

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

А. В. Люта

Є.Ф.Чекулаєв

Гідропневмоприводи та пристрої автоматики

Навчальний посібник

Краматорськ 2020

УДК 62 – 82 – 85

ББК 34.447

Рецензенти:

Толочко О.І., д-р техн. наук, професор Донецького національного технічного університету

Никифоров Е.А., кан. техн. наук, професор Донбаського інституту техніки і менеджменту Міжнародного науково-технічного університету

Люта А. В.

Гідропневмоприводи та пристрої автоматики: Навчальний посібник / А. В. Люта, Є. Ф. Чекулаєв – 2-е видання (перероблене). – Краматорськ: ДДМА, 2020. – 172 с.

ISBN

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

Призначено для студентів спеціальності 151 «Автоматизоване управління технологічними процесами».

УДК 62 – 82 – 85

ББК 34.447

ISBN

© А.В.Люта, 2020

© Є.Ф.Чекулаєв, 2020

© ДДМА, 2020

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 ГІДРОПНЕВМОПРИВОДИ І ЇХ ОБЛАДНАННЯ.....	5
1.1 Загальні відомості і положення	5
1.2 Стандартні комплектні слідкувальні електрогідравлічні приводи..	8
1.3 Копіювальні слідкувальні приводи	18
1.4 Синхронні приводи	34
1.5 Слідкувальні гідроприводи дискретної дії.....	46
1.6 Типові пневмоприводи.....	53
1.7 Пневматичні виконавчі механізми	67
2 ПРИСТРОЇ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ	79
2.1 Пневмоапаратура високого тиску.....	79
2.2 Пристрої пневмоавтоматики.....	96
2.3 Логічні мембранні елементи	110
2.4 Логічні струминні елементи	124
2.5 Пневматичні тригери.....	137
2.6 Пневматичні операційні елементи	148
2.7 Техніка безпеки, протипожежна техніка, охорона середовища, надійність.....	162
ЛІТЕРАТУРА.....	166
Додаток А. Контрольна робота	167

ВСТУП

У сучасний період розвитку науково-технічного прогресу важлива роль належить автоматизованим гідравлічним і пневматичним приводам, а також системам регулювання та управління технологічним обладнанням (металорізальні верстати; ковальсько-пресові, штампувальні верстати; промислові маніпулятори, гнучкі виробничі лінії та ін).

Широке застосування в технологічному устаткуванні одержали автоматизовані гідравлічні та пневматичні приводи, а також різноманітні пристрої електрогід्रो-пневмоавтоматики за умовами їх істотних переваг: можливість одержання великих сил та крутних моментів при малих розмірах виконавчих механізмів; забезпечення безступінчатого регулювання швидкості руху у широкому діапазоні; мала інерційність; простота здійснення прямолінійних рухів; простота конструкції автоматичних систем управління; легкість запобігання перевантаження; висока експлуатаційна надійність.

Дисципліна «Гідропневмоприводи та пристрої автоматики» відповідно Освітньо-професійної програми підготовки фахівців спеціальності 151 «Автоматизоване управління технологічними процесами» відноситься до циклу професійної і практичної підготовки. Метою викладення дисципліни є здобуття навичок використання гідравлічних і пневматичних пристроїв автоматики для побудови обладнання автоматизованих різноманітних технологічних процесів. Для вивчення цієї дисципліни необхідне засвоєння наступних дисциплін: «Гідрогазодинаміка», «Основи автоматики і автоматизації» і «Виконавчі механізми і регулюючі органи».

Матеріал дисципліни «Гідропневмоприводи та пристрої автоматики» розміщений у наступних модулях:

- модуль 1 «Гідропневмоприлади і їх обладнання»;
- модуль 2 «Пристрої пневмоавтоматики».

Навчальний посібник ні у якому разі не змінює існуючу літературу, а тільки її доповнює відповідно програмі дисципліни.

1 ГІДРОПНЕВМОПРИВОДИ І ЇХ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Загальні відомості і положення

Визначення та класифікація гідравлічних і пневматичних приводів, пристроїв і систем управління.

Робоче середовище гідравлічних і пневматичних систем, їх основні властивості.

Загальні техніко-економічні показники. Порівняльна оцінка пневматичних, гідравлічних і електричних систем.

Зміст теми викладений у літературі [1, с. 3...14; 4, с. 3...14, 211...235; 5, с. 3...18, 276...278; 10, с. 5...6, 173...177].

1.1.1 Основні відомості

Гідравлічні і пневматичні приводи бувають:

- динамічні, у яких механічна робота виконується за рахунок кінетичної енергії робочого середовища (компресори, турбіни та ін).
- гідростатичні (об'ємні), які являють собою сукупність пристроїв забезпечуючих перетворення потенціальної енергії тиску робочого середовища в механічну роботу виконавчого механізму за умовами переміщення відповідних об'ємів робочого середовища.

Об'ємні (гідростатичні) приводи бувають:

- гідравлічні, у яких у якості робочого середовища використовується крапельна рідина;
- пневматичні, у яких у якості робочого середовища використовується повітря.

У гідроприводах застосовуються різноманітні крапельні мастила і суміші при номінальному тиску до 40 МПа.

У пневмоприводах використовується повітря, яке складається із: азота (78%), кисеня (21%) і 1% різноманітних газів. Номінальні значення тисків стисненого повітря: високого рівня (0,25...1,4 МПа), середнього рівня (0,1...0,25 МПа) і низького рівня (0,001...0,1 МПа).

Основними властивостями робочого середовища (рідини і повітря) є:

густина $\rho = \frac{1}{g}$; питомий об'єм $\vartheta = \frac{W}{M}$; в'язкість $\nu = \frac{\mu}{\rho}$; стискальність

$E = \frac{1}{\beta} = \frac{W}{\Delta W} \rho$; рівняння Клапейрона $\rho \vartheta = RT$ і часткові випадки

тепмодинамічного процесу. При виборі і конструюванню пристроїв потрібно враховувати якості різноманітних типів приводів (див. табл. 1.1) і проводити техніко-економічні розрахунки.

Таблиця 1.1 – Порівняльна оцінка для вибору типу приводу (системи)

Критерії порівняння	Тип приводу		
	Електричний	Гідравлічний	Пневматичний
Загальний ККД при номінальному опорі	0,8...0,9	0,85...0,9	0,3...0,35
Втрати енергії при передачі	найменші	не дуже великі	менше ніж в гідравлічних
Габаритні розміри силових елементів систем	великі	малі	більше від гідравлічні
Швидкість руху виконавчих механізмів систем	нижче пневматичних	нижче, ніж у електричних і пневматичних	висока
Чутливість до перевантаження виконавчих механізмів систем	дуже довгі перевантаження виводять із строя електродвигун	те, що і у пневмотичному, але приводить до нагріву мастила і втрати енергії	при значному перевантаженні зупиняються без руйнування
Вплив зміни температури навколишнього середовища на роботу системи	впливає дуже мало	впливає значно за умовами зміни в'язкості рідини	впливає мало
Кваліфікація персоналу	висока	менша, ніж у електричних	менша ніж у гідравлічних
Небезпека при обслуговуванні	ураження електричним струмом	потрібно періодичне обслуговування, можливі поранення шкіри, глаз, зараження шкіри	невисока, але потрібний профілактичний контроль

Продовження таблиці 1.1

Пожежно-взривна набезпе-ка	потрібно виконувати спеціальні елементи у відповідно-му виконан-ні	потрібно застосовувати в якості ріди-ни спеціальні суміші	безпечні
Вплив запливності і вологості навколишнього середовища на роботоздат-ність	значно впли-ває, потрібно спеціальне виконання	впливає при розгермитиза-ції бака, потрібна фільтрація рідини	не впливає
Вплив магнітних полей і радіації	впливає, можливі ви-ходи із строя елементів системи	не впливає, можуть при радіації вийти із строя гумові елементи	не впливає, при радіації можуть вийти із строя гумові елементи

У автоматизованому обладнанні використовуються різноманітні пристрої, які побудовані на базі електричних, пневматичних і гідравлічних систем. Тому при виборі або проектуванні конкретної системи потрібно враховувати і техніко-економічну доцільність використання тих або інших пристроїв.

Річний економічний ефект розраховується:

$$E = (C_1 + K_H K_1) - (C_2 \pm K_H K_2),$$

де C_1 і C_2 - собівартість експлуатації двох порівнюваних пристроїв;
 K_1 і K_2 - капітальні витрати на виготовлення і монтаж двох порівнюваних пристроїв;
 K_H - галузевий нормативний коефіцієнт.

1.1.2 Контрольні питання

- 1 Які використовуються типи приводів (систем) і принцип дії?
- 2 Якими властивостями володіє робоче середовище гідравлічних і пневматичних систем?

- 3 Які основні критерії порівняння і характеристики різноманітних типів систем (приводів)?
- 4 Яким чином розрахувати річний економічний ефект?

1.2 Стандартні комплектні слідкувальні електрогідравлічні приводи

Стандартні комплектні слідкувальні електрогідравлічні приводи обертальної і поворотної дії з об'ємним регулюванням швидкості руху і зі зворотнім зв'язком за швидкістю, область застосування, гідравлічні схеми, функціонування приводів і технічні характеристики різноманітних приводів.

Крокові комплектні слідкувальні електрогідравлічні приводи поступальної і обертальної дії, область застосування, конструктивні схеми, функціонування приводів, технічні характеристики різноманітних приводів.

Зміст теми викладений у літературі: [1, с. 249...254, 262...278; 10, с. 126...127, 159...160].

1.2.1 Теоретичні відомості і рекомендації

Комплектні слідкувальні електрогідравлічні приводи з об'ємним регулюванням швидкості руху використовуються для привода робочих органів обертальної і поворотної дії у різноманітних машинах і механізмах. Гідропередачі забезпечують безступенчасту зміну швидкості руху і напрям обертання гідродвигуна. Вони побудовані за модульним принципом і для розширення функціональних можливостей можуть доукомплектовуватися додатковими модулями. У цілому гідропередачі складаються із великих модулів: насосного, моторного і клапанного. Останій має зворотні і запобіжні клапани. Електрогідравлічні приводи забезпечують наступні якості: високу точність позиціонування, широкий діапазон регулювання, високі динамічні якості і надійність у роботі. У гідроприводах використовуються реверсивний насос об'ємного типу з регулюємим робочим об'ємом і гідродвигун з нерегулюємим робочим об'ємом. Гідроприводи виконані за замкнутою системою циркуляції рідини і мають зворотний зв'язок за швидкістю. Гідроприводи функціонують на чистому мінеральному мастилу в'язкістю від 20 до 95 Ст при температурі мастила від $+10^{\circ}\text{C}$ до $+50^{\circ}\text{C}$ і температурі навколишнього середовища від $+0^{\circ}\text{C}$ до $+50^{\circ}\text{C}$.

На рисунку 1.1 зображена гідравлічна схема комплектних електрогідравлічних приводів з об'ємним регулюванням швидкості руху.

Промисловість виготовляє комплектні електрогідравлічні приводи типів ГА, ГК, ЕД і СП. Перші три типи приводу забезпечують обертальний рух, а привод СП – поворотний від кута 0° до 270° . Усі типи приводів можуть за допомогою електричного пропорційного управління регулювати швидкість руху і здійснювати реверс виконавчого механізму. У розглянутих приводах насосний модуль складається із аксіально-поршневого реверсивного насоса 2 (рис. 1.1) високого тиску і допоміжного пластинчастого насоса 3, який використовується як джерело живлення для підсилювача потужності 5 системи управління кутом нахилу шайби аксіально-поршневого насоса 2. Крім цього насос 3 здійснює подачу рідини у зливальну лінію привода через зворотні клапани 6 і 7, якщо у зливальному трубопроводі виник вакуум. У гідроприводах у якості виконавчого механізму 10 використовуються наступні гідродвигуни:

- привод ГА – аксіально-поршневий;
- привод ГК – радіально-поршневий;
- привод ЕД – ролюко-лопастний;
- привод СП – поворотний.

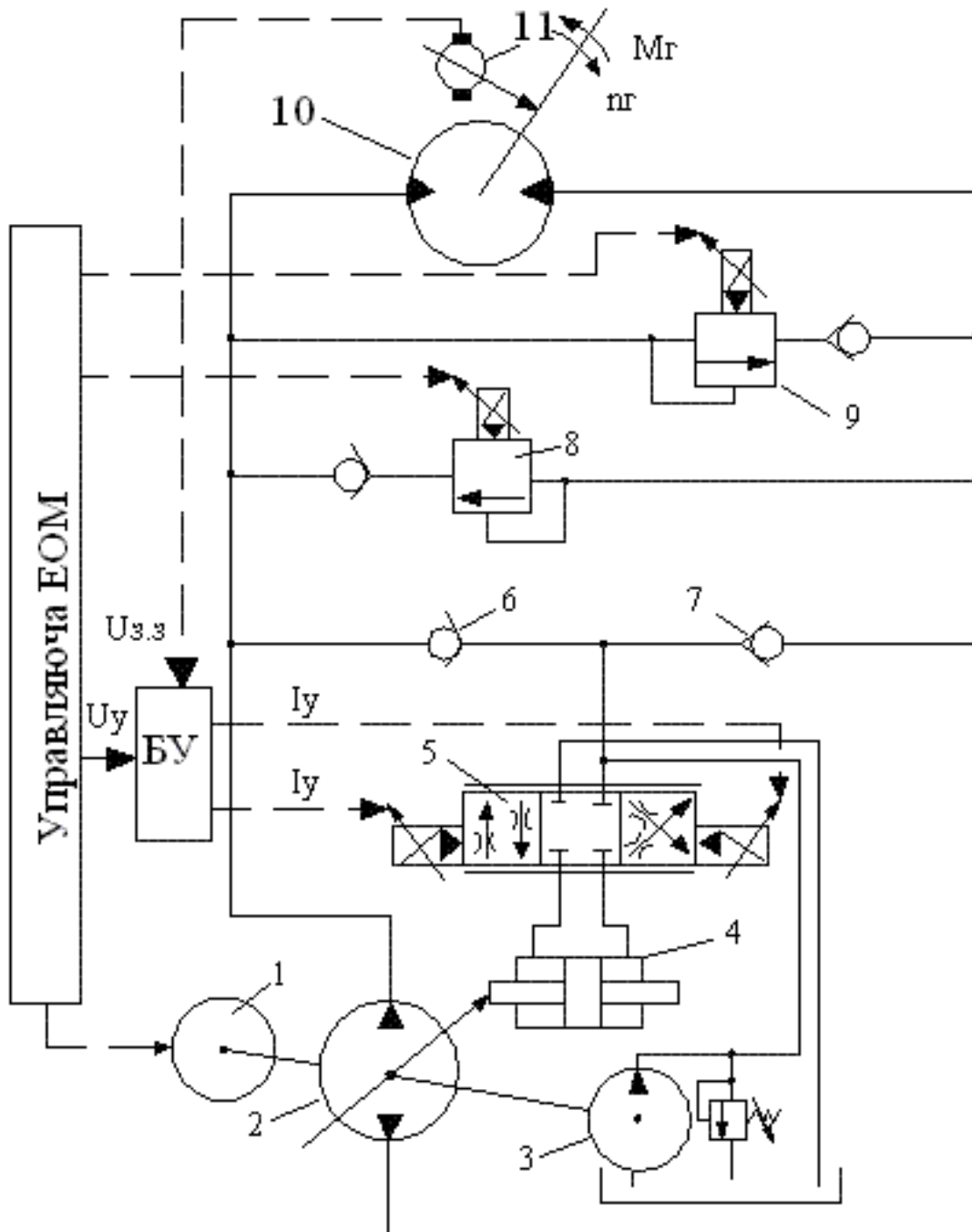
Використання ролюко-лопастного гідродвигуна у приводі ЕД дозволяє отримувати дуже низькі ($0,1 \frac{\text{об}}{\text{хвил}}$) оберти вала гідродвигуна при високій плавності обертання.

Усі типи приводів мають як ручну так і слідкувальну систему управління робочим об'ємом насоса (кутом нахилу шайби аксіально-поршневого насосу).

У таблицях 1.2...1.4 наведені основні технічні характеристики типорозмірів приводів.

Синхронна частота обертання вала насоса (електродвигуна) $n_H = n_e = 25 \text{ об/с}$ у розглянутих типах гідроприводів. На рисунку 1.2 розглядаються ідеальні характеристики гідроприводів без урахування об'ємного, механічного і загального ККД.

У електрогідравлічних слідкувальних крокових приводах обертальної дії кроковий електродвигун ШД-5 дуже малої потужності обертає золотник чотирищілинного підсилювача потужності, що приводить його до лінійного зміщення завдяки наявності кінематичної пари «гвинт-гайка». Завдяки цьому відкриваються нагнітальна і зливальна щілини через які джерело живлення з'єднується з гідродвигуном. Вал гідродвигуна починає обертатися у тому напрямку у якому обертається ротор ШД-5. Таким чином, вал гідродвигуна повторює рух ротора крокового електродвигуна, при чому на валу гідродвигуна створюється значний крутний момент. Механічна кінематична пара «гвинт-гайка» забезпечує зворотний зв'язок за положенням і тому кути поворотів валів ШД і гідродвигуна однакові. У кроковий електродвигун ШД подається



- 1- асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором;
 2 – реверсивний аксіально-поршневий насос високого тиску з регульованим робочим об'ємом; 3 – допоміжний пластинчастий насос низького тиску; 4 – гідроциліндр управління кута нахила шайби насоса; 5 – підсилювач потужності; 6 і 7 – зворотні клапани; 8 і 9 – запобіжні клапани;
 10 – гідродвигун; 11 - тахогенератор

Рисунок 1.1 – Гідравлічна схема гідроприводу з об'ємним регулюванням швидкості руху

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики приводів ГА і ГК

Найменування параметрів	Типорозмір		
	ГА16х16	ГА63х63	ГК16х160
Номінальний тиск, МПа	20	20	20
Номінальний крутний момента, Нм	46	185	460
Частота обертання вала гідродвигуна, об/с:			
- номінальна	25	25	2,5
- мінімальна	1,6	1,25	0,1
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	9	35	9
Загальний ККД	0,85	0,83	0,85
Маса, кг	80	150	1,5

імпульсний струм, при чому у більшості випадків при застосуванні ШД-5 від одного імпульсу вал електродвигуна повертається на кут $1,5^{\circ}$. Таким чином, кут поворота валів електродвигуна і гідродвигуна визначається кількістю поданих імпульсів струма, а частота обертання – частотою їх надходження.

Таблиця 1.3 – Технічні характеристики приводів ЕД

Найменування параметрів	Типорозмір						
	ЕД-16	ЕД-32	ЕД-80	ЕД-80/16	ЕД-80/32	ЕД-125	ЕД-125/32
Номінальний тиск, МПа	14	14	14	14	14	14	14
Номінальний крутний момент, Нм	22	44	120	120	120	175	175
Частота обертання вала гідродвигуна, об/с:							
- номінальна	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
- мінімальна	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017
Маса, кг	25	28	32	40	35	34	50

Таблиця 1.4 – Технічні характеристики приводів СП

Найменування параметрів	Типорозмір				
	СП1	СП2	СП3	СП4	СП5
Номінальний тиск, МПа	6,3	12,5	12,5	16	16
Номінальний крутний момент, Нм	500	1000	1550	4000	6300
Максимальний кут повороту вала гідродвигуна, град.	270	270	270	270	270
Максимальна швидкість обертання вала гідродвигуна град./с	120	120	100	100	80
Маса, кг	56	56	63	112	133

$$N_H \quad Q_H \quad M_z \quad n_z \quad P = Const; \quad V_z = Const; \quad n_H = Const;$$

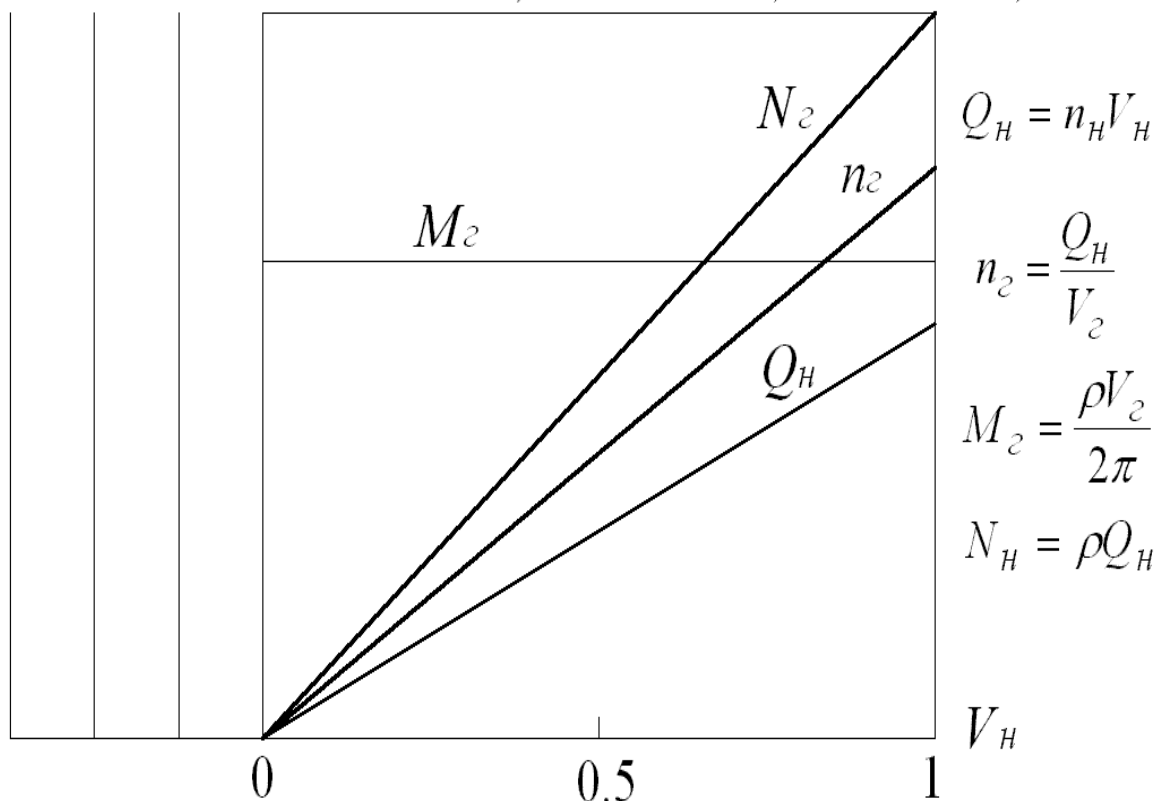
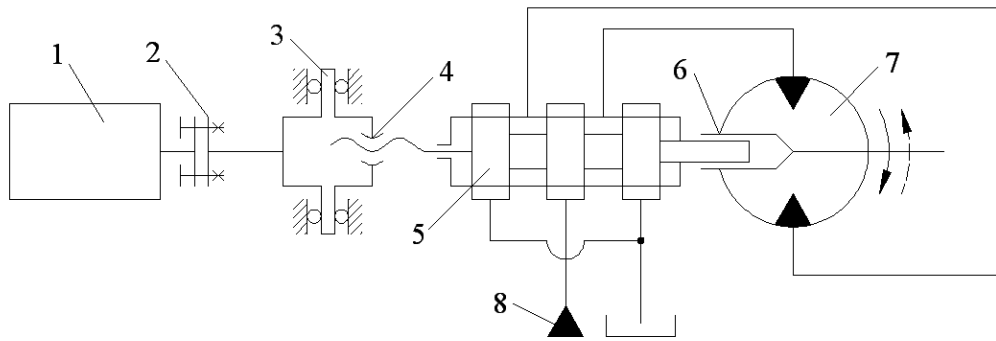


Рисунок 1.2 – Ідеальні технічні характеристики стандартних комплектних електрогідравлічних приводів

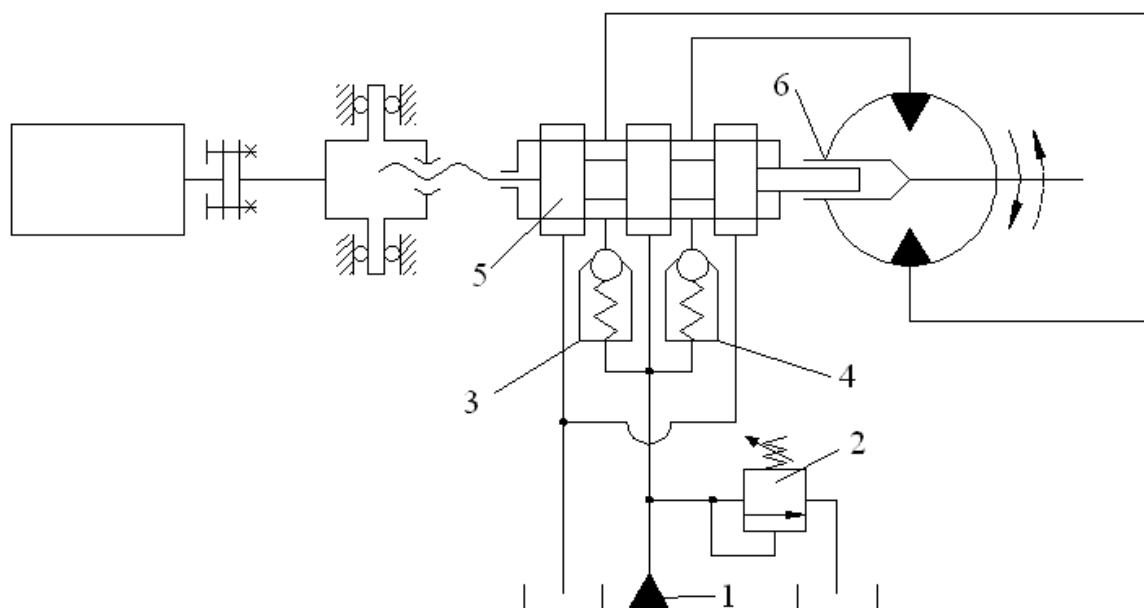
На рисунку 1.3 зображена схема крокового електрогідравлічного приводу обертальної дії.



1 – кроковий електродвигун ЩД-5; 2 – муфта; 3 – муфта з гайкою; 4 – кінематична пара «гвинт-гайка»; 5 – чотирищілинний золотник підсилювача з нульовим перекриттям; 6 – шлицеве з'єднання; 7 – аксіально-поршневий гідродвигун; 8 – джерело живлення
Рисунок 1.3 – Схема крокового електрогідравлічного приводу (Виконня А)

Кінематичні пари 4 і 6 (рис. 1.3) забезпечують, по-перше, лінійне переміщення золотника 5, а по-друге, зворотний зв'язок за положенням. При зупинки електродвигуна 1 золотник 5 завдяки оберту ротора гідродвигуна 7 і кінематичної пари «гвинт-гайка» 4 рухається у зворотньому напрямку і встановлюється у середнє положення. У результаті цього нагнетальна і зливна лінії перекриваються, що приведе до зупинки гідродвигуна 7. Таким чином здійснюється гарантована отробітка валом гідродвигуна 7 заданого кута поворота електродвигуна 1 і тому надійно виконується стійкість приводу. У будь-яких типах приводів за умовами підвищення коефіцієнта в'язкого тертя отримати малі швидкості руху неможливо. Кроковий електрогідравлічний привод може забезпечити стійку малу швидкість руху тому, що отробітка крока виконується при значній швидкості руху при якій коефіцієнт в'язкого тертя має невелике значення. При частоті 10 Гц кроковий принцип дії практично відсутній. Крім цього, при роботі у крокового гідроприводу відсутня накопичувальна помилка. Для декілька крокових гідравлічних приводів може використовуватися одне джерело живлення. До якостей крокового гідроприводу можна віднести: простота обслуговування і ремонту; мали габарити і низька вартість. Недоліки крокового електрогідравлічного приводу: обмеження по приведенному до валу гідродвигуна моменту інерції рухомих мас робочого органу обладнання і по частоті поданих у кроковий електродвигун імпульсів. При постійної частоті імпульсів між валом крокового електродвигуна і гідродвигуна мається кут запізнення $\beta_{зан}$, який може досягати 360° , що приведе до невірної функціонування. Кут запізнення $\beta_{зан}$ залежить від крутного моменту опору робочого органу обладнання і частоті імпульсів. Практично дозволяється робота крокового гідроприводу при $\beta_{зан} \leq 180^\circ$.

Електрогідравлічні крокові приводи (Виконання П) додатково комплектуються гальмовими клапанами 3 і 4 (рисунок 1.4). При нормальному функціонуванні гідроприводу клапани закриті нагнетальним тиском рідини. У випадку гальмування приводу, коли золотник 5 перекриває щілини, гідродвигун 6 починає функціонувати у режимі насоса. Це приведе до підвищення тиску у одному із трубопроводів. Коли тиск рідини у трубопроводі стане більше тиску нагнітання, встановленого запобіжним клапаном 2, рідина перепускається через один із гальмових запобіжних клапанів 3 і 4.



1 – джерело живлення; 2 – запобіжний клапан; 3 і 4 – гальмові запобіжні клапани; 5 – чотирищілинний золотник підсилювача з нульовим перекриттям; 6 – аксіально-поршневий електродвигун
 Рисунок 1.4 – Схема крокового електрогідравлічного приводу (Виконання П)

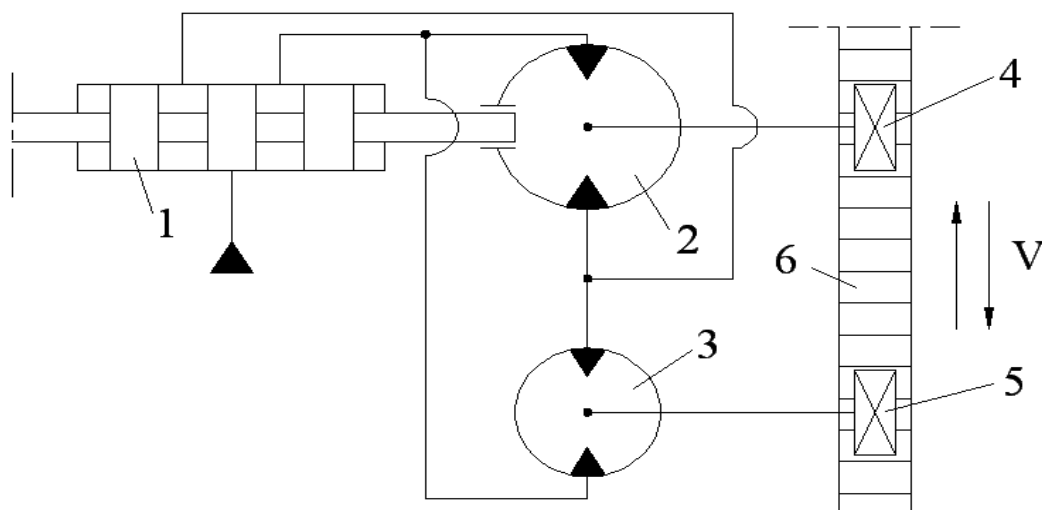
Електрогідравлічні крокові гідроприводи (Виконання ПБ) мають крім гальмових запобіжних клапанів 3 і 4 (див рис. 1.4.) електроблокировку, яка видає в систему управління сигнал зупинки приводу у випадку наявності максимального кута запізнення $\beta_{зан} = 360^\circ$. Крокові приводи (Виконання В) побудовані на базі приводів типу ПБ, але додатково мають екрануючий пристрій з метою захисту електродвигуна від мастила при улаштуванні приводу у вертикальному стані.

Крокові електрогідравлічні приводи (Виконання Н) побудовані на базі приводів типу ПБ, але має два гідродвигуна, вали яких обертаються у різних напрямках (рис.1.5). Це забезпечує високу точність позиціонування робочих органів за умовами вибору зазора зубчастої передачі.

У таблиці 1.5 розташовані технічні характеристики крокових електрогідравлічних приводів обертального руху.

У крокових слідкувальних електрогідравлічних приводах в якості двигуна використовується гідроциліндр, який забезпечує лінійне переміщення робочого органу машини. Однак при значній довжині ходу поршня (більше 1 м) стискаєть мастила в циліндрі негативно впливає на рівномірність руху і точності позиціонування робочого органу.

На рисунку 1.6 подана схема лінійного крокового електрогідравлічного приводу.



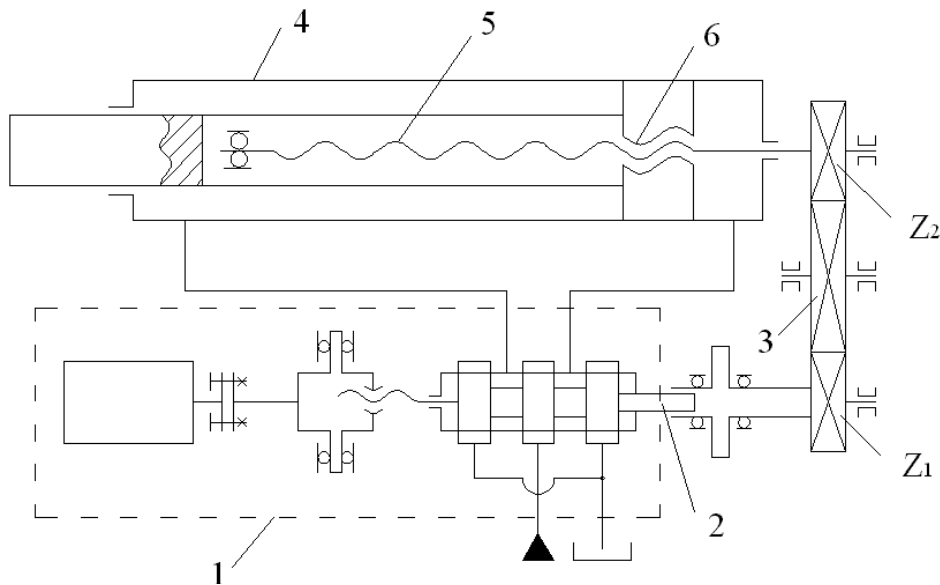
1 – чотирицилінний золотник; 2 – аксіально-поршневий гідродвигун з великим робочим об'ємом; 3 – аксіально-поршневий гідродвигун з малим робочим об'ємом; 4 і 5 – шестерні; 6 – рійка.

Рисунок 1.5 – Схема крокового електрогідравлічного приводу (Виконання Н)

Таблиця 1.5 – Технічні характеристики крокових гідроприводів

Найменування параметрів	Э32Г18-22	Э32Г18-23	Э32Г18-24	Э32Г18-25
1	2	3	4	5
Номінальний тиск, МПа	6,3			
Максимальна частота імпульсів, Гц	8000		4000	
Робочий об'єм гідродвигуна, $\frac{м^3}{об}$	$0,2 \cdot 10^{-4}$	$0,4 \cdot 10^{-4}$	$0,8 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$
Крутний момент при частоті імпульсів 10 Гц, Нм	10,8	21,6	45	90

1	2	3	4	5
Максимальна витрата рідини (мастила), $\frac{м^3}{с}$	$6,67 \cdot 10^{-4}$	$12,3 \cdot 10^{-4}$	$12,3 \cdot 10^{-4}$	$26,7 \cdot 10^{-4}$
Максимальна частота обертання, $\frac{об}{с}$	33,4		16,7	
Максимальна потужність, кВт	2,2	4,4	4,6	9,2
Допустимий момент інерції нагрзуки, $кг \cdot м^2$	$5 \cdot 10^{-3}$	$16 \cdot 10^{-3}$	$38 \cdot 10^{-3}$	$126 \cdot 10^{-3}$
Маса приводу «Виконання ПБ», кг	16	22,5	34,8	57



1 – управляюча частина (ШД, слідкувальний золотник) приводу ЭЗ2Г18-2; 2 – шліцеве з'єднання; 3 – зубчаста передача; 4 – гідроциліндр; 5 – гвинт; 6 – кінематична пара «гвинт-гайка»
Рисунок 1.6 – Схема лінійного крокового електрогідравлічного приводу

У приводі (рис.1.6) забезпечується механічний негативний зворотний зв'язок за переміщенням поршня гідроциліндру 4 завдяки кінематичній парі 6 «гвинт-гайка» і зубчастій передачі 3. Кінематична пара 6 має тризаходну різьбу з кроком 24 мм. При переміщенні штока циліндру 4 обертається гвинт 5 який через зубчасту передачу 3 передає рух через шліцеве з'єднання слідкувальному золотнику подібно приводу обертальної дії. Кожному імпульсу, поданому на вхід крокового електродвигуна, відповідає наступне переміщення штока гідроциліндра (дискрета):

$$\delta = \frac{\beta z_1 x}{360^\circ z_2},$$

де β - кутова дискрета крокового електродвигуна, для ШД-5 вона складає $\beta = 1,5^\circ$;

z_1 і z_2 - кількість зубців колес зубчастої передачі;

x - крок різби гвинта, $x = 24 \text{ мм}$.

Дискрета δ може змінюватися у залежності від передаточного числа зубчастої передачі.

У таблиці 1.6 наведені основні технічні характеристики лінійних крокових електрогідравлічних приводів.

Таблиця 1.6 – Технічні характеристики лінійних крокових приводів

Найменування параметрів	Г28-22	Г28-23	Г28-24
Номінальний тиск, МПа	6,3	6,3	6,3
Довжина ходу штока, мм	220-710	220-710	220-710
Максимальна частота імпульсів, Гц	8000	8000	8000
Максимальна швидкість руху штока, $\frac{м}{с}$	0,8	0,4	0,4
Дискрета, мм	0,1	0,05	0,05
Максимальна витрата рідини (мастила), $\frac{м^3}{с}$	$1,58 \cdot 10^{-4}$	$1,25 \cdot 10^{-4}$	$1,55 \cdot 10^{-4}$
Диаметри поршня х штока	50x25	63x32	70x32
Маса, кг при L=710 мм	40	45	60

1.2.2 Контрольні питання

- 1 Які способи регулювання швидкості руху застосовуються у комплектних слідкувальних приводах?
- 2 Які пристрої входять до складу комплектних слідкувальних приводів з об'ємним регулюванням і як функціонує гідропривід?
- 3 Що собою являють технічні характеристики комплектних слідкувальних приводів з об'ємним регулюванням, їх графічні і математичні залежності?
- 4 Поясніть функціональну гідравлічну схему і принцип дії слідкувальних електрогідравлічних приводів обертальної дії.
- 5 Поясніть функціональну гідравлічну схему і принцип дії лінійного крокового слідкувального електрогідравлічного приводу.
- 6 Які достоїнства і недоліки крокових електрогідравлічних

слідкувальних приводів?

1.3 Копіювальні слідкувальні приводи

Гідравлічні і пневматичні слідкувальні приводи, їхня класифікація, область застосування. Копіювальні однокоординатні і двокоординатні приводи з підсилювачами потужності різних типів, їхні гідравлічні схеми, область використання, розрахунок слідкувальних похибок за швидкістю і навантаженням.

Зміст теми викладений у літературі: [1, с. 133...139; 5, с. 216...267; 10, с. 122...124].

1.3.1 Теоретичні відомості і рекомендації

Копіювальні слідкувальні приводи широко застосовуються у машинобудівному виробництві бо вони являють собою ефективний засіб автоматизації виробничих процесів різноманітних металорізальних верстатів, заготовельно-штамповочного і ковальсько-пресового обладнання.

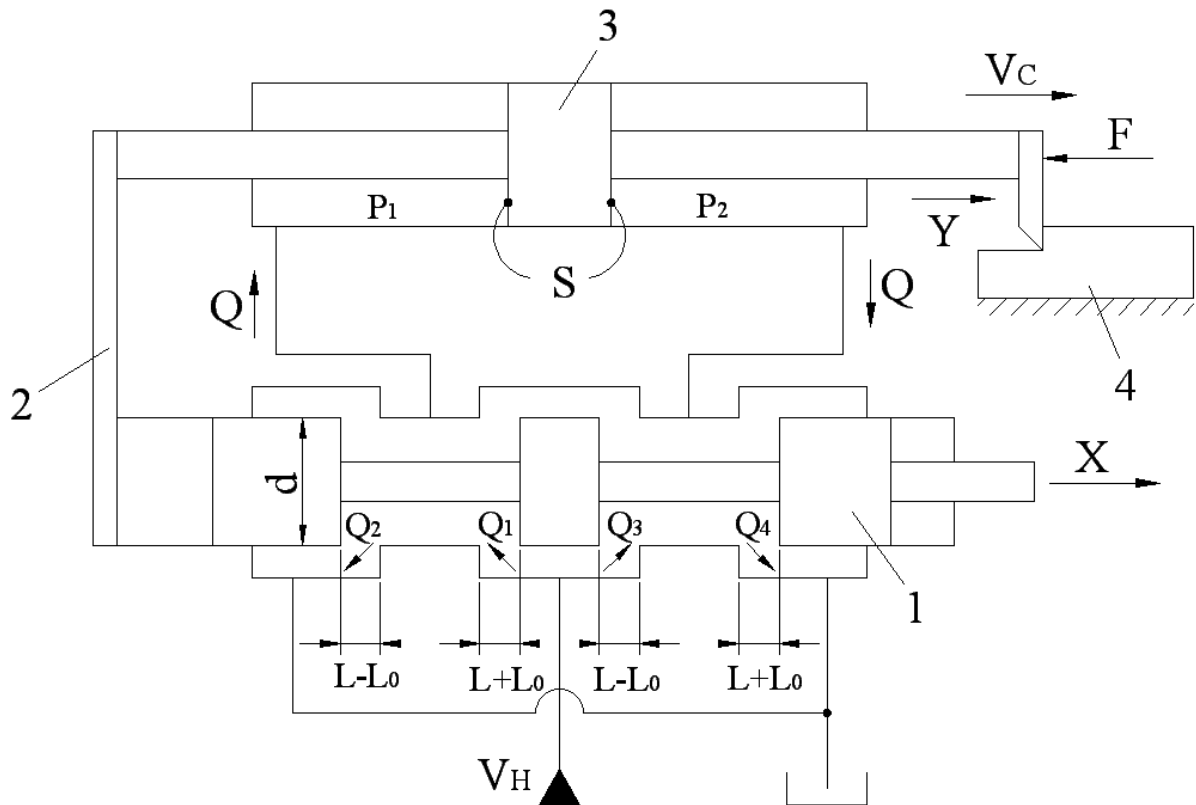
У копіювальних слідкувальних приводах програмоносителем є шаблон (копір), який виготовляється по профілю виробляємої деталі. Слідкувальна система повинна відповідно програмі переміщувати виконавчий механізм за заданим законом і з заданою швидкістю, а крім цього, здійснити підсилення вихідної потужності. У процесі роботи слідкувального приводи вихідна величина Y постійно запізнюється від зміни вхідної величини X на величину неузгодження (похибки) L_0 . Тобто при слідкувальному русі неузгодження визначається $L_0 = X - Y$. Підсумкова похибка L_0 складається із похибки слідкування за швидкістю і похибки слідкування за тиском (навантаженням). Відповідність виходу Y і входу X можна досягти за допомогою використання замкнутої системи. У цьому випадку сигнал по лінії зворотнього зв'язку порівнюється із сигналом управління (програмою), а отримане неузгодження L_0 викликає дію, яка автоматично компенсує це неузгодження.

У копіювальних приводах головним зворотним зв'язком є зв'язок за положенням, але використовуються і інші допоміжні зв'язки для забезпечення стійкості приводу і підвищення точності обробки.

При постійної швидкості і навантаженню точність обробки і жорсткість приводу визначається статичною характеристикою, яка виражає функціональну залежність між похибкою відтворення профілю деталі, швидкістю переміщення (швидкістю слідкування) виконавчого механізму і діючим на нього статичним навантаженням. Рівняння статичних характеристик можна одержати сумісним рішенням рівнянь нерозривності потоків робочого середовища через прохідні перерізи

золотника і рівняння статичних зусиль, які діють на виконавчий механізм приводу. При створенні рівнянь витрат робочого середовища у системі витоки робочого середовища через копілярні ущільнення кінематичних пар апаратів не враховуються тому, що вони дуже малі. Не враховуються також витрати тиску у нагнетальному і зливному трубопроводах.

Розглянемо методику побудови статичної характеристики за умовами того, що тиск джерела живлення постійний, слідкувальних приводів з чотирищільним золотником з негативним перекриттям (рис. 1.7) і із чотирищільним золотником з нульовим перекриттям (рис. 1.9)



1 – чотирищільний золотник з негативним перекриттям; 2 – механічний зворотній зв'язок за положенням; 3 – гідроциліндр; 4 – деталь

Рисунок 1.7 – Схема слідкувального гідропривода зі зворотним зв'язком за положенням і чотирищільним золотником з негативним перекриттям

Рівняння неразривності потоків у нагнетальній і зливній лініях системи визначаються (див. рис. 1.7):

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q + Q_2, \\ Q_4 &= Q + Q_3. \end{aligned}$$

Звідки витрата рідини у нагнетальному і зливному трубопроводах

$$Q = Q_1 - Q_2, \quad Q = Q_4 - Q_3, \quad \text{або} \quad Q = Q_1 - Q_2 = Q_4 - Q_3,$$

де Q_1, Q_2, Q_3 і Q_4 - витрати рідини через щілини визначаються:

$$Q_1 = \mu \pi d (L + L_0) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_1)},$$

$$Q_2 = \mu \pi d (L - L_0) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1},$$

$$Q_3 = \mu \pi d (L - L_0) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_2)},$$

$$Q_4 = \mu \pi d (L + L_0) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2},$$

де μ – коефіцієнт витрати;

d - діаметр золотника;

L - довжина щілини;

L_0 - довжина неузгодження;

P_H - тиск на вході у золотник;

P_1 і P_2 - тиски у порожнинах гідроциліндру;

ρ - густина рідини.

Корисний перепад тиску у порожнинах гідроциліндру:

$$P = P_1 - P_2 = \frac{F}{S \eta_m},$$

де F - статичне зусилля опору (зусилля різну);

S - ефективна площа поршня гідроциліндру;

η_m - механічний ККД гідроциліндру.

Якщо не враховувати втрати тиску у прохідних щілинах золотника, то можна знайти значення тиску на вході у золотник:

$$P_H = P_1 + P_2.$$

Тоді

$$P_1 = P_H - P_2; \quad P_H - P_2 - P_2 = P; \quad P_H - 2P_2 = P,$$

$$\text{звідки } P_2 = \frac{1}{2}(P_H - P), \quad P_1 = P_H - P_2 = P_H - \frac{1}{2}(P_H - P) = \frac{1}{2}(P_H + P).$$

Витрату рідини у нагнетальному трубопроводі можна знайти:

$$Q = Q_1 - Q_2 = \mu\pi d(L + L_0)\sqrt{\frac{2}{\rho}(P_H - P_1)} - \mu\pi d(L - L_0)\sqrt{\frac{2}{\rho}P_1}.$$

Після підстановки значень P_1 і P_2 одержимо наступну залежність:

$$Q = \mu\pi d(L + L_0)\sqrt{\frac{2}{\rho}\left[P_H - \frac{1}{2}(P_H + P)\right]} - \mu\pi d(L - L_0)\sqrt{\frac{2}{\rho \cdot 2}(P_H + P)},$$

$$Q = \mu\pi d(L + L_0)\sqrt{\frac{P_H - P}{\rho}} - \mu\pi d(L - L_0)\sqrt{\frac{P_H + P}{\rho}} = \mathcal{G}_c S,$$

де \mathcal{G}_c - швидкість руху штока гідроциліндра.

Швидкість руху виконавчого механізму визначається:

$$\mathcal{G}_c = K_V \mu\pi d(L + L_0)\sqrt{\frac{P_H - P}{\rho}} - \mu\pi d(L - L_0)\sqrt{\frac{P_H + P}{\rho}},$$

$$\mathcal{G}_c = K_V \mu\pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H} \left[(L + L_0) \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} - (L - L_0) \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right],$$

$$\mathcal{G}_c = K_V K_P \left[(L + L_0) \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} - (L - L_0) \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right],$$

де K_V - коефіцієнт підсилювання за швидкістю руху, $K_V = \frac{1}{S}$;

K_P - коефіцієнт підсилення за витратою,

$$K_P = \mu\pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H}.$$

Після перетворення одержаної залежності будемо мати:

$$K_V K_P \left(\sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} - \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right) L + K_V K_P \left(\sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} + \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right) L_0 = \mathcal{G}_c$$

Звідки значення похибки визначиться:

$$L_0 = \frac{\mathcal{G}_c - K_V K_P \left(\sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} - \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right) L}{K_V K_P \left(\sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} - \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right)}$$

При $P = 0$ похибка за швидкістю руху

$$L_0 = \frac{\mathcal{G}_c}{K_V K_P \left(\sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} - \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right)} = \frac{\mathcal{G}_c}{2K_V K_P} = L_0^V.$$

При дії на шток гідроциліндру зусилля різу (статичного опору) корисний перепад тиску у порожнинах гідроциліндру буде P і тоді рівняння загальної похибки спостереження набуде вигляду:

$$L_0 = \frac{\mathcal{G}_c}{K_V K_P \left(\sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} + \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right)} - \frac{K_V K_P \left(\sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} - \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right)}{K_V K_P \left(\sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} + \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right)} L;$$

або

$$L_0 = \frac{\mathcal{G}_c}{K_V K_P \left(\sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} + \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right)} + \frac{\left(\sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} - \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right)}{\left(\sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} + \sqrt{1 + \frac{P}{P_H}} \right)} L = L_0^V + L_0^P,$$

де L_0^V - похибка слідкування за швидкістю;

L_0^P - похибка слідкування за положенням (за тиском).

Таким чином загальна похибка спостереження залежить від швидкості руху виконавчого механізму (\mathcal{G}_c) і від навантаження на виконавчому механізмі ($\frac{P}{P_H}$).

На рисунку 1.8 зображені статичні характеристики для трьох значень \mathcal{G}_c .

Розглянемо методику визначення залежності статичної характеристики слідкувального гідроприводу з чотирищільним золотником з нульовим перекриттям (рис. 1.9).

Задача статичного розрахунку полягає в тому, щоб знайти значення L_0 у кожен момент спостереження. При зсуву золотника від середнього стану, наприклад, праворуч відкриваються прохідні щілини у нагнетальній і зливній лініях з однаковими геометричними розмірами. Тому можна рахувати, що втрати тиску у нагнетальній щілині дорівнюють втратам тиску у зливальній щілині, тобто $\Delta P_{щ}^{наг} = \Delta P_{щ}^{зл}$. Корисний перепад тисків у порожнинах гідроциліндру $P = P_1 - P_2 = \frac{F}{S\eta_m}$.

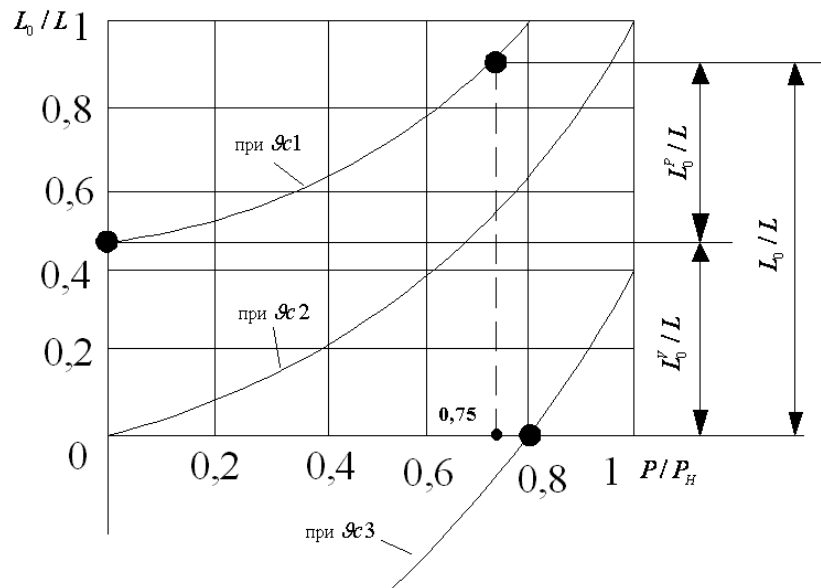


Рисунок 1.8 – Статичні характеристики слідкувального гідроприводу

Сумарна втрата тиску у щілинах золотника:

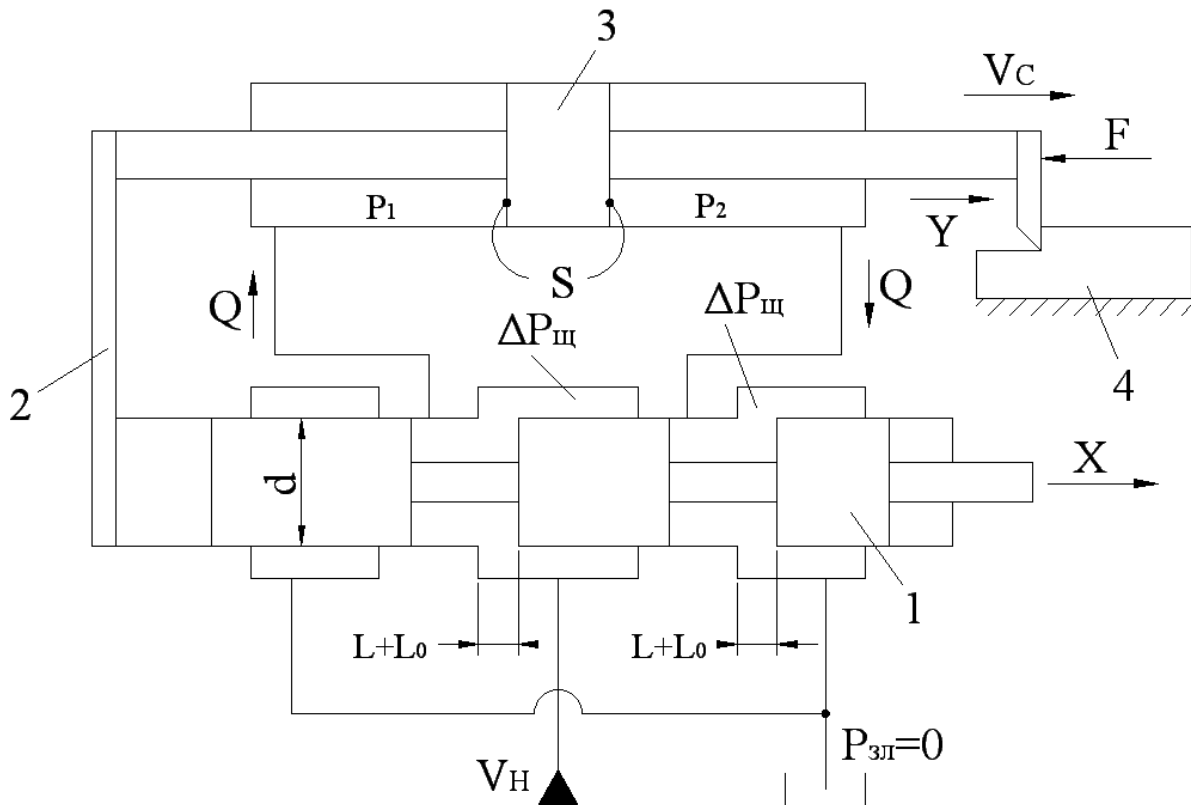
$$\begin{aligned} \Delta P_{сум} &= \Delta P_{щ}^{наг} + \Delta P_{щ}^{зл} = (P_H - P_1) + (P_2 - P_{зл}) = P_H - P_1 + P_2 = P_H - (P_1 - P_2) = \\ &= P_H - P. \end{aligned}$$

Тоді втрата тиску у однієї щілині золотника

$$\Delta P_{щ} = \frac{\Delta P_{сум}}{2} = \frac{P_H - P}{2}.$$

Якщо втрати тиску у щілинах однакові, то будуть однакові значення витрат рідини у нагнетальній та зливній лініях, тобто $Q_3^{наг} = Q_3^{зл} = Q_3$.

Таким чином витрата рідини у нагнетальному трубопроводі визначається:



1 – чотирищільний золотник з нульовим перекриттям; 2 – механічний зворотний зв'язок за положенням; 3 – гідроциліндр; 4 – деталь

Рисунок 1.9 – Схема слідкувального гідропривода зі зворотним зв'язком за положенням і чотирищільним золотником з нульовим перекриттям

$$Q_3 = \mu\pi d(L + L_0) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_{щ}} = \mu\pi d(L + L_0) \sqrt{\frac{P_H - P}{\rho}},$$

$$Q_3 = \mu\pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H} \sqrt{1 - \frac{P_H}{P}} (L + L_0) = K_p \sqrt{1 - \frac{P_H}{P}} (L + L_0) = \mathcal{G}_c S,$$

де K_p - коефіцієнт підсилення по витраті,

$$K_p = \mu\pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H},$$

де \mathcal{G}_c - швидкість руху штока гідроциліндра;

S - ефективна площа поршня гідроциліндра;

L - довжина прохідної щілини;

L_0 - сумарна помилка спостереження;

ρ - густина рідини.

Швидкість руху штока гідроциліндра

$$g_c = \frac{Q}{S} = K_V K_P \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} (L + L_0),$$

де K_V - коефіцієнт підсилювання за швидкістю руху, $K_V = \frac{1}{S}$.

Звідки сумарна помилка (неузгодження) приводу розраховується:

$$L_0 = \frac{g_c}{K_V K_P \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}}} - L.$$

При $F = 0$, $p = 0$, $P_H = 2\Delta P_{щ}$.

При номінальних значеннях F тиски у порожнинах гідроциліндра визначаються:

$$P_2 = \Delta P_{щ}; \quad P_1 = \frac{F}{S\eta_m} + \Delta P_{щ}; \quad P_H = P_1 + \Delta P_{щ} = \frac{F}{S\eta_m} + 2\Delta P_{щ}.$$

Для кожного значення $\frac{P}{P_H}$ і g_c можна знайти значення L_0 і побудувати графічну залежність аналогічно рис. 1.8. Знак «-» у залежності L_0 говорить про необхідність застосування негативного зворотнього зв'язку.

Нечутливість являє собою потрібний зсув золотника від середнього стану для запровадження початку руху виконавчого механізму. Наявність зони нечутливості обумовлюється втратою енергії на подолання грузлого тертя у кінематичних парах виконавчого механізму. Для розрахунків зони нечутливості потрібно у рівняння статичної характеристики замість корисного перепаду тисків у порожнинах виконавчого механізму P підставити втрати тиску $\Delta P_{г.т.}$ на подолання грузлого тертя ($\Delta P_{г.т.} = 0,2 \dots 0,4 \text{ МПа}$).

Якщо для слідкувальної системи задані параметри: F – зусилля опору на штоку гідроциліндра; S – ефективна площа поршня; d – діаметр золотника; $\Delta P_{щ}$ - втрата тиску у прохідній щілині золотника і L – довжина зсуву золотника, то необхідно спочатку розрахувати швидкість руху g_c без урахування похибки спостереження при роботі приводу без навантаження і із навантаженням, а потім розрахувати L_0 - похибку слідкування (неузгодження).

Швидкість руху штока гідроциліндру без урахування похибки слідкування визначається:

$$\mathcal{G}_c = K_V K_P \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} L.$$

При $p = 0$ тиск на виході із насоса буде $P_H = 2\Delta P_{\text{ц}}$.

При навантаженні p тиск на виході із насоса буде мати значення $P_H = \frac{F}{S} + 2\Delta P_{\text{ц}} = P + 2\Delta P_{\text{ц}}$.

Для цих двох випадків розраховуються відповідно:

K_V - коефіцієнт підсилювання за швидкістю руху, $K_V = \frac{1}{S}$;

K_P - коефіцієнт підсилення за витратою, $K_P = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H}$.

Після розрахунку значень \mathcal{G}_c визначаються похибки L_0 без навантаження (при $p = 0$) і з навантаженням ($p = \frac{F}{S}$) з застосуванням залежності:

$$L_0 = \frac{\mathcal{G}_c}{K_V K_P \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}}} - L.$$

У визначену залежність потрібно підставити відповідні значення K_P і P_H .

Статична характеристика слідкувального приводу визначає точність і жорсткість приводу, але вона може бути досягнута тільки за умовами забезпечення стійкості робочого органу обладнання. Крім цього необхідно забезпечити якісні динамічні характеристики (потрібний час перехідного процесу, якість регулювання, добротність). Динамічний розрахунок встановлює динамічні показники і таким чином дає можливість зробити перевірку статичних показників, або зробити їх коректировку. Окремі елементи слідкувального приводу мають нелінійні статичні характеристики. Крім цього, на якість динамічних характеристик впливає стискання рідини, сухого тертя і витоків рідини через капілярні ущільнення. При створенні лінеаризованої динамічної моделі слідкувального гідроприводу потрібно лінеаризувати нелінійні залежності, нехтуючі впливом сухого тертя на динамічні показники. Таким чином, потрібно розрахувати систему диференціальних рівнянь витрати рідини у системі

«золотник – виконавчий механізм» та рівнянь динамічної рівноваги виконавчого механізму з робочим органом обладнання.

При створенні системи рівнянь витрат робочого середовища потрібно враховувати додаткову витрату для компенсації стискання робочого середовища, деформацію робочих камер виконавчого механізму і трубопроводів, а також витоків через капілярні ущільнення кінематичних пар.

У літературних джерелах [3, с. 320...364; 5, с. 245...263; 10, с. 13...15, 21...23, 42...43, 168...173] розглянуті методики динамічних розрахунків слідкувальних приводів.

Копіювальні приводи підрозділяються:

1 За кількістю слідкувальних координатів:

- однокоординатні;
- двокоординатні;
- багаткоординатні.

2 За степенію підсилювання:

- однокаскадні;
- двокаскадні;
- багатокаскадні.

3 За масштабом копіювання:

- безмасштабні, коли габаритні розміри копіра і оброблюємої деталі однакові;
- масштабні, коли габаритні розміри копіра у «n» разів менше ніж оброблюємої деталі.

4 За типом чуттєвого регулюючого елемента:

- сопло-заслінка;
- струминна трубка;
- голчастий дросель;
- золотник (однощілинний, двощілинний і чотирищілинний).

5 За типом робочого середовища:

- гідравлічні;
- пневматичні;

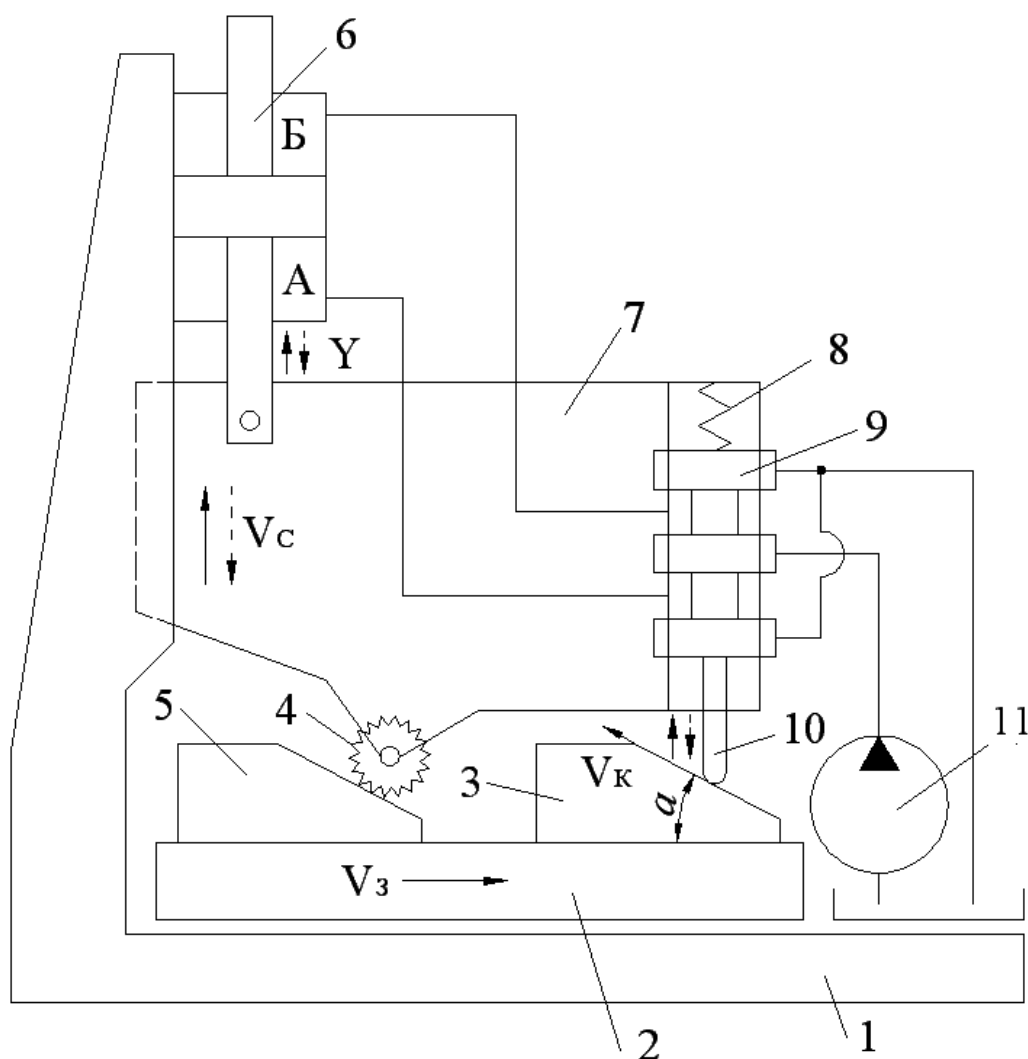
На рисунку 1.10 розглядається схема однокоординатного однокаскадного слідкувального гідроприводу з чотирищілинним золотником фрезерного верстату.

Такий привід (рис.1.10) забезпечує високу точність оброблюваної деталі 5. Основним регулятором і підсилювачем є чотирищілинний золотник 9, який зміщується завдяки щупу 10 при подачі стола праворуч зі швидкістю \mathcal{U}_3 . Щуп 10 притискується до копіру 3 пружиною 8. Геометричні розміри копіра (шаблону) і деталі 5, яка оброблюється фрезерним пристроєм 4, однакові. Точність геометричних розмірів оброблюваної деталі 5 залежить від точності геометричних розмірів копіра 3. Завдяки однаковим геометричним розмірам копіра і деталі верстат має

значні габарити. Основним недоліком приводу є те, що швидкість копіювання \mathcal{G}_K при постійній швидкості руху стола 2 ($\mathcal{G}_3 = const$) може підвищуватися при куту нахилу $\alpha = 45^\circ$ до $\mathcal{G}_K = 1,4\mathcal{G}_3$, тому що швидкість копіювання \mathcal{G}_K розраховується:

$$\mathcal{G}_K = \frac{\mathcal{G}_3}{\cos \alpha}.$$

При $\alpha > 45^\circ$ значення \mathcal{G}_K значно підвищується, що негативно впливає на стійкість різального інструмента. Подібні гідроприводи при $\mathcal{G}_3 = const$ застосовуються при куті нахилу профіля копіра $\alpha \leq 45^\circ$. Супорт



1 – станина; 2 – стіл; 3 – копір; 4 – фреза; 5 – деталь; 6 – гідроциліндр (або гідродвигун); 7 – слідкувальний супорт; 8 – пружина; 9 – чотирищільний золотник з негативним або нульовим перекриттям; 10 – щуп; 11 – джерело живлення

Рисунок 1.10 – Схема однокоординатного однокаскадного копіювального гідроприводу з безмасштабним копіюванням фрезерного верстату

7 рухається з похибкою спостереження зі швидкістю \mathcal{G}_c за допомогою гідроциліндра 6 і забезпечує зворотний зв'язок за положенням тому, що корпус золотника жорстко з'єднаний з супортом. Наприклад, при руху золотника 9 уверх створюються у нагнетальної і зливальної лініях прохідні щілини золотника і рідина від насоса 11 через нагнетальну щілину подається у порожнину А гідроциліндру 6, а порожнина Б через зливальну щілину золотника 9 з'єднується з баком. За таких умов супорт 7 рухається уверх разом з корпусом золотника 9 і компенсує розгалудження. Таким чином супорт 7 слідкує за положенням золотника 9. В якості виконавчого механізму 6 може застосовуватися гідродвигун, який через кінематичну пару «гвинт-гайка» передає прямолінійний рух супорту 7.

Щоб забезпечити постійну швидкість копіювання (різання) $\mathcal{G}_k = const$ необхідно застосувати копіювальний слідкувальний гідропривід, у якому регулюється швидкість руху стола \mathcal{G}_3 (див. рис. 1.11).

Витрата рідини на вході у гідроциліндр спостереження 6

$$Q_c = v_c S_6.$$

Витрата рідини на вході у гідроциліндр швидкості руху стола 12

$$Q_3 = v_3 S_{12}.$$

У цих рівняннях S_6 і S_{12} - ефективні площі поршнів гідроциліндрів відповідно 6 і 12.

Витрата рідини Q_c і Q_3 визначаються витратами рідини через дроселі 14 і 15

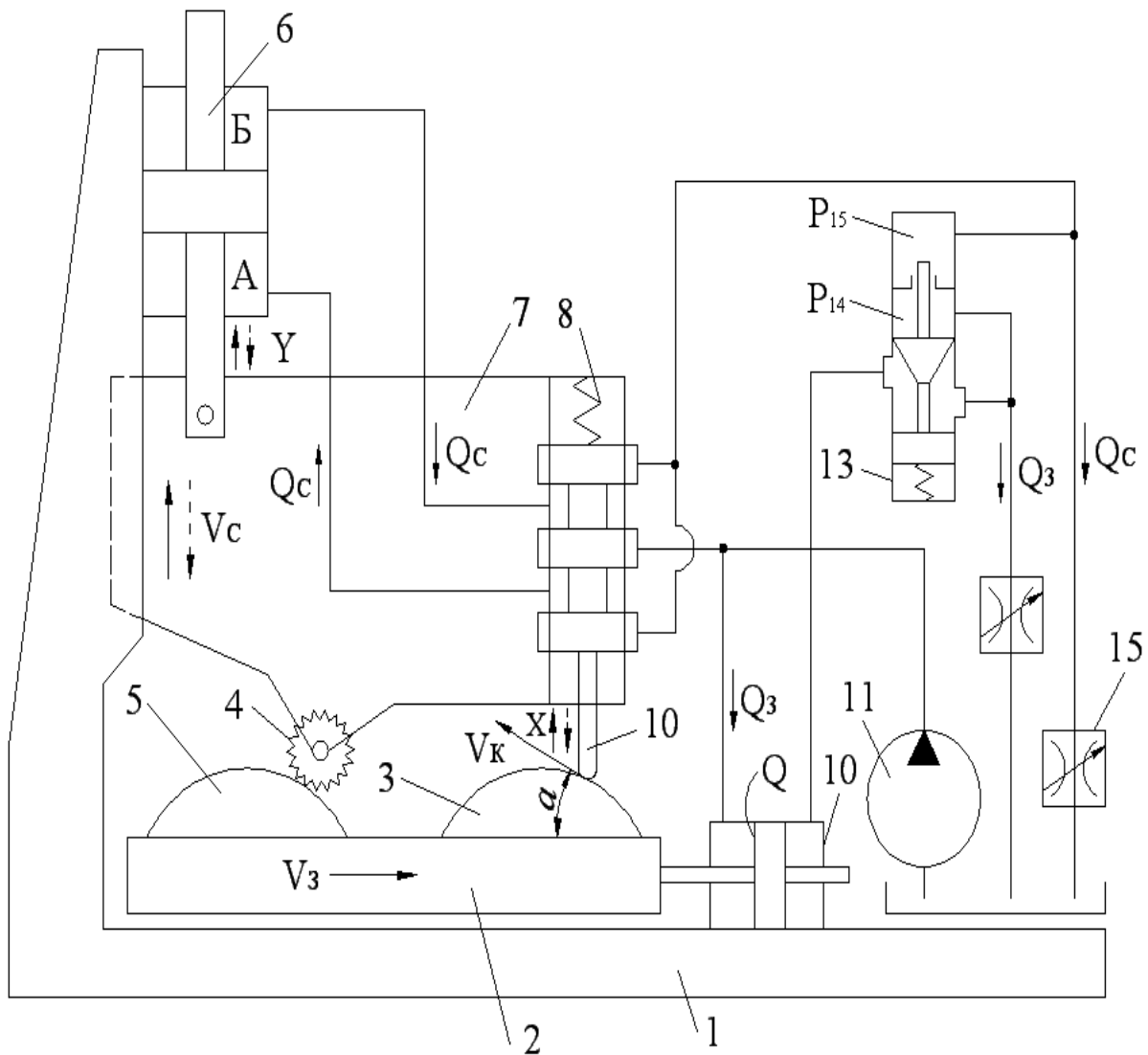
$$Q_c = Q_{15} = \mu S_{15} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{15}} = \mathcal{G}_c S_6;$$

$$Q_3 = Q_{14} = \mu S_{14} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{14}} = \mathcal{G}_c S_{12},$$

де S_{14} і S_{15} - прохідні площі дроселів 14 і 15;

P_{14} і P_{15} - тиски у порожнинах регулятора швидкості 13.

Таким чином, регулюючи прохідні площі дроселів 14 і 15 можна змінювати швидкість слідкування \mathcal{G}_c і швидкість подачі столу \mathcal{G}_3 .



1 – станина; 2 – стіл; 3 – копiр; 4 – фреза; 5 – деталь; 6 – гiдроциліндр (або гiдродвинун); 7 – слiдкувальний супорт; 8 – пружина; 9 – чотирищiлинний золотник з негативним або нульовим перекриттям; 10 – щуп; 11 – насосна установка; 12 – гiдроциліндр; 13 – слiдкувальний золотник (регулятор швидкостi); 14 – дросель швидкостi Q_3 ; дросель швидкостi Q_c .

Рисунок 1.11 – Схема однокоординатного однокаскадного копіювального гiдропроводу з безмасштабним копіюванням i з автоматичною системою регулювання приводом подачі стола фрезерного верстата

Регулятор швидкостi 13 автоматично забезпечує постійну швидкiсть копіювання Q_k вiдповiдно схемi векторiв швидкостей, зображених на рисунку 1.12

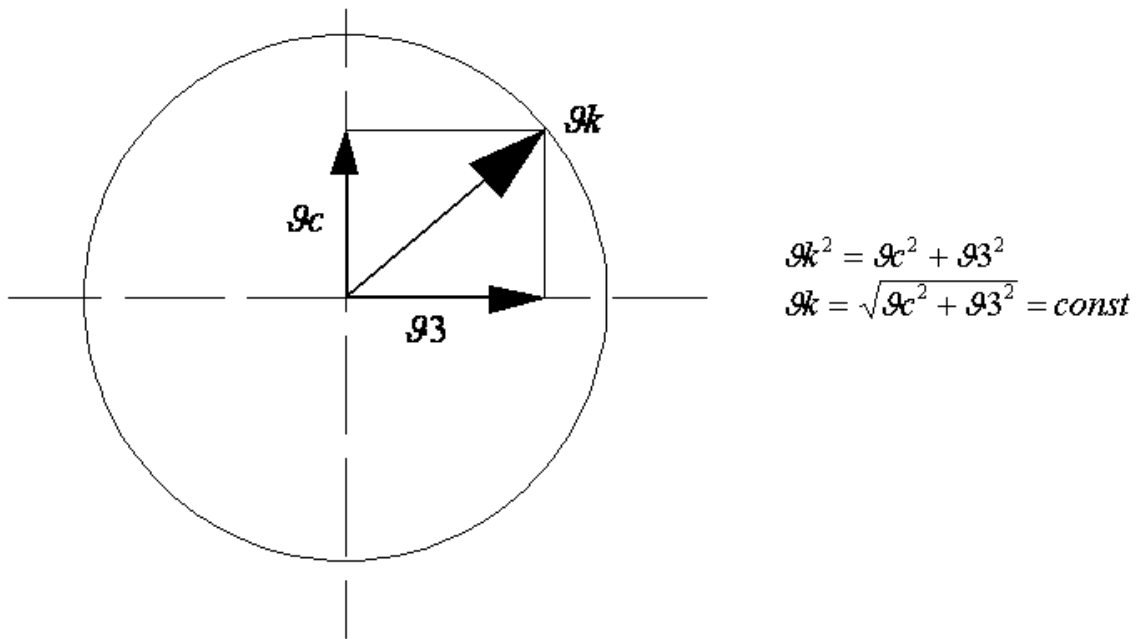


Рисунок 1.12 – Схема векторів швидкості

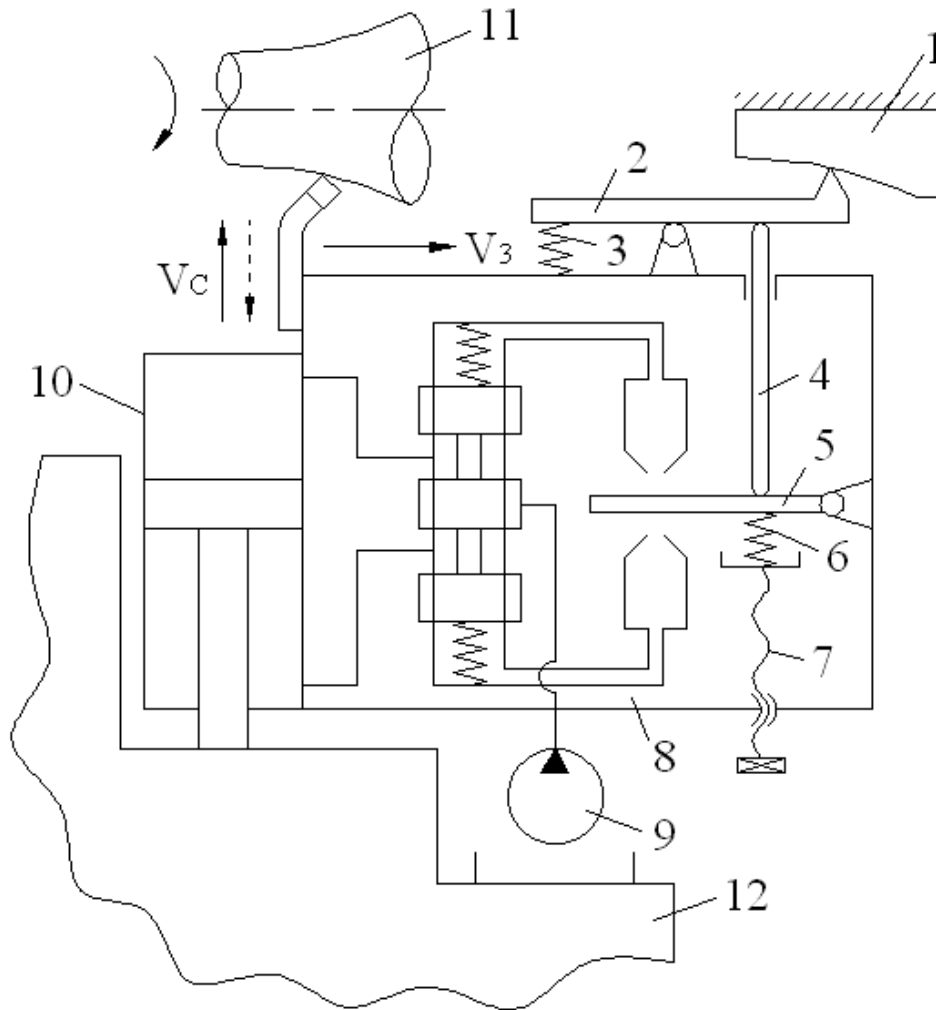
Такі приводи застосовуються при будь-якому куті нахилу профіля копіра α і широко застосовується у токарно-копіювальних верстатах. Привід має великі технологічні можливості, які не можуть виконуватись електричними приводами.

У розглянутих вище копіювальних гідроприводах геометричні розміри копіра і оброблюваної деталі однакові. При виробництві деталей з великими геометричними розмірами побудова копіра має значну вартість і значні розміри верстата. У цьому випадку застосовують копіювальні гідроприводи з масштабним копіюванням, у яких габарити копіра (шаблону) у k раз менше габаритів оброблюваної деталі (звичайно приймають $k=4...10$). Процес копіювання виконують два супорти, відносний рух яких забезпечується системою зубчастих передач з передатним числом k . Ці зубчасті передачі виконують також функцію механічного зворотного зв'язку за положенням між слідкуючим суппортом і суппортом, на якому розташований золотник.

Копіювальні слідкувальні гідроприводи з масштабним копіюванням застосовуються у копіювально-фрезерних і токарно-копіювальних верстатах.

Розглянуті вище копіювальні гідроприводи при високих значеннях швидкості копіювання v_k потребують підвищення зусилля прижиму щупа до копіра з метою запобігання зниження точності розмірів оброблюваної деталі. Це зусилля досягає $10...30 \text{ Н}$, що негативно впливає на довговічність поверхні копіра і щупа. З метою зниження зносу копіра і щупа потрібно знизити зусилля між щупом і копіром, а це можна зробити за допомогою використання підсилювача з двокаскадним підсиленням. У таких копіювальних слідкувальних гідроприводах зусилля між щупом і копіром складає $10...20 \text{ гр}$. На рисунку 1.13 розглядається схема

копіювального гідроприводу з двокаскадним підсилювачем типу «сопло-заслінка» токарно-копіювального верстата.

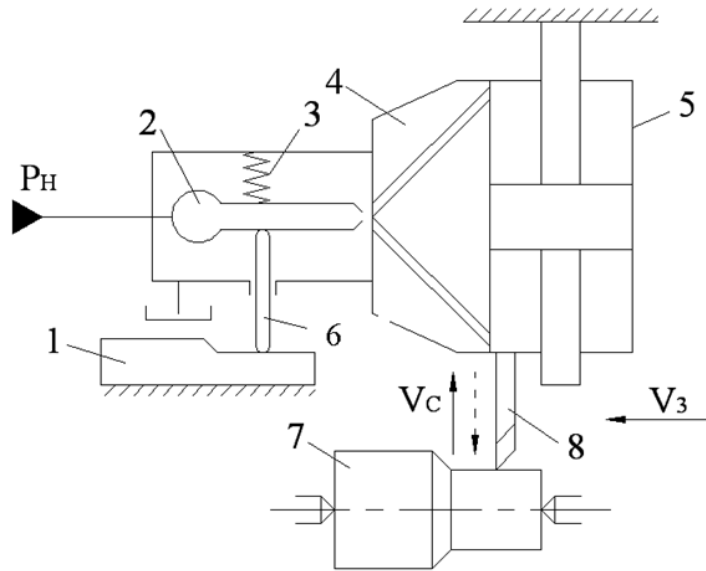


1 – лінійний копір (шаблон); 2 – щуп; 3 – пружина; 4 – товкатель; 5 – заслінка; 6 – пружина; 7 – регульований гвинт; 8 – двокаскадний підсилювач типу «сопло-заслінка»; 9 – насосна установка; 10 – гідроциліндр; 11 – оброблювана деталь; 12 – супорт

Рисунок 1.13 – Копіювальний слідкувальний гідропривід токарно-копіювального верстату з двокаскадним підсилювачем потужності типу «сопло-заслінка»

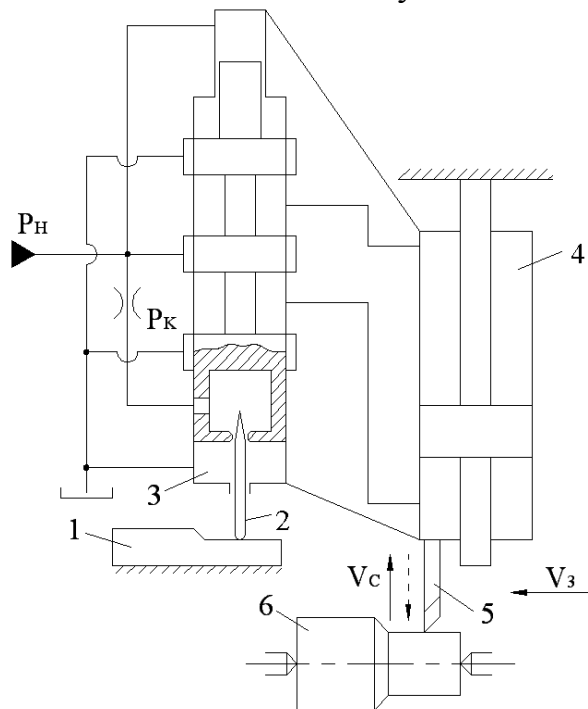
При продольній подачі супорта 12 зі швидкістю \mathcal{V}_3 щуп зміщується у поперечному напрямку згідно з профелем копіра 1 і пересуває заслінку 6 підсилювача потужності 8. Останій сумісно з корпусом гідроциліндра 10 і різальним інструментом рухаються у поперечному напрямку (поперечна подача) зі швидкістю слідкування \mathcal{V}_c .

На рисунку 1.14 розглядається схема копіювального слідкувального гідроприводу з підсилювачем із струминною трубкою.



1 – копiр; 2-струминна трубка; 3 – пружина; 4 – колектор; 5 – гiдроцилиндр; 6 – цуп; 7 – оброблювана деталь; 8 – рiзець
 Рисунок 1.14 – Схема однокаскадного слiдкувального гiдроприводу токарно-копiювального верстату зi струминним пiдсилювачем потужностi

На рисунку 1.15 подана схема копiювального слiдкувального гiдроприводу з голчастим пiдсилювачем потужностi.



1 – копiр; 2 – голка; 3 – двокаскадний голчастий пiдсилювач; 4 – гiдроцилиндр; 5 – рiзець; 6 – оброблювана деталь
 Рисунок 1.15 – Схема двокаскадного копiювального слiдкувального гiдроприводу токарно-копiювального верстату з голчастим пiдсилювачем зi зворотним зв'язком за положенням

1.3.2 Контрольні питання

- 1 Який принцип роботи слідкувального гідроприводу?
- 2 Як розрахувати похибку слідкування гідроприводу з чотирищільним золотником і негативним перекриттям?
- 3 Поясніть методику розрахунків похибки слідкування гідроприводу з чотирищільним золотником і нульовим перекриттям.
- 4 З яких критеріїв класифікуються копіювальні слідкувальні гідроприводи? З'ясуйте перелік і призначення різноманітних гідроприводів.
- 5 Поясніть конструкцію, принцип дії переваги і недоліки однокоординатних безмасштабних копіювальних приводів.
- 6 Які конструкції, принцип дії і область застосування двокаскадних копіювальних слідкувальних гідроприводів?

1.4 Синхронні приводи

Електрогідролічні приводи з цифровим управлінням гідроциліндрів, гідролічні схеми управління гідроциліндрами, принцип їхньої роботи, розрахунок параметрів.

Синхронні і синфазні гідролічні приводи, їхня конструктивна схема, принцип роботи, область застосування, основи проектування приводів.

Зміст теми викладений у літературі: [4, с. 189...210; 5, с.144...147, 181...193; 10, с. 125...126, 132...134].

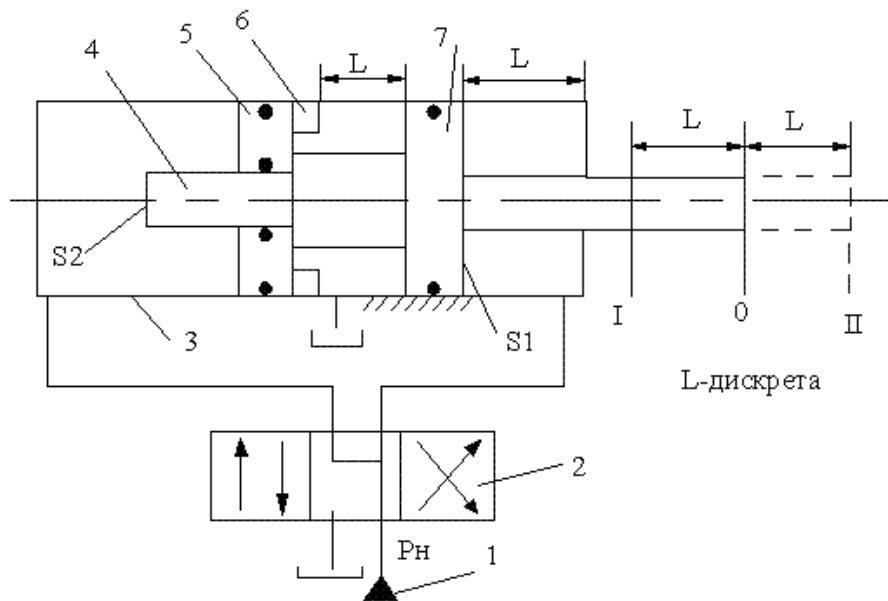
1.4.1 Теоритичні відомості і рекомендації

Для цифрових систем управління обладнанням застосовуються трьохпозиційні гідроциліндри зі ступенчастим штоком і з послідовно розташованими гідроциліндрами, а також багатопозиційні гідроциліндри.

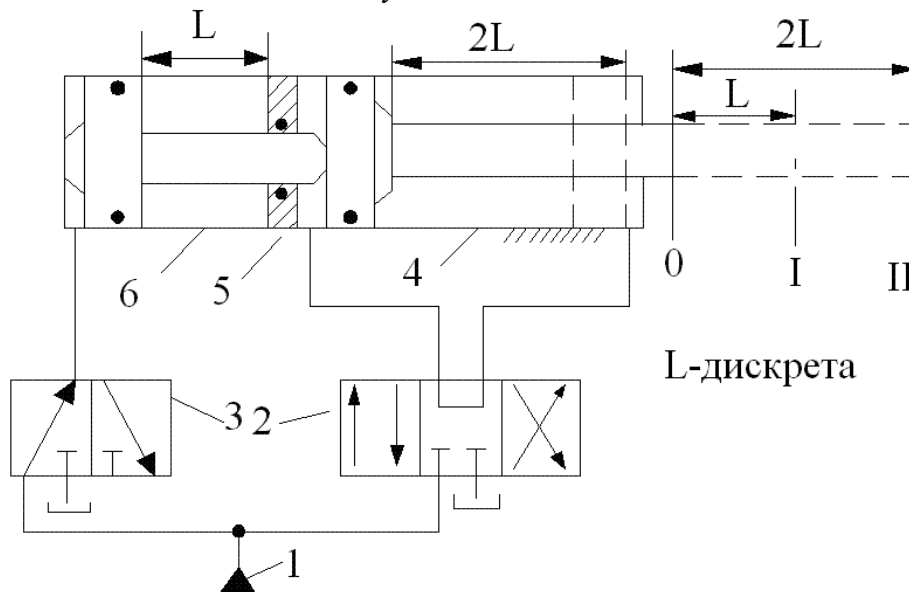
Трьохпозиційний гідроциліндр зі ступенчастим штоком (рис.1.16) може встановлювати за допомогою трьохпозиційного чотирилінейного розподільника 2 шток 4 гідроциліндра 3 у трьох позиціях: *I*, *0* і *II*. При середньому положенні розподільника 2 виконується позиція *0* завдяки тому, що ефективні площі поршнів $S_2 > S_1$.

Гідропривід з послідовно розташованими гідроциліндрами (рис.1.17) складається із послідовно з'єднаних гідроциліндрів 4 і 6.

Гідропривід (рис.1.17) забезпечує три фіксовані положення штоку *I*, *0* і *II*. Гідроциліндр 6 управляється розподільником 3 і пересуває шток на дискрету *L*, а гідроциліндр 4 встановлює шток у положення *0* або *II* у залежності від позиції розподільника 2.



1 – насосна установка; 2 – розподільник трьохпозиційний чотирищільний; 3 – гідроциліндр; 4 – ступенчастий шток; 5 – рухомий поршень; 6 – упор; 7 – поршень зі ступенчастим штоком
Рисунок 1.16 – Схема трьохпозиційного гідроприводу зі ступенчастим штоком



1 – насосна установка; 2 – розподільник трьохпозиційний чотирищільний; 3 – двопозиційний трьохлінійний розподільник; 4 – гідроциліндр; 5 – перегородка (упор); 6 – гідроциліндр
Рисунок 1.17 – Схема гідроприводу з послідовно розташованими гідроциліндрами

У автоматизованому обладненні широко використовується багатопозиційні гідроциліндри, які управляються через розподільники від мікропроцесорної системи управління відповідно програмі, занесеної у

пам'ять управляючого контролера. Використання багатопозиційних циліндрів дозволяє створити цифровий гідропривід (рис.1.18). Дискрета L цифрового гідроприводу (довжина переміщення молодшого розряду) вибирається у залежності від потреб технологічного процесу. Довжина переміщення i -ого поршня цифрового гідроприводу визначається залежністю:

$$L_i = L \cdot 2^{i-1},$$

де i – порядковий номер поршня;

L – дискрета молодшого розряду.

Тоді кількість позицій вихідного штока гідроциліндра розраховується за залежністю:

$$N = 2^n,$$

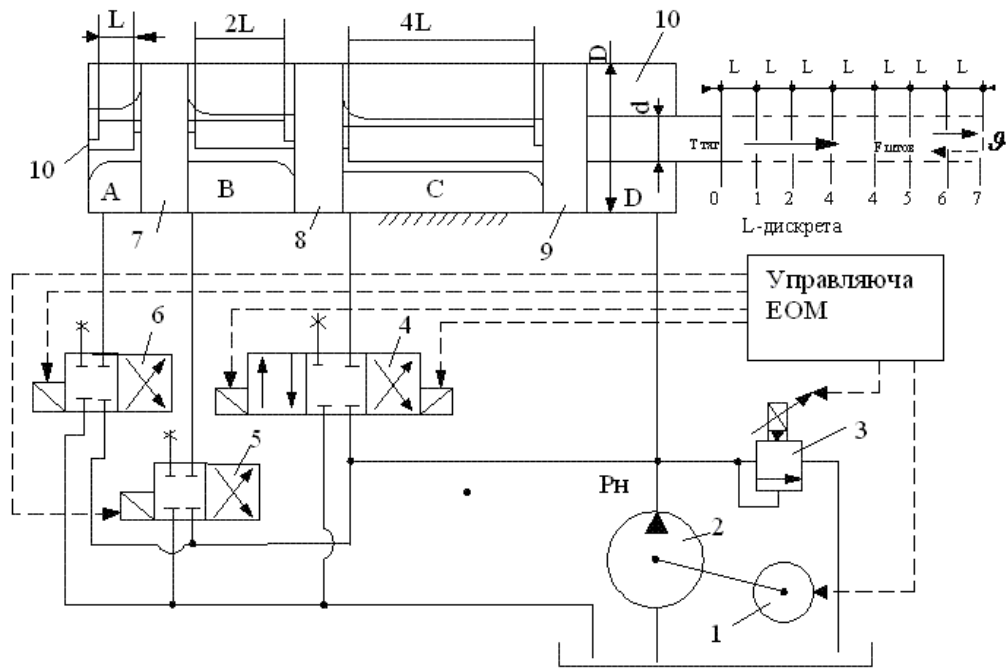
де n – кількість розрядів (поршнів) гідроциліндру.

Наприклад, $n=3$, тоді $N = 2^n = 2^3 = 8$ позицій.

У циліндрі 10 (рис.1.18) послідовно розміщені поршні 7, 8, 9, які мають обмежувачі відносного зміщення. Остані забезпечують довжину ходів поршнів 7, 8 і 9 відповідно L , $2L$ і $4L$.

Хід L являє собою переміщення поршня молодшого розряду від упора до упора. У порожнину D постійно подається тиск P_H , який на виході із насоса встановлюється запобіжним клапаном 3. При відсутності тиску у порожнинах A , B і C під дією тиску P_H на поршень у порожнині D усі поршні 7, 8 і 9 займуть крайнє ліве положення. Якщо порожнини B і C будуть зв'язані зі зливом, а порожнину A буде поданий тиск P_H , то за умовами ефективних площ поршнів $S_A > S_D$ усі поршні зсунуться праворуч на величину дискрети L . При поданні тиску P_H у порожнину B , а порожнини A і C при цьому будуть зв'язані зі зливом, то поршні 8 і 9 зсунуться праворуч на довжину $2L$. Якщо подати тиск P_H у порожнини A і B , а порожнину C з'єднати зі зливом, то поршень 9 переміститься праворуч на довжину $3L$. Таким чином, комбінуючі управлінням розподільників 4, 5, 6 можна отримати вісім позицій штоку циліндру. Задачами проектування цифрового гідроприводу, крім конструкції багатопозиційного гідроциліндра, є створення програми управління розподільниками, що повинні забезпечити операції зливу, подачу тиску P_H й запирання рідини у відповідних порожнинах гідроциліндра.

Із умов рівноваги тягнучого і штокового зусиль ($F_{тяг} = F_{штоков.}$) розраховується необхідний діаметр поршня ідеального гідроциліндра:



1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням; 4, 5 і 6 – розподільники; 7, 8 і 9 – плаваючі поршні; 10 – гідроциліндр

Рисунок 1.18 – Цифровий трьохрозрядний гідропривід з програмним управлінням

$$F_{\text{тяг}} = P_H \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}; \quad F_{\text{штоф}} = P_H \frac{\pi D^2}{4} - P_H \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = P_H \frac{\pi d^2}{4};$$

$$F_{\text{тяг}} = F_{\text{штоф}}; \quad P_H \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = P_H \frac{\pi d^2}{4},$$

звідкіля $D=1,41d$.

При роботі одночасно кількох виконавчих механізмів (гідроциліндрів або гідродвигунів) від одного джерела живлення при дії на виконавчі механізми різноманітних навантажень опору у залежності від призначення технологічного обладнання застосовуються гідравлічні пристрої синхронізації руху робочих органів машини.

Пристрої синхронізації використовуються для забезпечення узгоджених переміщень робочих органів верстатів, пресів, механічних ножиць, формуючих машин, валків прокатних станів та текстильних машин, посадочних щитків та шасі літаків, їхніх закріпків, стояків багатоопорних вантажних платформ, щитів прохідницьких комбайнів, механізмів підйомно-транспортних машин тощо.

Умовою процесу синхронізації є пропорційність переміщень (лінійних переміщень або кутів повороту) виконавчих механізмів на всіх похідних від них за часом.

Цю умову для двох синхронізуючих, наприклад, виконавчих механізмів, можна записати залежністю:

$$L_1 = kL_2,$$

де L_1 і L_2 - лінійні (кутові) переміщення, рух який потрібно синхронізувати;

k - коефіцієнт пропорційності.

У більшості випадків пристрої синхронізації будуються з застосуванням значення $k=1$. У деяких пристроях синхронізації потрібно приймати значення $k \neq 1$. Наприклад, при синхронізації великих переміщень верстата і переміщень індикатора вимірювального приладу приймають коефіцієнт $k=0,1$ (або $k=0,01$) для зменшення шкали приладу.

Визначена рівність у реальній конструкції системи синхронізації може бути реалізована тільки з певним ступенем точності, тобто з певною похибкою δ . Тоді залежність набуде виду:

$$L_1 = kL_2 \pm \delta,$$

де δ - різниця переміщень або кутів повороту синхронізованих виконавчих механізмів.

Звичайно, що в усталеному режимі похибки δ за положенням синхронізованих виконавчих механізмів буде величиною постійною.

$$\delta = (L_1 - kL_2) = const.$$

Гідроприводи синхронізуємі за положенням (переміщенням) називають синфазними (рис.1.19).

Якщо взяти першу похідну за часом із раніше розглянутого рівняння, то будемо мати:

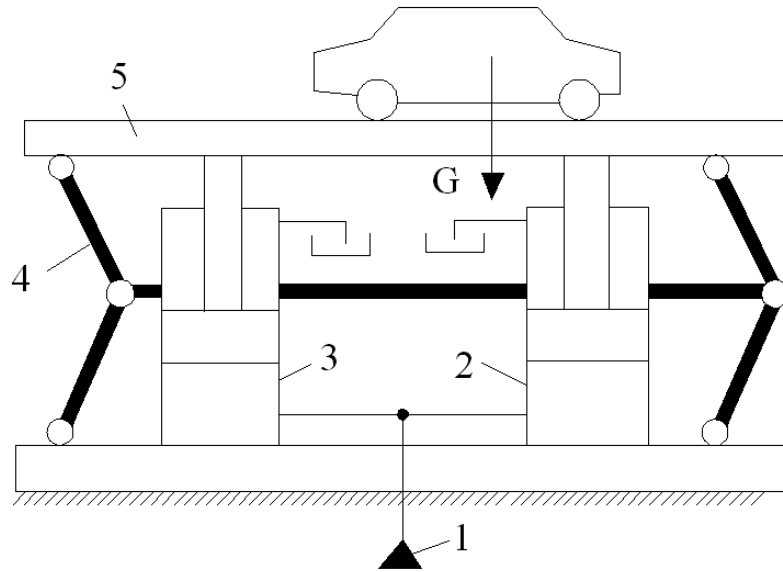
$$\frac{dL_1}{dt} = k \frac{dL_2}{dt} \pm \Delta \vartheta;$$

$$\vartheta_1 = k\vartheta_2 \pm \Delta \vartheta; \quad \dot{\varphi}_1 = k\dot{\varphi}_2 \pm \Delta \dot{\varphi},$$

де ϑ_1 і ϑ_2 - швидкість руху синхронізованих двох гідроциліндрів;

$\dot{\varphi}_1$ і $\dot{\varphi}_2$ - кутова швидкість руху синхронізованих гідродвигунів;

$\Delta\vartheta$ і $\Delta\dot{\varphi}$ - різниця (похибка) відповідно лінійних і кутових швидкостей руху синхронізованих виконавчих механізмів.



1 – насосна установка; 2 і 3 – гідроциліндри; 4 – механічний зворотний зв'язок за положенням; 5 – платформа

Рисунок 1.19 – Схема синфазного гідروприводу з механічним зворотним зв'язком за положенням (синхронного гідроприводу за положенням)

В усталеному режимі похибка за швидкістю $\Delta\vartheta$ буде сталою величиною

$$\Delta\vartheta = (\vartheta_1 - k\vartheta_2) = const.$$

Але похибка за переміщенням δ при синхронізації за швидкістю руху існує.

Після інтегрування рівняння $\Delta\vartheta \cdot t$ будемо мати

$$\delta = \int \Delta\vartheta dt = \Delta\vartheta \cdot t + C.$$

При $t=0$ похибка $\delta = \delta_0$, тоді $C = \delta_0$, тоді рівняння набуде вигляду

$$\delta = \Delta\vartheta t + \delta_0,$$

де δ_0 - похибка синхронізації початкового положення виконавчих механізмів;

t – час процесу синхронізації (переміщення, кута повороту) виконавчих механізмів.

Таким чином, синхронні гідроприводи за швидкістю руху мають сталу похибку за швидкістю $\Delta \vartheta$ ($\Delta \varphi$) і похибку за положенням δ , яка пропорційно накопичується протягом всього часу переміщення.

Синхронні гідроприводи за прискоренням функціонують за рівнянням (перша похідна за швидкістю)

$$\frac{d\vartheta_1}{dt} = k \frac{d\vartheta_2}{dt} \pm \Delta U,$$

$$U_1 = kU_2 \pm \Delta U,$$

де U_1 і U_2 - прискорення двох синхронізованих виконавчих механізмів;

ΔU - похибка прискорення.

У усталеному режимі синхронні приводи за прискоренням мають сталу похибку за прискоренням ΔU , тобто

$$\Delta U = (U_1 - kU_2) = const.$$

Якщо проінтегрувати отримані рівняння один раз, то будемо мати залежність похибки $\Delta \vartheta$ від часу переміщення. При другому інтегруванні рівняння будемо мати залежність похибки за положенням δ від часу переміщення, а саме:

$$\delta = \int \Delta \vartheta dt = \iint \Delta U dt = \frac{1}{2} \Delta U \cdot t^2 + \Delta \vartheta_0 t + \delta_0.$$

Таким чином при синхронізації за прискоренням протягом всього часу переміщення накопичується похибка за швидкістю $\Delta \vartheta_0 \cdot t$, а похибка за переміщенням збільшується дуже швидко, оскільки вона пропорційна квадрату часу переміщення виконавчих механізмів $\frac{1}{2} \Delta U \cdot t^2$.

Для синхронних гідроприводів, які застосовуються у обладнанні технологічних процесів, головним параметром є залежність похибки синхронізації за положенням від часу (довжини) переміщення, оскільки в кінцевому підсумку він визначає придатність гідроприводу для практичного використання.

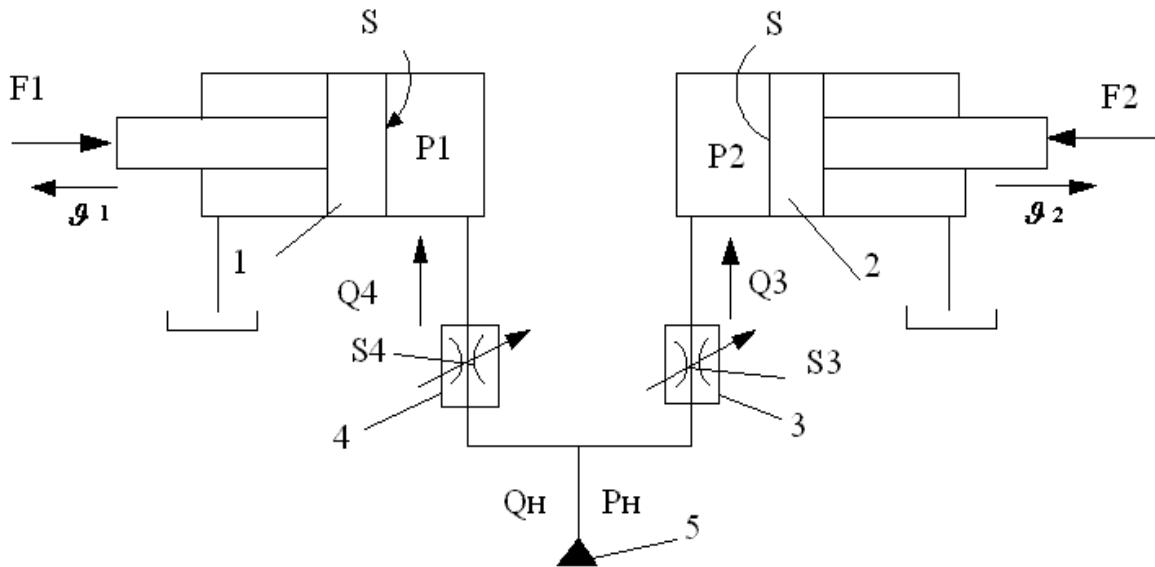
У синфазних гідроприводах похибка синхронізації за положенням є постійною величиною, у синхронних за швидкістю вона змінюється за лінійним законом, а у синхронних за прискоренням – за параболічним законом.

Тому у обладнанні технологічних процесів широке застосування набули синфазні гідроприводи зі зворотним зв'язком (синхронні за

положенням) і синхронні приводи за швидкістю, оскільки вони дозволяють одержати похибку синхронізації за положенням, ще не виходить за наперед припустиму межу.

Розглянемо синхронні гідроприводи за швидкістю руху. Вони бувають дросельного і об'ємного типу.

У дросельних синхронних приводах за швидкістю руху синхронізація досягається регулюванням витрати рідини за допомогою зміни прохідної площі дроселів (рис.1.20).



1 і 2 – гідроциліндри; 3 і 4 – регульовані дроселі; 5 – насосна установка

Рисунок 1.20 – Схема синхронізації за швидкістю руху двох виконавчих механізмів з використанням дроселів

Швидкість руху штоків гідроциліндрів 1 і 2 (рис.1.20) будуть однакові, коли будуть однакові витрати рідини, які надходять до гідроциліндрів, тобто:

$$g_1 = g_2 = \frac{Q_3}{S} = \frac{Q_4}{S},$$

де Q_3 і Q_4 - витрати рідини через дроселі 3 і 4;

S – ефективна площа поршнів гідроциліндрів.

Витрати рідини через регульовані дроселі визначаються:

$$Q_3 = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_2)} = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_2)};$$

$$Q_4 = \mu S_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_1)} = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_1)},$$

де μ - коефіцієнт витрати;

S_3 і S_4 - прохідні площі дроселів;

P_1 - тиск рідини у порожнині гідроциліндру 1, $P_1 = \frac{F_1}{S}$;

P_2 - тиск рідини у порожнині гідроциліндру 2, $P_2 = \frac{F_2}{S}$;

F_1 і F_2 - зусилля опору, які діють на штоки гідроциліндрів.

Тоді, за умовами того, що витрати рідини повинні бути однакові рівняння набудуть вигляду:

$$Q_3 = Q_4;$$

$$\mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - \frac{F_2}{S})} = \mu S_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - \frac{F_1}{S})};$$

$$S_3 \sqrt{(P_H - \frac{F_2}{S})} = S_4 \sqrt{(P_H - \frac{F_1}{S})}.$$

Відношення прохідних площ дроселів

$$\frac{S_3}{S_4} = \frac{\sqrt{P_H - \frac{F_1}{S}}}{\sqrt{P_H - \frac{F_2}{S}}}.$$

Таким чином, від величини зусиль F_1 і F_2 повинні бути отрегульовані прохідні площі дроселів S_3 і S_4 для забезпечення синхронної швидкості руху штоків гідроциліндрів. Аналіз залежностей показує, що прохідні площі дроселів S_3 і S_4 будуть залишатись стабільними, якщо будуть однакові значення зусиль F_1 і F_2 . Ця обставина є недоліком такого приводу і обмежує обсяг його використання.

У приводах, навантаження опору яких перемінні доцільно застосовувати дросельні ділянки потоку, які мають два постійних дроселя і дві регульовані прохідні щілини (рис.1.21).

За умовами різниці тисків ($P_1 > P_2$) золотник 3 зміщується праворуч. Це приводить до підвищення прохідної площі лівої щілини і відповідно до зменшення втрат тиску ΔP_1 , а також зменшенню прохідної площі правої

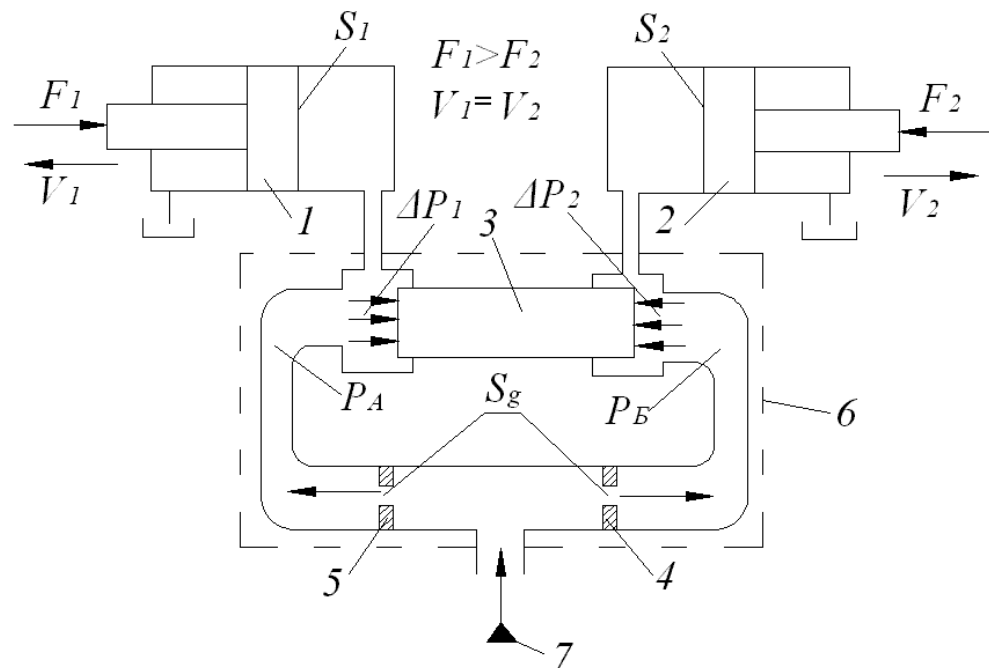
щілини і відповідно до підвищення втрат тиску ΔP_2 . Таким чином тиски у плечах гідравлічного мосту визначаються:

$$P_A = P_1 + \Delta P_1,$$

$$P_B = P_2 + \Delta P_2.$$

Золотник 3 буде рухатися праворуч до виконання рівняння $P_A = P_B$, тобто:

$$P_1 + \Delta P_1 = P_2 + \Delta P_2 = P_A = P_B.$$



1 і 2 – гідроциліндри; 3 – плаваючий золотник; 4 і 5 – постійні дроселі з однакою прохідною площею S_δ ; 6 – дроселюючий дільник потоку; 7 – насосна установка

Рисунок 1.21 – Схема синхронізації за швидкістю руху двох виконавчих механізмів з дроселюючим дільником потоку

За умовами того, що постійні дроселі 4 і 5 мають однакові геометричні розміри і на їх вхід подається тиск P_H витрати рідини через дроселі 4 і 5 будуть однакові і дорівнюватимуть половині витрати (продуктивності) насоса 7, а саме:

$$Q_A = \mu S_\delta \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_A)} = Q_B = \mu S_\delta \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_B)} = \frac{Q_H}{2}.$$

Таким чином швидкість руху штоків гідроциліндрів 1 і 2 будуть однакові і визначаться:

$$g_1 = \frac{Q_A}{S} = g_2 = \frac{Q_B}{S} = \frac{Q_H}{2S}.$$

Дроселюючий дільник потоку 6 автоматично забезпечує постійну швидкість руху двох виконавчих механізмів при різноманітних значеннях зусиль опору F_1 і F_2 у період процесу синхронізації за залежністю:

$$P_1 + \Delta P_1 = P_2 + \Delta P_2 = const.$$

Промисловість виготовляє дроселюючі дільники потоку, характеристики яких розглядаються у таблиці 1.7.

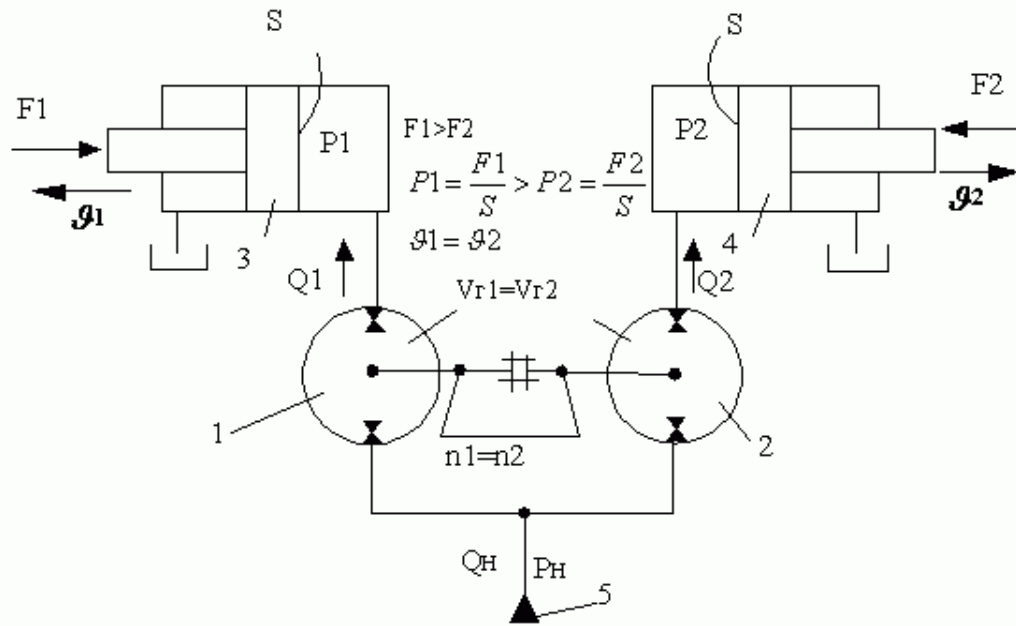
Таблиця 1.7 – Технічні характеристики дроселюючих дільників потоку

Параметри	КД-12/20 КДК12/20	КД-20/20 КДК20/20	КД-32/20 КДК32/20
Умовний діаметр D_y , мм	12	20	32
Витрата рідини на вході (максимальна), $\frac{м^3}{с}$	$4,14 \cdot 10^{-4}$	$13,3 \cdot 10^{-4}$	$26,8 \cdot 10^{-4}$
Тиск, МПа:			
-номінальний	20	20	20
-максимальний	22	22	22
Похибка ділення не більше, %	1	1	1
Маса, кг:			
- КД	4,6	7,6	15
-КДК	7,4	9,4	23,6

Примітка. Дільники потоку типу КДК по рівнянню з дільниками типу КД мають і зворотні клапани.

У синхронних приводах за швидкістю руху об'ємного типу синхронізація досягається незалежними об'ємним дозуванням рідини (наприклад, за допомогою дозаторів обертання).

На рисунку 1.22 зображена схема синхронізації швидкості руху двох виконавчих механізмів, у якій в якості дозаторів використовується два однакові по технічним характеристикам мотор-насоси.



1 і 2 – мотор-насоси (дозатори); 3 і 4 – гідроциліндри; 5 – насосна установка

Рисунок 1.22 – Схема синхронізації за допомогою об'ємних дозаторів обертання

За умовами того, що робочі об'єми дозаторів 1 і 2 (рис.1.22) однакові, а їх ротори обертаються з однаковою частотою витрати рідини Q_1 і Q_2 будуть також однакові що поділить продуктивність насоса Q_H на 2, а саме:

$$Q_1 = V_{r1} n_1 \eta_0 = Q_2 = V_{r2} n_2 \eta_0 = \frac{Q_H}{2}.$$

Швидкість руху штоків гідроциліндрів будуть однакові:

$$g_1 = \frac{Q_1}{S} = g_2 = \frac{Q_1}{S} = \frac{Q_H}{2S},$$

де S – ефективна площа поршнів гідроциліндрів.

Синхронізатори об'ємного типу дозволяють синхронізувати швидкість руху виконавчих механізмів (гідроциліндрів і гідродвигунів) при значно більшій різниці навантаження опорів. Наприклад, нехай буде $1,5P_1$ і $0,5P_2$, тоді дозатор 2 буде функціонувати у режимі гідродвигуна, а дозатор 1 – у режимі насоса. Дозатори 1 і 2 являють собою мотор-насоси, які мають високі значення об'ємного і механічного ККД і однакові технічні характеристики.

1.4.2 Контрольні питання

1 Які типи цифрових гідроприводів зстосовуються у автоматичному обладнанні?

2 З'ясуйте конструкцію і принцип дії трьохпозиційних гідроприводів?

3 Який принцип дії багатопозиційних гідроприводів?

4 З'ясуйте конструкцію і принцип дії 8-розрядного цифрового гідроприводу.

5 Які залежності використовуються для розрахунків похибки синхронізації за положенням, швидкістю і прискоренню?

6 Який принцип дії синфазних гідроприводів?

7 Яка конструкція і принцип дії синхронних гідроприводів за швидкістю з використанням дроселей?

8 З'ясуйте конструкцію і принцип дії синхронних гідроприводів за швидкістю за допомогою об'ємних дозаторів.

1.5 Слідкувальні гідроприводи дискретної дії

Класифікація електрогідравлічних (електропневматичних) слідкувальних приводів з дискретним регулюванням. Структурні схеми типових розімкнутих і замкнутих приводів. Переваги і недоліки дискретного способу регулювання. Різновиди дискретного регулювання.

Гідро (пнеumo) апаратура дискретної дії: електрогідравлічні (електропневматичні) підсилювачі потужності; гідро (пнеumo) двигуни поступальної та обертальної дії. Конструктивні схеми, принцип дії, область застосування, особливості робочого процесу і управління дискретними виконавчими механізмами.

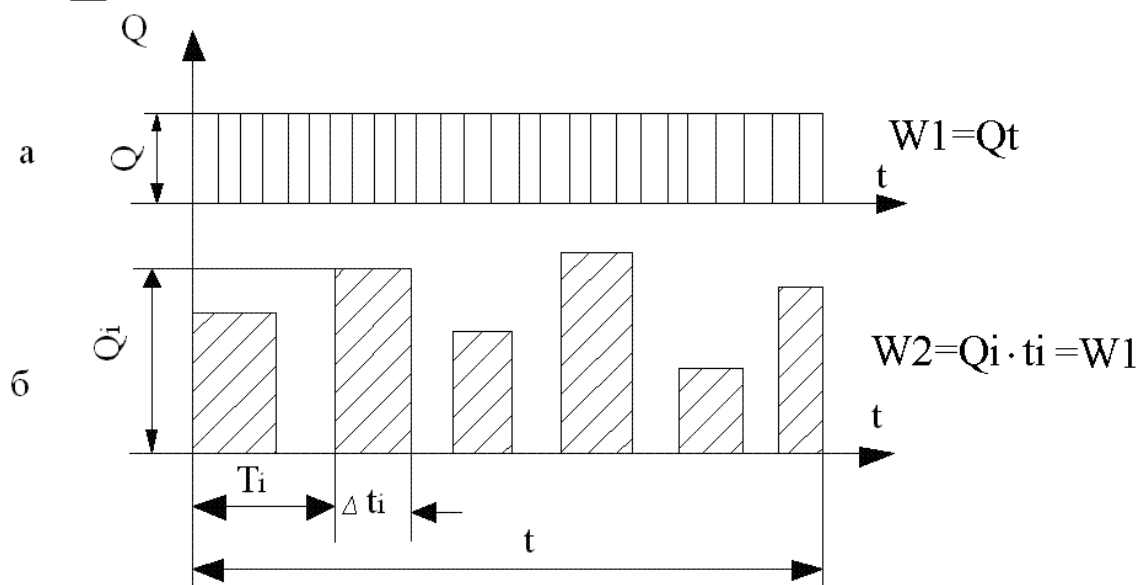
Зміст теми викладений у літературі: [2; 10, с. 128...132].

1.5.1 Теоретичні відомості і рекомендації

Дискретне (імпульсне) регулювання являє собою спосіб, при якому зміна швидкості руху виконавчого механізму гідро (пнеumo) приводу одержується зміною параметрів послідовності прямокутних імпульсів витрати робочого середовища.

При подачі до виконавчого механізму приводу для забезпечення відповідної його швидкості за час t витрати Q через виконавчий механізм поїде об'єм рідини $W_1 = Qt$ (рис.1.23). Якщо цей об'єм рідини розділити на порції і кожен порцію подавати за час Δt_i протягом циклу t , то тоді

швидкість руху виконавчого механізму залишиться колишньою, тому що $W_2 = \sum Q_i \Delta t_i = W_1$.



a – безупинний (аналоговий) спосіб; б – дискретний (імпульсний) спосіб

Рисунок 1.23 – Графік переходу від безупинного до імпульсного способу регулювання швидкості руху виконавчого механізму приводу

У залежності від того, який з параметрів обраний як регульований імпульсне регулювання швидкості руху виконавчого механізму може бути з амплітудно-, широтно- і з частотно-імпульсним модуляціями (рис.1.24).

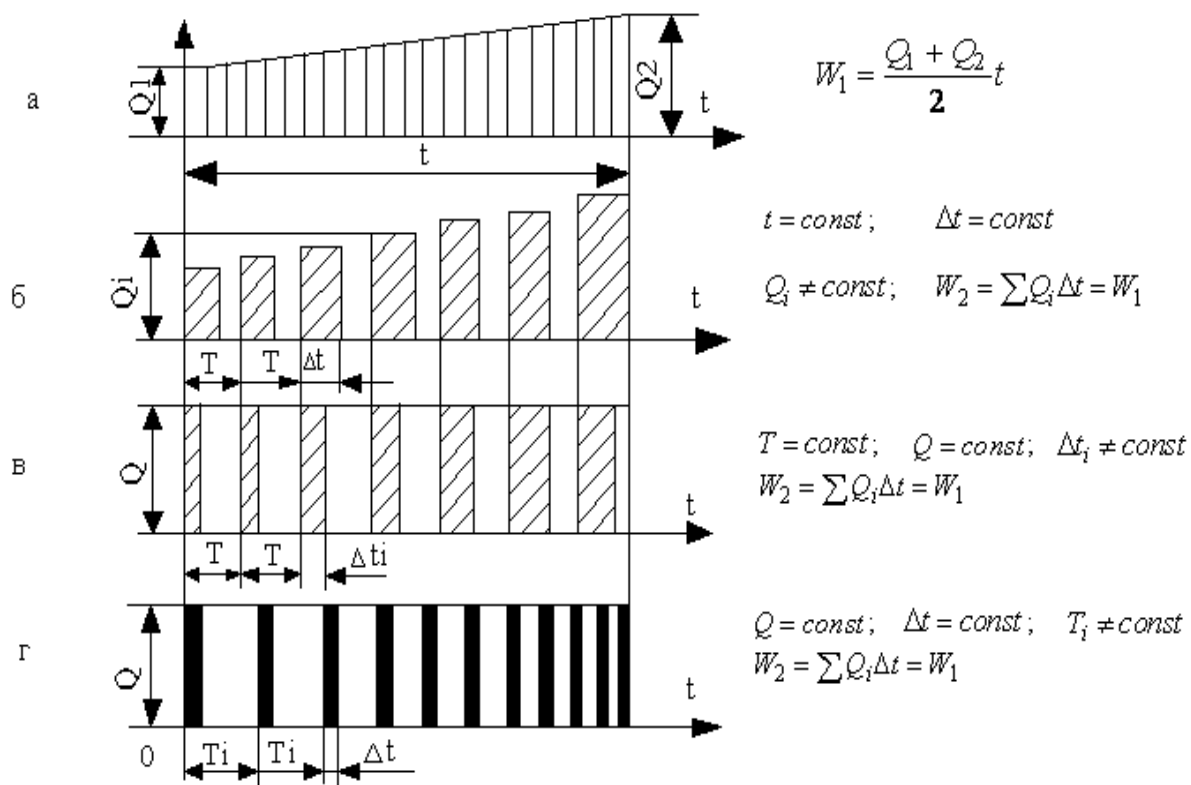
Якщо квантування об'єму робочого середовища, що надходить до виконавчого механізму приводу, виробляється одночасно як за часом, так і за рівнем витрати, то одержують цифрове регулювання швидкості руху виконавчого механізму приводу (амплітудно-частотне регулювання).

На рисунку 1.25 подана класифікаційна схема дискретних гідроприводів.

Дискретний спосіб регулювання дозволяє більш чітко вирішувати різні технічні задачі. Простота режиму роботи «включене-виключене» дозволяє в принципі використовувати як дискретний підсилювач, або будь-який розподільник з електричним управлінням. Однак таке рішення не є доцільним, тому що підсилювач загальнопромислового типу інерційний.

Тому електрогідролічний дискретний підсилювач повинний відповідати головній вимозі – максимальній швидкодії на переміщенні достатньому для насичення виконавчого механізму приводу за витратою.

У порівнянні з аналоговим слідкувальним приводом (системою), дискретна набагато простіша і економічна, тому що відсутні такі ланки, як пристрій порівняння, підсилювач і т.д.



а – аналогове регулювання; б – амплітудно-імпульсне регулювання; в – широтно-імпульсне регулювання; г – частотно-імпульсне регулювання

Рисунок 1.24 – Графічне зображення різновидів імпульсного (дискретного) способу регулювання

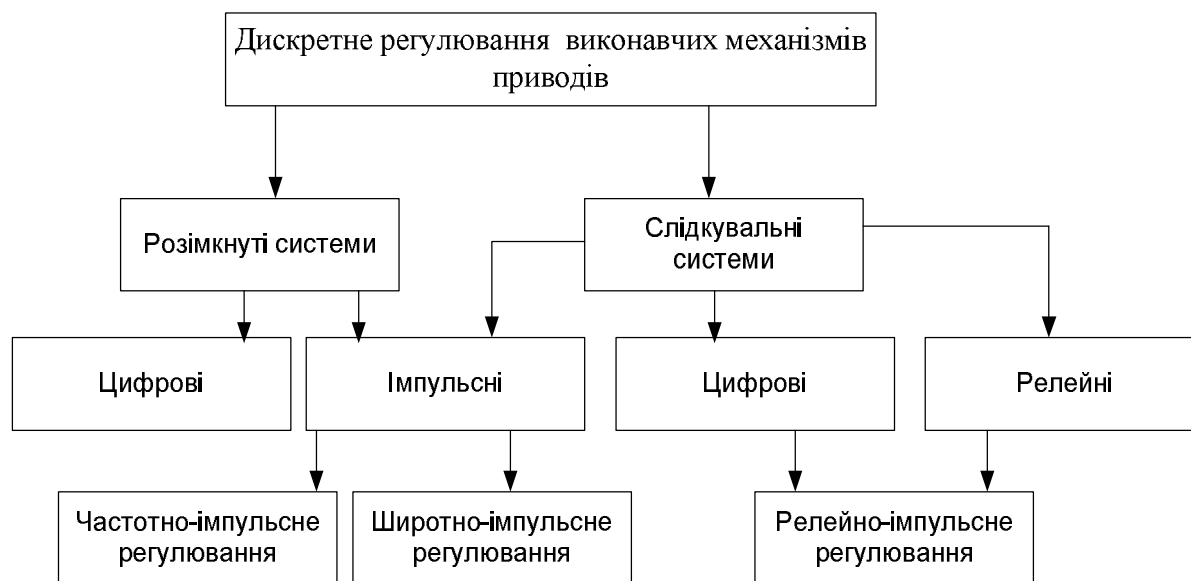
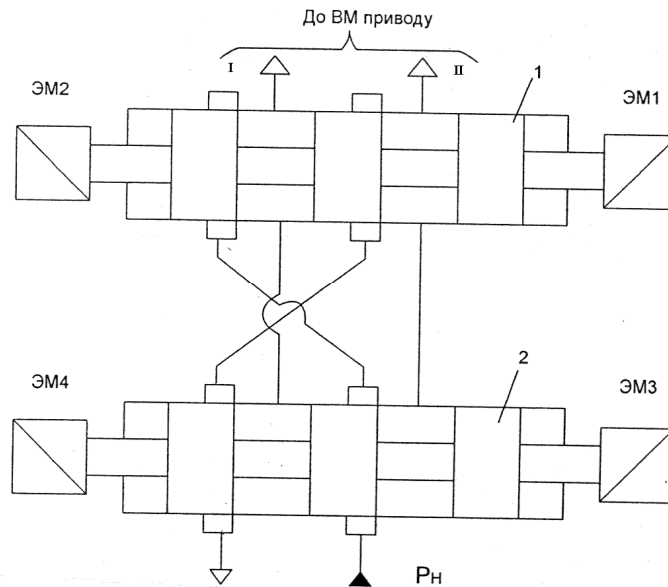


Рисунок 1.25 – Класифікаційна схема дискретних гідроприводів

Недоліком електрогідравлічних дискретних приводів є наявність коливального процесу на виході виконавчого механізму.

Електрогідравлічні дискретні підсилювачі виготовляються різних типів і з декількома системами управління. Найпростіший електрогідравлічний дискретний підсилювач (рис.1.26) складається із двох двопозиційних золотників, один із яких задає рух виконавчого механізму приводу уздовж позитивної координати I, а другий золотник – уздовж негативної координати II.

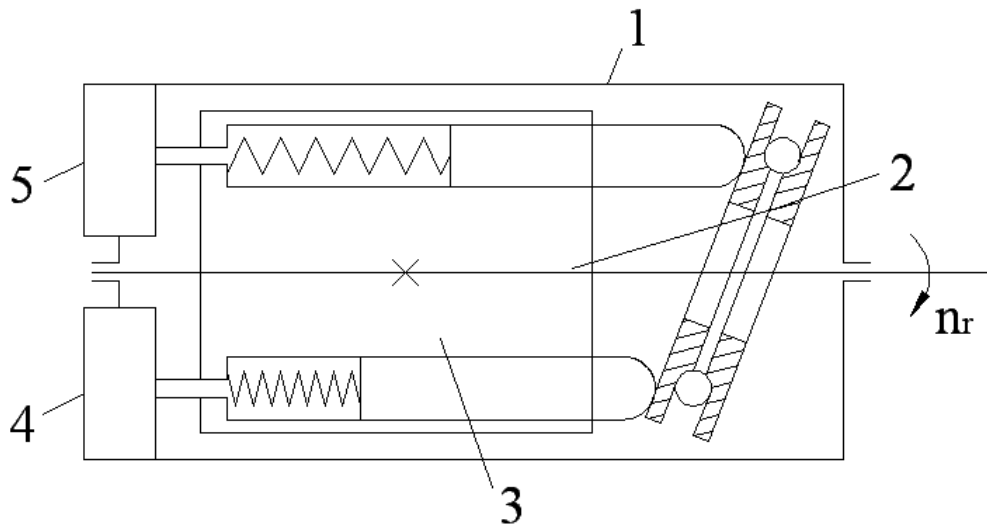


1 – золотник позитивної координати; 2 – золотник негативної координати

Рисунок 1.26 – Схема електрогідравлічного дискретного підсилювача

У дискретних гідроприводах застосовуються як аналогові гідроциліндри, так і крокові гідродвигуни. Крокові гідроциліндри і крокові гідродвигуни застосовуються, у основному, у розімкнутих гідроприводах. Аналогові виконавчі механізми мають низькі частотні можливості (частота менше 100 Гц). Крокові гідродвигуни функціонують у режимі частотно-імпульсного регулювання. На рисунку 1.27 розглядається схема крокового гідродвигуна аксіально-поршневого типу.

Кроковий гідродвигун (рис.1.27) складається із аксіально-поршневого гідродвигуна звичайної конструкції, але він немає торцевого розподільника. Замість нього використовуються обертальні золотники крокового типу 4 і 5. При обертанні золотник з'єднує один із виводів 5 діаметрально розташованих пари циліндрів 3 тиском нагнетання, а другий 4 – зі зливом і далі послідовно від однієї пари циліндрів до наступної пари. Швидкість обертання ротора гідродвигуна залежить від частоти управляючих імпульсів (швидкості обертання золотника). Кут поворота



*1 – корпус; 2 – шайба; 3 – ротор; 4 і 5 обертаючі золотники
Рисунок 1.27 – Гідравлічний кроковий аксально-поршневий двигун*

ротора гідродвигуна при подані одного управляючого імпульсу визначається:

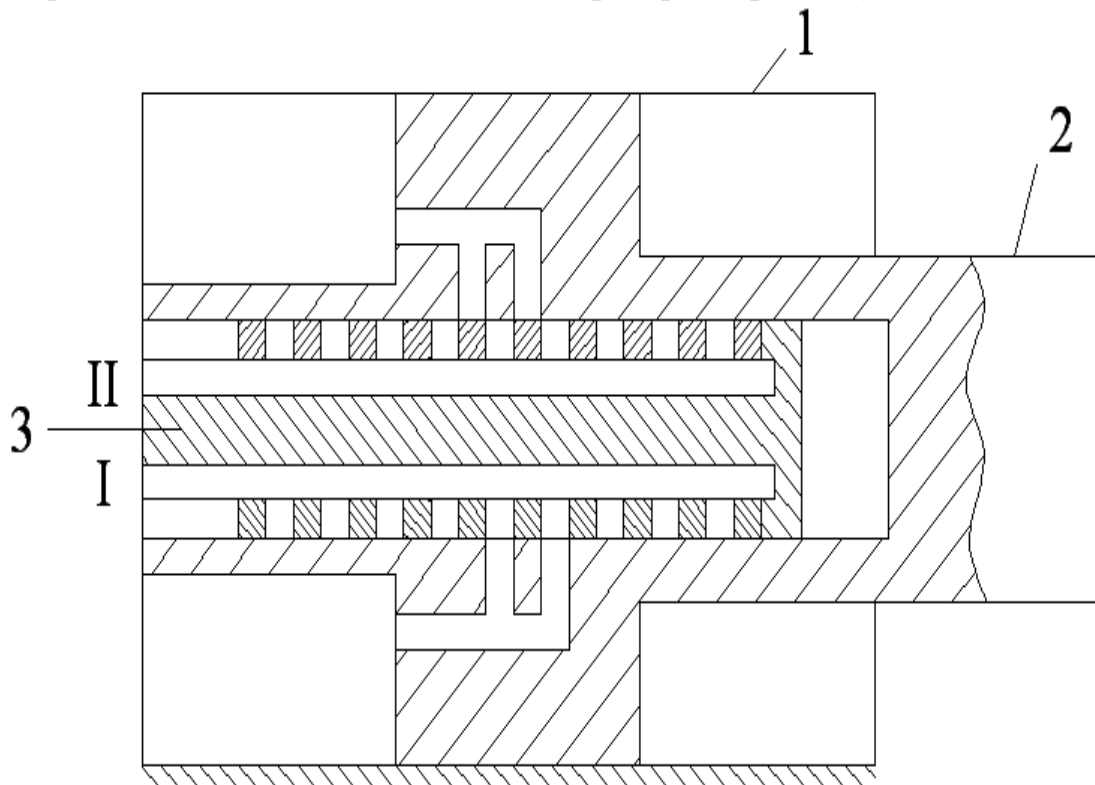
$$\alpha = \frac{360^\circ}{n},$$

де n – кількість циліндрів (поршнів) ротора.

На рисунку 1.28 подана схема крокового гідроциліндра поступальної дії. Якщо канал нерухомого колектора I з'єднати з нагнетальним трубопроводом, а канал II зі зливним трубопроводом, то поршень почне рухатися праворуч доки не перекриються радіальні отвори колектора, які з'єднують порожнини циліндра з каналами I і II . При цьому поршень зробить один крок, який дорівнюється величині діаметру радіального отвору колектора. Якщо потім з'єднати з нагнетальним трубопроводом канал II , а канал I зі зливом, то поршень зсунеться на другий крок.

На рисунку 1.29 зображена схема електрогідравлічного розімкнутого дискретного приводу. Хід кожного золотника достатній (1 мм і більш), щоб забезпечити при включенні режим насичення по витраті. Золотники управляються швидкодіючими електромагнітами, що працюють у різко форсованому режимі. У нормальному положенні обидві робочі щілини кожного золотника перекриті. При цьому магістралі, що підводять рідину до виконавчого механізму, замкнені. При подачі від системи управління імпульсу золотник 6 за час $0,001c$ перекидається в крайнє ліве положення і відкриває щілини. Напірна магістраль I позитивного напрямку гідродвигуна виявляється підключеною до насоса, а зливна магістраль II з'єднується з баком. Величина відкриття робочих щілин достатня, щоб одержати режим насичення по витраті. Після подачі від системи управління другого імпульсу золотник 6 повертається за час $0,001c$ у

середнє положення. При зміні знакоуправляючого сигналу працює аналогічно золотник 7 і при цьому магістраль I з'єднується з баком, а магістраль II з насосом, що забезпечить реверс гідродвигуна.

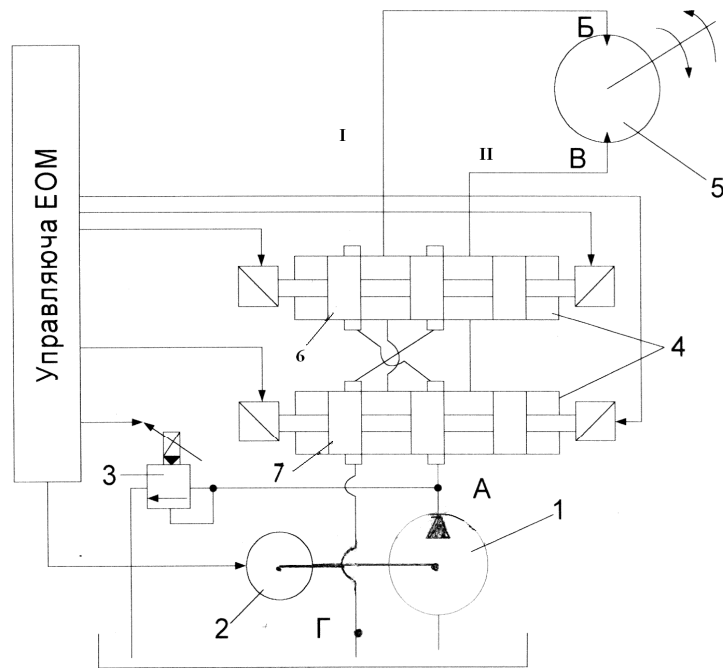


1 – корпус циліндра; 2 – поршень зі штоком; 3 – нерухомий колектор

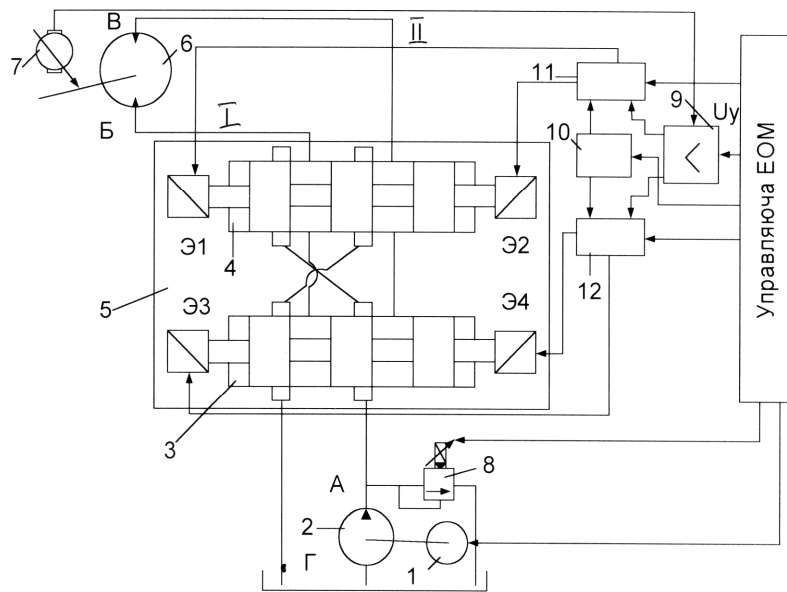
Рисунок 1.28 – Схема гідравлічного шагового гідрациліндра поступальної дії

Розглянутий вище привід дозволяє здійснити широтно-імпульсне і частотно-імпульсне регулювання при постійному тиску на виході з насоса.

Слідкувальний електрогідравлічний дискретний гідропривід із широтно-імпульсним регулюванням (рис.1.30) має зворотний зв'язок по швидкості руху.



1 – насос; 2 – електродвигун; 3 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням; 4 – дискретний підсилювач; 5 – гідродвигун; 6 і 7 – золотники підсилювача
 Рисунок 1.29 – Гідросхема розімкнутого дискретного гідроприводу



1 – електродвигун; 2 – насос; 3 і 4 – золотники підсилювача; 5 – виконавчий механізм (гідродвигун чи гідроциліндр); 6 – тахогенератор; 7 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням; 8 – підсилювач; 9 – генератор; 10 – генератор; 11 і 12 – блоки форсированого переключення електромагнітів
 Рисунок 1.30 – Гідросхема слідкувального дискретного гідроприводу з широтно-імпульсним регулюванням

1.5.2 Контрольні питання

1 Які функціональні можливості, переваги і недоліки дискретного способу регулювання?

2 З'ясуйте схему і принцип дії електрогідравлічного підсилювача.

3 З'ясуйте схему і принцип дії крокових виконавчих механізмів, а також область застосування.

4 Як улаштований і яким чином функціонує розімкнутий дискретний гідропривід?

5 Як функціонує дискретний слідкувальний гідропривід?

1.6 Типові пневмоприводи

Загальні відомості з об'ємного пневматичного приводу.

Типові функціональні схеми управління виконавчим механізмом: з контролем по тиску; зупинки виконавчого механізму у проміжному положенні; з контролем по витремі часу; з регулюванням швидкості руху виконавчого механізму; з контролем по кінцевому положенню.

Зміст теми викладений у літературі: [4, с. 211...216; 5, с. 267...276; 9, с. 5...14, 93...99; 10, с. 65...76; 14, с. 8...10].

1.6.1 Типові теоретичні відомості і рекомендації

Пневматичними пристроями (приводи, системи) називають такі пристрої, в яких у якості робочого середовища (енергоносія) використовується повітря.

У залежності від виду енергії, що використовується при функціонуванні пристрою, їх поділяють :

- динамічні, які функціонують на підставі використання кінетичної енергії повітря;

- об'ємні, у яких використовується потенційна енергія повітря.

Об'ємним пневмоприводом називають сукупність елементів і пристроїв, за допомогою яких потенційна енергія стиснутого повітря перетворюється в механічну роботу, виконувану виконавчим механізмом (рис.1.31). У якості джерела живлення використовується поршневі або відцентровані компресори 1, які виготовляють стиснуте повітря з надлишковим тиском наступних рівнів:

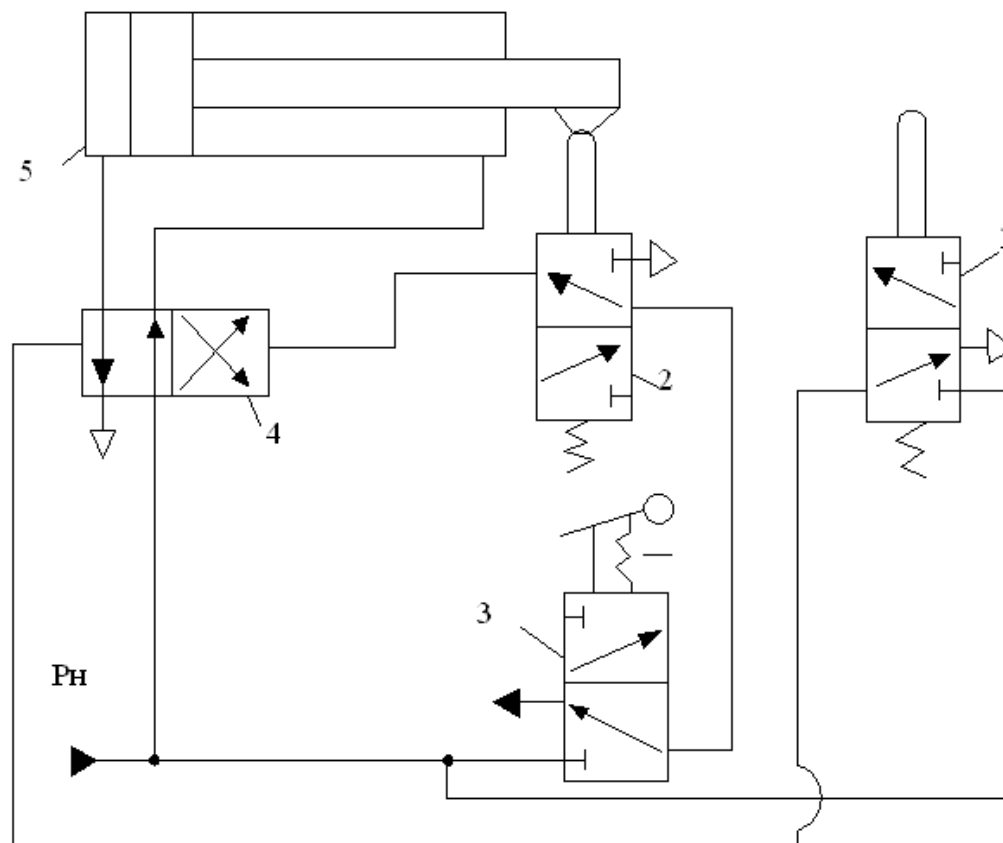
- високий, 0,25...1,4 МПа;
- середній 0,1...0,25 МПа;
- низький 0,001...0,1 МПа.

У приводі застосовуються пристрої, які виконують відповідні функції. Фільтр-влаговідділювач 2 очищує повітря від механічних

Розглянемо пневмосхеми основних типових конструкцій пневматичних приводів:

1 Пневмопривід з управлінням по кінцевому положенню (рис.1.32).

Для забезпечення автоматичного управління пневмоциліндром застосовують два кінцевих вимикателя 1 і 2.

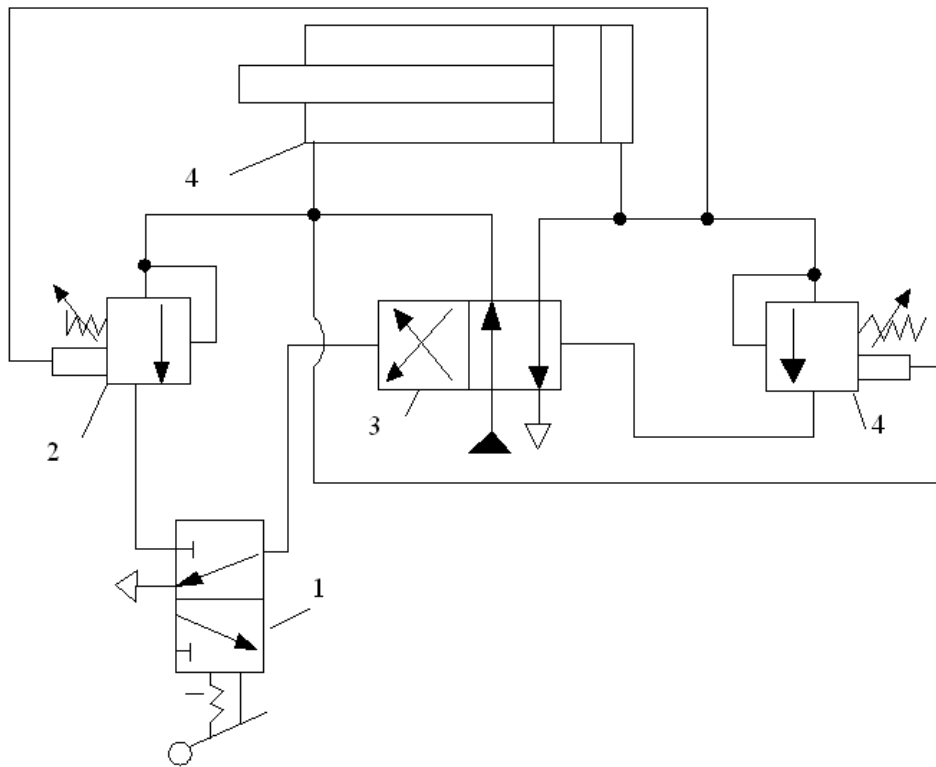


1, 2 і 3 – трьохлінейні двоохпозиційні розподільники; 4 – чотирьолінейний двоохпозиційний розподільник; 5 – пневмоциліндр
Рисунок 1.32 – Схема автоматичного управління пневмоциліндром за кінцевим положенням шляхом подачі тиску

Переключення головного розподільника 4 здійснюється при поданні тиску до торцю розподільника від кінцевих вимикателів 1 і 2. Цикл функціонування пневмоциліндра 5 буде повторюватися доки буде включений розподільник (тумблер) 3.

2 Управління пневмоприводом з контролем по тиску.

У випадках, коли неможливо встановити кінцеві вимикателі, а потрібно контролювати зусилля, яке створюється у кінці ходу штока пневмоциліндра застосовують схеми пневмоприводу за тиском (рис.1.33). У таких схемах використовуються клапани послідовності 2 і 4.



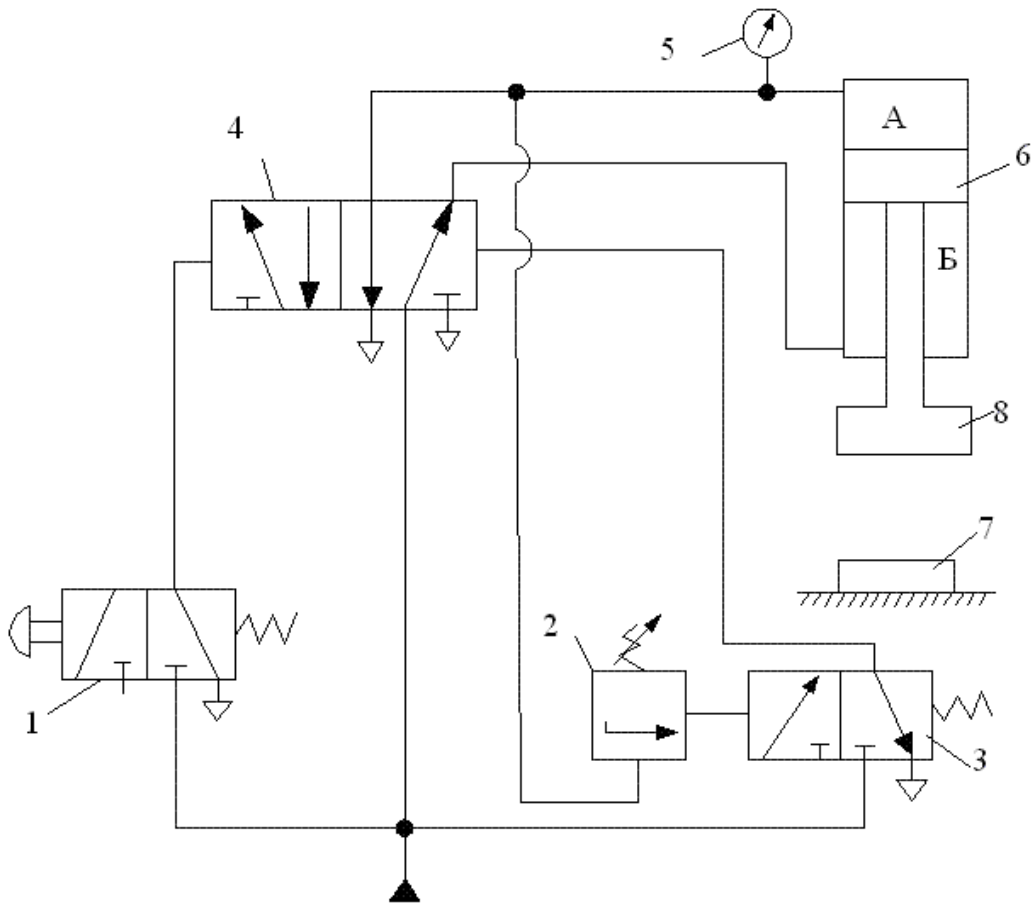
1 – трьохлінейний двохпозиційний розподільник (тумблер); 2 і 4 – клапани послідовності; 3 – чотирилінейний двохпозиційний розподільник; 4 – пневмоциліндр

Рисунок 1.33 – Схема автоматичного управління пневмоциліндром за допомогою клапанів послідовності

Клапани послідовності 2 і 4 видають сигнал на переключення розподільника 3 при включеному тумблеру 1 тільки при досягненні у наповнюємій порожнині пневмоциліндра величини тиску, яка є достатньою для переключення клапана послідовності. У цієї схемі використовуються клапани послідовності диференціального типу, тому порожнини клапану підключені до двох порожнин пневмоциліндру і це дає змогу стабілізувати процес зсуву поршня у початковий період. Таким чином клапани послідовності рекомендується настрювати на величину максимального тиску.

На рисунку 1.34 розглядається схема управління пневмоциліндром у кінцевий період штамповки з контролем тиску.

Штамп 8 рухається за допомогою пневмоциліндра 6 униз при натиску на кнопку 1, що переключає розподільник 4 і з'єднує порожнину А з тиском нагнетання. Повертання штампа 8 у початковий верхній стан відбувається автоматично при досягненні у порожнині А пневмоциліндру заданого клапаном послідовності 2 тиску, тому що розподільник 3 під дією цього тиску переключається у другий стан. Це з'єднує торцеву порожнину розподільника 4 з тиском джерела живлення, у результаті чого розподільник 4 переключається і з'єднує порожнину Б пневмоциліндра 3 джерелом живлення приводу.



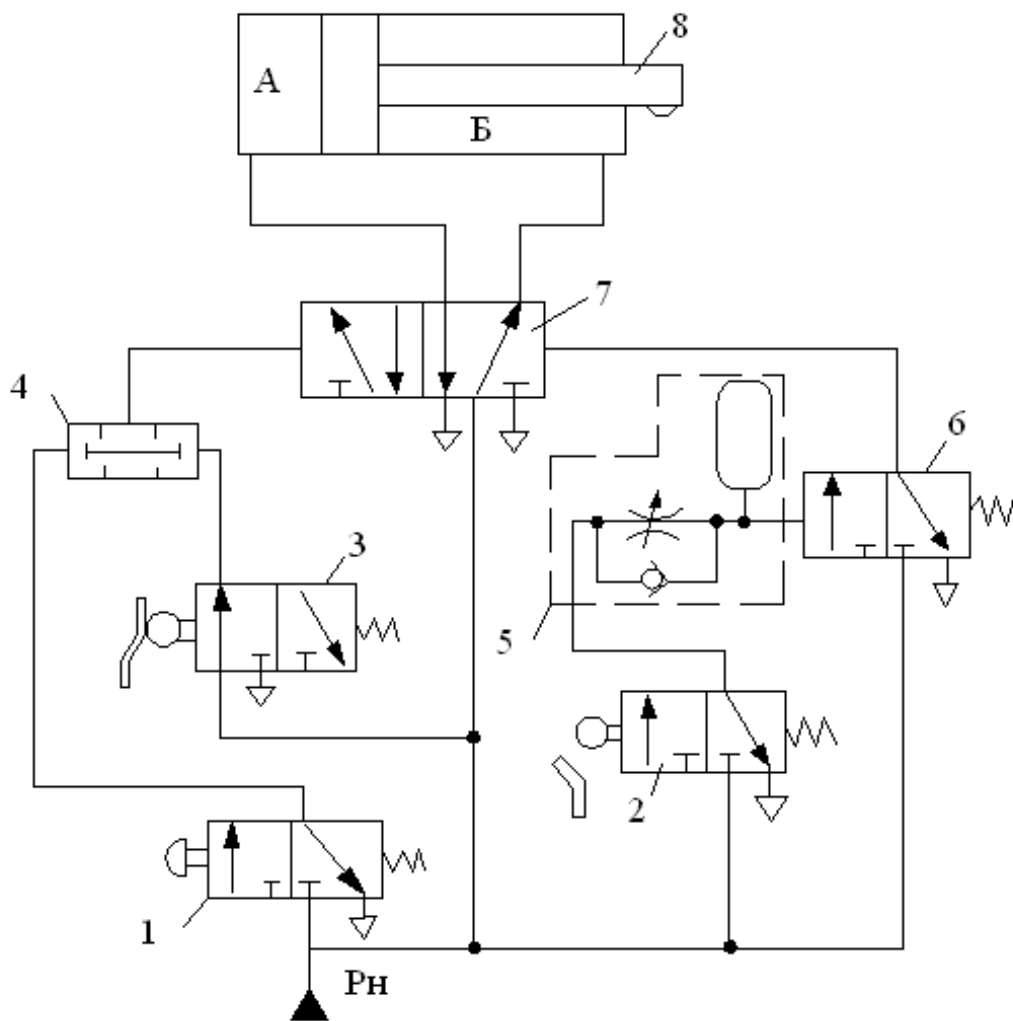
1 – трьохлінійний двоохпозиційний розподільник (кнопка); 2 – клапан послідовності; 3 – трьохлінійний двоохпозиційний розподільник; 4 – п'ятилінійний двоохпозиційний розподільник; 5 – манометр; 6 – пневмоциліндр; 7 – штампувальна деталь; 8 – штамп
 Рисунок 1.34 – Схема управління пневмоциліндром у період штамповки з контролем за тиском

3 Управління пневмоциліндром з витратою часу.

Реалізація витримки часу у кінцевих положеннях штока пневмоциліндру виконується з використанням пневматичного реле витримки часу (рис.1.35).

При натиску на кнопку 1 до лівого торцю розподільника надходить тиск нагнетання і зрушує у праву позицію розподільник 7. Порожнина А пневмоциліндра 8 з'єднується з джерелом живлення P_H , а із порожнини Б повітря надходить у атмосферу. У кінцевому правому положенні поршня упор на штоці пересуне розподільник 2 у другу позицію, що з'єднає джерело живлення P_H з реле витримки часу 5. Розглянута дія, по-перше, являє собою початок витримки часу, а по-друге, повітря від джерела

живлення через дросель надходить у ємність реле 5 підвищує тиск. Кінець витримки часу буде тоді, коли тиск у ємності 5 забезпечує зусилля достатнє для зсуву розподільника 6 у праву позицію. Тоді тиск P_H надійде до правого торця розподільника 7 і зусилля цього тиску зсуне розподільник у ліву позицію, з'єднає порожнину Б пневмоциліндра з джерелом живлення, а порожнина А з'єднується з атмосферою. Таким чином, через визначений настройкою дроселя реле 5 час поршень пневмоциліндра 8 із крайнього правого положення почне рухатися ліворуч. Витримка часу залежить від часу заповнення ємності реле, а також величиною прохідної площі регульованого дроселя реле 5.

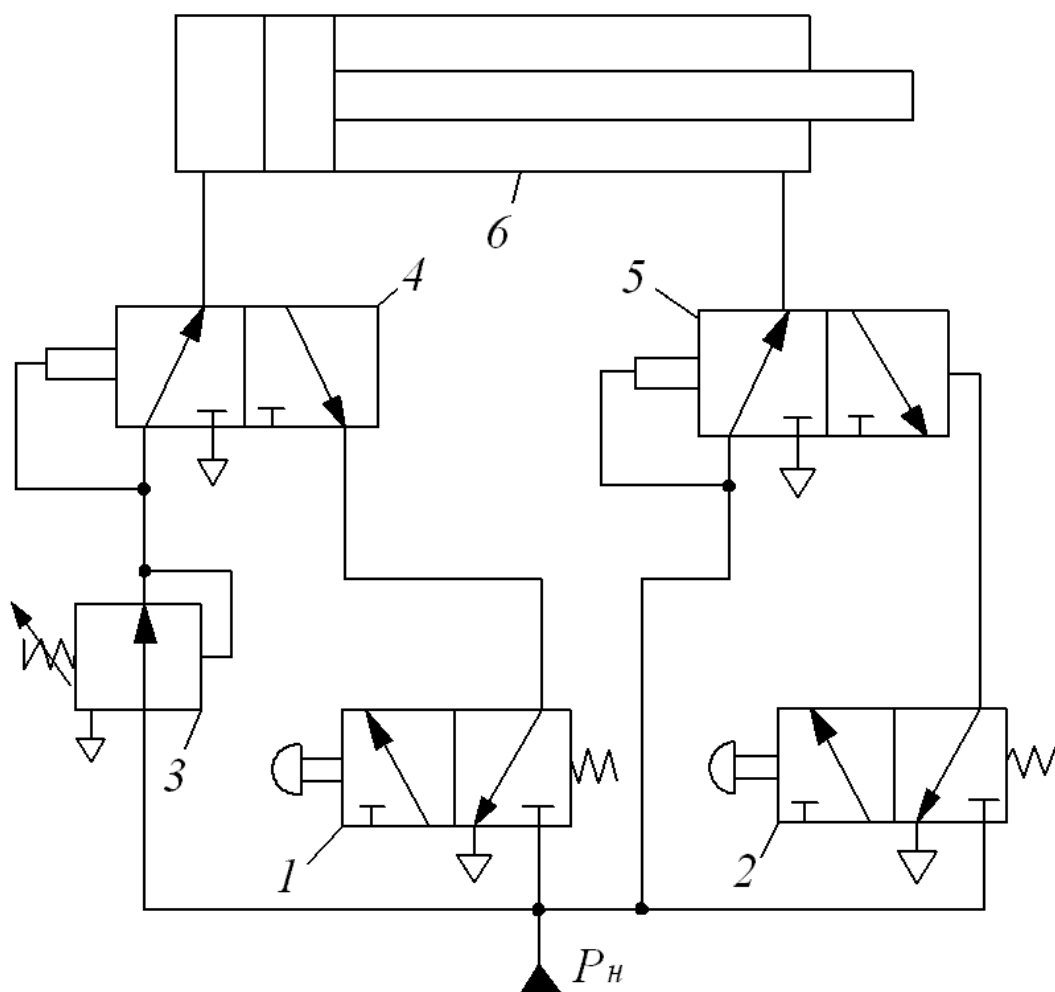


1 – трьохлінійний двохпозиційний розподільник (кнопка); 2, 3 і 6 – трьохлінійні двохпозиційні розподільники; 4 – логічний елемент І; 5 – реле витримки часу; 7 – п'ятилінійний двохпозиційний розподільник; 8 – пневмоциліндр

Рисунок 1.35 – Схема управління пневмоциліндром з витримкою часу

4 Управління зупинкою поршня пневмоциліндра у проміжному положенню.

Для зупинки поршня у одному із порміжних положень необхідно забезпечити рівновану зусиль, які діють на поршень зі штокової і з безштокової (поршневої) порожнин пневмоциліндра. На рисунку 1.36 подана схема, у якій для подпора використовується редуційний клапан 3. При включенні кнопки 2 шток пневмоциліндра рухається праворуч, тому що штокова порожнина пневмоциліндра 6 при переключенні розподільника 5 з'єднується з атмосферою. При включенні кнопки 1 розподільник 4 переключується і шток пневмоциліндра 6 починає рухатися ліворуч. Якщо розподільники 4 і 5 виключені, то шток пневмоциліндра стане нерухомий, тому що настройка редуційного клапана 3 забезпечує рівновану зусиль у штокової і безштокої порожнинах пневмоциліндру 6.



1 і 2 – трьохлінейні двохопозиційні розподільники (кнопки); 3 – редуційний клапан; 4 і 5 – трьохлінейні двохопозиційні розподільники; 6 – пневмоциліндр

Рисунок 1.36 – Схема управління пневмоциліндром, яка забезпечує зупинку поршня за допомогою редуційного клапана

Якщо замість розподільників (кнопок) з ручною системою управління (рис.1.36) встановити трьохлінейні двохопозиційні

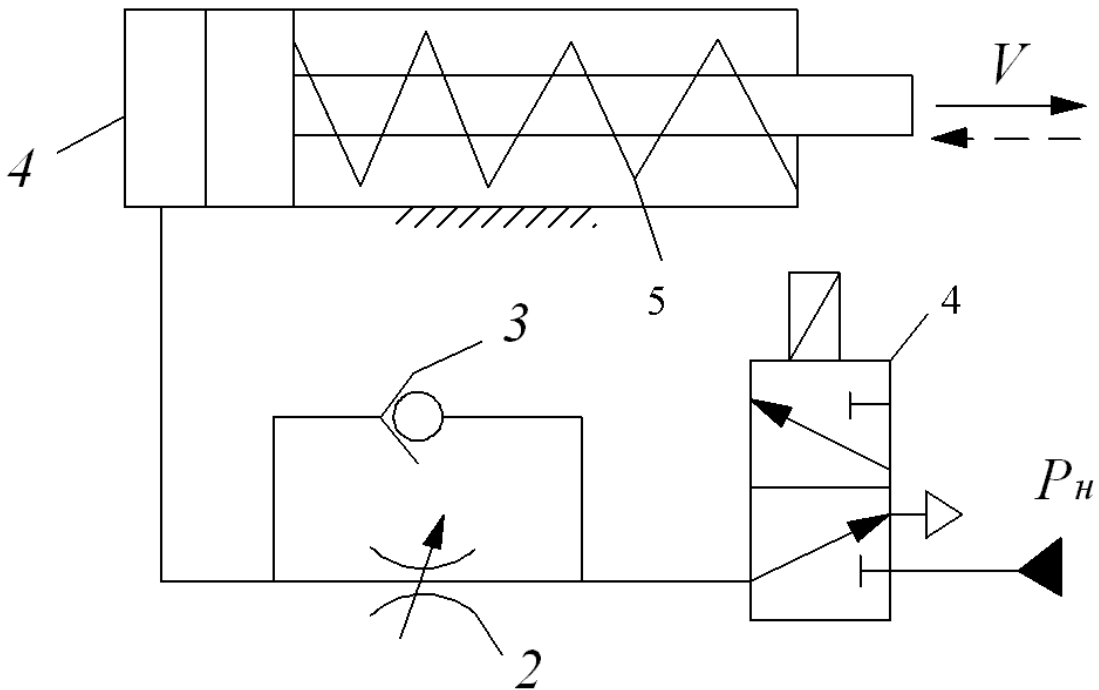
розподільники з електромагнітами, то можна управляти зупинкою поршня пневмоциліндра дистанційно.

5 Управління швидкістю руху виконавчих механізмів пневмоприводів.

Швидкість переміщення поршня пневмоциліндра (частота обертання ротора пневмодвигуна) залежить від витрати повітря, яке надходить до виконавчого механізму, тиску стиснутого повітря, а також від навантаження опору на виконавчому механізмі.

У пневматичних приводах використовується дросельний спосіб регулювання швидкості руху виконавчих механізмів.

У схемі управління швидкістю руху поршня пневмоциліндру одnobічної дії з пружинним повертанням (рис.1.37) дросель 2 встановлюється на вході і здійснює регулювання швидкості руху поршня пневмоциліндру 4 при його русі праворуч. Швидкий зворотний хід поршня забезпечується з використанням зворотного клапана 3.



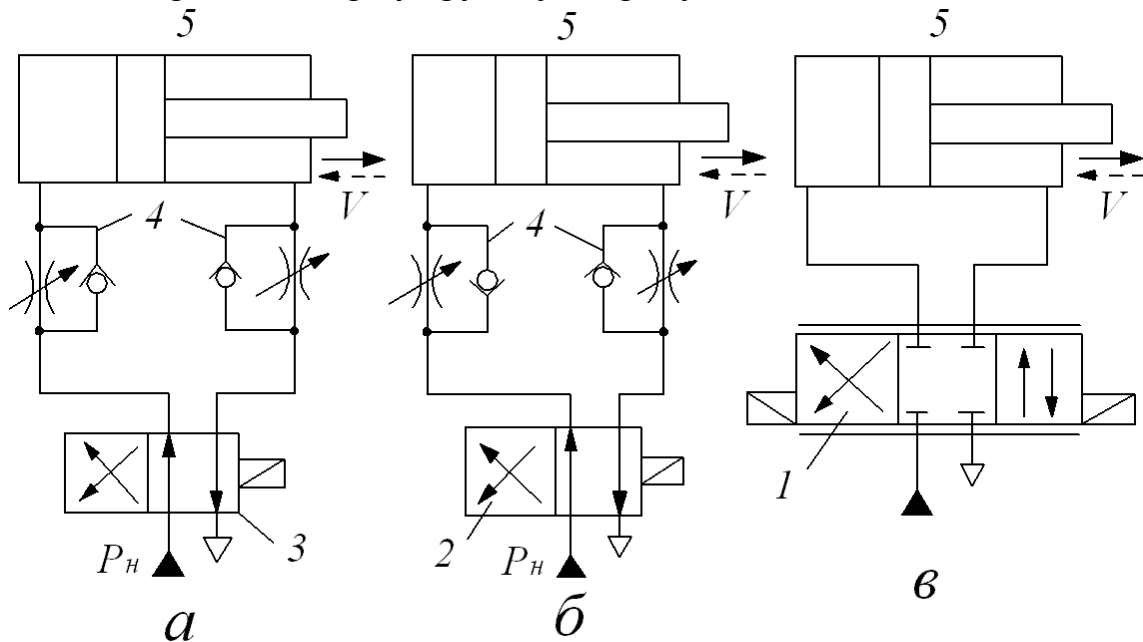
1 – трьохлінійний двохопозиційний розподільник з електромагнітним управлінням; 2 – регулюємий дросель; 3 – зворотний клапан; 4 – пневмоциліндр одnobічної дії; 5 – пружина

Рисунок 1.37 – Схема дросельного регулювання швидкості руху пневмоциліндра одnobічної дії з дроселем встановленим на вході у пневмоциліндр

При регулюванні швидкості руху пневмоциліндра двобічної дії (або пневмодвигуна) застосовуються наступні способи дросельного регулювання (рис.1.38):

- пневмоприводи з дроселем, встановленим на вході у виконавчий механізм;
- пневмоприводи з дроселем, встановленим на виході із виконавчого механізму;
- пневмоприводи з дроселями, встановленими на вході і виході із виконавчого механізму.

У пневмосистемах дажу часто застосовують комплектний пневмоапарат: регулюємий дросель зі зворотним клапаном. Цей пневмоапарат регулює витрату повітря у одному напрямку і забезпечує свободний прохід повітря у другому напрямку.



а – привод з дроселем, встановленим на вході у виконавчий механізм;

б – привод з дроселем, встановленим на виході із виконавчого механізму:

в – привод з дроселями - встановленими на вході і виході із виконавчого механізму:

1 – електропневматичний підсилювач потужності; 2 і 3 – чотирилінейні двозпозиційні розподільники з електромагнітним управлінням; 4 – регулюємий дросель зі зворотним клапаном; 5 – виконавчий механізм (пневмоциліндр, поворотний або обертальний пневмодвигун)

Рисунок 1.38 – Схеми дросельного регулювання швидкості руху пневматичних виконавчих механізмів пневмоприводів

Регулювання з дроселем встановленим на вході (рис.1.38а) забезпечує значний діапазон регулювання швидкості руху, але не забезпечує без спеціальних пристроїв стабільну швидкість руху виконавчого механізму. Тому такий спосіб регулювання використовується рідко.

Спосіб дросельного регулювання з дроселем, встановленим на вході (рис.1.38б) забезпечує стабільну швидкість руху виконавчого механізму, але має менший діапазон регулювання. Застосовується у різноманітних пневмоприводах і системах.

Регулювання швидкості руху виконавчого механізму з дроселями встановленими на вході і виході (рис.1.38в) використовується при необхідності мати якісне регулювання швидкості руху і гарні динамічні характеристики. У таких пневмоприводах застосовується електропневматичний підсилювач потужностей, який забезпечує, по перше, регулювання витрати повітря (швидкості руху виконавчого механізму), а по-друге, забезпечувати реверс виконавчого механізму, виконуючи функції розподільника.

6 Управління процесом гальмування поршня (штока) пневмоциліндра з використанням гальмувального золотника.

Велика швидкість руху пневматичних циліндрів створює ударні явища у кінці ходу поршня. З метою демперування ударних зусиль застосовуються гальмувальні золотники, які встановлюються у кінцевих місцях ходу поршня (штока). При руху поршня праворуч повітря із штокової порожнини пневмоциліндра 3 виходить вільно через гальмувальний золотник 2 і розподільник 1 (рис.1.39).

У момент початку процесу гальмування у кінці ходу штока при натискуванні кулачка на золотник 2 вихід повітря із штокової порожнини здійснюється тільки через регулюємий дросель золотника 2. У цієї порожнині пневмоциліндра виникає «повітряна подушка», яка забезпечує безударне гальмування поршня пневмоциліндра 3. Величина гальмувального шляху визначається довжиною l кулачка, а динамічні навантаження – від прохідної площі гальмувального золотника 2.

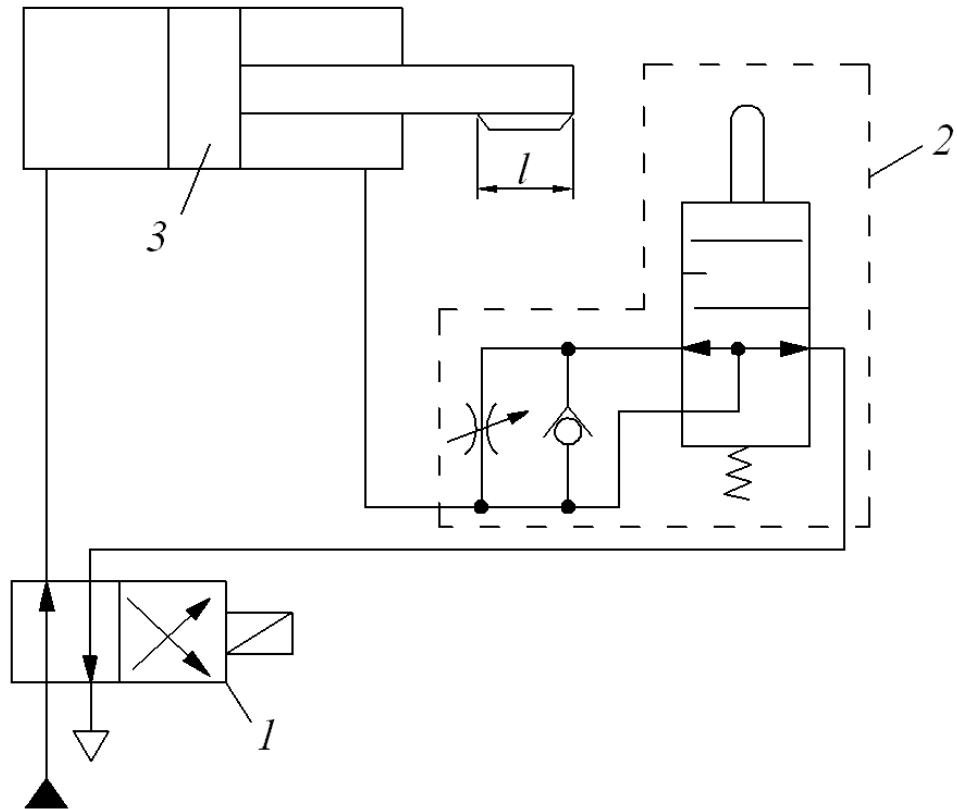
Визначимо зусилля на штоку і швидкість руху поршня пневмоциліндра, порожнина якого заповнюється стиснутим повітрям із воздухосборника (ресивера) через довгий трубопровід (рис.1.40).

При руху повітря відповідно розрахункової схеми потрібно розглядати:

- витікання повітря із ресивера у трубопровід;
- рух повітря вздовж трубопровода;
- витікання повітря із трубопровода у пневмоциліндр.

Відповідно цьому треба записати систему рівнянь, за допомогою яких можна було би вирішити поставлену задачу.

Точні розрахунки дуже складні і тому у інженерній практиці застосовують залежності з відповідними припущеннями, які мало впливають на реальний результат, тобто:



1 – чотирилінійний двоохпозиційний розподільник з електромагнітним управлінням; 2 – гальмувальний золотник; 3 – пневмоциліндр

Рисунок 1.39 – Схема автоматичного управління процесом гальмування штока (поршня) пневмоциліндра

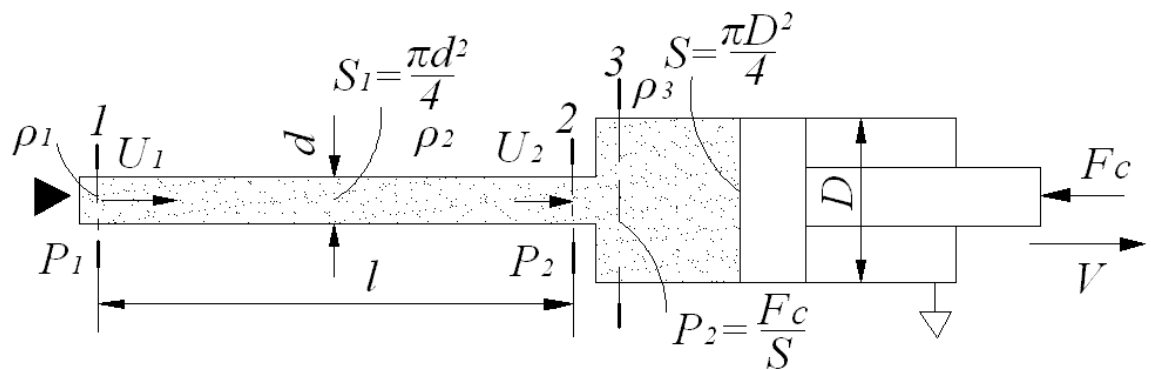


Рисунок 1.40 – Розрахункова схема руху стиснутого повітря

- тиск P_1 на вході у трубопровід дорівнюється тиску у ресивері;
 - процес руху повітря у трубопроводі ізотермічний.
- Швидкість руху повітря у перерізу 1 визначається:

$$U_1 = \frac{m}{S_1 \rho_1},$$

де m - масова витрата повітря;

S_1 - прохідна площа трубопроводу;

ρ_1 - густина повітря у перерізі 1.

Масова витрата повітря у перерізах 2 і 3 розраховується:

$$m_3 = \rho_3 S \sqrt{U_2 + \frac{2K}{K-1} \cdot \frac{P_2}{\rho_2} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_3} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]},$$

де K – показник адіабати;

P_2 і ρ_2 - відповідно тиск і густина повітря у перерізі 2;

P_3 і ρ_3 - відповідно густина повітря і тиск у порожнині пневмоциліндру;

S – ефективна площа поршня пневмоциліндра.

Зв'язок між тисками у перерізах трубопроводу можна визначити:

$$P_1^2 - P_2^2 = \rho_1 U_1^2 P_1 \left(\lambda \frac{l}{d} - 2 \ln \frac{P_2}{P_1} \right).$$

Підставив у отриману залежність значення U_1 , тоді будемо мати:

$$P_1^2 - P_2^2 = \rho_1 \frac{m^2}{\rho_1^2 S^2} P_1 \left(\lambda \frac{l}{d} - 2 \ln \frac{P_2}{P_1} \right).$$

Отримані рівняння являють собою систему рівнянь з двома не визначеними параметрами P_2 і m .

У інженерних розрахунках використовують приблизну методику розрахунків, яка подається нижче.

При достатньо довгих трубопроводах теплообмін з навколишнім середовищем гарний і тому показник адіабати K близьок до одиниці. Якщо температура повітря буде постійною і тоді постійною буде в'язкість повітря і число Рейнольдса.

Для визначення втрати тиску по довжині трубопроводу можна застосувати залежність Дарсі-Вейсбаха з подстановкою середніх значень параметрів, тобто:

$$\Delta P_l = P_1 - P_2 = \lambda \rho_{cp} \frac{l}{d} \frac{U_{cp}^2}{2},$$

де P_1 і P_2 - тиск у кінцевих перерізах трубопроводу;

λ - коефіцієнт опору;

U – середня по довжині трубопроводу швидкість руху повітря;

d – внутрішній діаметр трубопроводу;

l – довжина трубопроводу.

Коефіцієнт опору при турбулентному режимі руху повітря, який у основному відбувається у длиних трубопроводах при $2300 < Re < 10^8$ визначається:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25},$$

де Δ - абсолютна шорсткість внутрішньої поверхні труби;

$$Re - \text{число (критерій) Рейнольдса, } Re = \frac{4m}{v_{cp} \rho_{cp} \pi d};$$

m - масова витрата повітря,

$$m = U_{cp} S_1 \rho_{cp} = \frac{U_{cp} S_1}{g};$$

g - питомий об'єм повітря;

$$\rho_{cp} - \text{середня густина повітря, } \rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2};$$

S_1 - площа прохідного перерізу трубопровода;

v_{cp} - середнє значення кінематичного коефіцієнту в'язкості повітря, $v_{cp} = \frac{\mu_{cp}}{\rho_{cp}};$

μ_{cp} - середнє значення динамічного коефіцієнта в'язкості повітря.

Середня швидкість руху повітря у трубопроводі:

$$U_{cp} = \frac{m}{S_1 \rho_{cp}}.$$

Середня густина повітря у трубопроводі може визначитися:

$$\rho_{cp} = \frac{P_{cp}}{R_{cp} T_{cp}} \approx \frac{\rho_1 + \rho_2}{2},$$

де R_{cp} - питома газова постійна при середньому тиску P_{cp} і середньої температурі T_{cp} .

$$\text{Якщо прийняти } \rho_1 = \frac{P_1}{RT_1}; \quad \rho_2 = \frac{P_2}{RT_2}; \quad T_{cp} = \frac{T_1 + T_2}{2},$$

тоді середнє значення тиску і густини визначаються:

$$P_{cp} = \frac{P_1 + P_2}{2};$$

$$\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{P_1 + P_2}{2RT_{cp}} = \frac{P_{cp}}{RT_{cp}}.$$

Залежність квадратів перепаду тисків набуде вигляду:

$$P_1 - P_2 = \lambda \frac{l}{d} \frac{mRT_{cp}}{S_1^2},$$

де R – питома газова постійна при середніх значеннях тиску P_{cp} і температурі T_{cp} , $R = 29,27 \frac{\text{кГ} \cdot \text{м}}{\text{кг} \cdot ^\circ \text{С}}$.

Таким чином, при $0,9 < \frac{P_2}{P_1} < 1$ масова витрата повітря у трубопроводі визначиться:

$$m = \mu S_1 \sqrt{2 \rho_1 (P_1 - P_2)} = \mu S_1 \sqrt{\frac{2P_1}{RT_1} (P_1 - P_2)},$$

де ρ_1 - густина повітря у перерізу 1, $\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1}$.

$P_1 - P_2 = \Delta P_l$ - перепад (втрата) тиску по довжині трубопроводу,

$$\Delta P_l = P_1 - P_2 = \lambda \rho_{cp} \frac{l}{d} \frac{U_{cp}^2}{2};$$

μ - коефіцієнт витрати повітря, $\mu = 0,6 \dots 0,8$.

Задавшись середньою швидкістю повітря U_{cp} , тиском P_1 , густиною ρ_1 і T_1 (звичайно, при проектуванні ці параметри відомі) можна розрахувати тиск у перерізі 2:

$$P_2 = P_1 - \frac{m^2}{\mu^2 S_1^2 \frac{2P_1}{RT_1}},$$

де m – масова витрата повітря у трубопроводі,

$$m = U_{cp} S_1 \rho_{cp}.$$

Якщо прийняти, що термодинамічний процес у системі буде ізотермічний (тобто при постійній температурі T), то можна визначити:

$$\frac{P_1}{\rho_1} = \frac{P_2}{\rho_2}, \text{ звідкіля } \rho_2 = \frac{P_2 \rho_1}{P_1};$$

$$\frac{P_2}{\rho_2} = \frac{P_3}{\rho_3}, \text{ звідкіля } \rho_3 = \frac{P_3 \rho_2}{P_2},$$

де P_3 - тиск повітря у нагнетальній порожнині пневмоциліндра,
 $P_3 = \frac{F_C}{S};$

F_C - сила статичного опору на шток пневмоциліндра.

Тоді швидкість руху поршня (штока) пневмоциліндра визначиться

$$g = \frac{m}{S \rho_3}.$$

1.6.1 Контрольні питання

1 Які бувають пневматичні приводи? Привести схеми приводів і з'ясуйте їх функціонування і область використання.

2 Як функціонує пневмопривід з управлінням по кінцевим положенням штока?

3 Як функціонує пневмопривід з контролем по тиску?

4 Як функціонує пневмопривід з управлінням по витримці часу?

5 Як функціонують пневмоприводи з зупинкою поршня пневмоциліндра у проміжному положенню?

6 Яким чином регулюється швидкість руху виконавчих механізмів пневмоприводів?

7 Як функціонує гальмувальний пристрій пневмоциліндра?

8 Як розрахувати швидкість руху штока пневмоциліндра за умовами його функціонування у ізотермічному процесі?

1.7 Пневматичні виконавчі механізми

Пневматичні циліндри, область застосування. Розрахунок діаметрів поршня і штока у залежності від навантаження і швидкості руху.

Мембранні пневмоциліндри. Розрахунок ефективної площі мембрани. Область застосування.

Перетворювачі прямолінійного руху у поворотний, принцип дії, область застосування. Пневмодвигуни обертальної дії, різновид, принцип дії різноманітних пневмодвигунів, область використання. Крокові пневмодвигуни лінійної і обертальної дії.

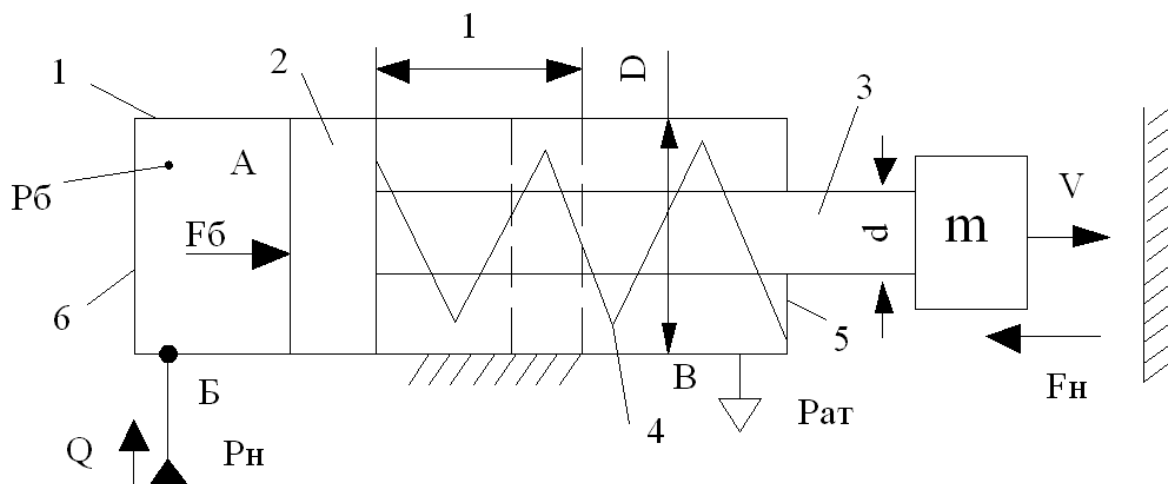
Зміст теми викладений у літературі: [4, с. 250...272; 5, с.312...343; 14, с.66...72, 98...103].

1.7.1 Теоритичні відомості і рекомендації

У пневмоприводах застосовуються різноманітні виконавчі механізми поступальної, поворотної і обертальної дії, як аналогового так і дискретного типу.

Найбільш розповсюджені пневматичні циліндри однобічної і двобічної дії. При статичному розрахунку геометричних розмірів пневмоциліндрів знаходять діаметр поршня D , діаметр штока d та діаметр d_y умовного проходу отворів для приєднання трубопроводів.

На рисунку 1.41 зображена схема пневмоциліндра однобічної дії. Такі пневмоциліндри використовуються в якості зажимних у різноманітних пристроях. Вони складаються із корпусу циліндра 1, поршня 2, штока 3, прохідної кришки 4, глухої кришки 6 і пружини 5, яка забезпечує зворотний рух поршня у початковий стан при відсутності тиску у порожнині А пневмоциліндра. Максимальний хід поршня однобічних пневмоциліндрів не перевищує $1,5D$. При наявності тиску у порожнині А поршень рухається праворуч стискаючи пружину.



1 – корпус циліндра; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – пружина; 5 – прохідна кришка; 6 – глуха кришка

Рисунок 1.41 – Схема пневмоциліндра однобічної дії

Рівняння зусиль, які діють на пневмоциліндр:

1 Якщо зусилля навантаження F_C діє в кінці ходу штока і пневмоциліндр розташований вертикально, а пружина відсутня:

$$F_B = F_H \pm F_g ; \quad (0,98P_B - P_{am}) \frac{\pi D_p^2}{4} = F_H \pm mg ,$$

де P_B - абсолютний тиск у порожнині А (приймається $0,9P_B$, тобто з 10% запасом);

D_p - розрахунковий діаметр поршня;

F_H - зусилля технологічного навантаження з рахуванням механічного ККД системи;

F_g - сила тяжіння, $F_g = mg$ (приймається зі знаком «+», коли сила тяжіння діє назустріч напрямку руху поршня);

m – маса рухомий елементів;

g - прискорення сили тяжіння.

Тоді розрахункове значення діаметру поршня знайдеться :

$$D_p = \sqrt{\frac{4(F_H \pm mg)}{\pi(0,9P_B - P_{am})}} = 1,13 \sqrt{\frac{F_H \pm mg}{0,9P_B - P_{am}}} .$$

2 Якщо пневмоциліндр розташований вертикально і має зворотню пружину:

$$F_B = F_H \pm F_g + F_0 + F_{np} ; \quad (0,98P_B - P_{am}) \frac{\pi D_p^2}{4} = F_H \pm mg + F_0 + Cl ;$$

де F_0 - сила поперднього натягу пружини;

F_{np} - зусилля пружини, $F_{np} = Cl$;

C – жорсткість пружини;

l – хід поршня.

Тоді розрахунковий діаметр поршня визначиться:

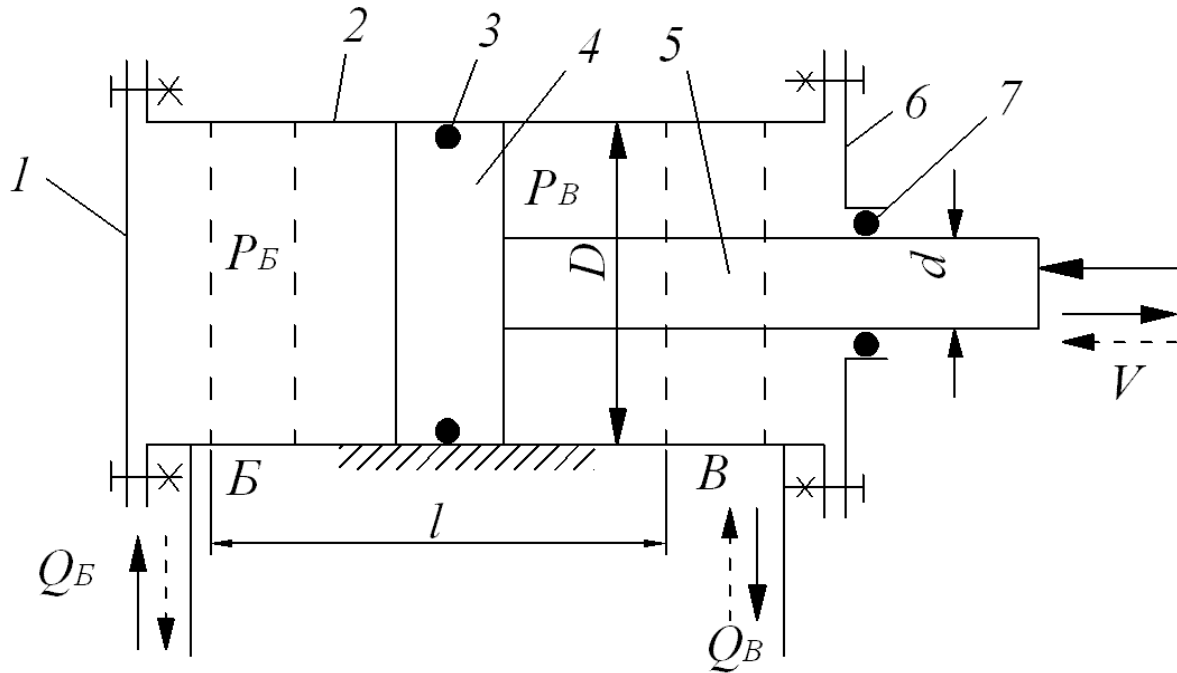
$$D_p = \sqrt{\frac{4(F_H \pm mg) + F_0 + Cl}{\pi(0,9P_B - P_{am})}} = 1,13 \sqrt{\frac{F_H \pm mg + F_0 + Cl}{0,9P_B - P_{am}}} .$$

Якщо пневмоциліндр однобічної дії розташований горизонтально, то сила тяжіння F_g не враховується.

Розрахунковий діаметр циліндра (поршня) D_p округлюється до найближчого стандартного значення діаметра D (мм): 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320.

Діаметр штока приймається $d = (0,25...0,32)D$, а умовний прохід отворів для приєднання трубопроводів $d_y = 0,1D$.

Для пневмоциліндрів двобічної дії прямий і зворотний хід поршня забезпечується дією тиску повітря. Стандартні діаметри поршня D знаходяться у діапазоні 25...320 мм, а максимальна довжина ходу поршня (штока) визначається $L = (8...10)D$. Пневмоциліндри двобічної дії виготовляються з одностороннім розташуванням штоку (рис.1.42) і з двобічним розташуванням штоків.



1 – глуха кришка; 2 – корпус циліндра; 3 – ущільнення; 4 – поршень; 5 – шток; 6 – прохідна кришка; 7 – ущільнення

Рисунок 1.42 – Схема одноштокового пневмоциліндру двобічної дії

Для транспортних пневмоциліндрів двобічної дії транспортуючих та інших пристроїв, у яких технічне навантаження діє по всій довжині ходу, діаметр пневмоциліндру розраховується:

$$D_p = \sqrt{\frac{4(F_H \pm mg)}{\pi(0,9P_B - P_{am})X(1+K)\pi}} = 1,13 \sqrt{\frac{F_H \pm mg}{(0,9P_B - P_{am})X(1+K)}}$$

де X – безрозмірний параметр навантаження, вибирається із таблиці 1.8;

K – коефіцієнт, урахувуючий сили тертя, вибирається із таблиці 1.9

Таблиця 1.8 – Значення параметра навантаження

$P_B, \text{МПа}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
X	0,25...0,6	0,3...0,65	0,35...0,7	0,4...0,75	0,45...0,8

Таблиця 1.9 – Значення коефіцієнта тертя

$F_H, \text{кН}$	до 0,6	0,6...6,0	6...25	25...60
K	0,5...0,2	0,2...0,12	0,12...0,08	0,08...0,05

Розрахований діаметр поршня (циліндра) D_p округлюється до найближчого більшого стандартного діаметра.

Діаметр штока

$$d = (0,25...0,32)D.$$

Визначений діаметр штока округлюється до найближчого стандартного значення d (мм): 10; 12; 16; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 90.

Умовний прохід отворів для приєднання трубопроводів визначається:

$$d_y = 0,1D.$$

Знайдене значення d_y узгоджується з проходами трубопроводів і встановлених на них пневмоапаратах.

Менші значення параметра навантаження X у рекомендованому діапазоні відповідають більшим діаметрам поршня і більш високим швидкостям спрацьовування пневмоциліндра.

Приведені значення коефіцієнта тертя K більш справедливі для пневмоциліндрів з типовими манжетними ущільненнями для діапазону тисків $0,5...0,6 \text{ МПа}$. Для інших значень тисків значення коефіцієнта тертя K змінюється пропорційно тиску у робочій камері. Знак «+» перед K у залежності приймається у тому випадку, коли сила тертя доповнює зусилля, створене тиском повітря, наприклад, у випадку транспортування (опускання) вантажу з пневматичним гальмуванням.

Сила тяжіння $\pm mg$ враховується при вертикальному або нахиленому під кутом до горизонту положенні пневмоциліндра (враховується її вертикальна складова). Знак «+» становиться тоді, коли сила тяжіння діє назустріч рухові поршня.

Витрата повітря, яку необхідно подати на вхід Б пневмоциліндра, визначиться:

- для пневмоциліндрів одnobічної дії (рис.1.41)

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} l \rho_B n, \frac{\text{м}^3}{\text{хвил}};$$

- для пневмоциліндрів двобічної дії (рис.1.42)

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} l \rho_B n + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) l \rho_B n, \frac{m^3}{хвил}$$

де n – кількість подвійних ходів поршня за хвилину;

P_B і P_B - абсолютні тиски повітря у порожнинах циліндру;

l - довжина хода поршня.

Кріплення корпусу стандартного пневмоциліндру може бути: з кріпленням на стяжках; з кріпленням на лапах; з кріпленням на передньому фланці; з кріпленням на проушині.

У таблиці 1.10 наведені технічні параметри стандартних пневмоциліндрів з однобічним розташуванням штоку двобічної дії типів 1012DxL і 1041DxL.

Хід поршня l у відповідних типорозмірах пневмоциліндрів $l=63...500$ мм.

До виконавчих пневмомеханізмів дискретної дії відносяться і мембранні пневмоциліндри з лінійним зворотно-поступальним рухом вихідної ланки – штока. В порівнянні з поршневыми пневмоциліндрами вони більш прості у виготовленні і експлуатації через відсутність точних контактних поверхонь, мають високу герметичність робочої камери, не потребують якісної очистки стиснутого повітря.

Таблиця 1.10 – Технічні характеристики стандартних пневмоциліндрів

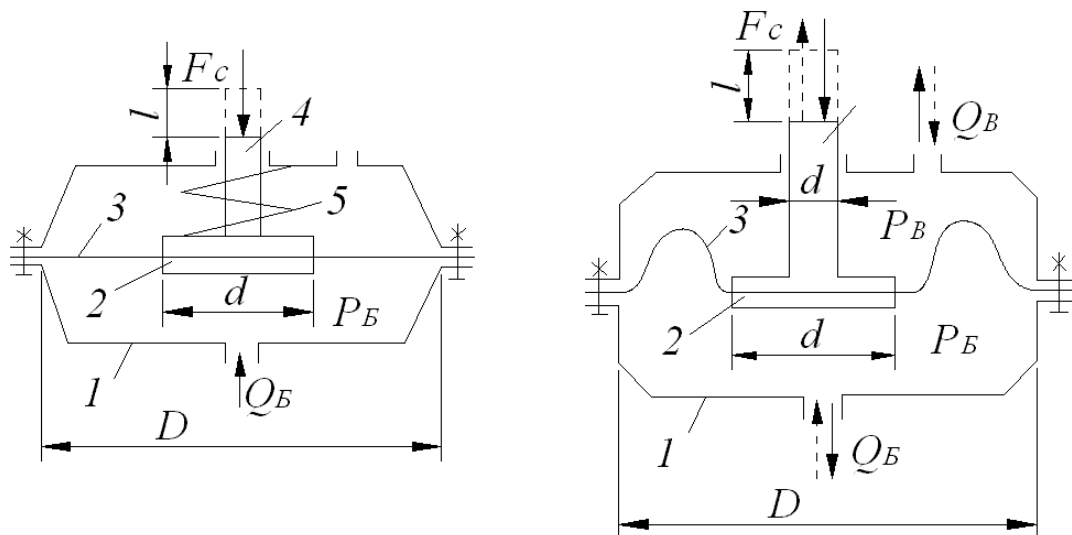
Найменування параметрів	Діаметри поршня (циліндра), мм				
	50	100	125	160	200
Номінальний тиск, МПа	1				
Статичне зусилля на штоці при номіальному тиску:					
штовхаюче, Н	1590	6750	10600	18100	28400
тягнуче, Н	1390	6350	9900	1700	27200
Швидкість руху штока, м/с не більше	1				0,5
Наробка на відказ циклів	$3 \cdot 10^5$				

Мембранні пневмоциліндри використовують у зажимних, фіксуєючих, переключуючих, тормозних, пресуючих пристроїв верстатів, пресів, сварочних і інших машин, у приводах з важкими умовами роботи – забруднення навколишнього середовища, низька якість очистки від механічних мікроелементів і вологи. Недоліки: малий хід вихідної ланки, відносно мала довговічність.

Мембранні пневмоциліндри виготовляють, у основному, однобічної дії зі зворотною пружиною і без неї, рідко – двобічної дії (рис.1.43). Мембрани виготовляють із гумотканинних та синтетичних матеріалів, еластичних і міцних. Застосовують і металеві мембрани (спеціальні сталі, бронзи і латуні з товщиною листа 0,2 – 1,5 мм).

У пневматичних приводах верстатів, пресів і інших машин застосовують, у основному, еластичні мембрани, які у залежності від форми розділяють на плоскі і фігурні. Плоскі мембрани на своїй поверхні не мають згибів, а фігурні мають згиби, що дає їм змогу виконувати відносно велику довжину ходу вихідної ланки – штока з високим механічним ККД.

Внутрішній діаметр защемлення мембрани D називають діаметром заправки мембрани (рис.1.43). Сила, що створюється дією тиску повітря у робочій порожнині пневмоциліндра на поверхню жорсткого центру 2



а – пневмоциліндри з плоскою мембраною однієї дії зі зворотною пружиною;

б – пневмоциліндр з фігурною мембраною двох дії;

1 – корпус; 2 – жорсткий центр; 3 – мембрана; 4 – шток; 5 – пружина

Рисунок 1.43 – Мембранні пневмоциліндри

передається безпосередньо штоку 4. Цей же тиск діє на відкриту частину мембрани 3, але створювана сила тиску лише частково передається штоку 4, інша ж її частина сприймається защемленням, викликаючи в ньому відповідну реакцію. Таким чином, зусилля створене мембранним циліндром з діаметром заправки D при заданому тиску буде менше, ніж зусилля створене на штоці циліндра з діаметром поршня D при такому же тиску.

При невеликих прогинах мембрани ефективна площа мембрани визначається за залежністю:

$$S_{эф} = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2) = \frac{\pi D^2}{12} \left(1 + \frac{d}{D} + \frac{d^2}{D^2}\right) = \frac{\pi D^2}{12} (1 + \beta + \beta^2),$$

де D – діаметр заправки мембрани;

d – діаметр жорсткого центру;

β - коефіцієнт, $\beta = \frac{d}{D}$.

Зусилля на штоку без урахування механічного ККД ($\eta_m = 0,99$) розраховується для мембранного циліндру двобічної дії:

- штовхаюче зусилля

$$\begin{aligned} F_{ш} = F_C &= P_B \cdot S_{эф} - P_B \left(S_{эф} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) = (P_B - P_B) S_{эф} + \frac{\pi d_1^2}{4} P_B = \\ &= (P_B - P_B) \frac{\pi D^2}{12} (1 + \beta + \beta^2) + \frac{\pi d_1^2}{4} P_B; \end{aligned}$$

- тягнуче зусилля

$$\begin{aligned} F_m &= P_B \left(S_{эф} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) - P_B \cdot S_{эф} = (P_B - P_B) S_{эф} - \frac{\pi d_1^2}{4} P_B = \\ &= (P_B - P_B) \frac{\pi D^2}{4} (1 + \beta + \beta^2) - \frac{\pi d_1^2}{4} P_B. \end{aligned}$$

Із отриманих рівнянь можна визначити необхідний діаметр заправки мембрани:

- при використанні штовхаючого зусилля

$$D_p = 1,95 \sqrt{\frac{F_C - 0,785 d_1^2 P_B}{(P_B - P_B)(1 + \beta + \beta^2)}};$$

- при використанні тягнучого зусилля

$$D_p = 1,95 \sqrt{\frac{F_C + 0,785 d_1^2 P_B}{(P_B - P_B)(1 + \beta + \beta^2)}};$$

де d_1 - діаметр штока;

P_B і P_B - тиск повітря у порожнинах циліндру.

Аналіз залежностей показує, що при $d \rightarrow 0$ зусилля $F \rightarrow F_{мин}$, але зростає прогин мембрани (хід штока).

При невеликих прогинах мембрани оптимальна значення $\beta = \frac{d}{D} = 0,6 \dots 0,8$. При значних прогинах мембрани ефективна площа мембрани розраховується за залежністю Ліктана:

$$S_{эф} = \frac{\pi D^2}{12} \left[1 + \beta + \beta^2 - \frac{x(1-\beta)\sqrt{4+7\beta+4\beta^2}}{\sqrt{5x_{cm}^2 - 5x^2}} \right],$$

де x – прогин мембрани (хід штока $l=x$);

x_{cm} - параметр статичної характеристики, який залежить від діаметрів мембрани D і жорсткого центру d , а також від механічних властивостей матеріалу мембрани.

Величина ходу штоку l визначається раціонально допустимою величиною прогина мембрани, тому що великий прогин мембрани приведе до зниження діаметру жорсткого центру d і відповідно до зниження зусилля на штоку.

Максимальних хід штока мембранного пневмоциліндру з плоскою мембраною можна вибрати із таблиці 1.11.

Таблиця 1.11 – Максимальна значення ходу штока мембранного пневмоциліндра з плоскою мембраною

Тип мембранного циліндра	Тиск повітря, МПа			
	0,4	0,5	0,6	0,8
Однабічної дії	0,08D	0,1D	0,12D	0,15D
Двобічної дії	0,06D	0,08D	0,1D	0,12D

Для мембран з гофрам (фігурні мембрани) максимальне значення прогину мембрани (ходу штока) можна приймати $(0,2 \dots 0,25)D$.

Товщину плоских гумових мембран без гофра можна визначити із залежності:

$$\delta = 0,175 \frac{P_B D (1 - \beta^2)}{[\tau]}, \text{ см,}$$

де $[\tau]$ - допустима напруга на зріз, $\frac{\text{кГ}}{\text{см}^2}$;

P_B - тиск, який діє на мембрану, $\frac{\text{кГ}}{\text{см}^2}$.

Для листової гумової мембрани з однією тканиною прокладкою значення $[\tau]$ можна вибрати із таблиці 1.12.

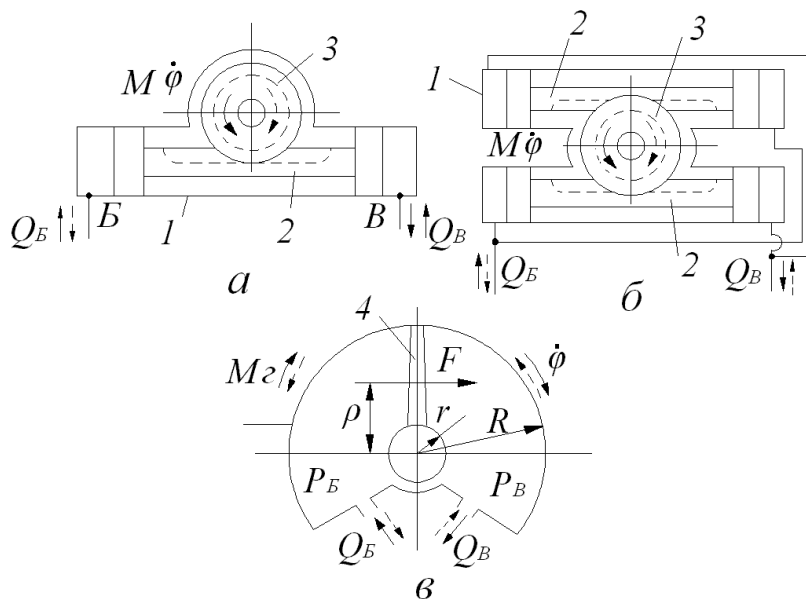
Таблиця 1.12 – Допустима напруга на зріз гумової мембрани

$\delta, \text{см}$	0,27	0,5	0,7
$[\tau], \frac{\text{кГ}}{\text{см}^2}$	30	24	21

В якості виконавчих механізмів поворотної дії використовуються поршневі поворотні пневмодвигуни, які призначені виконувати поворотний рух механізмів промислових роботів (поворот колони, ротація, нахил захвата), верстатів, пресів і інших машин (рис.1.44).

Максимальний кут поворота досягає 270° . Поворотні лопатеві пневмодвигуни типу СП функціонують за наступними залежностями:

$$M = (P_B - P_B) \frac{R^2 - r^2}{2} b \eta_m; \quad \dot{\varphi} = \frac{2}{(R^2 - r^2)b} Q_B,$$



- а – поворотний пневмодвигун типу ПДП;*
- б – поворотний пневмодвигун типу ПДП.С;*
- в – поворотний лопатевий двигун типу СП;*
- 1 – корпус; 2 – рійка (шток); 3 – зубчате колесо; 4 – лопатка з вихідним валом.*

Рисунок 1.44 – Схеми поворотних пневмодвигунів

де M – крутний момент;

- φ - кутова швидкість вихідної ланки;
- P_B і P_B - тиски повітря відповідно у порожнинах пневмодвигунів
- b – ширина;
- η_m - механічний ККД пневмодвигуна;
- Q – витрата повітря.

У таблиці 1.13 подані технічні характеристики поворотних пневмодвигунів.

Таблиця 1.13 – Технічні характеристики поворотних пневмодвигунів

Найменування параметрів	Типорозмір			
	ПДП.1-10	ПДП.1С-20	ПДП.2С-63	ПДП.2-80
Номінальний тиск, МПа	1	1	1	1
Крутний момент на валу пневмодвигуна при номінальному тиску, Нм	10	20	63	80
Тиск зрушення вала пневмодвигуна без навантаження, МПа	0,05	0,05	0,05	0,05
Середня наробка до відказів циклів	10^6	10^6	10^6	10^6
Маса, кг	4,5	11	18	12

Пневмодвигуни обертального типу призначені для перетворення стиснутого повітря у обертальний рух вихідного валу.

По конструкції пневмодвигуни бувають шестеренні, пластинчасті, радіально-поршневі, аксіально-поршневі, гвинтові і турбіни. Кожний тип пневмомоторів має свої достоїнства і недоліки і тому у кожному разі потрібно робити всебічну оцінку придатності двигуна для виконання конкретного технологічного стану. Робочий тиск повітря для всіх типів пневмомоторів однаковий і знаходиться в межах $0,3 \dots 0,7$ МПа.

Найбільшу кутову швидкість створюють турбіни, гвинтові, пластинчасті і шестеренні пневмодвигуни. Ці мотори мають найменшу масу на одиницю потужності і тому їх доцільно використовувати у транспортному обладнанні. Найбільший крутний момент створюють радіально-поршневі пневмомотори і вони створюють невелику кутову швидкість руху.

Крім обертальних пневмодвигунів аналогового типу використовуються також крокові пневмодвигуни лінійного і обертального руху [5, с.339..341].

1.7.2 Контрольні питання

1 З'ясуйте конструкції і принцип дії пневмоциліндрів однобічної і двобічної дії.

2 Як розрахувати діаметри поршня і штока пневмоциліндру однобічної дії?

3 Як розрахувати діаметри поршня і штока пневмоциліндру двобічної дії?

4 З'ясуйте конструкції і принцип дії мембранних пневмоциліндрів, їх достоїнства і недоліки.

5 Як розрахувати параметри мембранного пневмоциліндру з плоскою мембраною?

6 Як розрахувати параметри мембранного пневмоциліндру з фігурною мембраною?

7 Які типи двигунів використовуються для створення поворотного і обертального руху? Їх достоїнства і недоліки, область застосування, основні технічні характеристики.

2 ПРИСТРОЇ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ

2.1 Пневмоапаратура високого тиску

Апаратура підготовки повітря: фільтро-вологовідділювач; редуційний клапан; маслорозпилювач.

Направляюча (розподільна) апаратура з циліндричним і плоским золотником.

Регулююча апаратура, її різновид і область застосування.

Пневмоапаратура контролю і управління: клапан послідовності, пневмоклапан витримки часу; пневмоклапани «АБО» і «НЕ».

Методика вибору із довідника пневмоапаратури високого тиску.

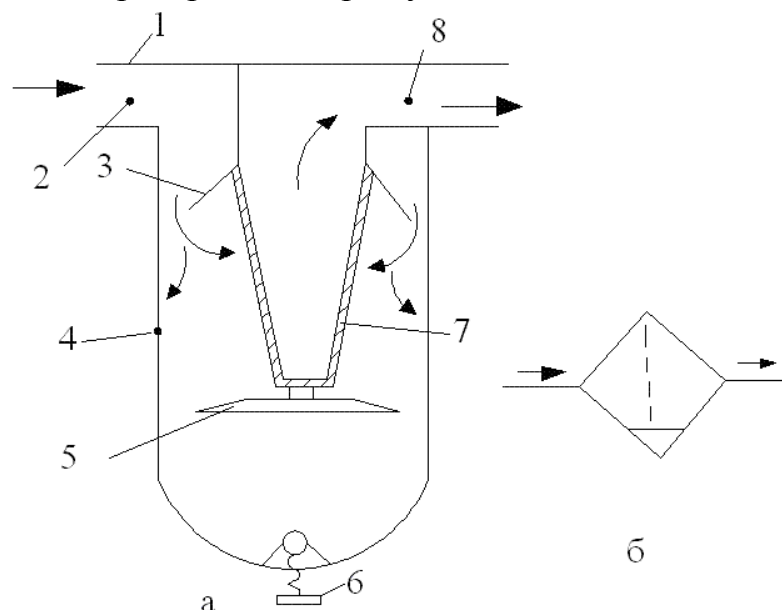
Зміст теми викладений у літературі [4, с.235...249; 5, с.295...311].

2.1.1 Теоретичні відомості і рекомендації

У сучасний період реалізація схем пневмоавтоматики відбувається на базі пневматичних пристроїв високого тиску. Ці пристрої мають порівнено з пристроями низького тиску (струминна техніка) і середнього тиску (мембранна техніка) наступні достоїнства: можливість управляти виконавчими механізмами без проміжного підсилювання командних сигналів; потребують меншу ступінь очистки повітря; мають просту наладку і обслуговування. Використання мініатюрної пневмоапаратури високого тиску значно розширюють область застосування пневмоавтоматики високого тиску, дозволяя побудовувати схеми управління відносно високої степені. Пневматична апаратура високого тиску функціонує при тиску $0,63...1$ МПа. Стиснуте повітря повинно задовольняти стандарту: нормальні умови – температура $293^{\circ}K$ ($20^{\circ}C$) при тиску 1011325 Па (760 мм. рт. ст., $0,10333$ МПа).

Для забезпечення надійної і тривалої роботи пневмосистеми повітря живлення потрібно очищати від водяної пари, пилу та інших механічних частинок, які попадають у пневмосистему із навколишнього середовища через компресори. Функцію очистки повітря виконує фільтр-вологовідділювач. Пневмосистема повинна функціонувати при постійному стабільному визначеному тиску і тому у мережі за фільтром-відділювачем послідовно встановлюють редуційний клапан. За редуційним клапаном послідовно встановлюють маслорозпилювач, який дрібними крапельками масла змащує стиснуте повітря з метою подання невеликої кількості масла до кінематичних пар пневмосистеми. Розглянуті три пневмоапарата відносяться до пневмоапаратів підготовки повітря, при чому розміщуються вони у пневмосистемі послідовно.

У фільтрі-вологовідділювачі (рис.2.1) стиснуте повітря підводиться до вхідного отвору 2 корпусу 1 і, обтікаючи гвинтові лопатки направляючого апарата 3, створює вихровий обертовий потік у стакані 4, який виготовляється із прозорого матеріалу.



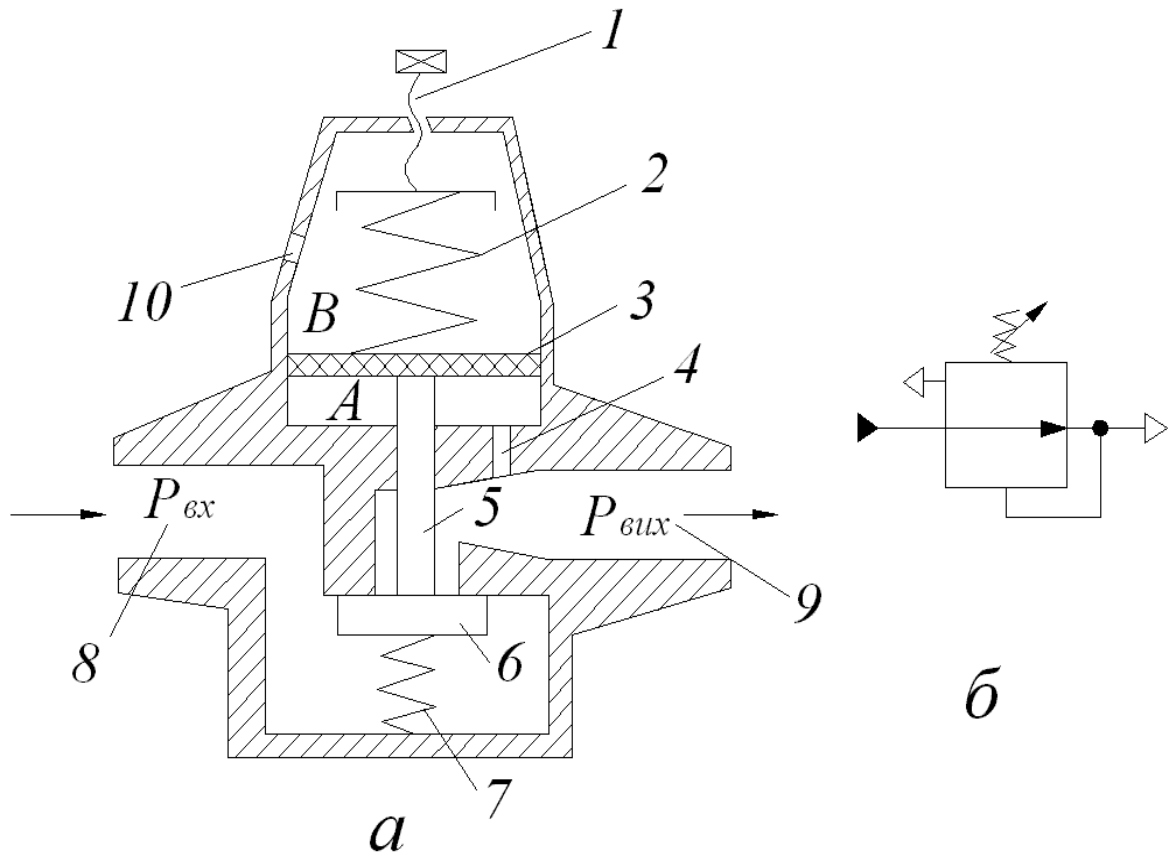
*а – фільтр-вологовідділювач; б – умовне позначення на схемах;
1 – корпус; 2 – вхідний отвір; 3 – направляючий апарат; 4 – стакан;
5 – відбивач; 6 – клапан; 7 – металокерамічний фільтр; 8 – вихідний отвір*

Рисунок 2.1 – Схема фільтра-вологовідділювача

Частки водяної пари і дрібні краплі масла, які знаходяться у повітряному потоку, дією відцентрової сили відкидаються до стінок стакану 4, при ударі конденсуються, збираються у краплі і стикають по внутрішньої стінки стакану 4 вниз у зону, яка захищена від вихрового руху відбивачем 5. Повітряний потік проходить через фільтр 7, де відфільтровуються механічні частки з розміром більш ніж 0,05 мм, і далі транспортується до вхідного отвору 8. Конденсат, що збирається на дні стакану, періодично випускають, відкриваючи шаріковий клапан 6. Останній може відкриватися вручну, або за допомогою дистанційної системи управління. Якщо шаріковий клапан 6 відкривається при наявності у вхідному отворі тиску повітря, то потік стиснутого повітря через клапан 6 виносить не тільки конденсат, але і механічні частки, затримані металокерамічним фільтром 7.

У таблиці 2.1 розміщені основні характеристики стандартних фільтрів-вологовідділювачів.

Тиск стиснутого повітря встановлюється настройкою редукційного клапану (рис.2.2) і підтримується на виході із клапана постійним.



*а – редукційний клапан; б – умовне позначення на схемах;
 1 – гвинт; 2 – пружина; 3 – мембрана; 4 – отвір камери А
 зворотного зв'язку; 5 – шток; 6 – запоро-регулюючий елемент; 7 –
 пружина; 8 – вхідний канал; 9 – вихідний канал; 10 – отвір*
 Рисунок 2.2 – Схема редукційного клапана

Рівень тиску у вихідному патрубку 9 редукційного клапана регулюється пружиною 2 за допомогою гвинта 1. Пружина прогинає мембрану 3 і через шток 5 відводить від сідла запоро-регулюючий елемент 6, відкриваючи прохід для потоку повітря зі вхідного отвору 8 до вихідного отвору 9. Вихідний канал 9 клапана через дросельний отвір 4 з'єднується з камерою А зворотного зв'язку. Наприклад, з ростом тиску повітря на виході 9 редукційного клапана збільшується також тиск у камері А через отвір 4. Діючи на поверхню мембрани 3 він створює додаткову силу, направлену проти зусилля пружини 2. При цьому прогин мембрани зменшується і запоро-регулюючий елемент 6 під дією пружини 7 наближається до сідла, обмежуючи прохідну площу щілини для повітряного потоку, а це приводить до підвищення втрати тиску у щілині між елементом 6 і сідлом. У результаті тиск у вихідному каналі 9 зменшується, тобто:

$$P_{вих} = P_{вх} - \Delta P_6$$

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики фільтрів-вологовідділювачей

Найменування параметрів	В41-13	БВ41-13	В41-33	В41-14	БВ41-14	В41-33	ДВ41-14	В41-36	ДВ41-14
Умовний прохід, мм	10			16			25		40
Номинальний тиск, МПа	1,0								
Випуск конденсата	ручний	ручний	автоматичний	ручний	ручний	автоматичний	ручний	автоматичний	ручний
Максимальна витрата повітря при тиску 0,63 МПа, м ³ / хвил	1,0			2,0			5,0		12,5
Степень вологовідділення, %, не менше	90								
Абсолютна тонкість фільтрації, мкм	80								
Перепад (втрата) тиску при максимальній витраті, МПа, не більше	0,008			0,01			0,02		0,025
Об'єм для конденсата, л	0,1	0,25	0,3	0,1	0,25	0,3	0,4	0,6	1,0
Маса, кг	1,1	1,35	2	1,1	1,35	2	3,5	2	7,4

де $P_{вх}$ і $P_{вих}$ - тиски повітря відповідно у каналах 8 і 9;

ΔP_6 - втрати тиску у щілині запорно-регулюючого елемента 6.

Кожній даній витраті стиснутого повітря в пневмосистемі відповідає певна величина прохідної площі. Стабільність тиску на виході 9 редукційного клапану забезпечується наявністю отвіру 4 і камери А зворотного зв'язку. Отвір 4 розташований у звуженні вихідного каналу, в якому з ростом витрати повітря мають місце значний ріст швидкості руху потоку повітря і місцева падіння тиску. Зменшення тиску у порожнині А викликає додаткове відкриття проходу і більш інтенсивну подачу повітря.

Таким чином, на виході редукційного клапана значення тиску буде стабільним і дорівнюватиметься заданою пружиною 2 тиску.

Порожнина В редукційного клапану з'єднується з атмосферою через отвір 10.

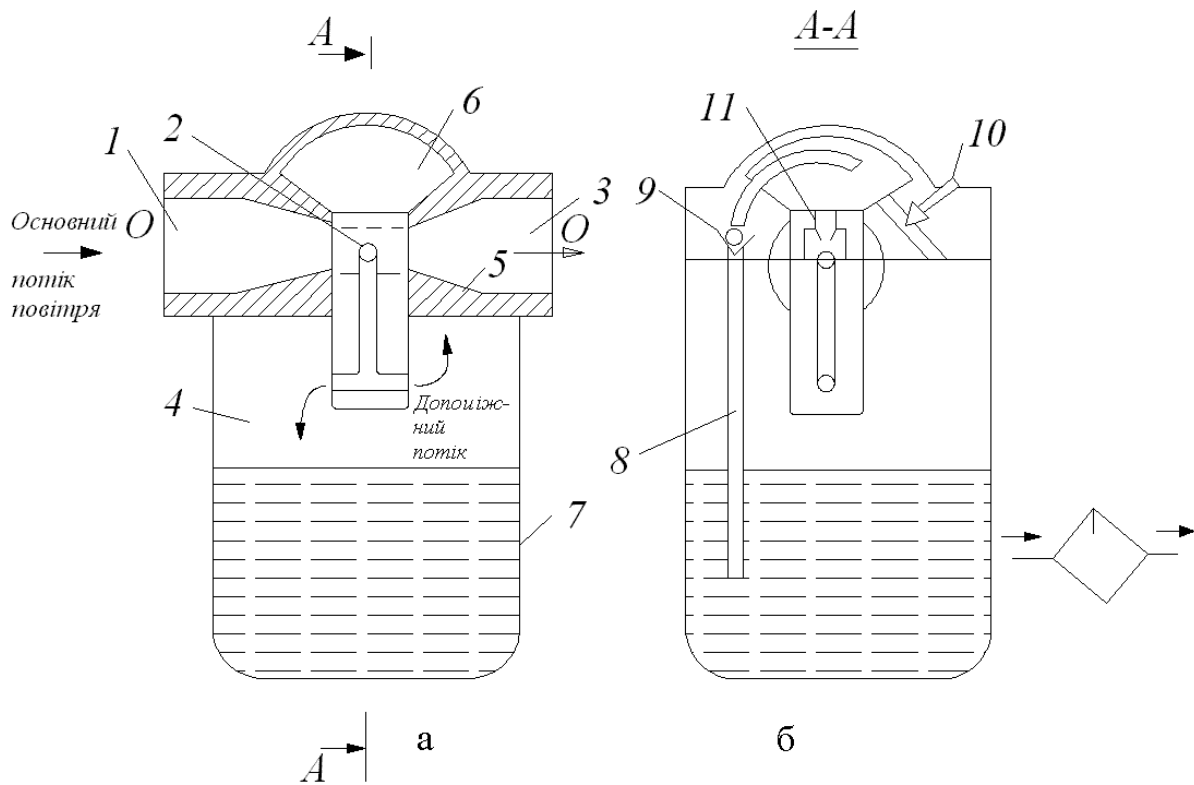
У таблиці 2.2 подані основні характеристики стандартних редукційних пневмоклапанів.

На рисунку 2.3 розглядається маслорозпилювач з дворазовим розпиленням масла. З появою течії стиснутого повітря в маслорозпилювачі створюються два повітряні потоки. Основний потік із вхідного каналу 1 через вікна 2 проходить безпосередньо до вихідного каналу 3, а допоміжний через систему, яка складається з отвіру, кільцевого проходу і каналу, проходить в камеру 4 і далі через отвір 5

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики редуційних пневматичних клапанів

Найменування параметрів	Типорозмір			
	112-12	112-16	112-25	211-40
Умовний прохід, мм	12	16	25	40
Номінальний тиск, МПа	1	1	1	1
Діапазон регулювання тиску на виході, МПа	0,05...0,9	0,05...0,9	0,05...0,9	0,05...0,9
Витрата повітря через клапан при тиску на виході 0,4 МПа, м ³ / хвил	0,63	1,0	2,5	6,3
Втрата тиску повітря при зміні витрати повітря від 5% до 100% номінального значення, МПа	0,02	0,04	0,06	0,04
Маса, кг	1,5	1,5	2,7	4,2

з'єднується з основним потоком завдяки його підсмоктуючій дії. Крім цього, допоміжний потік обтікає сопло і відсмоктує через нього частину повітря з камери 6, знижую в ній тиск. Під дією більш високого тиску в камері 4 масло, яке залито у прозорий стакан 7 піднімається по трубці 8 і через зворотний клапан 9 краплями падає на конусну поверхню камери 6. Частота падіння масляних крапель регулюється дроселем 10, який встановлений на лінії зв'язку між камерами 4 і 6. через дросель 10 у камеру 6 надходить деяка кількість повітря, а через сопло витікає, тобто камера 6 є проточною і рівень тиску у ній залежить від інтенсивності притоку повітря, яку рухається дроселем 10, і інтенсивності його витікання, що залежить від витрати повітря через маслорозпилювач. Коли зменшується прохідна площа дроселя 10, зменшується тиск у камері 6, що посилює подачу масла. Краплі масла через сопло 11 (на рисунку 2.3 показано умовно) вносяться у допоміжний потік, де проходить первинне розпилювання. У камері 4 недостатньо часточки осідають на поверхню масла, а більш дрібні краплі вносяться допоміжними потоками у основний і розпилюються додатково. Таким чином, відбувається двократна дія розпилювання масла.



*а – маслорозпилювач; б – умовне позначення на схемах;
 1 – вхідний канал; 2 – вікно; 3 – вихідний канал; 4 – камера; 5 – отвір; 6 – камера; 7 – стакан; 8 – трубка; 9 – зворотний клапан; 10 – дросель; 11 – сопло*

Рисунок 2.3 – Схема маслорозпилювача двократної дії

Промисловість виготовляє маслорозпилювачі однократної дії, які мають недолік: при значному зменшенні рівня масла у стакані знижується подача масла у потік повітря. Для ліквідації цього негативного явища маслорозпилювач доповнюється відповідним пристроєм. Крім цього, промисловість виготовляє пристрій імпульсної подачі масла в пневмосистему (УПСИ), який застосовується у випадку, коли виконавчі механізми розташовані на значній відстані від джерела живлення. Пристрій УСПИ-4/10 забезпечує одночасну подачу масла до шести виконавчих механізмів.

Для розпилення використовуються масла И-12А і И-20А, у яких кінематичний коефіцієнт в'язкості не перевищує 35 сСт.

У таблиці 2.3 подані основні характеристики масло розпилювачів.

Направляюча (розподільна) пневмоапаратура призначена для зміни напрямку руху повітря, включенню і виключенню подачі повітря у пневмолініях.

У залежності від конструкції розподільного елемента розподільники бувають: золотникові (з циліндричним або плоским золотником), кранові і клапанні (застосовуються при невеликих витратах повітря у системах управління).

Таблиця 2.3 – Технічні характеристики маслорозпилювачів

Найменування параметрів	Типорозмір		
	B44-13	B44-14	B44-16
Умовний прохід, мм	12	16	25
Тиск, МПа:			
• номінальний	1	1	1
• мінімальний	0,2	0,2	0,2
Витрата повітря при тиску 0,4 МПа, м ³ / хвил	0,5	1	2,5
Втрата тиску при номінальній витраті повітря, МПа, не більше	0,025	0,025	0,025
Об'єм масла у стакані, см ³	200	200	400
Маса, кг	1,0	1,0	1,8

За способом дії на розподільний елемент при переключенні розподільники бувають:

- з ручним управлінням;
- з механічним управлінням;
- з пневматичним управлінням;
- з електричним управлінням;
- з електропневматичним управлінням.

Управління може бути однобічним і двобічним. При однобічному управлінню переключення розподільника відбувається при прикладенні управляючої дії тільки у одному напрямку, а зворотне переключення відбувається під дією пружини або пневмопружини після відміни сигналу управління. У розподільниках двобічної дії пряме і зворотне автоматичне переключення розподільника виконується зовнішніми силами при подачі відповідних сигналів.

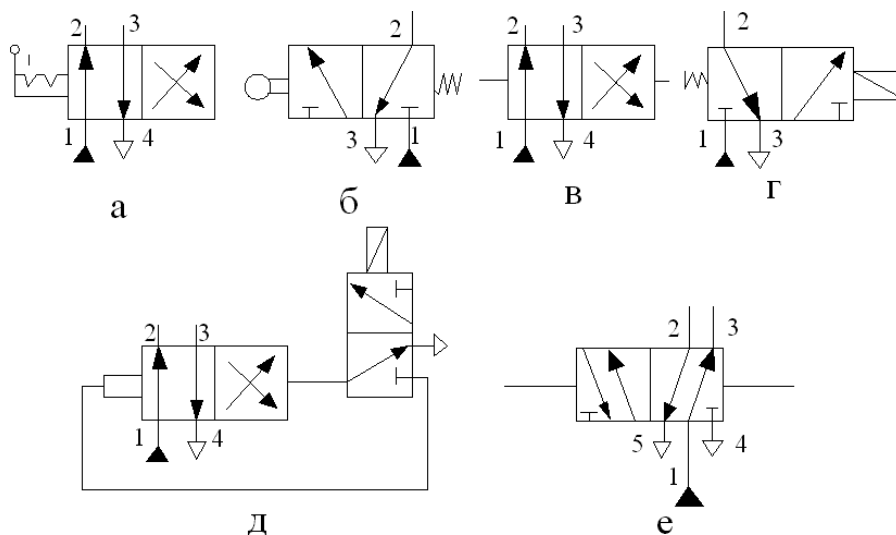
У залежності від кількості фіксованих положень розподільного елемента розрізняють двопозиційні і трипозиційні розподільники. У більшості випадків у пневмосистемах застосовують двопозиційні розподільники, що відповідає дискретному характеру функціонування пневматичних пристроїв.

З розподільником з'єднуються лінії пневмосистеми. Виходи в атмосферу розглядаються також як зовнішні лінії. За кількістю приєднаних до розподільника пневмоліній розрізняють дволінійні, трьохлінійні, чотирилінійні і п'ятилінійні. У пневмоприводах і пневмосистемах найбільш часто використовуються трьох- і чотирьохлінійні розподільники. Кількість позицій розподільного елемента визначається на схемах умовно числом квадратів, у яких накреслюються зв'язки між зовнішніми лініями. Зовнішні лінії на схемах приєднуються до

тієї позиції розподільника, яку він займає у положенні при відсутніх будьяких сигналів управління (рис.2.4).

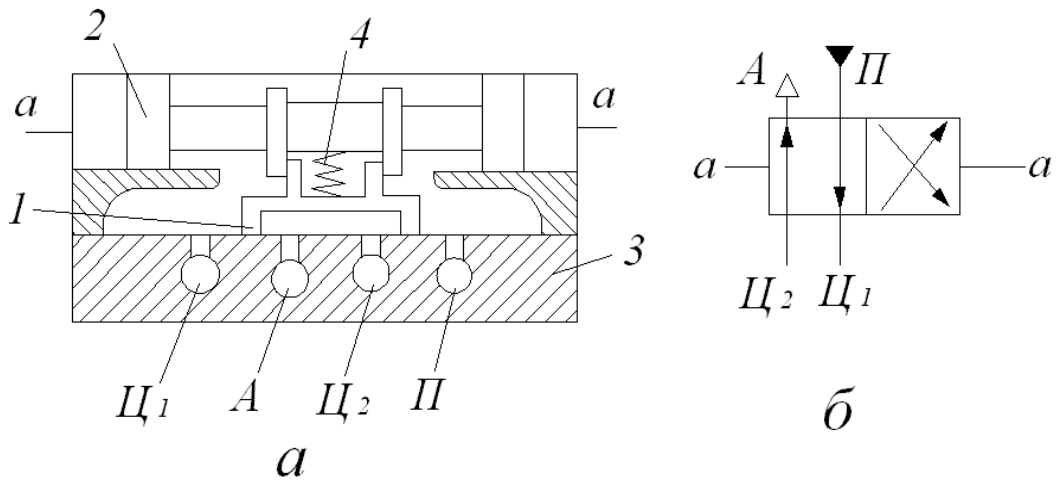
В якості розподільника у пневморозподільників з плоским золотником (рис.2.5) використовується плоский притертий золотник 1, який при дії на нього поршня 2 може займати одно із двох крайніх положень. У одному із крайніх положень золотника живлення П у плиті 3 з'єднується з вихідним каналом Π_1 , а до вихідного канал Π_2 тиск живлення не підходе і канал Π_2 з'єднується з атмосферним каналом А. У другому крайньому положенні золотника канал живлення П з'єднується з вихідним каналом Π_2 , а вихідний канал Π_1 - з атмосферним каналом А. Промисловість виготовляє пневморозподільники з плоским золотником з різноманітними системами управління (табл.2.4).

Промисловість виготовляє також двопозиційні розподільники з однобічним пневматичним управлінням і із однобічним електропневматичним управлінням з аналогічними технічними характеристиками.



*а – чотирьохлінійний з ручним управлінням;
 б – трьохлінійним однобічної дії з механічним управлінням;
 в – чотирьохлінійний двобічної дії з пневматичним управлінням;
 г – трьохлінійний однобічної дії з електроуправлінням;
 д – чотирьохлінійний однобічної дії з електроуправлінням;
 е – п'ятилінійний двобічної дії з пневматичним управлінням*
 Рисунок 2.4 – Умовне позначення на схемах двопозиційних пневморозподільників

Промисловість виготовляє також двопозиційні розподільники з однобічним пневматичним управлінням і із однобічним електропневматичним управлінням з аналогічними технічними характеристиками.



а – розподільник з плоским золотником;

б – умовне позначення на схемах;

1 – плоский золотник; 2 – пневмоциліндр управління; 3 – плита; 4 – пружина

Рисунок 2.5 – Схема двопозиційного двобічного чотирьохлінійного розподільника з плоским золотником і пневматичною системою управління

Пневморозподільники з плоским золотником використовуються для управління значними потоками стиснутого повітря при роботі виконавчих механізмів. Герметичність забезпечується за рахунок точної обробки контактуючих плоских поверхонь і відповідних притиснутих пружиною зусиль.

Розподільники з циліндричним золотником мають недолік: значна втрата стиснутого повітря через капілярні ущільнення кінематичних пар. При малій в'язкості повітря втрати стиснутого повітря дуже великі і тому розподільники з циліндричним золотником використовувались раніше рідко. У сучасний період виготовляються розподільники з циліндричним золотником які мають спеціальні ущільнення Т-образної форми. Такі розподільники технологічні у виготовленні, надійні в роботі і довговічні у експлуатації. У таблиці 2.5 подані основні технічні характеристики двопозиційних п'ятилінійних розподільників з циліндричним золотником і еластичним ущільненням кінематичних пар.

У довіднику приведені також розподільники двопозиційні п'ятилінійні однобічної дії з аналогічними характеристиками.

Дроселі застосовують у пневмосистемах (пневмоприводах) для: регулювання швидкості руху виконавчих механізмів; стабілізації руху; гальмування при зупинках рухомих елементів приводів. Крім цього, дроселі використовують у пневматичних датчиках і регуляторах для затримки пневматичних сигналів, їхнього узгодження, регулювання витрати. Об'ємна витрата стиснутого повітря через дросель визначається:

Таблиця 2.4 – Технічні характеристики двохопозиційних чотирьохцилінних розподільників з плоским золотником і двобічним управлінням

Найменування параметрів	Типорозміри											
	З пневматичним управлінням						З електропневматичним управлінням					
	В63-13	ПВ63-13	В63-14	ПВ63-14	В63-15	ПВ63-15	БВ64-13	ПБВ63-13	БВ63-14	ПБВ63-14	БВ63-15	ПБВ63-15
Умовний проход, мм	12	12	16	16	20	20	12	12	16	16	20	20
Номінальний тиск, МПа	0,63						0,63					
Пропуск-на можливість, м ³ /год	1,2	1,2	2,16	2,16	4,8	4,8	1,2	1,2	2,16	2,16	4,8	4,8
Кількість включень у хвилину не більше	250						250					
Втечка повітря із під плоского золотника, см ³ /год	500				1000		500				1000	
Номінальна напруга, В	-						110, 127, 220, 380					
Номінальна потужність, Вт	-						45					
Маса, кг	2,75	2,5	3,2	3,1	6,3		4,45	4,7		7,6		

$$Q = \mu S_d \sqrt{\frac{2}{\rho_{cp}} (P_1 - P_2)},$$

де μ - коефіцієнт витрати;

P_1 і P_2 - відповідно тиски повітря на вході і виході;

ρ_{cp} - середнє значення густини, $\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$;

Таблиця 2.5 – Технічні характеристики двопозиційних п'ятилінейних розподільників з циліндричним золотником двобічної дії серії 415255

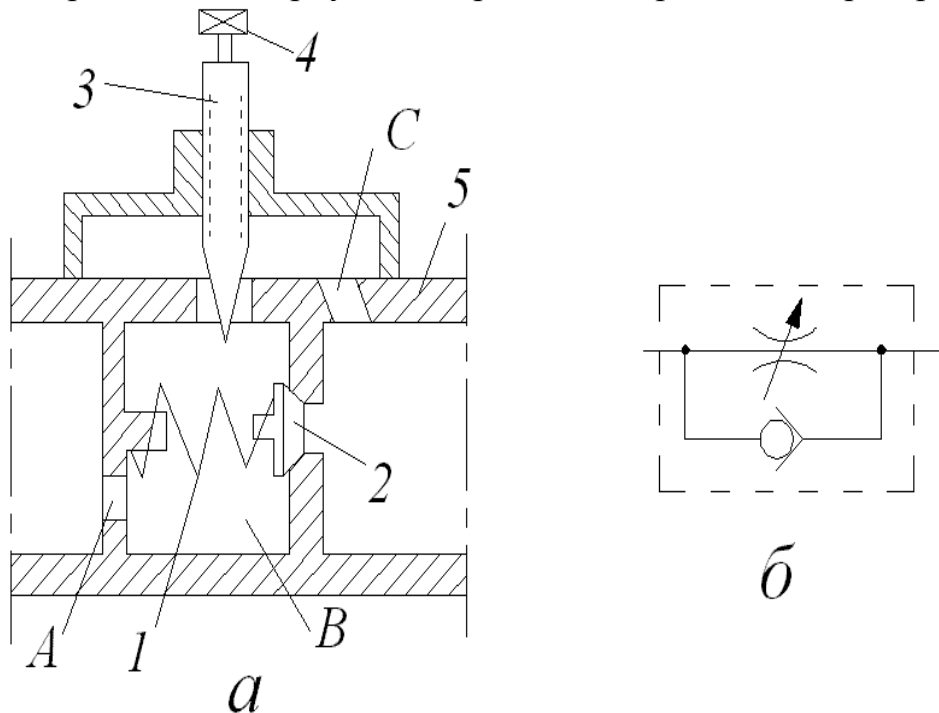
Найменування параметрів	Типорозмір					
	З пневматичним управлінням			З електропневматичним управлінням		
	0080-03	0082-03	0100-05	0090-03	0092-03	0110-05
Умовний прохід, мм	10	10	20	10	10	20
Номінальний тиск, МПа	1	1	1	1	1	1
Мінімальний тиск управління, МПа	0,25	0,35	0,25	0,2	0,2	0,2
Напруга при 50Гц, В	-	-	-	12, 36, 110, 220, 380		
Напруга при постійному струму, В	-	-	-	12, 24, 48, 110		
Час спрацювання, с	0,063	0,063	0,063	0,063	0,063	0,063
Допустима кількість включень у хвилину, не менше	250	250	250	250	250	250
Пропускна можливість, м ³ /год	1	1	3,15	1	1	3,13
Маса, кг	1,8	2	3,7	3,1	3,2	4,4

ρ_1 і ρ_2 - густина повітря до і після дроселя;

S_d - прохідна площа дроселя.

Пневматичні дроселі зі зворотним клапаном (рис.2.6) призначені для регулювання витрати стиснутого повітря у одному напрямку і забезпечення вільного проходу повітря, у зворотньому напрямку в пневматичних системах. Через прохідний отвір (щілина) А стиснуте повітря підводиться у порожнину В. Клапан 2 зусиллям пружини 1 і тиском повітря

притискується до сідла, а повітря через кільцеву щілину, яка утворена голчастим дроселем 3 і корпусом 5, проходить отвір на вихід пристрою.



*а – конструктивна схема дроселя; б – умовне позначення на схемах;
1 – пружина; 2 – клапан; 3 – голчастий дросель; 4 – регулювочний пристрій; 5 – корпус*

Рисунок 2.6 – Схема регульованого дроселя зі зворотним клапаном

Настройка дроселя 3 на визначну витрату повітря здійснюється обертами пристрою 4, причому після регулювання голка дроселя 3 фіксується гайкою. При зміні напрямку потоку стиснутого повітря клапан 2, долаючи зусилля пружини, відкривається і потік стиснутого повітря вільно проходить через апарат.

У таблиці 2.6 наведені характеристики широко застосовуваних у пневмосистемах (пневмоприводах) дроселів зі зворотним клапаном.

Для автоматичного управління технологічними процесами функціонування пневмосистем застосовуються пневмоапарати контролю залежно від умов і особливостей виконуваних виконавчими механізмами технологічних операцій.

Основні методи контролю:

- контроль за положенням виконавчого механізму, яке він займає по закінченні технологічної операції;
- контроль за досягненням зусилля, крутного моменту або тиску, які необхідні, щоб операція була закінчена;
- контроль за проходженням часу, відведено для операції.

Метод контролю за положенням розглянутий у підрозділі 1.6.

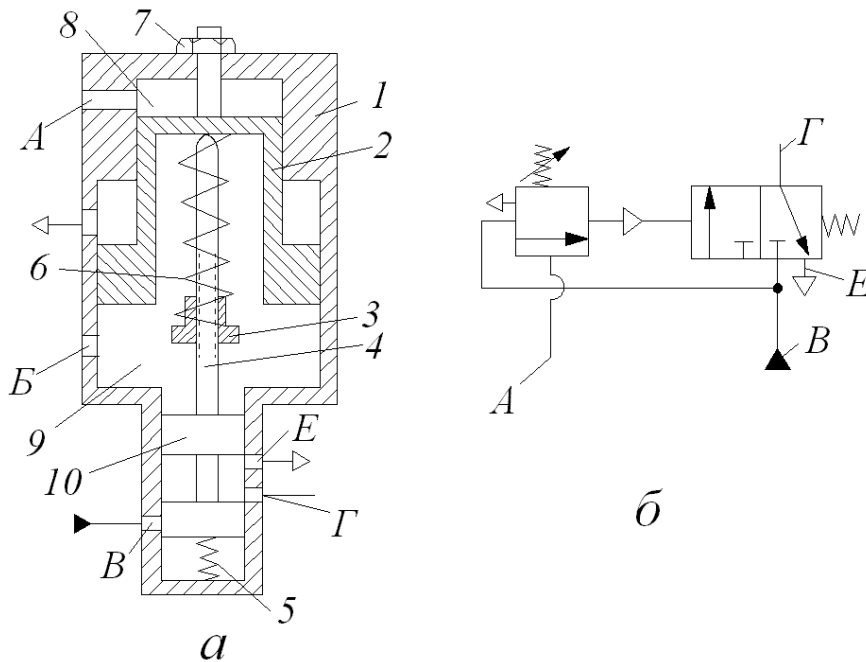
Управління з контролем за рівнем тиску або зусилля реалізується клапаном послідовності (рис.2.7), який забезпечує виникнення пневматичного сигналу управління після досягнення, наприклад, у порожнині виконавчого механізму заданого тиску повітря або заданої різниці тисків.

Таблиця 2.6 – Технічні характеристики регульованих дроселів зі зворотним клапаном

Найменування параметрів	Типорозмір				
	08-1	12-1	16-1	20-1	25-1
Умовний прохід, мм	8	12	16	20	25
Номінальний тиск, МПа	1				
Втрата тиску повітря при номінальній витраті, через повністю відкритий дросель при закритому зворотньому клапану, МПа	0,05				
Втрата тиску повітря при номінальній витраті через повністю відкритому зворотньому клапану і повністю закритому дроселі, МПа	0,03	0,02	0,02	0,025	0,02
Об'ємна витрата стиснутого повітря при тиску 0,63 МПа, м ³ / хвил	0,4	0,8	1,6	2,5	4,0
Маса, кг	0,236	0,352	0,371	0,485	0,688

Ступінчастий поршень 2 притиснутий до упору пружиною 6 через товкатель 4. Зверху поршня 2 знаходиться камера 8, а знизу – камера 9, які з'єднуються з вхідними отворами відповідно А і Б. У верхній частині клапана знаходиться пристрій 7 (на рисунку 2.7 умовно позначений), який має короткий поворотний валик з торцевим виступом у вигляді шпонки. Ця шпонка ковзає по внутрішньому шпоночному пазу поршня 2 передає поворотний рух валика гайці 3, яка рухається по різьбі в осьовому напрямку і регулює натяг пружини 6. Знизу клапана вмонтований трьохлінійний двопозиційний розподільник 10, на вхід В якого підводиться повітря живлення, а з виходу Г знімається потрібний управляючий сигнал. При верхньому положенні поршня 2 підвід тиску повітря живлення розподільником 10 перекритий, а вихід Г сполучається з атмосферним виходом Е. Якщо клапан послідовності використовується для контролю за тиском, то повітря, тиск якого контролюється через отвір А підводиться у камеру 8, а пружина 6 регулюється у відповідності з потрібним рівнем тиску. При досягненні цього рівня поршень 2 переміщується вниз і через товкатель 4 переключаче розподільник 10, перекриваючи атмосферний канал Е з'єднуючі канали В і Г. Таким чином на виході каналу Г з'явиться управляючий сигнал у вигляді тиску джерела живлення, який поступає до

отвіру В. Якщо контролюється різниця тисків (перепад тисків) більше значення тиску відводиться до камери 8, а менше значення – до камери 9.



*а – конструктивна схема; б – умовне позначення на схемах;
 1 – корпус; 2 – диференційний поршень; 3 – гайка; 4 – товкатель; 5 і
 6 – пружини; 7 – пристрій настройки; 8 і 9 – камери; 10 – трьохлінійний
 розподільник*

Рисунок 2.7 – Схема пневматичного клапана послідовності

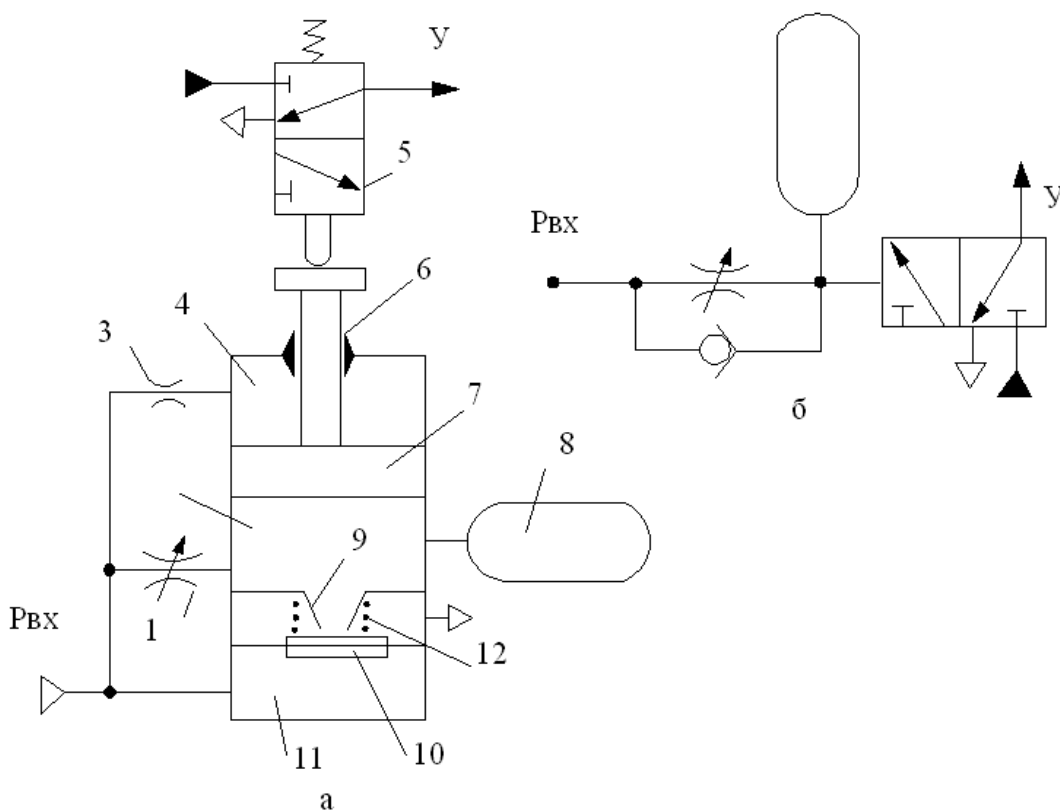
У таблиці 2.7 розглядаються основні характеристики пневмоклапанів послідовності.

При управлінні з часовим контролем використовуються пневматичні пристрої для витримки часу (рис.2.8). Принцип дії пристрою базується на використанні для відліку часу процесу поновлення пневмокамери через дросель [5, с.310]. Вихідний сигнал $У$ з'являється після подачі вхідного сигналу $P_{вх}$ із заданою витримкою часу, яка визначається тривалістю наповнення камери управління пневмоклапана з приєднаною допоміжною ємністю до тиску, спроможного викликати переключення розподільника пневмоклапана. Регулюванням дроселя і підбором допоміжної ємності витрати часу можна змінювати у широкому діапазоні.

Під дією тиску $P_{вх}$ в камері 11 мембрана 10 закриває сопло 9, вісікаючи зв'язок робочої камери 2 пневмоциліндра з атмосферою. Починаються наповнення робочої камери 2 і приєднаної до неї допоміжної ємності 8 через відрегульований дросель 1. Одночасно стиснуте повітря через постійний дросель 3 підводиться у камеру 4 і його тиск створює додаткову силу протидії руху поршня 7.

Таблиця 2.7 – Технічні характеристики пневматичних клапанів послідовності

Найменування параметрів	Типорозмір	
	П-КМ	П-КП-4/10
Умовний прохід, мм	2,5	4
Номінальний тиск джерела живлення, МПа	0,63	1
Діапазон контролюємого тиску, МПа	0,14...0,63	0,1...1
Пропускна здатність:		
л/хвил	1,45	-
м ³ / год	-	0,25
Точність спрацьовування, МПа	± 0,01	± 0,01
Маса, кг	0,22	0,34



а – конструктивна схема; б – умовне позначення на схемах;
 1 – регульований дросель; 2, 4 і 11 – камери; 3 – постійний дросель;
 5 – двопозиційний трьохлінійний розподільник однієї дії; 6 –
 подвійне сопло; 7 – поршень зі штоком; 8 – допоміжна ємність; 9 –
 сопло; 10 – мембрана; 12 – пружина

Рисунок 2.8 – Схема пневматичного клапана витримки часу

По закінченню відведеного часу тиск повітря у камері 2 досягає такого рівня, що рушійна сила на поршні 7 стає достатньою для подолання сил опору і поршень починає рухатися. На початку руху заслінка на штокові поршня відкриває сопло 6, що призводить до швидкого спорожнення камери 4 і різкого падіння сили опору рухові поршня. При

цьому поршень «вистрілює» і чітко переключає пневморозподільник 5, на виході якого з'являється управляючий сигнал $У$. У кінці ходу поршень як заслінка перекриває з другої сторони подвійне сопло 6, відсікаючи вихід з камери 4 в атмосферу і в камері знову наростає тиск. Для підготовки функціонування пневмоклапану витримки часу достатньо зняти вхідний сигнал. При цьому тиск у камері 11 падає, відкривається сопло 9 і робоча камера 2 з приєднаною ємністю 8 швидко спорожняються. Силою пружини розподільника 5 і під дією тиску повітря у камері 4 поршень 7 повертається у початковий стан.

У таблиці 2.8 подана характеристика пневмоклапана витримки часу.

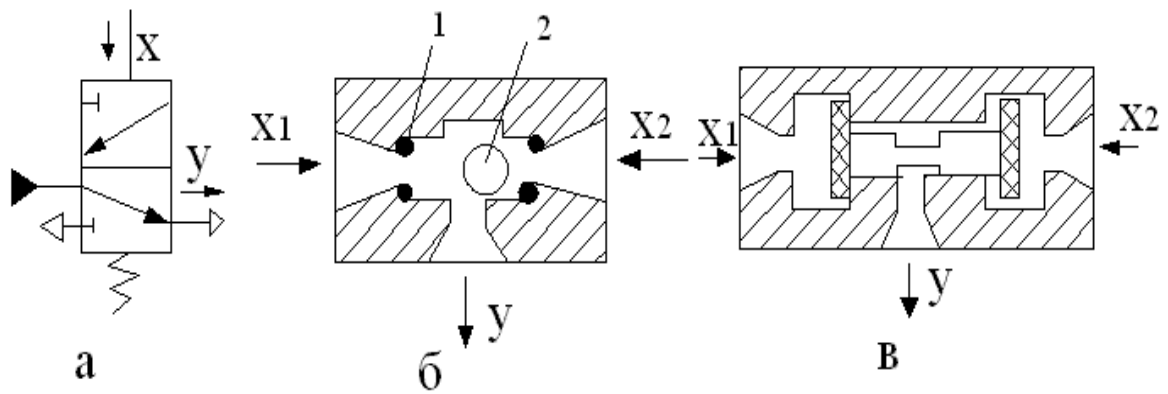
Таблиця 2.8 – Технічні характеристики пневмоклапана витримки часу типу П-КВВ-4/10

Найменування параметрів	Пневмоклапани П-КВВ-4/10; ПП-КВВ-4/10; ПП-КВВ-4/10-0,1
Умовний прохід, мм	4
Номінальний тиск, МПа	1
Пропускна здатність, м ³ / годин	0,24
Діапазон витрати часу, с	0,5...15
Маса, кг	0,7...0,8

Вихідні сигнали з розглянутих вище пневматичних апаратів контролю використовуються у простих пневмоприводах безпосередньо для управління головними розподільниками, або виконавчими механізмами. В більшості випадків такі сигнали поступають у логічну частину дискретної системи управління і входять як складові в різноманітні логічні комбінаційні, які використовуються в ролі результуючих сигналів управління. Логічні зв'язки між складовими реалізуються за допомогою логічних елементів (рис.2.9).

Якщо на вхід « X » (рис.2.9а) не буде надходити тиск повітря, то на виході « $У$ » буде тиск джерела живлення. При поданні на вхід « X » розподільник переключається і тоді на виході « $У$ » не буде тиску, тобто виконується логічна операція інверсії $y = \bar{x}$.

При поданні стиснутого повітря (рис.2.9б) у один із вхідних отворів шарик 2 переміщується і притискується до кільцевого утілення 1 і закриває протилежний вхід, забезпечую прохід по сигналу $У$. При наявності одночасно поданих сигналів X_1 і X_2 шарик 2 зміщується у напрямку меншому по значенню сигналу, або займає середнє положення положення. При цьому вхідні сигнали X_1 і X_2 проходять на вихід $У$, тобто забезпечується реалізація логічної функції «АБО» $y = x_1 \vee x_2$ (диз'юнкція).



а – двопозиційний трьохлінійний розподільник одnobічної дії (логічний елемент «Інверсія»);

б – логічний елемент «АБО»; в – логічний елемент «І»;

1 – кільцеве ущільнення; 2 – шарик;

Рисунок 2.9 – Схеми логічних елементів

Пневмоклапани (рис.2.9в) реалізує логічну операцію кон'юкції. Сигнал на виході Y з'являється тільки наявності обох вхідних сигналів X_1 і X_2 , тобто $y = x_1 x_2$.

У таблиці 2.9 розміщені основні технічні характеристики пневмоклапана, який реалізує логічну операцію «АБО».

Таблиця 2.9 – Технічні характеристики пневмоклапанів, які реалізують логічну операцію «АБО»

Найменування параметрів	Типорозмір		
	П-КЧ	КИЧ	СКИЧ
Умовний прохід, мм	2,5	4	4
Номінальний тиск, МПа	0,63	1	
Пропускна здатність: л/хвил	1,3	-	
Пропускна здатність: м ³ / год	-	0,25	0,24
Найбільше число включень у хвилину	300		
Маса, кг	0,075	0,1	0,09

2.1.2 Контрольні питання

1 Яке призначення, конструкція і принцип дії фільтра-вологовідділювача?

2 Яке призначення, конструкція і принцип дії редукційного клапана?

3 Яке призначення, конструкція і принцип дії маслорозпилювача?

4 З'ясуйте класифікацію розподільників.

5 З'ясуйте конструкцію, принцип дії, область застосування і технічні характеристики розподільників з плоским золотником.

6 Які достоїнства і недоліки розподільників з циліндричним золотником? Поясніть технічні характеристики і область застосування розподільників з циліндричним золотником.

7 З'ясуйте класифікацію і призначення дроселів.

8 Яка конструкція, принцип дії, технічні характеристики і область застосування дроселів зі зворотним клапаном?

9 Яка конструкція, принцип дії, технічні характеристики і область застосування пневмоклапанів послідовності?

10 Яка конструкція, принцип дії, технічні характеристики і область застосування пневмоклапана витримки часу?

11 З'ясуйте конструкцію, принцип дії і область використання пневматичних логічних елементів.

2.2 Пристрої пневмоавтоматики

Пневматичні дроселі, їх різновид, розрахунок витрат тиску та масових витрат газу, область застосування.

Пружні елементи, їх призначення, розрахунок параметрів.

Аналогові пневматичні підсилювачі та перетворювачі, їх конструкції, принцип дії, область використання, розрахунок коефіцієнта підсилювання.

Конструкція і принцип дії підсилювачів дискретної дії, область застосування.

Зміст теми викладений у літературі: [1, с.3...14; 4, с.3 ...14, 211...235; 5, с. 3...18, 278...294, 344...363; 15, с. 3...8].

2.2.1 Теоритичні відомості і рекомендації

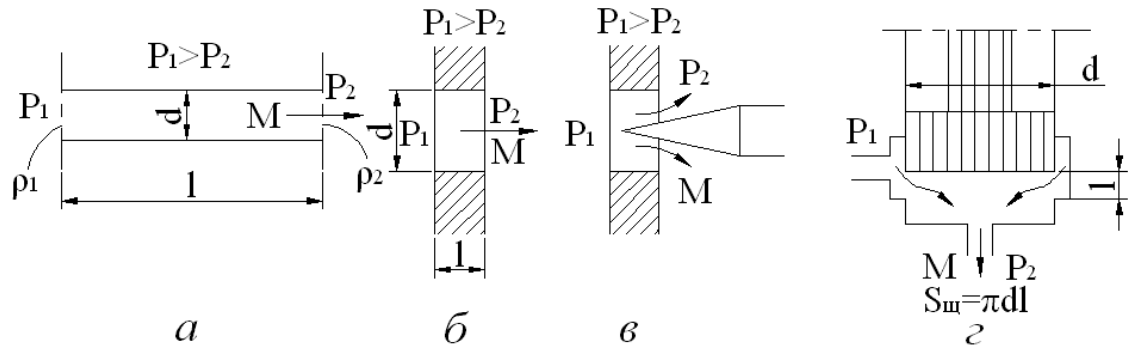
У сучасний період широко застосовуються для побудови систем управління технологічними процесами різноманітні пристрої пневмоавтоматики, які реалізують конкретні функції. Швидкий розвиток пневматичних систем управління пояснюється перевагами, що мають пневматичні пристрої, до яких належать: простота конструкції; висока економічна ефективність; надійність; захищеність від пожеж та вибухів.

Для управління технологічними процесами використовуються аналогові і дискретні системи і пристрої пневмоавтоматики, які дозволяють здійснювати швидку переналадку на різні технологічні цикли та успішно вирішувати завдання автоматизації обладнання, що працює в умовах серійного, дрібносерійного та індивідуального виробництва. Широкі технічні можливості ставлять пневмоавтоматику рядом з електронікою в ряд найважливіших засобів автоматизації виробничих процесів у машинобудуванні.

Розглянемо деякі аналогові і дискретні пристрої пневмоавтоматики.

Пневматичні дроселі призначаються для створення опору протіканню газу (повітря) та перепаду тиску в системах управління, для регулювання масової витрати газу (повітря) при його проході через дросель. Таким чином, дроселі бувають нерегульовані, а також змінні (управляемі у період функціонування системи).

До постійних (нерегульованих) дроселей (рис.2.10) відносяться: капіляр; отвір у «тонкій стінки» (жиклер); щілинні дроселі.

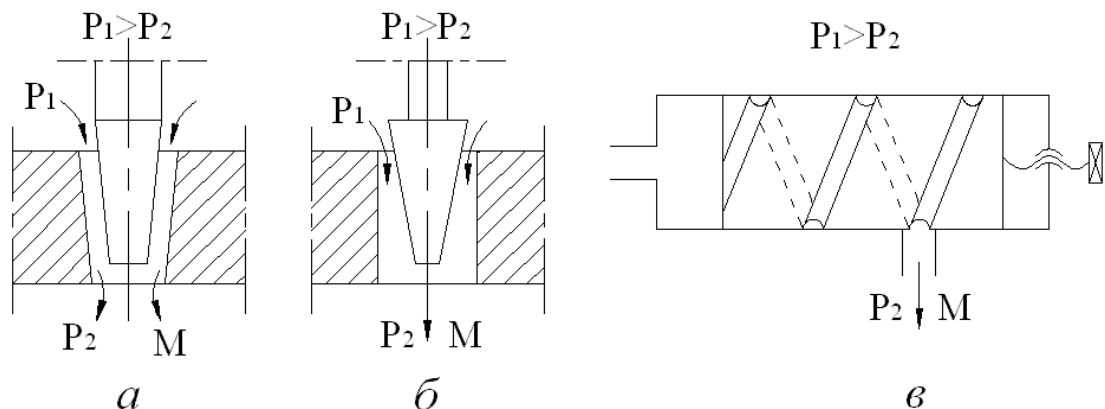


а – капіляр; б – отвір у «тонкій стінки» (жиклер); в – щілинний голчастий; г – щілинний золотниковий

Рисунок 2.10 – Схзми постійних (нерегульованих) дроселів

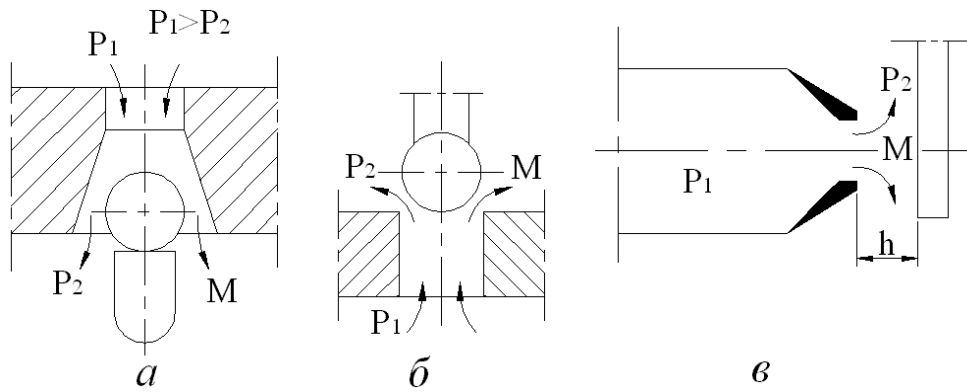
У регульованих дроселях активний опір ΔP і масова витрата газу (повітря) M залежать від площі прохідного перерізу. До таких дроселів відносяться дроселі типу: конус-конус; конус-циліндр; гвинтові дроселі зі змінною довжиною прохідного каналу (рис.2.11).

У змінних дроселів активний пір ΔP і масова витрата газу (повітря) M змінюються у процесі функціонування пневматичного пристрою. До таких дроселів відносяться дроселі типу: шарик-шарик; шарик-циліндр; сопло-заслонка (рис.2.12).



а – дросель «конус-конус»; б – дросель «конус-циліндр»; в – гвинтовий дросель

Рисунок 2.11 – Схеми регульованих дроселів



a – дросель «шарик-шарик»; *б* – дросель «шарик-циліндр»; *в* – дросель «сопло-заслонка»

Рисунок 2.11 – Схеми змінних (управляємих) дроселів

У загальному випадку втрата тиску ΔP (перепад тисків) визначається залежністю:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \xi \rho_{cp} \frac{g^2}{2},$$

де ξ - коефіцієнт опору дроселя;

$$\rho_{cp} - \text{середня густина газу (повітря)}, \rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2};$$

ρ_1 і ρ_2 - густина газу (повітря) відповідно на вході і виході із дроселя;

g - швидкість руху газу (повітря) на виході із дроселя.

За режимом протікання газу (повітря) в каналах дроселів їх розподіляють на турбулентні і ламінарні. Конструктивно турбулентні дроселі характеризуються малим відношенням довжини каналу l дроселя до його діаметра d . У таких дроселів $\frac{l}{d} \leq 10$. Внаслідок невеликої довжини

дроселя потік газу (повітря) через дросель при великій швидкості руху g потік не встигає стабілізуватись. У зв'язку з цим потік не встигає обмінюватись теплом із стінками і тому термодинамічний процес протікання газу (повітря) через турбулентний дросель вважають адіабатичним, а характер потоку може бути як докритичний (підкритичний), так і надкритичний.

У ламінарних дроселях відношення довжини каналу дроселя l до його діаметра d $\frac{l}{d} \geq 10$ і тому у каналах дроселя формується ламінарний режим течії. У таких дроселях газ (повітря) встигає обмінюватись теплом зі стінками каналу і тому характер термодинамічного процесу є ізотермічний.

Умовно до турбулентних дроселів відносять дроселі наступних типів: сопло-заслінка; корпус-циліндр; шарик-конус; шарик-циліндр. До ламінарних дроселів можна віднести дроселі типів: конус-конус; капіляр; щілинний дросель.

За характером витратної характеристики $M = f(\Delta P)$ дроселі можуть бути лінійними і нелінійними. Для лінійних дроселів масова витрата M газу (повітря) визначається:

$$M = \alpha(P_1 - P_2) = \alpha\Delta P,$$

де α - провідність дроселя;

P_1 і P_2 - тиски газу (повітря) відповідно до і після дроселя;

ΔP - перепад тисків.

Лінійна залежність масової витрати газу (повітря) від перепаду тисків може бути тільки тоді, коли режим течії через дросель буде ламінарний. Тому ламінарні дроселі в той же час є і лінійними.

Для нелінійних дроселів масова витрата газу (повітря) визначається:

$$M = \beta\sqrt{P_1 - P_2} = \beta\Delta P,$$

де β - постійний коефіцієнт опору.

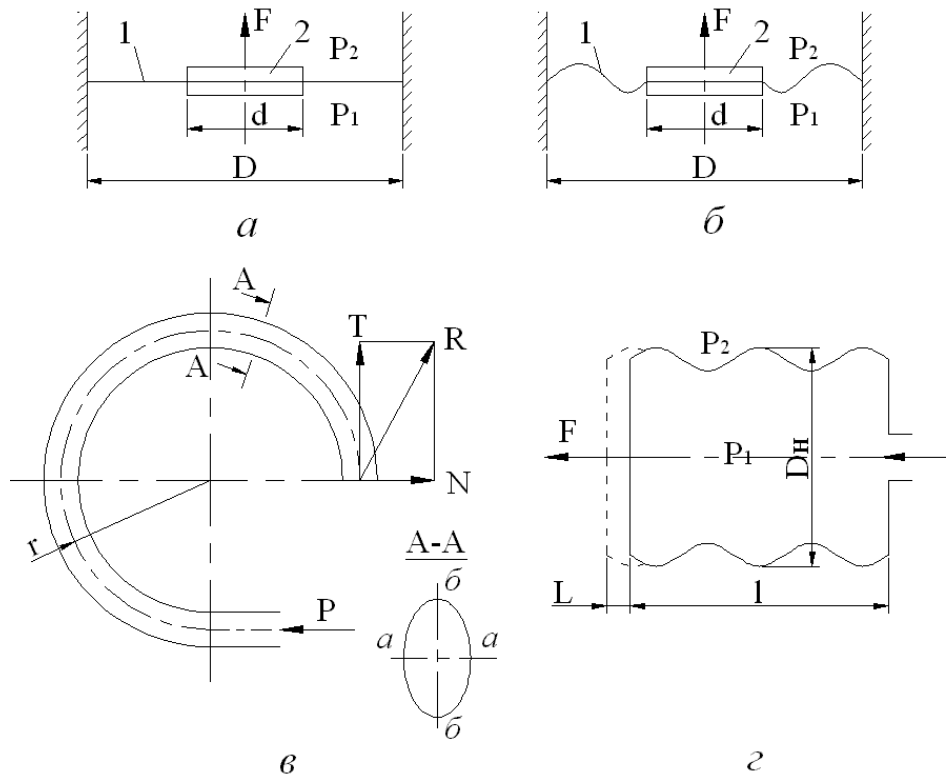
Режим течії газу (повітря) через нелінійний дросель носе турбулентний характер, тому такі дроселі називають квадратичними.

Таким чином, витрата тиску газу (повітря) через турбулентний дросель відбувається завдяки динамічним явищам: стиснення і розширення струмені, а у ламінарних дроселях витрата тиску відбувається за умовами тертя потоку по стінках каналу.

Пружні елементи виконують функції чутливих органів у пристроях пневмоавтоматики, які використовуються для сприймання зміни величини параметрів, що контролюються чи регулюються, і перетворення цих параметрів у механічне переміщення або зусилля. Знайшли широке розповсюдження наступні чутливі елементи: плоскі і гофровані еластичні мембрани; трубчасті пружини і сильфони (рис.2.13).

Широке розповсюдження у пневматичних пристроях автоматики набули еластичні мембрани. Вони являють собою затиснені між фланцями плоскі або гофровані мембрани, виконані із прорезиненої тканини, капронової плівки, резини та інших матеріалів, які повинні мати високу механічну міцність, добру еластичність, стійкість проти впливу агресивних парів і газів.

Зусилля, яке створюється еластичною мембраною з жорстким центром, залежить від конструктивних розмірів та прогину мембрани. Якщо прогін прийняти рівним нулю, то можна ефективну площу мембрани визначити за спрощеною формулою Ліктана



*а – плоска мембрана з жорстким центром; б – гофрована мембрана з жорстким центром; в – трубчаста пружина; г – сиффон;
1 – мембрана; 2 – жорсткий центр
Рисунок 2.13 – Схема чутливих пружних елементів*

$$S_{E\Phi} = \frac{\pi}{12}(D^2 + Dd + d^2).$$

Зусилля, яке розвивається мембраною

$$F = S_{E\Phi}(P_1 - P_2) = \frac{\pi}{12}(D^2 + Dd + d^2)(P_1 - P_2).$$

У пневматичних пристроях застосовуються також пружні мембрани, які виготовляються із різних марок сталей, бронз, латуней ті інших сплавів. Пружні мембрани можуть бути як плоскі, так і гофровані.

Для побудови мановакууметрів і інших вимірювальних пристроїв використовуються трубчасті пружини, які призначені для перетворення вимірювального тиску, поданого у внутрішній простір пружини, в пропорційне величині тиску переміщення її вільного кінця. Трубчасті пружини виготовляються із таких же матеріалів, як і пружні мембрани. Одновиткові трубчасті пружини використовуються у мановакууметрах призначених для вимірювання надлишкового тиску газу (повітря) і вакууму. Один кінець трубчастої пружини жорстко зв'язаний з корпусом

мановакууметра, а другий закритий кінець, який вільно переміщується, - зі стрілкою прибору. При наявності у трубці надлишкового тиску мала ось еліпса $a-a$ збільшується, а велика $b-b$ - зменшується, а при вакуумі - навпаки (рис.2.13,в). Це призводить до згину трубки і обертанню стрілки.

Сильфони (рис.2.13,г) призначені для перетворення тиску газу (зовнішнього і внутрішнього) в пропорційні йому переміщення дна сильфона. Сильфони виготовляють із бронзи, різних марок вуглецевої сталі, алюмінієвих сплавів, нержавіючої сталі. У межах лінійної статичної характеристики сильфона, яка являє собою залежність зусилля F від ходу l , жорсткість сильфона постійна.

Ефективна площа сильфона визначається за емпіричною формулою:

$$S_{E\phi} = \frac{\pi}{4} D_{CP}^2,$$

де D_{CP} - середнє значення діаметру, $D_{CP} = \frac{D_B + D_H}{2}$;

D_B і D_H - відповідно внутрішній і наружний діаметр сильфона.

Зусилля, яке розвивається сильфоном

$$F = S_{E\phi} (P_1 - P_2) = \frac{\pi D_{CP}^2}{4} (P_1 - P_2),$$

де P_1 і P_2 - тиски газу (повітря) відповідно у порожнині сильфона і навколишнього середовища.

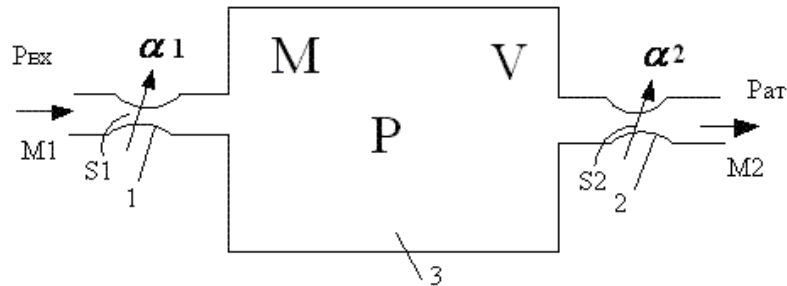
Хід днища сильфона

$$L = 0,25l,$$

де l - довжина стакана сильфона.

У пневматичних приладах широко застосовуються пневматичні ємності, які являють собою пневматичні камери з дроселями на вході і виході (проточна ємність) або з дроселем тільки на вході (глуха ємність). Пневматичні проточні і глухі ємності широко використовуються у різноманітних пневматичних пристроях і регуляторах як підсилувачі типу «сопло-заслінка» при побудові пневматичних диференціюючих та інтегруючих ланок, пневмоклапанів витримки часу тощо. Дроселі, встановлені на вході і виході пневматичних ємностей, можуть бути як ламінарними (лінейними) так і турбулентними (квадратичними). Можуть застосовуватись регульовані і нерегульовані (постійні) дроселі. Ємності бувають з постійним об'ємом і зі змінним об'ємом. Таким чином, регулюючи опір (або провідність) дроселів і змінюючи об'єм пневматичних ємностей можна знайти їх статичні і динамічні характеристики.

Розглянемо пневматичну проточну постійну ємкоть з ламінарними (лінейними) регульованими дроселями 1 і 2 (рис.2.14). Якщо провідність дроселя 1 (α_1) буде більша провідності дроселя 2 (α_2), то тиск газу (повітря) P в ємкості збільшується і відбувається процес її заповнення. Якщо провідність дроселів буде $\alpha_1 < \alpha_2$, то тиск в ємкості буде зменшуватися і буде відбуватись процес її спорожнення.



1 і 2 – ламінарні (лінейні) регульовані дроселі; 3 – постійна пневматичні ємкість

Рисунок 2.14 – Схема проточної постійної пневматичної ємкості

Рівняння стану газу (повітря) Клапейрона

$$PV = MRT,$$

де P – тиск газу у ємкості;

V – об'єм ємкості;

M – маса газу, який знаходиться у об'ємі V ємкості;

R – газова постійна;

T – абсолютна температура по Кельвіну.

Звідки визначається маса газу у об'ємі V :

$$M = \frac{PV}{RT} = \frac{V}{RT} P.$$

Після диференціювання цього рівняння за часом будемо мати:

$$\frac{dM}{dt} = \frac{V}{RT} \cdot \frac{dP}{dt}.$$

Збільшення маси повітря в ємкості за одиницю часу M_c дорівнює різниці секундних масових витрат газу (повітря) M_1 і M_2 через дроселі 1 і 2, тобто $M_c = M_1 - M_2$.

Тоді отримане рівняння набуде вигляду

$$\frac{dM}{dt} = \frac{V}{RT} \cdot \frac{dP}{dt} = M_1 - M_2,$$

де M_1 і M_2 - масові секундні витрати газу (повітря) відповідно на вході в ємкість і на виході із неї.

Масові секундні витрати газу (повітря) визначаються;

$$M_1 = \alpha_1 (P_{ex} - P);$$

$$M_2 = \alpha_2 (P - P_{am}),$$

де α_1 і α_2 - провідність ламінарних (лінійних) дроселів відповідно на вході і на виході із ємкості;

P_{ex} - тиск газу (повітря) на вході в дросель 1;

P_{am} - атмосферний тиск повітря.

Таким чином, будемо мати наступну залежність

$$\frac{V}{RT} \cdot \frac{dP}{dt} = \alpha_1 (P_{ex} - P) - \alpha_2 (P - P_{am}) = \alpha_1 P_{ex} - \alpha_1 P - \alpha_2 P + \alpha_2 P_{am}.$$

$$\frac{V}{RT} \cdot \frac{dP}{dt} = \alpha_1 P_{ex} - (\alpha_1 + \alpha_2) P + \alpha_2 P_{am}.$$

Поділемо рівняння на дільник: $\alpha_1 + \alpha_2$ і тоді будемо мати:

$$\frac{V}{RT(\alpha_1 + \alpha_2)} \cdot \frac{dP}{dt} = \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2} P_{ex} - P + \frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} P_{am}.$$

$$\frac{V}{RT(\alpha_1 + \alpha_2)} \cdot \frac{dP}{dt} + P = \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2} P_{ex} + \frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} P_{am}.$$

Отримане рівняння являє собою рівняння динаміки постійної пневматичної ємкості з ламінарними (лінійними) регульованими дроселями на вході і на виході із камери, яке реалізується пневматичною апериодичною ланкою. Кожному значенню тиску газу на вході P_{ex} відповідає своє визначене значення P у пневматичної ємкості.

Якщо позначити: $\frac{V}{RT(\alpha_1 + \alpha_2)} = \tau$; $\frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2} = k_1$; $\frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = k_2$,

запишеться отримане рівняння у вигляді

$$\tau \frac{dp}{dt} + P = k_1 P_{ex} + k_2 P_{am},$$

де τ - постійна часу аперіодичної ланки;

k_1 і k_2 - коефіцієнти підсилювання аперіодичної ланки.

При відсутності дроселя 2 ($\alpha_2 = 0$) диференціальне рівняння аперіодичної ланки перетворюється у диференціальне рівняння наповнення глухої ємкості (камери) через ламінарний (лінійний) дросель:

$$\tau \frac{dp}{dt} + P = P_{ex}.$$

При подачі на вхід аперіодичної ланки збурюючого одиничного вхідного сигналу P_{ex} рішення рівняння набуде вигляду:

$$P = P_{ex} (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}),$$

де e – основа натуральних логарифмів.

Знайдена залежність є експонентою і являє собою часову характеристику аперіодичної ланки (рис.2.15).

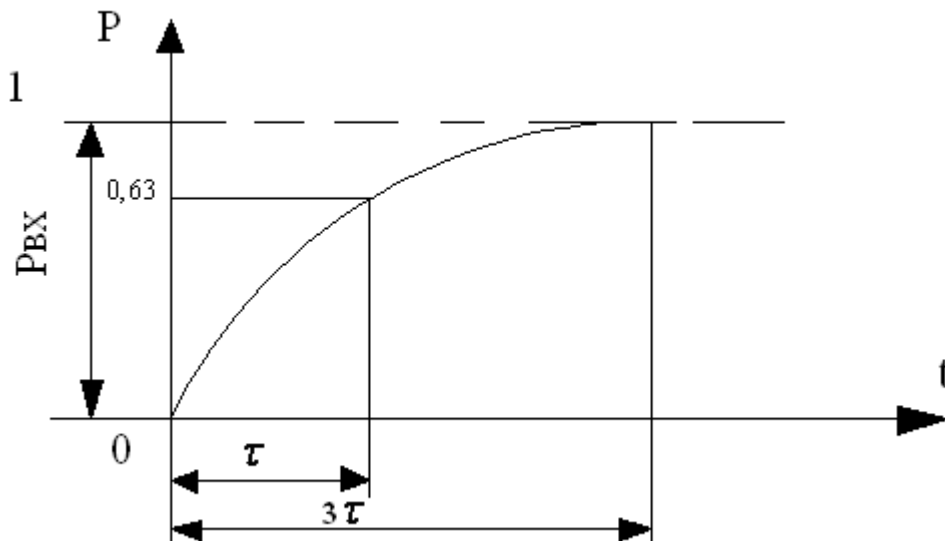


Рисунок 2.15 – Часова характеристика глухої постійної пневматичної ємкості

Крива часової характеристики асимптотично наближається до значення P_{ex} , тобто буде $P = P_{ex}$ тільки при $t = \infty$. Однак практично за час

$t = 3\tau$ крива майже досягає значення P_{ex} . Даже, якщо прийняти $t = \tau$, то одержимо:

$$P = P_{ex}(1 - e^{-1}) = 0,63P_{ex}.$$

Наведені вище залежності виражають динамічні якості пневматичних ємкостей з ламінарними (лінейними) дроселями.

Якщо у проточної ємкості на вході і виході встановлені турбулентні (квадратичні) дроселі, то виникають чотири сполучення режимів через дроселі на вході 1 і виході 2 (рис.2.14):

- Підкритичне витікання через дроселі 1 і 2(режим П-П).
- Надкритичне витікання через дросель 1 і підкритичне через дросель 2 (режим Н-П).
- Підкритичне витікання через дросель 1 і надкритичне через дросель 2 (режим П-Н).
- Надкритичне витікання через дроселі 1 і 2 (режим Н-Н).

Процеси навантаження і спорожнення ємкості дуже складні і розрахунку параметрів, тому що заздалегідь невідомо сполучення режимів витікання через дроселі 1 і 2. За таким умов розрахунки виконуються за допомогою графіків $\frac{P_2}{P_1} = f\left(\frac{S_1}{S_2}\right)$.

Пневмоперетворювачі безперервної дії виконуються за двома принципово різними схемами: за схемою компенсації переміщення і схемою компенсації зусилля.

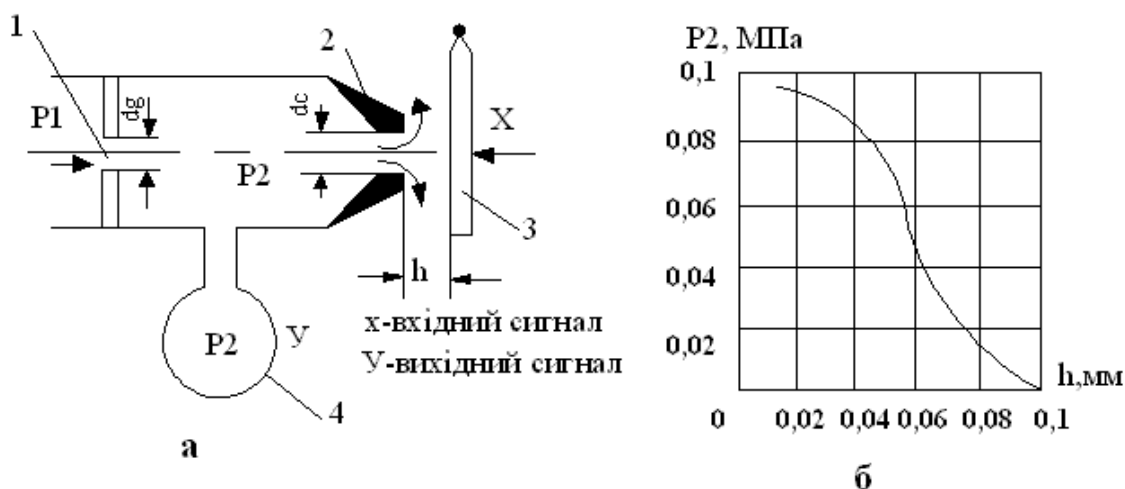
У схемі компенсації переміщення вхідний сигнал, являє собою переміщення чутливого елемента, перетворюється на пропорційний цьому переміщенню тиск стиснутого повітря на виході пневмоперетворювача. У схемі компенсації зусилля вхідним сигналом є зусилля, яке діє на чутливий елемент, а вихідним сигналом є пропорційний цьому зусиллю тиск стиснутого повітря.

Основним елементом перетворювача, який побудований за схемою компенсації переміщення, є потенціометр типу «сопло-заслінка» (рис.2.16).

При переміщенні заслінки з змінюється розмір h , а це приводить до зміни тиску P_2 у камері потенціометра, який можна розрахувати за залежністю:

$$P_2 = P_1 \frac{1}{1 + 16\left(\frac{M_C}{M_g}\right)^2 \left(\frac{d_C}{d_g}\right)^2 \left(\frac{h}{d_g}\right)^2}.$$

На рисунку 2.16, б подана навантажувальна характеристика потенціометра. З наведеної характеристики видно, що досить незначного переміщення заслінки відносно сопла h значно змінюється тиск P_2 .



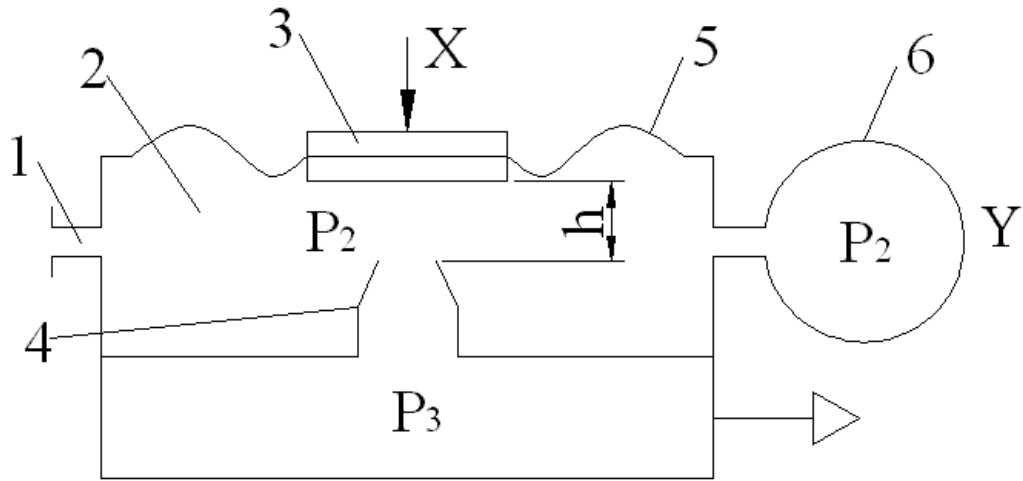
а – схема; б – навантажувальна характеристика;

1 – постійний дросель; 2 – сопло; 3 – заслінка; 4 – ємкість

Рисунок 2.16 – Схема перетворювача (підсилювача) побудованого за схемою компенсації переміщення

Тиск P_2 передається у глуху камеру 4 вимірювального приладу або другого пневматичного пристрою. На практиці такі підсилювачі функціонують не на всьому діапазоні зміни тиску, а лише на відрізкові з лінійною частиною характеристики.

Пневмоперетворювач, який функціонує за схемою компенсації зусилля (рис.2.17) складається із постійного дроселя 1, через який стиснуте повітря під тиском P_1 надходить у міждросельну камеру 2, і регулюємого дроселя, створеного соплом 4 та заслінкою 3. Функції заслінки виконує жорсткий центр еластичної мембрани 5. Вхідним сигналом перетворювача є зусилля X , яке прикладено до жорсткого центра мембрани. Принцип компенсації зусилля за цією схемою полягає в тому, що зміни вихідного тиску P_2 у міждросельній камері 2, викликані зміною вхідного сигналу (зусилля) X , будуть продовжуватись до того часу поки зусилля, створене тиском P_2 на мембрану 5, не буде рівним зусиллю вхідного сигналу X . Зміна тиску P_2 у міждросельній камері 2 відбувається внаслідок зміни зазору h між соплом 4 та заслінкою 3, що спричинюється зміною вхідного сигналу X . Зміна вихідного тиску P_2 по лінії зв'язку передається у глуху камеру 6 вимірювального приладу або пневматичного регулятора для вироблення управляючої дії.



1 – постійний дросель; 2 – міждросельна камера; 3 – жорсткий центр; 4 – сопло; 5 – мембрана; 6 – глуха камера

Рисунок 2.17 – Схема перетворювача (підсилювача) побудованого за схемою компенсації зусилля

Розглянуті вище пневмоперетворювачі безперервної дії одночасно є пневматичними підсилювачами. Пневматичний підсилювач, побудований на базі підсилювачів за схемами компенсації переміщення і зусилля, розглядається на рисунку 2.18. Він складається із постійних ламінарних (лінійних) дроселів 2, 4 і 7, регульованих ламінарних (лінійних) дроселів 1 і 3, мембранного блока 5, сопла 6, розташованих у корпусі 8. Тиск у камерах підсилювача визначається настройкою регульованих дроселів 1 і 3. Наявність двох регульованих дроселів дає змогу змінювати коефіцієнти підсилювання у широких межах. Проточна камера А має на вході постійний дросель 7 і на виході регульований дросель, який складається із сопла 6 і заслонки, функцію котрої виконує жорсткий центр мембранного блока 5. Пневматичні проточні камери Г і В з постійними дроселями на вході і регульованими на виході являють собою пневматичні ділянки тиску. Дроселі мають провідності α_1 , α_2 , α_3 і α_4 .

Рівняння функціонування підсилювача можна знайти, якщо вирішити систему: рівняння витрати стиснутого повітря проточних камер Г і В, а також рівняння зусиль, які діють на мембранний блок, тобто:

$$\alpha_1(P_{вх} - P_1) = \alpha_2 P_1;$$

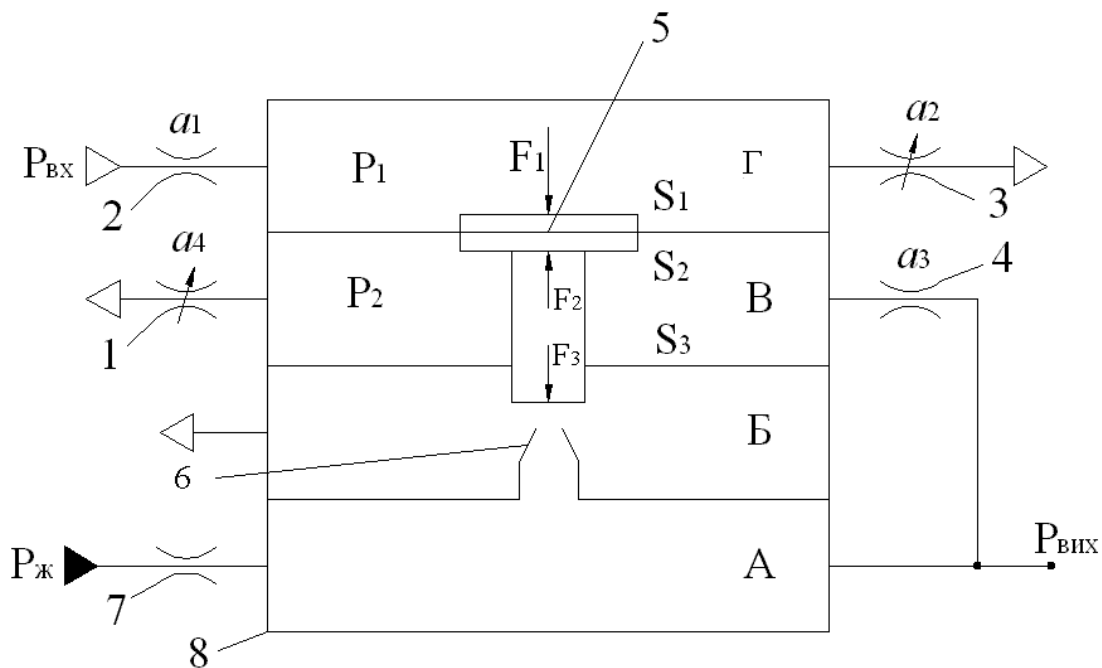
$$\alpha_3(P_{вих} - P_2) = \alpha_4 P_2;$$

$$F_1 + F_3 = F_2, \text{ або } P_1 S_1 = P_2 (S_2 - S_3),$$

де P_1 і P_2 - тиски стиснутого повітря відповідно в камерах Г і В;

S_1 , S_2 і S_3 - ефективні площі мембран.

Тоді рішення систем рівнянь набуде вигляду:



1 і 3 – регульовані дроселі; 2, 4 і 7 – постійні дроселі; 5 – мембранний блок; 6 – сопло; 8 – корпус

Рисунок 2.18 – Схема пневмопідсилювача безперервної дії

$$\alpha_1 P_{вх} - \alpha_1 P_1 = \alpha_2 P_1;$$

$$\alpha_1 P_{вх} = P_1 (\alpha_1 + \alpha_2);$$

$$P_{вх} = \frac{P_1 (\alpha_1 + \alpha_2)}{\alpha_1};$$

$$\alpha_3 P_{вих} - \alpha_3 P_2 = \alpha_4 P_2;$$

$$\alpha_3 P_{вих} = P_2 (\alpha_3 + \alpha_4);$$

$$P_{вих} = \frac{P_2 (\alpha_3 + \alpha_4)}{\alpha_3};$$

$$P_1 = \frac{P_2 (S_2 - S_3)}{S_1};$$

$$P_{вх} = \frac{P_2 (S_2 - S_3) (\alpha_1 + \alpha_2)}{S_1 \alpha_1}.$$

Тоді коефіцієнт підсилення визначиться:

$$K_y = \frac{P_{вих}}{P_{вх}} = \frac{P_2(\alpha_3 + \alpha_4)S_1\alpha_1}{\alpha_1 P_2(S_2 - S_3)(\alpha_1 + \alpha_2)} = \frac{(\alpha_3 + \alpha_4)S_1\alpha_1}{\alpha_1(S_2 - S_3)(\alpha_1 + \alpha_2)}.$$

Параметри S_1, S_2, S_3, α_1 і α_3 являють собою постійні величини, а провідність дроселів α_2 і α_4 регулюється відповідно дроселями 3 і 1. Тому коефіцієнт підсилювання є функцією від відношення провідностей дроселів α_4 і α_2 , тобто:

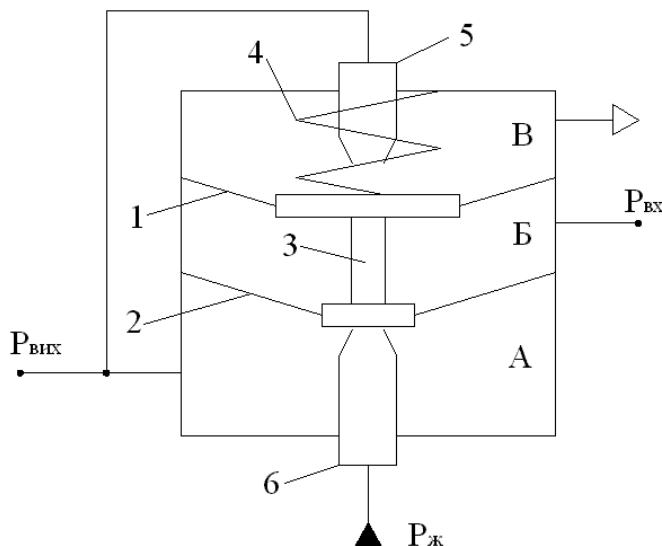
$$K_y = f\left(\frac{\alpha_4}{\alpha_2}\right).$$

Таким чином, значення тиску на виході розраховується:

$$P_{вих} = K_y P_{вх}.$$

У дискретних системах автоматичного управління неможливо застосовувати безперервну форму пневматичних сигналів і тому у дискретних системах застосовуються різноманітні дискретні пристрої автоматики. Наприклад, у ролі підсилювачів потужності вихідного сигналу дискретних пневмоперетворювачів найчастіше застосовують мембранні підсилювачі (рис.2.19). Цей підсилювач складається з камер А, Б і В, роздільних еластичними мембранами 1 і 2 з ефективними площами S_1, S_2 , причому $S_1 > S_2$. Жорсткі центри мембран зав'язані між собою втулкою 3, причому жорсткі центри одночасно виконують функцію заслінок сопел 5 і 6. У камері В розташована пружина 4, яка при відсутності вихідного сигналу $P_{вх}$ притискує мембранний блок до сопла 6. Камера Б, таким чином, є управляючою. Підсилювач настраюється на визначений поріг спрацювання (чутливості), величина якого залежить від жорсткості та натягу пружини 4 та від співвідношення ефективних площ мембран. Стиснуте повітря під тиском $P_{жс}$ підводиться до сопла 6. Вхідний дискретний сигнал $P_{вх}$, потужність якого належить посилити, підводиться у камеру Б. Вихідна лінія підсилювача через сопло 5 та камеру В сполучена з атмосферою, тому тиск на виході $P_{вих} = 0$. Коли вхідний сигнал $P_{вх}$, який перевищує поріг спрацювання підсилювача, подається в камеру Б, зусилля на мембранному блоці, яке спрямоване вгору (завдяки $S_1 > S_2$), перевищує зусилля пружини 4 і мембранний блок зміститься вгору, відкриваючи сопло 6. При цьому вихідна лінія підсилювача роз'єднується з камерою В та атмосферою і через сопло 6 з'єднується з лінією джерела живлення $P_{жс}$. На виході підсилювача тиск стане рівним $P_{жс}$, тобто $P_{вих} = P_{жс}$. При знятті тиску вхідного сигналу $P_{вх} = 0$ мембранний

блок під дією пружини 4 повернеться у початковий стан, при цьому сопло 6 закривається, а вихідна лінія через сопло 5 та камеру В знову сполучається з атмосферою, тобто $P_{вих} = 0$. Коефіцієнт підсилювання може бути досить великим і залежить тільки від геометричних розмірів мембран, їхніх жорстких центрів та величини тиску живлення $P_{ж}$.



1 і 2 – мембрани; 3 – втулка з жорсткими центрами; 4 – пружина; 5 і 6 – сопла

Рисунок 2.19 – Схема дискретного підсилювача потужності

2.2.2 Контрольні питання

1 Які дросельні пристрої застосовуються у системах пневмоавтоматики і їх основні параметри?

2 Які пружні елементи використовуються для побудови пристроїв пневмоавтоматики і їх основні параметри?

3 З'ясуйте конструкцію, принцип дії і теоретичні залежності глухих і проточних ємкостей.

4 Які схеми компенсації використовуються для побудови пневмоперетворювачів і пневмопідсилювачів?

5 Яка конструкція, принцип дії підсилювача безперервної дії? З'ясуйте методику розрахунку коефіцієнта підсилювання.

6 З'ясуйте конструкцію, принцип дії і область застосування пневмопідсилювача дискретної дії.

2.3 Логічні мембранні елементи

Універсальна система елементів промислової пневмоавтоматики (УСЕППА), набір елементів і їх функціонування, реалізація логічних функцій, характеристики елементів.

Інтегральні логічні схеми, їх функціонування.

Зміст теми викладений у літературі:
[4, с.290...310; 5, с.304...379; 8, с.14...20; 13,с.89...96; 15, с.12...16, 22...27].

2.3.1 Теоретичні відомості і рекомендації

Набір елементів УСЕППА за функціональним призначенням розподіляються на три групи:

- елементи безперервної дії;
- елементи дискретної (релейної) дії;
- допоміжні елементи.

Набір елементів УСЕППА містить у собі елементи, необхідні для побудови будь-якого пристрою безперервної і дискретної дії.

До складу УСЕППА входить більш ніж 30 різноманітних елементів.

Елементів УСЕППА уніфіковані: один і той же елемент може використовуватись багато в одній схемі і в схемах різних приладів. Монтаж елементів у схемі проводиться на спеціальних – платах, усередині яких проходять всі комутаційні канали.

До групи елементів безперервної дії належать пневмоємкості, пневмоопори (дроселі), підсилювачі і повторювачі, які розглянуті вище. Пневмоопори застосовуються нерегульовані і регульовані. Нерегульовані пневмоопори (постійні дроселі) являють собою капіляр діаметром 0,18...0,32 мм. Витратні характеристики пневмоопорів у повному діапазоні тиску є нелінійні, але у вузькому діапазоні тиску їх можна розглядати як лінійні.

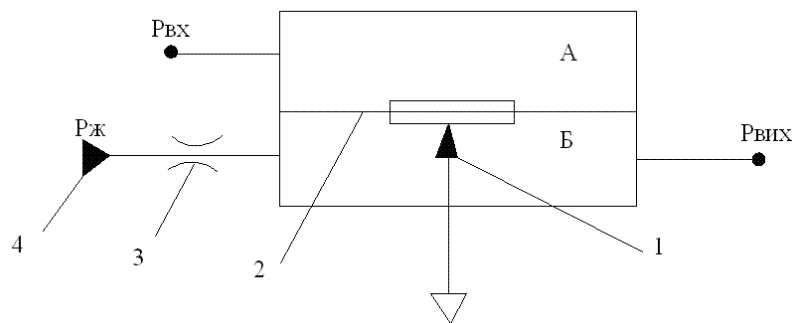
Пневмоперетворювачі використовуються для видачі пневматичного сигналу, що дорівнює або близький за тиском до вхідного (рис. 2.20). Повторювач складається із камер А і Б, відокремлених одна від одної гнучкою мембраною 2.

Жорсткий центр мембрани виконує функцію заслінки сопла 1, яке має вихід у атмосферу. Вхідний сигнал $P_{вх}$ подається у глуху камеру А. Стиснуте повітря подається через постійний дросель 3 у проточну камеру Б.

При зміні вхідного сигналу $P_{вх}$ рівновага мембрани порушується відносно сопла 1, змінюючи його опір, що збільшує або зменшує вихід стиснутого повітря від джерела живлення 4 з проточної камери Б. Це буде відбуватися до того часу, поки тиск у камері Б не буде дорівнювати тискові у камері А. Такий пневмоперетворювач виконує операцію $P_{вих} = P_{вх}$, його статична характеристика лінійна.

До групи допоміжних елементів УСЕППА належать елементи органів управління, перетворювачі, елементів виконавчих механізмів.

До органів управління відносяться задатчики, пневмокнопки і пневмотумблери.



1- сопло; 2- мембрана з жорстким центром; 3- постійний дросель;
4- джерело живлення

Рисунок 2.20 – Схема пневмоперетворювача

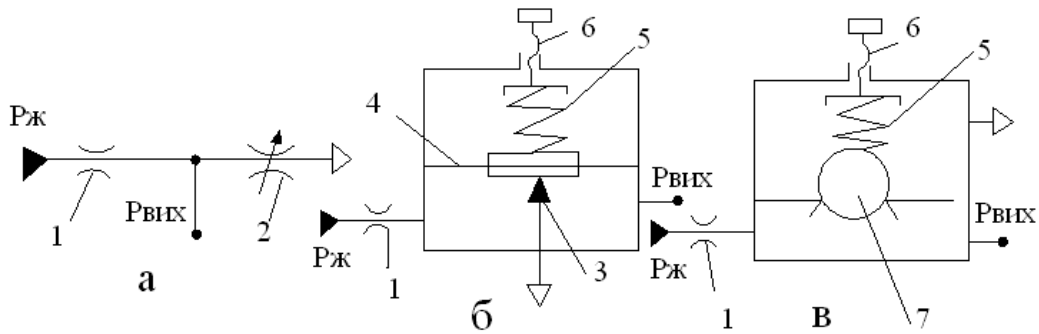
Задатчики застосовуються для формування сигналів потрібного рівня. Вони бувають трьох типів: дросельні, мембранні і шарикові (рис. 2.21).

Дросельний задатчик (рис 2.21, а) являє собою проточну камеру з постійним дроселем 1 на вході і регульованим джерелом 2 на виході. Рівень вихідного сигналу $P_{вих}$ визначається співвідношенням провідності вихідного і вхідного дроселів і залежить від регулювання дроселя 2, який має вихід в атмосферу.

Мембранний задатчик (рис. 2.21,б) складається з двох камер, розділених гнучкою мембраною 4, жорсткий центр якої служить заслінкою випускного сопла3, що має вихід у атмосферу. Задатчик має також проточну камеру, на вході в яку вставлено постійний дросель 1, а вихід стиснутого повітря з неї здійснюється через управляємий дросель типу «сопло – заслінка». Установка заданого тиску відбувається за допомогою гвинта 6, обертанням якого змінюється натяг пружини 5, що діє на жорсткий центр мембрани 4. При збільшенні, наприклад, натягу пружини заслінка (жорсткий центр) наближається до сопла, викликає зростання опору управляємого дроселя «сопло-заслінка», а тим самим - збільшення тиску в проточній камері і на виході $P_{вих}$ задатчика.

У шариковому задатчику (рис. 2.21,в) роль регульованого дроселя виконує шарик 7. Притискується шарик до сідла пружиною 5, зусилля якої регулюється гвинтом 6. Величина вихідного тиску $P_{вих}$ залежить від співвідношення опорів постійного дроселя 1, встановленого на вході, та регульованого дроселя (шарик – гніздо), встановленого на виході в атмосферу.

В системі УСЕППА використовуються наступні пневмоперетворювачі: пневмоелектричний, електропневматичний і механо-пневматичний.



*а- дросельний; б- мембранний; в- шариковий;
1- постійний дросель; 2- регульований дросель; 3- сопло; 4- мембранний блок з жорстким центром; 5- пружина; 6- гвинт; 7- шарик*

Рисунок 2.21 – Схема пневматичних за датчиків

Механопневматичний перетворювач перетворює механічний сигнал у пневматичний. Наприклад, його функції може виконувати двопозиційний розподільник однієї дії, який у пневмосистемі використовується в якості кінцевого вимикача.

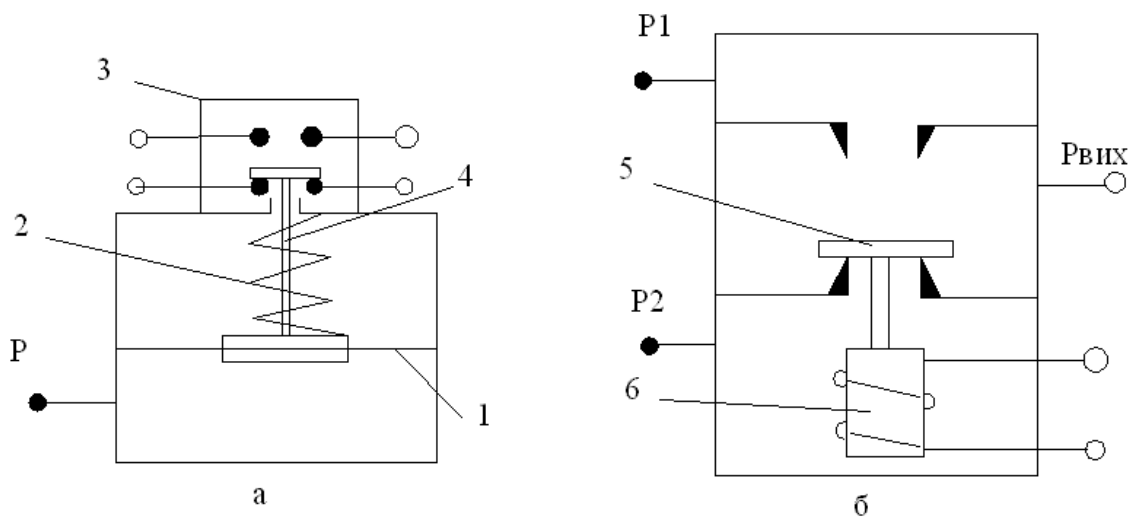
Пневмоелектричні перетворювачі (рис.2.22,а) призначені для перетворення пневматичного дискретного сигналу в електричний дискретний сигнал. Він складається із двох камер А і Б, мембрани з жорстким центром 1, пружини 2 і перемикача 3. Дискретний пневматичний сигнал P , який подається на вхід перетворювача, переміщує вгору підпружинену мембрану 1, яка за допомогою штовкача 4 розмикає нормально замкнений контакт і замикає нормально розімкнутий контакт перемикача електричного струму. Коли знімається дискретний сигнал P , пружина відводить мембрану 1 і повертає контактну пластину у початковий стан.

Електропневматичний перетворювач (рис.2.22,б) перетворює електричний дискретний сигнал постійного струму в пневматичний дискретний сигнал. Перетворювач складається з двоcontactного клапана 5 і електромагніту 6, якір якого з'єднаний із заслінкою. При подачі напруги на катушку електромагніту заслінка переміщується між двома соплами, відкриваючи одне із них і закриваючи друге. У результаті з'єднуються або роз'єднуються вихідна лінія $P_{вих}$ з лініями дискретних сигналів P_1 або P_2 .

До групи елементів релейної (дискретної) дії входять пневматичні реле та пневматичні зворотні клапани. Вони являють собою логічні елементи, призначені для виконання елементарних логічних операцій з дискретними сигналами в системах автоматичного управління.

Пневматичне реле складається з двох вузлів 2 і 3 типу «сопло-заслінка» (рис.2.23) і трьохмембранного блока 1, причому ефективна площа середньої мембрани більша за ефективну площу крайніх мембран. Жорсткі центри мембран з'єднані загальним штоком 4, а торці жорстких центрів крайніх мембран є одночасно заслінками сопел (рис.2.23)

мембранний блок разом з корпусом створює дві поточні камери А і Г, а також дві глухі камери Б і В, які виконують функції управляючих.



а – пневмоелектричний; б – електропневматичний;

1 – мембрана з жорстким центром; 2 – пружина; 3 – перемикач; 4 – штовхач; 5 – двоконтактний клапан; 6 – електромагніт

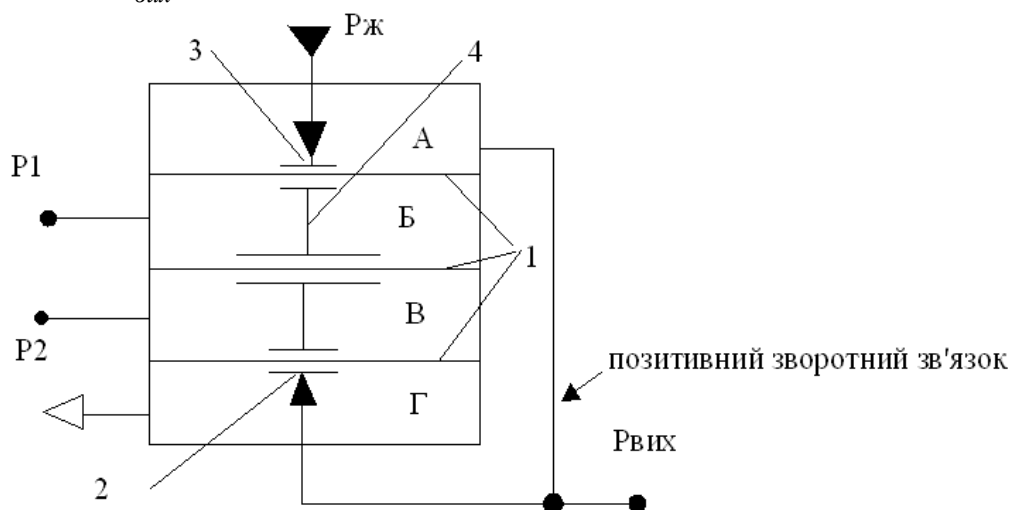
Рисунок 2.22 – Схема дискретних пневмоперетворювачів

Якщо $P_1 > P_2$,

то $P_{вих} = P_{ж} = 1$.

Якщо $P_1 < P_2$,

то $P_{вих} = 0$.



1 – трьохмембранний блок; 2 і 3 – елементи «сопло-заслінка»; 4 – шток

Рисунок 2.23 – Схема порівняння на «більше-менше» двох сигналів на трьохмембранному реле

Дискретні пневматичні сигнали P_1 і P_2 підводяться до глухих камер Б і В, які завдяки різниці ефективних площ мембран, що обмежують камери, є управляючими. При подачі дискретних управляючих сигналів P_1 і P_2 у камери Б і В сумарне зусилля на мембранному блоці буде скероване вниз, якщо $P_1 > P_2$. Воно викличе закриття сопла 2 і відкриття сопла 3. При цьому лінія виходу роз'єднується з атмосферою і через камеру А сопло 3 сполучається з лінією живлення. На вихід реле $P_{вих}$ поступить сигнал $P_{вих} = P_{ж}$, умовно прийнятий за «1», тобто на виході буде дискретний сигнал $P_{вих} = 1$. При подачі дискретних управляючих сигналів $P_2 > P_1$ сумарне зусилля на мембранному блоці буде скероване вгору, що зумовить переміщення блока в цьому ж напрямі і закриття сопла 3. При цьому вихід реле $P_{вих}$ роз'єднується з лінією живлення і через сопло 2, камеру Г сполучається з атмосферою. На виході реле буде дискретний сигнал $P_{вих} = 0$. Для виконання умови, щоб не виникали значення вихідного тиску $P_{вих}$ відмінні від нуля або тиску живлення (одиниці) створюється позитивний зворотний зв'язок шляхом об'єднання камер А і Г, а також сполучення камери Г з атмосферою.

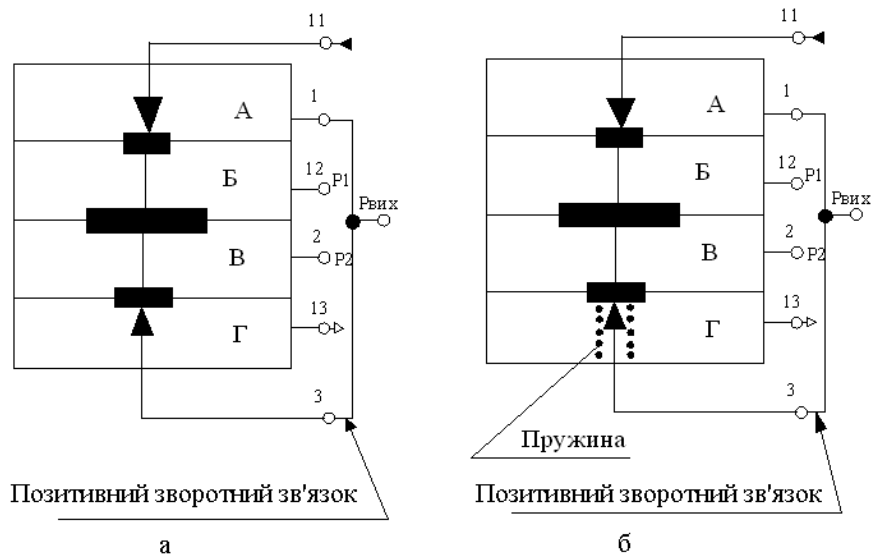
Дискретні елементи УСЕППА функціонують при наступних тисках повітря:

- тиск джерела живлення $P_{жс} = 0,14 \text{ МПа}$;
- тиски підпорів: $0,3P_{ж}$ і $0,7P_{ж}$;
- логічна одиниця «1»: $0,08 \dots 0,014 \text{ МПа}$;
- логічний нуль «0»: $0 \dots 0,02 \text{ МПа}$.

Якщо дією підпору перекривається сопло, яке з'єднує вихідну лінію реле з лінією джерела живлення, підпір вибирається $0,7P_{жс}$ і на схемах позначається умовно подвійною штриховкою. Якщо під дією підпору перекривається сопло, що з'єднує вихідну лінію реле з атмосферою, то підпір дорівнює $0,3P_{ж}$ і позначається на схемах одинарною штриховкою.

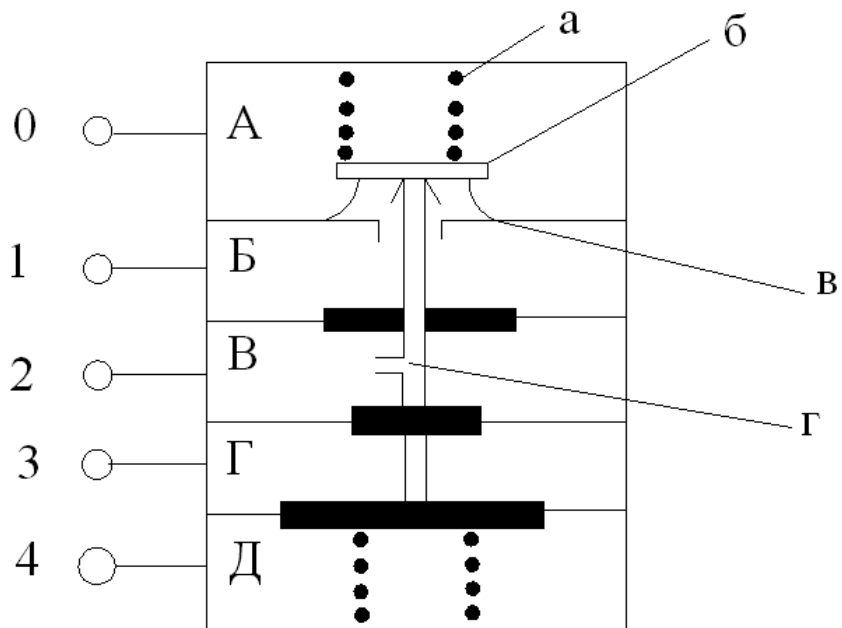
Основу релейної (дискретної) техніки складають функціональні елементи: пневмореле П1Р.1; П1Р.3; РУП – 1М і клапан ПЗК.5, які реалізують найбільшу кількість логічних функцій (рис.2.24...2.27).

Універсальні трьохмембранні реле П1Р.1; П1Р.3 є логічними елементами, призначеними для виконання елементарних логічних операцій з дискретними сигналами у будь-яких пневматичних системах автоматичного управління. Реле може застосовуватися також для комутації аналогових сигналів. На рисунку 2.25 зображена схема універсального реле РУП-1М.



*Призначення виводів:
 12 і 2 – управляючі сигнали
 або тиск підпорів;
 11 – тиск живлення;
 13 – атмосфера;
 1 і 3 – тиск на виході*

*a – реле універсальне типу ППР.1; б – реле універсальне типу ППР.3
 Рисунок 2.24 – Схема універсальних пневматичних реле типів
 ППР.1 і ППР.3*



*a – пружина; б – клапан; в – сопло; г – отвір каналу
 Рисунок 2.25 – Схема універсального пневматичного реле типу
 РУП-1М*

Універсальне пневматичне реле РУП-1М є багатofункціональним логічним елементом, який призначений для виконання елементарних логічних операцій з дискретними сигналами у будь-яких пневматичних

системах управління. Реле складається із реагуючого органу і клапану типу «сопло-заслінка». У якості реагуючого органу застосовуються три еластичні мембрани, які зв'язані по осі з жорстким центром, верхній торець якого з підпружинним клапаном створюють пневматичний контакт. У жорсткому центрі мембранного вузла мається отвір «Г», який з'єднує камеру В з соплом «в». Звичайно, командні тиски подаються в камери Г і Д, а у камеру В подається тиск джерела живлення. У результаті сумарних зусиль, які діють на мембранний вузол, він переміщується. При подачі командного тиску у камеру Г мембранний вузол переміщується униз і на виході реле у камері Б з'являється тиск, а клапан «б» закриває вихід у камеру А. На рисунку 2.26 подані схеми реалізації логічних (булевих функцій) на пневматичному реле РУП-1М.

Клапан ПЗК.5 призначений для виконання логічної операції «АБО» (рис.2.27). НА виході клапана з'являється одиничний сигнал, якщо він поданий на будь-який один із входів клапана. Клапан складається із корпусу і двох сопел між якими розміщується незакріплена мембрана. Мембрана перекриває одно із сопел і на вихід проходить сигнал логічної одиниці $P_{вих} = 1$. Якщо до кожного сопла будуть подані одночасно два однакових сигналів, то мембрана буде знаходитися у невизначеному стані і на виході може з'явитися будь-який сигнал.

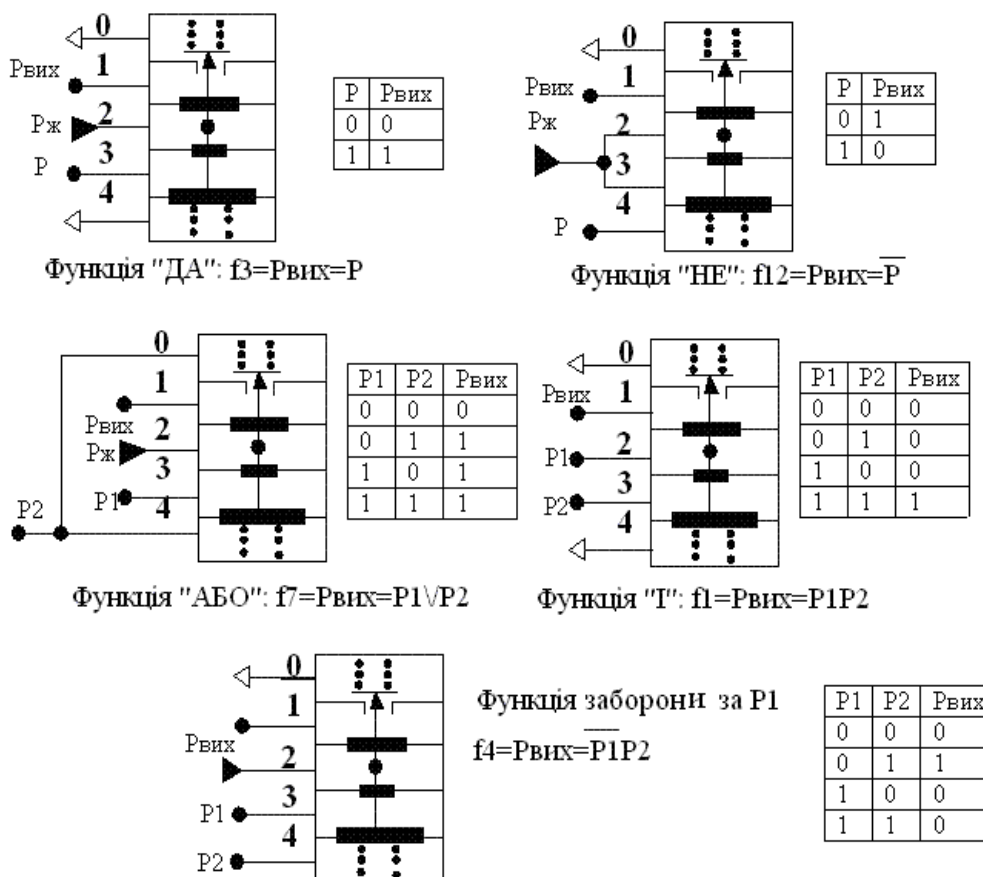


Рисунок 2.26 – Схеми реалізації елементарних логічних функцій на реле РУП-1М

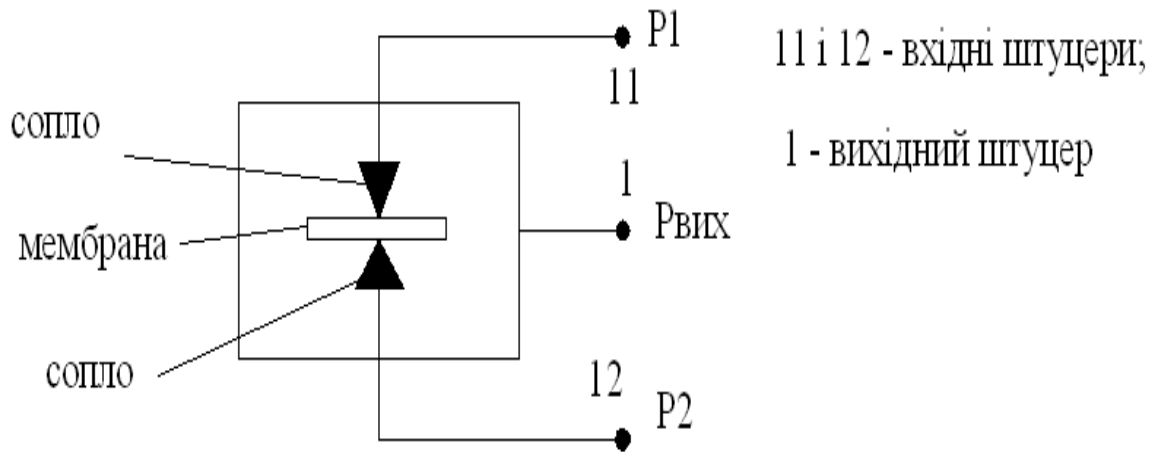


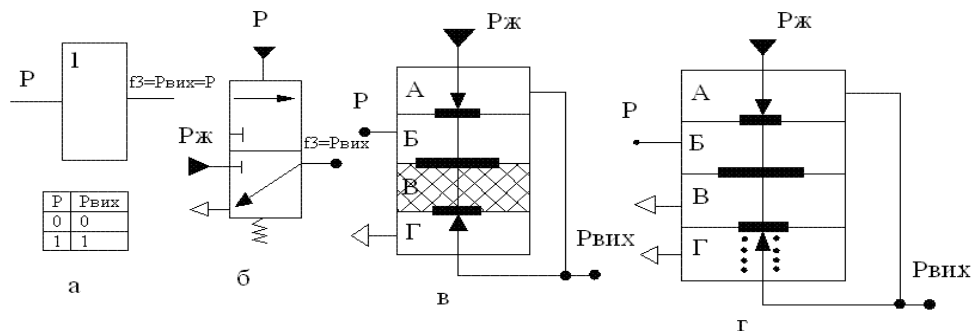
Рисунок 2.27 – Схема пневматичного клапана ПЗК.5

На базі пневматичних мембранних логічних елементів реалізуються наступні булеві функції (функції алгебри логіки), які розглянуті у таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 – Функції алгебри логіки двох змінних

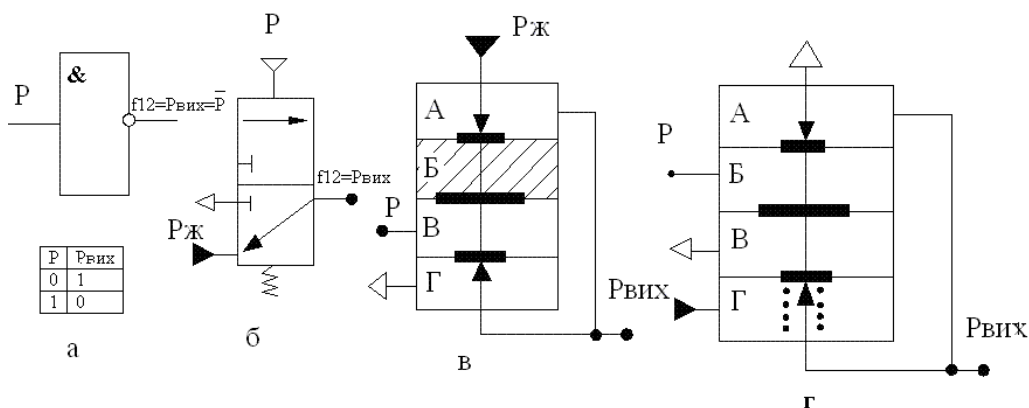
Позначення	Назва функції	Логічні функції
f_1	Кон'юнкція	$P_{вих} = P_1 P_2$
f_2	Заборона за X_2	$P_{вих} = P_1 \bar{P}_2$
f_4	Заборона за X_1	$P_{вих} = \bar{P}_1 P_2$
f_6	Нерівнозначність (підсумовування за модулем 2)	$P_{вих} = P_1 \bar{P}_2 \vee \bar{P}_1 P_2$
f_7	Диз'юнкція	$P_{вих} = P_1 \vee P_2$
f_8	Функція (стрілка) Пірса	$P_{вих} = \bar{P}_1 \bar{P}_2$
f_9	Рівнозначність (еквівалентність)	$P_{вих} = P_1 P_2 \vee \bar{P}_1 \bar{P}_2$
f_{11}	Імплікація за X_2	$P_{вих} = P_1 \vee \bar{P}_2$
f_{13}	Імплікація за X_1	$P_{вих} = \bar{P}_1 \vee P_2$
f_{14}	Функція (штрих) Шеффера	$P_{вих} = \bar{P}_1 \vee \bar{P}_2$

Нижче на рисунках 2.28...2.37 розглядаються схеми реалізації булевих (логічних) функцій на різноманітних дискретних пневматичних елементах.



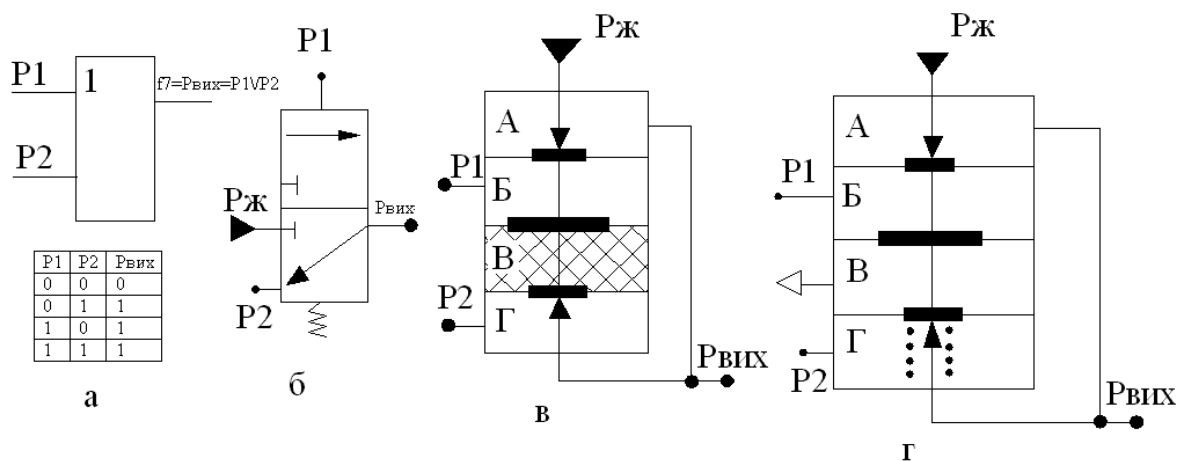
а – умовне позначення; б – на апаратурі високого тиску; в – на реле типу ПР.1; г – на реле типу ПР.3

Рисунок 2.28 – Схема реалізації логічної функції «ДА»



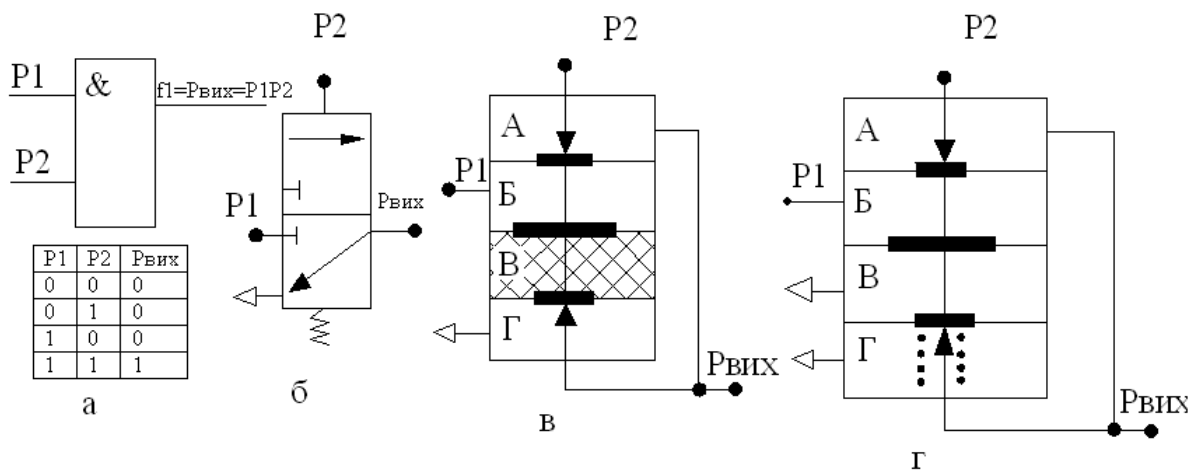
а – умовне позначення; б – на апаратурі високого тиску; в – на реле типу ПР.1; г – на реле типу ПР.3

Рисунок 2.29 – Схема реалізації логічної функції «НЕ»



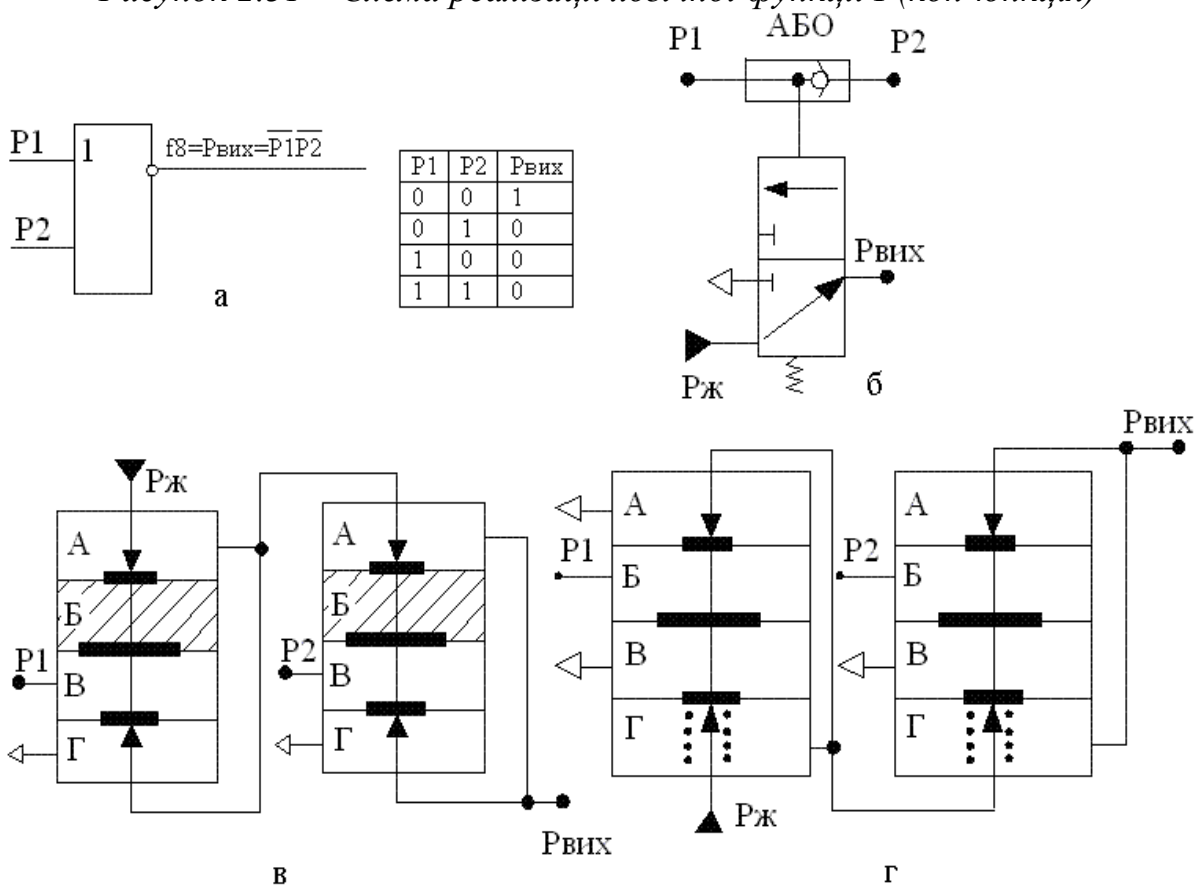
а – умовне позначення; б – на апаратурі високого тиску; в – на реле типу ПР.1; г – на реле типу ПР.3

Рисунок 2.30 – Схема реалізації логічної функції АБО (диз'юнкція)



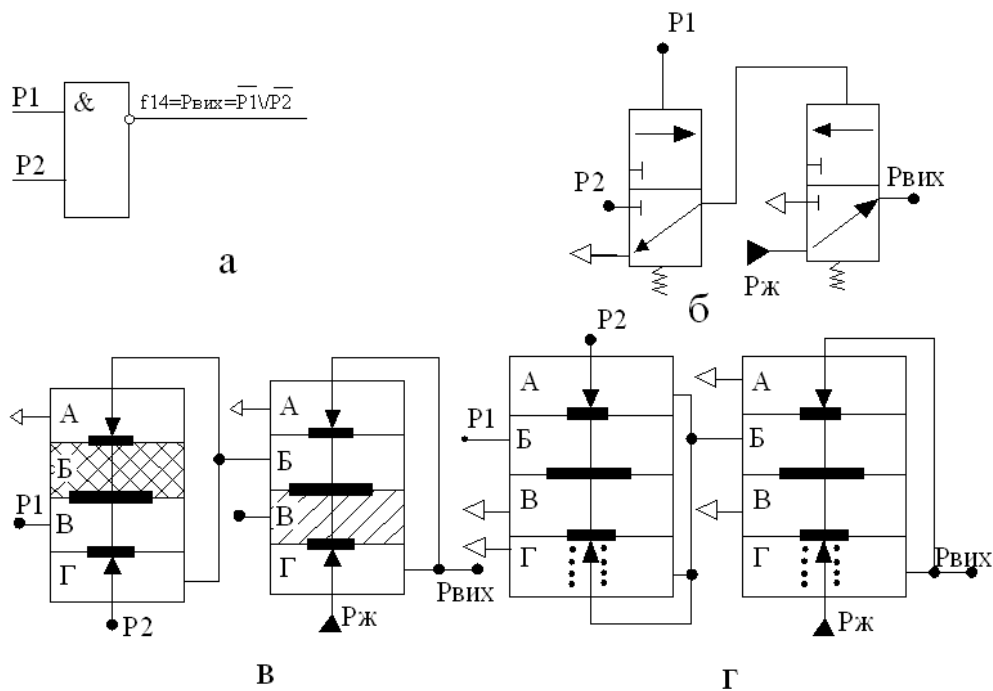
а – умовне позначення; б – на апаратурі високого тиску; в – на реле типу ПІР.1; г – на реле типу ПІР.3

Рисунок 2.31 – Схема реалізації логічної функції І (кон'юнкція)



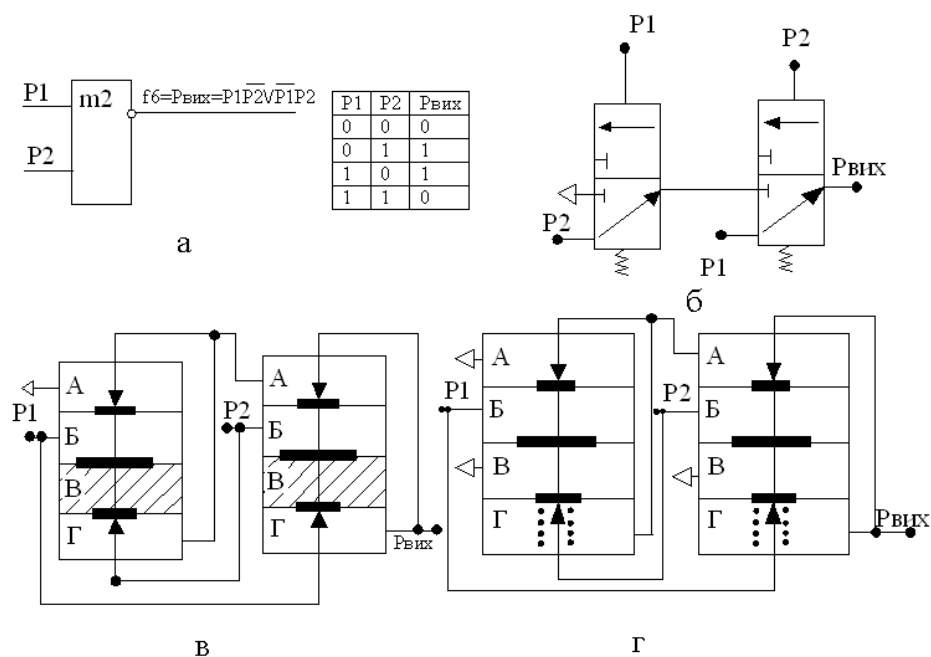
а – умовне позначення; б – на апаратурі високого тиску; в – на реле типу ПІР.1; г – на реле типу ПІР.3

Рисунок 2.32 – Схема реалізації логічної функції «стрілка Пірса» АБО-НЕ



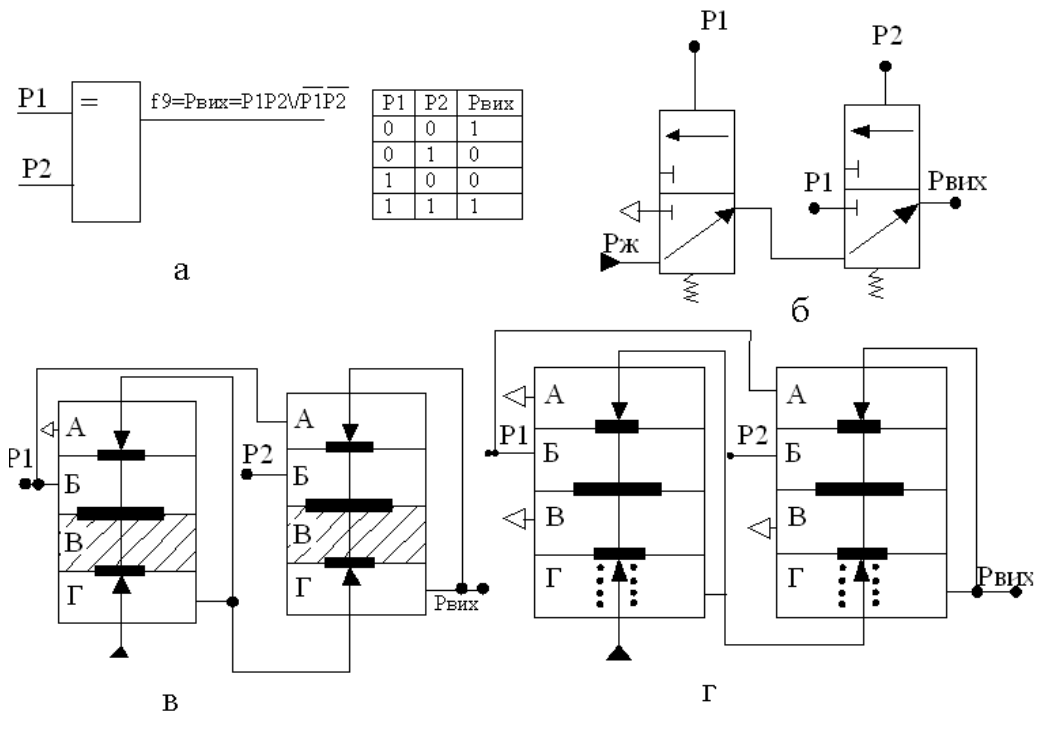
а – умовне позначення; б – на апаратурі високого тиску; в – на реле типу ПІР.1; г – на реле типу ПІР.3

Рисунок 2.33 – Схема реалізації логічної функції «штрих Шеффера» І-НЕ

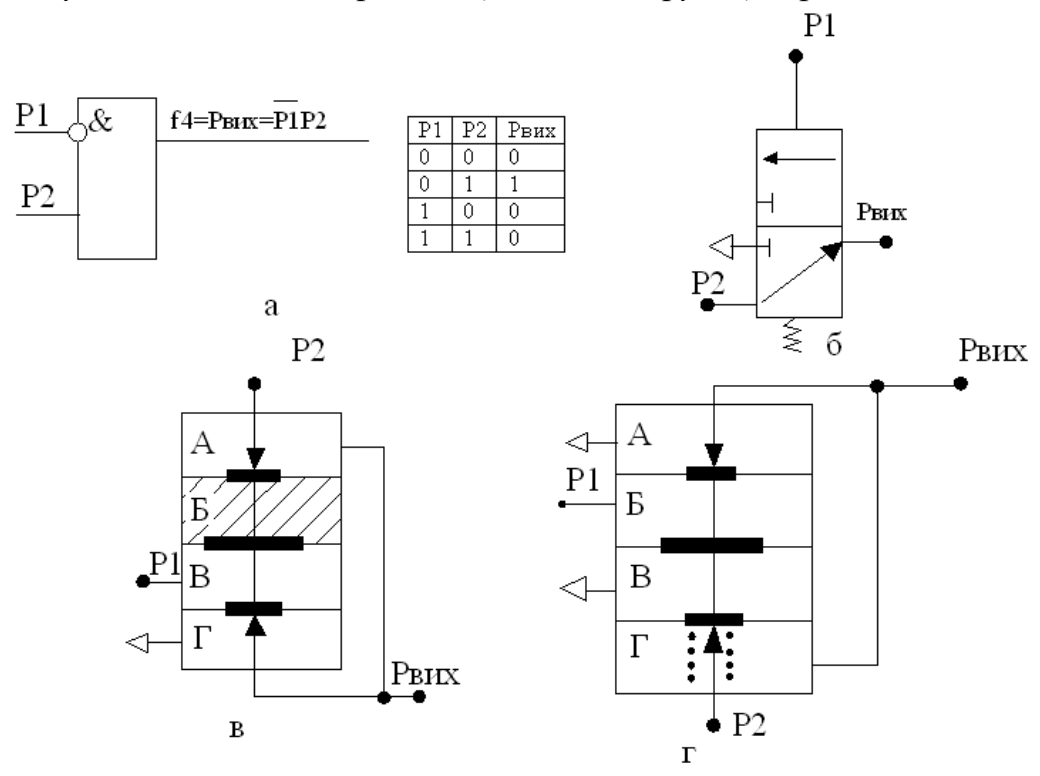


а – умовне позначення; б – на апаратурі високого тиску; в – на реле типу ПІР.1; г – на реле типу ПІР.3

Рисунок 2.34 – Схема реалізації логічної функції «нерівнозначність»



а – умовне позначення; б – на апаратурі високого тиску; в – на реле типу ПР.1; г – на реле типу ПР.3
 Рисунок 2.35 – Схема реалізації логічної функції «рівнозначність»



а – умовне позначення; б – на апаратурі високого тиску; в – на реле типу ПР.1; г – на реле типу ПР.3
 Рисунок 2.36 – Схема реалізації логічної функції «заборона за P₁»

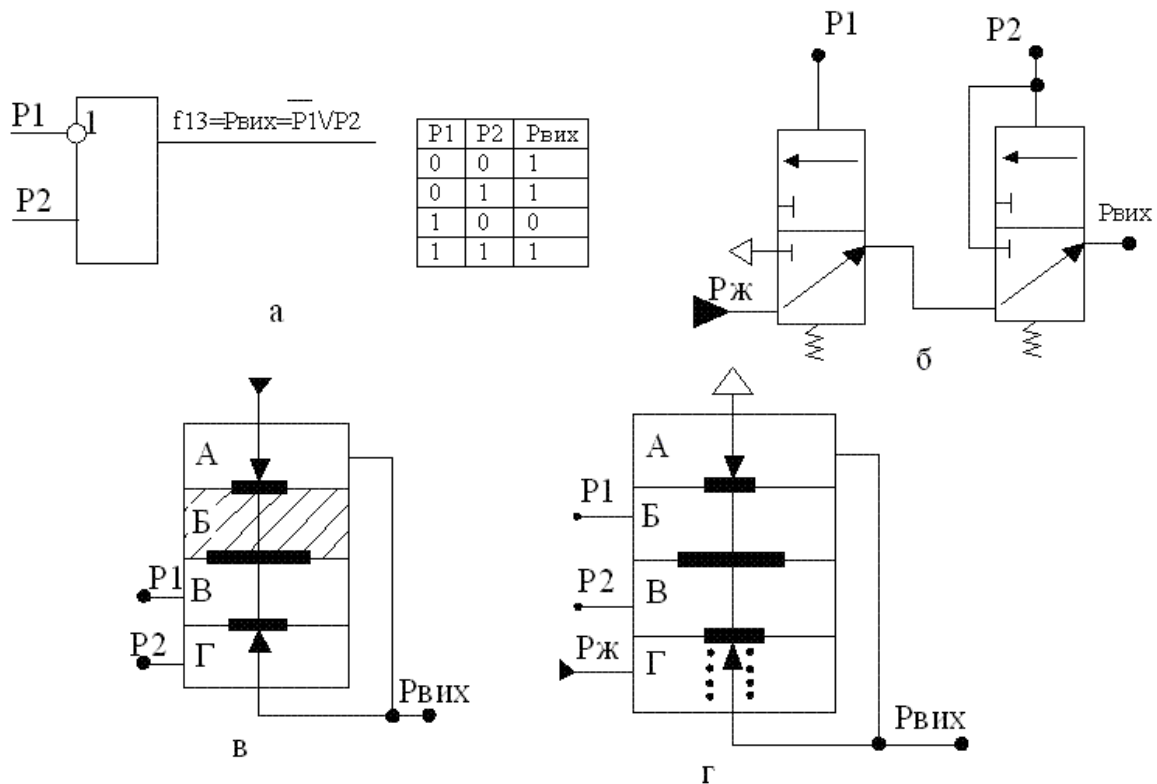


Рисунок 2.37 – Схема реалізації логічної функції «імплікація за P_1 »

2.3.2 Контрольні питання

- 1 З'ясуйте класифікацію і область застосування елементів мембранної техніки.
- 2 Які пневмозадатчики використовуються у пневмосистемах автоматики?
- 3 Які перетворювачі застосовуються у пневмосистемах?
- 4 Який принцип дії трьохмембранного пневматичного реле?
- 5 З'ясуйте конструкцію і принцип дії пневматичних універсальних реле тисків ППР.1 і ППР.3.
- 6 Яка конструкція, принцип дії і область застосування пневматичного універсального реле РУП-1М?
- 7 Які логічні функції реалізуються на базі реле РУП-1М?
- 8 Яким чином реалізується логічні функції «НЕ» і «ДА» на базі пневматичних пристроїв?
- 9 Як реалізується логічна функція «АБО» на різноманітних пневматичних елементах?
- 10 Як реалізується логічна функція «І» на різноманітних логічних елементах?
- 11 Як реалізується логічна функція «АБО-НЕ» на різноманітних логічних елементах?

12 Як реалізується логічна функція «I-HE» на різноманітних логічних елементах?

13 Як реалізується логічна функція «нерівнозначність» на різноманітних логічних елементах?

14 Як реалізується логічна функція «рівнозначність» на різноманітних логічних елементах?

2.4 Логічні струминні елементи

Елементи струминної пневмоавтоматики, їх різновид, реалізація логічних функцій, схеми елементів, характеристики. Інтегральні логічні елементи, їх схеми і функціонування.

Зміст теми викладений у літературі: [4, с. 311...321; 5, с.388...400; 8, с. 12...15, 32...33; 13, с. 92...95].

2.4.1 Теоретичні відомості і рекомендації

Для вирішення завдань автоматизації виробничих процесів останнім часом широко застосовується струминна пневмоавтоматика. Функціонування струминних пристроїв автоматики відбувається без використання будь-яких механічних рухомих частин. Струминні елементи виконують не тільки елементарні логічні операції, але і операції запам'ятування пневматичних сигналів та генерування сигналів наперед заданої частоти та амплітуди, які необхідні для побудови сучасних приладів та засобів контролю і управління. Побудова струминних елементів виконується методом друкованих схем аналогічно методу друкованих схем, який прийнято в електроніці.

Ці особливості струминної пневмоавтоматики і можливості її вирішувати завдання, які раніше можна було вирішити лише за допомогою електроніки, стали причиною того, що по аналогії з електронікою струминну пневмоавтоматику часто називають пневмонікою. Наука, яка вивчає функціонування пристроїв зі зв'язками між потоками рідини і газів, називається флюїдиною від латинського fluidus – текучий.

Елементарною базою струминної пневмоавтоматики є струминні елементи безперервної та дискретної дії, які мають вихідні характеристики аналогічні характеристикам електронних елементів.

Струминні дискретні елементи будуються на наступних принципах:

- елементи, робота яких базується на взаємодії турбулентних струменів;
- елементи, функціонування яких базується на взаємодії потоку зі стінкою;
- елементи з турбулізацією течії (турбулентні підсилювачі);

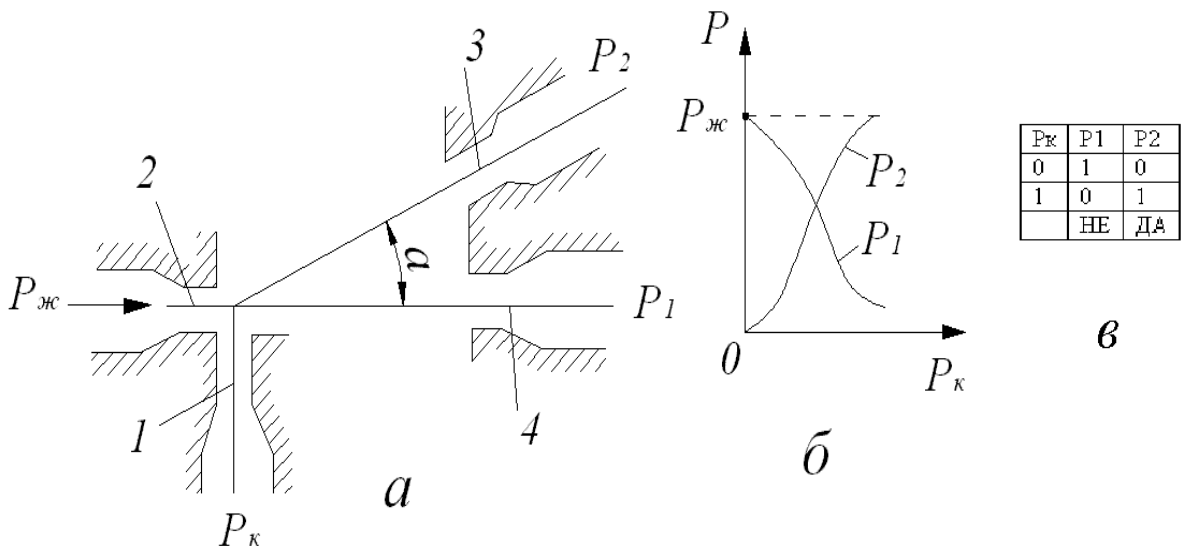
- вихрові елементи, дія яких базується на створенні вихрового руху в спеціальній камері.

Струмені пристрої системи ВОЛГА (серія СТ) функціонують в діапазоні робочих тисків повітря $0,001...0,01$ МПа і пропускної частоти $250...500$ Гц. Їх довговічність - $5 \cdot 10^4$ годин.

Струминні пневматичні елементи мають високу надійність і довговічність, економічність, простоту обслуговування і низьку вартість, можуть функціонувати в зоні високих температур і радіації.

При конструюванні струминних елементів найбільш застосовуються принцип взаємодії турбулентних струменів і принцип взаємодії потоку зі стінкою, який одержав назву ефекту румунського вченого Г. Коанда (струмень рідини або газу, що витікає із сопла, намагається відхилитись до стінки і при визначених умовах прилипає до неї).

Розглянемо струминний підсилювач з одним входом безперервної і дискретної дії побудований за принципом взаємодії турбулентних струменів (рис.2.38). Він складається із сопла живлення 2, каналу управління 1 та двох каналів 3 і 4, один із яких розташований по одній осі з каналом живлення 2, а інший під кутом α до нього.



а – схема струминного підсилювача з одним входом;

б – характеристика підсилювача безперервної дії;

в – таблиця функціонування підсилювача дискретної дії;

1 – управляючий канал; *2* – канал живлення; *3* і *4* – вихідні канали

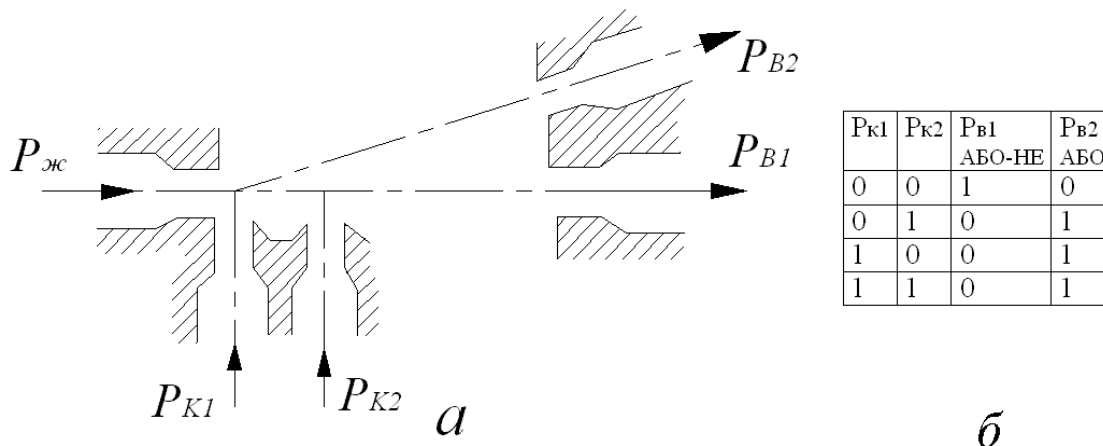
Рисунок 2.38 – Струминний пневмопідсилювач

Струмень рідини або газу із каналу 2 під тиском $P_{ж}$ при тиску у каналі 1 $P_k = 0$ потрапляє у розташований на одній осі з ним приймальний канал 4, формуючи на виході каналу тиск P_1 певного рівня. Якщо у канал 1 подавати безперервно зростаючий сигнал управління P_k , то під дією струменя, який витікає з цього каналу, головний потік рідини або газу, що

витікає із каналу живлення 2, буде відхилятися з посиленням сигналу P_2 у каналі 3, а тиск P_1 у каналі 4 буде зменшуватись (рис.2.38, б). Із графіка видно, що підсилювач має пряму (крива P_2) і інверсну (крива P_1) характеристики відносно двом його виходам.

Якщо по каналам управління і підвести дискретний сигнал P_K (замість безперервного) то струмень рідини чи газу, що витікає із сопла живлення 2, стрибком перейде з виходу 4 (P_1) на вихід 3 (P_2). При цьому на виході 4 (P_1) реалізується логічна операція заперечення вихідного сигналу «НЕ», а на виході 3 (P_2) – логічна операція «ДА» (рис.2.38, в). Отже, такий струминний елемент може виконувати не тільки функцію підсилення безперервних сигналів прямої і інверсної дії, а й функції елемента дискретної дії, що виконує логічні операції заперечення та повторення вхідного сигналу.

Якщо струминний елемент має два канали управління (рис.2.39), до яких подаються два незалежних дискретних сигнали P_{K1} і P_{K2} , то на одному із виходів буде реалізовуватись логічна операція АБО (диз'юнкція), а на другому – НЕ АБО (заперечення диз'юнкції – функція Пірса).



а – схема двовходового струминного елемента;

б – таблиця функціонування елемента

Рисунок 2.39 – Струминний інтегральний логічний елемент АБО – НЕ АБО

При дискретних сигналах $P_{K1} = P_{K2} = 0$ струмень рідини або газу, що витікає з каналу живлення, потрапляє на вихід P_{B1} , де формується вихідний сигнал $P_{B1} = 1$. У цьому випадку на виході P_{B2} , вихідний сигнал буде $P_{B2} = 0$. При подачі хоча б по одному із каналів управління дискретних сигналів $P_{K1} = 1$ або $P_{K2} = 1$ (або обох сигналів разом $P_{K1} = P_{K2} = 1$) головний струмень переходить з виходу P_{B1} на вихід P_{B2} , де формується одиничний вихідний сигнал, що і відображено у таблиці функціонування елемента (рис.2.39,б).

Струминні елементи побудовані за ефектом Коанда функціонують завдяки прилипанню вільного струмені до розташованої поблизу стінки. Явище з'ясується тим, що між струменем і стінкою виникає область низького тиску, яка втягує струмінь (рис.2.40).

Струмінь, що витікає зі швидкістю g із сопла 2 у навколишнє середовище, у якому мається постійний тиск $P_{H.C} = const$, впливає на це середовище тиском P . Без урахування в'язкого тертя, рівняння Бернуллі запишеться:

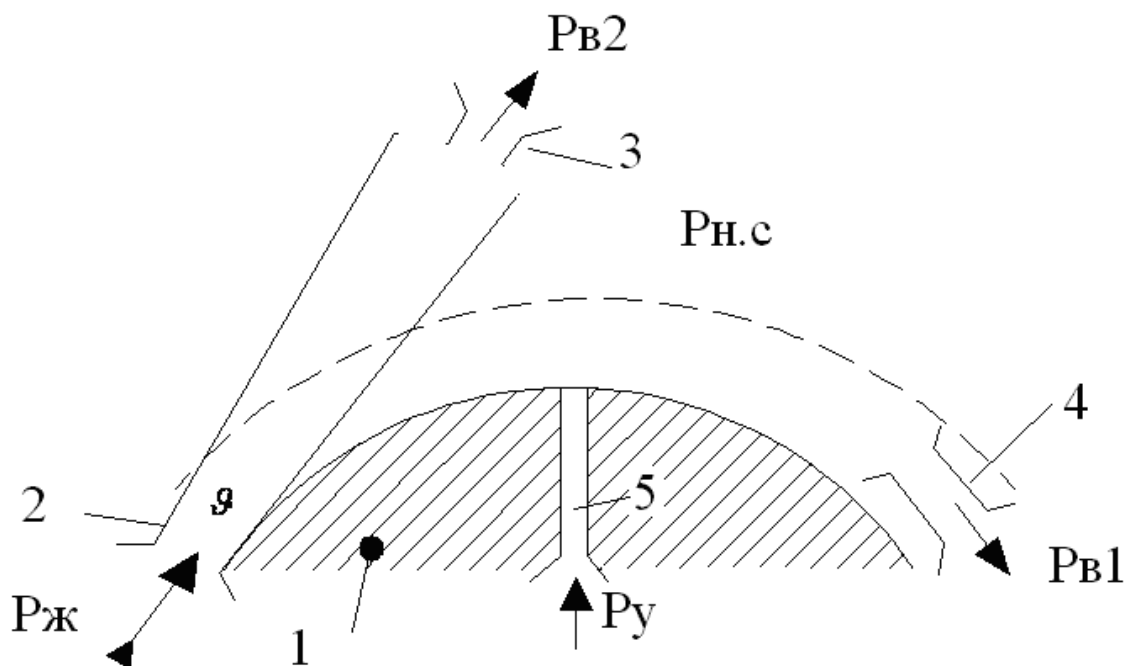
$$P + \frac{g^2}{2} \rho = P_{H.C},$$

звідки:

$$P = P_{H.C} - \frac{g^2}{2} \rho.$$

Таким чином, тиск у струмені менший ніж у навколишньому середовищі. Це призводить до захвату, усмоктуванню навколишнього середовища у струмінь зі всіх сторін.

Якщо з однієї із сторін розташована відносно струмені паралельна стінка, то частинки навколишнього середовища не можуть з цієї сторони підводитись до струмені, в результаті чого між струменем і стінкою виникає розрядження (вакуум) і струмінь притягується до стінки (прилипає).



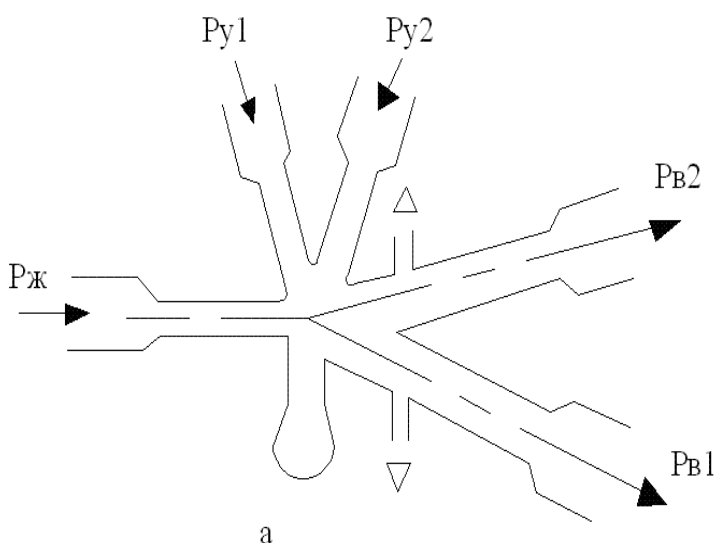
1 – стінка; 2,3,4 – сопла; 5 – управляючий канал

Рисунок 2.40 – Схема дії струминного елемента побудованого на

Струмень, який витікає із сопла живлення 2 притягується стінкою 1 (пунктирна лінія) у бік сопла 4, яке може виконувати як функції управління, так і функції приймального органу. У цьому разі струмень забезпечує у соплі 4 тиск P_{B1} . Якщо сопло 4 виконує функцію управління, то при подачі у канал управління 5 струмені з тиском P_V виникне відрив струмені від стінки 1. При цьому струмень стрибками займе положення, яке на рисунку 2.40 показано безперервними лініями, і створить у соплі 3 тиск P_{B2} . У подальшому, при зміні до нуля управляючого сигналу P_V струмень стрибком повернеться у початковий стан. Такий пристрій забезпечує два стійких стана струмені, що дозволяє використовувати його при побудові різноманітних елементів автоматики. Наприклад, розглянутий струминний елемент може виконувати логічні функції ДА і НЕ.

Таким чином, на виході P_{B2} виконується логічна операція повторення вхідного сигналу ДА ($P_{B2} = P_V$), тому при відсутності сигналу управління $P_V = 0$ струмень прилипає до прямолінійної, або криволінійної поверхні стінки 1. При подачі сигналу $P_V = 1$ встановлюються тиски: $P_{B1} = 0$, а $P_{B2} = 1$. На виході P_{B1} реалізується логічна функція НЕ заперечення вхідного сигналу, тобто $P_{B1} = \overline{P_V}$.

З застосуванням ефекта Коанда конструюються і інтегральні струминні логічні елементи, наприклад, елемент АБО – НЕ АБО. Цей елемент має два канали управління (рис.2.41), по яких подаються управляючі сигнали P_{V1} і P_{V2} , на виході P_{B1} елемент реалізує операцію диз'юнкції АБО ($P_{B1} = P_{V1} \vee P_{V2}$), а на виході P_{B2} - функцію заперечення диз'юнкції (стрілку Пірса) АБО-НЕ ($P_{B2} = \overline{P_{V1} \vee P_{V2}} = \overline{P_{V1}} \overline{P_{V2}}$).



P_{y1}	P_{y2}	$f_8=P_{B2}$	$f_7=P_{B1}$
0	0	1	0
0	1	0	1
1	0	0	1
1	1	0	1
Входи	АБО-НЕ	АБО	

б

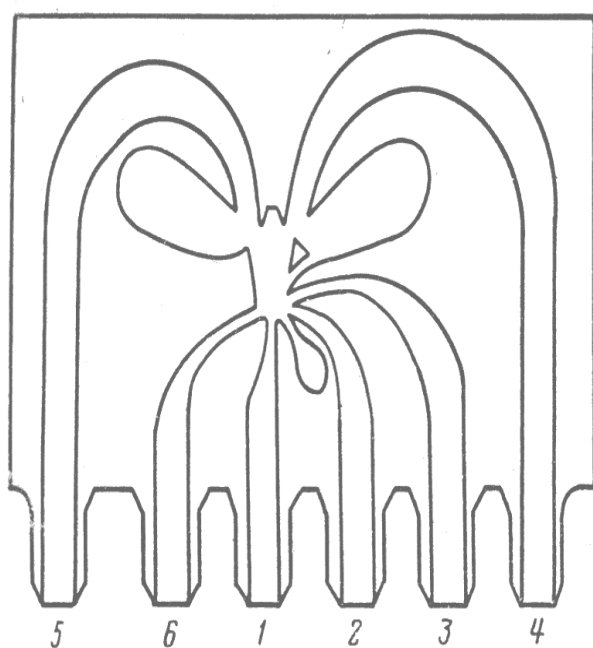
*а – схема елемента,
б – таблиця функціонування*
Рисунок 2.41 – Струминний пневматичний інтегральний логічний пристрій АБО – НЕ АБО

Основу релейних (дискретних) схем струминної автоматики складають елементи, які використовуються для реалізації логічних функцій. Такими елементами є: АБО – НЕ АБО на два входи (СТ41); І – НЕ І на два входи (СТ43); АБО - НЕ АБО на три входи (СТ44) і тригер з роздільними входами (СТ42). Логічні елементи мають релейну характеристику. Вихід елемента може прийняти два значення: 0 або 1.

Усі логічні елементи серії СТ побудовані за принципами взаємодії струмені зі стінкою і мають внутрішній зворотний зв'язок (застосовується ефект Коанда), що утворюється увігнутим дефлектором розташованим на подільнику потоку.

Логічні елементи мають приєднальні конічні штуцери, внутрішній діаметр яких 3,8 мм, а наружний 4,5 мм . Струминні логічні елементи встановлюються на спеціальних платах, які мають отвори відповідно діаметрам штуцерів. Зі зворотної сторони плат на штуцера одягаються поліхлорвінілові трубки, за допомогою яких елементи з'єднуються у схему. Розміщення на платі повинно забезпечувати вільне зняття будь-якого логічного елемента.

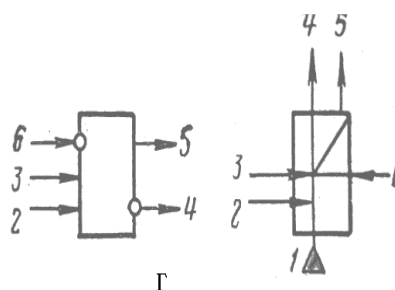
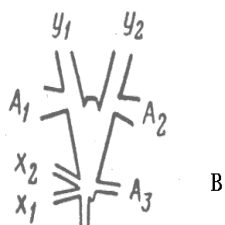
На рисунках 2.42...2.44 розглядаються стандартні струминні логічні елементи. Струминні елементи АБО – НЕ АБО (СТ41) виготовляються у двох модифікаціях: звичайний АБО - НЕ АБО і елемент АБО – НЕ АБО з «запереченням» по одному із виходів. Цей елемент має два управляючих входи X_1 і X_2 ; два вихода: АБО – НЕ (функція Пірса, Y_1) і АБО (диз'юнкція Y_2); вхід джерела живлення Р і атмосферні канали A_1 , A_2 і A_3 .



Входи			Виходи	
2	3	6	4	5
0	0	0	1	0
0	1	0	0	1
1	0	0	0	1
1	1	0	0	1
0	0	1	1	0
1	0	1	1	0
0	1	1	1	0
X1	X2	Заперечення 5	Y1	Y2

б

а

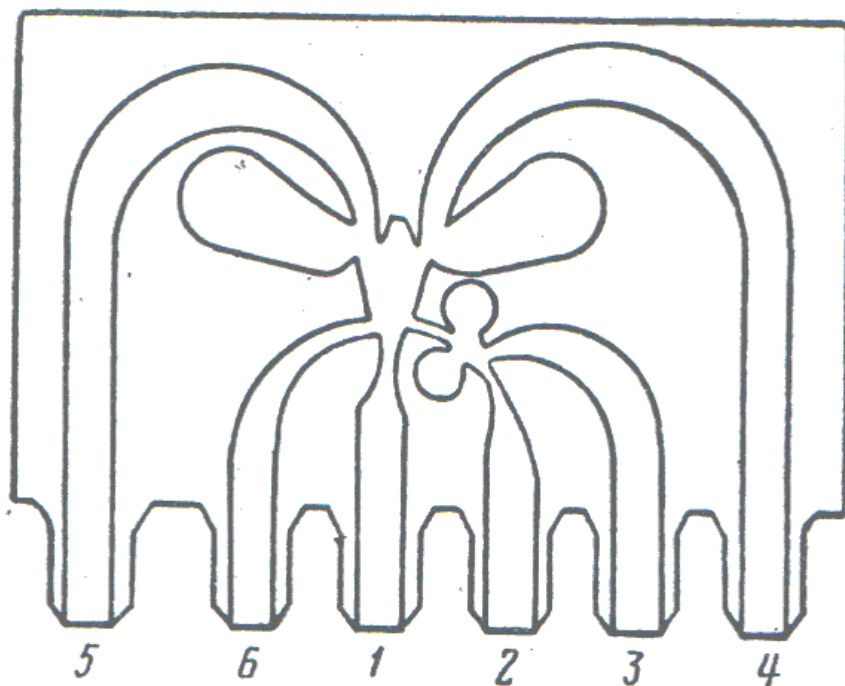


г

а – конфігурація функціональної плати;
 б – таблиця функціонування(станів входів і виходів);
 в – конфігурація робочої камери;
 г – умове позначення на схемах

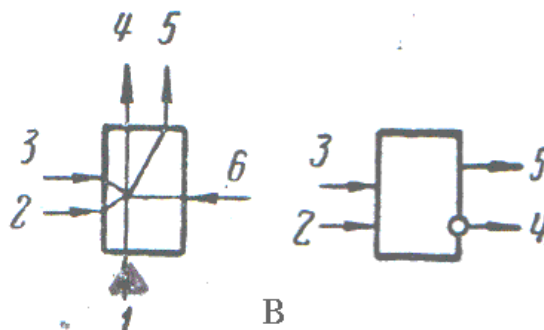
Рисунок 2.42 – Струминний логічний елемент АБО – НЕ АБО СТ 41

а



Входи		Виходи	
2	3	f_{14}	f_1
0	0	1	0
0	1	1	0
1	0	1	0
1	1	0	1

б



Позначення входів:

1 – підвід живлення;

2, 3 – входи;

4 – вихід І-НЕ (функція Шеффера);

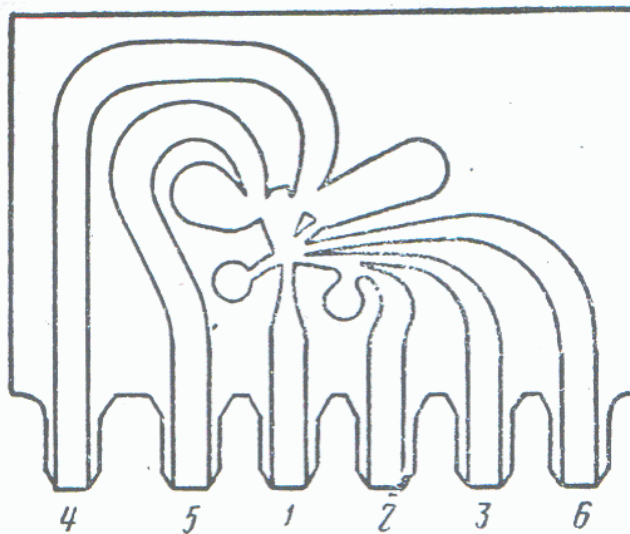
5 – вихід І (кон'юнкція); 6 – атмосферний канал

а – конфігурація функціональної плати;

б – таблиця функціонування(станів входів і виходів);

в - умове позначення на схемах

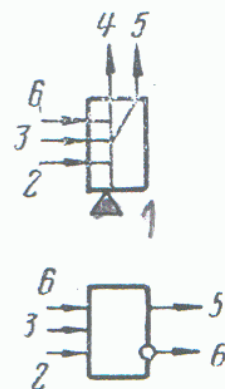
Рисунок 2.43 – Струминний логічний елемент І – НЕ І СТ 43



а

Входи			Виходи	
2	3	5	4	5
0	0	0	1	0
0	1	0	0	1
1	0	0	0	1
0	0	1	0	1
1	1	0	0	1
1	0	1	0	1
0	1	1	0	1
1	1	1	0	1

б



в

Позначення штуцерів:

1 – підвід живлення;

2,3,6 – входи;

4 – вихід АБО – НЕ (функція Пірса);

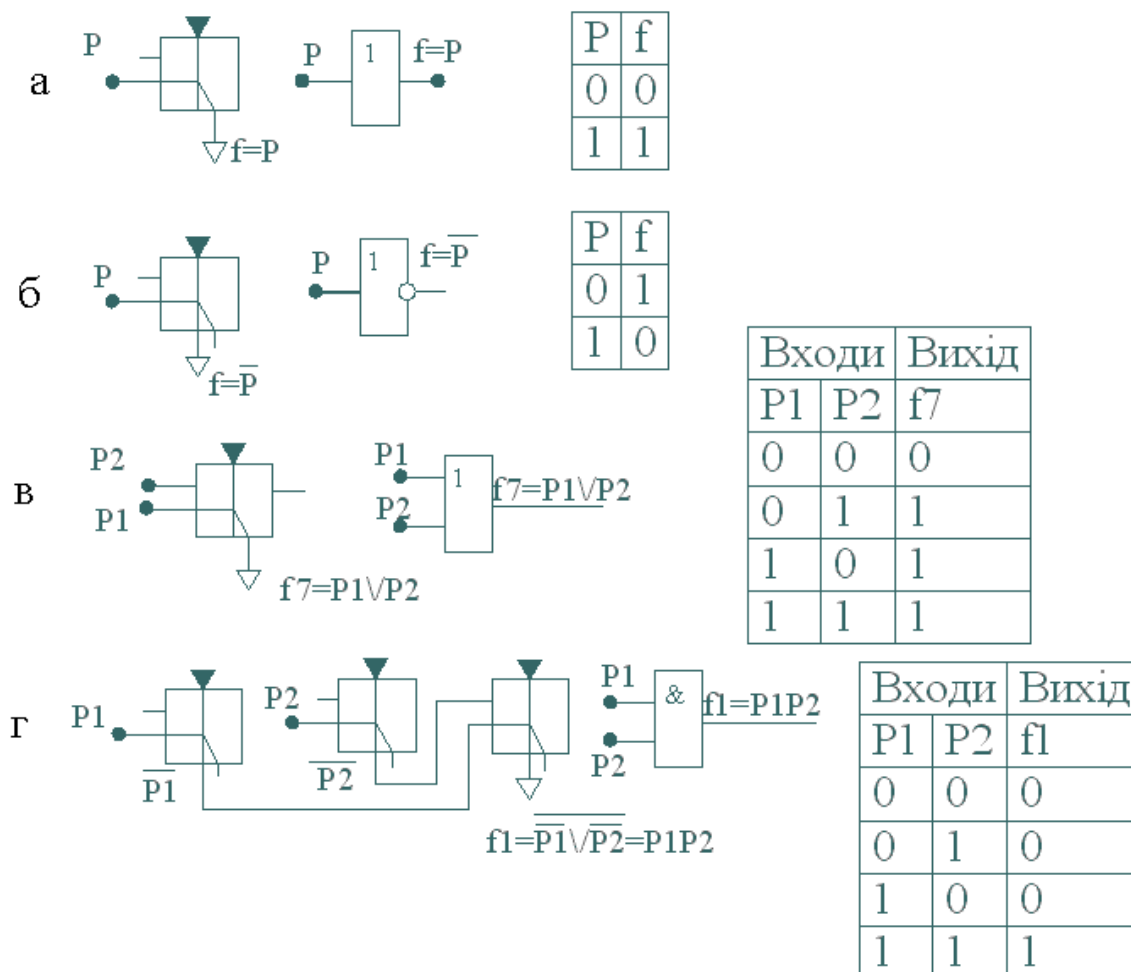
5 – вихід АБО (диз'юнкція)

Рисунок 2.44 – Струминний логічний елемент АБО – НЕ АБО СТ44 на три входа

По рівнянню з двох входовим елементом АБО – НЕ АБО (рис.2.42) елемент на три входа має вхід «заперечення» виходу.

Нижче на рисунку 2.45 розглядається реалізація булевих (логічних) функцій на двовходових інтегральних струминних елементах АБО – НЕ

АБО зі «заборорою» одного із виходів (при визначених умовах) найпростіших логічних елементів.



а – функція «Повторення» - ДА;

б – функція «Інверсія» - НЕ;

в – функція «Диз'юнкція» - АБО;

г – функція «Кон'юнкція» - І

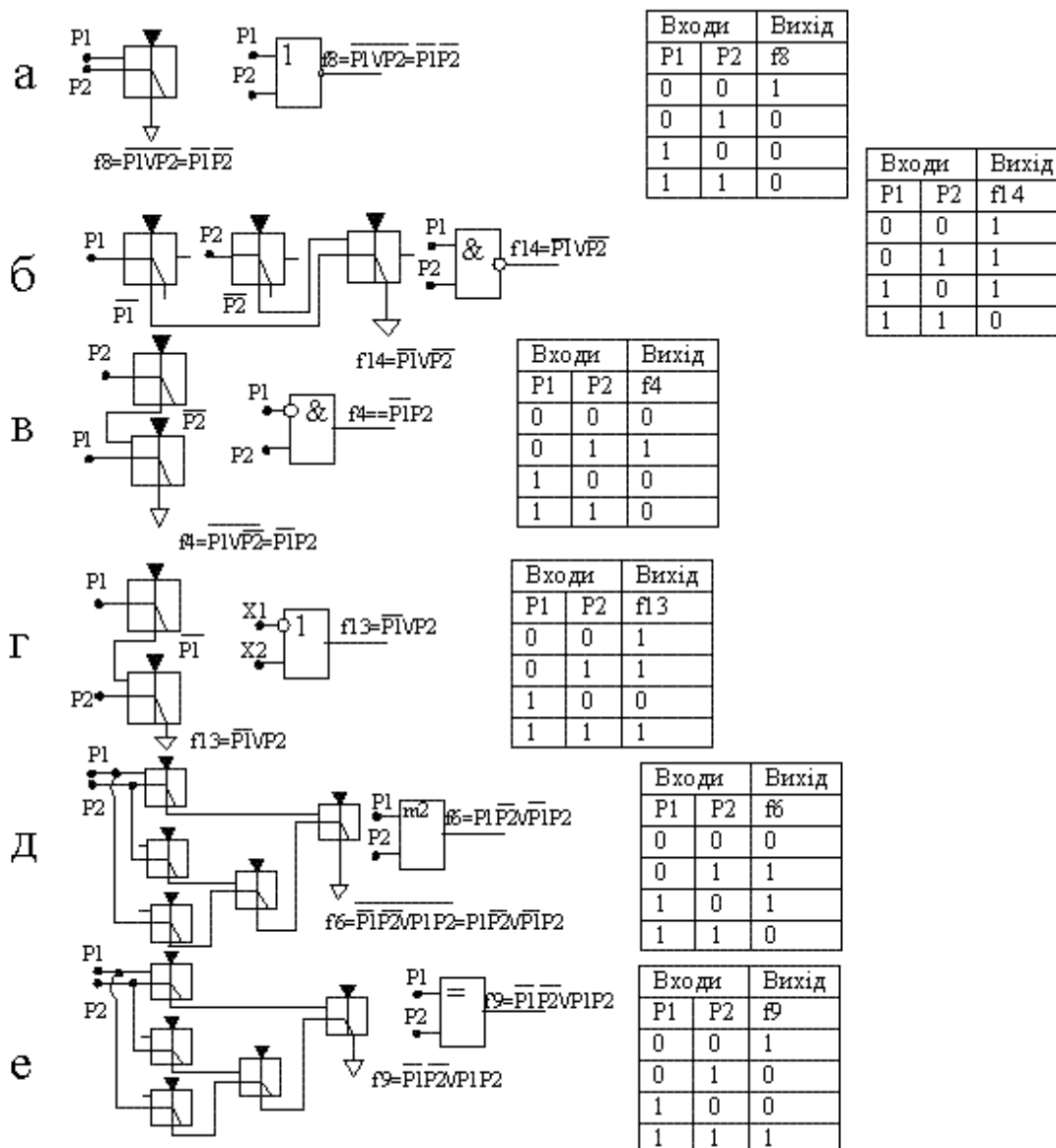
Рисунок 2.45 – Реалізація найпростіших логічних функцій на інтегральному логічному елементі АБО-НЕ АБО СТ41

На рисунку 2.46 подані схеми реалізації логічних (булевих) функцій інтегральними елементами на двовходовому інтегральному елементі АБО – НЕ АБО з «заборорою» одного із виходів при визначених умовах.

Струминна техніка автоматичного управління використовує широко також модулі СМСТ-1 і СМСТ-2 (система модулів струминної техніки). Усі модулі системи складаються із п'яти основних груп, до яких відносяться різноманітні пристрої пневмоавтоматики.

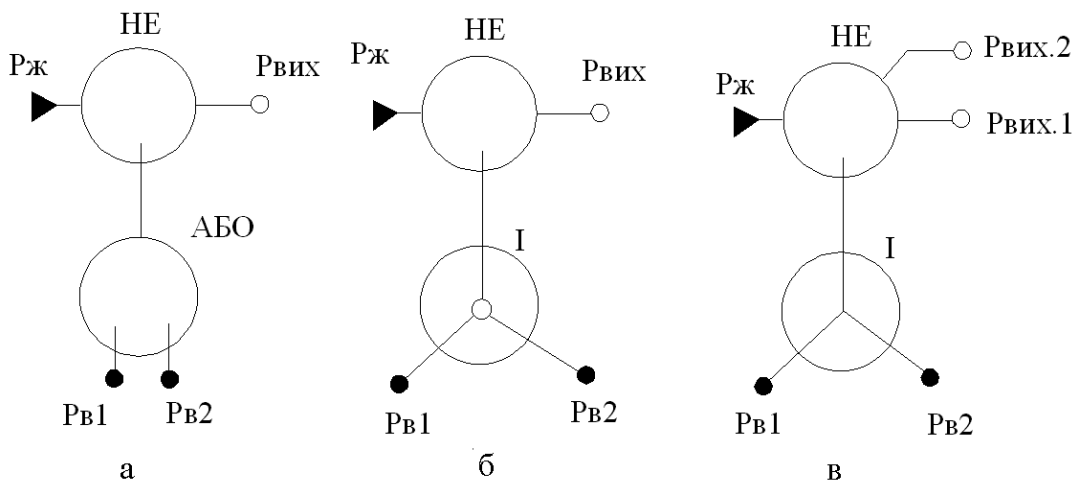
Модулі, які виконують логічні операції відносяться у СМСТ-2 до третьої групи. В цю групу входять модулі НЕ-АБО; НЕ-І; АБО-НЕ-АБО; І-

НЕ-І; рівнозначність-нерівнозначність. Крім того, до третьої групи входять релейні пристрої, які реалізують операції АБО, ДА, НЕ. Для СМСТ-2 визначені величини пневмоавтоматичних параметрів: тиск джерела живлення – 0,002 МПа (200 мм водяного стовпа); логічна одиниця «1» - 40...80 мм вод. ст.; логічний нуль «0» - 4 мм вод.ст. У логічних модулях використовуються струминні логічні елементи, які розглянуті вище, побудовані за принципами вільної взаємодії турбулентних струменів і взаємодією струмені зі стінкою (ефект Конда).



а – функція (стрілка) Пірса; б – функція (штрих) Шеффера; в – функція «Заперечення за P₁»; г – функція «Імплікація за P₁»; д – функція «Нерівнозначність»; е – функція «Рівнозначність»
 Рисунок 2.46 – Реалізація булевих (логічних) функцій двох змінних на двохходовому інтегральному елементі АБО-НЕ АБО СТ41

На рисунку 2.47 розглядаються схеми деяких модулів.



а – модуль НЕ-АБО; б – модуль НЕ-І; в – модуль І-НЕ-І
Рисунок 2.47 – Схеми логічних модулів СМСТ-2

Модуль НЕ-АБО (рис.2.47, а) реалізує функцію (стрілку) Пірса. Він виконує логічну операцію заперечення диз'юнкції і складається із реле – інвертора і логічного елемента АБО, розміщених на одній платі. Таким чином, модуль реалізує булеву функцію $f_8 = P_{вих} = \overline{P_{B1} \vee P_{B2}} = \overline{P_{B1}} \overline{P_{B2}}$.

Модуль НЕ-І (рис.2.47, б) реалізує функцію (штрих) Шеффера. Він виконує логічну операцію заперечення кон'юнкції і складається з реле-інвертора і логічного елемента І, розміщених на одній платі. Таким чином, модуль реалізує булеву функцію $f_{14} = P_{вих} = \overline{P_{B1} P_{B2}} = \overline{P_{B1}} \vee \overline{P_{B2}}$.

Модуль І-НЕ-І (рис.2.47, в) виконує на виході $P_{ВИХ.2}$ логічну операцію кон'юнкції, а на другому виході $P_{ВИХ.1}$ - заперечення кон'юнкції (функцію Шеффера).

До числа модулів СМСТ-2 входять і елементи АБО-НЕ АБО на чотири виходи (рис.2.48), який виконує на одному виході $P_{ВИХ.1}$ логічну операцію диз'юнкції, а на другому виході $P_{ВИХ.2}$ - її заперечення, тобто;

$$P_{вих.1} = (P_{B1} \vee P_{B2})(P_{B3} \vee P_{B4});$$

$$P_{вих.2} = \overline{(P_{B1} \vee P_{B2})(P_{B3} \vee P_{B4})} = \overline{P_{B1}} \overline{P_{B2}} \vee \overline{P_{B3}} \overline{P_{B4}}.$$

У модулі застосовуються – підвищувачі тиску П.

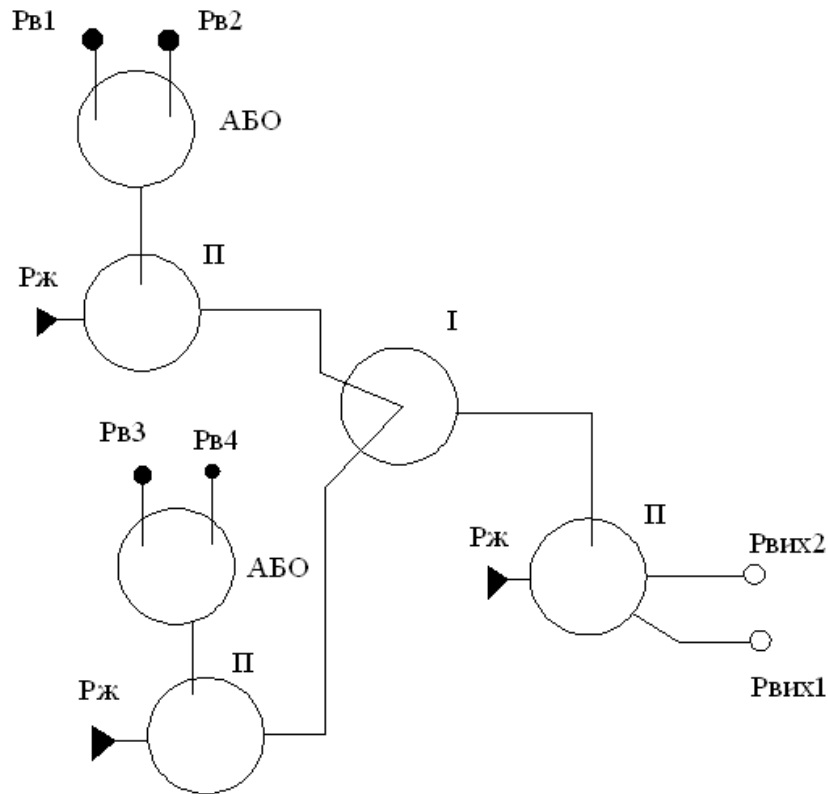


Рисунок 2.48 – Схема логічного модуля АБО-НЕ АБО на чотири входи системи СМСТ-2

2.4.2 Контрольні питання

- 1 За якими принципами конструюються струмені пристрої автоматики?
- 2 З'ясуйте схему, принцип дії і область застосування струминного підсилювача.
- 3 З'ясуйте схему, принцип дії і область застосування струминного інтегрального елемента АБО – НЕ АБО функціонуючого за принципом взаємодії струменя зі стінкою.
- 4 На яких принципах заснований ефект Коанда?
- 5 З'ясуйте схему, принцип дії і область застосування струминного інтегрального елемента АБО – НЕ АБО функціонуючого за принципом взаємодії турбулентних струменів.
- 6 Які основні струминні інтегральні елементи використовуються у системах пневмоавтоматики, їх конструкція і принцип дії?
- 7 З'ясуйте схеми найпростіших струминних логічних елементів, які реалізовані на елементі АБО-НЕ АБО.
- 8 З'ясуйте схеми інтегральних струминних логічних елементів, які реалізовані на елементі АБО-НЕ АБО.
- 9 Які модулі входять у систему СМСТ-2?
- 10 З'ясуйте схеми і принцип дії інтегральних модулів системи СМСТ-2.

2.5 Пневматичні тригери

Пневматичні тригери, область застосування, різновиди тригерів. Тригери побудовані на мембранних елементах УСЕППА і логічних струминних пневматичних елементах. Реалізація затримки дискретного сигналу за фронтом і зрізом сигналу синхроімпульса.

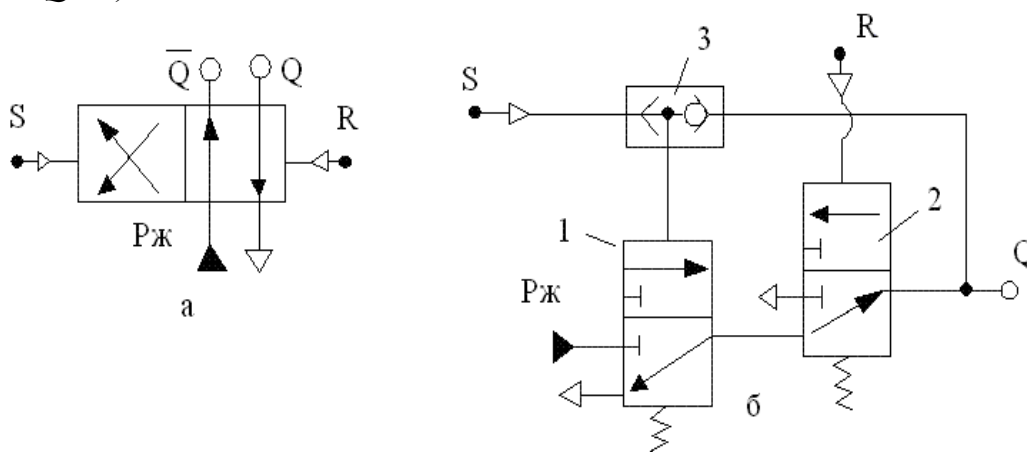
Зміст теми викладений у літературі: [4, с. 209...321; 5, с. 393...400; 8, с. 58...71; 15, с. 33...34].

2.5.1 Теоретичні відомості і рекомендації

У пневматичних системах управління функція «пам'ять» реалізується тригерами. Пневматичні тригери бувають:

- з розділеними входами;
- з лічильним входом.

Найпростішим тригером з розділеними входами є чотирищілинний двопозиційний розподільник з двостороннім управлінням (рис.2.49). Цей розподільник має два входи: вмикаючий S і вимикаючий R і два виходи Q (прямий Q і інверсний \bar{Q}). У початковому стані при $S=R=0$ на прямому виході буде сигнал $Q=0$, а на інверсному $\bar{Q} = \bar{0} = 1$. Переключення тригера відбувається тільки при появі одиничних сигналів S або R . Після появи управляючого сигналу розподільник змінює свій стан і після зміни свого положення зберігає свій стан за рахунок сил тертя незалежно від того, підтримується сигнал, що викликав зміну положення, чи ні. Тригери бувають з домінуючим «0» (при $S=R=1; Q=0$) або з домінуючим «1» (при $S=R=1; Q=1$).



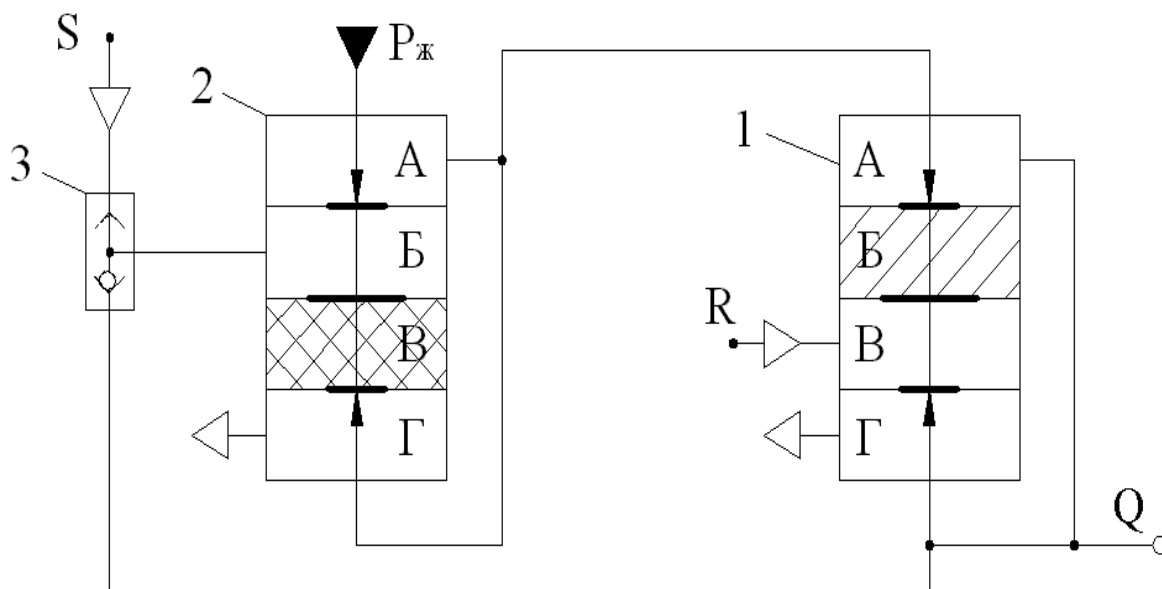
а – розподільник з двостороннім пневматичним управлінням; б – на апаратурі високого тиску;

1 і 2 – трьохлінійні розподільники; 3 – розподільний клапан АБО
Рисунок 2.49 – Схема реалізації тригера з розподільними входами (тригер RS)

На рисунку 2.49,а тригер запам'ятовує позицію за рахунок зусиль тертя. При $S=1$; $Q=1$; $\bar{Q}=0$. При $R=1$; $Q=0$; $\bar{Q}=1$.

На рисунку 2.49,б зображена схема тригера, яка складається із розподільників 1 і 2 і розподільного клапана 3. При $S=1$ розподільник 1 переключається і сигнал з вихода розподільника 1 подається до розподільника 2 і на його виході встановлюється $Q=1$. Запам'ятовування одиниці $Q=1$, при знятті сигналу S ($S=0$) відбувається за рахунок сигналу з виходу 0 на другий вхід клапана 3 (зворотний зв'язок). При $R=1$ відбувається переключення розподільника 2 і на виході тригера встановлюється нуль $Q=0$. Одночасна подача сигналів $S=R=1$ заборонена тому, що на виході тригера з'явиться сигнал 0 або 1 (невизначений сигнал).

На рисунку 2.50 розглядається схема, яка складається із пневматичного реле 1 і 2 типу ПІР.1 і клапана АБО 3.

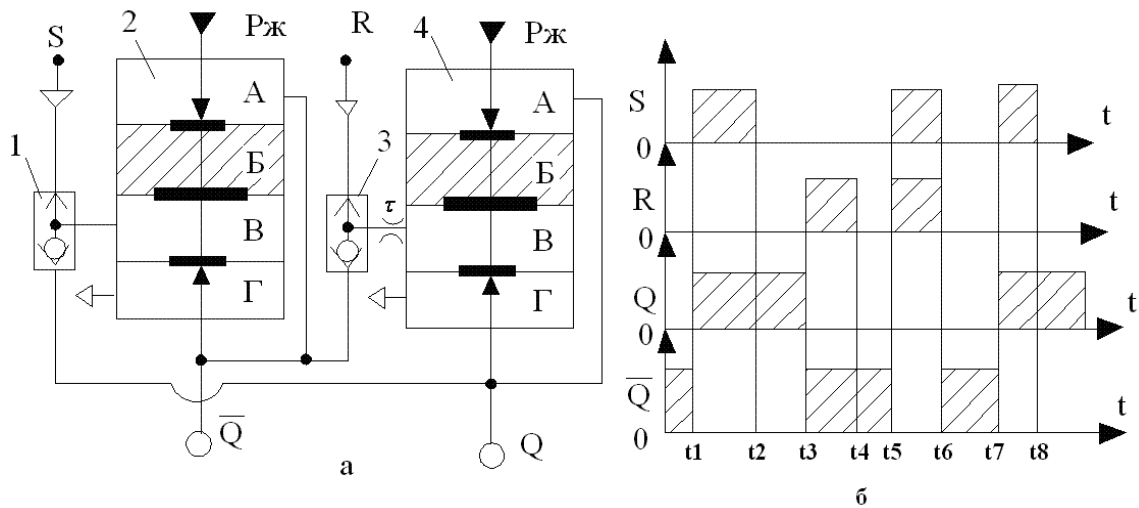


1 і 2 – пневматичні мембранні реле типу ПІР.1; 3 – пневмоклапан АБО

Рисунок 2.50 – Схема реалізації тригера з розподіленими входами на пневматичному реле ПІР.1

При поданні $S=1$ (рис.2.50) реле 2 відкривається і з'єднує вихід з джерелом живлення. На виході з'явиться сигнал $Q=1$. Запам'ятовування виникає за умовами сигналу, який надходить з виходу реле 1 через клапан 3 в камеру Б управління реле 2. При поданні $R=1$ реле 1 закривається, а вихідний канал з'єднується з атмосферою, що встановить $Q=0$.

На рисунку 2.51 подана схема тригера RS (тригер з розподіленими входами) який побудований на пневматичних мембранних реле типу ПІР.1 і має два виходи: один – прямий Q і другий - інверсний \bar{Q} .



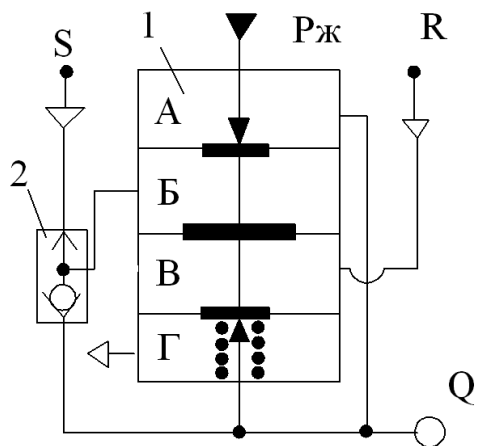
а – схема тригера; б – часова діаграма;

1 і 3 – пневмоклапани АБО; 2 і 4 – пневматичні реле типу ППР.1

Рисунок 2.51 – Схема реалізації тригера типу RS з двома розподільними входами і двома виходами на пневматичних реле ППР.1

У початковий період при $S=R=1$ на інверсному виході встановлюється $\bar{Q}=1$, а на прямому $Q=0$. При подачі сигналу $S=1$ (момент t_1) мембранний блок реле 2 зміститься у верхній стан, у результаті чого сопло живлення у камері А буде перекрито, а камера Г з'єднається з атмосферою. У цей момент мембранний блок реле 4 буде знаходитися нижньому стані і через камеру А живлення буде подано на прямий вихід Q. Таким чином, у момент t_1 будуть встановлені значення $Q=1$, а $\bar{Q}=0$. Якщо потім у момент t_2 зняти сигнал $S=0$, то значення сигналу на прямому виходу Q не зміниться. Процес запам'ятовування полягає у тому, що мембранний блок реле 4 буде знаходитися у нижньому стані і камера Г буде роз'єднана з атмосферою. При подачі сигналу $R=1$ (момент t_3) мембранний блок реле 2 підніметься уверх і перекриє сопло живлення, а також з'єднає камеру Г з атмосферою. За умовами того, що у цей момент значення S буде дорівнювати нулю і мембранний блок реле 2 буде знаходитись у нижньому стані на виходах встановляться значення тиску: $Q=0$, а $\bar{Q}=1$. Якщо потім встановити сигнал $R=0$ (момент t_4) на інверсному виході сигнал $\bar{Q}=1$ не зміниться, тобто запам'ятується, завдяки проходу тиску живлення з камери А реле 2 у камеру В реле 4 через клапан 3. При одночасної подачі сигналів $S=R=1$ (момент t_5) на прямому і інверсному виходах встановиться $Q=0$ і $\bar{Q}=0$, тобто у цьому тригері за таких умов домінує нуль.

Тригери з розподіленням входами реалізуються також на базі пневматичного реле ППР.3 і клапана АБО (рис.2.52).



1 – пневматичне реле типу ПІР.3;

2 – клапан АБО

Рисунок 2.52 – Схема реалізації тригера з розподіленими входами на пневматичному реле ПІР.3

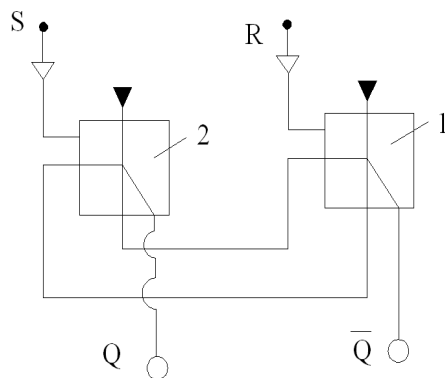
При $S=1$ реле 1 відкривається і з'єднує вихід Q з живленням $P_{ж}$ і тому на виході буде $Q=1$. При знятті сигналу $S=0$ на виході тригера сигнал Q не знімається за умовами того, що вихід Q з'єднується з камерою Б реле 1 через логічний елемент 2 (елемент АБО), тобто значення $Q=1$ запам'яталось.

При $R=1$ мембранний блок встановиться у верхньому стані і перекриває сопло живлення а також з'єднує камеру Г з атмосферою і тому на виході встановиться $Q=0$. Це значення буде зберігатись до моменту подачі сигналу S . При одночасній подачі однакових за рівнем сигналів $S=R=1$ за умовами зусилля пружини у камері Г мембранний блок перекриє сопло живлення і на виході встановиться $Q=0$, тобто цей тригер з домінуючим нулем.

На рисунку 2.53 зображена схема струминного тригера з розподіленими входами на двох струминних інтегруючих логічних елементах АБО – НЕАБО.

При $S=1$ на входах сформуються сигнали $Q=1$, а $\bar{Q}=0$ за умовами того, що сигнал подається з інверсного виходу елемента 1 на другий управляючий вхід елемента 2. Зміна сигналів виходів здійснюється при $R=1$, при цьому на виходах будуть сигнали: $Q=0$, а $\bar{Q}=1$. При $R=0$ стан виходів не змінюється за умовами сигналу, який подається з інверсного виходу елемента 2 на другий управляючий вихід елемента 1. При одночасній подачі сигналів $S=R=1$ на виходах встановлюється не визначений сигнал.

Промисловість виготовляє струминний тригер з розподіленими входами типу СТ42 (рис. 2.54).



1 і 2 – струминні логічні елементи

Рисунок 2.53 – Схема реалізації тригера з розподіленими входами на інтегральних струминних елементах АБО – НЕ АБО

Тригер побудований за принципом взаємодії струмені зі стінкою і внутрішнім зворотнім зв'язком. Струмень живлення «прилипає» до однієї зі стінок і подається на вихід 4 або 5 за умовами дії управляючих виходів 2, 3 і 6. Переброс струменя до протилежної стінки виконується поданням управляючого сигналу з боку стінки до якої «прилипає» струмень. При знятті управляючого сигналу струмень зберігає свій стан. Входи 3 і 6 призначенні для переключення струмені при роботі в схемі, а вхід 2 – для установки у початковий стан перед пуском системи.

Модуль системи СМСТ – 2 «Тригер» побудований на базі елемента Т і двох діодів Д (рис. 2.55). Він має ще два додаткові виходи по одному с кожного боку, які використовуються тоді, коли необхідно побудувати генератор коливачів.

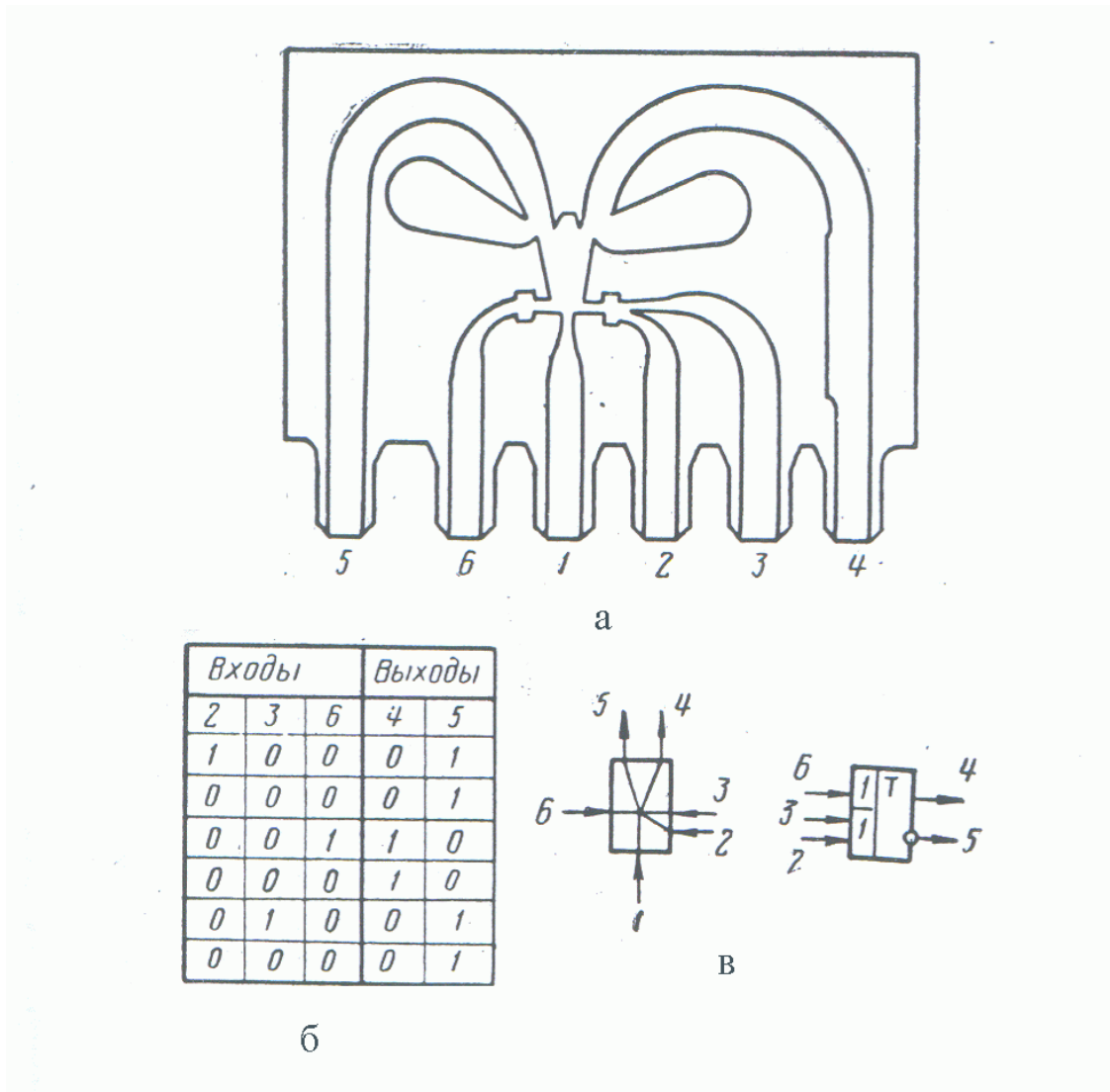
Тригери з лічильним входом мають один лічильний вхід Т і один Q (або два взаємноінверсних виходів Q і \bar{Q}). Тригери з лічильним входом можуть мати ще два додаткових вихода:

S - встановлює на виходах тригера $Q = 1$ а $\bar{Q} = 0$ і

R - значення сигналів $Q = 0$ а $\bar{Q} = 1$.

Тригер з лічильним входом (рис 2.56) складається із двох чотирилінійних розподільників 1 і 2 чотирьох клапанів АБО.

У початковому стані тиск живлення $P_{ж}$; $T = 0$; $Q = 0$; $\bar{Q} = 1$. При $T = 1$ сигнал проходить через розподільник 1, клапан 6 і переключає розподільник 2 у стан $Q = 1$; $\bar{Q} = 0$. Сигнал $Q = 1$ проходить через клапан 3 в камеру управління розподільника 1. Поки $T = 1$ розподільник знаходиться у початковому стані. При $T = 0$ розподільник 1 переключається, але стан виходів при цьому не змінюється. Коли знову буде $T = 1$, при дії сигналу, який надходить через розподільник 1 і клапан 5, розподільник 2 переключиться, причому на виході будуть сигнали $Q = 0$; $\bar{Q} = 1$. Сигнал $\bar{Q} = 1$ пройде через клапан 4 в камеру управління розподільником 1. При $T = 0$ розподільник 1 переключиться, але стан виходів залишиться незмінним.



Позначання штуцерів:

1- підвід живлення;

2, 3 і 6 – входи;

4 і 5 – виходи

а- конфігурація; б- таблиця функціонування; в – умовне позначання на схемах

Рисунок 2.54 – Струминний тригер з розподіленими входами СТ42.

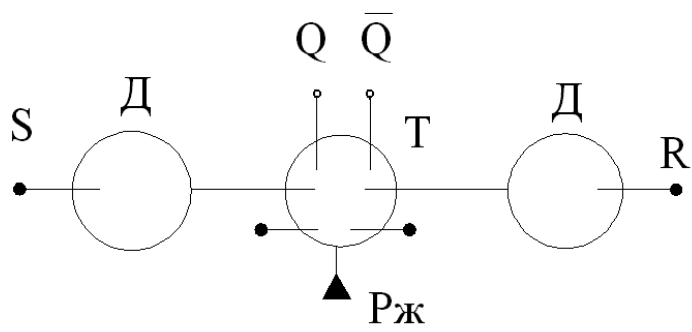
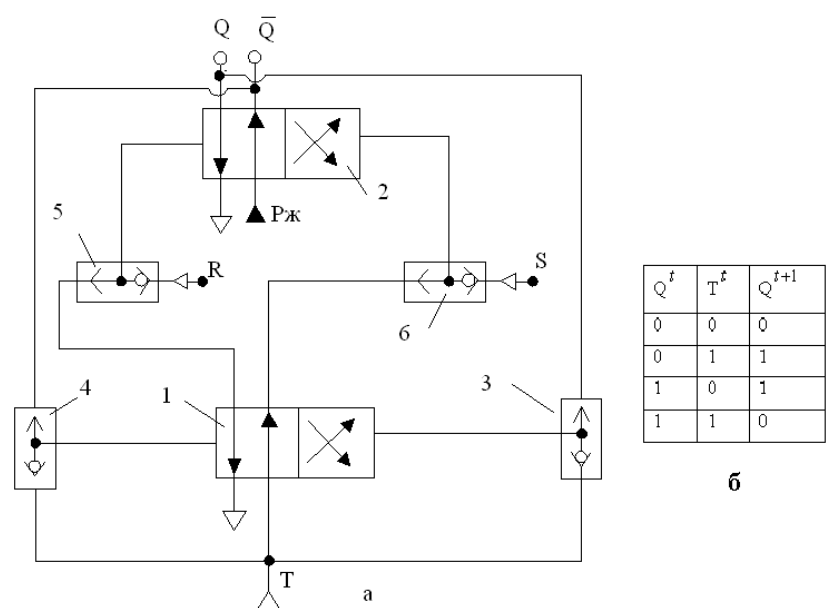


Рисунок 2.55 – Схема тригера з розподіленими входами на модулях СМСТ-2



а – на апаратурі високого тиску; б- таблиця функціонування;
 1 і 2 – чотирилійні двопозиційні роздільники двобічної дії;
 3,4,5 і 6 – клапани АБО

Рисунок 2.56 – Схема реалізації тригера з лічильним входом (Т-тригер) на апаратурі високого тиску

Тригер з лічильним входом на базі пневматичного реле типу ПІР.1 складається з 8 реле, а на базі пневматичного реле ПІР.3 – із 7 реле (рис. 2.57). У початковому стані при наявності тиску живлення $P_{жс}$ сигнали: $T=0$; $Q=0$; $\bar{Q}=1$. При $T=1$ сигнал проходить через реле 1, переключає реле 7 і з'єднує вихід із цього реле з джерелом живлення. Далі стиснуте повітря від реле 7 через реле 3 проходить у камери управління реле 5 та 6, вихід Q з'єднується з джерелом живлення, а вихід \bar{Q} - з атмосферою, тобто $Q=1$, а $\bar{Q}=0$. Якщо тепер зробити сигнал $T=0$, то стан виходів не зміниться, тобто будуть запам'ятовані сигнали: $Q=1$ і $\bar{Q}=0$ завдяки сигналу $Q=1$, який підводиться у камеру управління реле 3, вихід якого

утримує мембрані блоки реле 5 і 6 у тому же положенні. Сигнал $Q=1$ через реле 2 проходить також і на реле 1, зсуває його мембранний блок у нижній стан.

При наступному поданні сигналу $T=1$ стиснуте повітря через реле 1 підходить до верхньої камери управління реле 2, переключає його, з'єднує вихід реле з джерелом живлення, і тому утримує мембранний блок реле 1 у нижньому стані. Сигнал з виходу реле 1 відкриває реле 4 і з'єднує вихід реле з джерелом живлення, у результаті чого стиснуте повітря надходить у нижню камеру управління реле 5 і переключає його. При цьому значення сигналів на виходах будуть: $Q=0$, а $\bar{Q}=1$. Стан системи при $T=0$ не змінюється.

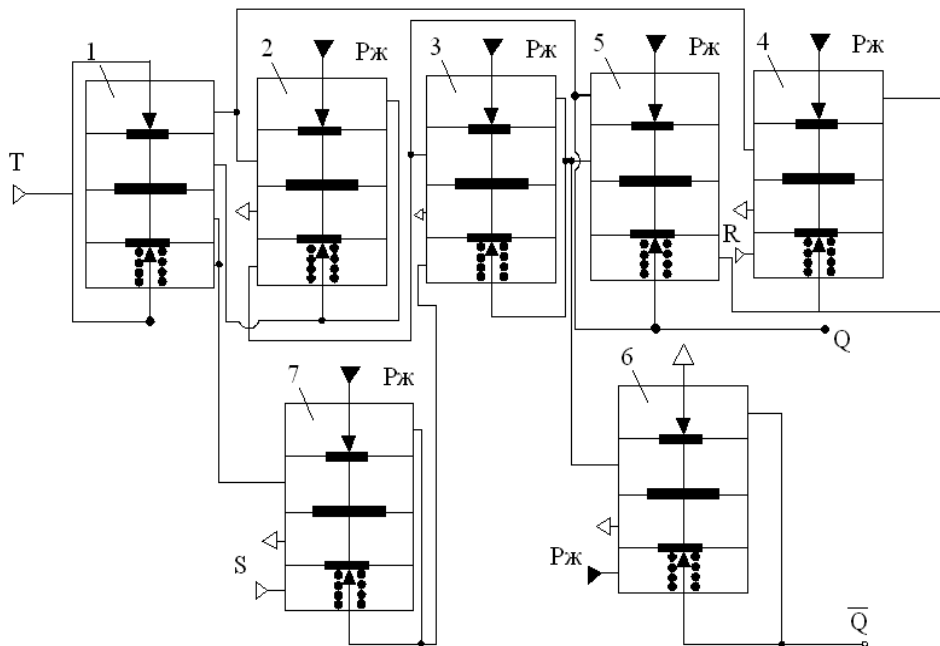


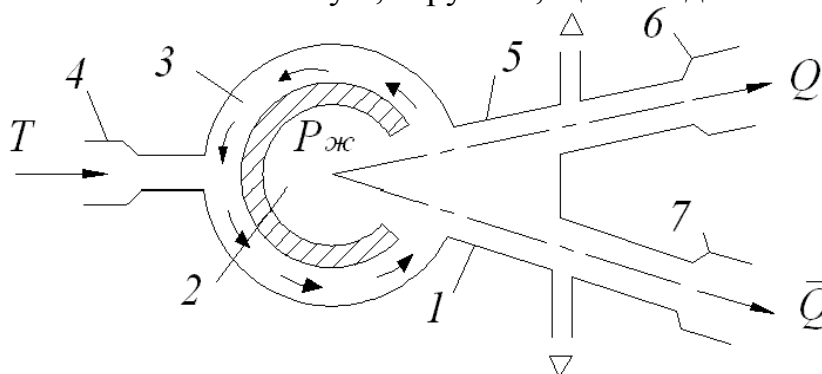
Рисунок 2.57 – Схема реалізації тригера з лічильним входом на пневматичних реле ПІР.3

При використанні властивостей пристінкових течій і ефекту Коанда створюються струминні тригер з лічильним виходом (рис. 2.58). Цей тригер має наступні канали: управління (лічильний вхід) 4; циркуляційний 3; живлення 2; вихідні 6 і 7.

При передачі стиснутого повітря під тиском $P_{жс}$ в канал живлення 2 струмень, що витікає із каналу живлення, може бути спрямований у вихідний канал 6 або 7 і перебувати у двох стійких станах. В одному стійкому стані струмень прилипає до стінки 1 і прямує на вихід у канал 7, у другому - прилипає до стінки 5 і прямує на вихід у канал 6.

При подачі тиску живлення потік живлення $P_{жс}$ прямує у канал 7 і на виході формується дискретний сигнал $\bar{Q}=1$, а на виході 6 сигнал $Q=0$ (початковий сигнал). У цьому випадку в циркуляційному каналі 3

внаслідок підсмоктування повітря із нього (ефект ежекції) виникає циркуляційний рух повітря у напрямку, показаному на рис.2.58 стрілками. При подачі сигналу $T = 1$ по каналу 4, струмінь, що виходить з каналу



1 і 5 – стінки; 2 – канал живлення; 3 – циркуляційний канал; 4 – управляючий (лічильний) канал; 6 і 7 – вихідні канали
Рисунок 2.58 – Схема струмінного тригера з лічильним входом

управління, відхиляється донизу дією циркуляційної течії і спрямує основний струмінь у напрямку до каналу 6 де формується сигнал $Q = 1$, а на виході 7 сигнал буде $\bar{Q} = 0$. Якщо після цього вхідний сигнал T зняти ($T = 0$), то струмінь залишається біля стінки 5 і стан виходів тригера не зміниться. При цьому напрямок циркуляційного потоку в каналі 3 зміниться на зворотний і буде спрямований за годинниковою стрілкою. Якщо тепер знову на вхід тригера подати сигнал T , циркуляційний потік у каналі 3, що рухається за годинниковою стрілкою, відхилить вверх потік сигнал управління T і основний струмінь перейде із каналу 6 у канал 7. На виході 7 сформується сигнал $\bar{Q} = 1$, а на виході 6 - $Q = 0$. Цей стан зберігається і після зняття сигналу управління T .

Таким чином, при подачі одиничних сигналів $T = 1$ по черзі на логічний вхід тригера стан його виходів Q і \bar{Q} змінюється на зворотний, а частота імпульсів на кожному із виходів буде вдвічі менша, ніж на лічильному вході.

У системі СМСТ-2 маються модуль «Тригер з лічильними входами». На рисунку 2.59 розглядається тригер, який побудований на двох платах: платі Т і платі з двома елементами АБО і І. Модуль має чотири входи управління і два взаємоінверсних виходи.

Пристрої затримки сигналу по фронту розглядаються на рис.2.60.

При подачі сигналу X (рис.2.60, а) стиснуте повітря наповнює ємність 2 і камеру управління розподільника 3 до тиску переключення розподільник у другий стан. Час затримки τ визначається вилежиною ємності 2 і настройкою дроселя 1. Після зняття сигналу X повітря із ємності через зворотний клапан виходе у атмосферу.

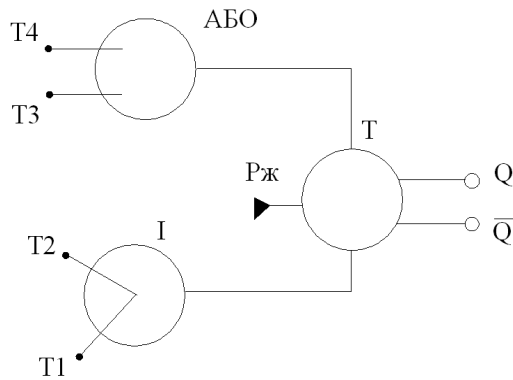
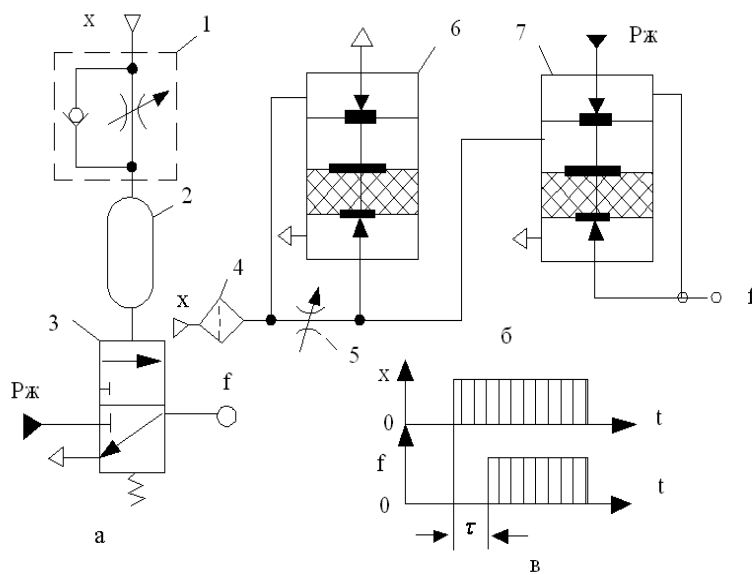


Рисунок 2.59 – Схема модуля тригера з лічильними входами системи СМСТ-2

Вхідний сигнал X (рис.2.60,б) проходить через фільтр 4 і надходить у верхню камеру управління реле 6. Це приводить до зсуву мембранного блоку вниз і перекриття сопла нижньої камери реле 6. Тиск стиснутого повітря у верхню камеру управління 7 через дросель 5, причому тиск у камері управління поступово збільшується в залежності від настройки дроселя 5. Через час затримки сигналу τ переключується реле 7 і тиск живлення надходить до виходу $f=1$. Якщо потім встановити $X=0$ мембранний блок реле 6 зсувається уверх, у результаті чого нижня камера реле 6 з'єднується з атмосферою. Мембранний блок реле 7 перекриває сопло живлення і на виході встановлюється сигнал $f=0$.



а – на апаратурі високого тиску;

б – на апаратурі УСЕППА;

в – часова діаграма;

1 – дросель зі зворотним клапаном; 2 – ємність 3 – двохпозиційний трьохлінійний розподільник; 4 – фільтр; 5 – регульований дросель; 6

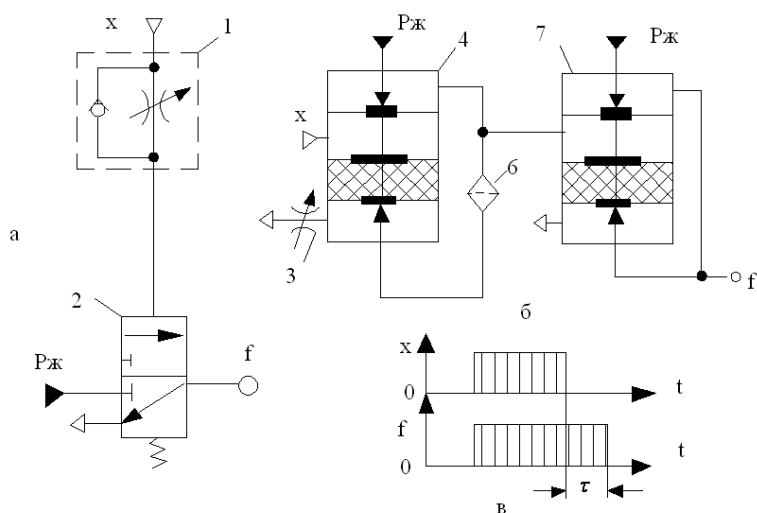
і 7 – пневматичні реле ПІР.1

Рисунок 2.60 – Схеми реалізації затримки дискретного сигналу за фронтом

На рисунку 2.61 розглядаються схеми затримки сигналу по зрізу.

Вхідний сигнал X (рис.2.61,а) проходить через зворотний клапан 1 у камеру управління розподільником 2 і переключає його. На виході розподільника з'явиться сигнал $f=1$. Після закінчення дії сигналу X вихідний сигнал f не зміниться до того часу поки тиск повітря у управляючій камері розподільника не знизиться до тиску переключення. Час затримки встановлюється настройкою дроселя.

При подачі на вхід сигналу $X=1$ реле 4 відкривається і за умовами цього мембранний блок реле 2 встановиться у нижній стан. На виході з'явиться сигнал $f=1$. Якщо потім встановити сигнал $X=0$, то реле 5 почне переключатися. У результаті цього, із нижньої камери реле 5 почне плавно витікати повітря через фільтр 6 і дросель 3. Через час τ реле 5 повністю переключиться і на виході встановиться сигнал $f=0$. Затримка сигналу τ залежить від настройки дроселя 3.



а – на апаратурі високого тиску; б – на апаратурі УСЕППА;

б – на апаратурі УСЕППА;

в – часова діаграма

1 – дросель зі зворотним клапаном; 2 – двоохпозиційний трьохлінійний розподільник; 3 – регульований дросель; 4 і 5 – пневматичне реле ППР.1; 6 – фільтр

6 – фільтр

Рисунок 2.61 – Схема реалізації затримки дискретного сигналу по зрізу

2.5.2 Контрольні питання

1 Які типи тригерів використовуються у пневмосистемах автоматики?

2 З'ясуйте схему і принцип дії тригера RS реалізованого на базі апаратури високого тиску.

3 З'ясуйте схему і принцип дії тригера RS реалізованого на пневмоапаратурі УСЕППА з використанням реле П1Р.1.

4 Поясніть схему і принцип дії тригера RS реалізованого на пневмореле П1Р.3 і елементами АБО.

5 Поясніть схеми і принцип дії тригерів з розподіленими входами (RS) реалізованих на струминних елементах.

6 З'ясуйте схему і принцип дії тригера з лічильним входом, реалізованого на апаратурі високого тиску.

7 Поясніть схему і принцип дії тригера з лічильним входом, реалізованого на елементах УСЕППА.

8 З'ясуйте конструкцію і принцип дії струминних тригерів з лічильним входом.

9 З'ясуйте схеми і принцип дії затримки дискретного сигналу за фронтом.

10 З'ясуйте схеми і принцип дії затримки дискретного сигналу за зрізом.

2.6 Пневматичні операційні елементи

Часові дискретні пристрої і імпульсатори, генератори, лічильники, тригери з лічильним входом. Їх класифікація, схемна реалізація, принцип дії, часові діаграми, область застосування.

Дискретна ланка пам'яті, схемна реалізація, принцип дії, часова діаграма, область застосування.

Класифікація і область застосування циклових систем з програмним управлінням, схемна реалізація пневмоприводів.

Класифікація і область застосування числових систем програмного управління, схемна реалізація пневмоприводів.

Розімкнута і замкнута системи числового програмного управління, їх функціонування. Операційні елементи: шифратори, дешифратори, лічильні пристрої, двійкові лічильники, схеми порівняння, принцип дії, область застосування.

Зміст теми викладений у літературі: [5,с.379..388, 401..425; 15, с.28..35].

2.6.1 Теоретичні відомості і рекомендації

Послідовнісні (багатотактові) релейні елементи складаються з логічних та часових пристроїв і будуються з використанням природних чи

примусових затримок сигналів у часі. Природна затримка сигналу здійснюється за допомогою інерційної ланки, яка встановлюється на вході у логічний елемент.

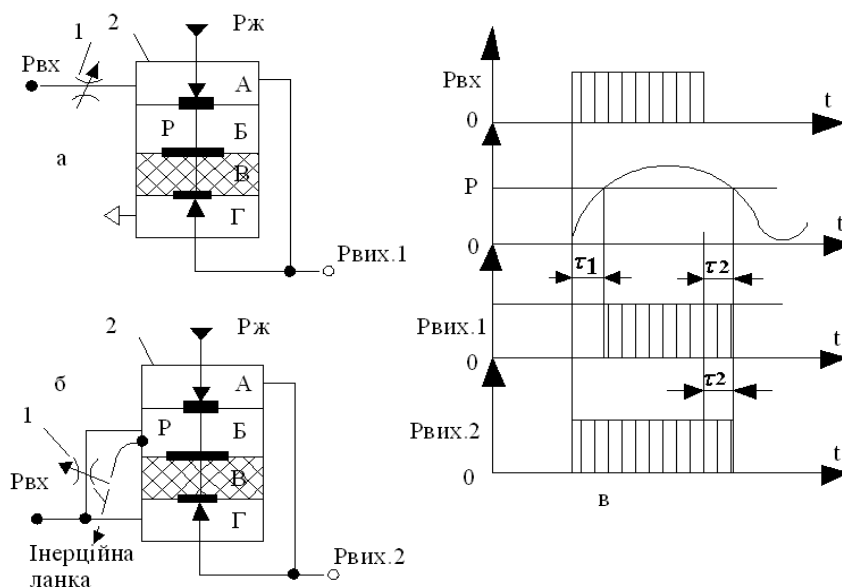
Основними часовими пристроями, що застосовуються у послідовнісних (багатотактових) релейних схемах, є: імпульсатори, генератори пневматичних імпульсів, тригери з розподільними і лічильними входами, лічильники.

Імпульсатори використовують для деформування (зміщення) пневматичних дискретних сигналів. Вони будуються з використанням природних затримок у часі. Величина зміщення дискретного сигналу залежить як від часу затримки τ , так і від величини подпору. На рис. 2.62 розглядаються схеми імпульсаторів, яка побудована за одновходовою схемою повторення вхідного сигналу і за двовходовою схемою диз'юнкції. У імпульсаторах, побудованих за двовходовою схемою диз'юнкції, один з вхідних сигналів є зовнішнім, а другий – той самий сигнал, але затриманий на час τ .

Дискретний вхідний сигнал $P_{вх}$ (рис. 2.62,а) через регульований дросель 1 подається до камери Б пневматичного реле 2 типу ПІР.1. У камеру В надходить підпір стиснутого повітря. Камери А і Г з'єднані з вхідною лінією імпульсатора. Камера А через верхнє сопло з'єднується з лінією живлення, а камера Г – з атмосферою.

Регульований дросель 1 і глуха камера Б реле утворюють пневматичну інерційну ланку, яка здійснює природну затримку пневматичного сигналу на час τ_1 і τ_2 .

При подачі вхідного дискретного сигналу $P_{вх}$ тиск P у камері Б завдяки дроселю 1, що має значний опір, зростає не раптово, а поступово.



а – одновходова; б – двовходова; в – часова діаграма
Рисунок 2.62 – Схеми реалізації імпульсаторів

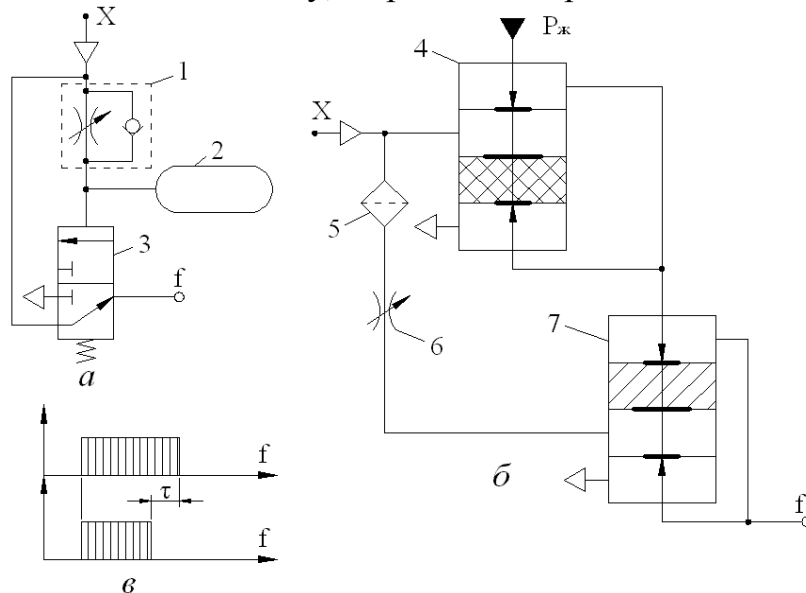
Коли рівень тиску P досягає величини, достатньої для переборення тиску підпору, мембранний блок реле 2 переміщується вниз, закриває нижнє сопло та відкриває верхнє сопло і тому на виході імпульсатора з'явиться сигнал $P_{вих.2} = 1$, зміщений по фронту на величину τ_1 відносно дискретного сигналу $P_{вх}$ (рис.2.62, в).

При наступній зміні вхідного сигналу $P_{вх} = 0$ спорожнювання камери Б та зміна тиску P у камері завдяки дроселю 1 відбувається з деякою затримкою τ_2 . Коли тиск P у камері Б стане меншим ніж тиск підпору у камері В, мембранний блок переміщується вгору, закриває верхнє сопло і тому камера Г почне сполучатися з атмосферою. На виході з'явиться сигнал $P_{вих.1} = 0$, зміщений за час τ_2 по зрізу відносно сигналу $P_{вх}$.

Імпульсатор (рис. 2.62, б) працює аналогічно і відрізняється від нього тим, що забезпечує зміщення вихідного дискретного сигналу $P_{вих.2}$ порівняно з вхідним сигналом $P_{вх}$ на час τ_2 тільки по зрізу. Регулювання часу затримки здійснюється регулюванням пневмоопору дроселя 1.

Можна побудувати різноманітні імпульсатори, які функціонують аналогічно розглянутим вище (рис. 2.63).

Генератори імпульсних сигналів призначені для одержання на виході імпульсів тиску стиснутого повітря заданої частоти і тривалості. Головними вузлами генератора імпульсних сигналів є пневматична аперіодична ланка, яка встановлює однозначний функціональний зв'язок між часом і діапазоном зміни тиску, та реле з дискретним виходом, яке



а – на апаратурі високого тиску; б – на апаратурі УСЕППА; в – часова діаграма;

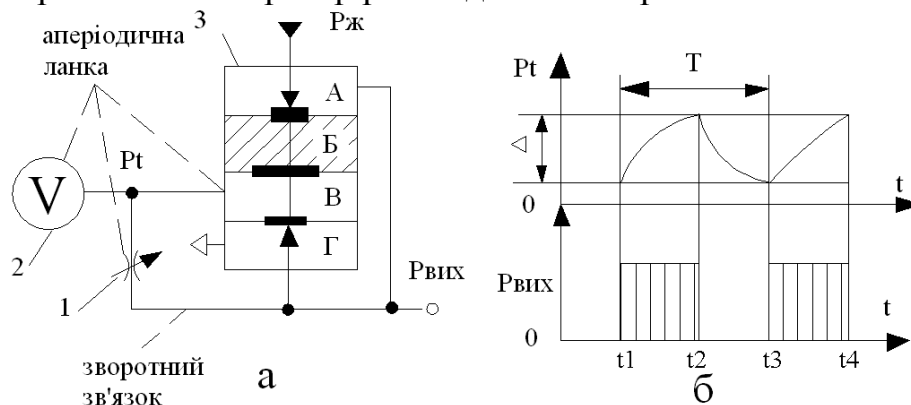
1 – дросель зі зворотнім клапаном; 2 – ємкість; 3 – трьохлінійний двопозиційний розподільник; 4 і 7 – пневматичне реле типу ППР.1; 5 – фільтр; 6 – регульований дросель

Рисунок 2.63 – Схеми реалізації імпульсаторів

змінює свій вихід на протилежний при досягненні заданих меж зміни тиску. Тривалість тактів T генератора імпульсних сигналів визначається величиною інерційності, що управляється при постійному об'єму ємкості аперіодичної ланки зміною провідності пневмоопору дроселя.

Генератори імпульсних сигналів призначені для одержання на виході імпульсів стиснутого повітря заданої частоти і тривалості. Головними вузлами генератора імпульсних сигналів є пневматична аперіодична ланка, яка встановлює однозначний функціональний зв'язок між часом і діапазоном зміни тиску, та реле з дискретним виходом, яке змінює свій вихід на протилежний при досягненні заданих меж зміни тиску. Тривалість тактів T генератора імпульсних сигналів визначається величиною інерційності, що управляється при постійному об'ємі ємкості аперіодичної ланки зміною провідності пневмоопору дроселя.

Найпростіший генератор розглядається на рис. 2.64



а – схема; б – часова діаграма;

1 – регульований дросель; 2 – ємкість; 3 – пневматичне реле ПІР.1

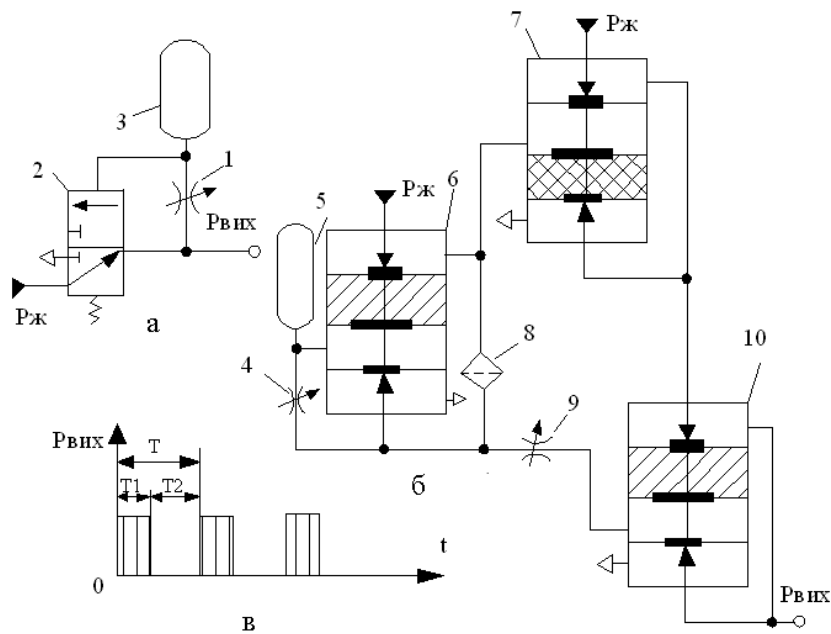
Рисунок 2.64 – Схема реалізації генератора дискретних імпульсів

Під дією підпору, заведеного у камеру Б, мембранний блок переміщується у крайнє нижнє положення і відкриває сопло живлення у камері А і закриває сопло в камері Г. На виході генератора з'являється сигнал $R_{вих} = 1$ (момент часу t_1). Лінія виходу генератора з'єднана лінією зворотного зв'язку через регульований дросель 1 з камерою В реле 3 і додатковою ємкістю 2, які і становлять пневматичну аперіодичну ланку. Через зворотний зв'язок стиснуте повітря наповнює ємкість V і камеру В і підвищує у них тиск P_t доти, доки зусилля від тиску в камері В, спрямоване вверх, не перевищить зусилля на мембранному блоці від тиску підпору, яке спрямоване вниз. При цьому мембранний блок займе верхнє положення, перекриє сопло живлення і відкриє сопло в камері Г, яка сполучає вихід генератора з атмосферою. На виході генератора з'явиться сигнал $R_{вих} = 0$ (момент часу t_2). Одночасно через камеру Г реле 3 починається процес спорожнення ємкості V і камери В, який буде тривати до тих пір, поки зусилля підпору в камері Б не перевищить зусилля від

тиску P_t в камері В реле 3 настільки, що стане достатнім для переключення мембранного блоку в нижнє крайнє положення (момент часу t_3). На цьому закінчиться тривалість тактів T і почне здійснюватись нова тривалість тактів, тобто за наявності живлення генератор постійно працює у режимі автоколивань. На тривалість тактів T впливає величина підпору і настройка дроселя. Такі генератори використовуються як відмітки часу. Якщо необхідно регулювання часу півтактів T_1 і T_2 , а також їхнє співвідношення, застосовуються більш складні схеми генераторів дискретних сигналів (рис. 2.65).

У початковому стані (рис. 2.65, б) реле 6 і 10 відкриті, а реле 7 закрито. Стиснуте повітря живлення проходить через реле 6, переключаче реле 7 і подається на вихід ($P_{вих} = 1$). Одночасно стиснуте повітря з вихода реле 6 через фільтр 8 і дросель 9 надходить у нижню камеру управління реле 10, а через дросель 4 – у нижню камеру управління реле 6 і ємкість 5.

Час заповнення камери реле 10 повинен бути меншим, ніж час заповнення камери реле 6 і ємкості 5. Після переключення реле 10 вихід генератора з'єднується з атмосферою. Тривалість на виході генератора нульового сигналу ($P_{вих} = 0$) визначається часом заповнення камери реле



а – на апаратурі високого тиску; б – на апаратурі УСЕППА; в – часова діаграма

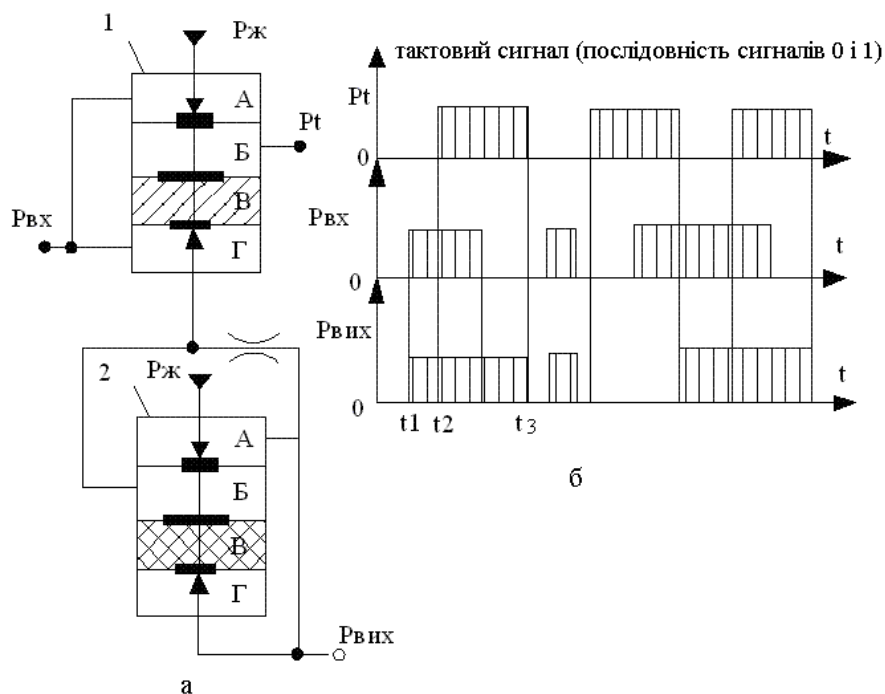
1, 4 і 9 – регульовані дроселі; 2 – трьохлінійний двопозиційний розподільник; 3 і 5 – ємкості; 6, 7 і 10 – пневматичне реле ППР.1; 8 – фільтр.

Рисунок 2.65 – Схема реалізації генераторів імпульсів дискретних сигналів

6 і ємкості 5 стиснутим повітрям, а потім тривалістю витoku стиснутого повітря у атмосферу з камер реле 6 і 10 і ємкості 5. Тривалість одиничного сигналу на виході генератора ($P_{вих} = 1$) визначається часом заповнення

камери реле 10. Така схема генератора дозволяє регулювати тривалість як одиничного, так і нульового сигналу на виході (рис. 2.65, в).

На базі елементів УСЕППА будується також один з важливіших пристроїв – дискретна ланка пам'яті (рис. 2.66), яка знайшла широке застосування в системах автоматичного управління.



*а – схема; б – часова діаграма;
1 і 2 – пневматичні реле ПІР.1*

Рисунок 2.66 – Схема реалізації дискретної ланки пам'яті

При тактовому сигналі $P_t = 0$ вихід $P_{вих}$ повторює значення вхідного сигналу $P_{вх}$ (момент часу t_1). При подачі тактового сигналу $P_t = 1$ ланка «запам'ятовує» те значення дискретного сигналу $P_{вх}$, яке було в момент подачі тактового сигналу $P_t = 1$ і утримує на виході $P_{вих}$ це значення до закінчення такту $P_t = 1$, не дивлячись на те, що за цей час значення сигналу $P_{вх}$ може змінитись на протилежне.

При подачі тактового сигналу P_t (момент часу t_2) мембранний блок реле 1 переміщується вниз і закриває нижнє сопло в камері Г. Камера Г реле 1 і камера Б реле 2 в цьому випадку являють собою замкнуті пневматичні камери, де зберігається тиск $P_{вх}$ (0 або 1), який був у цих камерах в момент подачі сигналу $P_t = 1$ (відбулось «запам'ятовування» сигналу у глухій камері). Оскільки камера Г реле 1 у цьому випадку закрита для проходження незалежного дискретного сигналу $P_{вх}$, то його зміна з 0 на 1 або з 1 на 0 не може викликати переключення мембранного блоку реле 2 і зміни значення вихідного сигналу $P_{вих}$ ланки пам'яті. На виході ланки буде зберігатись той сигнал $P_{вих}$, який був на ньому у час подачі імпульсу $P_t = 1$. Тобто ланка «запам'ятала» значення дискретного сигналу, а значить і значення виходу $P_{вих}$, яке було в момент подачі

імпульсу $P_t = 1$. Вона буде утримувати це значення до закінчення цього імпульсу (моент часу t_3), незалежно від зміни за цей час сигналу $P_{вх}$.

Програмним управлінням (ПУ) називають різновид автоматичного управління, при якому параметри роботи машини або процесу визначаються по заданій і легко змінюваної програмі.

Програма – це сукупність інформації, яка записана визначеним способом на програмоносії. В якості програмоносія в системах ПУ застосовуються перфоровані карти, перфоровані ленти, магнітні ленти, магнітні барабани, фотоплівки, штекерні панелі і другі пристрої.

Інформація, яка записується на програмоносії, буває трьох видів:

- логічні – вказівки, у якому напрямку повинні переміщуватись виконавчі механізми і у якої послідовності;
- технологічна – вказівки по величину подачі, швидкості різу, глибині різу і т.п.;
- розмірна – вказівки про величину переміщення виконавчих механізмів обладнання.

У залежності від вида записаної і обробувальної інформації системи ПУ розподіляються на два види:

- циклові;
- числові (цифрові, розмірні).

Циклове програмне управління – це управління, при якому розмірна настройка забезпечується на самому обладнанні за допомогою регулюємих упорів, а на програмоносії написана тільки логічна і технологічна інформація.

Переналадка упорів при переході на другий технологічний процес при цикловому програмному управлінні здійснюється вручну.

Числове (цифрове, розмірне) програмне управління здійснюється шляхом сумісного задання розмірної, логічної і технологічної інформації у цифровому вигляді на програмоносії. Перехід на другий технологічний процес потребує зміну програмоносія.

Системи числового ПУ класифікуються по наступним признакам:

- по виду інформації про переміщення;
- по призначенню;
- по принципу обмеження переміщення.

Циклові системи програмного управління (рис. 2.67) по виду програмоносія поділяються на системи з барабаними командоапаратами, з перфолентою або перфокартою і зі штекерними панелями з числовим шукачем.

У системах з барабаними командоапаратами програма задається за допомогою профільованих поверхонь барабану при використанні змінних кулачків. Барабан має або неперервні, або шагове переміщення. Кулачки діють на пневматичні розподільники, які подають сигнал в систему управління, або на виконавчі механізми.

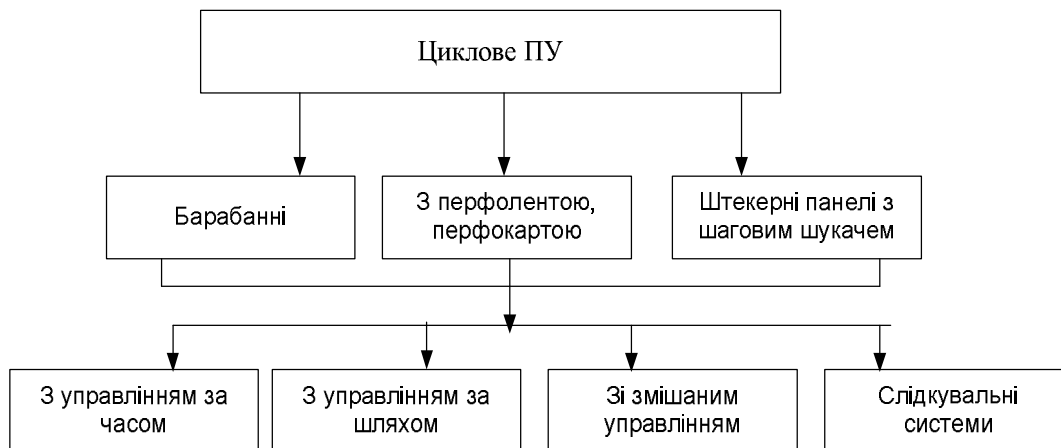


Рисунок 2.67 – Класифікація систем циклового програмного управління

У системах з командоапаратами і перфокартами або перфолентами програмування здійснюється шляхом пробивки отворів на перфоленті або шляхом продування повітрям отворів у ленті (карті).

Задання програми у системі зі штекерною панеллю здійснюється шляхом установки штекерів у гнізда, які мають у панелі, у результаті чого здійснюється подача сигналів у систему управління. Підключення в роботу чергової комбінації гнізд, відповідаючих виконанню чергової операції, виконується за допомогою багатопозиційних перемикачів (шагових шукачів).

У системах з управлінням за часом послідовність цикла реалізується шляхом видачі команд на виконавчі механізми від програмувального пристрою через проміжки часу, які визначаються спеціальним пристроєм (реле часу).

У системах з управлінням за шляхом командний сигнал про початок або кінець дії виконавчих механізмів надається упорами, які закріплюються на рухомих частинах обладнання, або датчиками тиску.

У системах зі змішаним управлінням застосовуються різноманітні комбінації управління за часом і шляхом.

У залежності від призначення системи числового програмного управління розподіляються на координатні і контурні (рис. 2.68).

Контурне управління використовується у тих випадках, коли потрібно здійснити переміщення виконавчого механізму по заданій траєкторії з заданою швидкістю.

Координатне управління здійснює переміщення виконавчого механізму від однієї точки до другої з заданими координатами. Якщо виконавчий механізм вступає у дію тільки після його переміщення, то таке управління називається *позиційним*. При ступінчастому управлінні виконавчий механізм переміщується прямокутно по траєкторії, які паралельні напрямляючим.

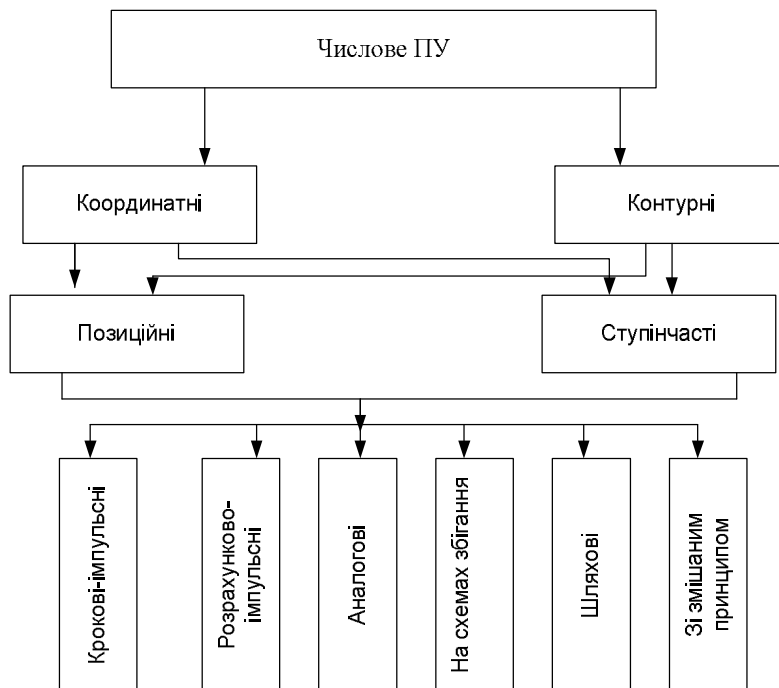


Рисунок 2.68 – Класифікація систем числового програмного управління

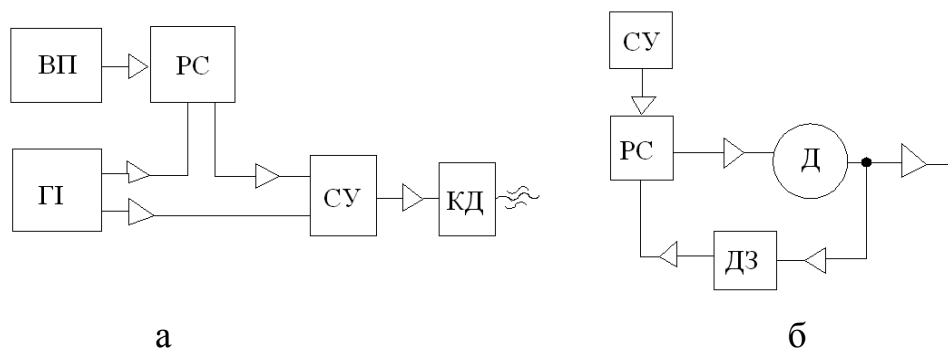
У шагово-імпульсних дискретних системах задаючі імпульси після необхідного перетворення у проміжних ланках подаються до виконавчого пристрою. В якості виконавчих пристроїв застосовуються крокові двигуни. Кожний імпульс здійснює поворот ротору крокового двигуна на визначений кут, визначений конструктивними характеристиками крокового двигуна. Кількість імпульсів, які одержані кроковим двигуном, визначає довжину переміщення, а їх частота – швидкість цього переміщення (рис. 2.69). Кроково-імпульсні системи є розімкнутими, тобто вони не мають зворотних зв'язків.

Генератор імпульс ГІ (рис. 2.69, а) через схему управління СУ подає імпульси у кроковий двигун і одночасно у розрахункову систему РС, яка виконує порівняння числа заданих програмово імпульсів з числом імпульсів, наданих до крокового двигуна. При їх порівнянні схема управління СУ вимикає шлях подачі імпульсів до крокового двигуна КД.

Імпульси з програмоносія (рис. 2.69, б) надходять до системи управління СУ і далі у розрахункову систему РС, у якій вони запам'ятовуються. При руху двигуна у розрахункову систему РС через датчик зворотного зв'язку ДЗ надходять імпульси, кількість яких порівнюється з кількістю імпульсів із системи управління СУ. Розрахункова схема РС являє собою різноманітні лічильники: реверсивні, підсумовуючі і віднімаючі. Кожний імпульс, який надходить від датчика зворотного зв'язку ДЗ, змінює показник лічильника на одиницю.

У основі аналогових систем програмного управління мається моделювання переміщення виконавчого механізму під тиском повітря (рідини). Моделювання за тиском здійснюється за умови, що кожної

одиниці кутового або лінійного переміщення виконавчого механізму відповідає визначена зміна тиску, який формується задаючим пристроєм або датчиком зворотного зв'язку (потенціометр, поворотний трансформатор, тахогенератор).



а – схема кроково-імпульсної системи; б – схема розрахунково-імпульсної системи; ВП – пристрій вводу інформації; РС – розрахункова система; ГІ – генератор імпульсів; СУ – схема управління; КД – кроковий двигун; Д – двигун; ДЗ – датчик зворотного зв'язку

Рисунок 2.69 – Структурні схеми систем числового програмного управління

Системи, які побудовані за схемою збігання (рис. 2.70), знайшли широке застосування у пневматичних системах з програмним управлінням. У цих схемах порівняльний пристрій ПП безперервно зіставляє заданий стан контактної системи ЛП зі станом контактної системи від датчика положення КД. В якості датчика використовують спеціальні датчики, які перетворюють величину переміщення виконавчого механізму у код числа, що визначає це переміщення.

У шляхових системах програмного управління використовуються шляхові датчики положення, положення яких встановлюється автоматично.

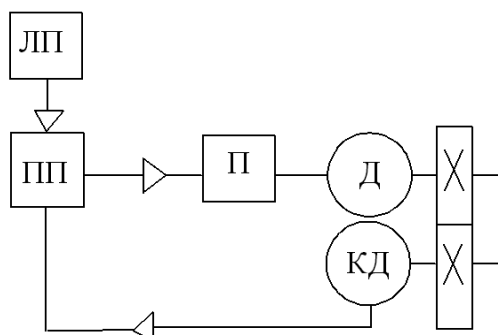
Сучасні пневматичні системи числового програмного управління, які відрізняються друг від друга різноманітними параметрами і принципом дії, у основному побудовані по схемам, які розглядаються на рис. 2.71.

У шляхових системах програмного управління використовуються шляхові датчики положення, положення яких встановлюється автоматично.

Сучасні пневматичні системи числового програмного управління, які відрізняються друг від друга різноманітними параметрами і принципом дії, у основному побудовані по схемам, які розглядаються на рис. 2.71.

Елементи 1, 2 і 3 – виконують функції задаючого пристрою. Слідкувальна система управління складається з елементів 4,5,6,7 і 8.

Перфокарта являє собою картонний прямокутник довжиною 187,4 мм, шириною 82,5 мм і товщиною 0,18 мм. По ширині перфокарта розбивається на 10 рядків, а по довжині на 80 колонок.

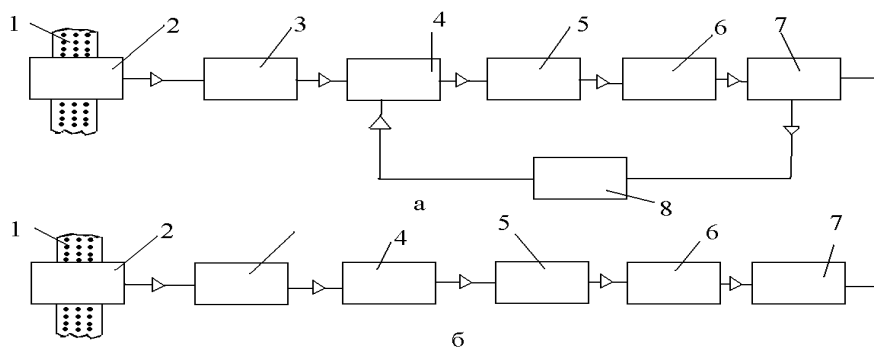


ЛП – лічильний пристрій; ПП – порівняльний пристрій; П – підсилювач; Д – двигун; КД – кодовий датчик положення
Рисунок 2.70 – Структурна схема системи програмного управління зі схемою збігання

У порівнянні з перфокартою перфоленти мають переваги: значно вище площа запису; лічильні пристрої прості; повторення програми забезпечується склеюванням її у кільце; можна вмістити на перфоленті значно більше інформації. Використовується телеграфна лента з п'ятю або вісім'ю дорожжками, а також стандартна кіноплівка шириною 35 мм.

У якості програмоносіїв застосовується штекерні пристрої, які являють собою панель декількох рядів штепсельних гнізд, кнопок і тумблерів.

Пневматичні лічильні пристрої призначені для з'єму інформації з програмоносіїв. Вони розділяються по методу, принципу і режиму з'єму інформації. На рис.2.72 розглядається один з лічильних пристроїв.

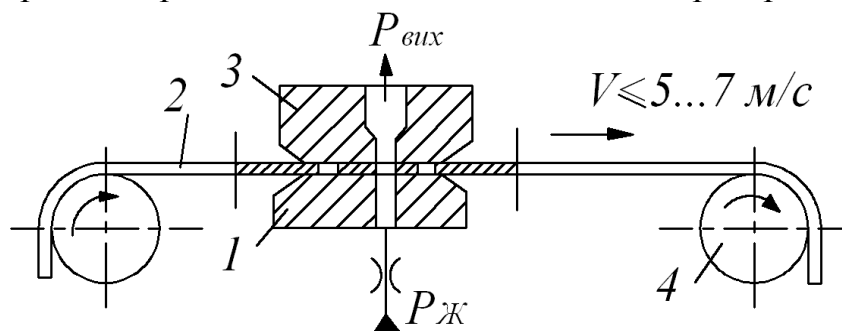


а – з датчиком зворотного зв'язку (замкнута система); б – розімкнута система (без датчика зворотного зв'язку);
1 – програмоносій (перфокарта, перфолента, магнітна лента і т.д.); 2 – лічильний пристрій; 3 – дешифратор; 4 – порівняльний пристрій; 5 – підсумовувач системи розгалуження; 6 – виконавчий механізм; 7 – робочий орган обладнання; 8 - датчик зворотного зв'язку за положенням

Рисунок 2.71 – Структурні схеми пневматичних систем числового програмного управління

У якості програмоносіїв застосовується штекерні пристрої, які являють собою панель декілько рядами штепсельних гнізд, кнопок і тумблерів.

Пневматичні лічильні пристрої призначені для з'єму інформації з програмоносіїв. Вони розділяються по методу, принципу і режиму з'єму інформації. На рис.2.72 розглядається один з лічильних пристроїв.



1 і 3 – головки; 2 – перфолента; 4 – механізм транспортування перфоленти

Рисунок 2.72 – Схема лічильного пристрою

Дешифраторами називають схеми, які перетворюють n-розрядний двійковий код у одноразрядний з виходами $N=2^n$, тобто повний дешифратор є схема, яка має n – входів і 2^n виходів. На рис. 2.73 показана схема струминного дешифратора.

Пневматичні шифратори призначені для вводу програми в системах програмного управління. Шифратор перетворює номера визиваємого каналу інформації у двійковий, двійково-десятковий або інший код. Різновиди кодів, які використовуються у системах програмного управління визвало побудову значної кількості різноманітних конструкцій шифраторів. За принципом дії вони розділяються на: ленточні, кулачкові, дискові, барабанні, клавішні. На рис. 2.74 розглядаються деякі шифратори.

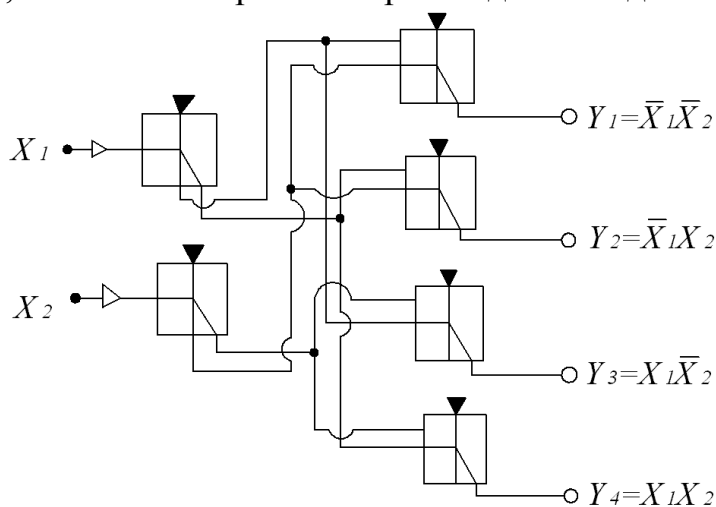
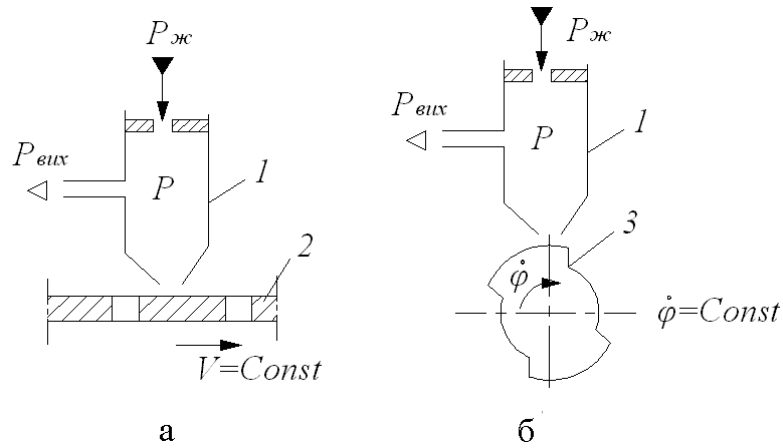


Рисунок 2.73 – Схема струминного дешифратора 2x4 на інтегральних елементах АБО-НЕ АБО



а – ленточний; б – барабанний;

1 – потенціометр типу «сопло-заслонка»; 2 – лента; 3- диск барабана

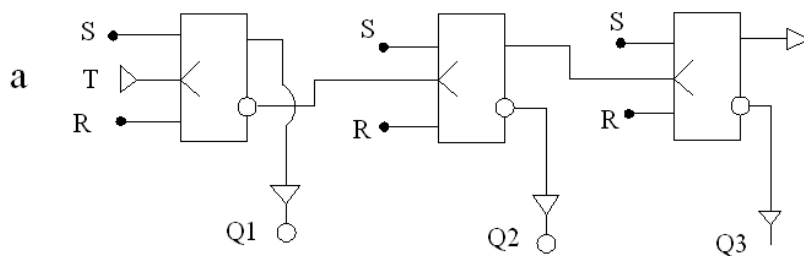
Рисунок 2.74 – Схема одноразрядних пневматичних шифраторів

У пневматичних системах управління для рахунків імпульсів застосовуються двійкові лічильники, які бувають трьох типів: підсумовуючі, віднімальні і реверсивні. Реверсивні лічильники забезпечують автоматичну зміну напрямку рахунків. Двійкові лічильники складаються з однакових послідовно з'єднаних підсхем – розрядів лічильника, відповідаючих розрядам двійкового числа, представленого на виходах лічильника як результат рахунків імпульсів. Функцію розряда лічильника виконує тригер з лічильним входом. На рис. 2.75 розглядається схема підсумовуючого 3х-розрядного двійкового лічильника. На рисунку прийняти позначення:

S – вхід для установки на виході сигналу Q, рівного 1;

R – вхід для установки на виході сигналу \bar{Q} , рівного 0;

T – розрахунковий вхід лічильника.



б

Вхід	T	0	1	2	3	4	5	6	7
Виходи	Q1	0	1	0	1	0	1	0	1
	Q2	0	0	1	1	0	0	1	1
	Q3	0	0	0	0	1	1	1	1

а – схема; б – таблиця функціонування

Рисунок 2.75 – Схема трьохрозрядного підсумовуючого двійкового лічильника

У віднімальному лічильнику з'єднуються рахунковий вхід наступного тригера з виходом попереднього тригера. Реверсивні лічильники між тригерами мають додаткові пристрої, за допомогою яких автоматично змінюється напрям рахунку.

Порівняльні пристрої розподіляються на дві групи: пристрої для порівняння неперервних (аналогових) сигналів; пристрої для порівняння дискретних (цифрових) сигналів.

В системах програмного управління застосовуються в основному дискретні порівняльні пристрої, які порівнюють числа у двійковому коді. У системах програмного управління вони порівнюють сигнали, які надходять від лічильного пристрою, і сигнали зворотного зв'язку для формування сигналу розгалуження чи совпадіння на управління приводом.

По функціональним можливостям пневматичні пристрої для порівняння двох двійкових чисел A і B розподіляються:

- пристрої з одним виходом «Рівно» ($A=B$) або «Нерівно» ($A \neq B$);
- пристрої з трьома виходами «Рівно» ($A=B$); «БІЛЬШЕ» ($A > B$); «МЕНЬШЕ» ($A < B$);
- пристрої з одним виходом, сигнал на якому з'являється у випадку виконання порівняння $A-B > C$ або $A-B < C$, де C – задане постійне число.

Конструкція і схеми порівняльних пристроїв різноманітні і залежать від потреб до них і функціональних можливостей пневматичних елементів, які використовуються у пристрої.

2.6.2 Контрольні питання

1 Яка конструкція, принцип дії і область застосування імпульсаторів?

2 Яка конструкція, принцип дії і область застосування генераторів дискретних сигналів?

3 Яка конструкція, принцип дії і область застосування дискретної ланки пам'яті?

4 З'ясуйте класифікацію і призначення циклових систем програмного управління.

5 З'ясуйте класифікацію і призначення числових систем програмного управління.

6 Які схеми і принципи дії кроково-імпульсних, розрахунково-імпульсних приводів і приводів зі схемою збігання числового програмного управління?

7 З'ясуйте схеми і пристрої розімкнутої і замкнутої системи програмного управління.

8 Які конструкції, принцип дії і область застосування лічильного пристрою, генератора і дешифратора?

9 Які конструкції, принцип дії і область застосування двійкових лічильників?

10 З'ясуйте класифікацію і область застосування різноманітних порівняльних пристроїв.

2.7 Техніка безпеки, протипожежна техніка, охорона середовища, надійність

Вимоги ТБ та ПТ, охорони середовища при проектуванні автоматизованих технологічних процесів. Іспит та експлуатація гідро(пнемо) пристроїв і систем.

Надійність при експлуатації автоматизованих електрогідравлічних та електропневматичних приводів і систем.

Зміст теми викладений у літературі: [1, с.461..491; 10, с.173..177; 14, с.103..111].

2.7.1 Основні відомості і рекомендації

При проектуванні і експлуатації гідравлічних і пневматичних автоматизованих приводів і пристроїв слід враховувати наступні засоби безпеки і протипожежної техніки.

Для захисту пристроїв від перевантаження і контролю тиску у напірних лініях треба встановлювати запобіжні клапани, реле тиску, датчики тиску і манометри, причому на манометрах повинні наноситися червоні мітки відповідно максимально допустимому тиску. Конструкція автоматизованого пристрою повинна забезпечувати безпеку персоналу від руху виконавчих механізмів при будь-яких циклах функціонування пристрою. Гідросистеми, які мають два або більше виконавчих механізмів повинні мати блокування від помилкового включення несумісних рухів виконавчих механізмів. У верстатах з автоматизованим закріпленням заготовок треба у гідросистемах встановлювати блокування, які забезпечують включення виконавчих механізмів тільки після завершення процесу закріплення заготовки. У таких верстатах при наявності тиску менше нижньої допустимої норми треба забезпечити автоматичний відвід інструмента у початковий стан не більш як за 5с.

При необхідності фіксування у завданому стані виконавчих механізмів треба використовувати у гідросистемах гідравлічні замки. На виконавчих механізмах, які рухаються тільки у одному напрямку повинні бути нанесені стрілки. Усі механізми, які рухаються,

огороджуються сітками або кожухами на відстані не менше 15мм від рухомих частин. Пневмоакумулятори слід заряджати азотом за умовами протипожежної безпеки, причому іспит газової порожнини пневмоакумулятора слід проводити на міцність рідиною. Стационарні гідроприводи монтуються на фундаментах, маса яких повинна у 10 разів перевищувати масу встановлюємих елементів гідроприводу. Максимально допустима вібрація у промислових приміщеннях - 108 дБ. Допустимий рівень звуку при максимальних режимах функціонування гідроприводу і пневмосистем встановлюється нормами від потужності гідроприводу і не перевищує 85 дБА. Для зменшення вібрації і звуку треба забезпечити неможливість попадання у гідросистему повітря (виникає за умовами використання неякісних ущільнень на валах насосів і з'єднань усмоктувальної і зливної ліній гідросистеми), використовувати віброізоляцію насосних агрегатів, зменшувати кількість місцевих гідравлічних опір, встановлювати звукоізолюючі кожухи і компенсатори пульсації тиску, використовувати замість трубопроводів рукава високого тиску.

Електроустаткування гідро(пневмо)приводів і пристроїв повинні мати ступінь захисту не менше ніж IP44 і надійне заземлення відповідно встановленим стандартам. Автоматизовані гідро(пневмо)приводи повинні мати і ручну систему управління, яка використовується при налагодочних і других режимах роботи. Забороняється експлуатація гідро(пневмо)систем при виявленні несправного стану будь-якого пристрою.

Забороняється доторкатися до струмоведучих частин пристроїв, що знаходяться під напругою, торкатися ланок елементів приводів, що рухаються, залишати своє робоче місце при включеному устаткуванні. У випадку поразки електричним струмом варто прийняти терміново належні заходи для надання першої допомоги потерпілому з дотриманням мір безпеки.

Надійність - це властивість гідро(пневмо)привода або пристрою зберігати за часом встановлених значень параметрів і характеристик у всіх передбачених режимах за умовами проведення регламентних робіт по технічному обслуговуванні, ремонту і іспиту устаткування. Поняття «надійність» - є загальним і характеризується конкретними параметрами, а саме:

- безвідмовність роботи - безперервне зберігання робочого стану за відповідний термін часу;

- довговічність - властивість зберігати робочий стан до предельного значення за умовами виконання технічного обслуговування і ремонту;

- ремонтпридатність - властивість устаткування до виявлення причин виникання відказів, його обслуговування й ремонту;

- зберігаємість - це зберігання значень показників безвідмовності, довговічності і ремонтпридатності у термін часу.

Відмовність визначається порушенням робочого стану гідроприводу або пристрою. Довговічність характеризується терміном служби (термін від початку експлуатації до переходу у граничний стан) й ресурсом (наробітку від початку експлуатації до переходу у граничний стан).

Для підвищення надійності функціонування гідро(пневмо) устаткування значна роль відводиться технічної діагностики, яка дозволяє встановлювати дійсний стан функціонування обладнання. Це дає можливість проводити своєчасно технічне обслуговування і ремонт. Для можливості проводити діагностики параметрів роботи при конструюванні гідро(пневмо)систем треба передбачати встановлення у потрібних місцях пристроїв, що дозволяють підключити контролюючу апаратуру. У сучасному промисловому виробництві для виконання технічної діагностики гідро(пневмо)систем застосовуються гідротестери ГТ-2. До засобів діагностики відносяться різноманітні датчики (тиску, витрати, температури, рівня рідини, загрязніння фільтрів, положення, швидкості, прискорення, вібрації, шуму, зусилля, крутного моменту, потужності та інші).

Зміст, періодичність й час виконання робіт по технічному обслуговуванню і ремонту можуть бути різноманітними і встановлюватися від конкретних умов роботи. У таблиці 2.11 приводиться загальний регламент обслуговування гідроприводів.

Після ремонтів гідро(пневмо)пристроїв виконуються дослідження на спеціальних стендах наступних технічних характеристик: функціонування; міцності; зовнішньої герметичності і параметрів.

Таблиця 2.11 – Регламент по технічному обслуговуванню і ремонту гідроприводів

Технічне обслуговування, ремонт	ТО-1	ТО-2	ТО-3	П Поточний ремонт	С Середній ремонт	К Капітальний ремонт
Наробка у годинах	80	360	960	4000	12000	24000

Функціонування пристрою перевіряється при мінімальному тиску і при тиску, значення якого підвищують до $1,5P_{ном}$ у продовж 3 хвилин. На міцність перевіряють апарат один з серії і навантажують його тиском $4P_{ном}$, а потім цей апарат вибраковують. На стендах [1, с.473..489] досліджують статичні і динамічні характеристики пристрою: максимальна витрата робочого середовища при номінальному значенні тиску; значення тиску при перехідних режимах; втрати тиску при проході через пристрій максимальної витрати при

номінальному тиску; швидкодія; максимальна частота спрацьовування.

2.7.2 Контрольні питання

1 Які міри запобігання аварій, забезпечення техніки безпеки і протипожежної безпеки потрібно застосувати при проектуванні гідро(пневмо)устаткування?

2 У чому полягає проблема забезпечення надійної роботи гідро(пневмо)систем і якими параметрами оцінюється надійність?

3 У чому полягає технічна діагностика гідро(пневмо)систем і яким чином вона проводиться?

4 Які проводяться види технічного обслуговування і у чому полягає іспит елементів гідро(пневмо)приводів?

ЛІТЕРАТУРА

1. Пашков Є. В. Електропневмоавтоматика у виробничих процесах: Навч. посібник / Є. В. Пашков, Ю. О. Осинський, О. О. Четв'оркін; Під ред.. Є. В. Пашкова. – 2-3 вид., перероб. і доп. – Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2003. – 496 с., іл. ISBN 966-7473-37-6.
2. Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Гідропневмоприводи та пристрої автоматики» (для студентів 151 спеціальності) / уклад. М. А. Афанасьєва, А. В. Люта – Краматорськ : ДДМА, 2020. – 54 с.
3. Люта А. В. Виконавчі механізми і регулюючі органи. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: посібник для самостійного вивчення дисципліни для студентів всіх інженерно-технічних спеціальностей денної та заочної форм навчання / А. В. Люта, М. А. Афанасьєва – Краматорськ : ДДМА, 2020. – 72 с. – ISBN 978-966-379-680-2.
4. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. - М.: Машиностроение, 1987.- 460 с.
- 5.
6. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М.: машиностроение, 1987. - 460с.
7. Федорец В.А. Гидропривод и гидропневмоавтоматика станков. - К.: Вища школа, 1987.-376с.
8. Федорець В.О. Гідроприводи і гідропневмоавтоматика. - К.: Вища школа, - 1995. - 464с.
9. Элементы пневмоавтоматики. Каталог-справочник. М: НИИНФОРМАШ, 1989. - 118с.
10. Компоненты пневмоавтоматики: СПб.: ООО «ЭМСИ Пневмоавтоматик», 2002. – 800 с.
11. Пневматические средства автоматизации:Каталог 1998/1999. – Эссlingen (ФРГ): Festo AG & CO, 2000.
12. Фесто: Программа поставок: Каталог. – К.: ДП «Фесто», 2000.
13. Чекулаєв Є.Ф. Основи автоматики і автоматизації. - К.:ДДМА, - 184с. (Гриф МОН 1.4/18 - 1521) Стереотипне видання 2008.
14. Чекулаєв Є.Ф. Гідрогазодинаміка. - К.:ДДМА, 2007 - 184с. (Гриф МОН 1.4/18Г - 779).
15. Чекулаєв Є.Ф. Виконавчі механізми і регулюючі органи. - К.:ДДМА, 2005 - 196с. (Гриф МОН 1.4/18 - 2894). Стереотипне видання 2008.
16. Пневматические системы управления системами, прессами и другими машинами. - М.: НИИНФОРМАШ, 1981. - 218с.
17. Элементы и устройства пневмоавтоматики высокого давления. Каталог. - М.: НИИНФОРМАШ, 1992. - 112с.
18. Проектирование пневматических и пневмогидравлических систем управления. Руководящие материалы. -М.: НИИНФОРМАШ, 1985. - 52с.

Додаток А

КОНТРОЛЬНА РОБОТА

Контрольна робота складається з двох завдань:

- завдання №1 «Розрахунок похибок спостереження слідкувального гідроприводу»;
- завдання №2 «Синтез комбінаційної логічної схеми».

У таблиці А.1 приведені варіанти завдань, які вибираються у залежності від двох останніх цифр у заліковій книжки студента.

А.1 Об'єм і методичні вказівки для виконання завдання №1

Завдання виконується у наступній послідовності:

1 Розраховується швидкість руху штока гідроциліндра при відсутності похибки за залежністю:

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

де μ - коефіцієнт витрати, $\mu = 0,8$;

ρ - густина рідини, $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \left(\frac{\text{нс}^2}{\text{м}^4} \right)$;

L - ширина щілини золотника, м;

V - швидкість руху поршня (штока) гідро циліндра, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

S - ефективна площа поршня гідро циліндра,

$$S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} , \text{ м}^2$$

При визначенні параметрів потрібно застосовувати рисунок А.1 і таблицю А.1.

Швидкість руху поршня (штока)

$$v = \frac{1}{S} \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H} \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} L = K_v K_p \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} L ,$$

де K_v - коефіцієнт підсилювання за швидкістю, $K_v = \frac{1}{S}$;

K_p - коефіцієнт підсилювання за витратою, $K_p = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H}$.

Швидкість руху поршня (штока) визначити при:

- роботі приводу без навантаження ($F=0$), при цьому значення параметрів

будуть: $P = P_1 - P_2 = 0$, а $P_H = 2 \Delta P_{\text{ш}}$;

- роботі приводу з навантаженням F , при цьому значення параметрів будуть

$$P_2 = \Delta P_{\text{ш}}, P_1 = \frac{F + \Delta P_{\text{ш}} S}{S},$$

$$P = \frac{F - \Delta P_{\text{ш}} S}{S} - \Delta P_{\text{ш}}, \quad P_H = P_1 + \Delta P_{\text{ш}}$$

Відповідно до двох випадків потрібно розраховувати значення K_v і K_p .

2 Розрахувати сумарну похибку спостереження із залежності:

$$Q_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H} \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} (L + L_0) = VS,$$

$$v = K_v K_p \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} (L + L_0),$$

де L_0 – сумарна похибка спостереження;

V – швидкість руху поршня (штока), яка була визначена у пункті 1.

Звідси сумарна похибка спостереження

$$L_0 = \frac{v}{K_v K_p \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}}} - L.$$

Визначити значення L_0 при:

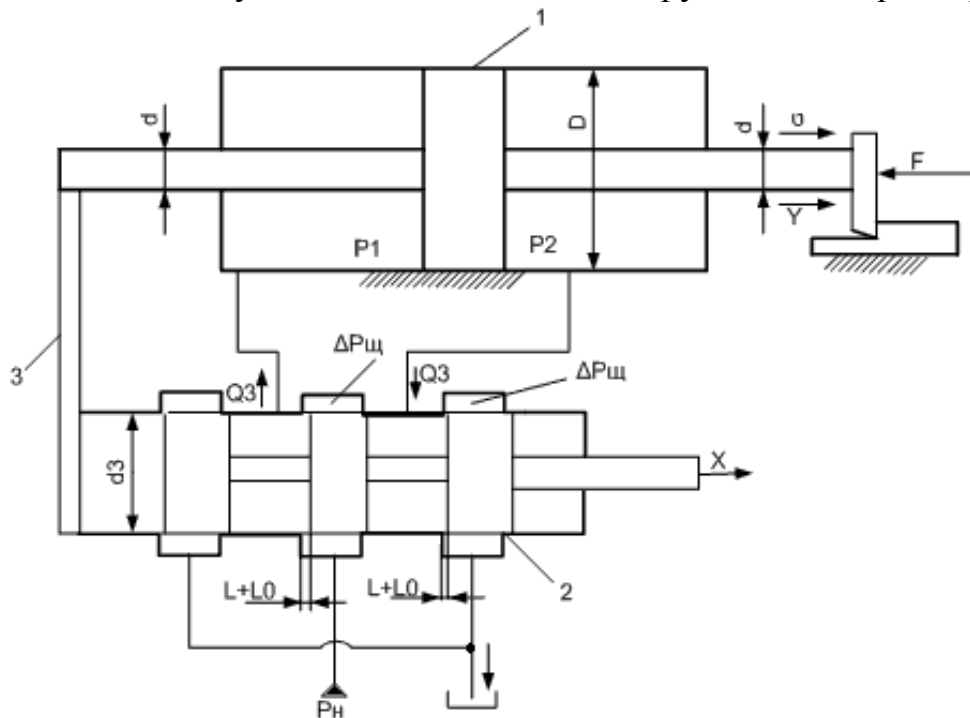
- роботі приводу без навантаження при $F=0$, підставляя у залежності розраховані відповідні значення V , K_v , K_p , ρ і P_H ;

- роботі приводу з навантаженням F , підставляя при цьому розраховані відповідні значення V , K_v , K_p , ρ і P_H .

3 Побудувати статичну характеристику $L_0 = f\left(\frac{P}{P_H}\right)$ і визначити на характеристиці похибку за швидкістю L_0^v і за тиском (навантаженням) L_0^p .

Примітки:

- 1 Втрати тиску $\Delta P_{ш}$ у нагнітальній і зливальній щілинах чотирищільнинного золотника з нульовим перекриттям однакові і дорівнюють заданому у таблиці А.1 значенню.
- 2 Тиск на вході у золотник P_H залежить від навантаження на штоку гідроциліндра і витрат тиску у щілинах золотника.
- 3 Втрати тиску по довжині трубопроводів і у місцевих гідравлічних опорах не враховувати за умовами їх малих значень.
- 4 При виконанні контрольної роботи використовувати матеріал даного навчального посібника і літературу [5, с.238..245; 10, с.12..13; 43..46; 116..118].
- 5 При розрахунках параметрів щільно стежити за правильною підстановкою у залежності одиниць виміру значень параметрів.

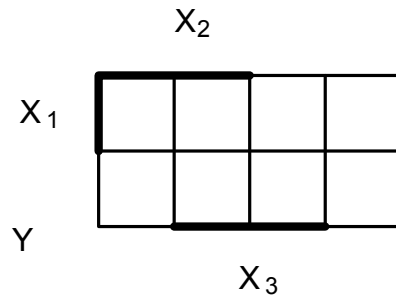


*1 – гідроциліндр; 2 – чотирищільнинний золотник з нульовим перекриттям; 3 – зворотний зв'язок за положенням
А.1 – Схема слідкувального гідроприводу*

А.2 Об'єм і методичні вказівки для виконання завдання №2

Побудувати комбінаційну логічну схему мінімальної ДНФ на релейних пневматичних логічних елементах відповідно номерам функцій (співпадають з номерами варіантів викладених у таблиці А.1).

Мінімізацію провести за наступною діаграмою Вега:



Після мінімізації і одержання мінімальної ДНФ реалізувати її на:

- варіанти 1..10 - на апаратурі високого тиску;
- варіанти 11..20 - на елементах УСЕППА;
- варіанти 21..25 - на струменних елементах.

- 1 $y = X_1 X_2 \bar{X}_3 \vee X_1 X_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3$
- 2 $y = \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 \vee X_1 X_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3$
- 3 $y = X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3$
- 4 $y = X_1 X_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3$
- 5 $y = X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3$
- 6 $y = X_1 X_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3$
- 7 $y = X_1 X_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3$
- 8 $y = X_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3$
- 9 $y = X_1 X_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3$
- 10 $y = X_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3$
- 11 $y = X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 \vee \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3$
- 12 $y = X_1 X_2 \bar{X}_3 \vee X_1 X_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3$
- 13 $y = X_1 X_2 X_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3$
- 14 $y = X_1 X_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3$
- 15 $y = X_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3$
- 16 $y = \bar{X}_1 X_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3$
- 17 $y = X_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3$
- 18 $y = X_1 X_2 X_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3$
- 19 $y = \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3$
- 20 $y = X_1 X_2 \bar{X}_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3$
- 21 $y = \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \vee X_1 X_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3$
- 22 $y = X_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3$
- 23 $y = X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3 \vee \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3$
- 24 $y = \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \vee \bar{X}_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3$

$$25 \quad y = X_1 \overline{X_2} X_3 \vee X_1 \overline{X_2} \overline{X_3} \vee \overline{X_1} X_2 X_3 \vee \overline{X_1} \overline{X_2} X_3$$

Таблиця А.1 - Варіанти завдань для виконання контрольної роботи

Дві останні цифри у залікової книжки				Завдання №1						Завдання №2
				F, Н	D, мм	d, мм	$\Delta P_{ц}$, МПа	L, м	d _з , м	Номер теми
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
00	25	50	75	5100	40	14	0,8	$1,1 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-3}$	1
01	26	51	76	5500	41	15	0,9	$1,1 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-3}$	2
02	27	52	77	6000	42	16	1	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^{-3}$	3
03	28	53	78	6400	43	17	0,9	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$11 \cdot 10^{-3}$	4
04	29	54	79	6800	44	18	1	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$12 \cdot 10^{-3}$	5
05	30	55	80	7200	48	16	0,9	$1,5 \cdot 10^{-3}$	$12 \cdot 10^{-3}$	6
06	31	56	81	7500	50	16	1	$1,6 \cdot 10^{-3}$	$13 \cdot 10^{-3}$	7
07	32	57	82	7900	52	17	0,9	$1,7 \cdot 10^{-3}$	$12 \cdot 10^{-3}$	8
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
08	33	58	83	8200	54	18	1	$1,6 \cdot 10^{-3}$	$14 \cdot 10^{-3}$	9
09	34	59	84	8700	55	19	1,1	$1,5 \cdot 10^{-3}$	$15 \cdot 10^{-3}$	10
10	35	60	85	9100	56	20	1,2	$1,7 \cdot 10^{-3}$	$16 \cdot 10^{-3}$	11
11	36	61	86	9500	58	20	1,1	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$15 \cdot 10^{-3}$	12
12	37	62	87	9800	59	19	1	$1,7 \cdot 10^{-3}$	$17 \cdot 10^{-3}$	13
13	38	63	88	10200	60	20	0,9	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$18 \cdot 10^{-3}$	14
14	39	64	89	10500	62	21	1,1	$1,9 \cdot 10^{-3}$	$17 \cdot 10^{-3}$	15
15	40	65	90	10800	63	22	1	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$18 \cdot 10^{-3}$	16
16	41	66	91	11300	64	23	1,2	$2 \cdot 10^{-3}$	$19 \cdot 10^{-3}$	17
17	42	67	92	11700	65	22	1	$1,9 \cdot 10^{-3}$	$17 \cdot 10^{-3}$	18
18	43	68	93	12100	66	23	0,9	$2,1 \cdot 10^{-3}$	$20 \cdot 10^{-3}$	19
19	44	69	94	12900	67	24	1,1	$2 \cdot 10^{-3}$	$19 \cdot 10^{-3}$	20
20	45	70	95	13200	68	24	1	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$21 \cdot 10^{-3}$	21
21	46	71	96	13900	70	25	1,1	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$22 \cdot 10^{-3}$	22
22	47	72	97	14400	72	26	1,2	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$23 \cdot 10^{-3}$	23
23	48	73	98	14900	74	28	1	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$24 \cdot 10^{-3}$	24
24	49	74	99	15500	75	30	1,1	$2,4 \cdot 10^{-3}$	$25 \cdot 10^{-3}$	25

Навчальне видання

Люта Анастасія Володимирівна

Чекулаєв Євген Федорович

Гідропневмоприводи і пристрої автоматики

Навчальний посібник
для студентів спеціальності 151

Редактор
Комп'ютерна верстка

О.М. Болкова
О.П. Ордіна

Підп. до друку
60x84/16.

Формат

Папір офсетний. Ум. друк. арк.

Обл.- вид. арк.

Тираж 100 прим. Зам. №

Видавець і виготівник

«Донбаська державна машинобудівна академія»
84313, м. Краматорськ, вул. Академічна, 72.
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру
серія ДК №1633 від 24.12.03