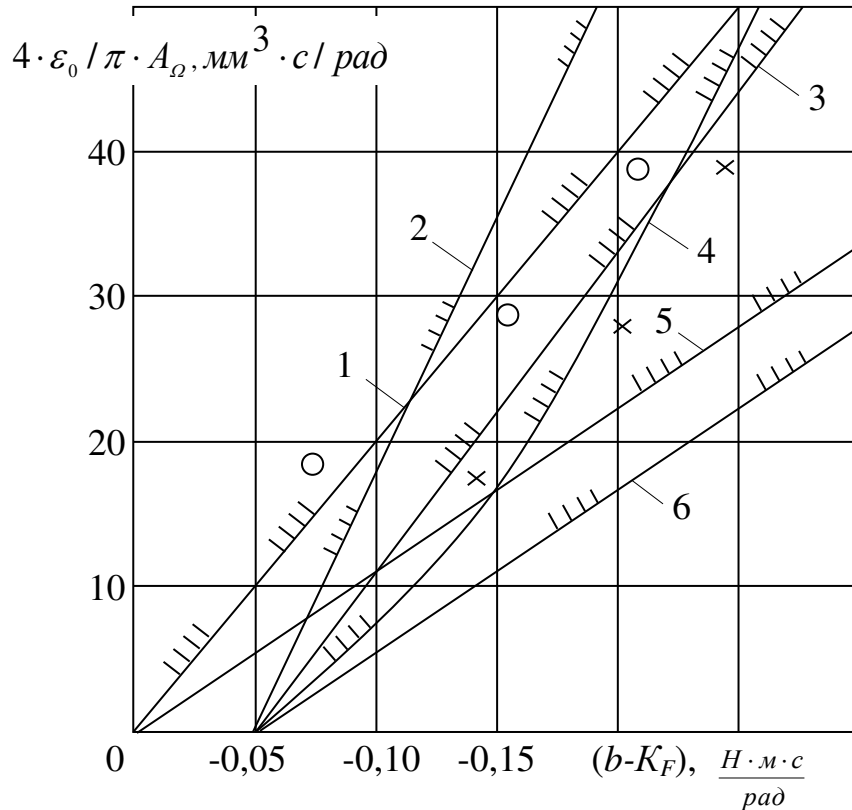


Рисунок 7.40 – Области стійкості гідросистеми ВК-2

Всі криві на рис. 7.40 побудовані при $I=10^2 \text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$; $Q_2=0$; $\sigma_2 = 500 \text{мм}^5 \text{с} / \text{Н}$; $\Omega_0 = 50 \text{с}^{-1}$; $V' = 2.9 \text{см}^3$; $\kappa_1 \cdot V_1 = 800 \text{мм}^5 / \text{Н}$.

Інші параметри гідросистеми такі: $\kappa_2 \cdot V_2 = 8 \cdot 10^3 \text{мм}^5 / \text{Н}$ для кривих 1 і 5; $\kappa_2 \cdot V_2 = 1,2 \cdot 10^3 \text{мм}^5 / \text{Н}$ для кривих 2, 3, 4 і 6; $p_0 = 5 \text{МПа}$ для кривих 1, 2 і 5, $p_0 = 10 \text{МПа}$ для кривих 3, 4, і 5.

Криві 4 і 2 на рис. 7.40 побудовані за рівнянням (7.70). Оскільки використана модель характеристики тертя апроксимована рівнянням (7.65), то при одній і тій же різниці $(b - K_F)$ більшому початковому тиску p_0 (крива 4) відповідає більша область стійких режимів.

Викликає інтерес інший підхід до лінеаризації добутку $\Omega_0 \cdot (p_1 + p_2)$, що входить до рівняння (7.68). При розгляді малих коливань $\Delta \Omega(t)$, як показав досвід, можна вважати, що $p_1 + p_2 = p_0 = \text{const}$. Тоді коефіцієнти рівняння (7.69) набувають такого вигляду (для другого варіанта лінеаризації ці коефіцієнти відмічені штрихами): $a_0' = a_0$; $a_1' = a_1$; $a_2' = a_2$; $a_3' = a_3$; $r_1' = r_1$; $r_2' = p_0 \cdot (\sigma_1 \cdot \kappa_2 \cdot V_2 + \sigma_2 \cdot \kappa_1 \cdot V_1)$;

$r_3' = \sigma_1 \cdot \sigma_2 \cdot p_0$, тобто при другому варіанті лінеаризації різниця з'явилася у рівняннях для коефіцієнтів r_2' і r_3' . Криві 1, 5, 6, 3 на рис. 7.40 розраховані за рівнянням (7.70) з урахуванням значень r_2' і r_3' . Характер кривих практично не змінився, а область стійких режимів дещо розширилась (крива 6 нижче кривої 4, а крива 3 нижче кривої 2).

Криві 1, 5, 6, 3 на рис. 7.40 розраховані за рівнянням (7.70) з урахуванням значень r_2' і r_3' . Характер кривих практично не змінився, а область стійких режимів дещо розширилась (крива 6 нижче кривої 4, а крива 3 нижче кривої 2). Тоді для практичних розрахунків доцільно використовувати рівняння для коефіцієнтів, отриманих при першому варіанті лінеаризації, що забезпечує більший запас стійкості. З порівняння кривих 1 і 3, а також 5 і 6 випливає, що при збільшенні податливості $\kappa_2 \cdot V_2$ на виході гідромотора стійкість гідроприводу ВК-2 зменшується, що відповідає результатам експериментальних досліджень.

Нами був розглянутий приклад динамічного розрахунку найпростішого елемента гідроприводу – виконавчого контура ВК-2, але і в цьому розрахунку з'явилась необхідність розгляду нелінійної математичної моделі. Ця обставина ілюструє проблеми, які виникають при розрахунках більш складних систем.

7.4 Динамічний синтез параметрів і характеристик ГП

При синтезі будь-якої системи приводу, у тому числі і ГП, як правило, вирішуються такі завдання: проводиться структурний синтез, при цьому задані функціональні кінематичні і динамічні вимоги до системи, що проектується (ПС); кінематичний синтез, при цьому задані вимоги до кінематики ПС, які містять точність відтворення заданих траєкторій координати на виході ПС; динамічний синтез, при цьому крім завдань кінематичного синтезу додаються проблеми динамічної точності і стійкості, швидкодії, динамічних навантажень.

Структурний синтез, як правило, ґрунтується на інженерному досвіді, інтуїції, а також на використанні відомих і стандартних рішень, а також елементів.

В ряді випадків використовуються засоби математичної логіки. Кінематичний і динамічний синтези зводяться до визначення одного або декількох параметрів ПС, які забезпечують виконання заданих вимог до ПС, структура якої на цій стадії проектування вже відома.

При цьому на першому етапі проектування і розрахунків вибирається критерій оцінювання близькості характеристик (кінематичних або динамічних) ПС до заданих показників її якості. Цей критерій близькості або ж критерій оптимізації параметрів ПС виражається цільовою функцією, а також додатковими обмеженнями на кінематичні або динамічні характеристики ПС.

При обчисленні синтез і оптимізація зводяться до розв'язання завдань нелінійного програмування з введенням умов абсолютної стійкості НМ, наприклад, за критеріями В. М. Попова.

Звичайно, під синтезом, в основному, розуміють процедуру пошуків такої комбінації параметрів (як правило, постійних) ПС, за якої цільова функція (або критерій оптимізації) має оптимальне значення *max* або *min*, а додаткові обмеження задовольняють задані нерівності.

Використання при синтезі НМ ГП з декількома істотними нелінійностями, а також визначення змінного значення параметра ГП, тобто нелінійної, в загальному випадку, залежності параметра, що розраховується, від іншого параметра або координати системи (тобто характеристики елемента ГП) дуже складне, а в ряді випадків неможливе.

Практично вільний від наведених недоліків метод синтезу шляхом "слідкувального відтворення" (СВ), що викладений нижче.

В основі методу СВ принципи адаптивного керування (АК) автоматизованими системами. Питання АК широко розглянуті в технічній літературі і зводяться в основному до нижчевикладеного.

АК характеризується процесом зміни параметрів або структури об'єкта керування (ОК), або алгоритмом керування на основі використання поточної інформації з метою досягнення певного, зазвичай оптимального, стану системи при початковій непевності і змінних умовах роботи. При цьому використовується інформація про зовнішні впливи, умови роботи системи і входні величини для зміни структури динамічної системи, параметри її елементів чи види додаткових зворотних зв'язків.

Якщо в процесі АК змінюються параметри ГП при незмінній структурі, то має місце самоналагоджувана система з параметричною адаптацією.

Якщо змінюється структура елементів або системи керування ГП, то структура самоорганізовувана.

Якщо в структуру системи керування вводяться додаткові зворотні зв'язки для забезпечення незалежності якостей керованої системи від умов зовнішнього середовища, то система самоналагоджувана з сигнальною адаптацією.

Як правило, метою АК є забезпечення оптимального значення (*max* або *min*) деякого функціонала I критерія якості, наприклад, $\min I(u, z)$, де u, z – вектори керування і налагоджуваних параметрів.

Ця мета АК збігається з завданням синтезу ГП, тобто з вибором критеріїв близькості характеристик ПС до заданих на проектування (функціонала I) і забезпеченням оптимального значення цих критеріїв.

Вказана мета АК може бути досягнена двома шляхами: в процесі керування і функціонування системи; в процесі проектування, шляхом пошуків оптимальних структур і параметрів системи в результаті розрахунків за ММ.

Процедура синтезу методом СВ використовує комбінований варіант, який поєднує імітаційні дослідження ММ процесу АК з використанням оптимальних результатів для проектування елементів і структури ГП, без фізичної реалізації системи АК.

Системи з АК є ієрархічними, в яких можна виділити декілька рівнів. Для вирішення питань синтезу методом СВ є цікавими: адаптивна стабілізація координат режиму руху ГП; адаптивне логічне керування ГП; адаптація динамічної моделі ГП.

Для реалізації методу СВ, як уже було показано вище, використовуються ідеї АК у вигляді безошукової адаптивної (самоналагоджуваної) системи керування з моделлю (АССМ). Теорія і практика АССМ досить широко викладені в літературі. Один із можливих варіантів блок-системи АССМ наведений на рис. 7.41 і складається з основної схеми (блок А) і модельного блока М.

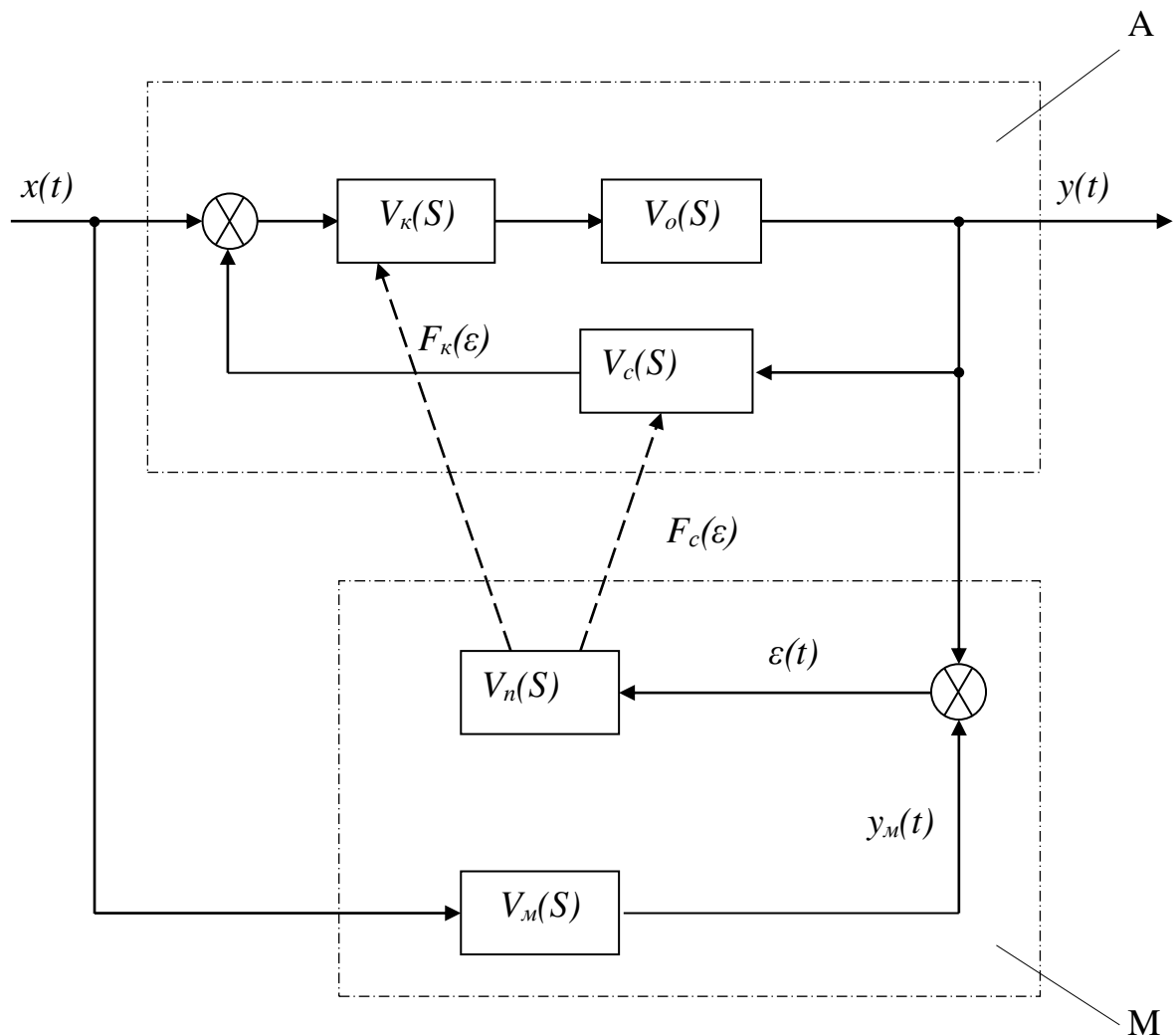


Рисунок 7.41 – Блок-схема адаптивної самоналагоджуваної системи з моделлю, яка використовується для синтезу параметрів ГП методом СВ

В основній схемі А є налагоджувальна коректувальна ланка з передаточною функцією $V_k(S)$, яка включена послідовно з об'єктом керування $V_0(S)$, а також канал зворотного зв'язку з коректувальною ланкою $V_c(S)$. Модельний блок складається з власне моделі з передаточною функцією $V_m(S)$, суматора і блока підналагоджування $V_n(S)$.

Сигнал керування $x(t)$ подається одночасно в суматор основного блока і на вхід моделі, яка формує еталонну реакцію $y_m(t)$, до якої необхідно наблизити реакцію $y(t)$ основного блока – об'єкта керування.

В суматорі модельного блока формується похибка $\varepsilon(t)$

$$\varepsilon(t) = y(t) - y_m(t), \quad (7.73)$$

яка в блоці підналагоджування з передаточною функцією V_n перетворюється в сигнал $F_k(\varepsilon)$ або $F_c(\varepsilon)$, які коректують характеристики (параметри) блока $V_k(S)$ або $V_c(S)$, або ж обох блоків.

Процес вказаної корекції відбувається тим інтенсивніше, чим більше $\varepsilon(t)$, тобто практично функціонує слідкувальна система, яка забезпечує відслідкування реакції $y(t)$ об'єкта керування за реакцією $y_m(t)$ моделі.

Таким чином, в системі за рис. 7.41 функціонують дві слідкувальні системи: основна, яка є об'єктом керування, і коректувальна, яка складається з власне еталонної моделі, суматора і блока (пристрою) підналагоджування, який формує сигнали корекції.

При цьому в об'єкті керування один (або декілька з блоків) за своєю конструкцією та характеристиками повинен забезпечувати відповідну реакцію на сигнали корекції блока підналагоджування. Сутність методу синтезу параметра або характеристики ГП як динамічної системи методом СВ полягає у тому, що система АССМ, наведена на рис. 7.41, формується не для технологічного функціонування, а для процесу проектування і розрахунку. При розрахункові коректувальні сигнали $F_k(\varepsilon)$ і $F_c(\varepsilon)$ фіксуються реєструвальною апаратурою як масив $M_\varepsilon[F_k(\varepsilon), F_c(\varepsilon)]$ реакцій на масив $M_x[x_i(t)]$ сигналів $x(t)$ керування. Потім масив $M_\varepsilon[F_k(\varepsilon), F_c(\varepsilon)]$ використовується для проектування коректувальних ланок $V(S)$ або $V_c(S)$, які забезпечують з потрібним наближенням близькість $y(t)$ до $y_m(t)$.

На рис. 7.42 наведена блок-схема одного з варіантів обчислювальної структури для виконання розрахунків з синтезу методом СВ.

Виходи блока 1 програмно-часового керування підключені до входу електронно-обчислювальної системи 2, яка реалізує алгоритм математичного моделювання спроектованої нелінійної динамічної системи, до двох виходів зведеного блока 3 запису-відтворення і до виходу моделі – блока 4, який формує сигнал заданого процесу $y_m(t)$. Виходи блоків 2 і 4 підключені до входів блока порівняння 5, вихід якого підключений до виходу каналу зворотного зв'язку, утвореного входами першого суматора 6 і першого диференціатора 7.

- синтезується інтегральна характеристика $z(u)$, яка забезпечує відтворення всіх заданих $x(t)$ з допустимою похибкою;

- використовується декілька варіантів $z(u)$ з системою їх переключення, що знаходить відбиття як в конструкції елемента з характеристикою $z(u)$, так і в принциповій схемі ГП.

Як уже вказувалось, в обчислювальній структурі СВ формується канал зворотного зв'язку, за яким неузгодження $\varepsilon(t)$ за формулою (7.73) через функціональний блок підналагоджування впливає на характеристику проєктованого елемента ГП, тобто використовується своєрідна слідкувальна система. Стійкість указаної слідкувальної системи залежить, зокрема, від загального коефіцієнта посилення всіх елементів ланцюга зворотного зв'язку і є необхідною умовою точності та збіжності процесу СВ.

План обчислень методом СВ містить такі базові операції:

- розробка структури ГП; визначення елемента (елементів), параметр (характеристика) якого підлягає синтезу; на цій стадії можуть бути попередньо намічені альтернативні варіанти з тим, щоб у процесі синтезу обрати найбільш ефективний варіант; використовується досвід проєктування, відомі схемні та конструкторські рішення;

- складається нелінійна, в загальному випадку, математична модель ГП, доповнена рівняннями зворотного зв'язку, які утворюють обчислювальну структуру СВ;

- проводиться лінеаризація НМ і досліджується стійкість ЛНМ структури СВ; визначаються числові значення коефіцієнтів каналів зворотного зв'язку системи СВ;

- виконуються розрахунки процедури синтезу;

- формуються шукані характеристики проєктованих елементів ГП;

- виконуються імітаційні дослідження динамічних характеристик ГП за шуканою НМ, в якій використовується синтезована характеристика, і проводиться її коректування, виходячи з потрібної точності і стійкості ГП.

8 ПНЕВМОПРИВОД

Пневмопривод призначений для перетворення енергії стисненого повітря в лінійне механічне переміщення або обертання. Він використовується для приведення в рух робочих органів машин і механізмів. Лінійне переміщення забезпечується пневмоциліндрами. Обертальний рух реалізується пневмомоторами або поворотними двигунами, а також комбінацією пневмоциліндра з рейковою передачею.

8.1 Пневмопривод із зворотно-поступальним рухом пневмоциліндра

Найбільш розповсюдженим є пневмопривод із зворотно-поступальним рухом пневмоциліндра [3]. Одна із схем такого пневмоприводу наведена на рис. 8.1.

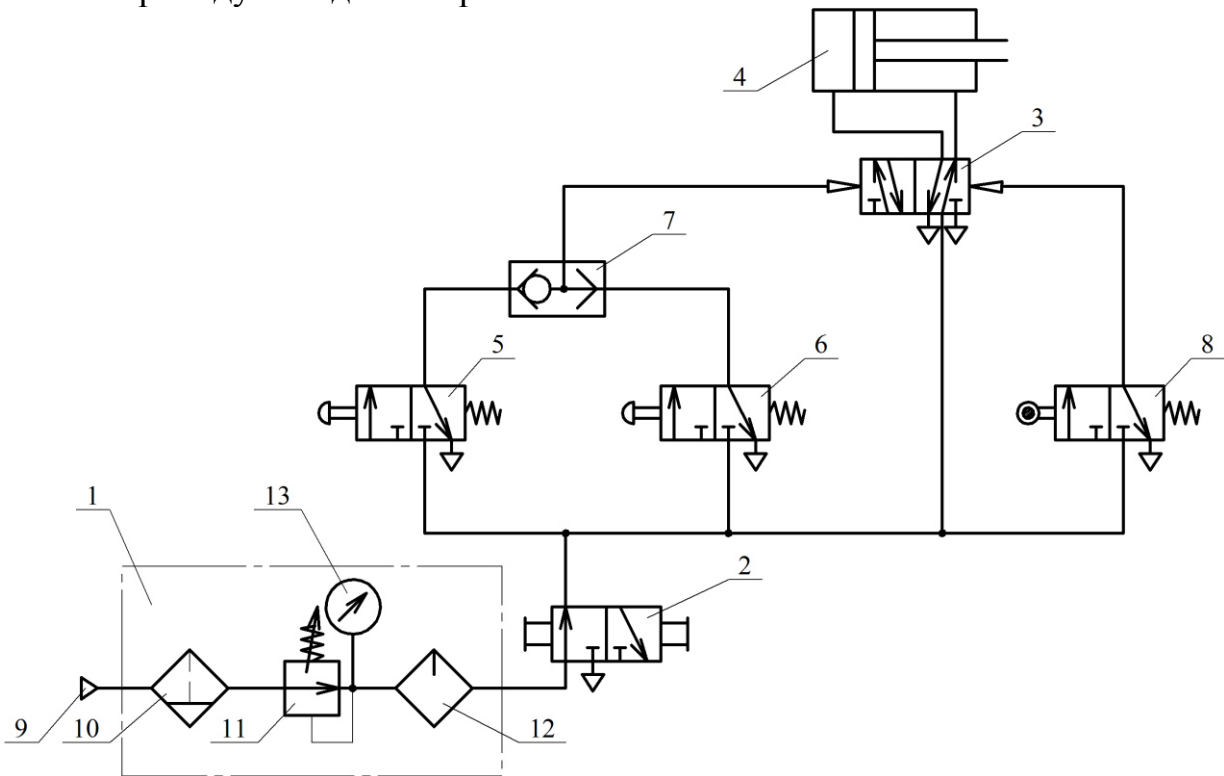


Рисунок 8.1 – Схема пневмоприводу зі зворотно-поступальним рухом пневмоциліндра

Пневмопривод містить: блок підготовки повітря 1, пневморозподільники з ручним керуванням 2 та пневмокеруванням 3, пневмоциліндр 4, пневмокнопки 5, 6, логічний клапан 7, пневморозподільник 8 з роликом. Стиснене повітря надходить від джерела живлення 9 через фільтр-вологівідділювач 10, редукційний клапан 11 та оливорозпилювач 12 та пневморозподільники 2 та 3. При натисненні пневмокнопок 5 або 6, чи обох одразу, стиснення повітря перемикає

пневморозподільник 3, і стиснене повітря буде надходити в ліву камеру пневмоциліндра 4. При цьому шток пневмоциліндра буде рухатись зліва направо, виконуючи необхідну операцію. При досягненні штоком пневмоциліндра ролика пневморозподільника 8, останній спрацьовує, що викликає, в свою чергу, перемикання пневморозподільника 3, який направляє стиснене повітря в праву камеру пневмоциліндра 4, а ліву камеру з'єднує з атмосферою. Поршень пневмоциліндра повертається в крайню ліву вихідну позицію. Пневмопривод готовий до виконання нового циклу, який запускається натисканням пневмокнопок 5 чи 6. Таким чином шток пневмоциліндра висувається, виконуючи робочу операцію, при короткочасному натисканні пневмокнопок 5 чи 6. При досягненні крайнього правого положення шток пневмоциліндра автоматично повертається у вихідне положення, якщо обидві пневмокнопки 5 та 6 в цей момент будуть відпущені.

8.2 Параметри робочого тіла – газу

Робочим тілом пневмоприводу є стиснене повітря, яке являє собою суміш азоту – 78%, кисню – 21% та інших газів (аргон, вуглецевий газ) в невеликих кількостях, а також водяної пари. Процес стиснення і розширення повітря при течії його в пневмолініях та в пневмоагрегатах супроводжується зміною його параметрів, основними з яких є тиск p , температура T та густина ρ . Тиск повітря входить у всі наведені нижче залежності в абсолютних одиницях, за винятком випадків, що оговорюються окремо.

Абсолютна температура, як параметр стану газу пов'язана з температурою за шкалою Цельсія залежнісно.

$$T = t^{\circ}\text{C} + 273. \quad (8.1)$$

Густина газу визначається як відношення маси газу m до його об'єму W

$$\rho = \frac{m}{W}. \quad (8.2)$$

Окрім основних параметрів газ характеризується стисненням, температурним коефіцієнтом об'ємного розширення, в'язкістю та питомою теплопровідністю.

Стиснення газу β характеризує зміну його об'єму ΔW при зміні тиску на Δp

$$\beta = \frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta W}{W_0}, \quad (8.3)$$

де W_0 – початкове значення об'єму газу.

Теплове розширення газу характеризується температурним коефіцієнтом об'ємного розширення α в $^{\circ}\text{C}^{-1}$, який характеризує відносну зміну об'єму газу ΔW при зміні температури на 1°C :

$$\alpha = \frac{1}{W_0} \cdot \frac{\Delta W}{\Delta T}. \quad (8.4)$$

В'язкість газу зазвичай оцінюють значенням динамічного коефіцієнта в'язкості μ . На відміну від крапельної рідини, динамічна в'язкість газу (повітря) з ростом температури зростає. Залежність динамічної в'язкості μ повітря від температури T при постійному тиску можна визначити за формулою:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{273} \right)^{0,75}, \quad (8.5)$$

де μ_0 – динамічна в'язкість повітря при $t=0^{\circ}\text{C}$.

Залежність кінематичної в'язкості $\nu = \mu / \rho$ від температури T визначається за формулою:

$$\nu = \nu_0 \left(\frac{T}{273} \right)^{1,75}. \quad (8.6)$$

В'язкість газів також збільшується при зростанні тиску. Динамічна в'язкість азоту при атмосферному тиску та $t=25^{\circ}\text{C}$ дорівнює:

$$\mu = 17,8 \text{ мкПа} \cdot \text{с} \quad (8.7)$$

Під питомою теплоємністю газу розуміють відношення кількості тепла, що поглинається одиницею маси газу, до відповідного зростання температури. Розрізняють питомі теплоємності при постійному тиску C_p та постійному об'ємі C_v . Співвідношення між теплоємностями при $p = \text{const}$ та $W = \text{const}$

$$\frac{C_p}{C_v} = K \quad (8.8)$$

називають показником адіабати.

8.2 Рівняння стану ідеального газу

Залежність густини газу ρ від температури T та тиску p називається рівнянням стану газу

$$\frac{p}{\rho} = R \cdot T, \quad (8.9)$$

де R – газова стала. Для сухого повітря $R=287,1$ ($\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$).

При роботі пневмоприводу можливі різні умови теплообміну між газом, що рухається по пневмоприводу та навколишнім середовищем. При невеликій швидкості течії газу та високому теплообміну між стінами пневмоприводу та навколишнім середовищем процеси в газі можуть бути близькими до ізотермічних. При ізотермічному процесі стан газу описують рівнянням Бойля-Маріотта

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{p_1}{p_2}, \quad (8.10)$$

де p_1 та p_2 – початковий та кінцевий абсолютні тиски газу;

W_1 та W_2 – об'єм газу відповідно при тисках p_1 та p_2 .

При цьому вважається, що при розширенні або стисканні газу його абсолютна температура не змінюється ($T=\text{const}$). Подібний процес може мати місце лише при дуже повільній зміні стану газу. За припущення, що зміна стану газу відбувається без значного теплообміну з навколишнім середовищем можна використовувати залежності адіабатного процесу. Рівняння, що описує стан ідеального газу в адіабатному процесі має вигляд:

$$p_1 \cdot W_1^K = p_2 \cdot W_2^K \quad (8.11)$$

де $K=1,4$ – показник адіабати для сухого повітря.

Однак в загальному випадку зміна стану газу в залежності від тривалості робочих процесів та характеру теплообміну з навколишнім середовищем відбувається за різними законами зі складною зміною параметрів p , W та T . В такому випадку для опису стану газів використовують політропні процеси. Стан газу в політропному процесі описує рівняння

$$p_1 \cdot W_1^n = p_2 \cdot W_2^n, \quad (8.12)$$

де n – показник політропи, значення n лежить в діапазоні $1 < n < K$ при зміні тиску газу в пневмосистемі, що не перевищує $10 \cdot 10^5$ Н/м².

В пневмосистемах високого тиску, при $p=(50\dots200) \cdot 10^5$ Н/м², показник політропи може перевищувати значення показника адіабати K для ідеального газу. Показник політропи визначається окремо для кожного газу, умов стискання, розширення та теплообміну.

8.4 Розрахунок течії газу

Інженерні розрахунки течії газу в пневмоприводах, а також через місцеві опори пов'язані зі значними труднощами, обумовленими тим, що вказані процеси супроводжуються зміною тиску газу температури та його густини. При розрахунках виходять із умови, що в усталеному процесі течії газу масова витрата газу через поперечний переріз пневмоприводу площею f залишається незмінною, у відповідності з чим масова витрата буде визначатись із умови нерозривності потоку

$$m = f \cdot V \cdot \rho = const, \quad (8.13)$$

де V – середня швидкість руху газу на ділянці пневмоприводу.

Оскільки об'ємна витрата

$$Q = \frac{m}{\rho} \quad (8.14)$$

на шляху течії газу по пневмопроводу не залишається постійною, а збільшується внаслідок розширення газу, обумовленого пониженням тиску, то середня швидкість газу по довжині пневмоприводу теж буде зростати. При цьому внаслідок розширення газу буде змінюватись також його температура.

В основу розрахунку течії газу в пневмоприводах покладено рівняння руху ідеального газу в адіабатному процесі

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{K}{K-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} + g \cdot z_1 = \frac{V_2^2}{2} + \frac{K}{K-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2} + g \cdot z_2, \quad (8.15)$$

де ρ_1 та ρ_2 , p_1 та p_2 , V_1 та V_2 – відповідно густина, тиск та швидкість газу в початковому та кінцевому перерізах газового потоку;

K – показник адіабати;

z_1 та z_2 – ордината висоти центра перетину газового потоку.

Без урахування z_1 та z_2 рівняння має вигляд

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{K}{K-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{V_2^2}{2} + \frac{K}{K-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2}. \quad (8.16)$$

Рівняння (8.16) дає змогу обрахувати масову витрату газу при витіканні його з резервуару необмеженої ємності ($V_1=0$, тобто нехтуючи швидкістю газу в резервуарі).

$$m = f \cdot \rho_2 \sqrt{\frac{2 \cdot K}{K-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[1 - \frac{p_2}{p_1}\right]^{\frac{K-1}{K}}}. \quad (8.17)$$

В інженерній практиці можуть бути корисними спрощені розрахунки течії газу в трубопроводах пневмопривода [2].

При достатньо довгих трубопроводах з урахуванням опорів показник політропи наближається до одиниці. Якщо прийняти також, що температура газу близька до постійної, то постійною буде в'язкість газу та число Рейнольдса. З урахуванням таких припущень втрати тиску по довжині трубопроводу можуть бути обраховані на основі відомої формули гідравліки. В формулу мають бути підставлені середні значення параметрів, що в неї входять. При використанні цієї формули газ умовно вважають рідиною, що має середні параметри:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2} \cdot \rho_{cp}, \quad (8.18)$$

де p_1 та p_2 – тиск газу на початку та в кінці трубопроводу;

λ – середній для відрізка трубопроводу коефіцієнт опору;

$V = m / f \rho_{cp}$ – середня по довжині трубопроводу швидкість газу;

m – масова витрата газу;

ρ_{cp} – середня густина газу (в першому наближенні $\rho_{cp} = (\rho_1 + \rho_2) / 2$;

ρ_1 та ρ_2 – густина газу на початку та в кінці трубопроводу.

Течія газу в трубопроводах, як правило, має турбулентний характер і в діапазоні $2300 < Re < 10^8$ застосовують емпіричну формулу:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{K_{uu}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (8.19)$$

де K_{uu} – абсолютна шорсткість внутрішньої поверхні трубопроводу;

d – внутрішній діаметр трубопроводу.

$$Re = \frac{V_{cp} \cdot d}{\mu_{cp}} = \frac{4 \cdot m}{V_{cp} \cdot \rho_{cp} \cdot d}, \quad (8.20)$$

де m – масова витрата газу;

$v_{cp} = \mu_{cp} / \rho_{cp}$ – середня кінематична в'язкість;

μ_{cp} – середня динамічна в'язкість газу.

Масову витрату газу в трубопроводі можна також з достатньою точністю в діапазоні $0,9 \cdot p_1 < p_2 < p_1$ визначити за формулою [2]

$$m = \mu \cdot f \sqrt{2 \cdot \rho_1 \cdot (p_1 - p_2)} = \mu \cdot f \sqrt{2 \cdot \rho_1 \cdot (p_1 - p_2) / R \cdot T_1}. \quad (8.21)$$

Для визначення масової витрати при течії через місцеві опори може бути застосована формула (8.22), якщо потік газу нерозривний, а процес дроселювання розглядається як політропний [2]

$$m = \sqrt{\frac{2}{R}} \cdot \frac{p_0}{\sqrt{1+\xi}} \cdot \frac{f_0}{\sqrt{T_0}} \cdot \sqrt{(1-x) \cdot x^{1/n}}, \quad (8.22)$$

де p_0 та T_0 – тиск та початкова температура газу на вході в місцевий опір;
 f_0 – площа прохідного перерізу місцевого опору;
 $x = p_2 / p_1$ – відношення тисків газу.

Показник політропи визначається як

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\lg T_K - \lg T_0}{\lg x}}, \quad (8.23)$$

де T_K – кінцева температура газу при розширенні.

Найбільш розповсюдженим місцевим опором є дросель, за допомогою якого змінюють витрату газу. Розповсюджені дроселі в вигляді отвору в шайбі. Масова витрата через такий дросель залежить від відношення p_2/p_1 , де p_1 та p_2 – тиски газу перед дросельним елементом і після нього.

За припущення, що процес течії газу через такий дросель адіабатний, визначають значення критичного відношення тисків газу

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{кр} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}}, \quad (8.24)$$

де K – показник адіабати.

У випадку підкритичного режиму течії газу, при якому $1 > \left(\frac{p_2}{p_1}\right) > \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{кр}$, масову витрату газу через дроселі обчислюють за формулою [2]

$$m = f_0 \cdot p_1 \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_a} \cdot \frac{K}{K-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}, \quad (8.25)$$

де T_a – температура газу на вході в дросель.

У випадку надкритичного режиму течії газу, при якому $\frac{p_2}{p_1} < 0,528$, масову витрату газу через дросель обчислюють за формулою

$$m = \mu \cdot f_0 \cdot \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K}{K+1} \cdot p_1 \cdot \rho_1}. \quad (8.26)$$

Застосовують також дроселі, в яких витрата регулюється зміною довжини дросельного каналу. Найбільш розповсюдженою такою конструкцією є гвинтовий дросель. Гвинтові дроселі мають високу стабільність регулювання, що забезпечує практично незмінну його витратну характеристику при повторних установленнях.

При невеликих перепадах тиску в гвинтових дроселях та ламінарному режимі течії газу масова витрата може бути визначена за рівнянням Пуазейля [2]

$$m = \frac{\pi \cdot d^4 \rho}{128 \cdot \mu \cdot L} \cdot \Delta p, \quad (8.27)$$

де ρ – густина газу;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

L – довжина гвинтового каналу;

Δp – перепад тиску на дроселі;

d – діаметр гвинтового каналу.

8.5 Підготовка повітря для пневмоприводу

Стиснене та нефільтроване повітря, що подається компресором в пневмопривод, містить певні забруднення, основними з яких є: вода, водяна пара, компресорне мастило, тверді частинки різного походження. Наявність забруднення в повітрі, що використовується в пневмоприводі призводить до зносу рухомих частин пневмоприводів, зниження надійності роботи пневмоприводу, забруднення робочої зони (що є неприпустимим, наприклад, в харчовій, парфумерній та хімічній промисловості). Повітря, що подається компресором, насичене певною мірою парою води, тобто є вологим. Вологе повітря характеризується відносною вологістю. Якщо відносна вологість повітря досягає 100%, то відбувається випадіння води з повітря в рідкій фазі. Здатність повітря утримувати водяну пару зменшується із зменшенням температури та із збільшенням тиску. В процесі експлуатації стисненого повітря може відбутися випадіння рідкої води, якщо його температура зменшиться, а тиск зросте. Температура, при якій відбувається випадіння рідкої пари води з вологого повітря, називають

точкою роси. Точка роси є мірою вмісту водяної пари в повітрі, що подається в пневмопривод. В пневмопривод повинно подаватись повітря, яке має точку роси нижчу за будь-яку температуру повітря під час його використання при максимальному тиску. Зменшення точки роси забезпечується видаленням парів води з повітря, що подається в пневмопривод. Для цієї мети використовуються сушники повітря. Основними типами сушників є рефрижераторні та адсорбційні [1].

В рефрижераторному сушнику повітря від компресора подається в теплообмінник, де воно охолоджується, контактуючи через систему трубопроводів з холодоагентом, який подається холодильною машиною. При охолодженні з повітря, що подається компресором, виділяється вода, яка утилізується в відстійнику і виводиться з сушника. На виході сушника стиснене повітря включає меншу кількість парів води. Застосовуючи рефрижераторні сушники можна отримати стиснене повітря, що відповідає точці роси в інтервалі 2...5 °С.

В адсорбційному сушнику вологе стиснене повітря від компресора пропускають через ємність, заповнену спеціальним кулькоподібним сухим гелем – адсорбентом. Під час контакту вологого повітря з адсорбентом частина води поглинається і повітря осушується. При застосуванні сушника цього типу може бути отримане стиснене повітря з точкою роси нижче 0 °С. Адсорбційні сушники значно дорожчі рефрижераторних і застосовуються рідше. Компресорне повітря насичене, деякою мірою, твердими частинками, які складаються з атмосферного пилу, що всмоктується компресором, продуктів корозії, зносу механізмів та трубопроводів. Тверді частинки мають доволі широкий діапазон розмірів від 0,01 до 50 мкм. Для очищення стисненого повітря від твердих частинок та води застосовують повітряні фільтри. Принцип дії повітряного фільтра-вологовідділювача показаний на рис. 8.2.

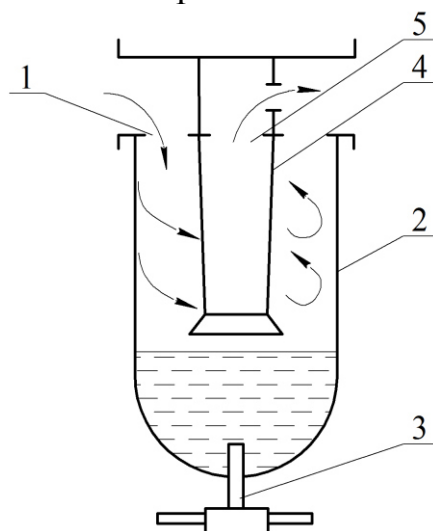


Рисунок 8.2 – Принцип дії повітряного фільтра-вологовідділювача

Повітря від компресора подається через напрямні отвори 1 в корпусі 2 фільтра. Напрямні отвори розташовані таким чином, що закручують потік повітря відносно осі фільтра. При цьому краплини рідини та тверді частинки більшого розміру осідають на стінках корпуса та стікають на дно фільтра. Для видалення накопиченої рідини служить зливна пробка 3. Частково очищене повітря проходить через фільтроелемент 4, де забезпечується додаткове очищення та через відвідний отвір 5 надходить в пневмопривод.

Фільтри для стисненого повітря, які затримують частки до 50 мкм, забезпечують грубе очищення, фільтри, що затримують частки в діапазоні (5...50) мкм, забезпечують середнє очищення, в діапазоні (1...5) мкм забезпечують високоефективне очищення, а в діапазоні (0,01...2) мкм – надвисокоефективне.

Тиск повітря, що подається компресором, дещо змінюється в процесі роботи пневмоприводу, тобто мають місце коливання тиску, які негативно впливають на стабільність руху гідродвигунів та на характеристики роботи пневмоагрегатів. Для забезпечення нормальних умов роботи пневмоприводу тиск повітря повинен бути стабільним. З цією метою на виході компресорів встановлюють регулятори тиску (редукційні клапани). На рис. 8.3 наведена схема, що пояснює принцип роботи регулятора тиску.

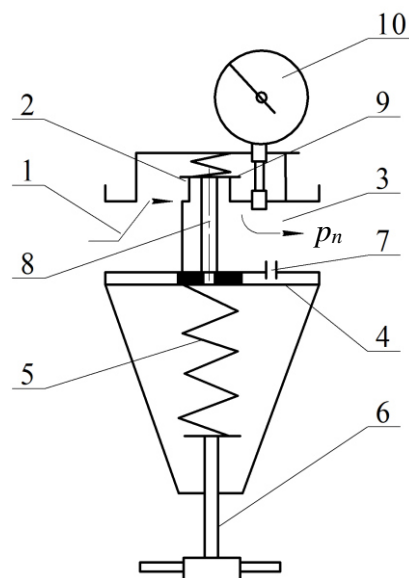


Рисунок 8.3 – Принцип дії регулятора тиску

Повітря від компресора надходить у вхідну камеру 1, проходить через робоче вікно 2 регулятора тиску та надходить через вихідну камеру 3 в пневмопривод. Повітря під тиском p_n надходить через отвір 7 до мембрани 4, яка знаходиться під дією пружини 5. Зусилля пружини 5 регулюється гвинтом 6, що дозволяє налаштувати необхідне значення

тиску p_n . Мембрана 4 через штоухач 8 переміщує затвор 9, який взаємодіє з сідлом регулятора тиску, змінюючи величину площі робочого вікна 2. У випадку, якщо тиск p_n у вихідній камері перевищить налаштування пружини 5, мембрана 4 опускається вниз, зменшуючи площу робочого вікна 2. Надходження стисненого повітря у вихідну камеру 3 зменшиться, що приведе до відновлення настроєного значення тиску p_n . У випадку, коли тиск p_n у вихідній камері зменшується, мембрана 4 перемістить затвор 9 вгору, збільшуючи робоче вікно 2. Витрата стисненого повітря із вхідної камери 1 через робоче вікно 2 у вихідну камеру 3 зростає, що приведе до відновлення настроєного значення тиску p_n . Тиск у вихідній камері контролюється манометром 10.

В процесі експлуатації пневмоприводів встановлено, що оптимальним значенням тиску живлення пневмоприводу є величина 6×10^5 Н/м² (0,6 МПа), а для систем управління пневмоприводу $(3 \dots 4) \times 10^5$ Н/м² (0,3...0,4 МПа).

Для нормальної роботи деяких пневмоагрегатів необхідна наявність мастила у повітрі, що подається в пневмопривод. У цьому випадку стиснене повітря спеціально насичують розпиленням мастилом. Перед насиченням розпиленням мастилом стисненого повітря його попередньо очищують від компресорного мастила, яке може з'явитись після роботи компресора. Компресорне мастило не підходить для змащування пневмоагрегатів.

На рис. 8.4 наведена схема, що ілюструє принцип дії мастилорозпилювача.

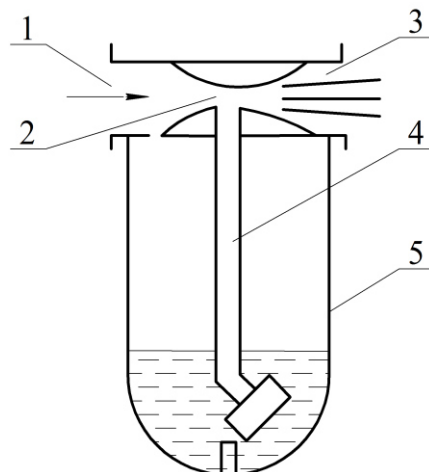


Рисунок 8.4 – Принцип дії мастилорозпилювача

Мастилорозпилювач містить корпус 5, заповнений мастилом, яке через трубку 4 може надходити в камеру розпилення 2. При надходженні з вхідної камери 1 в камеру розпилення 2 швидкість руху повітря значно зростає і тиск падає. Падіння тиску в камері розпилення 2 забезпечує

підймання мастила по трубці 4 та утворення крапель невеликого розміру (0,003...0,1) мм.

Повітря, насичене краплями мастила, буде надходити через вихідну камеру 3 в пневмопривод.

Пневмоагрегати, які забезпечують підготовку стисненого повітря для використання в пневмоприводі, як правило, об'єднують в один або декілька компактних блоків, які називають блоками підготовки повітря (БПП). Основними пневмоагрегатами, що входять до складу БПП, є фільтр-вологівіддільник, регулятор тиску та мастилорозпилювач. Умовне зображення блока підготовки повітря подано на рис. 8.5.

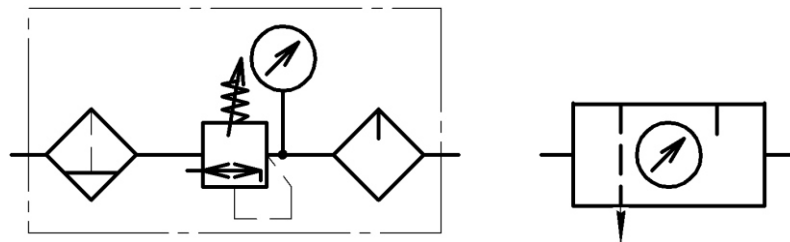


Рисунок 8.5 – Умовне зображення блока підготовки повітря

Підготовлене для використання в пневмоприводах повітря розділяється на класи забрудненості за ГОСТ 1733-80. В таблиці 8.1 наведений вміст сторонніх домішок в стисненому повітрі в залежності від класу забрудненості.

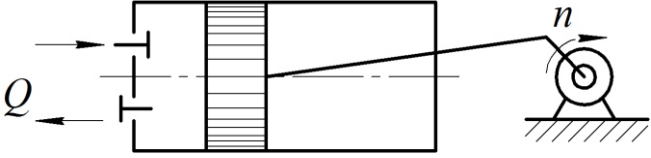
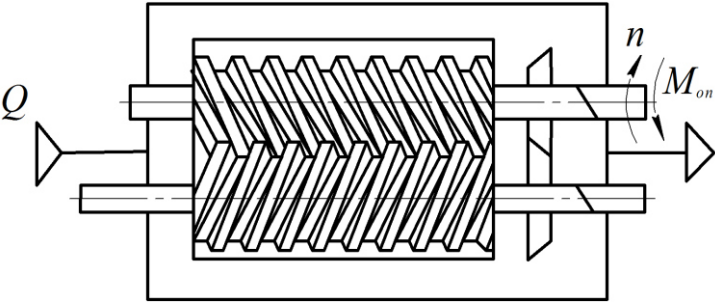
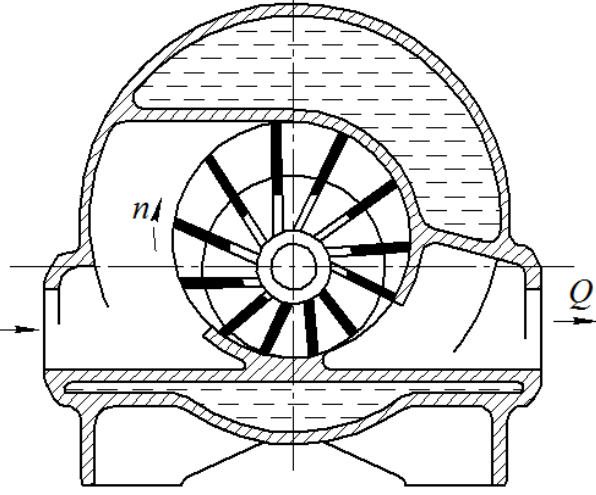
Таблиця 8.1 – Класи забрудненості стисненого повітря

Клас	Розміри твердих частинок мкм, не більше	Вміст сторонніх домішок, мг/м ³ , не більше		
		Тверді частинки	Вода в рідкому стані	Мастило в рідкому стані
0	0,5	0,001	не допускається	не допускається
1	5	1	не допускається	не допускається
2	5	1	500	не допускається
3	10	2	не допускається	не допускається
4	10	2	800	16
5	25	2	не допускається	не допускається
6	25	2	800	16
7	40	4	не допускається	не допускається
8	40	4	800	16
9	80	4	не допускається	не допускається
10	80	4	800	16
11	не регламентується	12,5	не допускається	не допускається
12	не регламентується	12,5	3200	25
13	не регламентується	25	не допускається	не допускається
14	не регламентується	25	10000	100

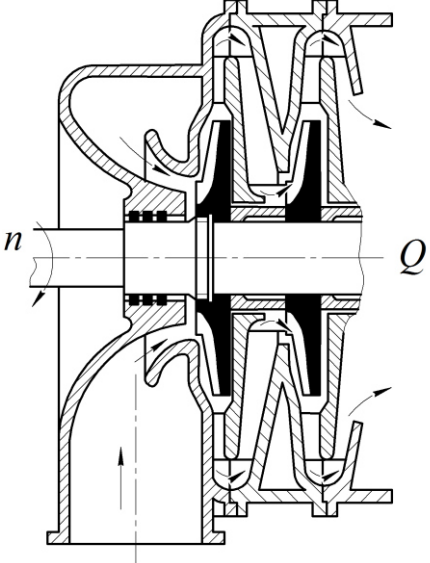
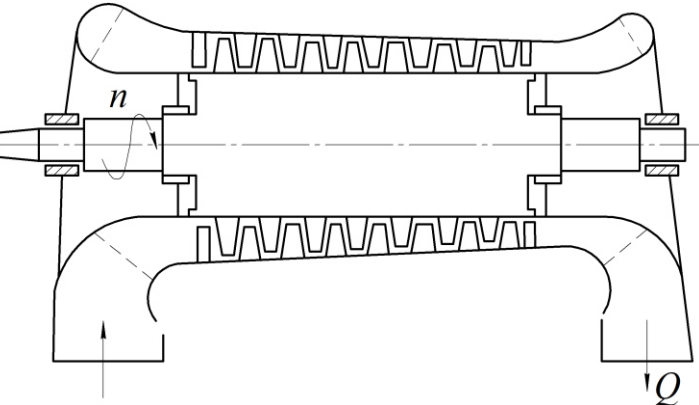
8.6 Компресори

Компресори – агрегати для виробництва стисненого повітря. Розрізняють стаціонарні (встановлені на фундаменті чи рамі) та пересувні (встановлені на транспортних засобах). Як правило, компресори забезпечують виробництво стисненого повітря в діапазоні тисків (0,4...0,8) МПа, однак в окремих випадках спеціальні компресори можуть подавати повітря під тиском (1,0...10,0) МПа [1, 4]. Основні типи та технічні характеристики компресорів наведені в таблиці 8.2.

Таблиця 8.2 – Основні типи та технічні характеристики компресорів

<p style="text-align: center;">Поршневі компресори</p> 	<p>тиск до 1,0 МПа, подача до 100 м³/хв, високий рівень вібрації та шуму, ККД 0,5...0,9, нерівномірність подачі, суттєвий знос механізмів, забруднення стисненого повітря мастилом</p>
<p style="text-align: center;">Гвинтові компресори</p> 	<p>тиск до 1,0 МПа, в спеціальних конструкціях до 3,0 МПа, подача до 500 м³/хв, висока вартість, високий рівень шуму, надійні в роботі, висока рівномірність подачі, складні у виготовленні, не насичують маслом повітря</p>
<p style="text-align: center;">Лопатеві ротаційні компресори</p> 	<p>тиск до 1,0 МПа, подача до 1000 м³/хв, низький рівень вібрації та шуму, забруднення стисненого повітря мастилом, знос робочих механізмів, рівномірна подача, ККД 0,5...0,7</p>

Продовження таблиці 8.2

<p style="text-align: center;">Відцентрові компресори</p> 	<p>тиск в одноступінчастих відцентрових компресорах до 1,0 МПа, тиск в багатоступінчастих – до 2,0 МПа подача до 4000 м³/хв, висока вартість, рівень шуму низький, надійні в роботі, ККД 0,7...0,92; не насичують стиснене повітря маслом</p>
<p style="text-align: center;">Осьові компресори</p> 	<p>тиск до 2,0 МПа, в спеціальних багатоступінчастих компресорах до 10 МПа, подача (400...15000) м³/хв, висока вартість, низький рівень вібрацій та шуму, ККД 0,8...0,9; надійні в роботі, не насичують стиснене повітря маслом</p>

8.7 Пневмоциліндри

В технологічних машинах з пневмоприводом переважно використовуються пневмодвигуни поступового руху – пневмоциліндри поршневого і мембранного типів (рис. 8.6).

Пневмоциліндр містить корпус 1 з кришками 2 та 3, поршень 4 зі штоком 5. При подачі стисненого повітря в отвір 9 поршень 4 рухається зліва направо, витискуючи повітря з правої камери через отвір в атмосферу. В кінці ходу поршня манжета 7, що опирається на втулку 6, входить в контакт з отвором 8 і забезпечує плавне гальмування поршня в кінці робочого ходу. При подачі стисненого повітря в отвір 10 поршень пневмоциліндра повертається в вихідне положення.

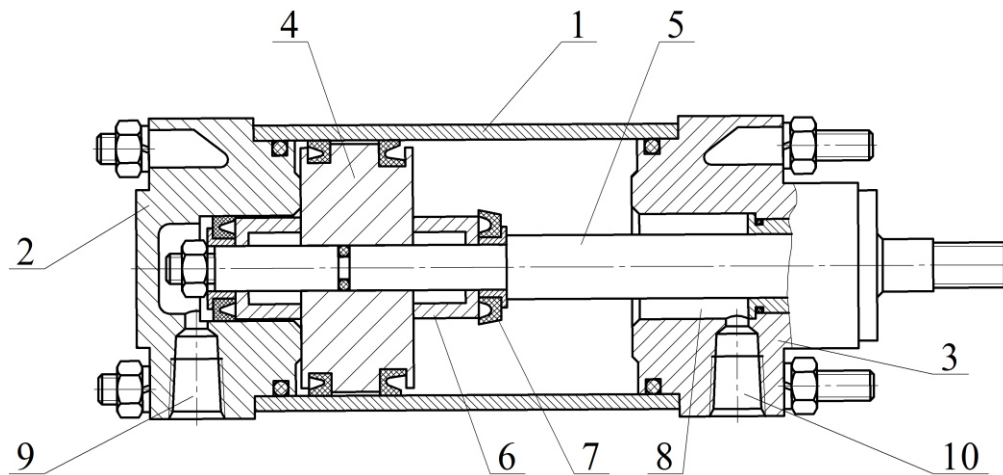


Рисунок 8.6 – Конструкція пневмоциліндра

Зусилля, що його розвиває шток пневмоциліндра, визначається за рівнянням

$$F = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - F_{тер}, \quad (8.28)$$

де p_1, p_2 – тиск, відповідно в поршневій та штоковій камерах;

S_1, S_2 – робоча площа поршня, відповідно зі сторони поршневої та штокової камер;

$F_{тер}$ – сила тертя в пневмоциліндрі.

Маса повітря, що його споживає пневмоциліндр за час руху поршня, складає

$$m = S_2 \cdot L \cdot \rho_1, \quad (8.29)$$

де S_2 – робоча площа поршня зі сторони поршневої камери;

ρ_1 – густина повітря;

L – величина робочого ходу поршня.

Використовуються також пневмоциліндри однобічної дії. Стиснене повітря в таких пневмоциліндрах подається лише в одну поршневу камеру, що і забезпечує робочий рух поршня. Повернення поршня пневмоциліндра забезпечується пружиною, що змонтована в штоковій камері пневмоциліндра.

8.8 Мембрани

Мембрани застосовують в затискальних та гальмівних пристроях, пресах, верстатах, зварювальних машинах. Мембрани добре працюють в складних умовах, які зумовлені забрудненням навколишнього середовища та низькою якістю стисненого повітря. Перевагами мембран перед іншими пневмодвигунами є невелика вартість, простота конструкції, висока

герметичність, відсутність потреби в змащуванні, низькі витрати на експлуатацію. Недоліками мембран є невелика довжина робочого ходу, зміна зусилля по довжині ходу, відносно невелика довговічність [4].

Застосовують мембрани переважно односторонньої дії з пружинами або без них. Мембрани можуть містити еластичні елементи з гуми, синтетичних матеріалів або металеві пружні елементи зі спеціальних видів сталі з товщиною металу (0,2...1,5) мм.

На рис. 8.7 показана конструкція мембрани односторонньої дії.

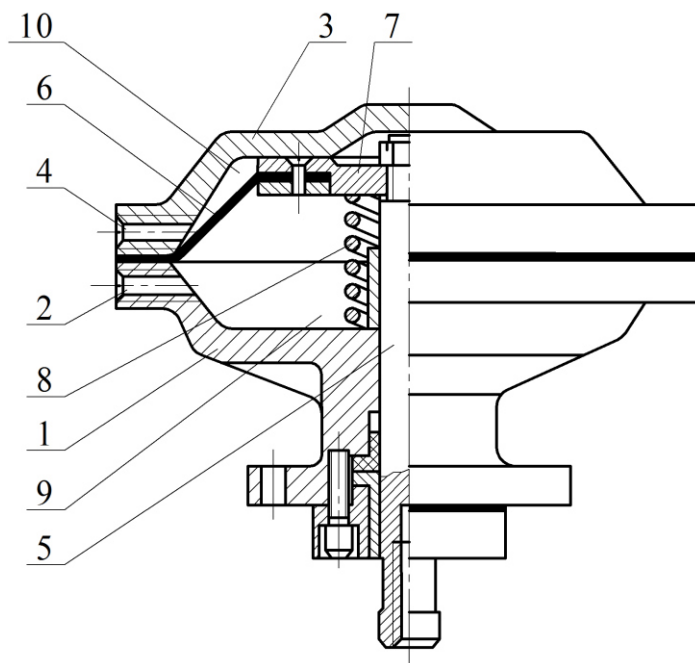


Рисунок 8.7 – Конструкція мембрани односторонньої дії

Вона містить корпус 1 з отвором 2, кришку 3 з отвором 4, еластичну прокладку 6, шток 5 та опорний диск 7. Еластична прокладка 6 змонтована між опорним диском 7, корпусом 1 і кришкою 3, ізолює камеру 10 від камери 9, яка пов'язана з атмосферою. В камеру 10 подається стиснене повітря, яке, діючи на прокладку 6, опорний диск 7, та шток 5, переміщує їх. При цьому шток 5, до якого кріпиться виконавчий механізм, переміщується, виконуючи роботу. Повернення штока 5 у вихідне положення забезпечується пружиною 8 у випадку відсутності надлишкового тиску в камері 10.

Необхідний діаметр мембрани при штовхальному зусиллі визначається за формулою

$$D_m = 1,95 \sqrt{\frac{F}{(1 + \beta + \beta^2) \cdot p_m}}, \quad (8.30)$$

де F – сила опору на штоці;

p_m – надлишковий тиск в камері 10;
 $\beta=0,6\dots 0,8$ – коефіцієнт рівний відношенню D_0 / D_m ;
 D_0 – діаметр опорного диска.

Товщина гумової мембрани визначається за формулою

$$\delta = 0,175 \cdot \frac{p_m \cdot D_m \cdot (1 - \beta^2)}{[\tau_{cp}]}, \quad (8.31)$$

де $[\tau_{cp}]$ – допустиме напруження зрізу.

8.7 Пневмомотори

Пневмомотори призначені для перетворення енергії стисненого повітря у обертальний рух вихідного вала. В залежності від можливих напрямків обертання вихідного вала пневмомотори поділяють на реверсивні та неревверсивні. За видом робочого елемента мотори розділяють на шестеренні, пластинчасті, поршневі, гвинтові та турбінні. Кожний із типів пневмомоторів має свої переваги та недоліки. Найбільшу частоту обертання розвивають турбінні пневмомотори, меншу – пластинчасті, гвинтові та шестеренні. Радіально-поршневі пневмомотори є найтихохіднішими. Пластинчасті, гвинтові та турбінні мотори розвивають стабільний крутний момент, поршневі та шестеренні мають пульсуючий момент. Найбільш високий адіабатний ККД мають поршневі мотори. ККД пластинчастих та шестеренних моторів значно нижчий. Маса на одиницю потужності найбільш низька у пластинчастих, аксіально-поршневих та турбінних насосів. Турбінні та пластинчасті насоси мають мінімальні розміри у порівнянні з іншими типами пневмомоторів. Всі пневмомотори легко регулюються зміною робочого тиску на вході. Зміна тиску дає зміну залежності потужності $P=f(n_m)$ від частоти та крутного моменту $M=f(n_m)$ від частоти обертання [4].

Пневмомотори вибирають на основі механічних характеристик $P=f(n)$ та $M=f(n)$, які наводяться в технічній документації на пневмомотори. Типові механічні характеристики пневмомоторів наведені на рис. 8.8.

Потужність мотора при постійному тиску на вході змінюється від нуля при нерухомому пневмомоторі до максимуму. Далі потужність знову зростає до певної межі та зменшуються до нуля при частоті холостого ходу. Крутний момент має максимальне значення при нерухомому моторі і зменшується майже лінійно при частоті холостого ходу. При значному діапазоні зміни моменту опору на валу пневмомотора застосовують пневмомотори з регуляторами швидкості.

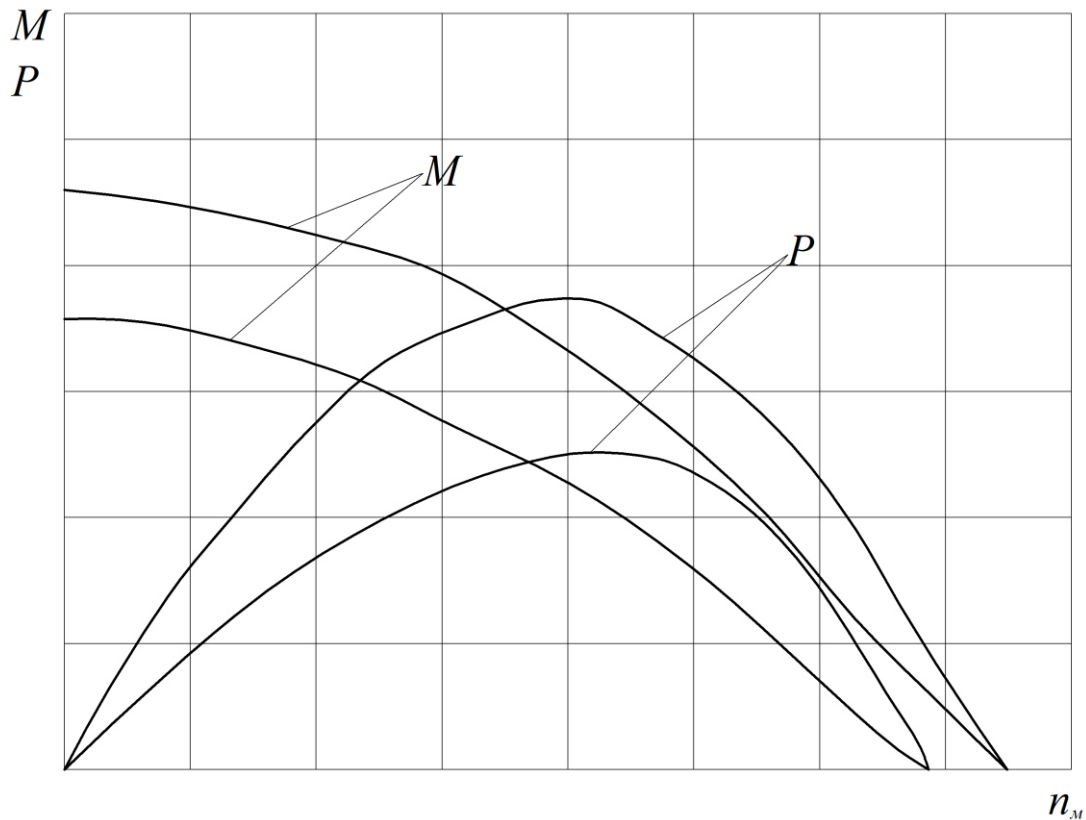
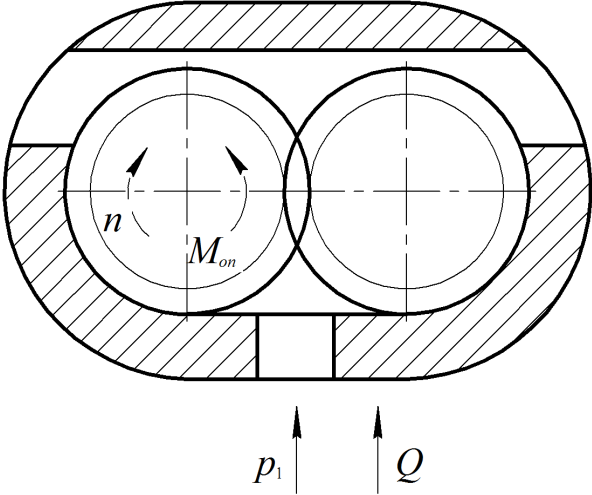


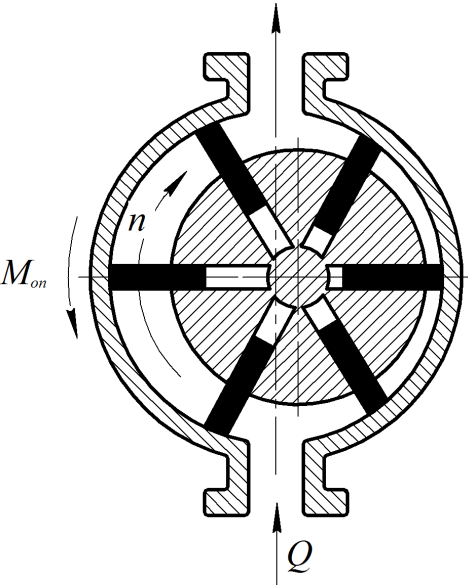
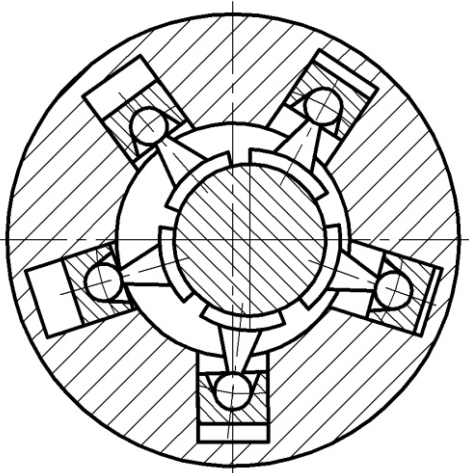
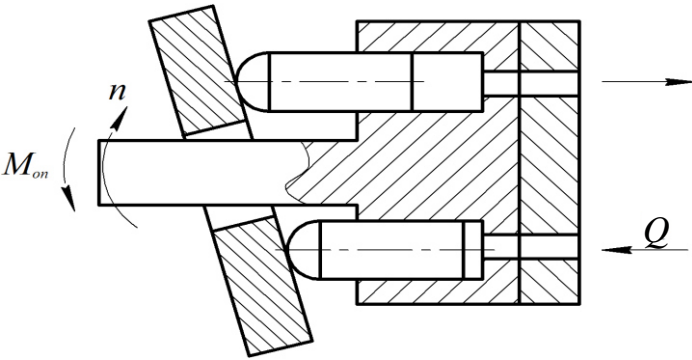
Рисунок 8.8 – Типові механічні характеристики пневмомоторів

В таблиці 8.3 наведена порівняльна характеристика основних типів пневмомоторів

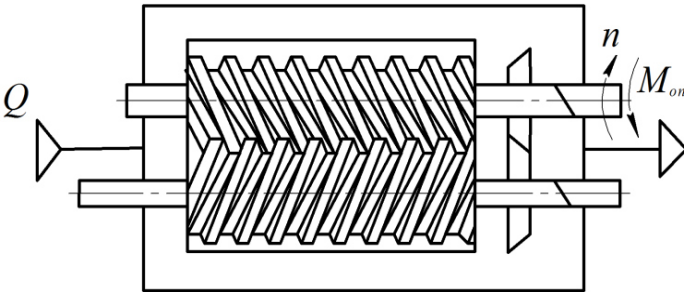
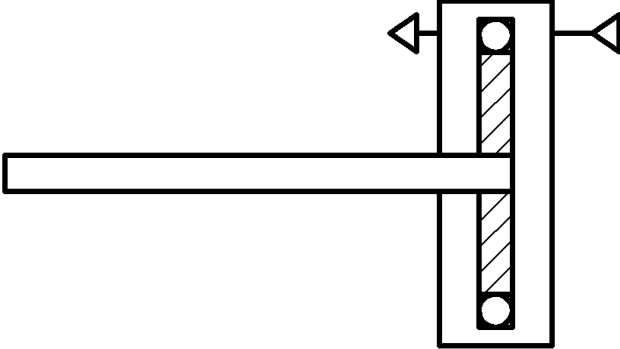
Таблиця 8.3 – Основні типи пневмомоторів

<p style="text-align: center;">Шестеренні пневмомотори</p> 	<p>тиск 0,3...0,6 МПа, потужність до 50 кВт, частота обертання 12,5...50 с⁻¹, значні пульсації крутного моменту, ККД 0,4...0,6. Випускають конструкції із зовнішнім та внутрішнім зачепленням, прямозубими, косозубими та шевронними зубчастими колесами, питома вага 8...15 кг/кВт</p>
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Продовження таблиці 8.3

<p>Ротаційні пластинчасті пневмомотори</p> 	<p>тиск 0,3...0,6 МПа, потужність до 15 кВт, частота обертання 50...250 с⁻¹, плавність крутного моменту, високий рівень шуму, питома вага 2...4 кг/кВт, невеликі розміри, простота конструкції, значний знос деталей в процесі експлуатації</p>
<p>Поршневі радіальні пневмомотори</p> 	<p>тиск 0,4...0,6 МПа, потужність до 25 кВт, легко реверсуються і регулюються, частота обертання 50 с⁻¹, незначні втрати повітря, випускають конструкції з зіркоподібним, v-подібним та паралельним розташуванням 4...5 циліндрів, плавність крутного моменту, високий рівень шуму, питома вага 6...15 кг/кВт</p>
<p>Аксіально-поршневі пневмомотори</p> 	<p>тиск 0,3...0,6 МПа, потужність до 3 кВт, частоти обертання 100 с⁻¹, незначні втрати повітря</p>

Продовження таблиці 8.3

<p style="text-align: center;">Гвинтові пневмомотори</p> 	<p>тиск 0,3...0,6 МПа, потужність до 50 кВт, частота обертання до 250 с⁻¹, низький рівень вібрацій, високий ККД, довговічність роботи, висока вартість, питома вага 6...12 кг/кВт</p>
<p style="text-align: center;">Турбінні пневмомотори</p> 	<p>тиск 0,3...0,6 МПа, потужність до 2 кВт, частота обертання 2000 с⁻¹, регулювання частоти зміною кількості сопел, випускають одно- та двоступінчаті конструкції, складність реверсу, низький ККД на таких потужностях</p>

8.10 Пневморозподільники

Як і пристрої керування гідроприводом, керівні елементи в пневмосистемах можна поділити на спрямовувальні пневмоапарати (пневморозподільники, зворотні клапани і т. п.) і регулювальні гідроапарати.

На відміну від гідравлічної, у пневматичної спрямовувальної апаратури необхідно більш ретельно ущільнювати зазори як в нерухомих, так і в рухомих з'єднаннях. Прикладом такої конструкції є пневморозподільник В76-21 клапанного типу, наведений на рис. 8.9 [4].

Механічні впливи (керування) через ролик 1 передаються на шток 2, підтиснутий в крайнє ліве положення пружиною 8. Переміщуючись зліва направо, шток взаємодіє з клапаном 7 і стискаючи пружину 6, відкриває робоче вікно, яке з'єднує напірний отвір 5 з виходом 4 до споживача. У крайньому лівому положенні штовхача порожнина отвору 4 через канал 3 і отвір 9 з'єднана з атмосферою.

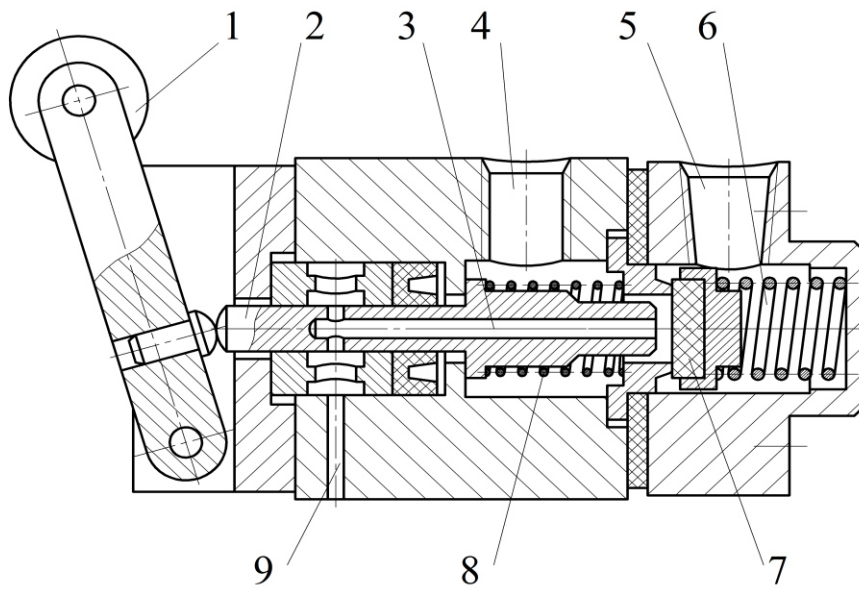


Рисунок 8.9 – Пневморозподільник клапанний

Пневморозподільник золотникового типу наведений на рис. 8.10.

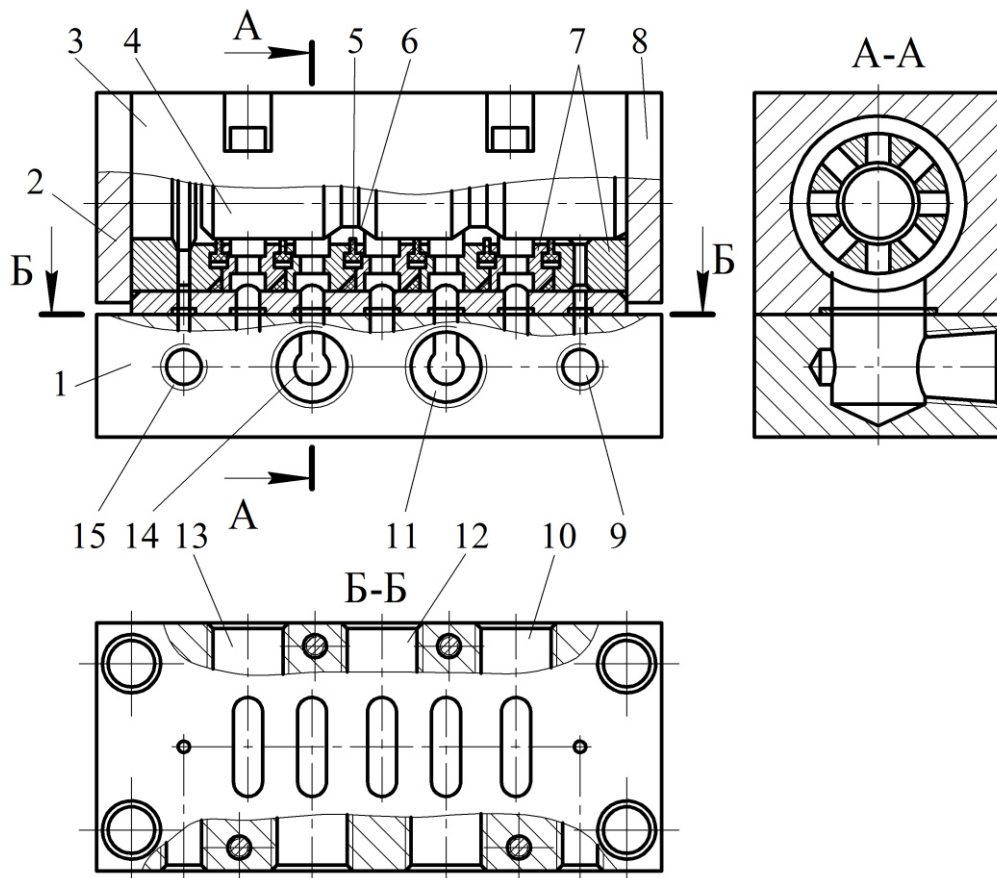


Рисунок 8.10 – Пневморозподільник золотниковий

Корпус 3 золотника встик з'єднаний з монтажною плитою 1, в якій зроблені отвори 9 і 15 для підведення пневматичних сигналів керування, отвори 11 і 14 для підключення споживача енергії (пневмодвигуна), а також отвори 10 і 13, з'єднані з атмосферою. Отвір 12 використовується для підведення стиснутого повітря. Золотник 4 переміщується в гільзі, зібраній з втулок 7, стики між якими ущільнені гумовими елементами 6. Зазори між золотником і втулками ущільнюються еластичними елементами 5. Камери керування під торцями золотника закриті кришками.

Пневморозподільники характеризуються кількістю приєднань, кількістю позицій переключення та проточною частиною, наприклад нормально відкритий 2/2 розподілювач, де 2 – число позицій переключення, 2 – число ліній приєднання.

Застосовують пневморозподільники з ручним, механічним, пневматичним, електромагнітним та пілотним керуванням.

Пневморозподільники з ручним (кнопки) або механічним керуванням (кінцеві вимикачі) перетворюють механічний сигнал малої потужності в пневматичний силовий сигнал.

Пневморозподільники з пневматичним та електромагнітним керуванням широко використовують в автоматизованих пневмоприводах для перетворення пневматичних або електричних сигналів в потужний керований потік стисненого повітря.

Пневморозподільники з пілотним керуванням забезпечують двокаскадне підсилення потужності сигналу керування (електричного або пневматичного).

Умовні позначення пневморозподілювачів з різними типами керування наведено в додатку А.

8.11 Пневмодроселі

Пневмодроселі призначені для зміни витрати шляхом створення місцевого гідравлічного опору потоку стисненого повітря. Розрізняють пневмодроселі нерегульовані, опір яких (величина площі поперечного перетину, форма, або довжина каналу) не може бути змінений в процесі експлуатації, та регульовані, опір яких може бути змінений відповідним настроюванням. Дроселі використовують, головним чином, для регулювання швидкості пневмодвигунів. Пневмодроселі часто комплектують зворотними клапанами, які встановлюють паралельно робочому вікну. В останньому випадку їх називають пневмодроселями зі зворотними клапанами. Ці пристрої дроселюють потік повітря лише в одному напрямі, а потік повітря в зворотному напрямі пропускають з невеликим опором, що створюється зворотним клапаном. Регульовані пневмодроселі можуть мати ручне або механічне керування. В пневмодроселях з ручним керуванням витрата повітря встановлюється в

період налагодження обладнання і залишається незмінною в робочому циклі. В пневмодроселях з механічним керуванням (гальмівних пневмодроселях) витрата повітря залежить від величини переміщення керівного елемента (штока або ролика). Величина переміщення керівного елемента визначається, зазвичай, профільним елементом, що встановлюється на вихідному елементі пневмодвигуна. Вибираючи необхідний профіль можна змінювати опір пневмодроселя по всій довжині руху вихідного елемента пневмодвигуна. Нерегульовані дроселі, як правило, є частинами інших пристроїв і виконуються у вигляді каліброваних отворів в змінних деталях типу шайб або втулок. Застосовують також щільові регульовані пневмодроселі, канали яких утворюються двома концентричними циліндричними або конічними поверхнями [4].

На рис. 8.11 показана конструкція регульованого пневмодроселя зі зворотним клапаном.

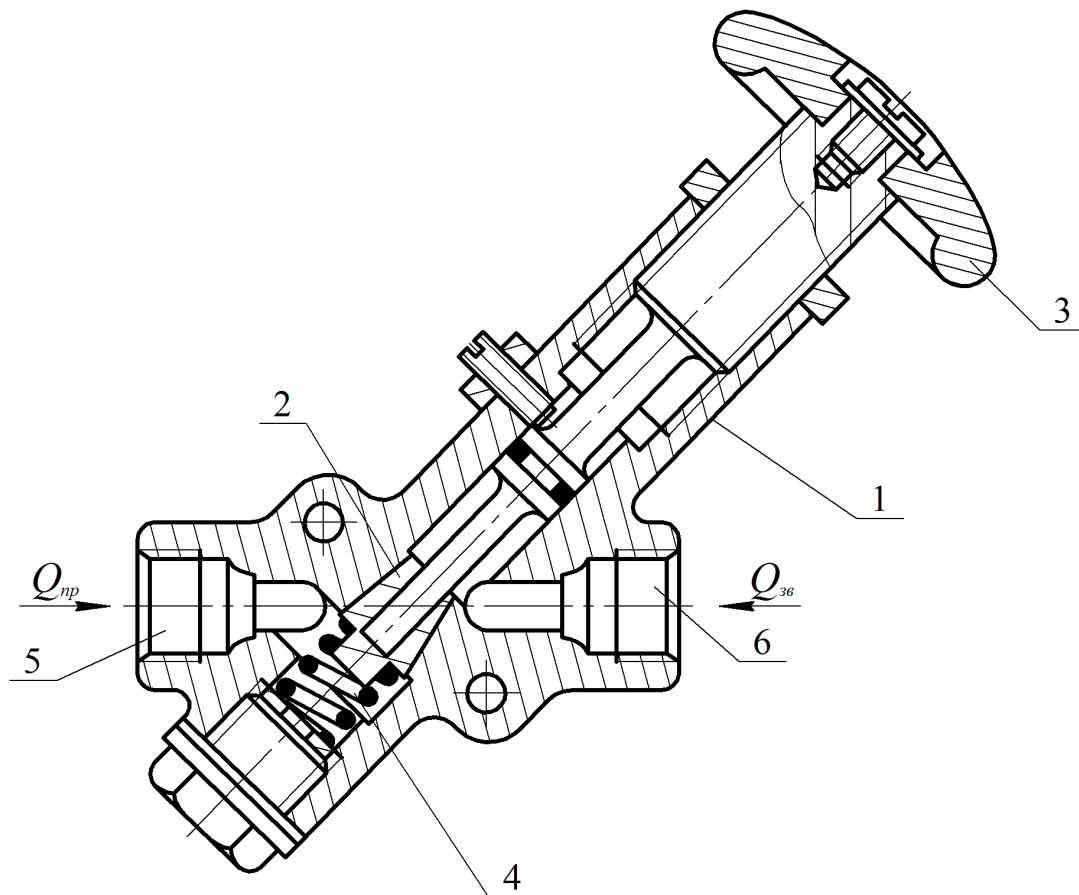


Рисунок 8.11 – Пневмодросель із зворотним клапаном

Пневмодросель складається з корпусу 1, в якому розташований конічний елемент 2. Конічний елемент 2 може переміщуватись за допомогою штурвала 3 та пружини 4. При переміщенні конічного елемента

2 в сторону стискання пружини 4 відкривається щільовий отвір, через який витрата повітря Q_{np} , що надходить у камеру 5, надходить у камеру 6 і далі до пневмодвигуна. Настроюванням конічного елемента 2 можна змінювати величину витрати Q_{np} до пневмодвигуна. Якщо потік стисненого повітря $Q_{зв}$ рухається в зворотному напрямку із камери 6 в камеру 5, то під тиском стисненого повітря конічний елемент 2 переміщується в сторону пружини 4, збільшуючи концентричну щіль. Потік стисненого повітря при цьому буде проходити через пневмодросель з невеликим опором.

Витратні характеристики пневмодроселів залежить від геометричних розмірів та форми дроселювальних каналів, а також від режиму течії стисненого повітря через пневмодросель. Для розрахунку витрати через пневмодроселі різних типів можна рекомендувати залежності, наведені в [4].

8.12 Пневмоклапани

8.12.1 Запобіжні пневмоклапани

Якщо тиск повітря в пневмережі підніметься вище допустимого значення, то це може порушити нормальну роботу пневмоприводу та призвести до аварійної ситуації. Як правило, пневмопривод захищають, встановивши в різних частинах пневмоприводу запобіжні пневмоклапани [4].

До запобіжних пневмоклапанів висуваються нижчевикладені вимоги.

1. При досягненні тиском в пневмоприводі граничного допустимого значення пневмоклапан повинен безвідмовно відкриватись.

2. У відкритому стані пневмоклапан повинен забезпечувати викид в атмосферу стисненого повітря в кількості, що дорівнює надходженню в пневмопривод.

3. Пневмоклапан повинен закриватись при значенні тиску, що мінімально відрізняється від налаштованого.

4. В закритому стані втрати стисненого повітря через запобіжний пневмоклапан повинні бути мінімальними.

Запобіжні пневмоклапани розрізняють за такими ознаками. За виконанням запірно-чутливого елемента: з кульковим, конічним, плоским та мембранним затворами. За характером відкриття запірного елемента: пневмоклапани прямої дії та клапани з сервокеруванням.

Конструкція запобіжного пневмоклапана з мембранним запірно-чутливим елементом показана на рис. 8.12. Клапан містить корпус 1, в якому розташований запірно-чутливий елемент 2, що пружиною 3 щільно притискається до сідла 9. Стиснене повітря надходить в пневмоклапан через камеру 4 і в пневмопривод через камеру 5. Одночасно стиснене повітря через канал 6 надходить в камеру 10 до запірно-чутливого елемента 2, навантажуючи його та пружину 3. У випадку, коли величина

тиску в камері 10 перевищить значення, на яке налаштована пружина 3, запірно-чутливий елемент 2 переміститься вгору, стискаючи пружину 3, і стиснене повітря буде надходити в атмосферу через отвір 7. При цьому величина тиску в камерах 4 та 5 буде підтримуватись постійною.

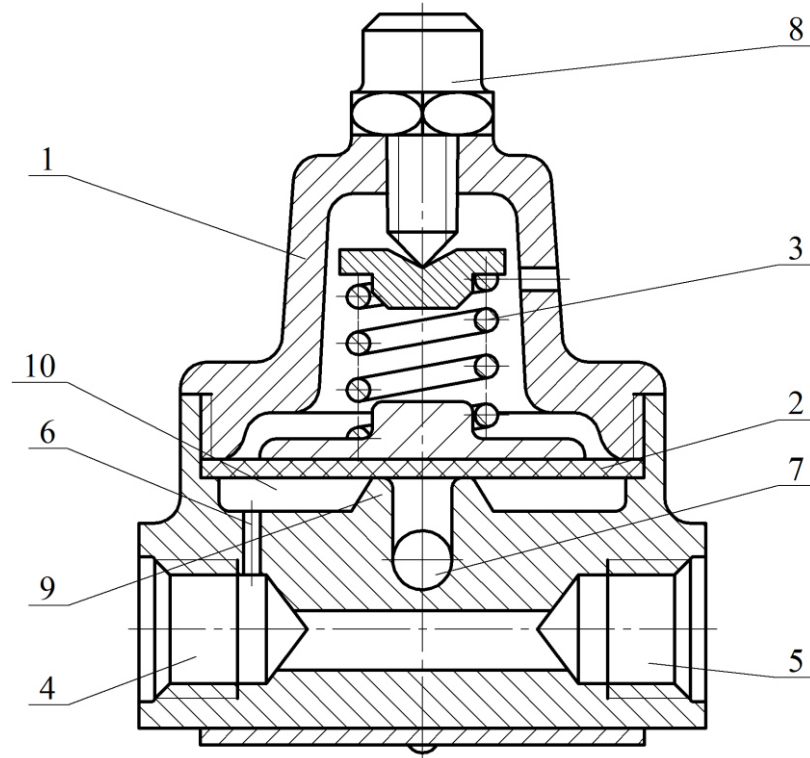


Рисунок 8.12 – Запобіжний пневмоклапан

8.12.2 Редукційні пневмоклапани

Редукційні пневмоклапани (регулятори тиску) призначені для зменшення тиску в пневмолініях до рівня робочого тиску, на який розраховані елементи пневмоприводу [4].

На рис. 8.13 наведена конструкція редукційного пневмоклапана типу В57-16. Пневмоклапан складається з корпусу 1 та кришки 2, між якими змонтована мембрана 3 з пружиною 4 та гвинтом 5. Мембрана 3 взаємодіє зі штоухачем 6, який пов'язаний із затвором 7 і може переміщувати його разом із пружиною 8. Затвор 7, контактуючи з сідлом 9 та з пружною 8, може змінювати площу робочого вікна пневмоклапана. При відсутності стисненого повітря в пневмоклапані робоче вікно між затвором 7 та сідлом відкрите. При надходженні стисненого повітря в камеру 10 потік проходить через робоче вікно пневмоклапана та камеру 11 в пневмопривод. Одночасно стиснене повітря через клапан 13 надходить в камеру 12 і діє на мембрану 3. В тому випадку, якщо тиск повітря p_p в камері 12 перевищить значення, на яке налаштована пружина 4, мембрана 3 буде переміщуватись вгору, ослаблюючи дію штоухача 6 на затвор 7, який під дією пружини 8

буде переміщуватись вгору, зменшуючи площу робочого вікна редукційного пневмоклапана. Надходження стисненого повітря з камери 10 в камеру 11 та в пневмопривод при цьому зменшиться і буде відновлене попереднього налаштоване значення тиску p_p на виході редукційного пневмоклапана.

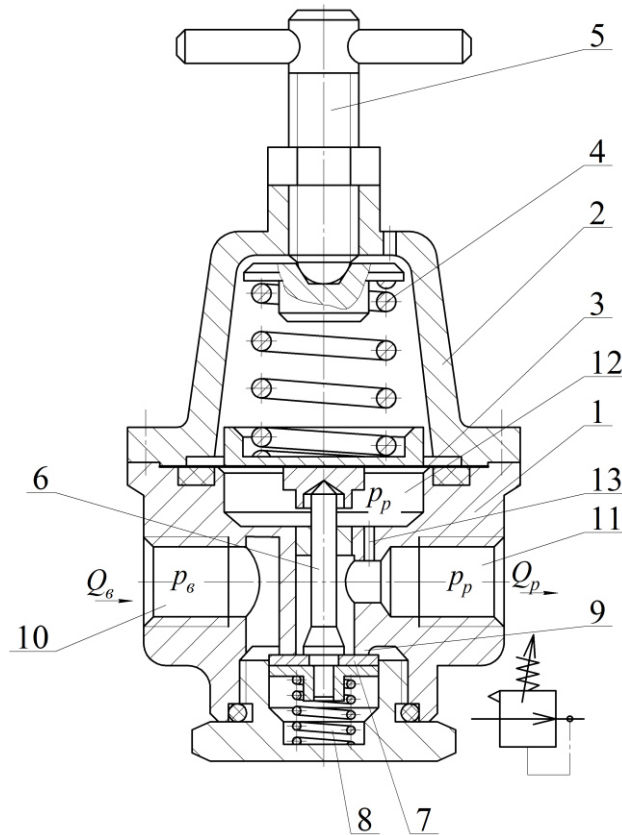


Рисунок 8.13 – Редукційний пневмоклапан

При зменшенні величини тиску p_p в камері 12 нижче значення, визначеного налаштуванням пружини 4, мембрана 3 буде переміщуватись вниз, відкриваючи за допомогою штовхача 6 робоче вікно пневмоклапана між затвором 7 та сідлом 9. Надходження стисненого повітря з камери 10 в камеру 11 зросте і відновиться налаштоване значення тиску на виході редукційного пневмоклапана.

Редукційні пневмоклапани розрізняють за способом навантаження керівного елемента: з пружиною або з навантаженням від додаткового пневморегулятора; за можливістю викиду надлишкового повітря: з клапаном викиду або без нього; за видом ущільнення між затвором та сідлом: з еластичним ущільненням або з металевим ущільненням; за типом чутливого елемента: мембранні або поршневі. [4]

Найбільш поширені редукційні клапани з навантаженням керівного елемента від пружини, але при великих значеннях умовного проходу ($d_v > 25\text{мм}$) суттєво погіршується їх регулювальна характеристика. При

$d_y=(16...40)$ мм частіше застосовують редуційні пневмоклапани з навантаженням керівного елемента від додаткового пневморегулятора.

Показниками точності редуційних клапанів є залежності тиску на виході p_p від тиску на вході p_e пневмоклапана (регулювальна характеристика рис. 8.14), а також залежність тиску на виході пневмоклапана p_p від величини витрати повітря (витратна характеристика рис. 8.15).

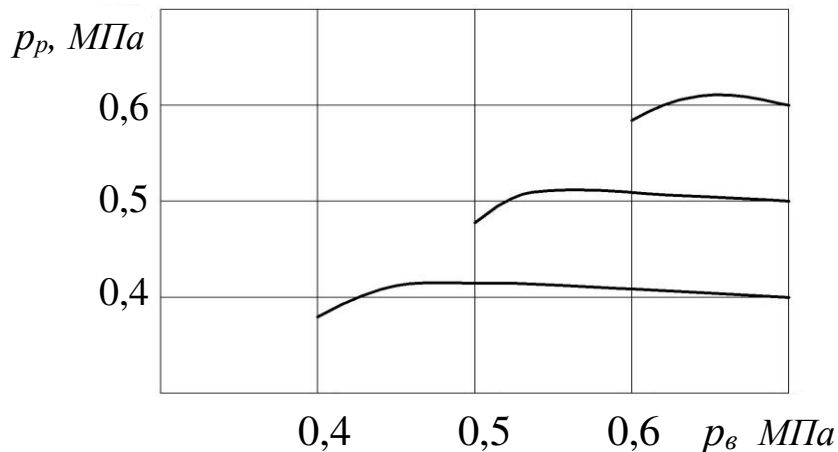


Рисунок 8.14 – Регулювальна характеристика редуційного пневмоклапана

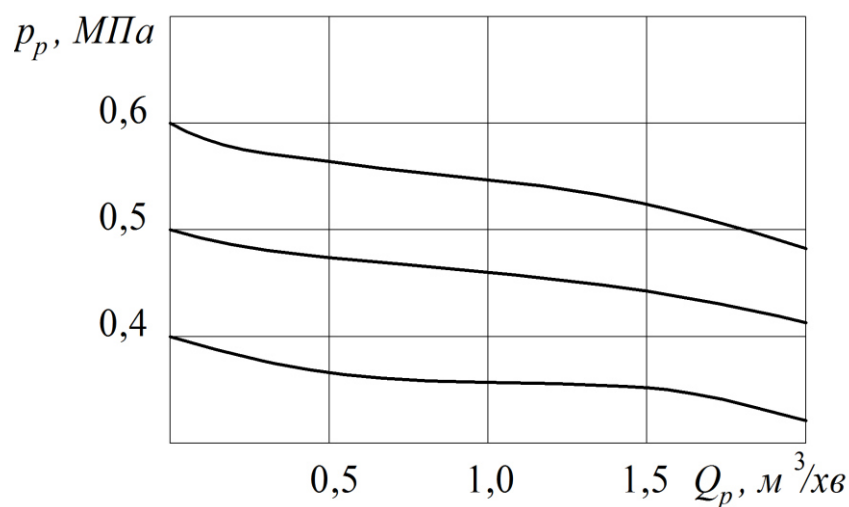


Рисунок 8.15 – Витратна характеристика редуційного пневмоклапана

8.12.3 Логічні пневмоклапани

При створенні автоматизованих пневмоприводів використовують пневмоелементи, що виконують логічні операції. Для виконання логічних операцій застосовуються спеціальні логічні клапани «І» та «АБО».

На рис. 8.16 наведена конструкція пневмоклапана «І» типу П-КИ-4/10. Принцип роботи клапана полягає в тому, що при подачі в

камеру 2 стисненого повітря під тиском p_2 і відсутності тиску p_1 в камері 1 штовхач 4 переміщується справа наліво, притискаючи ущільнення 5 до торця корпусу 1. При цьому стиснене повітря в камеру 3 надходити не буде і сигнал через клапан не проходить. При подачі стисненого повітря під тиском p_1 ($p_1 \leq p_2$) також і в камеру 1, воно надходить в камеру 3 через відкрите робоче вікно 6. Таким чином, при одночасній подачі в камери 2 та 3 стисненого повітря під тиском p_1 та p_2 ($p_1 \leq p_2$) через пневмоклапани проходить логічний сигнал і в камері 3 з'являється стиснене повітря під тиском p_1 .

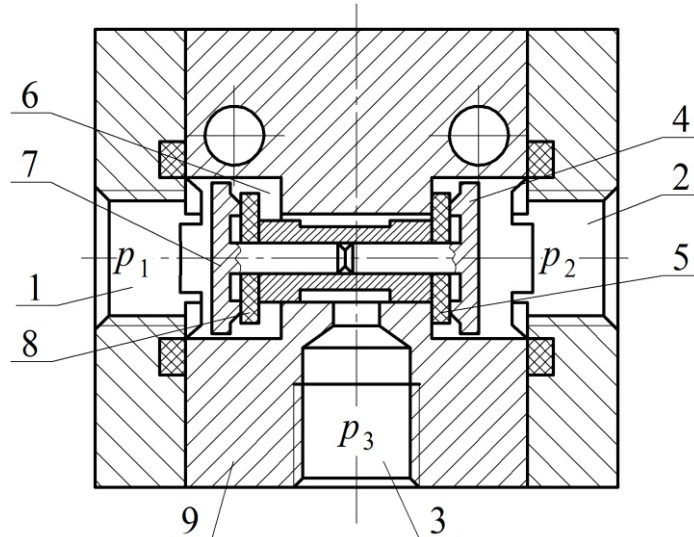


Рисунок 8.16 – Конструкція пневмоклапана «І»

У випадку, якщо тиск повітря p_1 в камері 1 перевищить тиск повітря p_2 в камері 2, штовхач 7 переміститься вправо та за рахунок ущільнення 8 перекриє робоче вікно 6. Надходження стисненого повітря під тиском p_1 з камери 1 в камеру 3 припиниться, а в камеру 3 буде надходити стиснене повітря із камери 2 під тиском p_2 через робоче вікно, що утвориться між корпусом 6 та ущільненням 5.

При припиненні подачі стисненого повітря під тиском p_2 в камеру 2 в камері 3 також буде відсутнє стиснене повітря. Таким чином, на виході логічного клапана «І» (в камері 3) з'являється стиснене повітря під надлишковим тиском у тому випадку, коли стиснене повітря подається одночасно в камери 1 та 2 під однаковим чи різними за значеннями тисками p_1 та p_2 .

На рис. 8.17 показана конструкція пневмоклапана «АБО». Принцип роботи клапана полягає в тому, що при подачі стисненого повітря під тиском p_1 в камеру 1 та за відсутності стисненого повітря в камері 2 плунжер 4 переміщається в крайню праву позицію, і повітря під тиском p_1 надходить в камеру 3. При подачі стисненого повітря під тиском p_2 в камеру 2 та за відсутності повітря під надлишковим тиском p_1 в камері 1

плунжер 4 переміщується в крайню ліву позицію, і в камеру 3 буде надходити стиснене повітря під тиском p_2 , сигнал через логічний клапан «АБО» проходить у випадку, коли стиснене повітря подається в камеру 1 або в камеру 2.

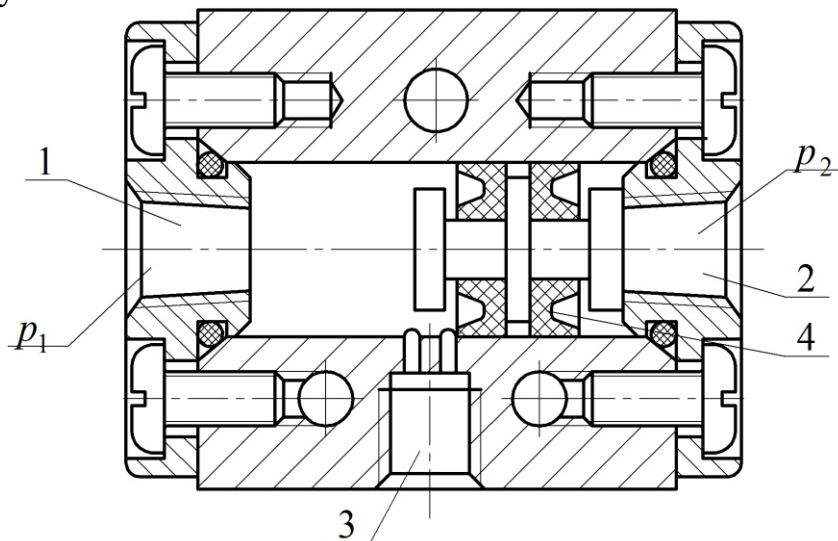


Рисунок 8.17 – Конструкція пневмоклапана «АБО»

8.12.4 Пневмоклапан витримки часу

В пневмоприводах часто виникає потреба в організації затримки за часом сигналів керування, які подаються до виконавчих пристроїв. Це забезпечується за рахунок використання в пневмоприводі пневмоклапана витримки часу (реле часу). На рис. 8.18 наведена схема пневмоклапана витримки часу.

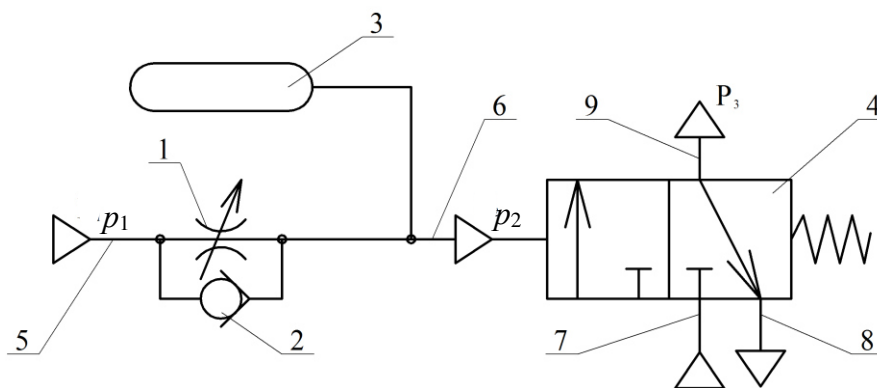


Рисунок 8.18 – Схема пневмоклапана витримки часу із затримкою за переднім фронтом сигналу керування

Схема пневмоклапана витримки часу містить регульований дросель 1 зі зворотним клапаном 2, пневмоакумулятор 3 та пневморозподільник 4. Якщо в пневмоклапані витримки часу використано нормально-закритий 3/2 пневморозподільник, то забезпечується затримка за переднім фронтом

сигналу керування. При цьому пневмоклапан затримки часу працює таким чином. Стиснене повітря під тиском p_1 надходить в лінію 5 та лінію 7, а лінія 9, яка підключена до виконавчого пристрою, в даний момент з'єднується через лінію 8 з атмосферою. Стиснене повітря надходить через регульований дросель 1 до акумулятора 3 та заповнює його, підвищуючи значення тиску p_2 в лінії 6. Через проміжок часу Δt за який тиск p_2 зростає до значення, якого буде достатньо для перемикання пневморозподільника 4, лінія 7 буде з'єднана з лінією 9, і стиснене повітря (сигнал керування) буде надходити до виконавчого пристрою під тиском p_3 .

Графіки зміни величини тиску в лініях 5 (тиск p_1) та 9 (тиск p_3) наведені на рис. 8.19.



Рисунок 8.19 – Залежність величини тиску p_1 та p_3 від часу у випадку затримки за переднім фронтом сигналу керування

Якщо в пневмоклапані затримки часу використати нормально-закритий 3/2 пневморозподільник, то забезпечується затримка за заднім фронтом сигналу керування. Схема такого пневмоклапана затримки часу наведена на рис. 8.20.

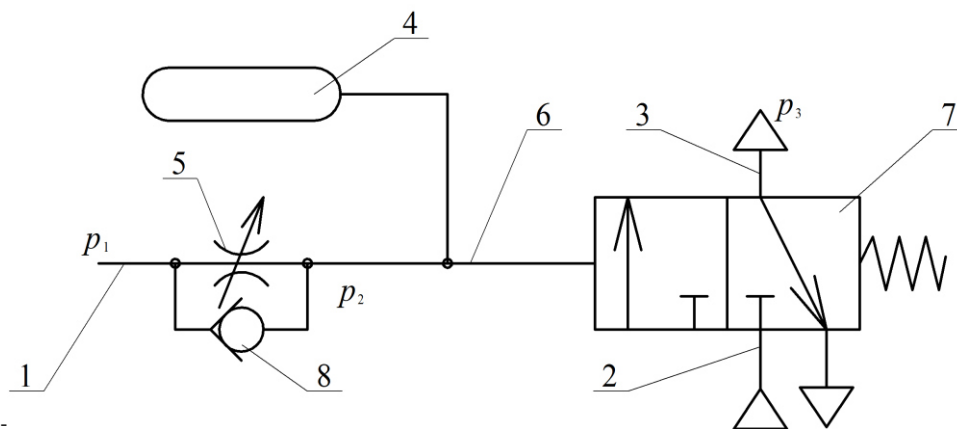


Рисунок 8.20 – Схема пневмоклапана витримки часу із затримкою за заднім фронтом сигналу керування

Стиснене повітря під тиском p_1 надходить в лінії 1 та 2, а також через пневморозподільник 7 в лінію 3 до виконавчого пристрою під високим тиском p_3 . Пневмоакумулятор 4 поступово заповнюється стисненим повітрям. При зменшенні величини тиску p_1 в лінії 1 зворотній клапан 8 закривається, а акумулятор 4 розряджається через регульований дросель 5, що спричиняє затримку часу Δt , за яку розподільвач 7 переміститься справа наліво, з'єднуючи лінію 3 з атмосферою. При цьому подача стисненого повітря до виконавчого пристрою припиниться.

На рис. 8.21 подані графіки зміни величини тиску в лініях 1 (тиск p_1) та 3 (тиск p_3)

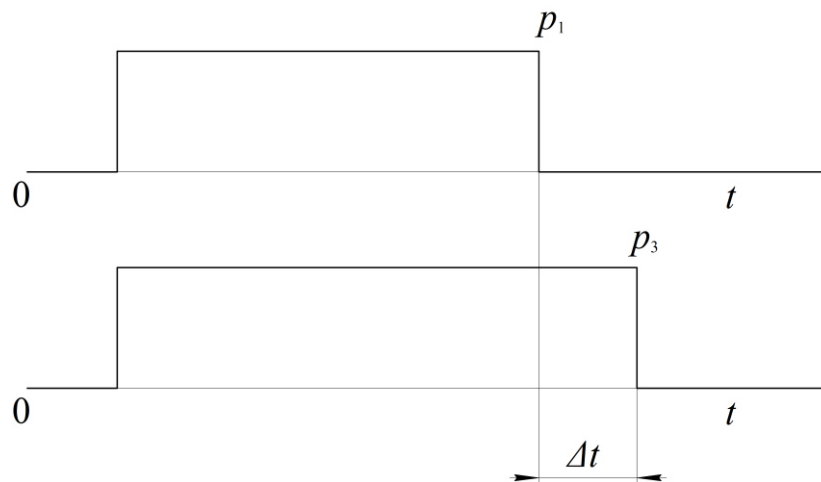


Рисунок 8.21 – Залежність величини тиску p_1 та p_3 від часу у випадку затримки за заднім фронтом сигналу керування

Величина затримки часу Δt залежить від об'єму пневмоакумулятора, величини тиску подаваного стисненого повітря та налаштування площі робочого вікна регульованого дроселя 5. Зазвичай випускають клапани з величиною часу затримки до 30 с.

Пневмоклапани затримки часу випускають з умовним проходом 4 мм, на номінальний тиск 0,63 МПа, мінімальний тиск 0,25 МПа з мінімальним тиском керування до 0,3 МПа [4]

8.12.5 Пневмоклапан послідовності (реле тиску)

Пневмоклапани послідовності встановлюються в пневмоприводах у разі необхідності керування за тиском, тобто сигнал на виконання наступного кроку надходить тільки після того, як тиск в певному місці пневмоприводу сягає заданої величини.

Схема пневмоклапана послідовності наведена на рис. 8.22.

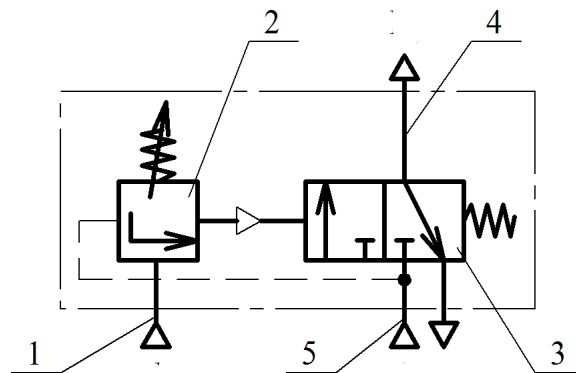


Рисунок 8.22 – Схема пневмоклапана послідовності

Працює пневмоклапан послідовності таким чином. При відсутності тиску p_2 в лінії 1 сервоклапан 2 закритий, 3/2 пневморозподільник 3 з'єднує лінію 4 з атмосферою, стиснене повітря до виконавчого пристрою не надходить. У разі зростання тиску повітря p_2 в лінії 1 до величини вищої від налаштування сервоклапана 2, стиснене повітря буде надходити до пневморозподільника 3, перемикаючи його. При цьому стиснене повітря з лінії 5 буде надходити в лінію 4 до виконавчого пристрою, створюючи тиск p_3 . Стиснене повітря під тиском p_3 буде викликати спрацьовування виконавчого пристрою тільки у випадку, коли відбувається спрацьовування сервоклапана 2, налаштованого на тиск p_2 в лінії 1. Пневмоклапани послідовності випускаються на умовний прохід до 4 мм, номінальний тиск 0,63 МПа, мінімальний тиск 0,3 МПа, відхилення від тиску спрацьовування становить до 0,01 МПа [4].

8.13 Пневмолінії і з'єднання

Пневмолінії призначені для транспортування стисненого повітря в пневмоприводах. До складу пневмоліній входять трубопроводи та з'єднання, що забезпечують комутацію трубопроводів між собою та з пневмоагрегатами.

8.13.1 Трубопроводи

Вибір типу та матеріал трубопроводу залежить від робочого тиску, температури, зовнішнього середовища та умов монтажу. Трубопроводи можуть бути жорсткими та гнучкими. Як жорсткі трубопроводи застосовують металеві труби. Труби з кольорових металів (міді та її сплавів, латуні, алюмінію) зручні для монтажу і не потребують додаткового покриття, але їх вартість досить висока. Сталеві труби застосовуються для більших діаметрів. Для захисту від корозії їх додатково покривають цинком або міддю.

Як гнучкі трубопроводи застосовують гумотканинні рукави, трубки із синтетичних матеріалів. Перевагою гнучких трубопроводів із

синтетичних матеріалів є їх висока стійкість проти корозії, невисока вартість, мала маса та зручність монтажу.

8.13.2 З'єднання трубопроводів

З'єднання трубопроводів поділяють на роз'ємні та нероз'ємні.

Нероз'ємні з'єднання застосовуються для трубопроводів, які не потребують демонтажу. Зазвичай їх виконують зварюванням встик (для сталевих труб) та паянням (для мідних і латунних труб).

Застосування нероз'ємних з'єднань дозволяє значно зменшувати масу трубопроводів у порівнянні з роз'ємними з'єднаннями.

Роз'ємні з'єднання розрізняють за типом з'єднання (різьбові або фланцеві) за способом герметизації з'єднання (обтисканням труби, обтисканням деталей з'єднання, з використанням прокладок).

З'єднання різьбового типу застосовують для труб з діаметром до 30...40 мм. Для труб більшого діаметра застосовують фланцеві з'єднання зі змінними прокладками. Матеріали та конструкції прокладок вибираються в залежності від тиску та температури стисненого повітря.

Різьбове з'єднання по зовнішньому конусу з розвальцьовуванням труби застосовують в широкому діапазоні тиску, вони добре працюють в умовах вібрацій (рис. 8.23).

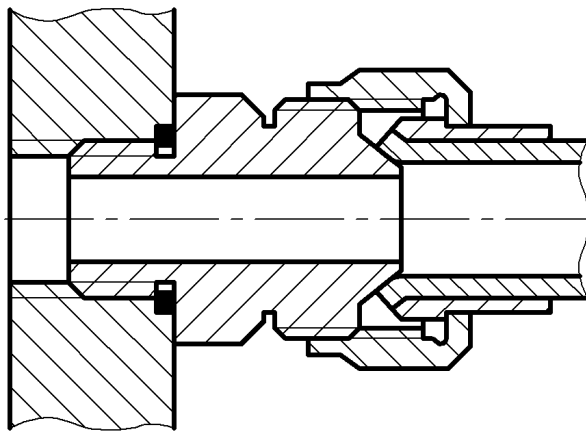


Рисунок 8.23 – Різьбове з'єднання для металевих труб по зовнішньому конусу

Такі з'єднання можна демонтувати достатню кількість разів. Для розвальцьовування підходять тільки тонкостінні безшовні труби. З'єднання по внутрішньому конусу застосовують для тонкостінних та товстостінних труб з використанням зварювання та паяння. Вимоги до точності монтажу з'єднань по внутрішньому конусу (рис. 8.24) значно нижчі, ніж до з'єднань по зовнішньому конусу. Необхідні моменти затяжки з'єднань по внутрішньому конусу також значно менші, ніж у випадку застосування з'єднань по зовнішньому конусу.

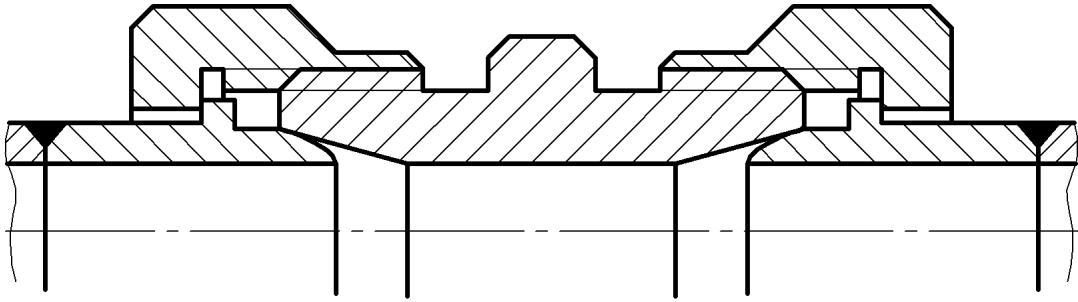


Рисунок 8.24 – Різьбове з'єднання для металевих труб по внутрішньому конусу

Для з'єднання трубопроводів із полімерних матеріалів застосовують з'єднання по зовнішньому конусу з наконечником (рис. 8.25).

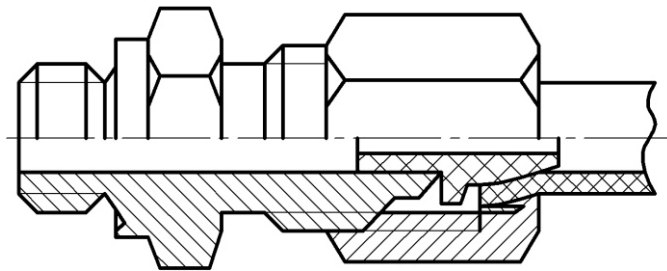


Рисунок 8.25 – З'єднання трубопроводів по зовнішньому конусу з наконечником

Таке з'єднання застосовуються для тиску до 0,6 МПа. Монтаж гумотканинних рукавів при невеликих значеннях тиску (до 0,3 МПа) виконується за допомогою ніпелів та хомутів, для більших значень тиску застосовують ніпелі, які затискаються різьбовою муфтою (рис. 8.26).

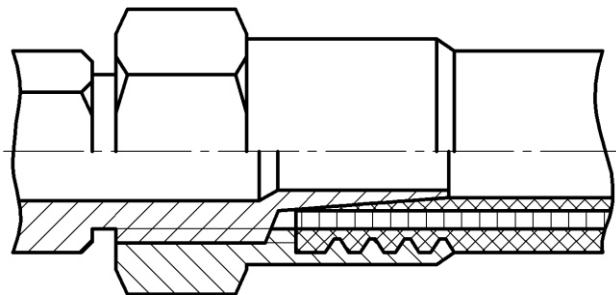


Рисунок 8.26 – Монтаж гумотканинних рукавів

8.15 Схеми типових пневмоприводів

Пневмопривод складається з джерела стиснутого повітря, пневмодвигуна пневмоелементів системи управління. В складних пневмоприводах може бути декілька пневмодвигунів обертального та поступального руху. Пневмоприводи будь-якої складності комплектуються з обмеженого числа пневмоагрегатів, але кількість варіантів пневмоприводів може бути при цьому досить велика. Наведемо декілька типових схем пневмоприводів, що широко використовуються в технологічних машинах різного призначення. На рис 8.27 наведена типова схема, що дозволяє керувати рухом пневмоциліндра в обидві сторони зі швидкістю, яку можна регулювати в ручному режимі.

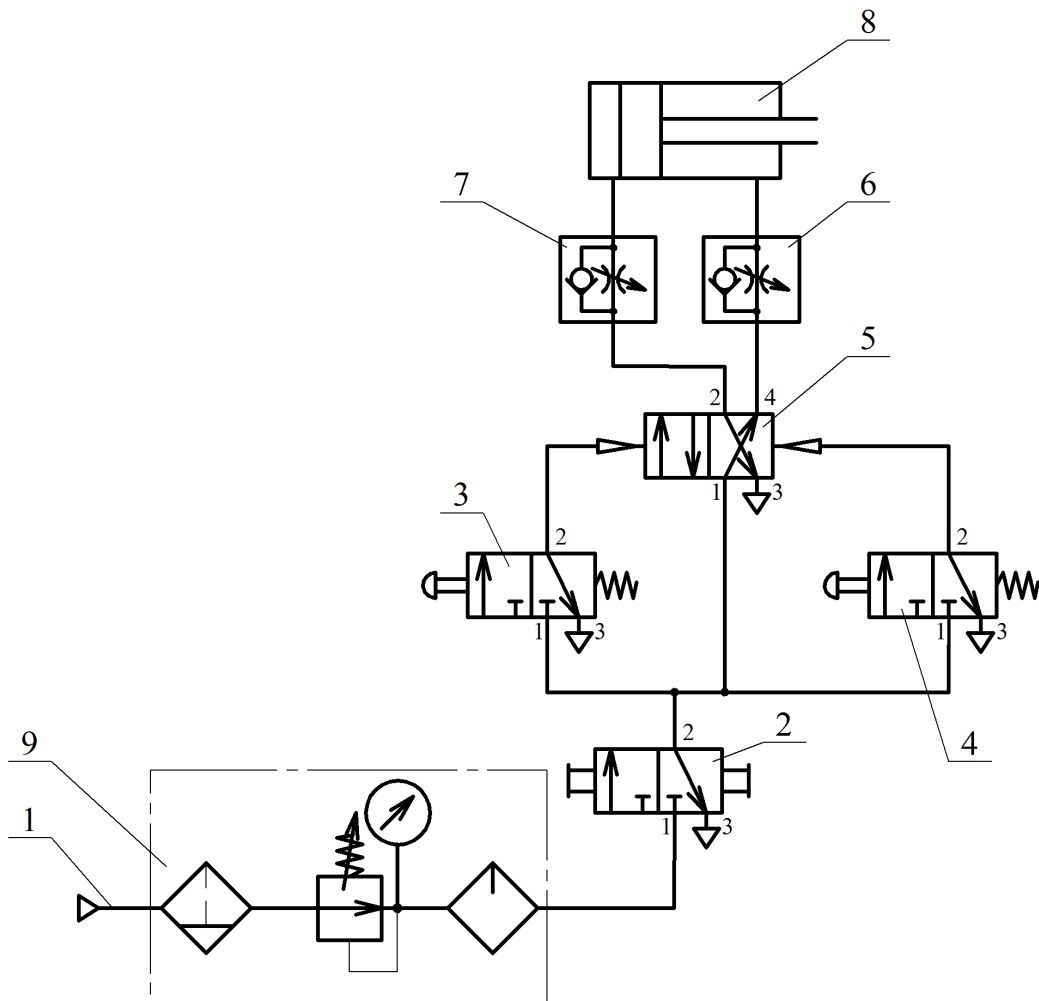


Рисунок 8.27 – Двостороннє керування

Пневмопривод працює таким чином. В положенні елементів, що показано на рис. 8.27, стиснене повітря, що подається компресором по пневмолінії 1 через блок підготовки повітря 9 в пневмопривод не надходить, оскільки вихід 2 пневморозподільника 2 ізольований від його входу 1 і зв'язаний з атмосферою. Шток пневмоциліндра 8 при цьому знаходиться у вихідному положенні. При перемиканні

пневморозподільника 2 в іншу позицію його вхід 1 з'єднується з входом 2 і стиснене повітря надходить до пневморозподільників 3 та 4. Короткочасне натискання кнопки пневморозподільника 3 приведе до комутаційного входу 1 з виходом 2 з подальшим перемиканням пневморозподільника 5. Стиснене повітря буде надходити через пневморозподільник 5 та пневмодросель із зворотним клапаном 7 до пневмодвигуна 8, приводячи його шток до руху зліва направо. Повітря зі штокової камери пневмоциліндра 8 при цьому буде витискатись в атмосферу через пневмодросель 6 та пневморозподільник 5. Зміна площі робочого вікна регульованого пневмодроселя 6 буде забезпечувати зміну швидкості руху поршня пневмоциліндра в напрямку зліва направо.

При короткочасному натисканні кнопки пневморозподільника 4 стиснене повітря буде надходити до пневморозподільника 5, перемикаючи його в іншу позицію і далі через пневмодросель із зворотним клапаном 6 в штокову камеру пневмоциліндра 8. Повітря з поршневої камери пневмоциліндра 8 витискається через пневмодросель 7 та пневморозподільник 5 в атмосферу. Змінюючи площу робочого вікна пневмодроселя 7 можна змінювати швидкість руху поршня пневмоциліндра 8 в напрямку справа наліво.

На рис. 8.28 наведена типова схема пневмоприводу з автоповерненням штока пневмоциліндра при досягненні кінцевого положення.

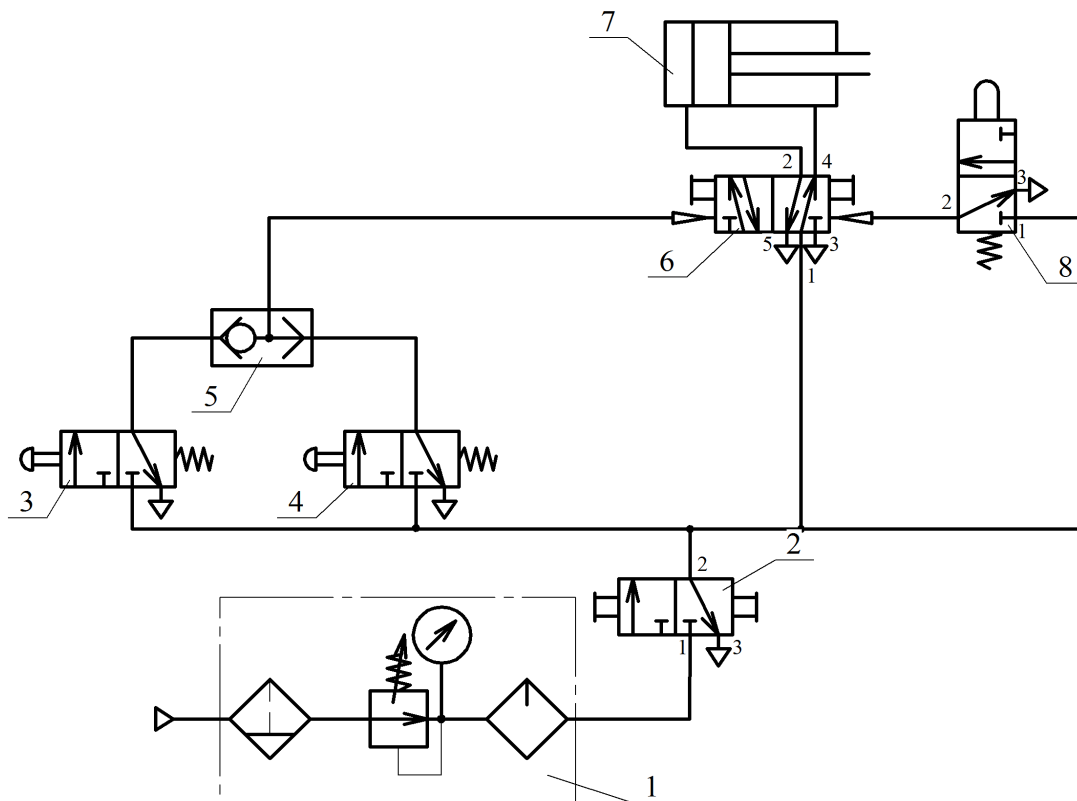


Рисунок 8.28 – Схема пневмоприводу з автоповерненням штока гідроциліндра

При положенні пневмоелементів, показаному на рис. 8.28, шток пневмоциліндра знаходиться в крайньому лівому (вихідному) положенні, при цьому стиснене повітря в пневмопривод не надходить, оскільки вхід 1 пневморозподільника 1 перекритий. При перемиканні пневморозподільника 2 стиснене повітря буде надходити на входи пневморозподільників 2, 4, 6 та 8. При короткочасному натисненні кнопок пневморозподільників 2 або 4 спрацює логічний клапан 5 і стиснене повітря, надійшовши до пневморозподільника 6 переведе його в іншу робочу позицію.

При цьому вхід 1 пневморозподільника 6 буде з'єднано з виходом 2, а вихід 4 – з атмосферою. Під дією стисненого повітря шток пневмоциліндра буде рухатись зліва направо до досягнення ним положення, в якому спрацює пневморозподільник 8. При спрацюванні пневморозподільника 8 його вихід 2 буде з'єднано зі входом 1 і стиснене повітря надійде до пневморозподільника 6, перемикаючи його. При цьому вихід пневморозподільника 4 з'єднується із входом 1 і стиснене повітря надходить в штокову камеру пневмоциліндра, а його поршнева камера через пневморозподільвач 6 з'єднується з атмосферою. Шток пневмоциліндра рухається справа наліво, повертаючись в вихідну позицію.

У ряді випадків (при затисканні заготовок при металообробці, тавруванні пластикових деталей, виконанні зварювальних операцій) необхідно забезпечити на штоці пневмоциліндра певне значення зусилля, що визначається потребами технологічного процесу. В таких випадках в пневмоприводах застосовується реле тиску.

Типова схема пневмоприводу, що забезпечує налаштування, та підтримання певної величини зусилля на штоці пневмоциліндра, наведена на рис. 8.29.

Працює пневмопривод таким чином. При положенні пневморозподільників в положеннях, що зображені на рис. 8.29 стиснене повітря, що подається компресором через блок підготовки повітря 1, в пневмопривод не надходить, оскільки вихід 2 пневморозподільника 2 пов'язаний з атмосферою. При перемиканні пневморозподільника 2 стиснене повітря буде надходити до пневморозподільника 3 та до реле тиску 6, а також через пневморозподільник 4 до пневмоциліндра 5, шток якого буде займати крайню ліву позицію. При включенні пневморозподільника 3 (вхід 1 з'єднується з виходом 2) стиснене повітря, надійшовши до пневморозподільника 4, забезпечить з'єднання входу 1 з виходом 2, а виходу 4 – з атмосферою, в результаті чого шток пневмоциліндра 5 буде рухатись зліва направо, виконуючи технологічну операцію. При зупинці штока пневмоциліндра тиск повітря в його поршневій камері буде зростати до значення, на яке налагоджене реле тиску. Реле тиску буде визначати величину зусилля на штоці пневмоциліндра 5. При спрацюванні реле тиску його вхід 1 з'єднується

з виходом 2 і стиснене повітря, надійшовши до пневморозподільника 4, переключить його, при цьому вхід 1 з'єднається з виходом 4, а вихід 2 – з атмосферою і шток пневмоциліндра 5 переміститься в крайню ліву позицію.

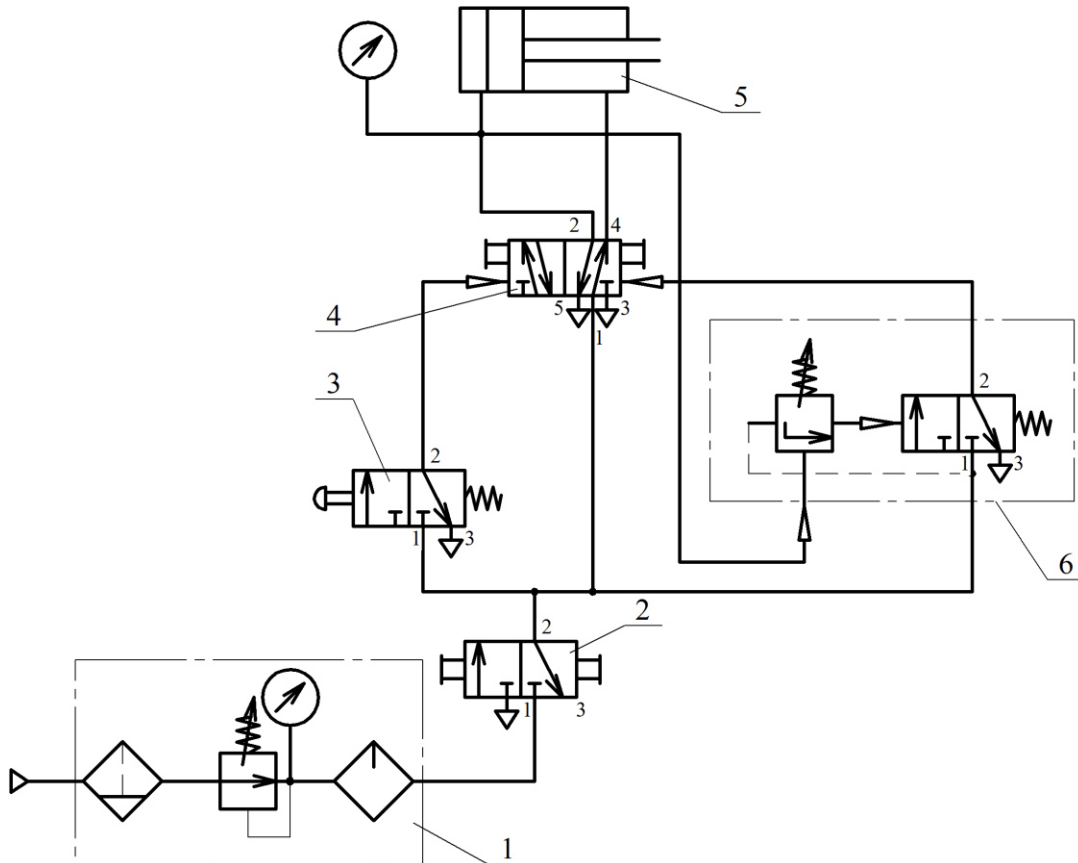


Рисунок 8.29 – Схема пневмоприводу з керуванням за зусиллям на штоці пневмоциліндра

В різного роду технологічних машинах виникає необхідність регулювання тривалості циклу роботи пневмоприводу. Така задача розв'язується за допомогою використання реле часу. На рис. 8.30 наведена типова схема пневмоприводу, що забезпечує регулювання тривалості вистоювання штока пневмоциліндра в кінці його ходу і автоматичне повернення в початкову позицію.

Працює пневмопривод таким чином. При положенні пневморозподільювачів в позиціях, що показані на рис. 8.30, стиснене повітря в пневмопривод не надходить, оскільки вихід 2 пневморозподільника 2 з'єднаний з атмосферою. При перемиканні пневморозподільника 2 його вхід 1 з'єднується з виходом 2 і стиснене повітря буде надходити до пневморозподільників 3, 4, 5, 6 та 7, шток пневмоциліндра 11 при цьому займе крайню ліву (вихідну) позицію. При перемиканні пневморозподільника 3 його вхід 1 з'єднується з виходом 2 і стиснене повітря надходить через логічний клапан 8 до

пневморозподільника 4, перемикаючи його, при цьому вхід 1 пневморозподільника 4 з'єднується з виходом 4, а вихід 2 – з атмосферою. Стиснене повітря надходить в поршневу камеру пневмоциліндра 11, і його шток рухається зліва направо до положення, в якому спрацьовує пневморозподільник 6. Вхід 1 пневморозподільника 1 з'єднується з його виходом 2, і стиснене повітря буде надходити до пневмореле 7. З цього моменту настає відлік часу, на який налаштоване реле часу 7. Після закінчення цього проміжку часу спрацює пневморозподільник 7, вхід 1 з'єднується з виходом 2 і стиснене повітря, надійшовши до пневморозподільника 4, переключить його в позицію, в якій вхід 1 з'єднується з виходом 4, а вихід 2 – з атмосферою. При цьому стиснене повітря, надійшовши в штокову камеру пневмоциліндра, перемістить його в крайню ліву (вихідну) позицію. Цикл роботи пневмоприводу завершиться. Регульовані дроселі із зворотними клапанами 9 та 10 дозволяють регулювати швидкість руху поршня пневмоциліндра в прямому та зворотному напрямках.

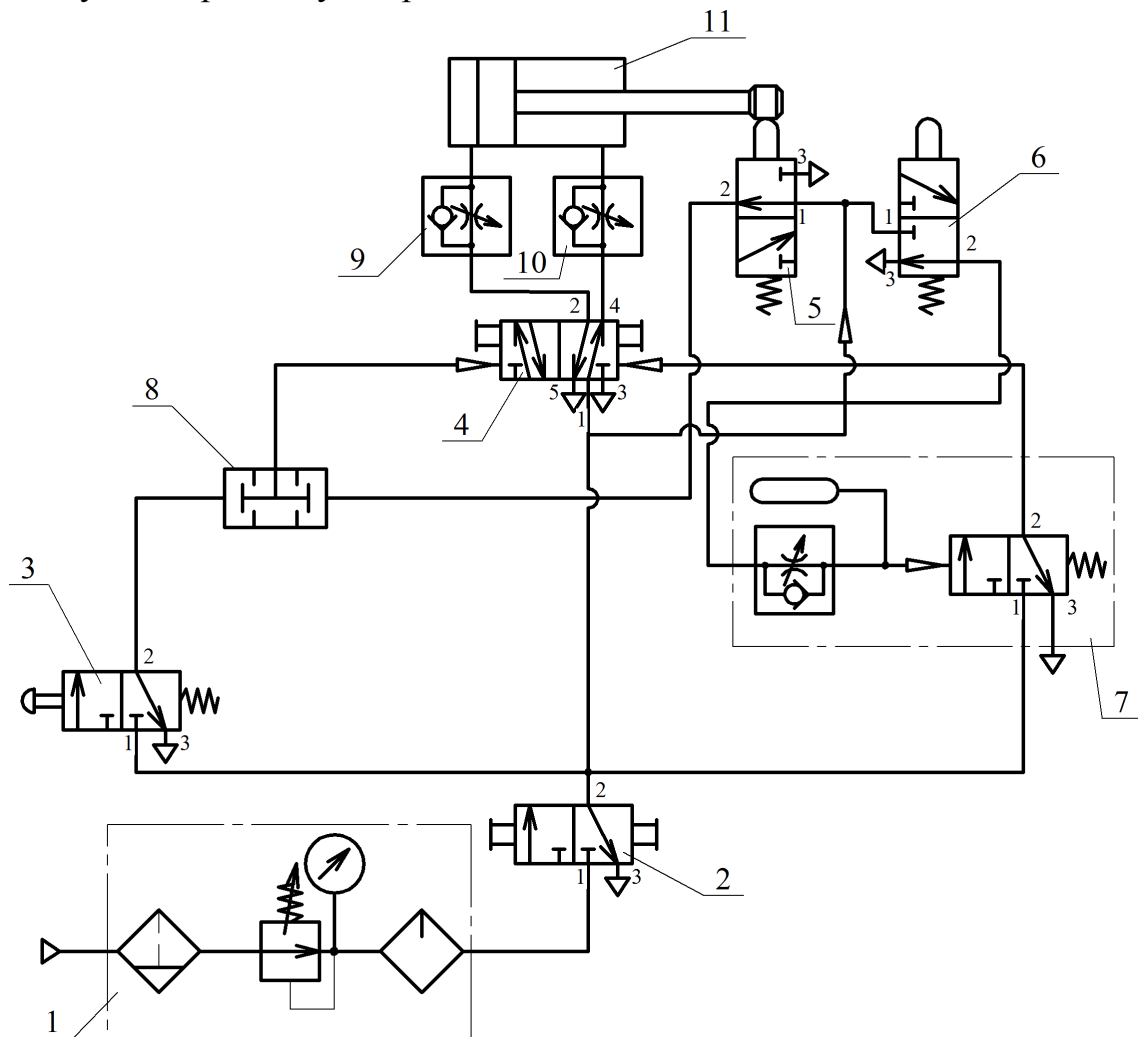




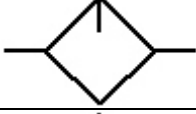

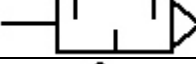
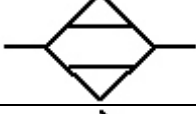
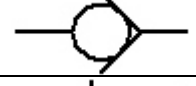
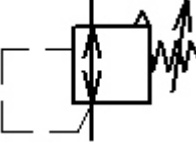

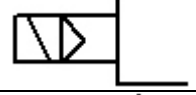
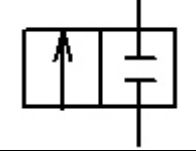
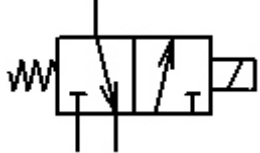
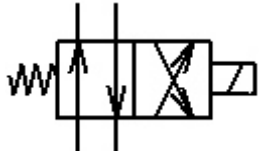
Рисунок 8.30 – Схема пневмоприводу з регульованим часом вистоювання штока пневмоциліндра в кінці ходу

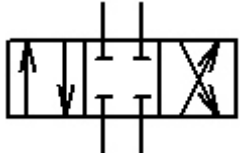
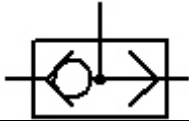
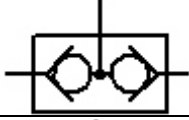

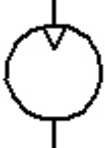


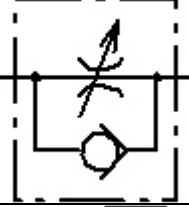






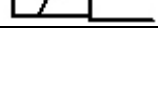
ЛІТЕРАТУРА

1. Пашков Є. В. Електропневмоавтоматика у виробничих процесах: навч. Посібник / Пашков Є. В., Осинський Ю. О., Четв'оркін О. О.; під ред. Є. В. Пашкова. – Севастополь : СевНТУ, 2003. – 496 с.
2. Башта Т. М. Гидропневмопривод и гидропневмоавтоматика / Башта Т. М. – К. : Машиностроение, 1972. – 320 с.
3. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / Федоренко В. А., Педченко М. Н., Пичко А. Ф. и др.; под ред. В. А. Федорца. – К. : Вища школа, Головное изд-во, 1987. – 375 с.
4. Пневматические устройства и системы в машиностроении : справочник / Е. В. Герц, А. И. Кудрявцев, О. В. Ложкин, А. П. Пятидворный, Е. А. Рагулин, Э. И. Чаплыгин, В. И. Щербаков; под ред. Е. В. Герца. – М. : Машиностроение, 1981. – 408 с.
5. Буренников Ю. А. Повышение эффективности регулируемых гидромеханизмов технологических машин : дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. [Текст]: 25.05.1984 / Буренников Юрий Анатольевич. – Киев, 1984. – 234 с.
6. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням: дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук [Текст]: 24.04.2000 / Козлов Леонід Геннадійович. – Вінниця, 2000. – 320 с.
7. Черных И. В. Simulink: среда создания инженерных приложений / Черных И. В. – М. : Диалог, 2003. – 236 с.
8. Репінський С. В. Система керування аксіально-поршневого регульованого насоса з профільованим вікном золотника комбінованого регулятора подачі : дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук [Текст] : 27.04.2011 / Репінський Сергій Володимирович. – Вінниця, 2011. – 248 с.
9. Патент 45334 UA, МПК E02F9/22, F15B13/06. Секційний розподільник гідросистеми [Текст] / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Сергеев С. Г., Пінчук М. І., Харченко М. М., Іванчук М. І., Романьков О. І. / заявник Відкрите акціонерне товариство “Борекс”. – № 96103855; заявл. 9.10.1996 опубл. 15.04. 2002, Бюл. № 4.

ДОДАТОК А

Умовні зображення елементів пневмоприводів

Умовні позначення	Найменування
	Фільтр для повітря
	Волого- або масловідділювач
	Маслорозпилювач
	Охолоджувач повітря
	Глушник
	Повітроосушник
	Клапан зворотний
	Регулятор тиску пневматичний
	Блок підготовки повітря
	Електропневматичне непряме керування
	2/2 розподілювач
	3/2 розподілювач нормально-закритий
	4/2 розподілювач нормально-відкритий

	4/3 розподілювач
	Клапан АБО
	Клапан І
	Компресор
	Пневмомотор
	Пневмоциліндр
	Регульований дросель
	Дросель із зворотним клапаном
	Кнопка (рукоятка) з фіксатором
	Пружина
	Ролик, кулачок
	Пряме пневмокерування
	Однобічне електромагнітне керування
	Пілотне керування
	Електромагнітне керування з ручним дублюванням

ДОДАТОК Б
Глосарій

- Адіабатичний процес – адиабатический процесс – adiabatic process
- Витрата – расход – flow rate
- Вологовідділювач – влагоотделитель – moisture separator
- Гідравлічні баки – гидравлические баки – hydraulic tanks
- Гідравлічні масла – гидравлические масла – hydraulic oils
- Гідравлічний удар – гидравлический удар – hydraulic surge
- Гідромотор – гидромотор – hydraulic motor
- Гідродвигун – гидродвигатель – hydraulic engine
- Гідропривод – гидравлический привод – hydraulic drive
- Гідростатичний тиск – гидростатическое давление – hydrostatic pressure
- Гідроциліндр – гидроцилиндр – hydraulic cylinder
- Динамічні характеристики – динамические характеристики – dynamic characteristics
- Динамічний коефіцієнт в'язкості – динамический коэффициент вязкости – dynamic viscosity coefficient
- Дросельне регулювання – дроссельное регулирование – throttling control
- Дросельні елементи – дроссельные элементы – throttling elements
- Електрогідравлічні приводи – электрогидравлические приводы – electrohydraulic drives
- Енергетичні характеристики – энергетические характеристики – power characteristics
- Забрудненість – загрязненность – pollution
- Зворотні клапани – обратные клапаны – check valves

Зворотно-поступальний рух – обратно-поступательное движение – reciprocating motion

Изотермічний процес – изотермический процесс – isothermal process

Імітаційне моделювання – имитационное моделирование – simulation

Кінематичний коефіцієнт в'язкості – кинематический коэффициент вязкости – kinematic efficiency coefficient

ККД приводу – КПД привода – efficiency of the drive

Коефіцієнт стиску – коэффициент сжатия – compression ratio

Компресор – компрессор – compressor

Логічний клапан – логический клапан – logic valve

Ламінарний режим – ламинарный режим – laminar mode

Маслорозпилювач – маслораспылитель – lubricator

Масова подача – массовая подача – bulk supply

Математична модель приводу – математическая модель привода – mathematical model of the drive

Мембрана – мембрана – membrane

Механічний ККД – механический КПД – mechanical efficiency

Місцеві опори – местные сопротивления – local resistances

Напрямні гідроапарати – направляющие гидроаппараты – directional hydraulic units

Насоси аксіально-плунжерні – насосы аксиально-плунжерные – axial-piston pumps

Насоси лопатеві – насосы лопастные – vane pumps

Насоси шестеренні – насосы шестерённые – gear pumps

Неперервність потоку – непрерывность потока – continuity of the flow

Об'ємне регулювання – объёмное регулирование – delivery control

Об'ємний гідропривод – объёмный гидропривод – hydrostatic drive

Об'ємна подача – объёмная подача – volumetric supply

Об'ємний ККД – объёмный КПД – volumetric efficiency

Об'ємно-дросельне регулювання – объёмно-дросельное регулирование – delivery-and-throttling control

Обертальний рух – вращательное движение – rotary motion

Поступальний рух – поступательное движение – translational motion

Політропний процес – политропный процесс – polytropic process

Підготовка повітря – подготовка воздуха – preparation of air

Пневмоциліндр – пневмоцилиндр – pneumatic cylinder

Пневмомотор – пневмомотор – pneumatic motor

Пневморозподільник – пневмораспределитель – pneumatic control valve

Пневмодросель – пневмодросель – pneumatic throttle valve

Пневмоклапан – пневмоклапан – pneumatic valve

Пневмолінія – пневмолиния – pneumatic line

Пневмопривод – пневмопривод – pneumatic drive

Подача насоса – подача насоса – pump delivery

Пропорційні розподілювачі – пропорциональные распределители – proportional control valves

Робоче тіло – рабочее тело – working medium

Рівняння стану – уравнение состояния – state equation

Робочий об'єм насоса – рабочий объём насоса – pump displacement

Робочий об'єм гідродвигуна – рабочий объём гидродвигателя – working volume of the hydraulic engine

Регулятори тиску – регуляторы давления – pressure regulators

Регулятори витрати – регуляторы расхода – flow rate controllers

Розрахункова схема – расчетная схема – design scheme

Система керування – система управления – control system

Слідкувальні гідроприводи – следящие гидроприводы – hydraulic servodrives

Синтез структури – синтез структуры – synthesis of the structure

Статичні характеристики – статические характеристики – static characteristics

Стійкість приводу – устойчивость привода – stability of the drive

Теплоємність – теплоёмкость – heat capacity

Теплообмін – теплообмен – heat exchange

Трубка течії – трубка течения – flow tube

Турбулентний режим – турбулентный режим – turbulent mode

Фільтри – фильтры – filters

Навчальне видання

**Бурєнніков Юрій Анатолійович
Немировський Ізраїль Абрамович
Козлов Леонід Геннадійович**

ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДИ

Навчальний посібник

Редактор В. Дружиніна

Оригінал-макет підготовлено Л. Козловим

Підписано до друку
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. друк. арк.
Наклад 300 (I-й запуск 1-100) прим. Зам. №

Вінницький національний технічний університет,
навчально-методичний відділ ВНТУ.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-85-32.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-87-38.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.