

Зміст

Перелік скорочень	6
Вступ.....	7
1. Патентний огляд по проблемі створення багатопозиційних приводів з цифровим керуванням	9
2. Обґрунтування вибору конструкції руки промислового робота.....	44
3.Розробка структурної схеми пневмоелектричного ЦП з корегуючими пристроями.....	58
4. Принципові схеми і приводи промислового робота.....	61
4.1. Принципова схема приводу руки промислового робота	61
4.2. Конструкція привода руки промислового робота	67
4.3. Чотири розрядний електрогідравлічний об'ємний дозатор.....	69
4.4. Принципова схема приводу повороту промислового робота.....	71
4.5. Конструкція приводу повороту промислового робота.....	74
5. Розрахунок гвинтової передачі переміщення додаткового поршня об'ємного гідродозатора.....	77
6. Розрахунок гальмівного шляху пневмоелектричного цифрового двигуна з об'ємними гідродозаторами.....	81
7. Узагальнена математична модель ЦП.....	83
Висновок	98
Список використаної літератури:	99

Реферат

В магістерській дисертації “Розробка і дослідження багатопозиційних цифрових приводів промислових роботів” розглянутий пневмогідравлічний цифровий привод з об’ємними дозаторами, гідравлічний привод повороту промислового робота.

Пневмогідравлічний багатопозиційний привод з цифровим керуванням призначений для перетворення інформації двійкового коду в поступальне переміщення вихідної ланки (штока).

Привод складається з поршневого цифрового двигуна, гідравлічного об’ємного дозатора, датчика лінійного переміщення, виконаного у вигляді ланцюга послідовно нормально замкнених контактів, електричного дешифратора, розрядних розподільників і трипозиційного п’яти лінійного розподільника.

Запропонований пневмогідравлічний цифровий привод з об’ємними дозаторами забезпечує швидкий рух і надійне гальмування вихідного штока, при виході його в задану позицію і забезпечує заданий напрямок руху вихідного штока при перемиканні комбінацій керуючих сигналів.

Перелік скорочень

ЦП – цифровий привод

ПЦП – пневматичні цифрові приводи

ПГЦП – пневмогідравлічні цифрові приводи

ЕМ – електромагніт

ДЖ – джерело струму

Д – дросель

Р – розподільник

РК – редукційний клапан

ЗК – зворотній клапан

ФВВ – фільтр-вологовідокремлювач

МР – масло розпилювач

КП - керуючий пристрій

ЕД - електричний дешифратор

ЕКД – електричний кроковий двигун

ГД - гідравлічний дозатор

РА - розподільча апаратура

ДПП – датчик лінійного переміщення

НіГП – напрямний і гальмуючий пристрій

ЦД – цифровий двигун

РО – робочий орган

ПЕЦП – пневмоелектричний цифровий привод

ЦПЛП – цифровий привод лінійного переміщення

ЦВП -- цифрові виконавчі приводи

Вступ

Розвиток мікропроцесорної та комп'ютерної техніки дало поштовх до створення принципово нових пневматичних та гідравлічних приводів, які здатні перетворювати інформацію двійкового коду в поступальне або обертальне переміщення вихідної ланки. Такі приводи знаходять широке застосування в якості виконавчих органів металорізальних верстатів, промислових роботів, в системах літальних апаратів, нафтопереробній промисловості, енергетичних установках та інших пристроях.

Застосування пневматичних та гідравлічних багатопозиційних приводів з цифровим керуванням значно спрощує автоматичні системи, полегшує їх обслуговування, підвищує функціональні та технологічні можливості.

Використання в якості багато позиційних виконуючих пристроїв гідравлічних, пневматичних та комбінованих цифрових приводів відкриває великі перспективи для створення високопродуктивних, з широкими функціональними можливостями автоматичних систем. Цифрові приводи мають більш високий К.К.Д. в порівнянні з електричними та гідравлічними слідкуючими приводами, вони значно дешевші, не бояться вібрації, можуть працювати в магнітних та радіаційних полях, не потребують тонкої очистки робочого тіла.

Незважаючи на безумовні переваги цифрових приводів перед традиційними слідкуючими приводами вони не набули значного застосування в різноманітних галузях промисловості. Стримуючим фактором є те, що ще недостатньо досліджені динамічні процеси різних типів таких приводів; немає науково обґрунтованих рекомендацій по поліпшенню їх динамічних характеристик; відсутня методика розрахунку

основних параметрів гідравлічних ,пневмогідравлічних та комбінованих цифрових приводів.

Метою магістерської дисертації є створення багатопозиційного промислового робота з двома ступенями рухомості. Для досягнення мети вирішувались наступні задачі:

- 1) Виконаний патентний і літературний пошук по проблемі створення і дослідження багатопозиційних приводів з цифровим керуванням;
- 2) Проведено порівняння статистичних характеристик комбінованих багатопозиційних приводів з ЦК;
- 3) Розроблена принципова схема і конструкція цифрового приводу руки промислового робота.
- 4) Розроблена принципова схема і конструкція приводу поворота промислового робота.
- 5) Розроблена система керування цифровими приводами.
- 6) Розроблена математична модель лінійного цифрового привода.

1. Патентний огляд по проблемі створення багатопозиційних приводів з цифровим керуванням

Огляд і аналіз існуючих цифрових виконавчих приводів.

Цифрові виконавчі приводи призначені для перетворення сигналів управління, заданих в цифровій формі, в лінійне або кутове переміщення виконавчого органу.

Нині ЦВП знаходять широке застосування в якості виконавчих органів металорізальних верстатів, промислових роботів, маніпуляторів, в системах наведення ракет і так далі.

На рис.1.1. представлена класифікація ЦВП. Аналіз приводів з різними джерелами живлення показує що особливої уваги заслуговують пневматичні ЦВП, котрі мають ряд переваг в порівнянні з електричними і гідравлічними ЦВП. Вони відрізняються високою швидкістю, можуть працювати в агресивних середовищах, в магнітних полях і у широкому діапазоні температур, нескладні в конструктивному виконанні, безпечні в обслуговуванні, мають малу вартість і не забруднюють навколишнє середовище.

Структурні схеми ЦВП, побудовані на базі двигунів з рівним кроком і цифровим кроком представлені на рис.1.2.

Аналіз структурних схем показує, що структура ЦВП, побудованих на базі двигунів з рівним кроком, ускладнюється за рахунок наявності в ланцюзі управління тимчасово-імпульсного модулятора, перетворюючого цифровий код в унітарний і комутуючого пристрою, формуючого певний закон подання сигналів, що управляють, на підсилювачі розподільчих пристроїв.

Простота структури, висока надійність і точність позиціонування ЦВП, виконаних на базі двигунів з цифровим кроком, привертають все більшу увагу спеціалістів, що займаються розробкою дискретних виконавчих механізмів, для систем автоматичного управління з ЕОМ.

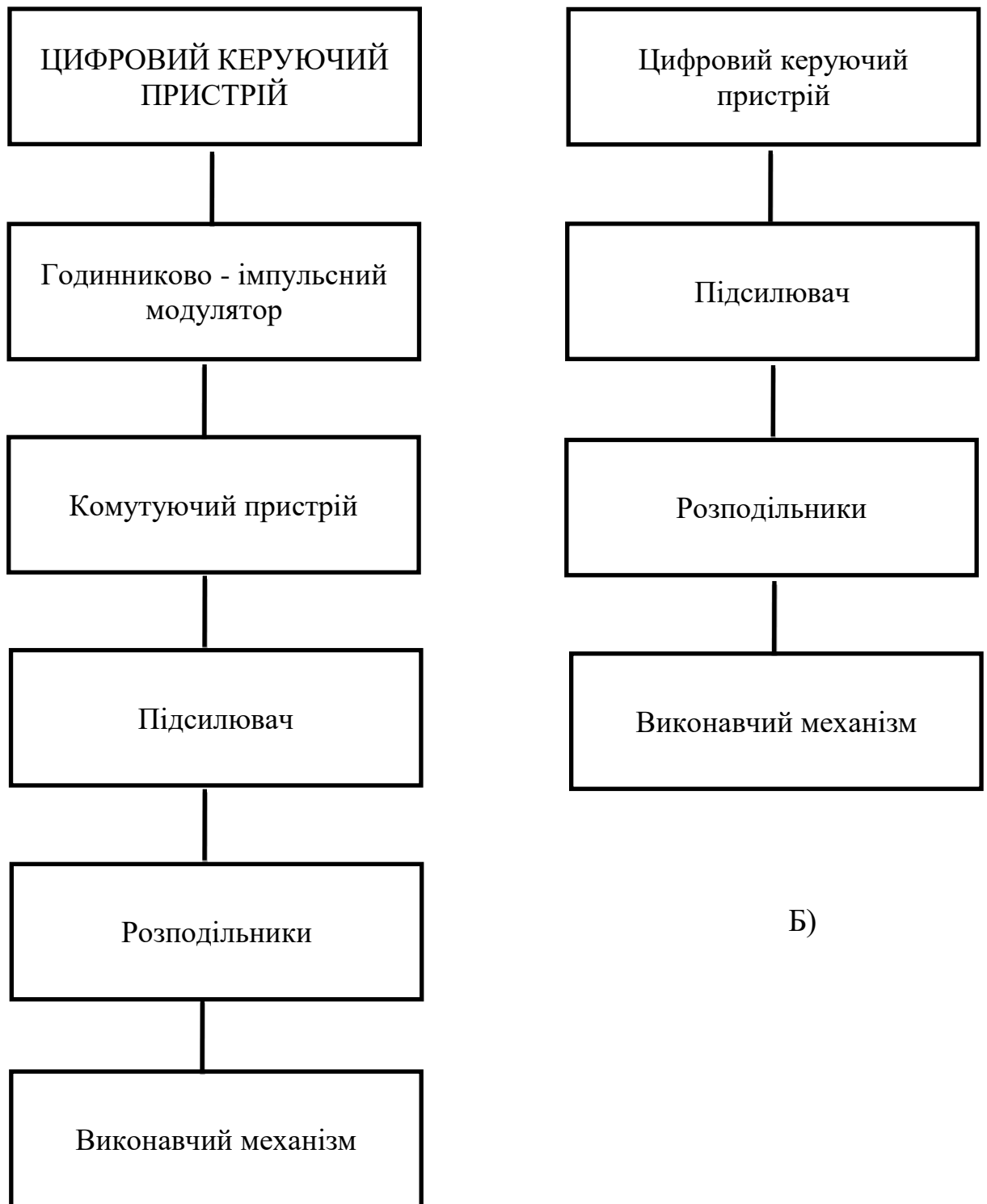


Рис. 1.2. Структурні схеми цифрових керуючих приводів з кроковим (А) та цифровим (Б) двигунами.

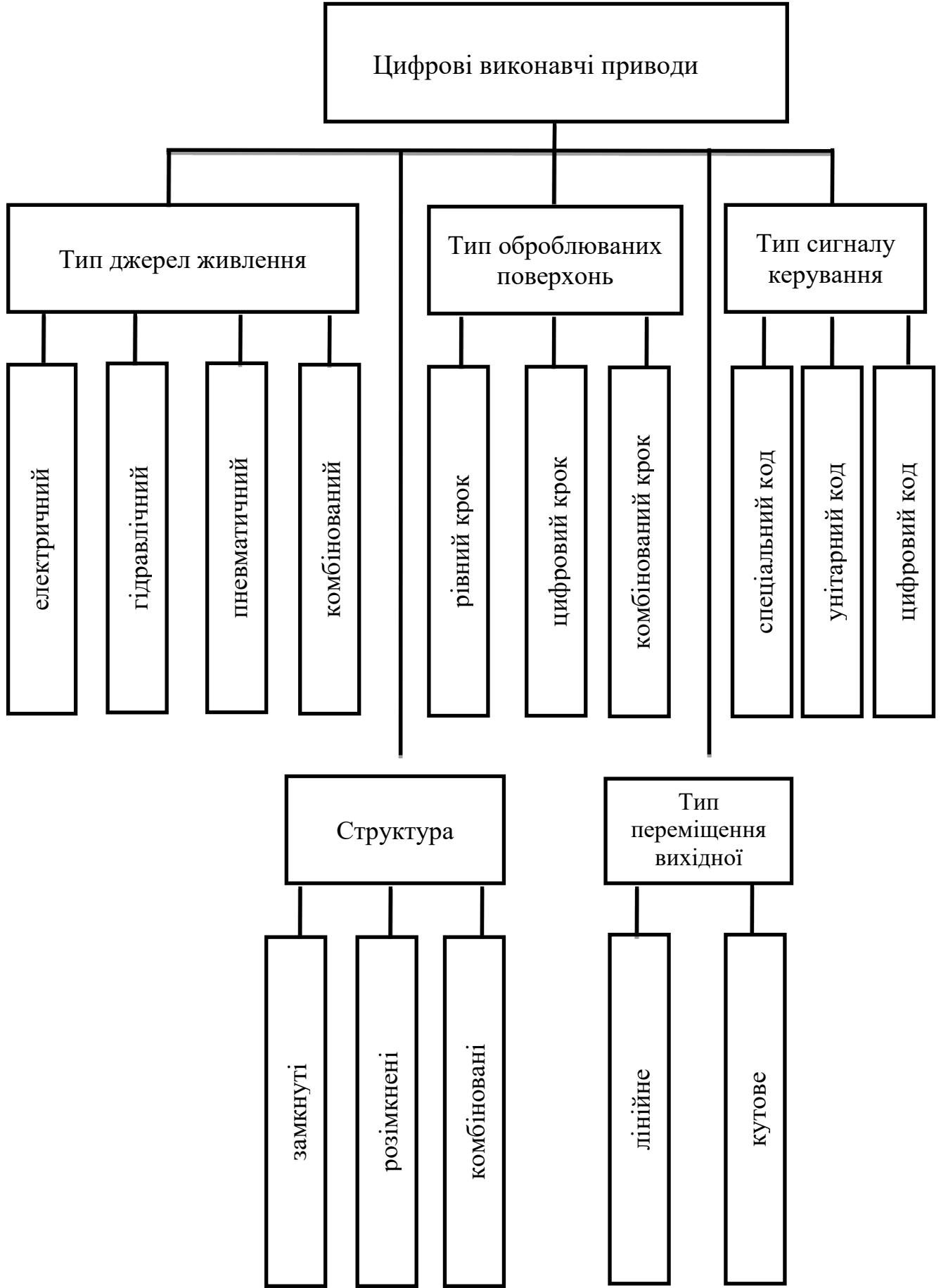


Рис. 1.1. Класифікація цифрових виконачих приводів

У зв'язку з цим на Україні і за кордоном нині в розробці ЦВП приділяється значна увага. У Севастопольському політехнічному інституті та у ВНИИГідроприводі розроблено ряд електропневматичних ЦВП, які використовуються як виконавчі приводи маніпуляторів. У Каунаському технологічному університеті розроблений електрогідравлічний ЦВП для позиціонування магнітних голівок. Аналогічні роботи по розробці ЦВП проводяться в ЕНИМС і Московському авіаційному інституті, де розроблені ЦВП для управління регулюючими і розподільними пристроями.

Розробкою ЦВП займається ряд великих фірм США, таких як "Викерс", "Мартін-Орландо", "Темко Електронікс", "Мелтон", "Кадиллок Гейдне" і др. Займаються розробкою ЦВП також фірми Японії, Англії, Швейцарії і інші.

Інтерес, що проявляється нашою промисловістю і різними фірмами інших країн до ЦВП, керованих від ЕОМ, свідчить про їх перспективність для автоматизації виробничих процесів як в машинобудуванні, так і в інших галузях промисловості.

Клас виконавчих механізмів, побудованих на базі крокових двигунів (КД) з рівним кроком, дуже великий. Їх можна розділити на приводи з однотоковим і багатотактовим управлінням. При однотоковому управлінні кожному управляючому імпульсу відповідає переміщення вихідної ланки пристрою на крок. При багатократному управлінні кожному управляючому імпульсу відповідає переміщення вихідної ланки на величину $S_0 = S/m$.

де S - крок, m - число тактів управління.

Останнім часом в зарубіжному друці з'явилося повідомлення про пневмогідравлічний ЦВП [85], котрий складається (рис .1.3) з циліндра 1, з розміщеним в ньому поршнем 2 зі штоком та дозаторами 3-5. Робочий об'єм i -го дозатора визначається з виразу $V_i = V_0 \cdot 2^{i-1}$

де V_0 - об'єм дозатора молодшого розряду.

Привід працює таким чином. При подачі, наприклад, комбінації керуючих сигналів 011 переміщуються поршні дозаторів 3 і 4 та витісняють свої об'єми рідини в поршневу порожнину циліндра 1 і, звідси, шток 2 переміститься вправо (по кресленню) на величину, пропорційну сумарному об'єму дозаторів 3 і 4, і так далі.

Кількість позицій вихідного штока такого приводу визначається з виразу $N=2^n$, де n - число розрядних дозаторів.

Переміщення вихідного штока залежно від відробітку комбінації керуючих сигналів рівне $X = \frac{V_0}{F} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} B_i \cdot 2^{i+1}$, де F - площа поршня циліндра; B_i - значуща цифра, що приймає значення 1 при подачі тиску живлення в керуючу порожнину i -го дозатора і значення 0 при з'єднанні з атмосферою.

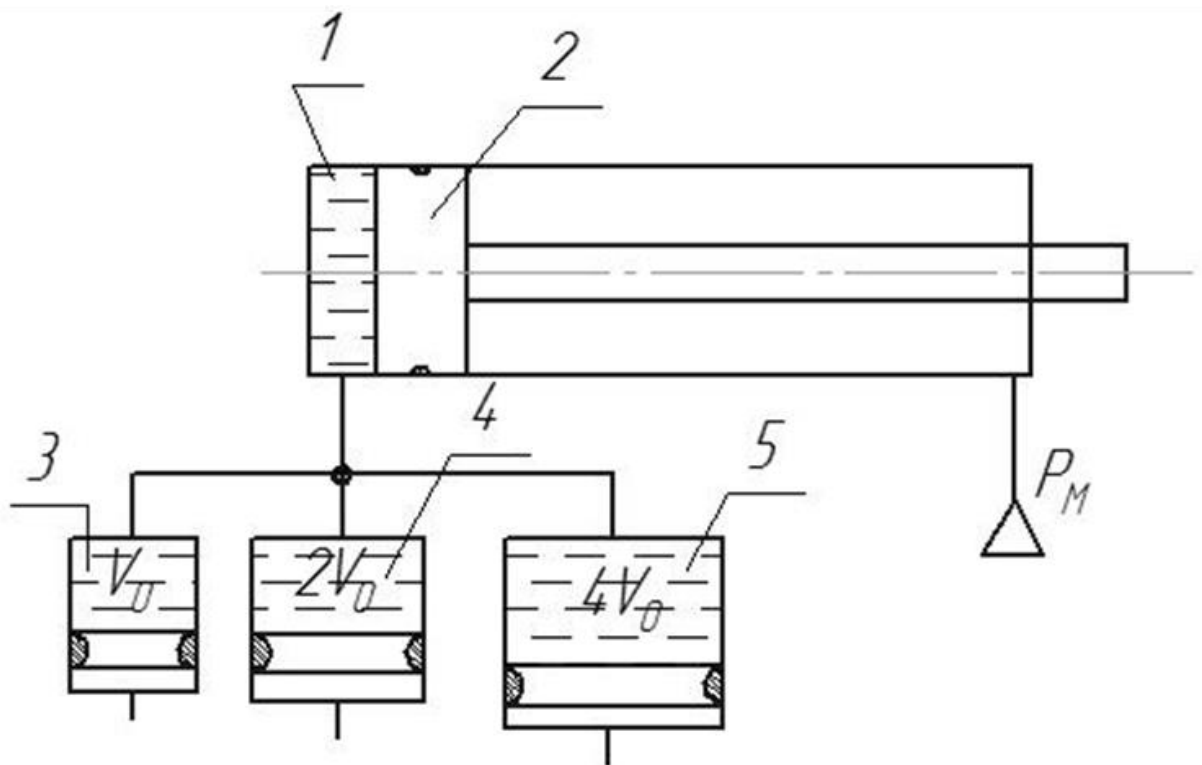


Рис. 1.3. Пневмогідравлічний ЦВП.

Величина максимального переміщення вихідного штока рівна

$$X_{max} = \frac{V_0}{F} (2^n - 1).$$

Недоліком такого приводу є залежність точності позиціонування від величини витоків рідини з керуючих порожнин. При цьому помилка позиціонування в процесі роботи приводу збільшується пропорційно об'єму витоків.

Нині в Україні і за кордоном приділяється велика увага розробці та дослідженню багатопозиційних ЦВП, побудованих на базі двухпозиційних виконавчих пристроїв з цифровим кроком, позиціонування яких здійснюється по жорсткому упору. Такі приводи мають безперечні переваги, перед розглянутими вище імпульсними, слідкуючими і об'ємними приводами.

Основними перевагами ЦВП, побудованих на базі двопозиційних виконавчих пристроїв з цифровим кроком є:

- можливість модульної побудови таких приводів;
- можливість багатоточкового позиціонування по жорсткому упору що забезпечує високу точність і повторюваність приводу;
- забезпечення заданої дискретності в усьому діапазоні переміщення вихідної ланки;
- нечутливість до прискорень і вібрацій, оскільки усі розрядні елементи ЦВП постійно навантажені осьовим зусиллям;
- відсутність зовнішніх зворотних зв'язків;
- нечутливість до забруднення робочого тіла, оскільки управління робочими порожнинами приводу здійснюється дискретними розподільними пристроями;
- висока надійність, оскільки вихід з ладу одного розряду не призводить до повної відмови всього приводу;

простота стикування приводу з ЕОМ;
високий к.к.д. приводу та ін.

За участю автора вперше в НТУУ "КПІ" розроблено ЦВП на базі трипозиційних виконавчих пристроїв з цифровим кроком мембранного і поршневого типу представлені на рис.1.4 [70, 77].

На рис. 1.4 а представлена схема ЦВП, побудованого на базі трипозиційних мембранних приводів [77]. Цифровий мембранний привод містить три послідовно сполучених між собою пневмодвигуни з корпусами 1, 2 і 3 і вихідним штоком 4, керуючі камери 5-10, утворені роздільними елементами 11-13 і корпусами, та рухаючи упори 14-16 з пружинами.

Пристрій працює таким чином. В початковому положенні керуючі камери 5-10 сполучені з атмосферою. Роздільні елементи під дією зусиль пружин займають середні положення.

При поданні тиску живлення в керуючу камеру 5 роздільний елемент II переміститься управо на величину X_0 і вихідний шток 4 також переміститься управо на величину X_0 . При з'єднанні керуючої камери 5 з атмосферою і поданню тиску живлення в камеру 6 роздільний елемент II переміститься вліво на величину X_0 і т.д.

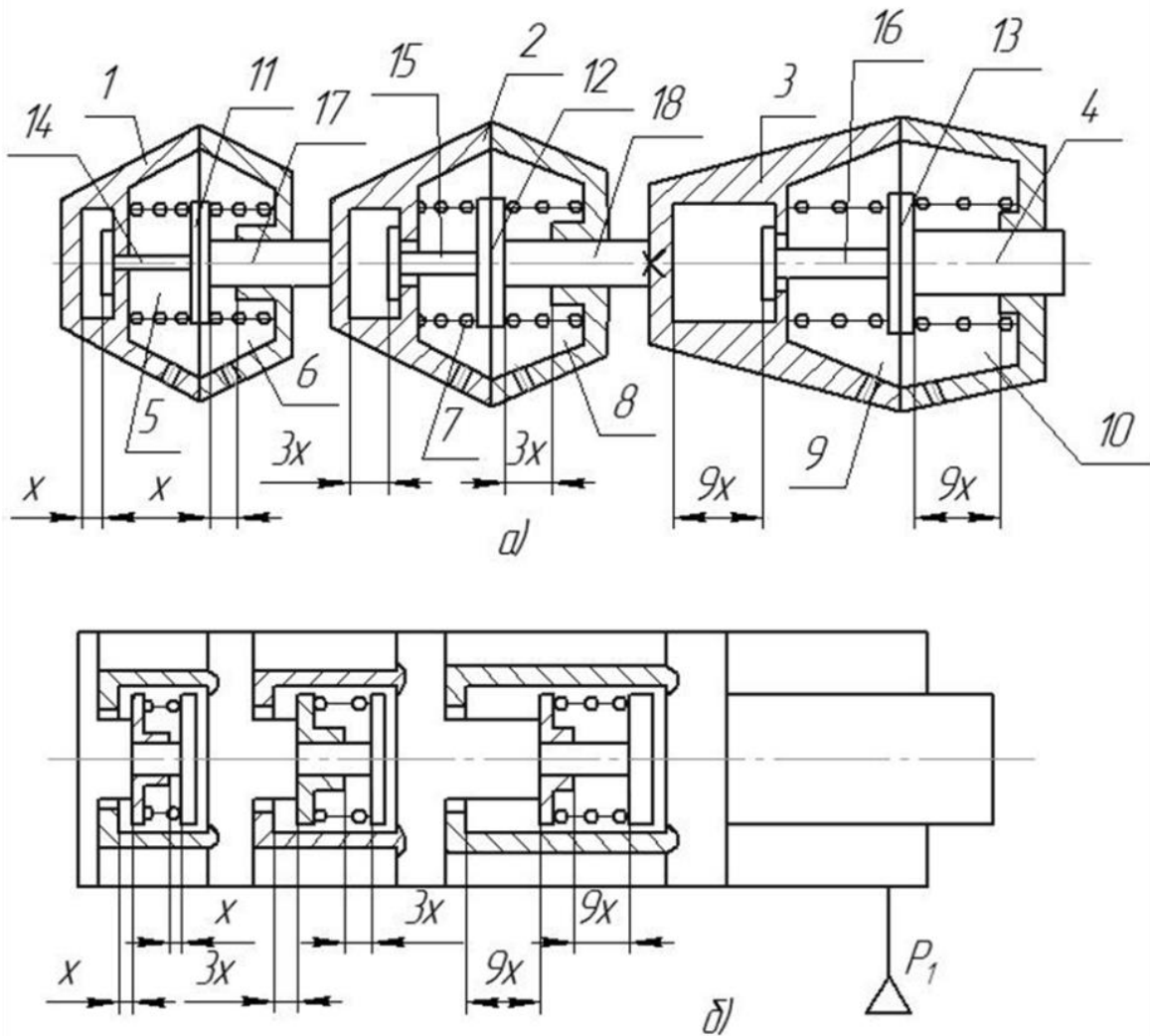


Рис. 1.4. ЦВП на базі трипозиційних виконавчих пристроїв

На рис. 1.4 б представлена конструктивна схема многопозиційного ЦВП на базі трипозиційних рухливих елементів, виконаних у вигляді поршня з обмежувачами, які забезпечені рухливими упорами із задалегідь стислими пружинами. При цьому хід кожного упору дорівнює відносному переміщенню свого обмежувача і потрібній величині ходу упору попереднього поршня [70].

Кількість позицій ЦВП, виконаного на базі трипозиційних елементів в загальному випадку визначається з формули $N=3^n$, де n - число розрядів (число роздільних елементів).

Величина максимального переміщення вихідної ланки дорівнює:

$$X_{max} = X_0(3^n - 1).$$

ЦВП, побудовані на базі трипозиційних виконавчих пристроїв дають можливість при меншій кількості розрядів отримати більшу кількість позицій вихідної ланки. Ці приводи: доцільно застосовувати при малих переміщеннях.

Ширше застосування знаходять ЦВП, виконані на базі двопозиційних мембранних, сільфонів і поршневих двигунів з цифровим кроком [10, 35, 37, 72, 86, 97, 26, 87]. Такі приводи (рис. 1.5) мають вихідну ланку (шток) 1, розділові рухливі елементи 2, 3, 4 з обмежувачами відносного переміщення, корпус 5, керуючі порожнини 6,7,8, порожнина повернення 9.

Проміжки між обмежувачами відносного переміщення розрядних рухливих розділових елементів вибрані таким чином, що переміщення рухливого розділового елемента старшого розряду в два рази більше переміщення рухливого розділового елемента молодшого розряду. Таке співвідношення ходів в рухливих розділових елементах дозволяє забезпечити цифровий крок з дозволяючою здатністю, визначуваною переміщенням рухливого розділового елемента молодшого розряду.

Загалом кількість позицій вихідної ланки n – розрядного ЦВП визначається з вираження $N=2^n$.

Положення вихідної ланки залежно від відпрацьованої комбінації керуючих сигналів визначається за формулою:

$$X_{вих} = X_0 \cdot \sum_{i=0}^{i=n} b_i \cdot 2^{i-1}.$$

Максимальна величина переміщення вихідної ланки рівна:

$$X_{вих} = X_0 \cdot (2^n - 1).$$

Розглянуті пневматичні і гідравлічні ЦВП побудовані на базі двопозиційних двигунів з цифровим кроком, знаходять застосування в якості виконавчих органів верстатів [67, 69], промислових роботів [39, 104], показуючих цифрових індикаторів [40], заслінка газорозподільних пристроїв 8 і в інших багатопозиційних пристроях.

Разом з перевагами пневматичні і гідравлічні ЦВП володіють і істотними недоліками. Так, точність перетворення вхідної інформації залежить від числа розрядів, пружності обмежувачів, допусків на їх виготовлення і температурної деформації.

Недоліком таких приводів є також те, що в процесі опрацювання керуючих сигналів спостерігаються жорсткі зіткнення розрядних поршнів один об одного, а також відскоки, перебіги, викиди та провали вихідної ланки, що знижує їх динамічні характеристики, надійність і довговічність.

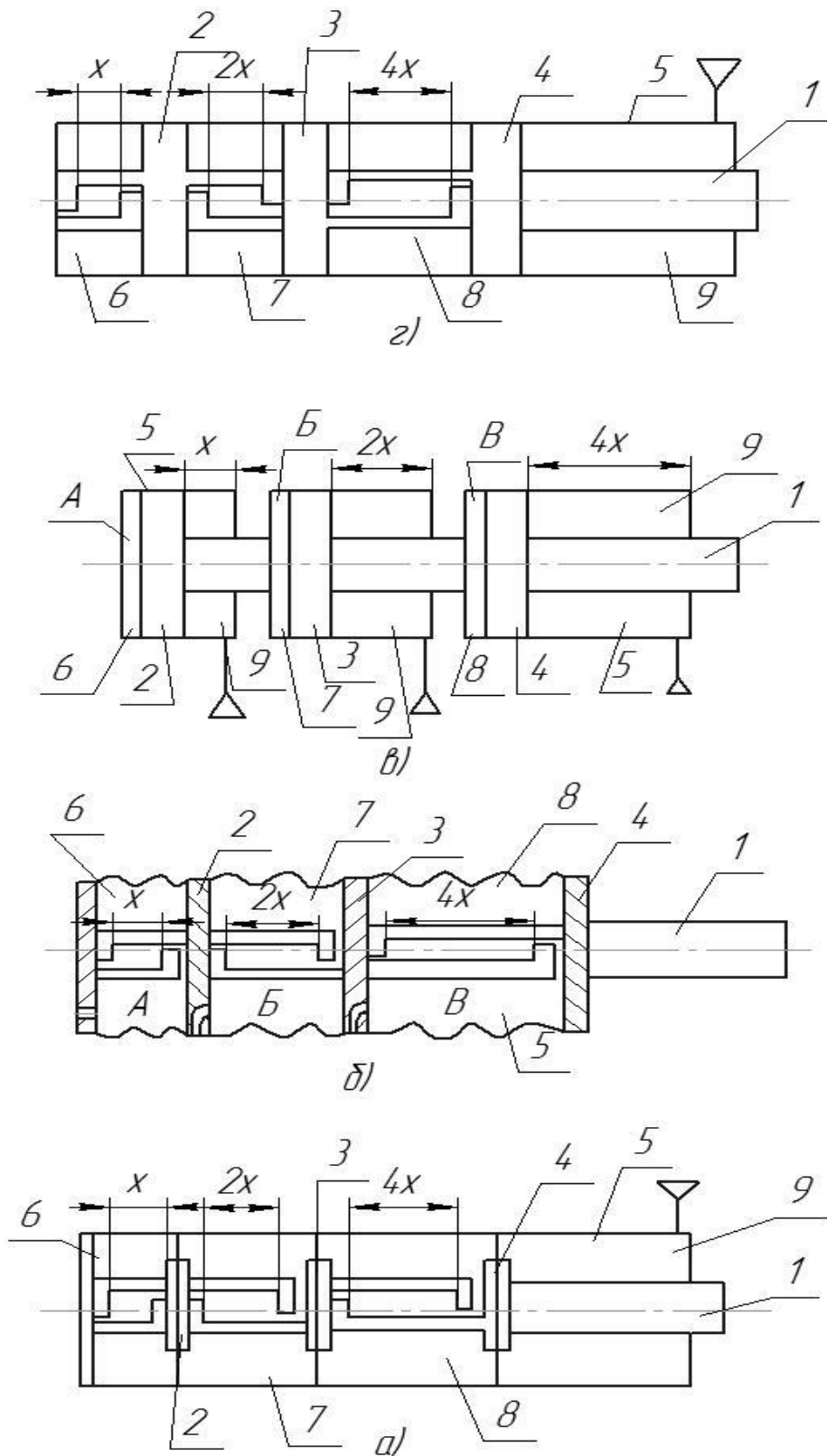


Рис. 1.5. ЦВП на базі двопозиційних мембранних, сільфонів і поршневих двигунів з цифровим кроком

Огляд і аналіз існуючих гальмівних пристроїв пневматических ЦВП.

Гальмування в пневматичних ЦВП здійснюється різними засобами [17 45, 115]. В основному це відбувається за рахунок збільшення тиску в гальмівних камерах за допомогою спеціальних гальмівних пристроїв (ГП),

Гальмівні пристрої, що використовуються в пневматичних ЦВП, можуть бути класифіковані за видом робочого тіла, що використовується для створення гальмівного зусилля, за місцем розташування, за способом гальмування, по кількості демпфованих позиції і по споживанню енергії.

Аналіз ГП показав, що приводи виходять конструктивно простіше і дешевше, якщо в них використовуються ГП, працюючі на енергії, живлення приводу. Проте використання в ЦВП пневматичних ГП обмежується великою стисливістю повітря. Через значне стиснення повітря шлях гальмування суттєво збільшується і знижується швидкодія приводу. Ефективність пневматичних ГП знижується зі збільшенням швидкодії і масового навантаження.

Внутрішні ГП дозволяють зменшити швидкість зіткнення поршнів один об одного, але при цьому ускладнюється регулювання ГП, оскільки пов'язана з розбиранням циліндра ЦВП.

Зовнішні ГП зручні тим, що їх положення по довжині ходу можна змінювати і полегшується регулювання дросельних пристроїв. Іноді, доцільно внутрішні і зовнішні ГП використовувати разом. При цьому гальмування розрядних поршнів ЦВП, не пов'язаних з ввідним звеном, здійснюється внутрішніми демпферами, а гальмування вихідної ланки здійснюється зовнішнім ГП.

Буферні демпфери гасять кінетичну енергію рухомого поршня за рахунок коливального руху демпфуючого елемента. Ступінчастий спосіб гальмування полягає в утворенні гальмівного зусилля шляхом

стрибкоподібного (ступінчастого) зменшення перерізу вихлопного каналу. Пропорційний спосіб гальмування здійснюється ГП з плавним (заданим) законом зміни прохідного перерізу дроселюючого пристрою.

У пневматичних приводах з двоточковим позиціонуванням по упору широке застосування знаходять одно- і двопозиційні ГП, котрі здійснюють гальмування поршня при прямому і зворотному ході при виході його в задану фіксовану позицію.

З розвитком ЦВП виникла необхідність створення багатопозиційних ГП, котрі дозволяють здійснювати заданий закон гальмування вихідної ланки при виході її в задану позицію.

Активні ЦВП при своїй роботі споживають енергію від джерела живлення, пасивні ГП в процесі роботи енергію не споживають. Перевагою активних ГП є те, що з їх допомогою можливо отримати не лише заданий закон гальмування в кінці ходу, але і керувати процесом руху поршня в усьому діапазоні його переміщення.

У швидкодіючих поршневих пневматичних ЦВП знаходять застосування буферні демпфуючі пристрої [117, 128].

На рис. 1.6 представлений пневматичний ЦВП з буферним демпфуючим пристроєм [128]. Цей привід має 5 поршнів 1-5, з яких 1-3 активні, а 4-5 пасивні. Пасивні поршні діють як буфери для розсіювання кінетичної енергії: один демпфує прямий поступальний рух, другий - поворотний.

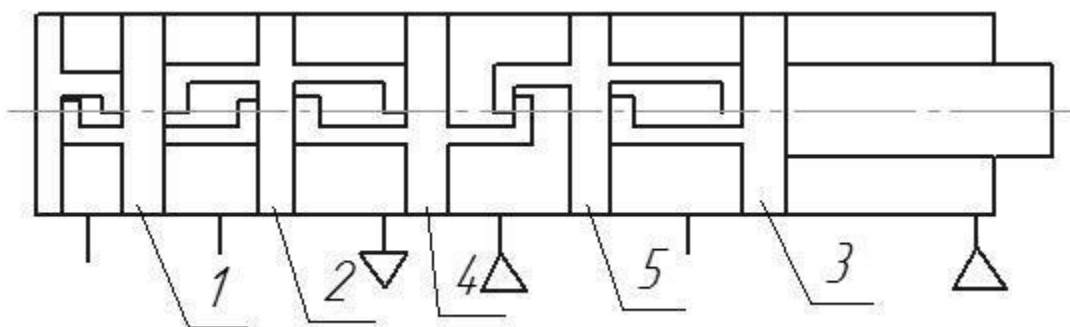


Рис. 1.6 Пневматичний ЦВП з буферним демпфуючим пристроєм

Недоліком буферних демпфуючих пристроїв є те, що в процесі демпфування виникають зіткнення поршней. Час затухання коливального процесу в таких пристроях значний, що загалом знижує швидкодію приводу. При цьому неможливо за допомогою такого ГП отримати плавну зупинку вихідного штока в кінці ходу.

На рис. 1.7 представлена одна з можливих схем пневматичного ЦВП із ступінчастим способом гальмування [37] розрядних поршнів. У такій конструкції обмежувачі 1, 2 забезпечені гальмівними камерами 3, 4 двосторонньої дії з поршнями 5, 6, в котрих виконані отвори, що створюють необхідний опір протіканню рідини з однієї порожнини в іншу. В процесі роботи обмежувачі поршнів взаємодіють один з одним, при цьому корпуси гальмівних камер переміщуються відносно гальмівних поршнів. Опір перетіканню рідини з однієї порожнини гальмівної камери в іншу визначає закон гальмування поршня.

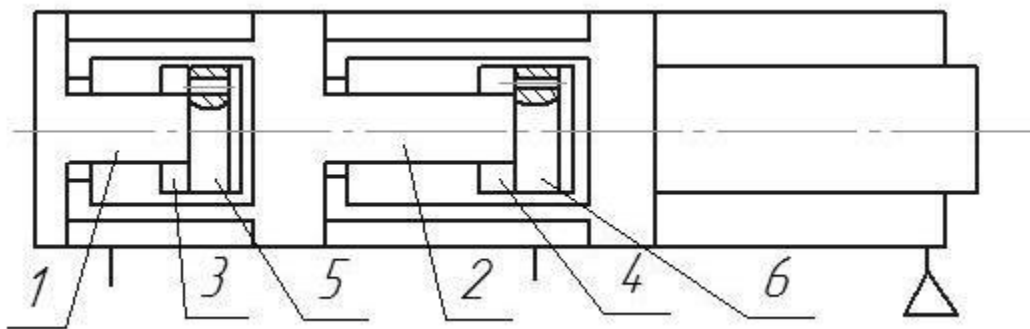


Рис. 1.7 Пневматичний ЦВП із ступінчастим способом гальмування розрядних поршнів

Недоліком таких ГП є їх конструктивна складність, неможливість досягти повної герметизації гальмівних камер, вони не виключають жорсткого зіткнення поршнів, що знижує динамічні характеристики і довговічність приводу.

У двопозиційних пневматичних приводах знаходять застосування внутрішні ГП з пропорційною зміною прохідного перерізу вихлопного каналу [17]. Такі ГП дозволяють отримати заданий закон гальмування. Проте питання про можливість і доцільність застосування таких ГП в ЦВП ще недостатньо вивчений.

Загальним недоліком розглянутих внутрішніх ГП є те, що вони не виключають жорстке зіткнення розрядних поршнів в процесі гальмування.

Останнім часом велика увага приділяється розробці і дослідженню зовнішніх багатопозиційних ТУ, котрі дозволяють отримати заданий закон гальмування вихідної ланки пневматичного ЦВП при виході його в задану позицію [42, 88].

На рис. 1.8 представлена схема позиційного приводу із зовнішнім багатопозиційним ГП.

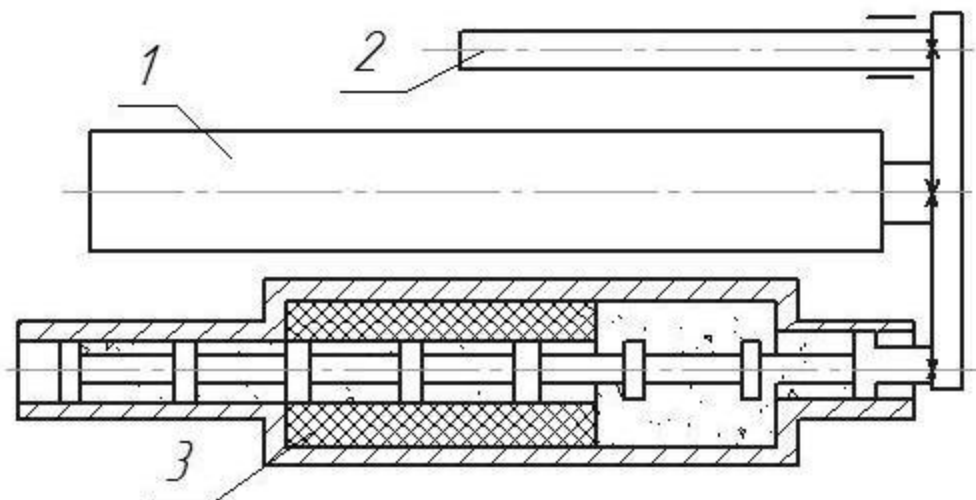


Рис. 1.8 Позиційний привод із зовнішнім багатопозиційним ГП

Такий привід складається з виконавчого циліндра 1, датчика зворотнього зв'язку 2 і порошкового гальма 3.

Привід працює таким чином. При підході штока циліндра 1 до заданої позиції від датчика зворотнього зв'язку подається команда на вмикання порошкового гальма 3, внаслідок чого відбувається гальмування якоря порошкового гальма і, отже, жорстко пов'язаного з ним вихідного штока 1.

Аналогічний пневматичний ЦВП із зовнішніми багатопозиційним ГП розглянутий в роботі [42].

Загальним недоліком пневматичних ЦВП із зовнішніми багатопозиційним ГП, керованих датчиками зворотнього зв'язку, є те, що гальмівне зусилля в таких приводах: забезпечується механічним тертям між рухомими і нерухомими – елементами ГП і залежність його від коефіцієнта тертя між ними. Залежність гальмівного зусилля від коефіцієнта тертя затрудняє отримання заданого закону гальмування вихідної ланки ЦВП і обмежує максимальну величину гальмівного зусилля.

У роботі [3] розглянутий пневматичний ЦВП, гальмування розрядних поршнів і вихідної ланки якого здійснюється методом дроселювання входу (рис. 1.9).

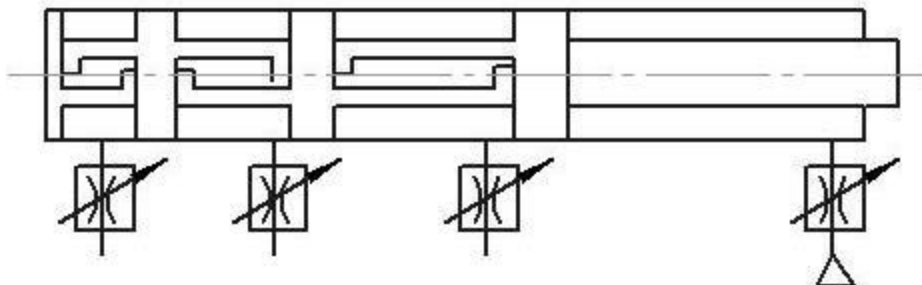


Рис. 1.9 Пневматичний ЦВП з гальмуванням розрядних поршнів і вихідної ланки методом дроселювання входу

Такий спосіб гальмування в принципі дозволяє отримати заданий закон гальмування як вихідної ланки, так і розрядних поршнів, але при цьому необхідно керувати прохідними перерізами дроселів в залежності від вибраного закону гальмування вихідної ланки приводу, що значно ускладнює систему керування таким приводом.

З проведеного аналізу випливає, що нині немає чітких рекомендацій по застосуванню тих або інших ГП, котрі б дозволили запобігати зіткнення розрядних поршнів один об одного і забезпечували заданий закон гальмування вихідної ланки.

Огляд та аналіз пристроїв запобіганню викидів і провалів вихідної ланки пневматичних ЦВП.

При перемиканні керуючих розрядних порожнин ЦВП, коли одні керуючі порожнини з'єднуються з тиском живлення, а інші з атмосферою, в рухах вихідної ланки спостерігаються незапрограмованні рухи, так звані викиди і провали. Величина викидів і провалів залежить від багатьох параметрів приводу, таких як час перемикання розрядних розподільних пристроїв, початкових об'ємів розрядних порожнин, ефективних площ підвідних і відвідних трубопроводів, сил тертя і навантаження, діючого на вихідний шток. При певному поєднанні параметрів приводу викиди і провали можуть досягати величини, що дорівнює сумарній величині переміщення розрядних поршнів. Такі значні незапрограмовані переміщення вихідного штока ЦВП при перемиканні керуючих порожнин істотно обмежують область застосування, знижують його швидкодію і інші динамічні характеристики. Наявність таких недоліків обумовила розробку пристроїв, що дозволяють запобігти або значно знизити величини викидів і

провалів і тим самим поліпшити динамічні характеристики і розширити область використання ЦВД.

Пристрої запобігання викидів і провалів (ПЗВП) ЦВП аналогічно ГП можуть бути класифіковані по виду використовуваного робочого тіла, за місцем розташування, за способом запобігання викидів і провалів, а також по споживанню енергії.

Класифікація ПЗВП представлена на рис. 1.10.

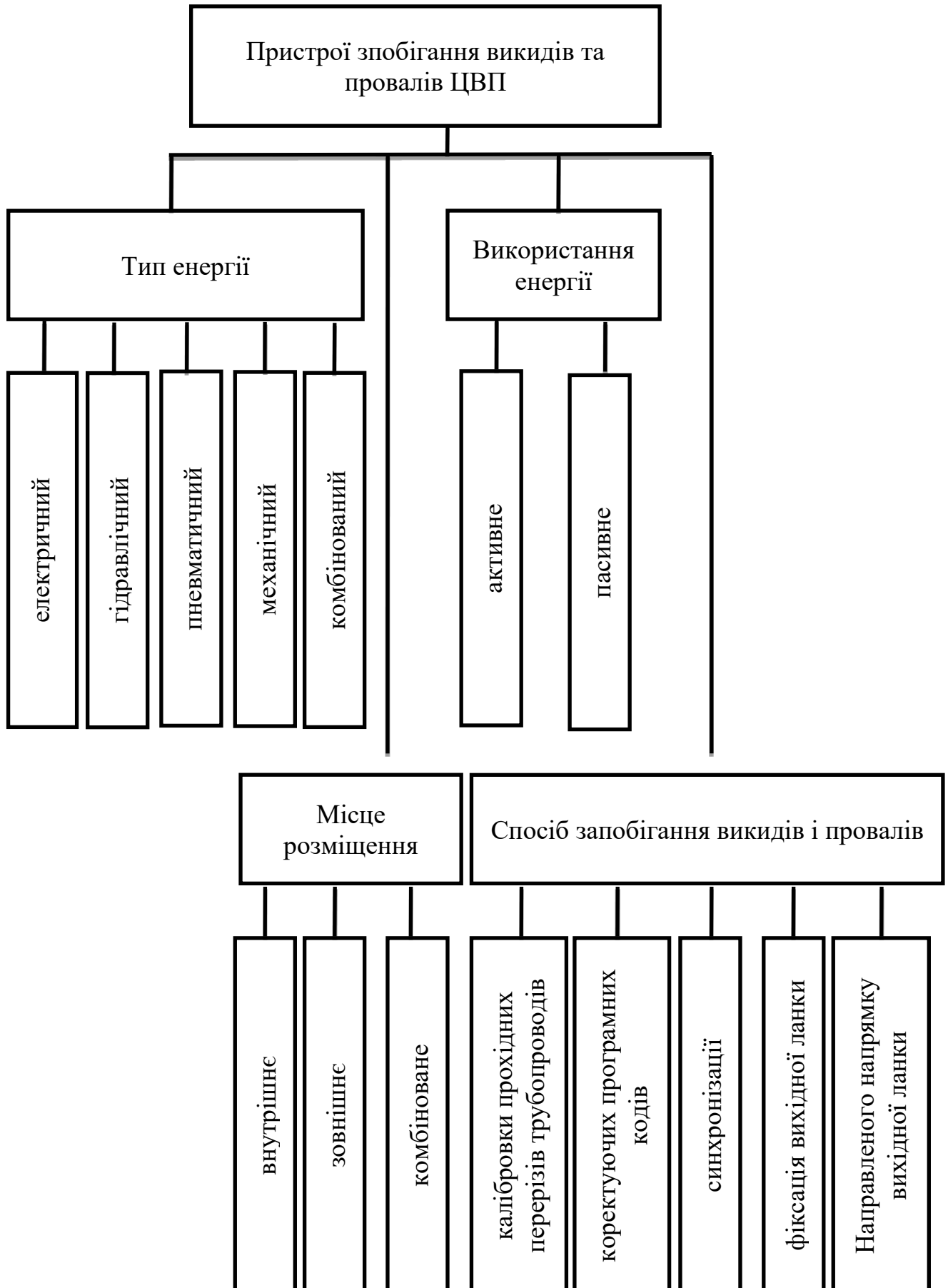


Рис. 1.10. Класифікація схеми ПЗВП.

Суть способу калібрування прохідних перерізів отворів полягає в зміні площі вихідних отворів клапанів кожного подальшого розряду в порівнянні з попереднім у визначене число разів (більше двох). При цьому критерієм підбору величин прохідних перерізів отворів є постійні сили і число розрядів, що одночасно вмикаються [98].

Розглянутий спосіб калібрування частково придатний для гідравлічних ЦВП. Для пневматичних ЦВП такий підбір провідності керуючих клапанів неефективний, оскільки окрім вказаних параметрів на величини викидів і провалів в пневматичному ЦВП великий вплив роблять початкові об'єми розрядних порожнин. Крім того, спосіб калібрування веде до збільшення споживаної потужності, зменшення швидкодії і зарощуванню прохідних перерізів молодших розрядів [25, 95].

У роботі [25] запропонований програмований спосіб коректировки траєкторії руху вихідної ланки пневматичного ЦВП. Суть цього методу полягає в тому, що для зпобігання викидів і провалів вихідної ланки ЦВП проводиться тимчасове коригування подання керуючого коду. Цей спосіб заснований на використанні керуючої мікро-ЕОМ і принципів активного пневмопривода. При цьому в пам'ять керуючої машини необхідно закласти оптимальні параметри затримки часу вмикання розрядних порожнин, що створюють викиди і провали і коректуючі коди, які отримують при стендових заводських випробуваннях ЦВП.

Цей спосіб дозволяє унеможливити викиди і провали, але він складний тим, що необхідно для кожної комбінації керуючих сигналів, що підлягає відпрацювання приводом, виявити перемикаючі порожнини, що створюють викиди і провали і визначити час затримки у перемиканні цих розрядів.

А оскільки час затримки у перемиканні розрядів, що створюють викиди та провали, залежить від параметрів приводу, то незначна зміна, наприклад, навантаження приєднаної маси до вихідного штоку, часу перемикання керуючих пристроїв або тиску живлення може привести до значних величин викидів або провалів вихідної ланки.

Суть методу синхронізації полягає у регулюванні витрат газу (рідини) за рахунок підключення до розрядних порожнин регуляторів витрати [98]. Метод синхронізації дозволяє усунути провали і викиди при змінному навантаженні, діючих на привід. Проте він не дозволяє унеможливити викиди і провали, викликані неодноразовим перемиканням розподільчих пристроїв і різними початковими об'ємами розрядних порожнин.

Останнім часом з'явилися напрямні ПЗВП, котрі забезпечують переміщення вихідної ланки ЦВП в заданому напрямі і унеможливають його переміщення у зворотному напрямі.

Для унеможливлення зворотного переміщення вихідної ланки можливе використання механічного напрямного пристрою (НП) типу кардної стрічки [39], показаної на рис. 1.11.

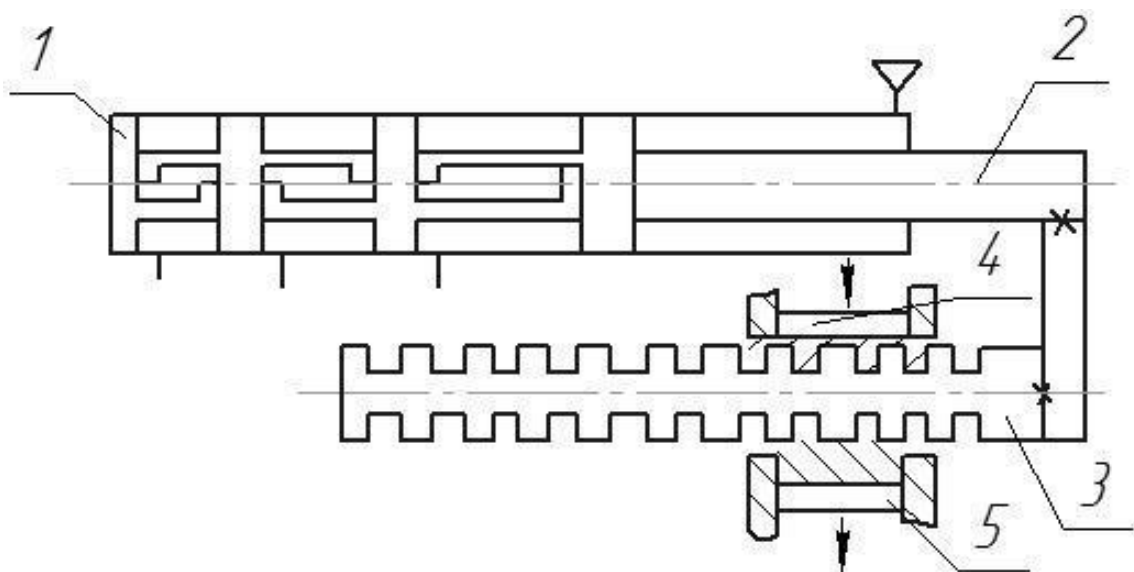


Рис. 1.11 Механічний напрямний пристрій типу кардної стрічки

Привід складається з виконавчого пневматичного трирозрядного цифрового двигуна 1, вихідний шток 2 якого сполучений жорстко з профільованим штоком 3, що контактує з голчастою поверхнею однієї із замикаючих колодок 4, 5 (кардної стрічки). При поданні комбінації керуючих сигналів на ЦВП подається команда управління і на вмикання відповідної колодки. При цьому переміщення вихідної ланки привода 1 можливе тільки в заданому напрямі, величина зворотного переміщення (провалу) визначається податливістю профільованого штока і кардної стрічки. Таки НП дозволяє значно зменшити величини провалів при прямому ході вихідного штока і викидів при зворотному ході, але не усуває викиди при прямому ході і провали при зворотному ході. Окрім цього, за наявності інерційних перебігів точність позиціонування значно знижується і для запобігання похибки позиціонування необхідно у кінці ходу вимикати замикаючі колодки, що ускладнює алгоритми і систему керування таким приводом.

Аналогічні властивості має і представлене на рис. 1.12 механічний НП, виконаний на базі храпових механізмів [25].

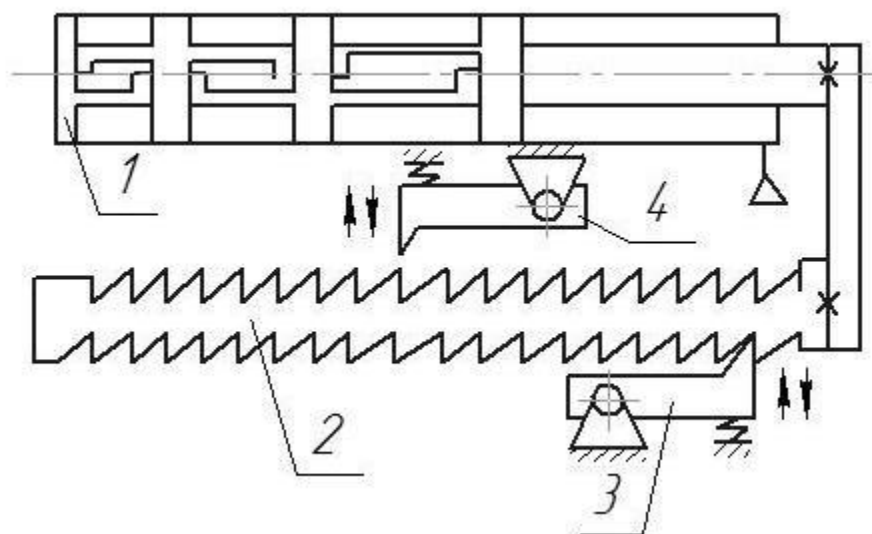


Рис. 1.12 Механічний НП, виконаний на базі храпових механізмів

Такий привід складається з цифрового двигуна 1, шток якого жорстко пов'язаний з храповим штоком 2 і перемикаючих залежно від напрямку руху собачок 3 і 4.

На рис. 1.13 представлена схема пневматичного ЦВП з гідравлічним НП [44]. Привід складається з цифрового двигуна 1, шток 2 якого жорстко пов'язаний з штоком 3 гідравлічного двоштокового циліндра 4. Порожнини гідравлічного циліндра 4 сполучені між собою через двопозиційний гідророзподільник і зворотний клапан 6. Такий привід дозволяє унеможливити провали і викиди тільки на початку руху.

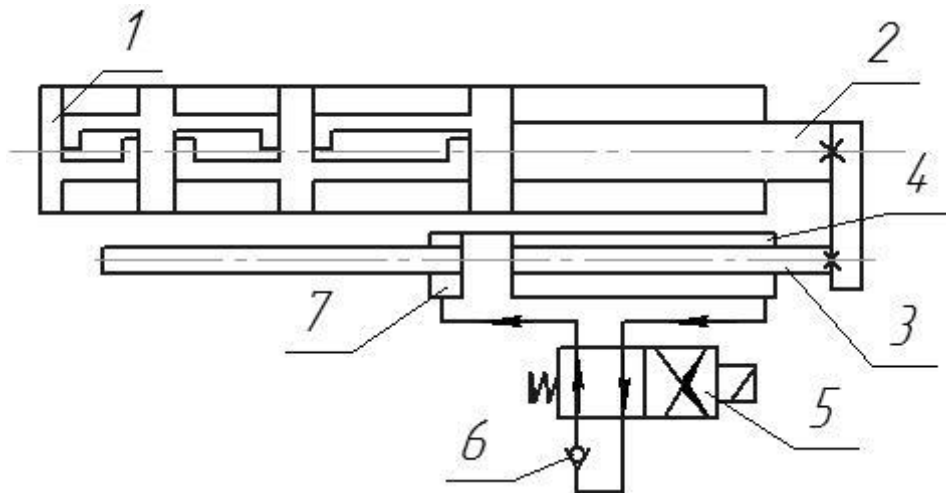


Рис. 1.13 Пневматичного ЦВП з гідравлічним НП

Проведений аналіз НП дає можливість зробити висновок, що вони дозволяють унеможливити викиди і провали вихідної ланки ЦВП лише на початку ходу, тому пошук нових рішень запобігання викидів і провалів у всьому діапазоні переміщень вихідної ланки є актуальною проблемою, рішення якої дозволить створювати пневматичні ЦВП із заданими динамічними характеристиками.

Спосіб фіксації полягає в тому, що при перемиканні керуючих порожнин, спочатку подається команда на фіксацію вихідної ланки ЦВП. При цьому відбувається перестановка розрядних поршнів, незв'язаних з вхідною ланкою. Після закінчення перестановки поршнів подається команда на розфіксацію вихідної ланки, котра переміщується від початкового положення в задану позицію. При цьому повністю усуваються викиди і провали як на початку, так і в кінці ходу.

На рис.1.14 показаний «Багатопозиційний пневмогидравлічний привод», МПК(2006) F15B 7/00 №UA 27812

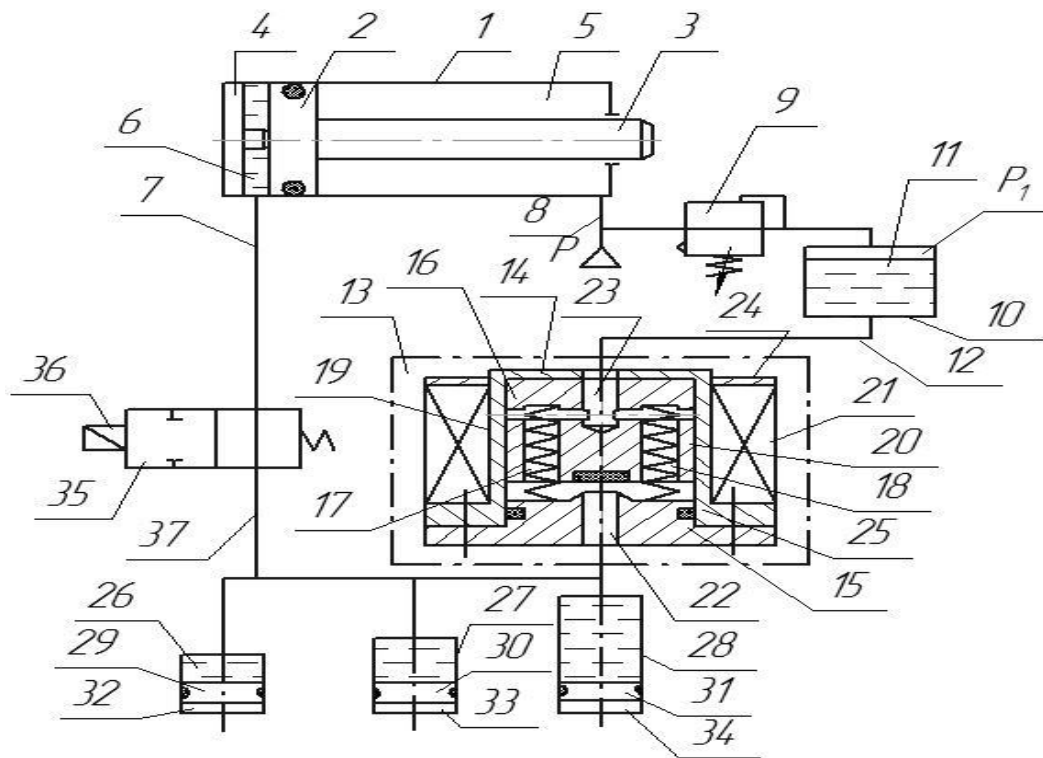


Рис.1.14

Багатопозиційний пневмогидравлічний привод

Багатопозиційний пневмогидравлічний привод містить циліндр з розміщеним в ньому поршнем і штоком з утворенням гідравлічної поршневої та пневматичної штокової камер з каналами живлення, гідравлічні розрядні дозатори з гідравлічними і пневматичними камерами, утвореними їх поршнями. Привод

додатково містить двопозиційні дволінійні розподільники, вхідні канали яких з'єднані з гідравлічними дозаторами, а вихідні канали розподільників з'єднані один із поршневою камерою циліндра, а другий — з гідравлічною камерою акумулятора, пневматична камера якого підключена до вихідного каналу редукційного клапана.

Недоліки:

1. Привод не забезпечує можливість регулювання швидкості руху вихідного штока і гальмування при підході до заданої позиції.
2. Відсутня компенсація втрати рідини з гідравлічних дозаторів.

На рис.1.15 показаний «Комбінований цифровий привід»,МПК(2009) F15B 11/00 №UA 44656

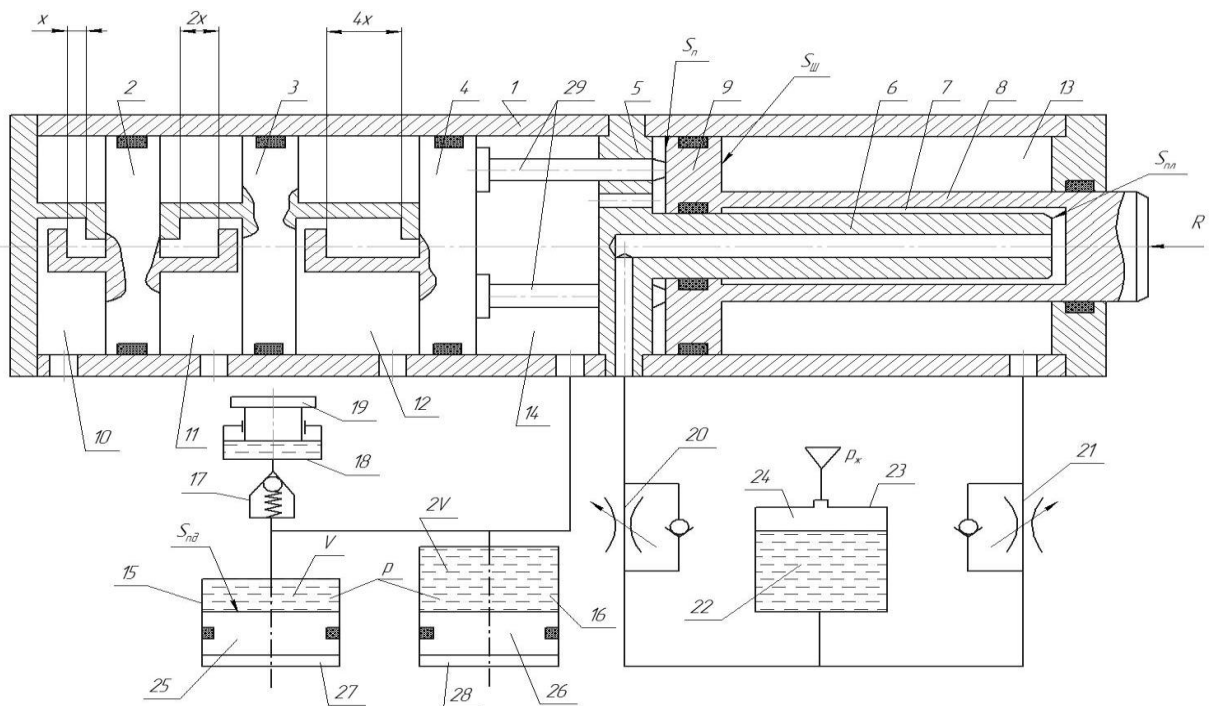


Рис.1.15 Комбінований цифровий привід

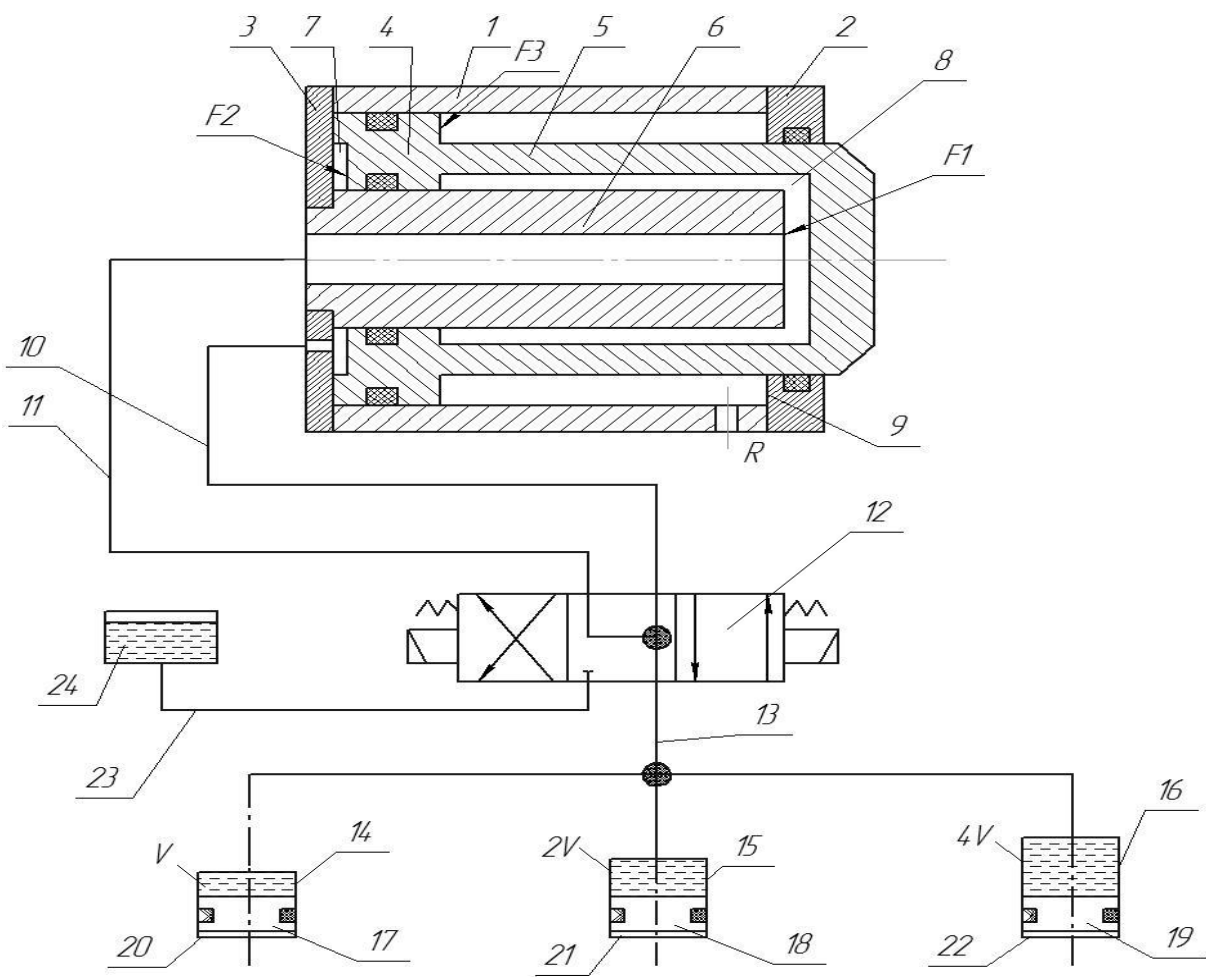
Комбінований цифровий привід містить циліндр з послідовно розміщеними поршнями обмежувачами відносного переміщення, гідравлічну міжпоршкову камеру перегородку з плунжером, розрядні об'ємні дозатори, які сполучені через дроселі з гідравлічною камерою зворотного руху вихідного штока

поршень з вихідним штоком і додатковий поршень зі штоком, який через осьовий циліндричний отвір, виконаний у задній кришці, виходить за її межі і кінематично з'єднаний з вихідним валом двигуна.

Недоліки:

1. Можливі незапрограмовані рухи вихідного штока при перемиканні розрядних поршнів.
2. Відсутня компенсація втрат рідини, що понижає точність позиціонування вихідного штока.

На рис.1.17 показаний «Багатопозиційний привід»,МПК(2011.01) F15B



7/00 №UA 65476

Рис.1.17 Багатопозиційний привід

Багатопозиційний привід містить циліндр з передньою і задньою кришками, в якому розміщені поршень зі штоком з утворенням робочої і штокової камер і дозатори з гідравлічними і робочими камерами. У поршні зі штоком виконана осьова циліндрична розточка, в якій розміщений плунжер, закріплений на задній кришці з утворенням плунжерної і поршневої камер, які каналами живлення з'єднані з вихідними каналами трипозиційного чотирилінійного гідравлічного розподільника, вхідний канал якого з'єднаний з гідравлічними камерами дозаторів, а зливний канал — з гідравлічною ємкістю.

Недоліки:

1. Можливі незапрограмовані рухи вихідного штока при перемиканні розрядних поршнів.
2. Відсутня можливість регулювання швидкості руху вихідного штока і його гальмування при підході до заданої позиції.

На рис.1.18 показаний «Багатопозиційний пневмо-електричний привод», МПК(2011.01) F15B 11/02 № UA 73494

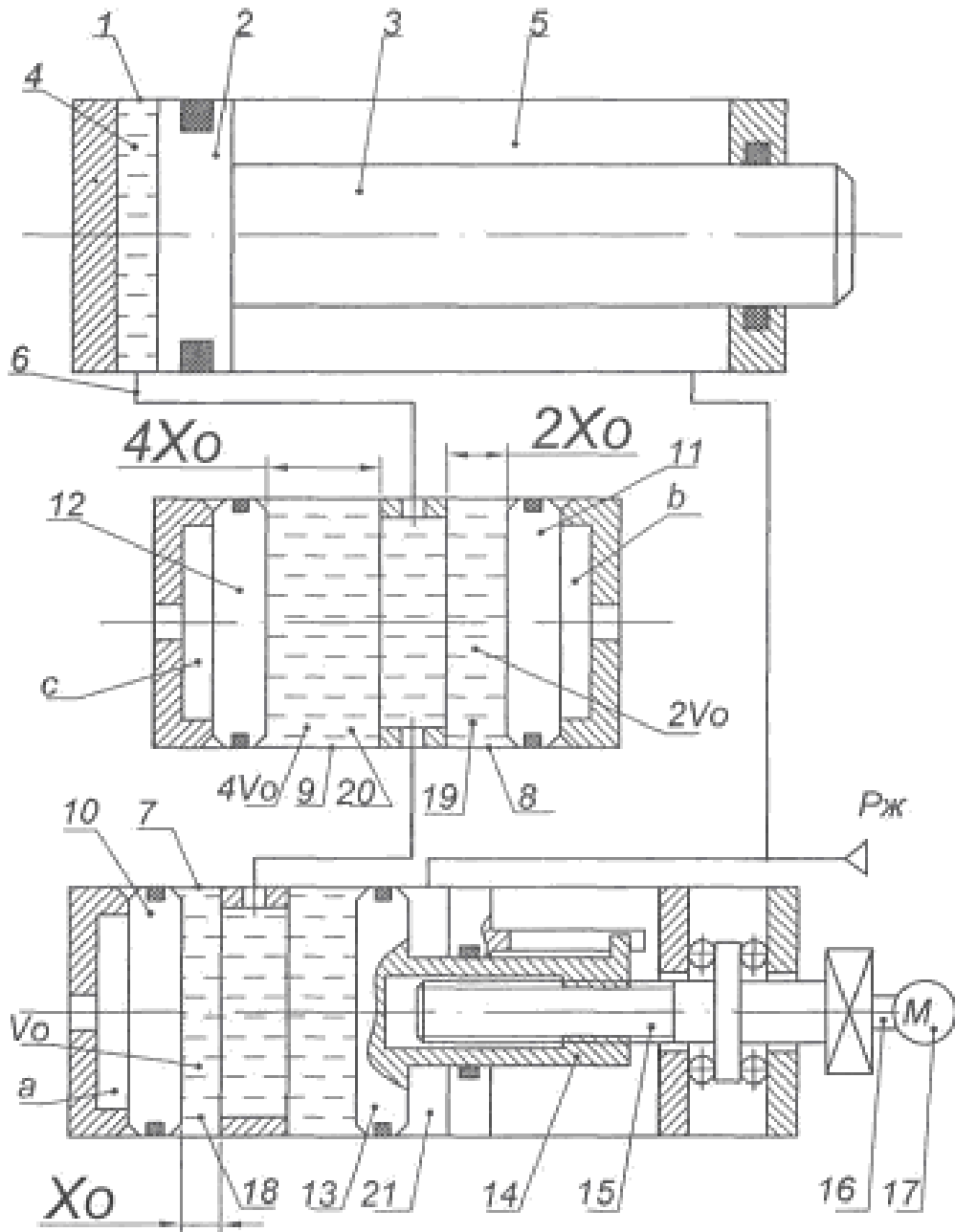


Рис.1.18 Пневмогідрравлічний цифровий привод

Принцип дії. Багатопозиційний пневмоелектричний привод містить циліндр, в якому з утворенням поршневої і штокової порожнин розміщений поршень з вихідним штоком і додатковий поршень зі штоком, кінематично сполученим з валом електричного крокового двигуна, та гідрравлічні об'ємні

дозатори. Додатковий поршень зі штоком з утворенням гідравлічної та компенсуючої порожнин розміщений з можливістю поступального руху в одному із циліндрів гідравлічного дозатора.

Недоліком цього приводу є те, що величина переміщення вихідного штока визначається тільки опрацюванням керуючих сигналів, які подаються на гідравлічні об'ємні дозатори та на електричний кроковий двигун. Збільшення кількості об'ємних гідравлічних дозаторів призводить до ускладнення конструкції приводу і збільшення втрат рідини в рухомих з'єднаннях дозаторів, що в свою чергу знижує точність позиціонування вихідного штока в результаті чого обмежується область застосування таких приводів.

На рис.1.19 показаний «Багатопозиційний привод»,МПК(2009) F15B 7/00 №UA 90383

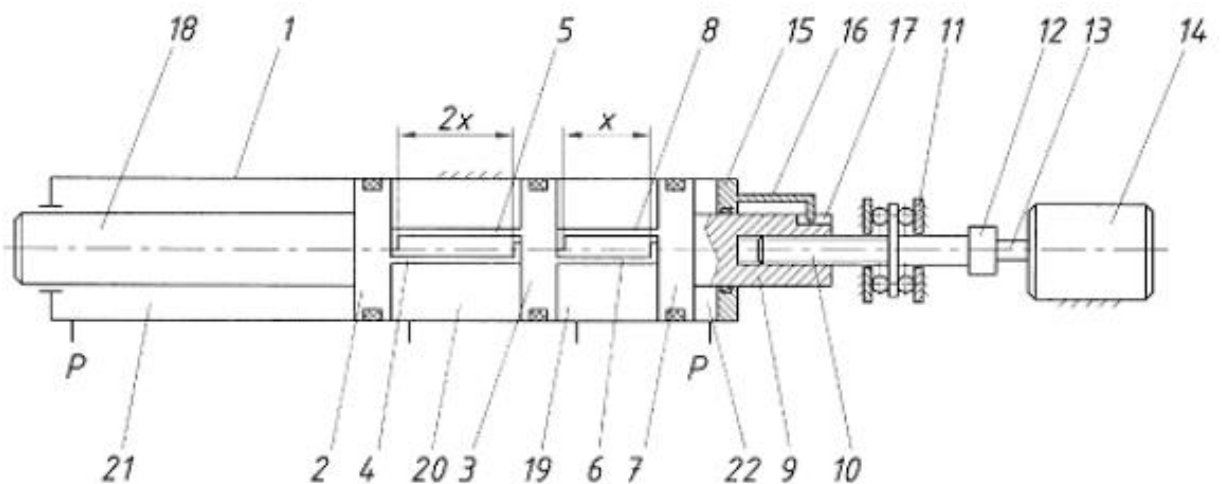


Рис.1.19 Багатопозиційний привод

Привод містить циліндр з вихідним штоком, передню і задню кришки, в якому послідовно розміщено поршні з обмежувачами відносного переміщення, що утворюють розрядні порожнини і порожнину зворотнього руху поршнів з каналами живлення.

Недоліки:

1. Можливі незапрограмовані рухи вихідного штока при перемиканні розрядних поршнів.

2. Значний осьовий габаритний розмір.

На рис.1.20 показаний «Багатопозиційний привод», МПК(2011.01) F15B 7/00 №UA 63780

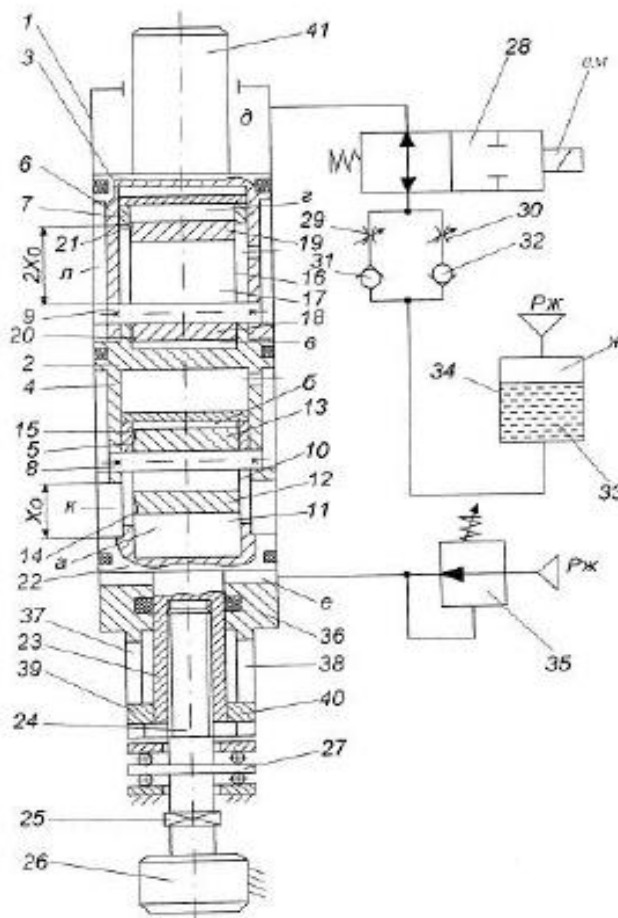


Рис.1.20 Багатопозиційний привод

Привод містить циліндр з вихідним штоком, в якому послідовно з утворенням розрядних, додаткової компенсуючої і штокової порожнин з каналами живлення розміщені розрядні поршні з обмежувачами відносного

переміщення, виконаними у вигляді концентрично розміщених хвостовиків з гальмуючими поршнями і кроковий двигун, вихідний вал якого кінематично сполучений зі штоком поршня молодшого розряду.

Недоліки:

1. Значний осьовий габаритний розмір.
2. Складна конструкція.

На рис.1.21 показаний «Багатопозиційний поворотний привід з цифровим керуванням», МПК(2006) F15B 7/00 №UA 35218

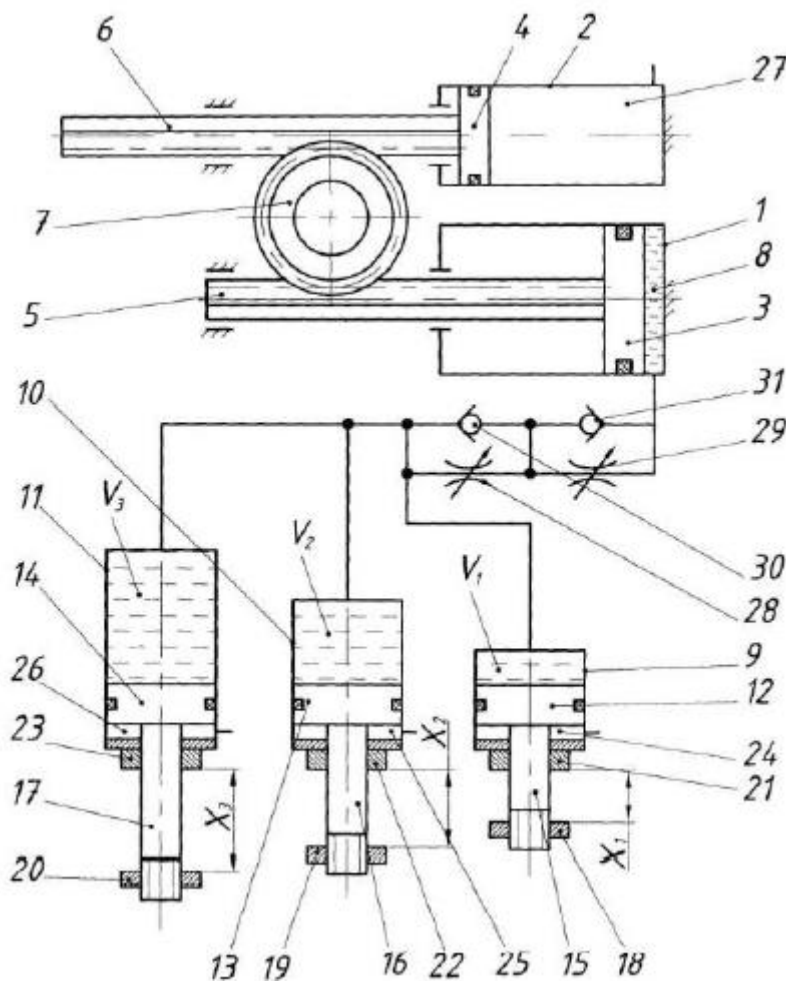


Рис.1.21 Багатопозиційний поворотний привід з цифровим керуванням

Привод містить циліндри повороту і зворотного повороту, поршні яких утворюють робочі камери і з'єднані із зубчастими рейками, що зчіплюються

із вихідною шестернею, гідравлічні дозатори, з розміщеними в них поршнями з утворенням робочих і гідравлічних камер.

Недоліки:

1. Відсутня компенсація витрат рідини в рухомих з'єднаннях.
2. При перемиканні розрядних камер можливі незапрограмовані повороти вихідної ланки (шестерні).

На рис.1.22 показаний «Багатопозиційний комбінований привод», заявка № u201407643

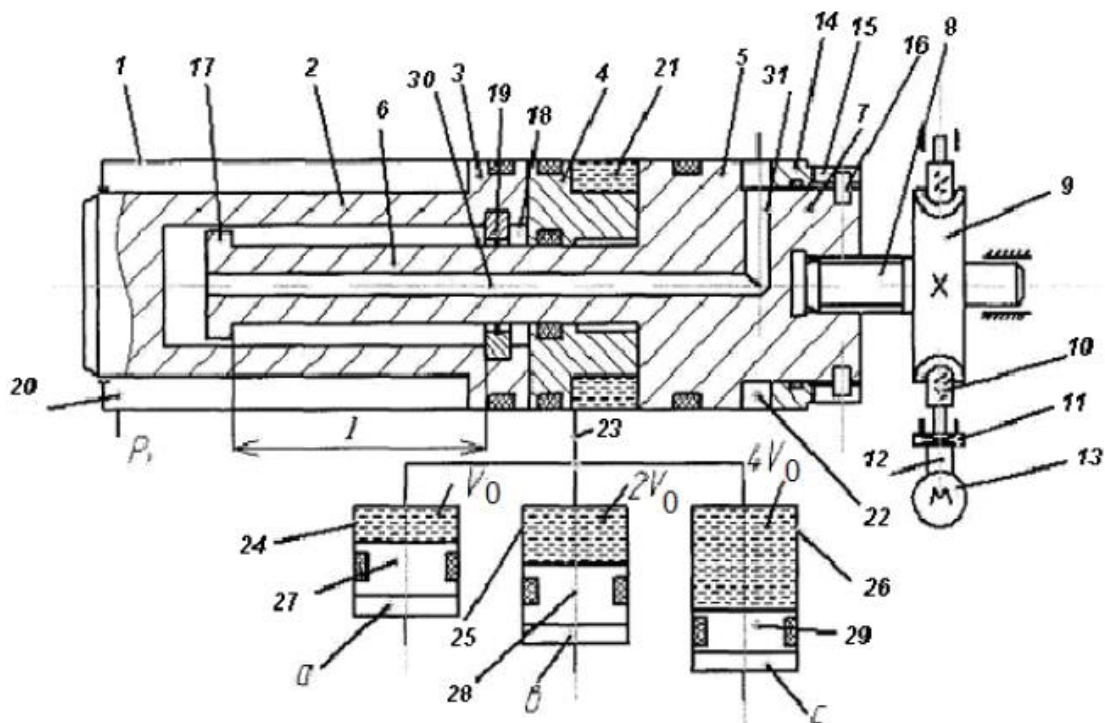


Рис.1.22 Багатопозиційний комбінований привод

Привод містить циліндр з передньою і задньою кришками, в якому з утворенням штокової та сполученої з гідравлічними порожнинами дозаторів міжпоршневої порожнини і компенсаційною порожнини, розміщені в циліндрі поршень з вихідним штоком і додатковий поршень зі штоком, який

через осьовий циліндричний отвір, виконаний у задній кришці, виходить за її межі і кінематично з'єднаний з вихідним валом крокового двигуна.

Недоліком такого приводу є те, що послідовне розміщення у виконавчому циліндрі поршня з вихідним штоком, проміжного поршня, додаткового поршня з хвостовиком з яким кінематично через гвинтову пару з'єднаний вихідний вал електричного крокового двигуна обумовлює складність конструкції і значний осьовий габаритний розмір. Складність конструкції обумовлюється також і розміщенням компенсаційної камери у виконавчому циліндрі. Крім того неможливо одночасно подавати сигнали керування на електричний кроковий двигун, та на об'єднані гідравлічні дозатори, а також подавати тиск живлення в пневматичну додаткову камеру. Недоліком також є те що необхідно подавати тиск живлення в пневматичну додаткову камеру і тільки після переміщення вихідного штока на величину l , подають керуючі сигнали на об'ємні дозатори і на кроковий двигун, що значно ускладнює систему керування і обмежує область застосування.

Висновки

Таким чином проведений аналіз приводів з цифровим керуванням дозволяє констатувати, що поряд з перевагами такі ЦП мають і суттєві недоліки, які обмежують їх застосування в якості виконавчих пристроїв металорізальних верстатів, промислових роботів та інших пристроях автоматики.

2. Обґрунтування вибору конструкції руки промислового робота

Проблемі створення та дослідження багатопозиційних пневматичних, гідравлічних та комбінованих приводів з цифровим керуванням присвячено чимало наукових праць. В цих роботах в основному розглядаються цифрові приводи побудовані на базі двопозиційних двигунів [1]. Такі приводи виконані або у вигляді послідовно розміщених розрядних поршнів у циліндрі, або у вигляді послідовно закріплених розрядних циліндрів. Цифрові приводи з послідовно розміщеними поршнями у циліндрі характеризуються значним осьовим габаритним розміром і залежністю статичного зусилля від числа розрядів (поршнів). Цифрові приводи з послідовним розміщенням циліндрів характеризуються низькою поперечною жорсткістю і рухомими (гнучкими) трубопроводами живлення розрядних порожнин. В роботах [2, 3] розглянуті конструкції електропневматичних та електрогідравлічних багатопозиційних приводів, які характеризуються високою роздільною здатністю і зменшеним осьовим габаритним розміром. Недоліком цих приводів є те, що у них відсутня можливість регулювання швидкості руху вихідної ланки як в прямому, так і в зворотному напрямку.

Багатопозиційні приводи з цифровим керуванням призначені для перетворення інформації двійкового коду у поступальне або обертальне переміщення вихідної ланки (штока або вала).

На рис.2.1. приведена принципова схема цифрового приводу (ЦП) з послідовно розміщеними розрядними поршнями в циліндрі [1]

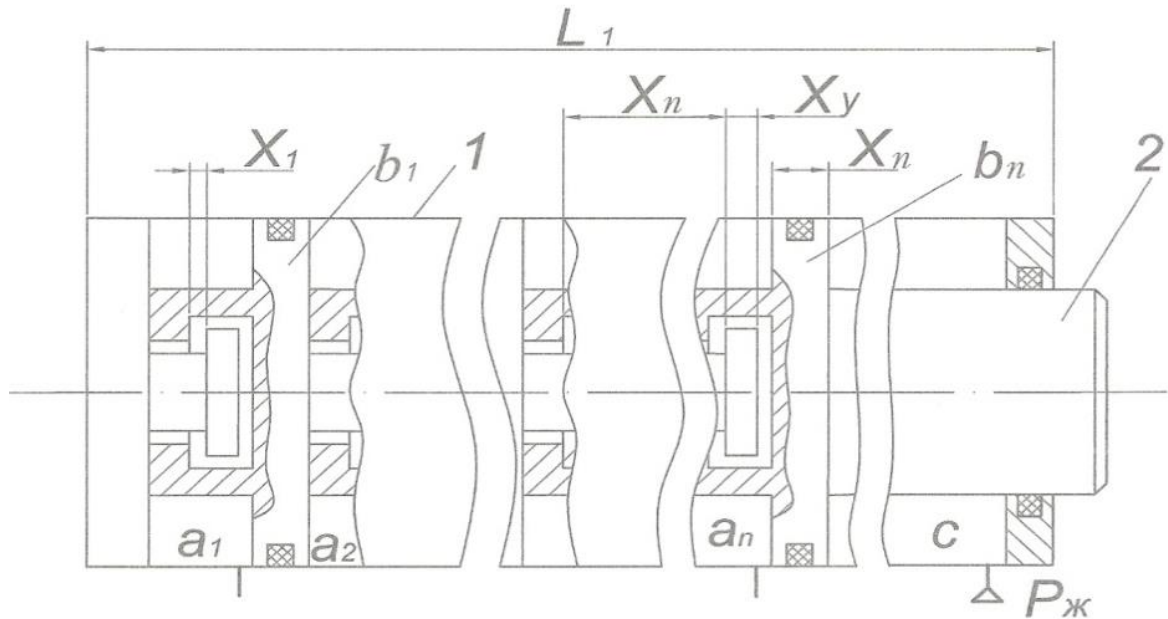


Рис.2.1. Цифровий привод з послідовно розміщеними поршнями в циліндрі

Такий ЦП складається із циліндра 1, в корпусі якого послідовно розміщено n розрядних поршнів $b_1 \dots b_n$ з ходами, величини яких визначаються залежністю $X_i = X_0 \cdot 2^{i-1}$, де X_0 – дискретність приводу, а i – порядковий номер розрядного поршня, який приймає значення від 1 до n , де n – число поршнів (розрядів). Поршень старшого розряду b_n з'єднаний з вихідним штоком 2. Розрядні поршні $b_1 \dots b_n$ утворюють розрядні порожнини $a_1 \dots a_n$, де i – порядковий номер розрядної порожнини, а n – число розрядних порожнин. Поршень старшого розряду b_n і шток 2 утворюють порожнину зворотного руху c , до якої підводиться постійно тиск живлення $P_{ж}$. Величина ефективної площі поршня b_n зі сторони порожнини (штокової) c в два рази менша ефективної площі поршня b_n зі сторони порожнини a_n , тобто $F_{ш} = \frac{1}{2} F_{п}$, де $F_{ш}$ – площа поршня зі сторони порожнини c ; $F_{п}$ – площа поршня зі сторони порожнини a_n . Таке співвідношення площ

при однаковому тиску, що подається в робочі порожнини, забезпечує однакове зусилля приводу як при русі вперед, так і при русі назад.

Кількість позицій такого приводу визначається за формулою [1]

$$N_1 = 2^n$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока 2

$$X_{max.1} = X_0(2^n - 1) = X_0(N_1 - 1) \quad (1)$$

Величина переміщення i – го розрядного поршня визначається за формулою

$$X_i = X_0 \cdot 2^{i-1}$$

Габаритний осьовий розмір циліндра цифрового приводу з послідовно розміщеними поршнями визначається за формулою [1]

$$L_1 \approx 3X_{max} \approx 3 \cdot X_0(2^n - 1). \quad (2)$$

Статичне зусилля приводу визначається за формулою

$$P_{ст,1} = \frac{\pi}{8} D_{п}^2 \cdot P_{ж} - n \cdot P_{Т.п} - P_{Т.ш} \quad (3)$$

де $D_{п}$ – діаметр поршня; $P_{Т.п}$ – сила тертя розрядного поршня; $P_{Т.ш}$ – сила тертя штока.

Аналіз залежностей (1), (2) і (3) показує, що максимальна величина переміщення вихідного штока, осьовий габаритний розмір циліндра і статичне зусилля залежать від числа розрядів ЦП.

На рис.2.2. показаний цифровий привод з послідовно розміщеними поршнями і гідравлічними дозаторами [2].

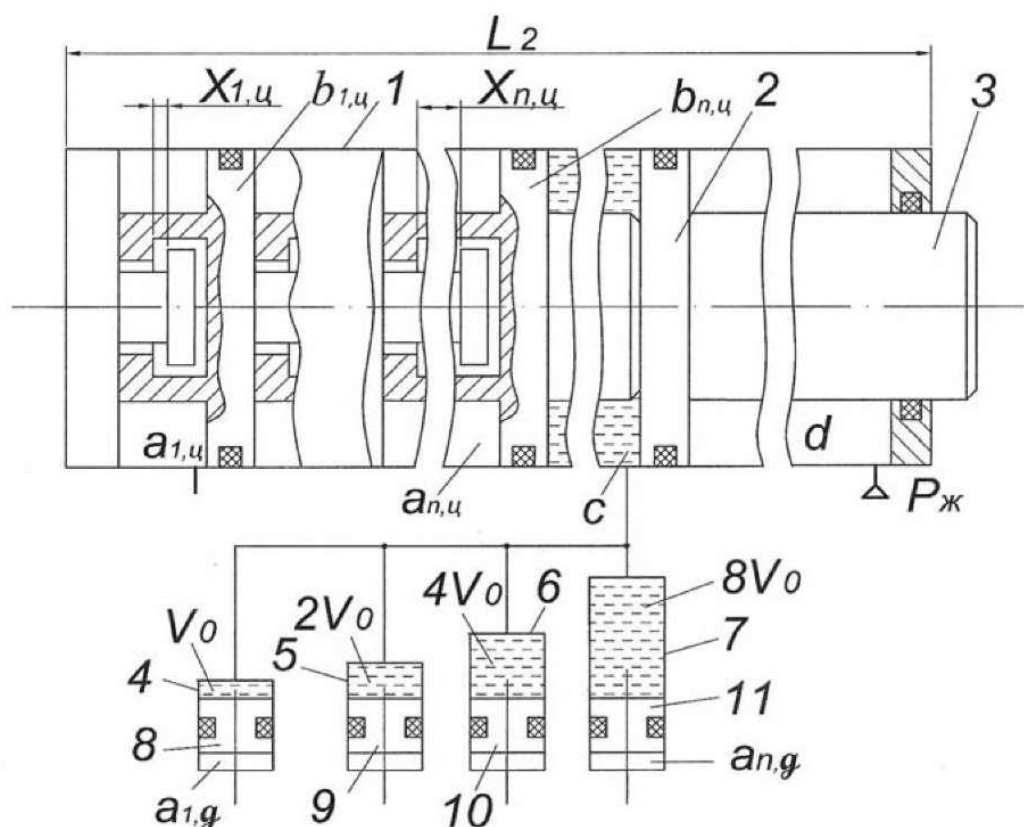


Рис.2.2. Цифровий привод з послідовно розміщеними поршнями в циліндрі і гідравлічними дозаторами

Такий цифровий привод складається з циліндра 1, в якому послідовно розміщені розрядні поршні $b_{1,ц} \dots b_{n,ц}$ з ходами $X_{1,ц} \dots X_{n,ц}$, величини яких визначаються залежністю

$$X_{i,ц} = X_0 \cdot 2^{i-1}$$

Розрядні поршні утворюють розрядні порожнини $a_{1,ц} \dots a_{n,ц}$, штокову порожнину d і додаткову порожнину c , яка сполучена з гідравлічними порожнинами дозаторів 4, 5, 6 і 7 з об'ємами, відповідно рівними $V_0, 2V_0, 4V_0$ і $8V_0$. В циліндрах дозаторів розміщені поршні 8, 9, 10 і 11, які утворюють розрядні пневматичні порожнини $a_{1,г} \dots a_{n,г}$.

Для спрощення приймаємо, що діаметр поршнів дозаторів дорівнює діаметру поршня 2, тобто $D_{п} = D_{г}$.

Кількість позицій вихідного штока такого приводу визначається за формулою

$$N_2 = 2^{(n_{ц}+n_{г})} = 2^n,$$

де $n_{ц2}$ і $n_{г2}$ - відповідно, число розрядних поршнів, розміщених в циліндрі 1 і кількість дозаторів; n – число розрядів приводу.

Максимальна величина переміщення вихідного штока

$$X_{max.2} = X_0 \left(2^{(n_{ц2}+n_{г2})} - 1 \right)$$

Величина переміщення i – го розрядного поршня, що розміщені як у циліндрі 1, так і в циліндрах об'ємних дозаторів визначаються однією і тією ж залежністю

$$X_i = X_0 \cdot 2^{i-1}.$$

Порядковий номер дозатора молодшого розряду мусить бути на одиницю більшим порядкового номера поршня старшого розряду, який розміщений в циліндрі 1. Наприклад, якщо порядковий номер поршня старшого розряду, який розміщений в циліндрі 1 дорівнює 6, то порядковий номер дозатора молодшого розряду буде дорівнювати $6 + 1 = 7$. Якщо діаметри поршнів циліндра і дозаторів нерівні, в цьому випадку переміщення i – го поршня дозатора необхідно помножити на $\frac{D_n}{D_g}$.

Габаритний осьовий розмір циліндра з послідовно розміщеними поршнями і гідродозаторами визначається залежністю [2]

$$L_2 \approx X_0(2^n - 1) + (n - n_g)(\Delta X_{\Pi} + 2\Delta X_y) + 2X_0(2^{(n-n_g)} - 1) =$$

$$= X_0(2^n + 2 \cdot 2^{(n-n_g)} - 3) + (n - n_g)(\Delta X_{\Pi} + 2\Delta X_y) \quad (4)$$

де ΔX_{Π} - довжина поршня; ΔX_y - довжина упора.

Статичне зусилля приводу

$$P_{ст,2} = \frac{\pi}{8} D_{\Pi}^2 \cdot P_{ж} - 2(n_2 - n_{g2}) \cdot P_{Т,п} - P_{Т,ш} \quad (5)$$

Аналіз залежностей (4) і (5) показує, що із збільшенням кількості розрядів дозатора n_g осьовий габаритний розмір циліндра зменшується, а статичне зусилля збільшується. Максимальне зусилля і мінімальна довжина циліндра будуть мати значення при $n_g = n$.

На рис.2.3. Показаний електропневматичний ЦП з електричним кроковим двигуном і послідовно розміщеними розрядними поршнями в циліндрі [3]

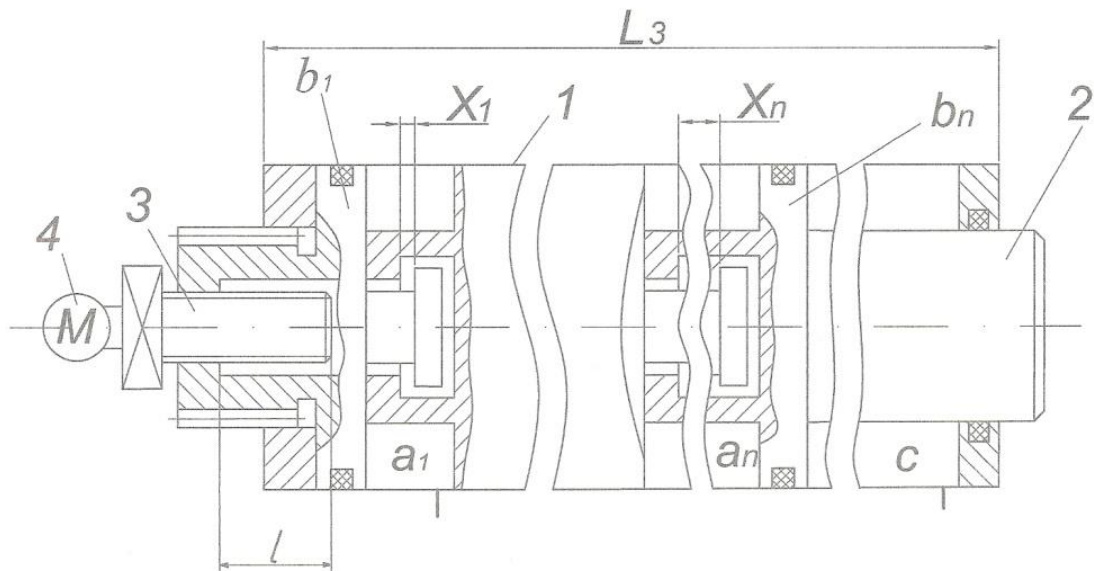


Рис.2.3. Електропневматичний цифровий привод з електричним кроковим двигуном і послідовно розміщеними розрядними поршнями в циліндрі

Такий привод складається із пневматичного циліндра 1, в якому послідовно розміщені розрядні поршні $b_1 \dots b_n$ з величинами відносного переміщення, які визначаються залежністю

$$X_i = X_0 \cdot 2^{i-1}$$

Поршень b_n старшого розряду з'єднаний з вихідним штоком 2, а поршень молодшого розряду b_1 кінематично через гвинт 3 гвинтової пари з'єднаний з вихідним валом електричного крокового двигуна 4. Розрядні поршні $b_1 \dots b_n$ утворюють розрядні порожнини $a_1 \dots a_n$ і порожнину зворотного руху c .

Кількість позицій вихідного штока 2 такого приводу визначаються залежністю [4]

$$N_3 = \frac{360^\circ}{\Delta\varphi \cdot t} \cdot X_0 \cdot 2^{n_{ц.г.3}} - 1$$

де $\Delta\varphi$ – дискретність електричного крокового двигуна; t – крок гвинта 3; X_0 – дискретність цифрового пневматичного двигуна; $n_{ц.г.3}$ – число розрядів пневматичного цифрового двигуна.

Максимальна величина переміщення вихідного штока 2 [4]

$$X_{max.3} = 2^{n_{ц.г.3}} \cdot X_0 - \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t.$$

Осьовий габаритний розмір циліндра електропневматичного ЦП

$$L_3 = 2X_0(2^{n_{ц.г.}} - 1) + l + n_{ц.г.}(\Delta X_{п} + 2\Delta X_{у}), \quad (6)$$

де l – довжина робочої частини гвинта 3.

$$L_3 = 2X_0 \cdot 2^{n_{ц.г.3}} - X + n_{ц.г.3}(\Delta X_{п} + 2\Delta X_{у}),$$

Статичне зусилля приводу

$$P_{ст,3} = \frac{\pi}{8} D_{п}^2 \cdot P_{ж} - n_{ц,г,з} \cdot P_{Т,п} - P_{Т,ш} . \quad (7)$$

Із залежностей (6) і (7) випливає, що із збільшенням числа розрядів $n_{ц,г,з}$ габаритний розмір збільшується і зменшується статичне зусилля цифрового приводу.

На рис. 2.4. показана схема пневмоелектричного цифрового приводу з гідравлічним дозатором.[4]

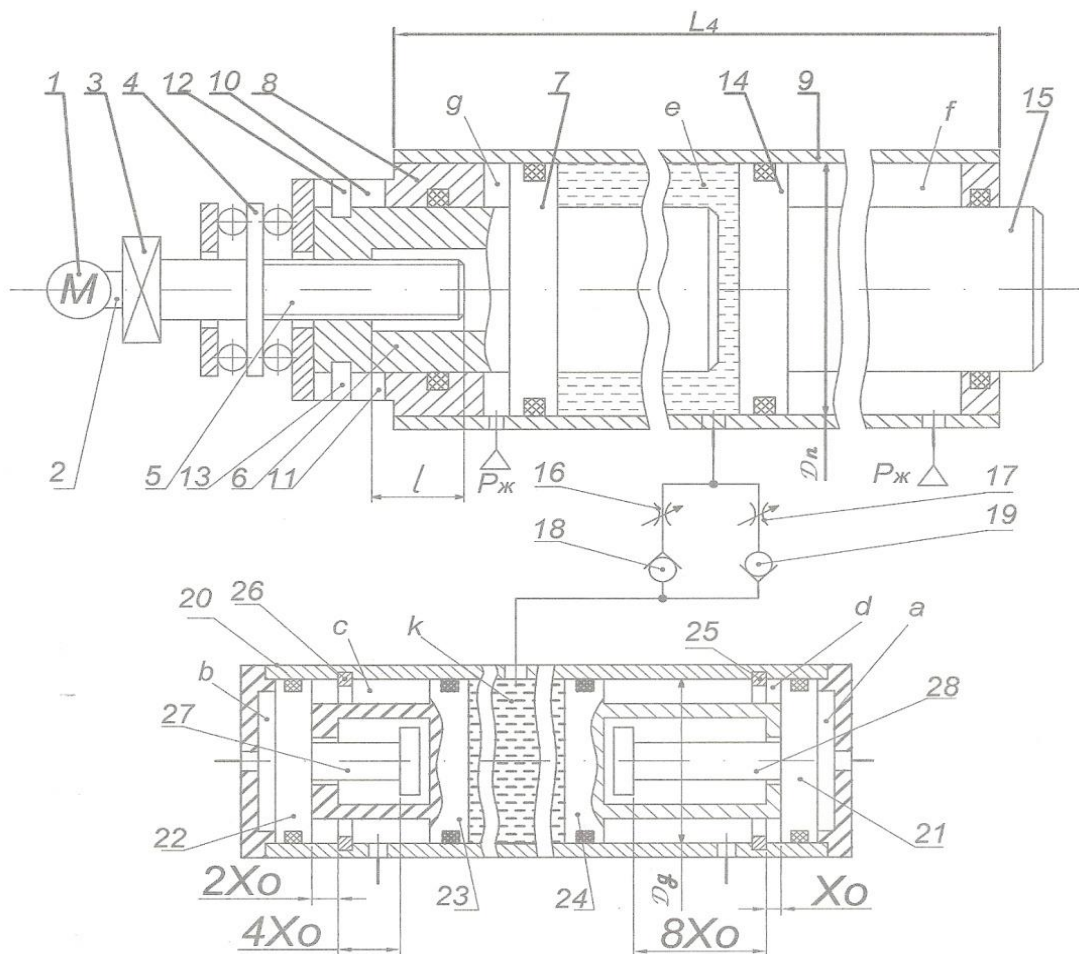


Рис.2.4. Пневмоелектричний цифровий привод з гідравлічним дозатором

Привод складається з електричного крокового двигуна 1, вихідний вал 2 якого через муфту 3, упорний підшипник 4 і гвинт 5 кінематично з'єднаний

зі штоком 6 поршня 7. Шток 6 спряжений рухомо з кришкою 8, закріпленою на торці пневматичного циліндра 9. В кришці 8 виконані поздовжні пази 10 і 11, в яких рухомо розміщені шпонки 12, 13, закріплені на штоці 6. Кришка 8 і поршень 7 утворюють порожнину g . В циліндрі 9 розміщений поршень 14 зі штоком 15, які утворюють порожнини e і f . До порожнин g і f постійно підводиться тиск живлення, а порожнина e через дроселі 16, 17 і зворотні клапани 18, 19 сполучена з порожниною k гідравлічного об'ємного дозатора 20. В циліндрі об'ємного дозатора 20 розміщені розрядні поршні 21, 22, 23 і 24 з обмежувачами переміщень 25, 26, 27, 28 і величинами переміщення, відповідно рівними: X_0 ; $2X_0$; $4X_0$ і $8X_0$. Розрядні поршні 21, 22, 23 і 24 утворюють розрядні порожнини, відповідно a , b , c і d .

Принцип дії пневмоелектричного цифрового приводу з гідравлічним дозатором полягає в наступному. У вихідному положенні електричний кроковий двигун 1 знеструмлений, тиск живлення одночасно підведений до порожнин g і f . Під дією тиску у порожнині f поршень 14 з вихідним штоком 15 і розрядні поршні 21, 22, 23 і 24 займають вихідні положення. При подачі тиску живлення, наприклад, у порожнину a дозатора 20, що відповідає кодовій комбінації керуючих сигналів 0001 поршень 21 переміщається вліво на величину X_0 . При цьому об'єм рідини $V_0 = \frac{\pi D_{\varnothing}^2}{4} \cdot X_0$ із порожнини k через зворотний клапан 19, дросель 17 поступає в порожнину e циліндра 9. Внаслідок цього поршень 14 з вихідним штоком 15 переміщуються вправо на величину $S_0 = \frac{V_0}{F_n} = \frac{D_{\varnothing}^2}{D_n^2} \cdot X_0$, де F_n - ефективна площа поршня 14 зі сторони порожнини e ; D_{\varnothing} - діаметр поршня 24 дозатора 20; D_n - діаметр поршня 14 циліндра 9. Комбінації керуючих сигналів 0010 (тиск живлення подається тільки у порожнину b) відповідає переміщення вихідного штока 15 на величину $2S_0 = \frac{D_{\varnothing}^2}{D_n^2} \cdot 2X_0$. Комбінації керуючих

сигналів 0011(тиск живлення одночасно подається у порожнини a і b) відповідає переміщення вихідного штока 15 на величину $3S_0 = \frac{D_{\phi}^2}{D_n^2} \cdot 3X_0$.

Комбінації керуючих сигналів 1111(тиск живлення одночасно подається в розрядні порожнини a, b, c і d) відповідає переміщення вихідного штока 15 на величину $15S_0 = \frac{D_{\phi}^2}{D_n^2} \cdot 15X_0$ і т. д.

При опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів 0000 (розрядні порожнини a, b, c і d дозатора 20 з'єднуються з атмосферою) під дією постійно діючого тиску в порожнині f шток 15 і поршні 21, 22, 23 і 24 переміщуються у вихідні положення. При цьому швидкість руху поршня 14 зі штоком 15 регулюється дроселем 16. При переміщенні вихідного штока 15 вправо швидкість руху регулюється дроселем 17. Таким чином при опрацюванні кодових комбінацій керуючих сигналів гідравлічним дозатором забезпечується регулювання швидкості руху штока 15 як при прямому ході, так і в зворотному напрямку.

Максимальне число позицій вихідного штока 15 при опрацюванні комбінацій кодових сигналів дозатором 20 визначається залежністю

$$N_1 = 2^{n_{\phi}},$$

де n_{ϕ} - число розрядних поршнів (порожнин) гідравлічного дозатора.

Максимальна величина переміщення вихідного штока 15 при опрацюванні кодової комбінації гідравлічним дозатором нехтуючи втратами рідини у рухомих з'єднаннях приводу

$$S_{1,max} = S_0(2^{n_{\phi}} - 1) = \frac{D_{\phi}^2}{D_n^2} \cdot X_0 \cdot (2^{n_{\phi}} - 1).$$

При подачі керуючих імпульсів на електричний кроковий двигун 1 вихідний шток 15 переміщуються на величину

$$S_2 = \pm \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot m \cdot t,$$

де $\Delta\varphi$ - дискретність електричного крокового двигуна; m – кількість опрацьованих імпульсів; t – крок гвинта 5; знаку „ + ” відповідає переміщення штока 15 вправо, тобто коли гвинт 5 обертається за годинниковою стрілкою, а знаку „ - ” відповідає переміщення штока 15 вліво, тобто коли гвинт 5 обертається проти годинникової стрілки.

Максимальна величина переміщення вихідного штока 15 за рахунок опрацювання керуючих імпульсів кроковим двигуном

$$S_{2,max} = l = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot m_{max} \cdot t ,$$

де l – довжина робочої частини ходового гвинта 5; m_{max} - максимальна кількість імпульсів опрацьованих електричним кроковим двигуном.

Максимальне число керуючих імпульсів, що подається на обмотки електричного крокового двигуна

$$m_{max} = \frac{360^\circ}{\Delta\varphi} \cdot \frac{l}{t} .$$

Довжина робочої частини ходового гвинта 5 має бути або рівною дискретності X_0 , або більшою за неї, тобто $l \geq X_0$. При $l = X_0$

$$m_{max} = \frac{360^\circ}{\Delta\varphi} \cdot \frac{l}{t} = \frac{360^\circ}{\Delta\varphi} \cdot \frac{D_g^2}{D_n^2} \cdot \frac{S_0}{t} .$$

При одночасному опрацюванні керуючих імпульсів електричним кроковим двигуном 1 і комбінації керуючих сигналів, що подаються на гідравлічний дозатор переміщення вихідного штока 15 визначена за формулою

$$S = \sum_{i=1}^{i=n} S_{0,i} \pm S_2 = S_0 \sum_{i=1}^{i=n} b_i \cdot 2^{i-1} \pm S_2 = \frac{D_g^2}{D_n^2} \cdot X_0 \sum_{i=1}^{i=n} b_i \cdot 2^{i-1} \pm \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot m \cdot t$$

де b_i - значуща цифра, яка приймає значення - „1”, коли тиск живлення подається в i – ту порожнину дозатора і значення - „0”, коли i – та порожнина з’єднується з атмосферою.

Максимальна величина переміщення вихідного штока 15

$$\begin{aligned}
S_{max} &= S_{1,max} + S_{2,max} = \frac{D_g^2}{D_n^2} \cdot X_0 \cdot (2^{n_g} - 1) + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot m_{max} \cdot t = \\
&= \frac{D_g^2}{D_n^2} \cdot X_0 \cdot (2^{n_g} - 1) + l
\end{aligned} \tag{8}$$

Із залежності (8) випливає, що при $D_g = D_n$ формула приймає спрощений вигляд

$$S_{max} = (2^{n_g} - 1) \cdot X_0 + l \tag{9}$$

Аналіз залежності (9) дозволяє встановити, що величина переміщення вихідного штока 15 залежить як від числа розрядів дозатора і його дискретності, так і від довжини ходового гвинта l

Дискретність пневмогідролічного цифрового приводу визначається залежністю

$$\Delta S = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t .$$

Максимальна кількість позицій вихідного штока 15 цифрового приводу

$$N_{max4} = \frac{S_{max}}{\Delta S} = \frac{[(2^{n_g} - 1) \cdot X_0 + l] \cdot 360^\circ}{\Delta\varphi \cdot t} .$$

Мінімальне статичне зусилля приводу буде в такому випадку, коли тиск живлення $P_{ж}$ подається у порожнину a дозатора 20 (або у порожнину b). В цьому випадку статичне зусилля приводу визначається залежністю

$$\begin{aligned}
P_{ст} &= P_{ж} \cdot \frac{\pi D_n^2}{4} - P_{ж} \cdot \frac{\pi d^2}{4} - P_{Т,24} - P_{Т,21} - P_{Т,14} - P_{Т,ш} = \\
&= P_{ж} \cdot \frac{\pi}{4} (D_n^2 - d^2) - P_{Т,24} - P_{Т,21} - P_{Т,14} - P_{Т,ш} ,
\end{aligned} \tag{10}$$

де $P_{Т,24}, P_{Т,21}, P_{Т,14}$ і $P_{Т,ш}$ – відповідно сили тертя поршнів 24, 21, 14 і штока 15; d - діаметр штока 15; $P_{ж}$ - тиск живлення, який підводиться до порожнини a .

Для спрощення залежності (10) приймаємо, що $d^2 = \frac{1}{2} D_n^2$, $P_{Т,24} = P_{Т,21} = P_{Т,14} = P_{Т,п}$, тоді

$$P_{ст} = \frac{\pi}{8} \cdot D_n^2 \cdot P_{ж} - 3P_{Т,п} - P_{Т,ш} ,$$

де $P_{T,n} = \pi \cdot D_n \cdot S_n \cdot P_{ж} \cdot \mu_T \cdot K_n$; $P_{T,ш} = \pi \cdot d_{ш} \cdot S_{ш} \cdot P_{ж} \cdot \mu_T \cdot K_{ш}$; μ_T - коефіцієнт тертя; S_n і $S_{ш}$ – ширина манжет ущільнень поршня і штока; K_n і $K_{ш}$ - відповідно кількість ущільнень поршня і штока.

Довжина циліндра 9 дорівнює

$$L_{ц} = S_{max} + l + X_n + X_k ,$$

де X_n і X_k - відповідно довжини поршнів і кришок.

Приклад порівняння характеристик багатопозиційних приводів з цифровим керуванням, що розглянуті і приведені на рис. 1, 2, 3 і 4. Для порівняння їх характеристик прийmemo такі значення вихідних параметрів:

- $\Delta X = 0,01$ мм;
- величина максимального переміщення вихідного штока – $X_{max} = 655,35$ мм;
- діаметр поршня – $D_n = 60$ мм;
- діаметр поршня дозатора – $D_{\phi} = 60$ мм;
- довжина гвинта – $l = X_0 = 40,96$ мм;

I. Визначимо число розрядів n_1 , максимальну довжину циліндра L_1 і статичне зусилля $P_{ст}$ цифрового приводу за рис. 1.

- число розрядів - $n_1 = \frac{\ln\left(\frac{X_{max}}{\Delta X} + 1\right)}{\ln 2} = \frac{\ln\left(\frac{655,35}{0,01} + 1\right)}{\ln 2} = 16$;
- довжина циліндра – $L_1 \approx 3 \cdot \Delta X (2^{n_1} - 1) = 3 \cdot 0,01 (2^{16} - 1) = 1966,05$ (мм);
- статичне зусилля - $P_{1,ст} = \frac{\pi}{8} \cdot D_n^2 \cdot P_{ж} - n_1 P_{T,n} - P_{T,ш} = \frac{\pi}{8} \cdot 0,06^2 \cdot 0,6 \times 10^6 - 16 \cdot 50 - 30 = 17,8$ (Н).

II. Визначимо аналогічні параметри цифрового приводу з послідовно розміщеними поршнями в циліндрі і гідравлічними дозаторами (Рис. 2)

- число розрядів - $n_2 = \frac{\ln\left(\frac{X_{max}}{\Delta X} + 1\right)}{\ln 2} = \frac{\ln\left(\frac{655,35}{0,01} + 1\right)}{\ln 2} = 16$;

- довжина циліндра - $L_2 = \Delta X \left(2^{n_2} + 2^{(n_2 - n_{\varphi 2})} - 3 \right) + (n_2 - n_{\varphi 2})(X_n + 2X_y) = 0,01(2^{16} + 2 \cdot 2^{(16-4)} - 3) + (16 - 4)(20 + 2 \cdot 4) = 1073,25 \text{ (мм)}$;
- статичне зусилля - $P_{\text{ст}2} = \frac{\pi}{8} \cdot D_n^2 \cdot P_{\text{ж}} - 2(n_2 - n_{\varphi 2}) \cdot P_{\text{T},n} - P_{\text{T},\text{ш}} = \frac{\pi}{8} \times 0,06^2 \cdot 0,6 \cdot 10^6 - 2(16 - 4) \cdot 50 - 30 = 183 \text{ (Н)}$.

III. Параметри електропневматичного цифрового приводу з електричним кроковим двигуном і послідовно розміщеними розрядними поршнями в циліндрі (Рис. 3)

- число розрядів - $n_{\text{ц},\varphi,3} = \frac{\ln\left(\frac{X_{\text{max}} - X_0}{X_0} + 1\right)}{\ln 2} = \frac{\ln\left(\frac{655,35 - 40,96}{40,96} + 1\right)}{\ln 2} = 4$;
- довжина циліндра - $L_3 = X_0(2 \cdot 2^{n_{\text{ц},\varphi,3}} - 1) + n_{\text{ц},\varphi,3}(X_n + 2X_y) = 40,96(2 \cdot 2^4 - 1) + 4(20 + 2 \cdot 4) = 1461,76 \text{ (мм)}$;
- статичне зусилля - $P_{3,\text{ст}} = \frac{\pi}{8} \cdot D_n^2 \cdot P_{\text{ж}} - n_{\text{ц},\varphi,3} P_{\text{T},n} - P_{\text{T},\text{ш}} = \frac{\pi}{8} \cdot 0,06^2 \cdot 0,6 \times 10^6 - 4 \cdot 50 - 30 = 380,8 \text{ (Н)}$.

IV. Параметри пневмоелектричного цифрового приводу з гідравлічними дозаторами (Рис. 4).

- число розрядів - $n_{\varphi} = \frac{\ln\left(\frac{X_{\text{max}} - X_0}{X_0} + 1\right)}{\ln 2} = \frac{\ln\left(\frac{655,35 - 40,96}{40,96} + 1\right)}{\ln 2} = 4$;
- довжина циліндра - $L_4 = X_0(2^{n_{\varphi}} - 1) + l + X_n = 40,96(2^4 - 1) + 20 + 40,96 = 675,36 \text{ (мм)}$;
- статичне зусилля - $P_{4,\text{ст}} = \frac{\pi}{8} \cdot D_n^2 \cdot P_{\text{ж}} - 3P_{\text{T},n} - P_{\text{T},\text{ш}} = \frac{\pi}{8} \cdot 0,06^2 \cdot 0,6 \times 10^6 - 3 \cdot 50 - 30 = 667,8 \text{ (Н)}$.

Висновки

Проведений аналіз різноманітних конструкцій багатопозиційних приводів з цифровим керуванням показав, що при одній і тій же

дискретності і максимальному переміщенні вихідного штока приводи мають різні значення як осьового габаритного розміру циліндра, так і статичного зусилля. Найбільше статичне зусилля і найменший осьовий розмір циліндра має пневмоелектричний ЦП з гідравлічними дозаторами. Цифровий привод з послідовно розміщеними поршнями в циліндрі має найменше статичне зусилля і найбільшу довжину циліндра.

3. Розробка структурної схеми пневмоелектричного ЦП з корегуючими пристроями

Створення перших гідравлічних та пневматичних цифрових приводів припадає приблизно на шістдесяті роки 20-го століття. Так в 1961 р. з'явилась одна із перших інформацій в журналі "Вопросы ракетной техники" про створення десятирозрядного гідравлічного цифрового приводу з дискретністю 0,125 мм, який використовувався в пристроях наведення ракет. Подальший розвиток у створенні різноманітних багатопозиційних приводів обумовлений успіхами в розробці мікропроцесорної та комп'ютерної техніки. Поєднання можливостей мікропроцесорної техніки з можливостями пневматичних цифрових приводів обумовило створення різноманітних виконавчих пристроїв як у верстатобудуванні, так і в робототехніці. Але поряд з безперечними перевагами цифрових приводів, які здатні перетворювати інформацію у вигляді двійкового коду в поступальне або обертове переміщення вихідної ланки, вони мають і суттєві недоліки. До основних недоліків пневматичних цифрових приводів можна віднести значні осьові габаритні розміри, залежність ККД від розрядності, складність забезпечення заданого закону руху вихідного штока. На теперішній час ще недостатньо досліджена, як статика так і динаміка різних конструкцій пневматичних та гідравлічних цифрових приводів. Проведення

повномасштабних досліджень пневматичних цифрових приводів дасть можливість значно розширити область їх застосування в пристроях автоматики. Тому подальші дослідження і створення новітніх приводів з цифровим керуванням є актуальною проблемою, вирішення якої дасть можливість створювати надійні, економічні з широкими функціональними можливостями виконавчі пристрої. При цьому особливої уваги заслуговують пневмоелектричні цифрові приводи. Поєднання швидкодіючих пневматичних цифрових двигунів і електричних крокових двигунів дає можливість створювати цифрові приводи з дискретністю до 0,01 мм і менше, числом позицій до 200 тис. і більше, величиною переміщення вихідної ланки до 1000 мм і необмеженим кутом повороту з заданою дискретністю.

На кафедрі КВ та М НТУУ “КПІ” розроблено і запатентовано ряд сучасних багатопозиційних приводів із цифровим керуванням, які можуть застосовуватися у зварювальному виробництві, у пристроях перекриття газових і нафтових трубопроводів, в якості приводів промислових роботів і метало- та деревообробних верстатів [1,2,3].

На рис. 3.1 показана структурна схема пневмоелектричного цифрового приводу з направляючими і гальмуючими пристроями.

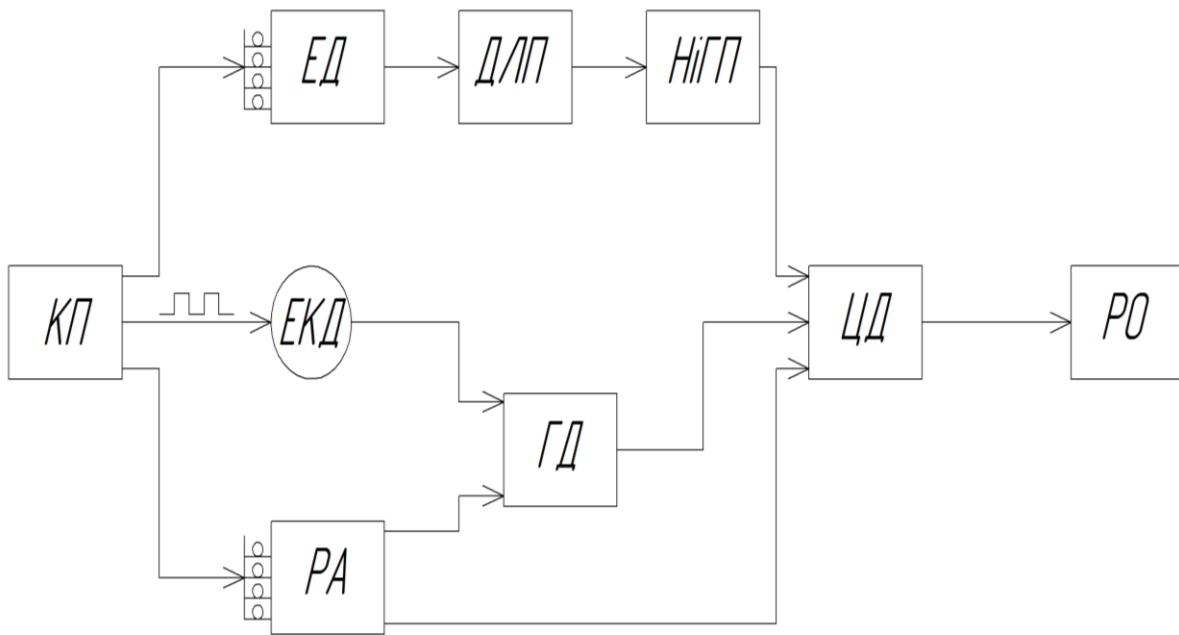


Рис. 3.1. Структурна схема пневмоелектричного цифрового приводу з об'ємними гідравлічними дозаторами та напрямним і гальмуючим пристроєм (ПЕЦП з НіГП).

Структурна схема ПЕЦП з об'ємними гідравлічними дозаторами і НіГП складається з :

КП - керуючий пристрій; ЕД - електричний дешифратор; ЕКД - електричний кроковий двигун; ГД - гідравлічний дозатор; РА - розподільча апаратура; ДЛП - датчик лінійного переміщення; НіГП - напрямний і гальмуючий пристрій; ЦД - цифровий двигун; РО - робочий орган.

Функціонування структурної схеми ПЕЦП з об'ємними гідравлічними дозаторами і НіГП полягає в наступному. Від керуючого пристрою КП інформація у вигляді двійкового коду поступає на блок розподільчої апаратури РА, на входні канали електричного дешифратора ЕД і в якості

послідовних імпульсів (унітарного коду) на електричний кроковий двигун ЕКД. Інформація від ЕКД і РА поступає на гідравлічний дозатор ГД, яким вона перетворюється на лінійне переміщення вихідної ланки робочого органа РО. Інформація від датчика лінійного переміщення ДЛП поступає на напрямний і гальмуючий пристрій НіГП . Інформація від НіГП, ГД і РА поступає на ЦД.

Інформація, що поступає на цифровий двигун (ЦД) визначає величину і напрямок переміщення робочого органу (РО). Інформація, яка поступає на ЦД від напрямного і гальмуючого пристрою (НіГП) забезпечує гальмування в кінці ходу вихідної ланки (тобто РО) і унеможлиблює незапрограмовані рухи РО при перемиканні розподільної апаратури РА.

Висновки

Поєднання в структурі електропневматичного цифрового приводу таких пристроїв, як електричний кроковий двигун, цифровий двигун, гальмуючий і направляючі пристрої, об'ємні гідравлічні дозатори, дає можливість значно поліпшити динамічні характеристики.

4. Принципові схеми і приводи промислового робота

4.1. Принципова схема приводу руки промислового робота

На рис. 2 показана принципова схема багатопозиційного приводу руки промислового робота.

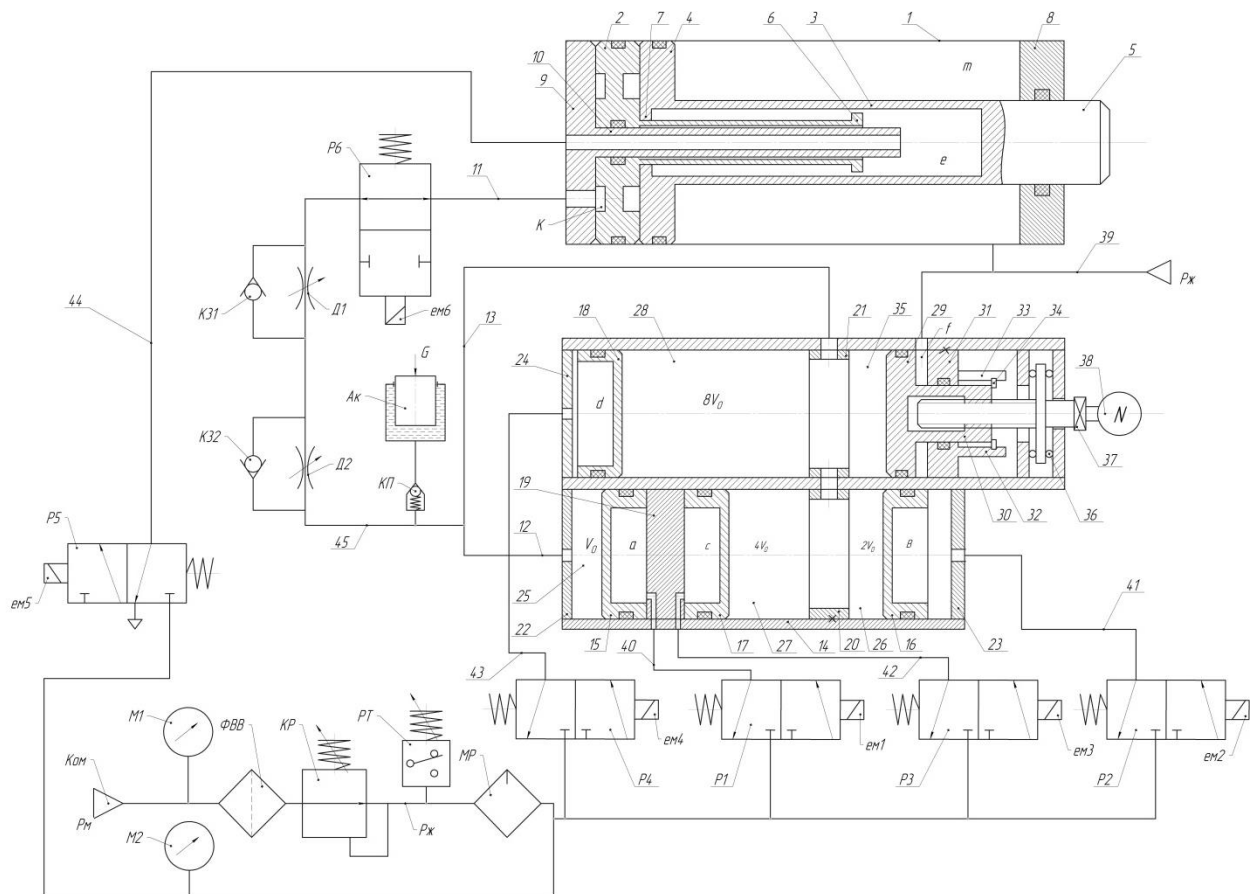


Рис. 2. Принципова схема багатопозиційного приводу руки промислового робота.

Такий привод складається з виконавчого циліндра 1, в якому розміщено послідовно додатковий поршень 2 з обмежувачем переміщення 3 поршня старшого розряду 4 з вихідним штоком 5. На обмежувачі 3 розміщений упор 6, а на поршні 4 розміщений упор 7, відстань між якими визначає переміщенням

поршня 4 старшого розряду з вихідним штоком 5. Додатковим поршнем 2, поршнем старшого розряду 4 і боковими кришками 8,9 утворені розрядна пневматична камера e , старшого розряду, до якої підводиться пневматичний тиск живлення по трубі 10, та герметична гідравлічна камера K виконавчого циліндра 1 з'єднана каналом 11, через послідовно увімкнений розподільник $P5$ дроселі $D1$ і $D2$ зі зворотними клапанами $K31$ і $K32$, з вихідними каналами 12,13 гідравлічного об'ємного дозатора. Об'ємний гідравлічний дозатор виконаний у вигляді двох циліндрів 13 і 14, в яких розміщені розрядні поршні 15,16,17,18 і обмежувачі їх переміщень 19,20,21. Розрядні поршні 15,16,17 і 18 з боковими кришками 22, 23, і 24 утворюють розрядні герметичні гідравлічні камери 25, 26, 27 і 28 з об'ємами V_0 , $2V_0$, $4V_0$, $8V_0$. В циліндрі 13 розміщений поршень 29 зі штоком 30 і закріплена кришка 31 з хвостовиком 32, в який входить шпонка 34, яка закріплена на штоці 30.

Поршень 29 і кришка 31 утворюють герметичну пневматичну камеру f і додаткову герметичну гідравлічну камеру 35. В штоці 30 виконана циліндрична розточка з різьбою, в яку вгвинчений гвинт 35, установлений на упорних підшипниках 36, вихідний кінець гвинта 35 через муфту 37 з'єднаний з вихідним валом, електричного крокового двигуна (ЕКД) 38. До камери m виконавчого циліндра 1 і до камери f постійно відводиться по каналу 39 тиск живлення Рж. До пневматичних розрядних камер a, b, c і d по відповідним каналам 40, 41, 42 і 43 від пневматичних двопозиційних трилінійних розподільників Р1, Р2, Р3 і Р4 підводиться тиск живлення Рж. Вихідні канали розподільників Р1, Р2, Р3 і Р4 через масло розпилювач МР, редукційний клапан КР і фільтр вологовідокремлювач ФВВ з'єднані з вихідним каналом компресора Ком. В канал живлення розподільників увімкнені манометри М1 і М2. Камера старшого розряду e виконавчого циліндра 1 живиться від пневматичного розподільника старшого розряду Р5, тиск живлення від якого по каналу 44 поступає в камеру e . Вихідний канал 45 об'ємних гідравлічних дозаторів з'єднаний з вихідним каналом зворотного підпорного клапана КП, вихідний канал якого сполучений з гідравлічною камерою вантажного акумулятора Ак.

Принцип дії багатопозиційного приводу полягає в наступному. У вихідному положенні електромагніти em_1, em_2, em_3, em_4 і em_5 пневматичних розподільників Р1, Р2, Р3, Р4 і Р5 знеструмлені, при цьому розрядні камери a, b, c, d і e з'єднані з атмосферою (вихлопом). Гідравлічні камери 25, 26, 27 і 28 з об'ємами $V_0, 2V_0, 4V_0$ і $8V_0$ заповнені рідиною (мастилом). Електричний кроковий двигун 38 теж знеструмлений. До камери m циліндра 1 і до камери f циліндра 13 підведено тиск живлення Рж. Під дією цього тиску поршні 2 і 4 виконавчого циліндра 1 і поршні 15, 16, 17 і 18 гідравлічного дозатора займають вихідне положення. Ефективна площа поршня 2, на яку діє гідравлічний тиск дорівнює ефективній площі поршнів об'ємного гідравлічного дозатора. Ефективна площа поршня 4 зі сторони штока 5 у два рази менша за площу зі сторони камери e . При опрацюванні, наприклад, кодової комбінації керуючих сигналів 00001 (тиск живлення підводиться тільки до камери a гідравлічного дозатора). При цьому поршень 15, молодшого розряду, переміщується ліворуч (за кресленням) і витісняє об'єм рідини V_0 через канали 12, 45, зворотній клапан К32, дросель Д1, розподільник Р6 в камеру К виконавчого циліндра 1. Під дією тиску в камері додатковий поршень 2, поршень старшого розряду 4 з вихідним штоком 5 переміщується праворуч на величину $X_0 = \frac{4V_0}{\pi(D_u^2 - d^2)}$, де

D_u – діаметр поршня циліндра 1; d – діаметр трубопроводу 10; V_0 – об'єм рідини яка витісняється поршнем молодшого розряду 15.

$V_0 = \frac{\pi D_0^2}{4} y_0$, де D_0 – діаметр поршня гідравлічного дозатора; y_0 – переміщення поршня молодшого розряду.

При опрацюванні кодової комбінації і керуючих сигналів 00010 (тиск живлення

підводиться тільки до камери b гідро дозаторів) об'єм рідини, що поступає до камери К виконавчого циліндра 1 дорівнює $2V_0$. При цьому додатковий поршень 2 і поршень 4 з вихідним штоком 5 переміщуються праворуч на величину $2X_0 = \frac{8V_0}{\pi(D_y^2 - d^2)}$,

При опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів 00011 (тиск живлення одночасно підводиться до камер а і b гідро дозатора). При цьому в камеру К циліндра 1 витісняється об'єм рідини $V_0 + 2V_0 = 3V_0$. В наслідок цього вихідний шток 5 циліндра 1 переміщується праворуч на величину $3X_0 = \frac{12V_0}{\pi(D_y^2 - d^2)}$.

При опрацюванні кодової комбінації, наприклад 10000 (пневматичний тиск живлення підводиться до камери e циліндра 1). Під дією цього тиску вихідний шток 5 переміщується праворуч на величину $16X_0$.

При опрацюванні кодової комбінації, наприклад 10011 (тобто напруга подається одночасно на електромагніти ем1, ем2, ем5 розподільників Р1, Р2 і Р5, які перемикаються і рідина об'ємом $V_0 + 2V_0 = 3V_0$ від гідро дозаторів поступає в камеру К, а повітря від розподільника Р5 поступає в камеру e) вихідний шток переміщується праворуч на величину $\frac{12V_0}{\pi(D_y^2 - d^2)} + 16X_0 = 19X_0$.

Комбінація керуючих сигналів 11111 (одночасно подається напруга на електромагніти ем1, ем2, ем3, ем4 і ем5 розподільників Р1, Р2, Р3, Р4 і Р5) відповідає переміщення вихідного штока на величину $\frac{60V_0}{\pi(D_y^2 - d^2)} + 16X_0 = 15X_0 + 16X_0 = 31X_0$

Таким чином кожній комбінації керуючих сигналів, що подається у вигляді напруги на електромагніти розподільників відповідає конкретне переміщення вихідного штока 5. Відповідність переміщення вихідного штока 5 опрацьованій комбінації керуючих сигналів може бути представлено як у вигляді таблиці, так і у вигляді залежності.

Таблиця відповідність переміщення вихідного штока опрацьованій комбінації керуючих сигналів.

Таблиця

№ n/n	ем5	ем4	ем3	ем2	ем1	X
0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	1	X_0
2	0	0	0	1	0	$2X_0$
3	0	0	0	1	1	$3X_0$
4	0	0	1	0	0	$4X_0$
5	0	0	1	0	1	$5X_0$
6	0	0	1	1	0	$6X_0$
...
30	1	1	1	1	0	$30X_0$
31	1	1	1	1	1	$31X_0$

Де X – переміщення вихідного штока; X_0 – дискретність; «0» - на електромагніт не подається напруга; «1» - на електромагніт подається напруга, тобто перемикається даний розподільник.

Таким чином п'ятирозрядний цифровий привод забезпечує 32 позиції вихідного штока 5 з дискретністю X_0 .

Аналітично величина вихідного штока визначається по залежності

$$X = X_0 \sum_{i=1}^{n_d} 2^{i-1} b_i, \text{ де, } N_d - \text{число розрядних камер; } i - \text{порядковий номер}$$

розрядної камери (поршня); b_i – значуща цифра яка приймає значення – «1», коли тиск живлення підведений до i -тої розрядної камери. «0» - приймає значення коли i -та камера з'єднана з атмосферою.

Число позицій вихідного штока цифрового двигуна визначається по залежності $N = 2^{n_d}$, де n_d – число розрядних поршнів (камер).

Максимальна величина переміщення $X_{\max} = X_0(2^{n_d} - 1)$.

При перемиканні гідравлічних об'ємних дозаторів (коли одночасно в одні камери подається тиск живлення, а інші з'єднуються з атмосферою) для запобігання не запрограмованих рухів вихідного штока 5 необхідно спочатку подати напругу на електромагніт 6 заперяючого розподільника Р6, а потім подати команду на перемикання розподільників Р1 - Р4.

Швидкість регулювання вихідного штока 5, коли опрацюються кодові комбінації керуючих сигналів, що подається на об'ємний дозатор регулюється дроселями Д1 і Д2. Дроселем Д1 регулюється швидкість штока 5 коли він рухається праворуч (за кресленням). Дроселем Д2 регулюється швидкість штока 5 ліворуч.

При втраті частини рідини при роботі приводу компенсація здійснюється при поверненні поршнів у вихідне положення. При цьому втрачена рідина поступає в гідравлічні камери об'ємних дозаторів від гідроакумулятора Ак. Так, наприклад, в результаті втрати рідини поршень 15 не переміщується у вихідне положення, при цьому тиск в його камері 25 буде атмосферним, при цьому рідина із акумулятора Ак через зворотний клапан КП поступає в камеру 25 під тиском, що створює вантаж G. Рідина в камеру 25 від акумулятора поступає до тих пір доки поршень 15 не упреться в кришку 19. Після цього зворотний клапан закривається і при підвищенні тиску в кані 45 рідина в акумулятор не поступає. Аналогічно компенсується втрата рідини і з інших розрядних дозаторів.

Розглянемо роботу приводу при опрацюванні керуючих імпульсів електричним кроковим двигуном. При опрацюванні $n_{\text{имп}}$ електричним кроковим двигуном поршень 29 переміщується ліворуч на величину

$$X_k = \frac{\varphi}{360^\circ} \cdot t_r \cdot n_{\text{им}}, \text{ де}$$

φ - дискретність ЕКД; t_r - крок гвинта 35; $n_{\text{имп}}$ - число опрацьованих імпульсів ЕКД.

При переміщенні поршня 29 на величину X_k об'єм рідини що витісняється в камеру К циліндра 1 дорівнює $V_k = \frac{\pi D_o^2}{4} \cdot X_k$

При цьому вихідний шток 5 циліндра 1 переміщується праворуч на величину

$$X_u = \frac{\pi D_o^2}{4} \cdot X_k / \frac{\pi(D_u^2 - d^2)}{4} = \frac{D_o^2}{D_u^2 - d^2} \cdot X_k$$

При одночасному опрацюванні, наприклад, кодової комбінації і керуючих сигналів і опрацюванні $n_{\text{им}}$ кроковим електричним двигуном переміщення

вихідного штока 5 визначається по залежності $X_n = X_0 \sum_{i=1}^n b_i \cdot 2^{i-1} \pm \frac{\varphi}{360^\circ} \cdot t_r \cdot n_{\text{им}}$

Максимальна величина переміщення вихідного штока

$$X_{n,\text{max}} = X_0(2^{n-1} - 1) \pm \frac{\varphi}{360^\circ} \cdot t_r \cdot n_{\text{им,max}}$$

Мінімальна величина переміщення вихідного штока 5

$$X_{n,\min} = \frac{\varphi}{360^\circ} \cdot t_2 \cdot 1$$

Число позицій вихідного штока 5

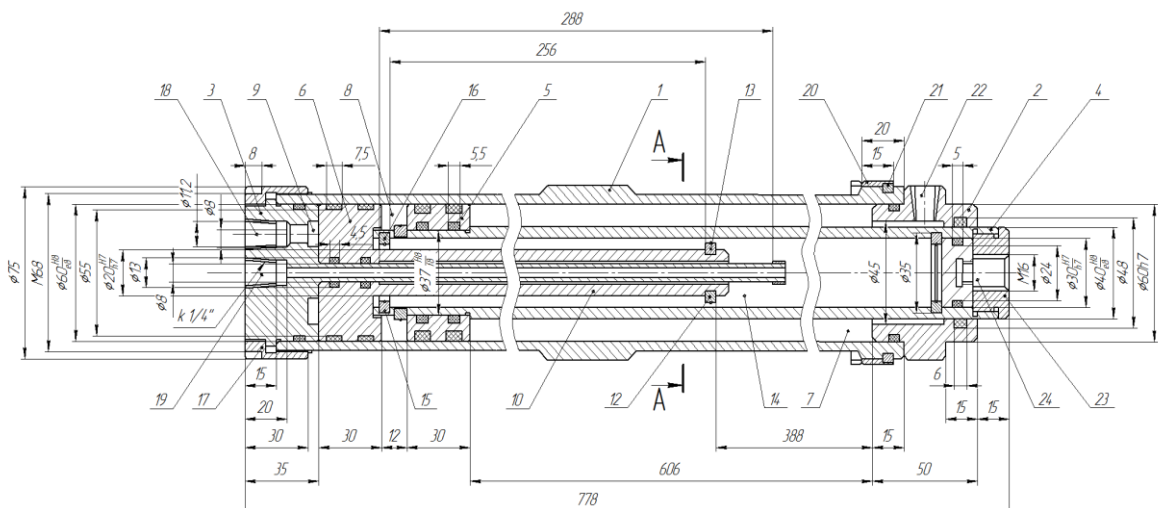
$$N_n = \frac{360^\circ}{t} \cdot X_0 \cdot 2^{n-1}$$

Максимальне число імпульсів опрацьованих ЕКД

$$n_{iM,\max} = X_0 \frac{360^\circ}{\Delta\varphi t} - 1$$

4.2. Конструкція привода руки промислового робота

На рис.2.4.1 показаний пневмогідрравлічний цифровий двигун (ПГЦД)



Ррис.2.4.1. Пневмогідрравлічний цифровий двигун

Пневмогідрравлічний цифровий двигун призначений для перетворення сигналів керування в цифровій формі двійкового коду в поступальне переміщення вихідного штока.

Пневмогідрравлічний цифровий двигун складається з виконавчого циліндра 1, передньої кришки 2 і задньої кришки 3. В циліндрі 1 послідовно розміщені поршні 5 та 6. Поршень 5 з'єднаний з вихідним штоком 4. Розміщені в циліндрі 1 кришки 2,3 та шток 4 утворюють герметичну пневматичну камеру п, герметичну гідрравлічну камеру К і камеру

зворотного руху поршнів р, до якої через канал 22 постійно підводиться тиск живлення Рж. Додатковий поршень 6 з'єднаний з хвостовиком 8 з обмежувачем переміщення поршня 5 зі штоком 4. При цьому величина переміщення поршня 5 зі штоком 4 дорівнює 256мм. До кришки 3 приєднується хвостовик 9 з внутрішнім каналом 19, по якому рідина під тиском підводиться до пневматичної камери Р поршня старшого розряду 5. Довжина хвостовика 9 визначається сумарним об'ємом рідини, яка поступає в гідрокамеру К від гідравлічного об'ємного дозатора (на кресленні дозатор не показується). Для запобігання сповзання поршня 6 з хвостовика 9 на його кінці закріплений обмежувач 14. Гідравлічний тиск живлення від об'ємного дозатора підводиться до гідравлічної камери К через канал 18, який з'єднується з вихідним каналом об'ємного гідравлічного чотирирозрядного дозатора (див. рис. .)

Передня кришка 2 прикріплюється до корпусу циліндра 1 з допомогою фланця 2 напівкілець 21 і гвинтів 7. Задня кришка 3 кріпиться до циліндра 1 за допомогою гайки 17. В циліндричній розточці штока 4 встановлений герметично поршень 24 і вгвинчена гайка 23.

Принцип дії пневмогідравлічного цифрового двигуна полягає в наступному. У вихідному положенні тиск живлення Рж підводиться до пневматичної камери р. Під дією цього тиску поршні 5,6 і вихідний шток 4 займають крайні праві положення (за кресленням). При подачі цього тиску поршні 5,6 і вихідний шток 4 займають крайні праві положення (за кресленням). При подачі рідини від об'ємних гідравлічних дозаторів в камеру К поршень 6 і поршень 5 з вихідним штоком 4 переміщується ліворуч на величину, яка визначається по формулі

$$X_u = X_0 \sum_{i=1}^n b_i \cdot 2^{i-1},$$

Де X_0 – дискретність цифрового двигуна; n – число об'ємних дозаторів (розрядів), i – порядковий номер гідравлічного об'ємного дозатора (див. рис. .); b_i – значуща цифра, яка приймає значення – “1”, коли подається тиск живлення до i -ої камери дозатора і значення – “0”, коли i -та камера дозатора з'єднується з атмосферою.

Максимальна величина переміщення вихідного штока 4 виконавчого циліндра 1 при опрацюванні кодової комбінації 1111, тобто коли тиск живлення підводиться до камери a,b,c,d гідродозатора визначається по залежності

$$X_{\max,u} = X_0(2^n - 1) = 16(2^4 - 1) = 140(\text{мм}).$$

При опрацюванні $n_{\text{имп}}$ електричним кроковим двигуном (ЕКД) величина переміщення вихідного штока 4 визначається по залежності

$$X_k = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{\text{им}},$$

Де $\Delta\varphi$ - дискрета ЕКД; t – крок гвинта ЕКД.

При одночасному опрацюванні керуючих сигналів як цифровим двигуном, так і ЕКД величина переміщення вихідного штока 4 визначається по залежності

$$X_n = X_{\psi} + X_{\kappa} = X_0 \cdot \sum_{i=1}^n b_i \cdot 2^{i-1} \pm \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{im}$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока 4 визначається по залежності

$$X_{n,max} = X_0(2^n - 1) + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{im} = 16(2^5 - 1) + \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 1599 = 511,99(\text{мм})$$

Таким чином запропонований пневмогідрравлічний цифровий двигун (привод) забезпечує максимальну величину переміщення вихідного штоку, яка дорівнює 511,99 мм з дискретністю 0,01мм. При цьому довжина вихідного циліндра 1 дорівнює 763мм. Значне зменшення осьового габаритного розміру виконавчого циліндра дозволяє значно розширити область застосування таких приводів в якості виконавчих пристроїв промислових роботів, металорізальних верстатів та в інших пристроях систем автоматичного керування.

4.3. Чотири розрядний електрогідрравлічний об'ємний дозатор

Чотири розрядний електрогідрравлічний об'ємний дозатор призначений для подачі заданого об'єму рідини в робочу камеру цифрового приводу лінійного переміщення.

На рис. 4.3. Показаний чотири розрядний електрогідрравлічний об'ємний дозатор.

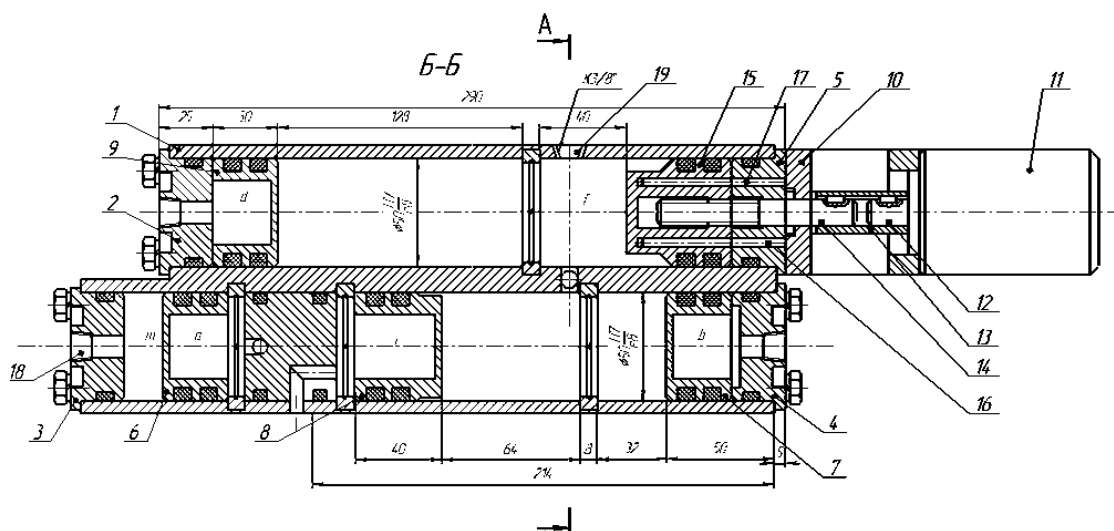


Рис 4.3. Чотири розрядний електрогідрравлічний об'ємний дозатор

Чотири розрядний електрогідравлічний об'ємний дозатор складається з корпусу 1 кришок 2,3,4 і 5 розрядних поршнів 6,7,8 і 9 які утворюють розрядні пневматичні герметичні камери a,b,c і d з об'ємами рідини відповідно $v_0, 2v_0, 4v_0, 8v_0$ і величинами переміщення поршнів 16мм, 32мм, 64мм і 128мм. До кришки 5 прикріплений фланець 10, на якому закріплений електричний кроковий двигун 11. Вихідний вал 12 електричного крокового двигуна 11 шпоночною втулкою 13 з'єднаний з гвинтом 14, який вгвинчений в осьовий різьбовий отвір додаткового поршня 15. В кришці 5 закріплені напрямні циліндричні штифти 16 і 17, які унеможливають проворот додаткового поршня 15 при обертанні гвинта 14. Камери m,n,r об'ємних гідравлічних дозаторів сполучені з вихідним каналом 18.

Принцип дії чотири розрядного електрогідравлічного об'ємного дозатора полягає в наступному. У вихідному положенні розрядні камери a,b,c і d з'єднані з атмосферою, камери m,n,r і f заповнені рідиною, електричний кроковий двигун (ЕКД) знеструмлений. При опрацюванні кодової комбінації і керуючих сигналів 0001 (тиск живлення подається до камери a, поршень молодшого розряду б переміщується ліворуч (за кресленням) на величину 16мм і витісняє рідини об'ємом v_0 у вихідні канали 18 які з'єднані з камерою К циліндра 1 (на рис. циліндр 1 і камера К не показані). При опрацюванні кодової комбінації 0010 (тиск живлення подається до камери В дозатора 1, поршень 7 піддається тиску в камері В, переміщується ліворуч на 32мм і витісняє рідину об'ємом $2v_0$ в канали 18 і далі в камеру. При опрацюванні кодової комбінації 0100 тиск живлення підводиться до камери с, поршень 8 переміщується праворуч і витісняє рідину об'ємом $4v_0$ у вихідні канали 18. При опрацюванні, наприклад, кодової комбінації 0011 поршні 6 і 7 переміщуються і витісняють рідину об'ємом $v_0 + 2v_0 = 3v_0$ у вихідні канали 18 і т.д.

Таким чином кожній опрацьовані комбінації керуючих сигналів відповідає конкретний об'єм витісненої рідини із дозатора у канали 18 і камеру К.

Максимальний об'єм витісненої рідини відповідає комбінації керуючих сигналів 1111 і дорівнює $15v_0$. Величина мінімального об'єму рідини яка витісняється в вихідний канал

$$v_0 = \frac{\pi \cdot D_u^2}{4} \cdot x_0 = \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} \cdot 0,032 = 9,0478 \cdot 10^{-5} (м^3) = 90,478 (см^3)$$

При опрацюванні $n_{iмп}$ електричним кроковим двигуном 11 додатковий поршень 15 переміщується ліворуч (за кресленням) на величину

$$x = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{iмп},$$

де $\Delta\varphi$ - мінімальний кут повороту вихідного валу 14 електричного крокового двигуна 11; t - крок гвинта 14; $n_{\text{имп}}$ – число опрацьованих імпульсів.

При $\Delta\varphi = 18^\circ$, $t = 2\text{мм}$ і $n_{\text{имп}} = 1$ поршень 9 переміщується на мінімальну величину $x_{\text{min}} = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{\text{имп}} = \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 1 = 0,01\text{мм}$

При цьому в канали 18 і камеру К витісняється мінімальний об'єм рідини, який дорівнює $v_{\text{min}} = \frac{\pi \cdot D_\partial^2}{4} \cdot x_{\text{min}} = \frac{\pi \cdot 60^2}{4} \cdot 0,01 = 28,27(\text{мм}^3) = 0,028(\text{см}^3)$

Максимальний об'єм рідини що витісняється у вихідні канали 18 при опрацюванні максимальної кількості керуючих сигналів електричним кроковим двигуном

$$v_{\text{max}} = \frac{\pi \cdot D_\partial^2}{4} \cdot \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{\text{имп}} = \frac{\pi \cdot D_\partial^2}{4} \cdot \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot \frac{16 - x_{\text{min}}}{x_{\text{min}}},$$

Де 16мм – переміщення поршня 6 молодшого розряду дозатора.

$$v_{\text{max}} = \frac{\pi \cdot D_\partial^2}{4} \cdot \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot \frac{16 - x_{\text{min}}}{x_{\text{min}}} = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} \cdot \frac{1,8}{360^\circ} \cdot 2 \cdot \frac{16 - 0,01}{0,01} = 45,21(\text{см}^3)$$

При одночасному опрацюванні як комбінацій керуючих сигналів дозатором, так і електричним кроковим двигуном сумарний об'єм рідини, що витісняється в канал К визначається по залежності.

$$v_\Sigma = v_0 \cdot \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i \pm \frac{\pi \cdot D_\partial^2}{4} \cdot \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{\text{имп}}$$

Максимальний об'єм рідини який витісняється із дозатора в канали 18 камери К.

$$v_{c,\text{max}} = v_0 \cdot (2^n - 1) + \frac{\pi D_\partial^2}{4} \cdot \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{\text{имп}} = 45,21(16 - 1) + \frac{3,14 \cdot 6^2}{4} \cdot \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 0,2 \cdot \frac{1,6 - 0,001}{0,001} = 723,8(\text{см}^3)$$

Число доз рідини, які можуть бути витіснені у вихідні канали 18.

$$N_\partial = n_{\text{max}} \cdot 2^n = \frac{15,99}{0,01} \cdot 2^4 = 25584(\text{доз})$$

4.4. Принципова схема приводу повороту промислового робота

Цифровий поворотний привод призначений для перетворення інформації двійкового коду в кутовий поворот вихідної ланки.

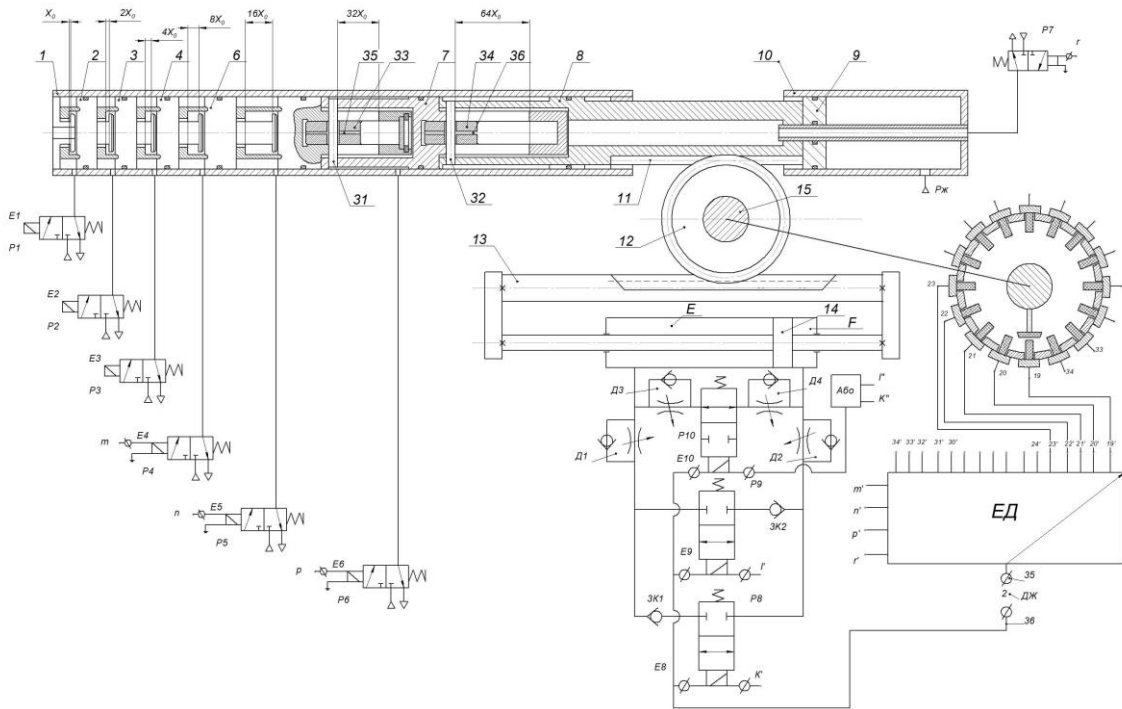


Рис.4.5. Цифровий поворотний привод

На рис.4.5. показаний цифровий поворотний привод ,який складається з корпусу 1,до якого прикріплені цифровий двигун 2 і циліндр зворотного руху 3. В циліндрі 2 розміщені розрядні поршні 15-21 з величинами переміщення 0,5;1;2;4;8;16;32 і 64 мм. Поршень старшого розряду 15 ланцюгом 23 через зірочку кінематично з'єднаний з поршнем 11 циліндра 3. Розрядні поршні утворюють розрядні камери a,b,c,d,e,f,m і n. До камери k постійно підводиться тиск живлення $P_{Ж}$. Шток 12 циліндра 3 з'єднаний з поршнем 60 циліндра 4.

Принцип дії полягає в наступному. У вихідному положенні під дією тиску в камері k всі поршні 15-21 і поршні 11 та 60 займають вихідне положення . При цьому вихідний фланець,до якого кріпиться рука робота теж знаходиться у вихідному положенні. При опрацюванні,наприклад, кодової комбінації 00000001 вихідний фланець 7 повертається на $\varphi_0=1^0$, кодовій комбінації 00000010 відповідає кут повороту фланця $\varphi=2\varphi_0=2^0$,

кодівій комбінації 00000011 відповідає кут повороту фланця 7 на 3^0 , кодівій комбінації 00000100 -4 $\varphi_0 = 4^0$ і т.д.

Максимальний кут повороту вихідного фланця 7 відповідає опрацьованій комбінації керуючих сигналів 11111111 і дорівнює 255^0 . Число позицій фланця 7-N=256 позицій. При переміщенні ліворуч поршня 11 рідина із камери г витісняється у камеру р. Регулюючи переріз дроселя (на креслені не показаний) через який рідина перетікає із камери г у камеру р можна регулювати швидкість повороту фланця 7. При перемиканні розрядних поршнів циліндра 2 камери г і р запираються при цьому унеможливлуються незапрограмовані повороти фланця 7.

4.5. Конструкція приводу повороту промислового робота

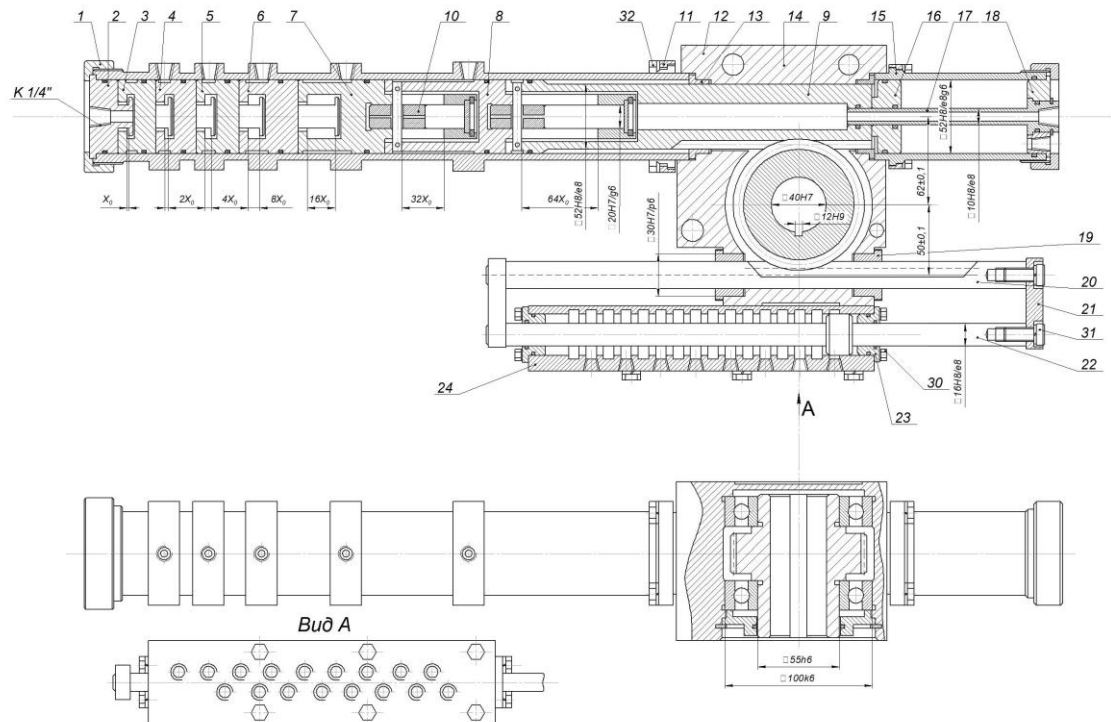


рис. 4.4

На рис. 4.4 показана конструкція багатопозиційного пневматичного приводу (БПП). Такий БПП складається з модулів 1, 2, 3 і 4. Модуль 1 виконаний у вигляді циліндра, в якому розміщений поршень 5, котрий штифтом 6 сполучений з вихідним штоком 7. В циліндр 1 також розміщений поршень 9 і встановлена передня кришка 8. Поршні 5, 9 і кришка 7 утворюють робочі порожнини а і б. До порожнини а постійно підводиться тиск живлення $P_{ж}$, а порожнина б з'єднана з вихідним каналом об'ємного гідравлічного дозатора (див . рис. 2.3). Модуль 2 виконаний у вигляді п'ятирозрядного поршневого двигуна з дискретністю 1 мм. В корпусі поршневого цифрового двигуна розміщені з жорсткими центрами і обмежувачами відносного переміщення поршнів 10..13, які утворюють розрядні порожнини с, d, e, f і к. Порожнини к утворюють поршні 13 і поршень 9. Модуль 3 призначений для поліпшення динамічних характеристик приводу. Він забезпечує видачу команд на швидкий рух

вихідного штока 7, на його гальмування в кінці переміщення і коректує напрямок руху, тобто запобігаються незапрограмовані рухи (викиди і провали) вихідного штока. Модуль 3 складається із корпусу 14, в якому розміщений шток 15, на одному кінці штока закріплений магніт 17, а другий – водилом 16 з'єднаний з вихідним штоком 7. У корпусі 14 модуля 3 (датчика переміщення) з кроком 32 мм розміщені геркони 18. Модуль 1 і модуль 3 установлені на опорі 4 (модулю 4). Модульна компоновка дозволяє з окремих модулів компанувати багатопозиційні приводи з заданими статичними і динамічними характеристиками.

Принцип дії багатопозиційного пневматичного приводу модульної компоновки полягає в наступному. У вихідному положенні тиск живлення підведений до порожнини а циліндра 1. Порожнини б, с, d, e, f і k з'єднані з атмосферою. Під дією тиску в порожнині а всі поршні займають ліве крайнє положення (по кресленню). Кодовій комбінації керуючих сигналів 00001 (тиск живлення підводиться до порожнини с) відповідає переміщення вихідного штока 7 на 1 мм. Комбінації керуючих сигналів 00010 відповідає переміщення вихідного штока на величину 2 мм, комбінації 00011 відповідає переміщення на величину 3 мм, комбінації 00100 – 4 мм і т.д. Максимальна величина переміщення вихідного штока 7 при опрацюванні кодових комбінацій модулем 2 (цифровим мембранним двигуном):

$$X_{д.маx} = X_0(2^n - 1) = 1(2^5 - 1) = 31 \text{ (мм)}$$

Число позицій вихідного штока 7:

$$N_{д} = 2^{N_{д}} = 2^5 = 32,$$

де $N_{д}$ – число розрядних порожнин мембранного двигуна (модуль 2).

При подачі тиску живлення у порожнину б вихідний шток переміщується вправо до упора поршня 5 у кришку 8, тобто в цьому випадку привод працює як двопозиційний. При переміщенні штока 7 регулювання швидкості руху і гальмування в кінці руху забезпечує модуль 3 (див рис.

2.2). При з'єднанні порожнини b з чотирирозрядним гідравлічним дозатором число позицій вихідного штока 7 буде визначатися залежністю

$$N = 2^{n_d+n_r},$$

де n_r – число розрядів об'ємного гідравлічного дозатора.

Максимальна величина переміщення вихідного штока в цьому випадку

$$X_{d,max} = X_0(2^{n_d+n_r}-1) = 1(2^{5+4}-1) = 511 \text{ (мм)}.$$

В тих випадках коли необхідно забезпечити значну величину переміщення вихідного штока 7 і велику дискретність (32мм і більше) доцільно використати модулі 1, 3 і гідравлічний об'ємний дозатор. Так, наприклад, при опрацюванні кодової комбінації 0001 чотирирозрядного гідравлічного об'ємного дозатора (див. рис. 2.3) вихідний шток 7 переміщується вправо на величину

$$X_r = \frac{4V_0}{\pi D^2},$$

де V_0 – об'єм дозатора молодшого розряду;

D – діаметр поршня 5.

Число позицій вихідного штока

$$N_r = 2^{n_r}.$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока

$$X_{r,max} = \frac{4V_0}{\pi D^2} (2^{n_r} - 1).$$

Таким чином запропонована модульна побудова пневматичних приводів дає можливість створювати багатопозиційні приводи з малою дискретністю (менше 1 мм) і значною величиною переміщення вихідної ланки (до 1023 мм і більше). При цьому забезпечується можливість отримання заданих статичних і динамічних характеристик.

5. Розрахунок гвинтової передачі переміщення додаткового поршня об'ємного гідродозатора

На рис. 5.1. показана розрахункова схема гвинтової пари

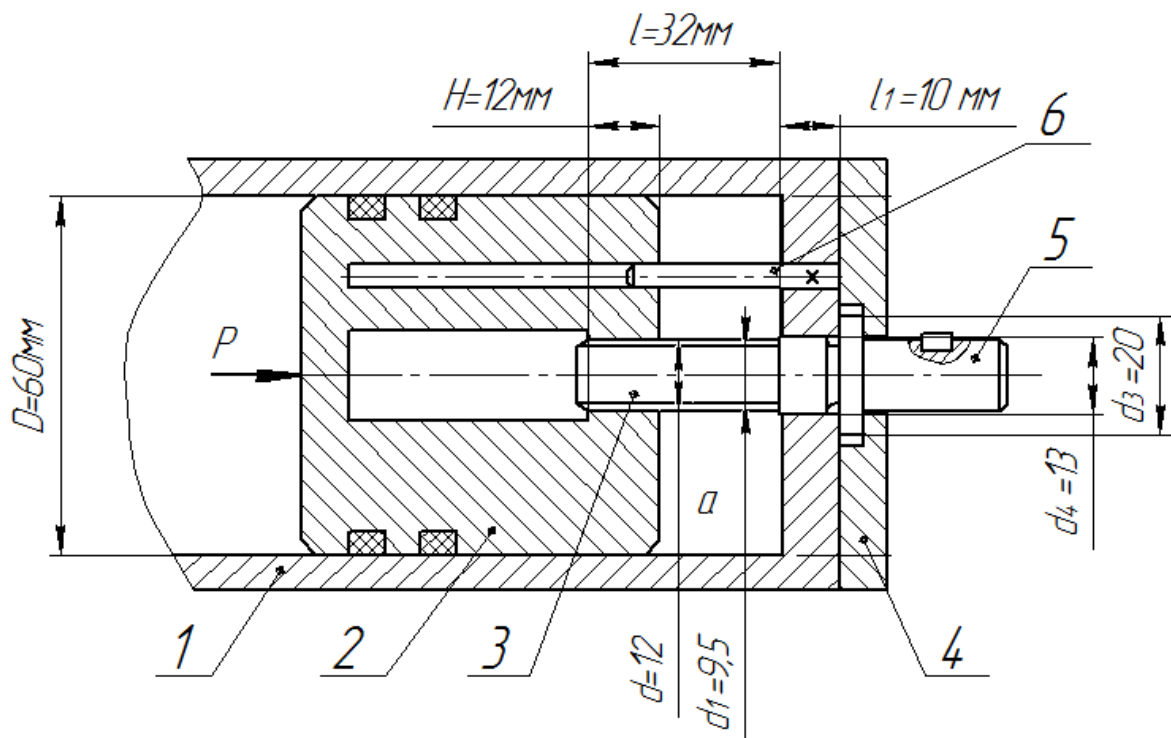


Рис.5.1. Розрахункова схема гвинтової пари

Гвинтовий привод додаткового поршня об'ємного гідравлічного дозатора складається з циліндра 1, в якому розміщений поршень 2 з різьбовим отвором (гайкою) довжиною $H=12\text{мм}$. В різьбовий отвір гайки (поршня) вгвинчений гвинт 3 з робочою довжиною $l=32\text{мм}$. Поворот поршня 2 унеможливується напрямним штифтом 6, який закріплений в кришці циліндра.

Вихідні параметри розрахунку:

Матеріал гайки - бронза марки Бр.ОФ10-0,5;

Матеріал гвинта 2 - Сталь Ст35;

Діаметр поршня 2 - $D=60\text{мм}$;

Тиск живлення що діє на поршень - $p=0,5\text{ МПа}$;

ККД поршень-циліндр - $\eta_{\text{пц}}=0,9$;

Крок гвинта - $S=2\text{ мм}$;

Середній діаметр трапецеїдальної різьби - $d_2=11\text{мм}$; $d_3=20\text{мм}$; $d_4=13\text{мм}$;

I. Визначення ККД гвинтової передачі:

1)Кут підйому трапецеїдальної упорної різьби

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{S}{\pi \cdot d_2} = \frac{2}{\pi \cdot 11} = 0,0578,$$

$$\text{або } \beta = 3,31^{\circ} \approx 3^{\circ}18';$$

2)Кут тертя ρ , якщо коефіцієнт тертя - $f=0,12$.

$$\operatorname{tg}\rho = 0,12 \text{ або } \rho = \operatorname{arctg}0,12 = 6^{\circ}51';$$

3)Осьова сила, що діє на гвинт 3

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{p}{\eta_{\text{пц}}} = \frac{\pi \cdot 6^2}{4} \cdot \frac{5}{0,9} \approx 157(\text{кг});$$

4)Робота за один оберт гвинта, яка необхідна для подання тертя на торцевій поверхні при $f_{\text{тер}}=0,14$

$$A_{\text{тер}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{Q \cdot f_{\text{тер}} (d_3^3 - d_4^3)}{(d_3^2 - d_4^2)} \cdot \pi = \frac{2 \cdot 157 \cdot 0,14 (2^3 - 1,3^3)}{3(2^2 - 1,3^2)} \cdot \pi = \frac{314 \cdot 0,14 \cdot 5,803 \cdot \pi}{6,93} = 115,58(\text{кг} \cdot \text{см});$$

5)Корисна робота переміщення поршня 2

$$A_{\text{к}} = Q \cdot S = 157 \cdot 0,2 = 31,4(\text{кг} \cdot \text{см});$$

6)Визначаємо роботу за один оберт гвинта, яка необхідна для переміщення поршня 2 і подання супротиву сил тертя в різьбовій парі

$$A_p = Q \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho) = 157 \cdot \pi \cdot 1,1 \cdot \operatorname{tg}(3^{\circ}18' + 6^{\circ}51') = 542,278 \cdot \operatorname{tg}(10^{\circ}09') = 542,278 \cdot 0,179 = 97,08(\text{кг} \cdot \text{см});$$

7)Визначаємо ККД гвинтової передачі

$$\eta = \frac{A_{\kappa}}{A_p - A_{\text{мер}}} = \frac{31,4}{97,08 + 115,58} = 0,148;$$

II. Визначення напружень в гвинтовій парі:

1) Розрахункова довжина гвинта 3

$$l_2 = l + l_1 - \frac{H}{2} = 3,2 + 1 - \frac{1}{2} = 3,7(\text{см});$$

2) Радіус інерції круга діаметром $d_1 = 9,5\text{мм}$

$$i = \frac{d_1}{4} = \frac{0,95}{4} = 0,2375(\text{см});$$

3) Визначаємо гнучкість гвинта

$$\lambda = \frac{l_2}{i} = \frac{3,7}{0,2375} = 15,57;$$

при такій незначній гнучкості перевірка на устійчивість недоцільна.

4) Визначаємо нормальні напруження

$$\sigma = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 157}{\pi \cdot 0,95^2} = 221,6 \left(\frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right);$$

5) Визначаємо крутний момент на хвостовику 5 гвинта 3

$$\begin{aligned} M_{\kappa} &= Q \frac{d_2}{2} \text{tg}(\beta + \rho) = 157 \cdot 1,1 \cdot \text{tg}(3^{\circ}18' + 6^{\circ}51') = 172,7 \cdot \text{tg}10^{\circ}09' = 172,7 \cdot 0,179 = \\ &= 30,91(\text{кг} \cdot \text{см}) = 3,03\text{Н} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

6) Дотичні напруження

$$\tau_{\theta} = \frac{M_{\kappa}}{0,2 \cdot 0,95^3} = \frac{30,91}{0,2 \cdot 0,95^3} = 180,26 \left(\frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right);$$

7) Зведене напруження

$$\sigma_{\text{зв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau_{\theta}^2} = \sqrt{221,6^2 + 4 \cdot 180,26^2} = \sqrt{49106,56 + 4 \cdot 32493,66} = 423,18 \left(\frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right),$$

для гвинта із сталі Ст.35 при статичному навантаженні допустиме $[\sigma_p] = 850 \text{кг/см}^2$.

III. Перевірка довжини різьбової частини (гайки) поршня 2

1. Кількість витків різьби в гайці

$$z = \frac{H}{S} = \frac{12}{2} = 6(\text{витків});$$

2. Питомий тиск в гвинтовій парі

$$q = \frac{4Q}{2\pi(d^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 157}{2\pi(1,2^2 - 0,95^2)} = 185 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

Для зменшення питомого тиску необхідно до камери а підвести тиск живлення $p=0,5$ МПа. Під дією цього тиску різьбова пара розвантажується від статичного тиску. Питомий тиск буде визначатися тільки динамічним навантаженням. При цьому крутний момент також значно понизиться і буде визначатися тільки силами тертя.

6. Розрахунок гальмівного шляху пневмоелектричного цифрового двигуна з об'ємними гідродозаторами

На рис. 5.2. показана розрахункова схема датчика лінійного переміщення пневмоелектричного цифрового двигуна.

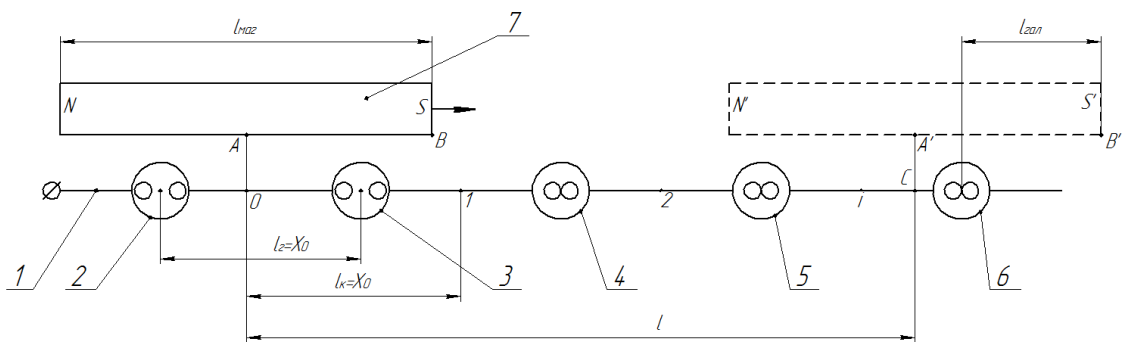


Рис 5.2. Розрахункова схема датчика лінійного переміщення пневмоелектричного цифрового двигуна

Вихідні параметри датчика лінійного переміщення :

$l_{\text{маг}}$ - довжина електромагніта 7;

$l_{\text{г}}$ - крок розміщення нормально замкнених герконів 2-6;

$l_{\text{к}}$ - крок розміщення вхідних контактів 0 - i+1;

X_0 - дискретність лінійного цифрового двигуна;

i - порядковий номер контактів герконів;

$n_{\text{імп}}$ - кількість імпульсів опрацьованих електричним кроковим двигуном;

ΔX_0 - переміщення магніта 7 при опрацюванні одного імпульса кроковим електричним двигуном;

l - переміщення точки А магніта 7 (вихідного штока ЦП).

1. Величина переміщення точки А електромагніта 7 в точку А'

$$l_A = X_0 \cdot i + \Delta X_0 \cdot n_{i\text{мп}}$$

2. Величина переміщення точки В електромагніта 7 в точку В'

$$l_B = X_0 \cdot i + \Delta X_0 \cdot n_{i\text{мп}} + \frac{l_{\text{маг}}}{2}$$

3. Визначення гальмівного шляху вихідного штока лінійного цифрового двигуна

$$l_{\text{гал}} = X_0 \cdot i + \Delta X_0 \cdot n_{i\text{мп}} + \frac{l_{\text{маг}}}{2} - X_0 \cdot i - \frac{l_c}{2} = \Delta X_0 \cdot n_{i\text{мп}} + \frac{l_{\text{маг}}}{2} - \frac{X_0}{2} \quad (1)$$

Аналіз залежності (1) показує, що при $n_{i\text{мп}} = 0$ і $l_{\text{маг}} = X_0$ гальмівний шлях

$l_{\text{гал}} = \frac{X_0}{2}$. При $X_0 = 0,01 \frac{\text{мм}}{\text{імп}}$; $n_{i\text{мп}} = 1000$ імп; $l_{\text{маг}} = 2X_0$; $X_0 = 32$ мм, гальмівний

шлях

$$l_{\text{гал}} = \Delta X_0 \cdot n_{i\text{мп}} + \frac{l_{\text{маг}}}{2} - \frac{X_0}{2} = 0,01 \cdot 1000 + \frac{2 \cdot 32}{2} - \frac{32}{2} = 10 + 32 - 16 = 26 (\text{мм}).$$

Таким чином аналіз залежності (1) дозволяє встановити, що гальмівний шлях вихідного штока лінійного цифрового двигуна із збільшенням числа опрацьованих імпульсів електричним кроковим двигуном і довжини магніта зростає.

Мінімальна довжина магніта вибирається з умови, щоб в будь-якому його положенні було розімкнення не менше одного геркона, тобто $l_{\text{маг}} > X_0$.

7. Узагальнена математична модель ЦП

Порівняльний аналіз структур пневматичних та пневмогідравлічних ЦП, показує, що найповніше відповідає вимогам до динамічних характеристик пневмогідравлічний цифровий привод. Математична модель ЦП побудована на базі пневмогідравлічного цифрового привода дає можливість отримувати математичні моделі і простіших структур приводів.

Узагальнена математична модель пневмогідравлічного ЦП є системою диференціальних рівнянь, до якої входять рівняння, які описують рух розрядних поршнів як автономно, так і в зачепленні., а також рівняння, які описують термодинамічні процеси в розрядних і штокових порожнинах привода. Крім того система доповнюється нелінійними рівняннями, які описують характеристики підводящих трубопроводів та закон змінювання сил тертя в пневматичному та гідравлічному гальмівних циліндрах.

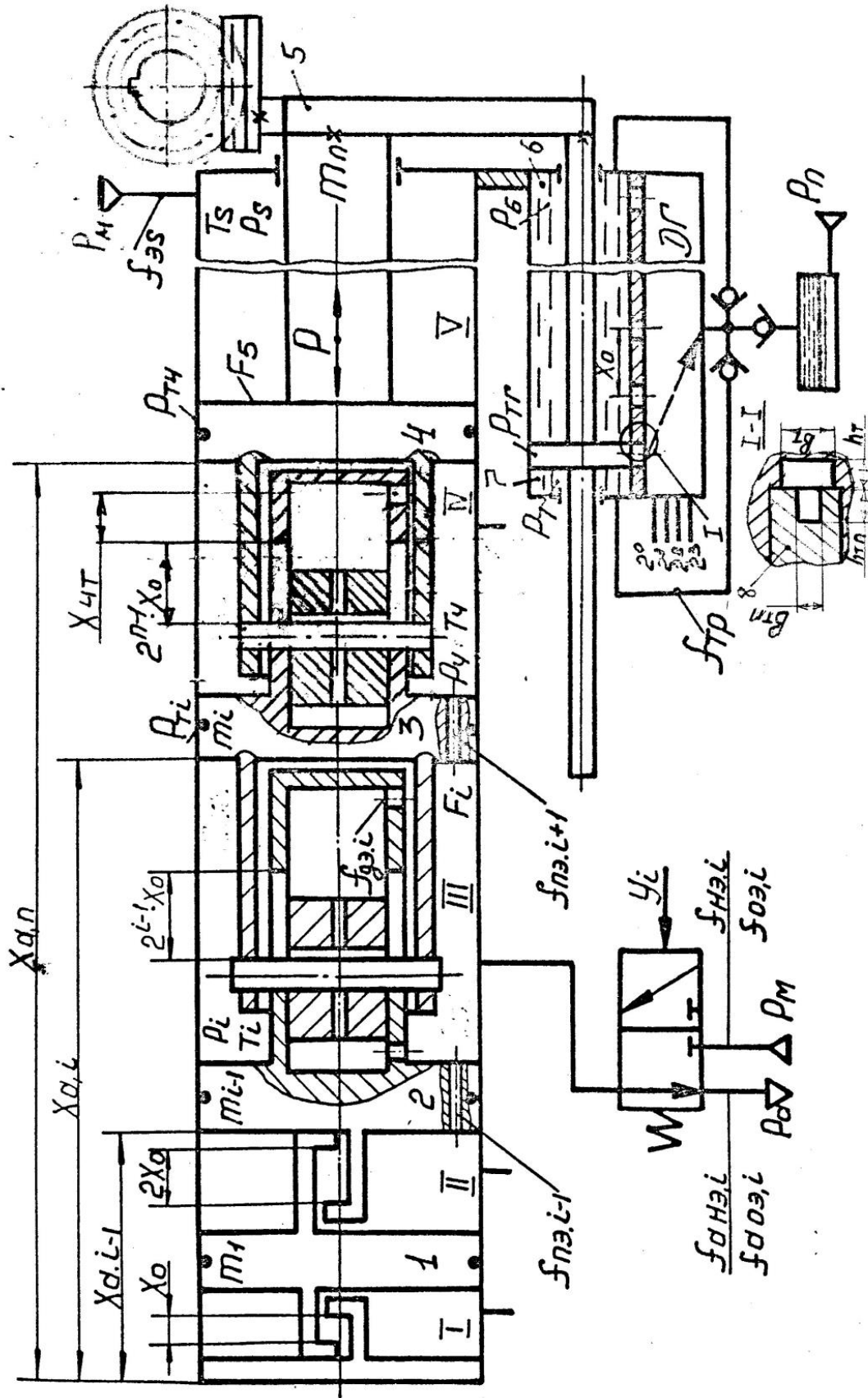
Узагальнена математична модель орієнтована на використання обчислювальної техніки для аналізу динаміки різних структур схем ЦП.

Розглянемо в якості розрахункової схеми n -розрядний пневмогідравлічний поворотний цифровий привод (рис. 5.3), в якому при переключенні керуючих сигналів відбуваються процеси одночасного наповнення та спорожніння розрядних порожнин пневматичного циліндра. При цьому будемо враховувати теплообмін з навколишнім середовищем та виток повітря з однієї порожнини до другої. Вихідний шток цифрового привода з'єднується зі штоком гідравлічного гальмівного пристрою, який керує n -розрядним гідравлічним дешифратором і дозволяє здійснювати заданий закон гальмування при переміщенні вихідного штоку в задану позицію та виключає

можливість появи незапрограмованих рухів штока при переключенні керуючих сигналів [8,10,21]. Вихідний шток цифрового привода з'єднується зі штоком гідравлічного гальмівного пристрою, який керує розрядним гідравлічним дешифратором і дозволяє здійснювати заданий закон гальмування при переміщенні вихідного штоку в задану позицію та виключає можливість появи незапрограмованих рухів штока при переключенні керуючих сигналів [8,10,21]. Штокова порожнина привода з'єднана з магістраллю тиску живлення рм розрядні порожнини привода керуються двохпозиційними розподільниками. Величини переміщення розрядних поршнів визначаються з відношення:

$$X_i = X_0 2^{i-2},$$

де X_0 -дискретність привода, яка дорівнює величині максимального переміщення поршня молодшого розряду.



Змінювання тисків в i -й порожнині описується рівнянням енергетичного балансу. Покажемо це рівняння у вигляді, яким можна користуватись як для порожнини наповнення, так і для порожнини спорожнення, в залежності від значення сигналу U_i . При значенні $U_i=1$ порожнина наповняється, а при $U_i=-1$ порожнина спорожнюється.

$$kR \left\{ \sqrt{T_m} \cdot K \cdot f_{p,i} \cdot p_n \cdot \varphi(\sigma_i) + \sqrt{T_{i,i-1}} \cdot K \cdot f_{n,e,i-1} \cdot p_{i,i-1} \cdot \varphi \cdot \left[\left(\frac{P_i^{\text{sign}(p_{i,i-1}-p_i)}}{p_{i-1}} \right) \right] \cdot \text{sign}(p_{i,i-1} - p_i) + \sqrt{T_{i,i-1}} \cdot K \cdot f_{n,e,i-1} \cdot p_{i,i-1} \cdot \varphi \cdot \left[\left(\frac{P_i^{\text{sign}(p_{i,i-1}-p_i)}}{p_{i-1}} \right) \right] \cdot (p_{i,i-1} - p_i) - \sqrt{T_i} \cdot K \cdot f_{b,i} \cdot p_i \cdot \varphi(\sigma_{a,i}) - \frac{\alpha_o \cdot p_i \cdot (k-1)}{k \cdot A \cdot R \cdot R} \cdot (F_i + \pi \cdot D \cdot X_{a,i}) \left(1 - \frac{T_c}{T_i} \right) \right\} dt = F_{e,i} \cdot (X_{H,i} + X_{i,i-1}) \cdot dp_i + k \cdot F_{e,i} \cdot p_i \cdot dx_{i,i-1},$$

$$(1) \text{ де } f_{p,i} = 1/2 [f_{H,e,i} + f_{o,e,i} + (f_{H,e,i} - f_{o,e,i}) \cdot \text{sign } y_i]$$

$$f_{b,i} = 1/2 [f_{a,H,e,i} + f_{a,o,e,i} + (f_{a,H,e,i} - f_{a,o,e,i}) \cdot \text{sign } y_i];$$

$$T_{i,i-1} = 1/2 [T_i + T_{i-1} + (T_i - T_{i-1}) \cdot \text{sign}(p_i - p_{i+1})];$$

$$p_{i,i+1} = 1/2 [p_i + p_{i+1} + (p_i - p_{i+1}) \cdot \text{sign}(p_i - p_{i+1})];$$

$$p_{i,i-1} = 1/2 [p_i + p_{i-1} + (p_i - p_{i-1}) \cdot \text{sign}(p_i - p_{i-1})];$$

$$F_{e,i} = 1/2 [F_{o,i} + F_{m,i} + (F_{o,i} - F_{m,i}) \cdot \text{sign } y_i];$$

$$X_{e,i} = 1/2 [X_{o,i} + X_{m,i} + (X_{o,i} - X_{m,i}) \cdot \text{sign } y_i];$$

$$X_{i,i-1} = X_{a,i} + \text{sign} \cdot X_{a,i} - X_{a,i-1} \cdot \text{sign } X_{a,i-1};$$

де k - показник адіабати; $K = \sqrt{2gk / (k-1)}$ - коефіцієнт; g - прискорення сили тяжіння; R - газова постійна для повітря; T_m , T_c - абсолютні температури повітря в магістралі та навколишнього середовища; $\sigma_i = p_i/p_i$ - безрозмірний тиск в порожнині наповнення; $\sigma_{a,i}$ -безрозмірний

тиск в порожнині вихлопу; $\varphi(\sigma_{a,i}) = \sqrt{\sigma_i^{2/k} - \sigma_i^{k+1/k}}$ -функція витрати для порожнини наповнення; $\varphi(\sigma_{a,i})$ - функція витрати для порожнини вихлопу, аналогічна $\varphi(\sigma_i)$; $\varphi \cdot \left(\frac{P_i^{\text{sign}(p_{i,i-1}-p_i)}}{P_{i-1}} \right)$ -функція витрати для порожнини наповнення, якщо $p_{i-1}-p_i > 0$, а при $p_{i-1}-p_i < 0$ - функція витрати для порожнини вихлопу; $\varphi \cdot \left(\frac{P_i^{\text{sign}(p_{i,i-1}-p_i)}}{P_{i-1}} \right)$ - функція витрати для порожнини наповнення, якщо $p_{i+1}-p_i > 0$, а при $p_{i+1}-p_i < 0$ - функція витрати для порожнини вихлопу; $f_{n,e,i}, f_{o,e,i}$ - ефективні площі підводячого трубопроводу при наповненні та спорожненні; $f_{n,e,i+1}, f_{n,e,i-1}$ - ефективні площі, які характеризують зазори, через які повітря з i - ої порожнини перетікає в $i-1$ та в $i+1$ -у порожнину або з $i-1$ та $i+1$ в i -у порожнину; $f_{a,n,e,i}, f_{a,o,e,i}$ -ефективні та опорожнені i -ої порожнини; α_0 - коефіцієнт пропорційності; A - термічний коефіцієнт роботи; $F_{o,i}, F_{M,i}$ початкові площі тепловіддачі поверхней i -ої порожнини; $X_{a,i}$ - абсолютна координата i -го поршня; T_i, T_{i+1}, T_{i-1} - абсолютні температури в порожнинах керування; $X_{o,i}, X_{M,i}$ - координати, які характеризують початкові об'єми i -ої порожнини; p_i, p_{i+1} - тиски в i -ій та $i+1$ порожнинах.

$$X_{M,i} = X_{M,i-2} + X_{M,i}$$

Ліва частина рівняння показує характер змінювання енергії за час dt в наслідок припливу повітря в i -у порожнину з магістралі, перетікання повітря між i -ою, $i-1$ та $i+1$ в i -у порожнинами, витоку повітря в навколишнє середовище та теплообміну з навколишнім середовищем.

Права частина рівняння описує змінювання енергії за час dt , пов'язане зі змінюванням тиску при одночасному змінюванні об'єму порожнини керування.

Запишемо рівняння змінювання температури в i -ї порожнині в загальному вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{dT_i}{T_i} = & \frac{dX_{i,i-1}}{X_{H,i}+X_{i,i+1}} + \frac{dp_i}{p_i} - \frac{K\sqrt{R\cdot T_M}}{F_i\cdot(X_{H,i}+X_{i,i+1})\cdot p_i} \cdot \{f_{n,e,i-1} \cdot p_{i,i-1} \cdot \text{sign}(p_{i,i-1} - \\ & p_i) \cdot \frac{T_i}{\sqrt{T_{i,i-1}}} \cdot \varphi \left[\left(\frac{p_i}{p_{i,i-1}} \right)^{\text{sign}(p_{i,i-1}-p_i)} \right] + f_{p,i} \cdot p_m \cdot \frac{T_i}{T_M} \cdot \varphi(\sigma_i) + f_{n,e,i-1} \cdot p_{i,i-1} \cdot \\ & \text{sign}(p_{i,i-1} - p_i) \cdot \frac{T_i}{\sqrt{T_{i,i-1}}} \cdot \varphi \left[\left(\frac{p_i}{p_{i,i-1}} \right)^{\text{sign}(p_{i,i-1}-p_i)} \right] - f_{p,i} \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{T_i}{T_M}} \cdot \varphi(\sigma_{a,i})\} dT \end{aligned} \quad (2)$$

В загальному випадку рівняння руху i -го поршня та зачеплених з ним у поршнів напишемо у вигляді:

$$X_{ai} \sum_{i=1}^{1+j} m_{i+j} = F_{e,i} \cdot p_i - F_{e,i+j+1} \cdot p_{i+j+1} - (P_{n,i} + \sum_{i=1}^{1+j} P_{m,i+j+1}) \cdot \text{sign} X_{ai} - P_{\text{sign}} X_{a,n} - P_{\text{sign}} X_{a,n} - P_{m,\text{sign}} X_{a,n}, \quad (3)$$

де $F_{e,i} \cdot p_i, F_{e,i+j}$ - ефективні площі поршнів з боку i -ої та $i+j$ порожнин; $P_{\text{т},i+j+1}, P_{\text{т},\text{г}}$ - сумарна сила тертя $i+j$ поршнів пневмоциліндра і гідравлічного циліндра, відповідно; t_{i+j} — сумарна маса $i+j$ поршнів; P_{i+j} - тиск в порожнині з порядковим номером $i+j$; $P_{\text{г}}$ - сила опору гідравлічного циліндра без урахування сил тертя; $P_{\text{п},i}$ - гальмівне зусилля, яке створює i -ий поршень; $X_{a,i}, X_{a,i}$ - швидкість та прискорення вихідного штока; P - корисне навантаження.

Розглянемо алгоритм переходу від узагальнених рівнянь (1)...(3) до рівнянь, які описують динаміку цифрового приводу при переключенні з однієї комбінації керуючих сигналів на іншу.

Як приклад розглянемо роботу пневмогідравлічного ЦП (кількість розрядів якого $n=4$) при переключенні комбінації керуючих сигналів з 0000 на комбінацію 1111, тобто коли тиск живлення одночасно подається в усі керуючі порожнини.

Для опису динаміки необхідно скласти $M_{\text{п}}$ рівнянь руху:

$$M_{\pi} = d - (d+1)/2 = 4 - (4+1)/2 = 10$$

Кількість рівнянь, які описують рух поршнів автономно, дорівнює кількості розрядів приводу $\pi=4$. Кількість рівнянь, які описують рух поршнів по два, по три та по чотири, дорівнює відповідно: $\pi-1=3$; $\pi-2=2$; $\pi-3=1$. Для одержання рівнянь руху поршнів, які рухаються автономно, приймаємо $j=0$, $X_{a,\pi}=0$, при $i=\pi$, а i приймає послідовно значення від одного до чотирьох. Рівняння (4.8) для відповідних розрядних поршнів матиме вигляд:

$$m_1 \cdot X_{a,1} = F_{e,1} \cdot p_1 - F_{e,2} \cdot p_2 - (P_{n,1} + P_{m,1}) \cdot \text{sign } X_{a,1} \quad (4)$$

$$m_2 \cdot X_{a,2} = F_{e,2} \cdot p_2 - F_{e,3} \cdot p_3 - (P_{n,2} + P_{m,2}) \cdot \text{sign } X_{a,2} \quad (5)$$

$$m_3 \cdot X_{a,3} = F_{e,3} \cdot p_3 - F_{e,4} \cdot p_4 - (P_{n,3} + P_{m,3}) \cdot \text{sign } X_{a,3} \quad (6)$$

$$m_4 \cdot X_{a,4} = F_{e,4} \cdot p_4 - F_{e,5} \cdot p_5 - (P_{n,4} + P_{m,4}) \cdot \text{sign } X_{a,4} - P \cdot \text{sign } X_{a,4} - P_{\Gamma} \cdot \text{sign } X_{a,4} - P_{m,\Gamma} \cdot \text{sign } X_{a,4} \quad (7)$$

Аналогічно, використовуючи рівняння (3), отримаємо рівняння, які описують рух поршнів по два, по три та по чотири:

$$(m_1 + m_2) \cdot X_{a,12} = F_{e,1} \cdot p_1 - F_{e,3} \cdot p_3 - (P_{n,1} + P_{m,1} + P_{m,2}) \cdot \text{sign } X_{a,12}, \quad (8)$$

$$(m_2 + m_3) \cdot X_{a,23} = F_{e,2} \cdot p_2 - F_{e,4} \cdot p_4 - (P_{n,2} + P_{m,2} + P_{m,3}) \cdot \text{sign } X_{a,23}, \quad (9)$$

$$(m_3 + m_4) \cdot X_{a,34} = F_{e,3} \cdot p_3 - F_{e,5} \cdot p_5 - (P_{n,3} + P_{m,3} + P_{m,4}) \cdot \text{sign } X_{a,34} - P \cdot \text{sign } X_{a,34} - P_{\Gamma} \cdot \text{sign } X_{a,34} - P_{m,\Gamma} \cdot \text{sign } X_{a,34}, \quad (10)$$

$$(m_1 + m_2 + m_3) \cdot X_{a,13} = F_{e,1} \cdot p_1 - F_{e,4} \cdot p_4 - (P_{n,1} + P_{m,1} + P_{m,2} + P_{m,3}) \cdot \text{sign } X_{a,13}, \quad (11)$$

$$(m_2 + m_3 + m_4) \cdot X_{a,24} = F_{e,2} \cdot p_2 - F_{e,5} \cdot p_5 - (P_{n,2} + P_{m,2} + P_{m,3} + P_{m,4}) \cdot \text{sign } X_{a,24} - P \cdot \text{sign } X_{a,24} - P_{\Gamma} \cdot \text{sign } X_{a,24} - P_{m,\Gamma} \cdot \text{sign } X_{a,24}, \quad (12)$$

$$(m_1 + m_2 + m_3 + m_4) \cdot X_{a,14} = F_{e,1} - F_{e,5} \cdot p_5 - F_{e,5} \cdot p_5 - (P_{n,1} + P_{m,1} + P_{m,2} + P_{m,3} + P_{m,4}) \cdot \text{sign } X_{a,14} - P \cdot \text{sign } X_{a,14} - P_r \cdot \text{sign } X_{a,14} - P_{m,r} \cdot \text{sign } X_{a,14}, \quad (13)$$

При переключенні комбінації керуючих сигналів з 0000 на комбінацію 1111 всі порожнини розрядних поршнів будуть одночасно наповнюватись, а штокова порожнина спорожниться. Для спрощення задачі приймаємо:

$$f_{a.n.e.i} = 0; f_{n.e.i-1} = 0; f_{n.e.i+1}; f_{o.e.i} = 0; 1 - \left(\frac{T_c}{T_i}\right) = 0$$

Тоді рівняння (6) та (7) для відповідних порожнин матимуть вигляд:

$$k\sqrt{R} \cdot K \left[\sqrt{T_M} \cdot \frac{1}{2} \cdot (f_{n,e,i-1} + f_{n,e,i-1} \cdot \text{sign } Y_i) p_M \cdot \varphi(\sigma_i) - \frac{1}{2\sqrt{T_i}(f_{a,o,e,i} - f_{a,o,e,i} \cdot \text{sign } Y_i)} \cdot p_M \cdot \varphi(\sigma_i) \right] dt = F_{e,i} \cdot (X_{0,i} + X_{i,i-1}) \cdot dp_i + k \cdot F_{e,i} \cdot p_i \cdot dx_{i,i-1}; \quad (14)$$

$$\frac{dT_i}{T_i} = \frac{dX_{i,i-1}}{X_{H,i} + X_{i,i+1}} + \frac{dp_i}{p_i} - \frac{K\sqrt{R \cdot T_M}}{F_{e,i} \cdot (X_{H,i} + X_{i,i+1}) \cdot p_i} \cdot [1/2(f_{n,e,i-1} + f_{n,e,i-1} \cdot \text{sign } Y_i) \cdot p_m \cdot \frac{T_i}{T_M} \cdot \varphi(\sigma_i) - 1/2(f_{a,o,e,i} - f_{a,o,e,i} \cdot \text{sign } Y_i) \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{T_i}{T_M}} \cdot \varphi(\sigma_{a,i})] dt \quad (15)$$

Так як керуючі сигнали $y_i = 1$, то всі керуючі порожнини наповнюються, а рівняння (14) та (15) матимуть вигляд:

$$k \cdot \sqrt{R \cdot T_M} \cdot f_{n,e,i} p_m \cdot \varphi(\sigma_i) dt = F_{e,1} \cdot (X_{0,1} + X_{1,1-1}) \cdot dp_i + k \cdot F_{e,1} \cdot p_1 \cdot dx_{1,1} \quad (16)$$

$$k \cdot \sqrt{R \cdot T_M} \cdot f_{n,e,2} p_m \cdot \varphi(\sigma_2) dt = F_{e,2} \cdot (X_{0,2} + X_{2,1}) \cdot dp_2 + k \cdot F_{e,2} \cdot p_2 \cdot dx_{2,1} \quad (17)$$

$$k \cdot \sqrt{R \cdot T_M} \cdot f_{n,e,3} p_m \cdot \varphi(\sigma_3) dt = F_{e,3} \cdot (X_{0,3} + X_{3,2}) \cdot dp_3 + k \cdot F_{e,3} \cdot p_3 \cdot dx_{3,2} \quad (18)$$

$$k \cdot \sqrt{R \cdot T_M} \cdot f_{n,e,4} p_m \cdot \varphi(\sigma_4) dt = F_{e,2} \cdot (X_{0,4} + X_{4,3}) \cdot dp_4 + k \cdot F_{e,4} \cdot p_4 \cdot dx_{4,3} \quad (19)$$

Рівняння змінювання температури:

$$\frac{dT_1}{T_1} = \frac{dX_1}{X_{0,1}+X_1} + \frac{dp_1}{p_1} - \frac{K\sqrt{R \cdot T_M}}{F_{e,1} \cdot (X_{0,1}+X_{1,0}) \cdot p_1} \cdot f_{n,e,1} \cdot \frac{T}{T_M} \cdot \varphi(\sigma_1) dt, \quad (20)$$

$$\frac{dT_2}{T_2} = \frac{dX_{2,1}}{X_{0,2}+X_{2,1}} + \frac{dp_2}{p_2} - \frac{K\sqrt{R \cdot T_M}}{F_{e,2} \cdot (X_{0,2}+X_{2,1}) \cdot p_2} \cdot f_{n,e,2} \cdot \frac{T}{T_M} \cdot \varphi(\sigma_2) dt, \quad (21)$$

$$\frac{dT_3}{T_3} = \frac{dX_{3,2}}{X_{0,3}+X_{3,2}} + \frac{dp_3}{p_3} - \frac{K\sqrt{R \cdot T_M}}{F_{e,3} \cdot (X_{0,3}+X_{3,2}) \cdot p_3} \cdot f_{n,e,3} \cdot \frac{T}{T_M} \cdot \varphi(\sigma_3) dt, \quad (22)$$

$$\frac{dT_4}{T_4} = \frac{dX_{4,3}}{X_{0,4}+X_{4,3}} + \frac{dp_4}{p_4} - \frac{K\sqrt{R \cdot T_M}}{F_{e,4} \cdot (X_{0,4}+X_{4,3}) \cdot p_4} \cdot f_{n,e,1} \cdot \frac{T}{T_M} \cdot \varphi(\sigma_4) dt \quad (23)$$

Крім рівнянь, які описують змінювання тиску та температури в керуючих порожнинах привода, необхідно скласти рівняння змінювання тиску та температури в штоковій порожнині:

$$\frac{dp_5}{dt} = \frac{k}{l-X_{a,4}} \cdot \left[p_5 \frac{dX_{a,4}}{dt} - \frac{f_{e,5} \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T_M}}{F_{e,5}} \cdot p_5 \cdot \frac{T}{T_M} \cdot \varphi(\sigma_5) \right], \quad (24)$$

$$\frac{dT_5}{dt} = -\frac{T_5}{l-X_{a,4}} \cdot p_5 \frac{dX_{a,4}}{dt} + \frac{T_5}{p_5} \cdot \frac{dp_5}{dt} + \frac{T_5 \sqrt{R \cdot T_M}}{F_{e,5} (l-X_{a,4})} \cdot f_{e,5} \cdot K \cdot \sqrt{\frac{T_5}{T_M}} \cdot \varphi(\sigma_5), \quad (25)$$

де $l = X_0(2n-1) + X_{0,5}$; X_0 —дискретність привода; $X_{0,5} = V_{0,5}/F_{0,5}$ —координата, яка характеризує об'єм $V_{0,5}$ порожнини в крайньому правому положенні поршня старшого розряду.

При відпрацюванні керуючих сигналів кількість рівнянь руху, які необхідно вирішити для визначення початку руху, можна знайти з виразу:

$$M_d = d \left(1 + \sum_{i=1}^{i=n} r_i \right) - \left(1 + \sum_{i=1}^{i=n} r_i \right)^2 = 4(1+4) - 16 = 4.$$

В залежності від початкових об'ємів порожнин, які наповнюються, сил тертя та ефективних площ підводящих трубопроводів першим може

переміщуватись поршень 4 під дією перепадів тисків, який діє на його торцеві площі або спільно поршні 3-4, 2-4 та 1-4.

Для того, щоб знайти тиск руху поршня 4, приймаємо $t_{4-ха,4} = 0$, тоді з рівняння (7.7) знаходимо:

$$p_{4,д} = \frac{F_{e,5} \cdot p_5 + P_{m,4} + P + P_{m,г}}{F_{e,4}} \quad (26)$$

Виконавши інтегрування рівняння (19), знайдемо час наповнення t_4 порожнини 4 до тиску руху $p_{4,д}$. При цьому рівняння (19) прийме вигляд:

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{k}{X_{0,4}} \cdot \left[\frac{f_{e,4} \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T_M}}{F_{e,4}} \cdot p_M \cdot \varphi(\sigma_4) \right], \quad (27)$$

Тиск руху поршнів 3-4 знаходим з рівняння (7.10), приймаючи : $(m_3 + m_4)_{ха,34} = 0$, тоді

$$p_{3,д} = \frac{F_{e,5} \cdot p_5 + P_{m,3} + P_{m,4} + P + P_{m,г}}{F_{e,3}} \quad (28)$$

Час наповнення порожнини 3 до тиску руху $p_{3,д}$ знайдемо чисельним інтегруванням рівняння (7.17), яке матиме вигляд:

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{k}{X_{0,3}} \cdot \left[\frac{f_{e,3} \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T_M}}{F_{e,3}} \cdot p_M \cdot \varphi(\sigma_3) \right], \quad (29)$$

Аналогічно визначаємо тиски руху поршнів 2-4 та 1-4 та час наповнення (t_2 і t_1) порожнин 2 та 1 до тиску руху з відповідних рівнянь:

$$p_{2,д} = \frac{F_{e,5} \cdot p_5 + P_{m,2} + P_{m,3} + P_{m,4} + P + P_{m,г}}{F_{e,2}} \quad (30)$$

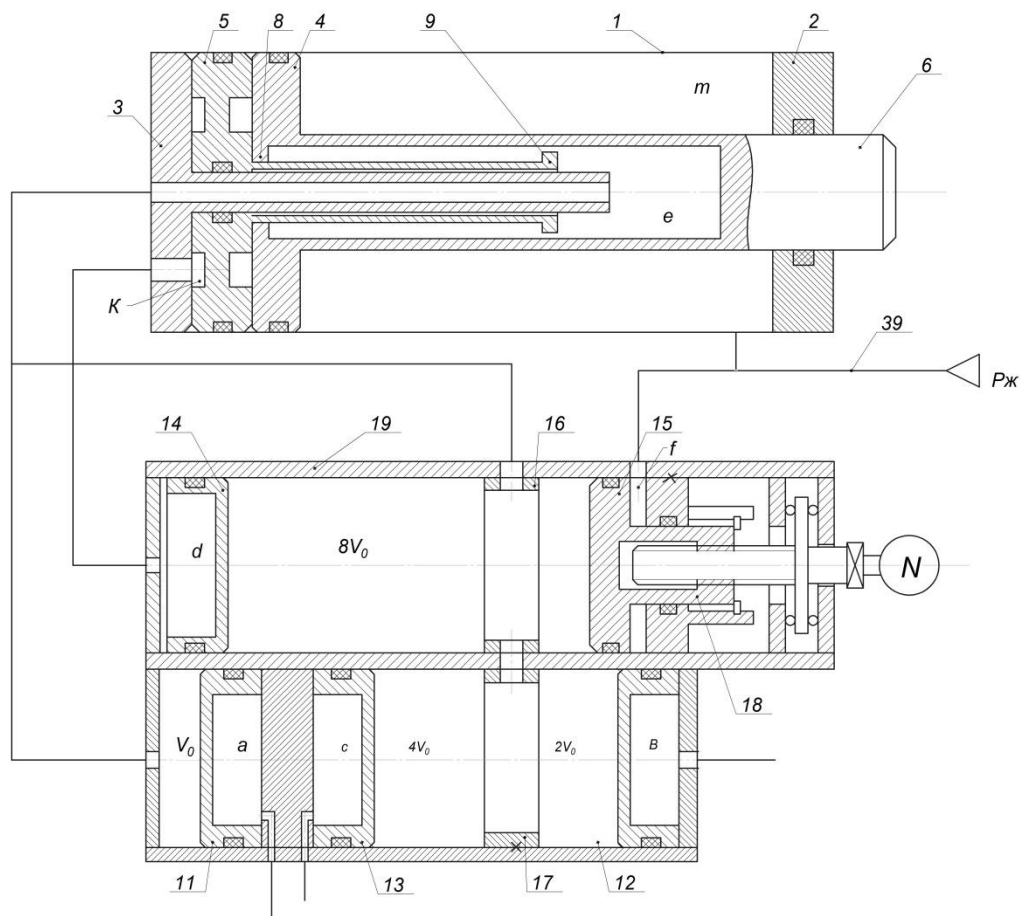
$$p_{1,д} = \frac{F_{e,5} \cdot p_5 + P_{m,1} + P_{m,2} + P_{m,3} + P_{m,4} + P + P_{m,г}}{F_{e,2}} \quad (31)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k}{X_{0,2}} \cdot \left[\frac{f_{e,2} \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T_M}}{F_{e,2}} \cdot p_M \cdot \varphi(\sigma_2) \right], \quad (32)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{X_{0,1}} \cdot \left[\frac{f_{e,1} \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T_M}}{F_{e,1}} \cdot p_M \cdot \varphi(\sigma_1) \right], \quad (33)$$

Виконавши інтегрування рівнянь (16), (17), (18) та (19) знаходимо час наповнення відповідних порожнин до тиску руху. При цьому першим почне переміщуватись той розрядний поршень (або група поршнів), у якого мінімальний час наповнення керуючої порожнини до тиску руху.

Таким чином, використовуючи рівняння (4)...(25) та узагальнені рівняння (1)...(3), які описують динаміку i -го розрядного поршня, можна перейти до системи рівнянь, які описують динаміку ЦП конкретного переходу. Крім того, така узагальнена математична модель дозволяє спрощувати алгоритм та програму розрахунку ЦП на ЕОМ.



Вихідні дані:

1. Число розрядів – $n=5$
2. Об'єми розрядних камер a, b, c і d відповідно дорівнюють $V_a = V_b = V_c = V_d$
3. Діаметри поршнів гідравлічного дозатора рівні і дорівнюють D_d
4. Діаметр поршня циліндра 1- D
5. Діаметр штока 6- d

6. Тиск живлення - $P_{ж}$
7. Тиск магістральний – $P_{м}$.

При опрацюванні комбінації керуючих сигналів 1111, тобто тиск живлення одночасно підводиться до камер a,b,c,d і е система диференціальних рівнянь, що описує динаміку приводу має вигляд:

В загальному випадку параметри руху і-го поршня гідравлічного дозатора визначаються рівнянням руху [1].

$$m_i \cdot x_c = P_i \cdot F_d - R_{тр} - P_r \cdot F_d + P \quad (1)$$

Де m_i – маса рухомих частин, звільнених з і-ми поршнем; $R_{тр}$ – зусилля тертя; F_g – ефективна площа поршня дозатора; P_r – тиск рідини в гідравлічній камері; P_i – тиск живлення підводиться до і-тої камери; P – навантаження на паршнь.

Рівняння наповнення і-тої робочої камери гідравлічного дозатора

$$K\sqrt{R} \left[\sqrt{T_m} \cdot K \cdot f_{e,n,i} \cdot P_n \cdot \varphi(\sigma_i) - \sqrt{T_i} \cdot K \cdot f_{e,v,i} \cdot P_{v,i} \cdot \varphi(\sigma_{y,i}) - \sqrt{T_i} \cdot K \cdot f_{a,e,i} \cdot P_i \cdot \varphi(\sigma_a) - \frac{\alpha_0 \cdot P_i (K-1)}{K \cdot A \cdot P} \cdot (F_{k,c} + \pi D_d \cdot x_i) \left(1 - \frac{T_e}{T_i}\right) \right] \cdot dt = V_i \cdot dP_i + K \cdot P_i \cdot dV_i \quad (2)$$

Де $K = \sqrt{\frac{2g \cdot K}{K-1}}$ – коефіцієнт;

g – прискорення вільного падіння;

R – газова стала;

$\delta_i = \frac{Pa}{Pu}$; $\delta_a = \frac{Pa}{Pi}$; $\delta_{yi} = \frac{Pa}{Pu}$; - відповідно безрозмірні тиски в камері наповнення, в камері вихлопа із-за втрат в атмосферу і перетікання в камеру проти тиску;

$\varphi(\delta_i) = \sqrt{\delta_i^{2/k} - \delta_i^{k+1/k}}$ функції втрати повітря для камер наповнення;

$\varphi(\delta_a)$ і $\varphi(\delta_{y,i})$ – функції витрати для камери вихлопа;

α_0 – коефіцієнт пропорціональності;

$$\alpha' = \alpha_0 \cdot \gamma''$$

α' - коефіцієнт тепловіддачі;

$F_{кл}$ – площа тепловідаючої поверхні кришки циліндра;

A – термічний еквівалент роботи.

Приріст температури повітря в камері наповнення

$$\frac{dT_i}{T_i} = \frac{dV_i}{V_i} + \frac{dP_i}{P_i} \cdot \frac{\sqrt{RT_i}}{V_i \cdot T_i} \left[f_{e,H,i} \cdot P_H \cdot K \frac{T_i}{T_M} \cdot \varphi(\sigma_i) - f_{e,H,i} \cdot K \cdot P_i \cdot \sqrt{\frac{T_i}{T_M}} \cdot \varphi(\sigma_a) - f_{B,e,i} \cdot K \cdot P_i \sqrt{\frac{T_i}{T_M}} \cdot \varphi(\sigma_i) \right] \cdot dt \quad (3)$$

Процес опорожнення камери m описується рівняннями:

$$K \sqrt{R \cdot T_M} \cdot K \left[P_M f_{p,e,i} \varphi(\sigma_B) - P_{ш} \cdot f_{B,e} \cdot \sqrt{\frac{T_{ш}}{T_M}} \cdot \varphi(\sigma_a) + P_{ш} \cdot f_{B,e} \cdot \sqrt{\frac{T_{ш}}{T_M}} \cdot (\sigma_a) - \frac{a_0(K-1)P_{ш}}{K \cdot A \cdot R \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T_M}} (F_{K,B} + \pi D(l-x)(1 - \frac{T_c}{T_{ш}})) \right] \cdot dt = -K \cdot P_{ш} \cdot dV_B + V_B \cdot dP_B \quad (4)$$

З урахуванням прийнятих допущень, отримуємо спрощену систему, що описують динаміку руху i -го поршня дозатора:

$$\frac{d^2 x_i}{dt^2} = \frac{1}{m_i} (P_{ж} \cdot F - R_{тр} - P_{г} \cdot F_g + P); \quad (5)$$

$$\frac{dP_i}{dt} = \frac{1}{x_{0,i} + x_c} \left[\frac{f_{e,H,i} \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T_M} \cdot \varphi(\sigma_a)}{F} - P_i \frac{dx_i}{dt} \right]; \quad (6)$$

$$\frac{dP_{ш}}{dt} = \frac{P_{ш}}{x_{OB} + x_i} \left[\frac{dx_i}{dt} - \frac{f_{B,e,i} \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T_M}}{F_{B,c}} - \varphi(\sigma_a) \right]; \quad (7)$$

Перепишемо рівняння (5) – (7) у вигляді чисельного інтегрування;

$$x''_i = \frac{1}{m_i} (P_i \cdot F - R_{тр} - P_2 \cdot F_g + P) \quad (8)$$

$$x'_i = x''_i \cdot \Delta t_1$$

$$P_i = \frac{1}{x_{0,i}} \left[\frac{f_{e,H,i} \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T_M} \cdot \varphi(\sigma_a)}{F} \right] \Delta t_1 \quad (9)$$

$$P_{ш} = \frac{1}{x_{OB} - x_i} \left[P_B \cdot x_i - \frac{f_{B,e,i} \cdot K \cdot \sqrt{R \cdot T_M}}{F_B} \cdot P_{ш} \cdot \varphi(\sigma_c) \right] \cdot dt \quad (10)$$

Сили тертя в рухомих ланках пневматичних та пневмогідравлічних виконавчих механізмів представляє собою досить складну залежність від перепаду тисків, швидкості, температури, часу витримки в нерухомому стані величини середнього контактного тиску, зумовленого деформацією ущільнювачів, наявністю мастила, та ряду інших факторів.

Дослідження, які проводились з ЦП дозволили встановити, що у виробничих умовах вони працюють при усталених або мало змінних

режимах. Тому можна нехтувати впливом температури на величину сили тертя. З урахуванням такого припущення силу тертя і-го поршня можна апроксимувати такою нелінійною залежністю:

$$p_{m,i} = \left(p_{mcd} + p_{mcsn} \cdot e^{-C_{Tp}|v_{a,i}|} \right) \cdot \text{sing}v_{a,i} + \text{sing}v_{a,i} \cdot [M_d \cdot (p_n + B_1/p_i - p_{i+1}/) \cdot (B_0 + B_1/p_i - p_{i+1}/)] + K_4 \cdot v_{a,i}, \quad (38)$$

де першій доданок в правій частині описує суму сухого тертя з урахуванням різниці сили тертя спокою та сили тертя руху, другий доданок визначає силу тертя в ущільненнях поршня, а третій доданок враховує рідинне тертя; $P_{т.с.д}$ - сила сухого тертя руху; $P_{т.с.п}$ - різниця сил тертя спокою та руху; C_{Tp} -коефіцієнт, який характеризує крутість змінювання сили сухого тертя при змінюванні швидкості; $v_{a,i}$ - абсолютна швидкість і-го поршня; K_4 - коефіцієнт рідинного тертя; B_i -коефіцієнт, враховуючий змінювання площі контакту ущільнення від перепаду тисків.

$$M_d = M_m \cdot \pi \cdot D_i$$

де M_m -коефіцієнт тертя, D_i - діаметр і-го поршня.

$$p_H = 1,25 \cdot 10^{-2} \cdot \varepsilon \cdot E,$$

де ε - коефіцієнт площі контакту ущільнення; E - модуль пружності.

$$B_0 = 0,03 \cdot d_2 \cdot \varepsilon,$$

де d_2 -діаметр ущільнюючого кільця.

Сила тертя в гідравлічному гальмівному циліндрі апроксимується аналогічною залежністю:

$$p_{m,\Gamma} = \left(p_{mcdm} + p_{mcsn\Gamma} \cdot e^{-C_{Tp}|v_{a,n}|} \right) \cdot \text{sing}v_{an} + \text{sing}v_{an} \cdot [M_{д\Gamma} \cdot (p_{n\Gamma} + B_1/p_6 - p_7/) \cdot (B_{0\Gamma} + B_{1\Gamma}/p_6 - p_7/)] + K_4 \cdot v_{an}, \quad (39)$$

де v_{an} - абсолютна швидкість вихідного штока; p_6 та p_7 - утиски в порожнинах гальмівного циліндра.

Проведені статичні і динамічні дослідження електропневматичного цифрового приводу: Показано, що статичне зусилля приводу залежить від числа розрядів (поршнів). Проведені динамічні дослідження дозволили встановити залежність швидкості руху вихідного штока від гальмівного шляху, від значення ефективної площі живлячих трубопроводів, від початкового об'єму розрядних камер, від приєднаної до вихідного штока маси.

Встановлено, що із збільшенням приєднаної маси до штока (від 5 до 20 кг) швидкість в кінці руху змінюється від 0,01 м/с до 0,2 м/с. А тиск в гальмівному циліндрі збільшується від 1,3 МПа до 2,8 МПа.

Встановлено, що зі збільшенням приєднаної маси характер руху вихідного штока з коливального прямує до рівномірного при цьому максимальна швидкість зменшується з 1,3 м/с до 0,75 м/с.

Таким чином, необхідний закон руху вихідного штока можна забезпечити змінюючи його вхідні параметри: початковий об'єм, ефективні площі, шлях гальмування, тиск в штоковій камері.

Висновок

В процесі виконання магістерської дисертації розроблений багатопозиційний лінійний привод з цифровим керуванням з дискретністю $\Delta X=0,01\text{мм}$ і максимальною величиною переміщення вихідного штока цифрового лінійного двигуна $X_{\text{max}}=255\text{ мм}$. Розроблений також поворотний цифровий двигун з дискретністю $\varphi_0=1^\circ$ і максимальним кутом повороту руки робота $\varphi =255^\circ$.

Таким чином розроблений промисловий робот має дві ступені рухомості з сервісом (максимальна кількість позицій схвата в просторі)

$$N_n = 13,103104 \cdot 10^6 \text{ позицій.}$$

Список використаної літератури:

1. “Приборы и системы управления” №9, 1967г., стр. 22.
2. Герц Е.В., Крейнин Г.В., К анализу динамики пневмопривода с переменной нагрузкой. Сб. “Пневматические средства и системы управления” М., “Наука”, 1970г.
3. Березюк Я.Т., Андрущенко А.Г., Мощицкий С.С. и др. Кодирование информации (двоичные коды), Харьков, издательское объединение «Вища школа», 1978, 252с.
4. Фролов М.Л., Расчет пневматического устройства с переменной массой. Сб. “Анализ и синтез машин - автоматов”. М., “Наука” 1964.
5. Дроздов С.О., Инерциональность пневматических линий в системах автоматизации, “Приборы и системы управления”, 1967. №4.
6. Фельдман В.Я., Энгенбрат В.М., К выбору параметров пневмолиний связи на основе анализа динамических процессов., “Машиностроение” №2, 1969.
7. Нисман Л.Н., “Приборостроение”, №1, 1961г.
8. Нисман Л.Н., “Приборостроение”, №10, 1961г.
9. Афанасьев В.В., Об изменениях эффективных площадей мембран. “Системы, устройства и элементы пневмо- и гидроавтоматики”. Изд. АН.СССР 1959г.
10. Бройдо Н.Ф., Приближенный расчет инерциональности пневматических систем пневмопривод-сервомотор, “Измерительная техника”, 1961г. №9.
11. Воробьева Т.М., Мельничук А.Я., Круглов В.Н., Цифровой привод., Авт. Свид. №185118 "Бюлетень изобретений", 1966г., №16.

12. Гохберг М.М., Определения рабочего усилия тарельчатых резинотканевых мембран. Сб. "Теория машин-автоматов и пневмоприводов", М., "Машиностроение", 1960г.
13. Герц Е. В., " Пневматические приводы", изд., "Машиностроение", 1969г.
14. Новік М.А. Аналіз точності позиціонування цифрових приводів. Вест. Нац. Техн. Ун-та України «Київ. Політехн. Ін-т» : серія «Машиностроение». – 2008. - №54. – с. 124-131.
15. Новік М.А. Комбінований цифровий привод з об'ємними дозаторами. Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. №2 (16). – с. 79-81.
16. Новік М.А. Статичні характеристики електропневматичного багатопозиційного приводу. Вісн. Нац. Техн. Ун-ту України «Київ. Політехн. Ін-т» : серія «Машинобудування». – 2010. - №58. – с. 223-228.
17. Патент України № 90383, МПК F15B 7/00. Багатопозиційний привод/ Новік М.А. Кучерук Ю. М. Дорогань В.В., опубл. 10.02.2010р., Бюл №3
18. Патент України №63780, МПК F15B 7/00. Багатопозиційний привод/ Новік М. А., Дідовець В. Е., опубл. 25.10.2011 р., Бюл. № 20.
19. Патент України №63275, МПК F15B 7/00. Багатопозиційний привод
20. Патент України №93441, МПК F15B 11/02. Пневмогідравлічний цифровий привод
21. Патент України №35218, МПК F15B 7/00. Багатопозиційний поворотний привід з цифровим керуванням

22. ГОСТ 12.2.072-82 "ССБТ.Роботы промышленные,Роботизованные технологические комплексы и участки.Общие требования безопасности".-М.,1982.
23. Основы технико-экономического анализа инженерных решений Розенплентер А.Е., Сычев В.С..Киев. Вища школа.-1989.