

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ  
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»

УДК \_\_\_\_\_

До захисту допущено

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ В.Б.Струтинський

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2018 р.

**Магістерська дисертація**  
на здобуття ступеня магістра  
зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему \_ Розширення функціональних можливостей промислового робота  
Бриг-10.

Виконав (-ла): студент (-ка) \_\_\_\_\_ ІІ курсу , групи МВ – 71мп

\_\_\_\_\_ Животовський Станіслав Владиславович

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Науковий керівник \_\_\_\_\_ Новік М. А., к. т. н., доц.

(посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Консультант з розділу \_\_\_\_\_ Новік М. А., к. т. н., доц.

(посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент:

\_\_\_\_\_ (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ - 2018

**Національний технічний університет України**  
**“Київський політехнічний інститут**  
**імені Ігоря Сікорського”**  
**Механіко-машинобудівний інститут**  
**Кафедра конструювання верстатів та машин**

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною  
програмою

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування  
Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів, роботів  
і машин»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

В.Б.Струтинський

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” \_\_\_\_\_ 2018 р.

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ**  
**Животовський Станіслав Владиславович**

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Розширення функціональних можливостей промислового  
робота Бриг-10

науковий керівник дисертації Новік М. Н., к. т. н., доц.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від “15” листопада 2018 року № 934-с

2. Термін подання студентом дисертації \_\_\_\_\_

3. Об'єкт дослідження є багатопозиційні приводи з цифровим керуванням  
промислового робота Бриг-10

4. Вихідні дані : 1.Привод руки робота: переміщення лежить в діапазоні 0-512  
мм з дискретністю -0,02мм і число позицій дорівнює 12800, а кутовий поворот  
схвата в діапазоні  $0^{\circ} - 70^{\circ}$ . 2. Привод поворота колони: забезпечує поворот  
вихідної ланки (руки) в діапазоні  $0^{\circ} - 294,5^{\circ}$  з дискретність  $0,0229^{\circ}$  і числом  
позицій 12800. 3. Привод підйома руки (колони): Такий привод забезпечує  
підйом руки в діапазоні 0-256мм з дискретністю- 0.02мм і числом позицій  
12800.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити : 1) Патентний пошук 2) Розробка схеми та конструкції цифрового приводу зворотно-поступальної дії. 3) Розробка схема та конструкції ланцюгового поворотного цифрового приводу. 4) Розробка схеми та конструкції приводу підйому руки робота. 5)Компоновка
6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: Патентний пошук, схема та конструкція ЦППР, схема та конструкція поворотного ЦП, схема та конструкція циліндра підйома, компоновка.
7. Орієнтовний перелік публікацій : Патент України №124672, тези(2
8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-4	Новік М. Н., к. т. н., доц..		

9. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Патентний і літературний огляд приводів з цифровим керуванням	03.09-20.09	
2	Аналіз статичних характеристик цифрових приводів	20.09-05.10	
3	Розробка цифрового приводу зворотно-поступальної дії	05.10-10.10	
4	Цифровий привод зворотно поступальної дії	10.10-20.10	
5	Схема ланцюгового поворотного цифрового приводу	20.10-01.11	
6	Комбінований ланцюговий поворотний привод	01.11-11.11	
7	Схема приводу підйому руки робота	11.11-16.11	
8	Циліндр підйома руки робота	16.11-25.11	
9	Алгоритм розрахунку статичних характеристик ЦП	25.11-05.12	
10	Новітня компоновка промислового робота побудованого на базі цифрових приводів	05.12-14.12	

Студент \_\_\_\_\_ Животовський С. В  
( підпис ) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації \_\_\_\_\_

## РЕФЕРАТ

В магістерській дисертації на тему «Розширення функціональних можливостей промислового робота Бриг-10» розглянуті багатопозиційні пневматичні, пневмогідравлічні і пневмоелектричні приводи з цифровим керуванням, якими забезпечується переміщення руки робота, ротацію схвата, поворот колони і підйом руки робота.

Привод руки робота, виконаний у вигляді одного вузла забезпечує як лінійне переміщення схвата, так і його поворот відносно осі руки. При цьому лінійне переміщення лежить в діапазоні 0-512 мм з дискретністю -0,02мм і число позицій дорівнює 12800, а кутовий поворот схвата в діапазоні  $0^{\circ} - 70^{\circ}$ , з дискретністю  $10^{\circ}$  і числом позицій 7.

Привод поворота колони виконаний у вигляді послідовно розміщених розрядних поршнів з цифровим кроком і електричного крокового двигуна (ЕКД) забезпечує поворот вихідної ланки (руки) в діапазоні  $0^{\circ} - 294,5^{\circ}$  з дискретністю  $0,0229^{\circ}$  і числом позицій 12800.

Привод підйому руки (колони), виконаний у вигляді виконавчого гідроциліндра, до гідравлічної камери якого підводиться рідина від гідравлічного об'ємного цифрового дозатора з додатковою гідрокамерою, в якій розміщений додатковий поршень, шток якого з'єднаний гвинтовою передачею зі вихідним штоком електричного крокового двигуна. Такий привод забезпечує підйом руки в діапазоні 0-256мм з дискретністю- 0.02мм і числом позицій 12800.

Сервіс запропонованого робота визначається добутком чисел позицій по кожній степені рухомості, тобто

$$N_{\Pi} = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot n_4 = 7 \cdot 12800^3 = 14.68 \cdot 10^{12}$$

В дисертації приведена математична модель і алгоритм розрахунку основних характеристик запропонованих оригінальних приводів.

## Перелік скорочень

ЦП – цифровий привод

ПЦП – пневматичні цифрові приводи

ПГЦП – пневмогідравлічні цифрові приводи

ЕМ – електромагніт

ДЖ – джерело струму

Д – дросель

Р – розподільник

РК – редуційний 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

## Зміст

1. ВСТУП.....	7
2. Патентний і літературний огляд приводів з цифровим керуванням.....	9
3. Аналіз статичних характеристик цифрових приводів.....	29
4. Розробка цифрового приводу зворотно-поступальної дії.....	39
5. Дослідження точності позиціонування ЦП.....	46
6. Цифровий привод зворотно поступальної дії.....	54
7. Схема ланцюгового поворотного цифрового приводу.....	57
8. Комбінований ланцюговий поворотний привод .....	63
9. Схема приводу підйому руки робота.....	65
10.Циліндр підйома руки робота.....	70
11.Алгоритм розрахунку статичних характеристик ЦП.....	72
12.Новітня компоновка промислового робота побудованого на базі цифрових приводів.....	78
13.ЛІТЕРАТУРА.....	81

## ВСТУП

В магістерській дисертації на тему «Розширення функціональних можливостей промислового робота Бриг-10» розглянуті багатопозиційні пневматичні, пневмогідравлічні і пневмоелектричні приводи з цифровим керуванням, якими забезпечується переміщення руки робота, ротацію схвата, поворот колони і підйом руки робота.

Привод руки робота, виконаний у вигляді одного вузла забезпечує як лінійне переміщення схвата, так і його поворот відносно осі руки. При цьому лінійне переміщення лежить в діапазоні 0-512 мм з дискретністю -0,02мм і число позицій дорівнює 12800, а кутовий поворот схвата в діапазоні  $0^{\circ} - 70^{\circ}$ , з дискретністю  $10^{\circ}$  і числом позицій 7.

Привод поворота колони виконаний у вигляді послідовно розміщених розрядних поршнів з цифровим кроком і електричного крокового двигуна (ЕКД) забезпечує поворот вихідної ланки (руки) в діапазоні  $0^{\circ} - 294,5^{\circ}$  з дискретністю  $0,0229^{\circ}$  і числом позицій 12800.

Привод підйома руки (колони), виконаний у вигляді виконавчого гідроциліндра, до гідравлічної камери якого підводиться рідина від гідравлічного об'ємного цифрового дозатора з додатковою гідрокамерою, в якій розміщений додатковий поршень, шток якого з'єднаний гвинтовою передачею зі вихідним штоком електричного крокового двигуна. Такий привод забезпечує підйом руки в діапазоні 0-256мм з дискретністю- 0.02мм і числом позицій 12800.

Сервіс запропонованого робота визначається добутком чисел позицій по кожній степені рухомості, тобто

$$N_{\pi} = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot n_4 = 7 \cdot 12800^3 = 14.68 \cdot 10^{12}$$

В дисертації приведена математична модель і алгоритм розрахунку основних характеристик запропонованих оригінальних приводів.

## ПАТЕНТНИЙ І ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД ПРИВОДІВ З ЦИФРОВИМ КЕРУВАННЯМ

Проведені випробуванням, в Національному технічному університеті України "КПІ" створено ряд захищених патентами конструкцій пневматичних, гідравлічних та комбінованих ЦП з гальмуючими і направляючими пристроями, захищеними патентами України.

Створені цифрові приводи відрізняються високою швидкістю, простотою конструкції і надійністю, дозволяють забезпечувати гальмування кожного розрядного поршня автономно або тільки вихідної ланки, такі ЦП забезпечують стабільні динамічні характеристики в будь-якому режимі роботи.

На рис. 1.1. показано конструкція багатопозиційного приводу.

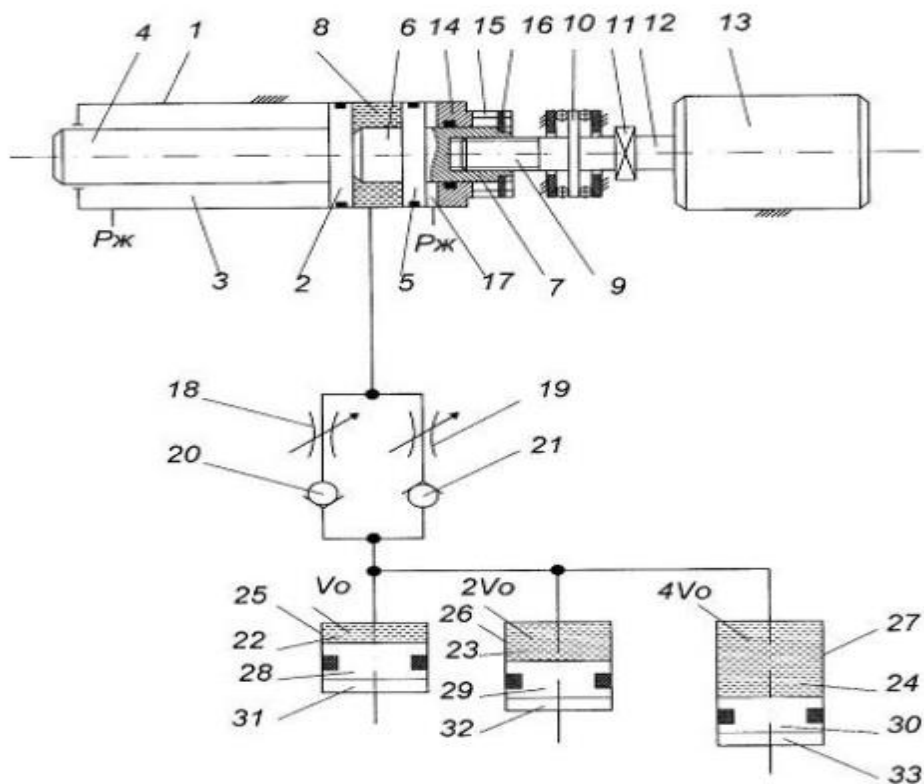


Рис. 1.1. Конструкція багатопозиційного приводу.

Принцип роботи ЦП. Багатопозиційний ЦП містить циліндр виконаний 1, в якому розташований поршень 2 з вихідним штоком 4 і проміжний поршень 5 з

упором 6 і різьбовим штоком 7. Поршень 2 і проміжний поршень 5 створюють міжпоршневу камеру 8. Шток 7 різьбовим сполученням послідовно через гвинт 9, упорний кульковий підшипник 10, муфту 11 безлюфтово з'єднаний з вихідним валом 12 ЕКД 13. Торцева кришка 14 циліндра 1 має діаметрально протилежно розташовані пази 15, в яких рухомо в осьовому напрямку розташовані шпонки 16, закріплені на різьбовому штоці 7. Поршень 5 і торцева кришка 14 утворюють компенсаційну камеру 17, до якої подається тиск живлення “Рж”. Міжпоршнева порожнина 8 через дроселі 18, 19 і зворотні клапани 20 і 21 сполучена з гідравлічними камерами 22, 23 24 об'ємних гідравлічних дозаторів 25, 26 і 27 з поршнями 28, 29, 30 і розрядними порожнинами 31, 32 і 33. Об'ємні гідравлічні дозатори 25, 26 і 27 відповідно мають задані об'єми рідини . До штокової порожнини 3 виконавчого циліндра 1 постійно подається тиск живлення “Рж”. Площа поршня 2 зі сторони камери 8 в два рази більша за площу поршня зі сторони камери 3. При такому співвідношенні ефективних площ зусилля, що розвиває привод буде рівним як при русі вперед, так і при русі назад. Ефективна площа проміжного поршня 5 зі сторони камери 17 дорівнює площі поршня 2 зі сторони камери 3.

Багатопозиційний привод БПП працює наступним чином. У вихідному положенні електричний кроковий двигун 13 вимкнений, камери 31, 32 і 33 гідравлічних розрядних дозаторів 25, 26 і 27 сполучені з атмосферою. До камери 3 і 17 циліндра 1 подається тиск живлення “Рж”.

При подачі тиску живлення до камери 31 дозатора 25 (що відповідає опрацюванню комбінації керуючих сигналів 001) поршень 28 рухається вверх (за кресленням) і витісняє об'єм рідини  $V_0$  із камери 22 у камеру 8 через зворотний клапан 20 і регульований дросель 18.

При цьому вихідний шток 4 виконавчого циліндра 1 рухається ліворуч. При сполученні камери 31 з атмосферою під дією тиску “Рж” у камері 3 поршень 2 з вихідним штоком 4 рухається у початкове положення. При цьому рідина із

порожнини 8 витісняється в камеру 22 дозатора 25 через регульований дросель 19 і зворотний клапан 21. При підведенні тиску живлення у камеру 32 (що відповідає опрацюванню комбінації керуючих сигналів 010) гідравлічного дозатора 26 поршень 29 рухається вгору і витісняє рідину із камери 23 через зворотний клапан 20 і регульований дросель 18 у міжпоршкову камеру 8. При цьому вихідний шток 4 виконавчого циліндра 1 рухається ліворуч. При опрацюванні комбінації керуючих сигналів 011 (тиск живлення паралельно подається до камери 31 і 32 гідравлічних дозаторів 25 і 26) вихідний шток 4 з поршнем 5 рухається вліво. Комбінації керуючих сигналів 111 відповідає рух штока 4 і т. д. При цьому швидкість руху вихідного штока 4 як вліво, так і в праворуч регулюється відповідно регулюючими дроселями 18 і 19. При опрацюванні одного керуючого імпульсу ЕКД 13 його вал 12 повертається на кут  $\alpha$ , при цьому проміжний поршень 5 і вихідний шток 4 переміщується ліворуч. При паралельній подачі тиску живлення, наприклад, до камери 31 гідравлічного об'ємного дозатора 25 і опрацюванні ЕКД 13 одного імпульсу вихідний шток 4 рухається вліво. При паралельній подачі тиску живлення, наприклад, до камер 31, 32 і опрацюванні  $n$  керуючих імпульсів ЕКД 13, вихідний шток 4 рухається вліво. Аналогічно цифровий привод працює і при опрацюванні інших комбінацій керуючих сигналів і поданої кількості імпульсів як в прямому, так і в реверсному режимі. Максимальне число керуючих імпульсів, які може опрацювати ЕКД може визначатися за залежністю  $n = \frac{X_{\max}}{\Delta X}$ . Максимальна величина руху вихідного штока 4 визначається за  $X_{\max} = 4X_{\text{п}} - \Delta X$ . Кількість позицій штока 4 визначається по такій залежності.

Таким чином, багатопозиційний цифровий привод при дискретності і значному переміщенні вихідного штока має значно менший осьовий габаритний розмір і дає змогу в широкому діапазоні регулювати швидкості руху.

На рис. 1.2 показано конструкція багатопозиційного пневмоелектричного приводу.

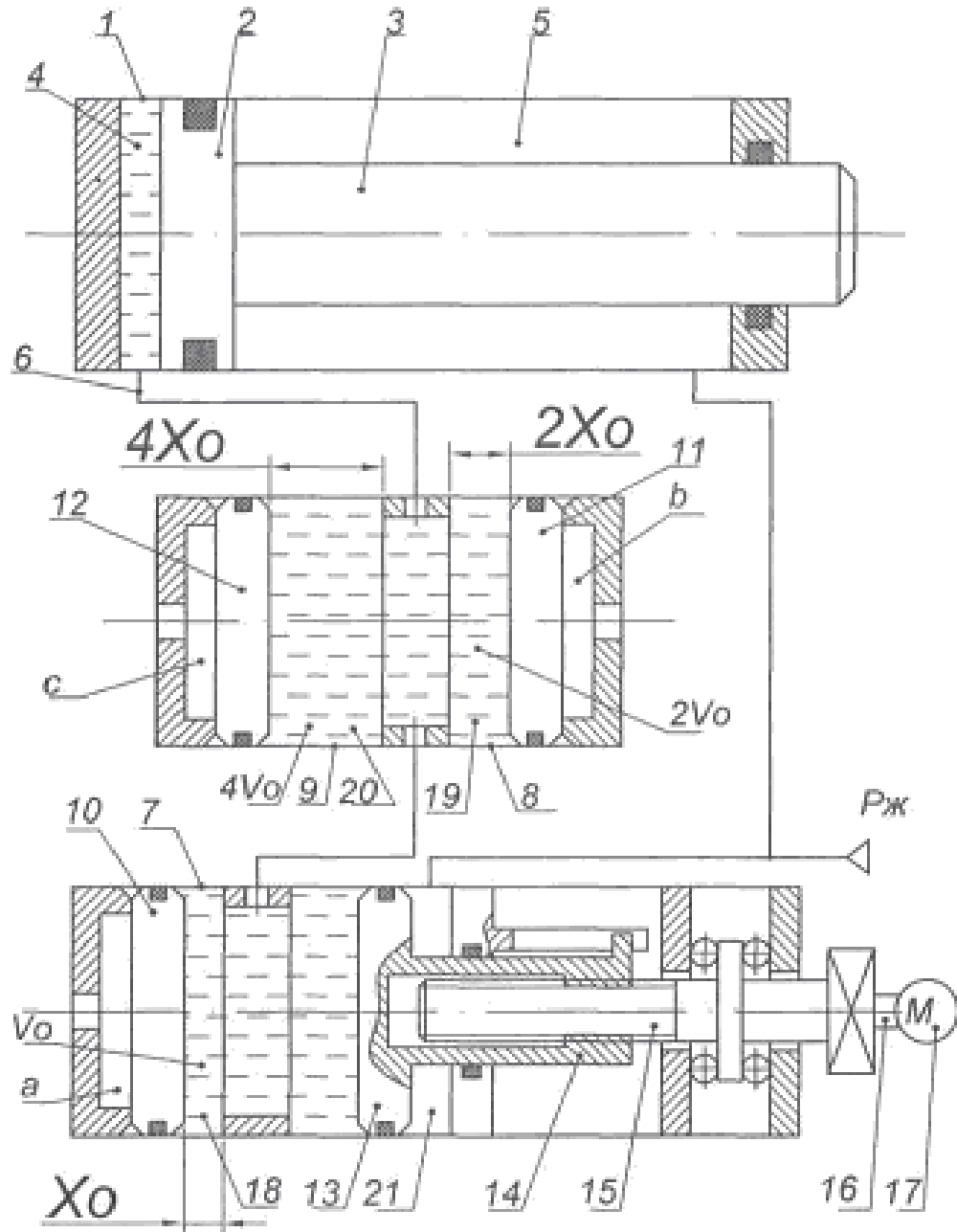


Рис. 1.2. Багатопозиційний пневмоелектричний привод.

Принцип дії полягає в наступному. Багатопозиційний комбінований привод komponується з виконавчого циліндра 1, в якому розташований поршень 2 з вихідним штоком 3, які з кришками утворюють поршневу гідравлічну камеру 4 і штокову пневматичну камеру 5, до якої постійно подається тиск живлення Рж. Поршнева гідравлічна об'ємна камера 4 каналом 6 з'єднана з вихідним каналом гідравлічних дозаторів, що зроблені у вигляді розрядних циліндрів 7, 8 і 9, в яких розташовані, послідовно розрядні поршні 10, 11 і 12. В циліндрі 7 гідравлічного дозатора першого розряду розташований промішний поршень 13 з різьбовим штоком 14, який гвинтом 15 кінематично з'єднаний валом 16 ЕКД 17. Розрядні циліндри 7, 8, 9 і розрядні поршні 10, 11, 12 створюють з боковими кришками відповідно розрядні пневматичні камери а, б, с і гідравлічні камери 18, 19, 20, відповідно з такими об'ємами V0, 2V0 і 4V0. До компенсаційної камери 21 на постійній основі подається тиск живлення Рж. Ефективні площі розрядних поршнів 2 і 13 зі сторони штоків з і 14 однакові. Ефективні площі поршнів 2 і 13 у два рази більші ефективних площ зі сторони штоків 3 і 14.

Принцип дії БППЕП полягає в наступному. У початковому положенні тиск  $3X = \frac{12V_0}{\pi D_{ц}^2}$  живлення Рж паралельно подається до штокових камер 5 і 21, а ЕКД вимкнений. Розрядні пневматичні камери а, б, с сполучені з атмосферою. Під дією тиску в штоковій камері 5 розрядні поршні 10, 11 і 12 гідравлічних об'ємних дозаторів і поршень 2 зі штоком 3 перебувають у початковому положенні. При поданні тиску живлення у камери а дозатора першого розряду (що відповідає опрацюванню кодової комбінації керуючих сигналів 001) поршень 10 рухається вправо (за кресленням) на задану величину  $X_0$  і витісняє об'єм рідини  $V_0$  у поршневу камеру 4 циліндра 1. При цьому поршень 2 з вихідним штоком 3 рухається вправо на величину  $X$ , де  $D_{ц}$  - величина діаметра поршня 2. Кодовій комбінації керуючих сигналів 010 (тиск живлення підводиться в камеру б) відповідає рух вихідного штока 3 на величину  $2X$ . Кодовій комбінації 011 (тиск живлення підводиться паралельно у камери а і б) відповідає рух вихідного штока 3 на величину  $3X$  і т.д.

Максимальна величина лінійного переміщення вихідного штока може визначатися по залежності  $X_{max} = X \cdot (2^n - 1)$ , де  $n$  - число розрядів (гідравлічних об'ємних дозаторів). Число позицій вихідного штока можливо визначити по залежності  $N = 2^n$ . При паралельному опрацюванні кодових комбінацій керуючих сигналів і керуючих імпульсів, що надходить на ЕКД 17, величина лінійного переміщення вихідного штока може визначатися по залежності.

$$l = X_0 \cdot \frac{D_g}{D_{ц}} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} 2^{i-1} + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot n_{им} \cdot t_2 \cdot \frac{D_g^2}{D_{ц}^2}$$

Де  $\Delta\varphi$  - дискретність ЕКД;  $n_{им}$  - кількість опрацьованих ЕКД керуючих імпульсів;  $t_2$  - крок гвинта 15;  $i$  - порядковий номер розрядного гідравлічного дозатора;  $D_a$  - діаметр поршня дозатора.

При  $D_a = D_{ц}$  величина лінійного переміщення вихідного штока 3 може визначатися по залежності.

$$l = X_0 \sum_{i=1}^{i=n} 2^{i-1} + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot n_{им} \cdot t_2$$

Дискретність такого приводу

$$\Delta l = \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t_2.$$

$$\text{При } \Delta \varphi = 1,8^\circ \text{ і } t_2 = 2 \text{ мм, } \Delta l = \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 = 0,01 \text{ (мм)}.$$

Максимальна величина лінійного переміщення вихідного штока 3, нехтуючи втратами рідини

$$l_{\max} = X_0(2^n - 1) + \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot n_{\text{ім}} \cdot t_2.$$

Так при  $X_0 = 32$  мм;  $n = 4$ ;  $\Delta \varphi = 1,8^\circ$ ;  $t_2 = 2$  мм;  
 $n_{\text{ім}} = 3600$  імпульсів

$$l = 32(2^4 - 1) + \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 3600 \cdot 2 = 516 \text{ (мм)}.$$

На протязі роботи двигуна можливі втрати рідини із робочих камер, які можна компенсувати опрацюванням додаткових імпульсів ЕКД. Так, наприклад, якщо перебіг вихідного штока 3 складає  $l_n = 0,5$  мм, для її ліквідації потрібно додатково подати ЕКД

$$n_{\text{ім.д}} = \frac{l_n \cdot 360^\circ}{\Delta \varphi \cdot t} = \frac{0,5 \cdot 360^\circ}{1,8^\circ \cdot 2} = 50 \text{ (імпульсів)}.$$

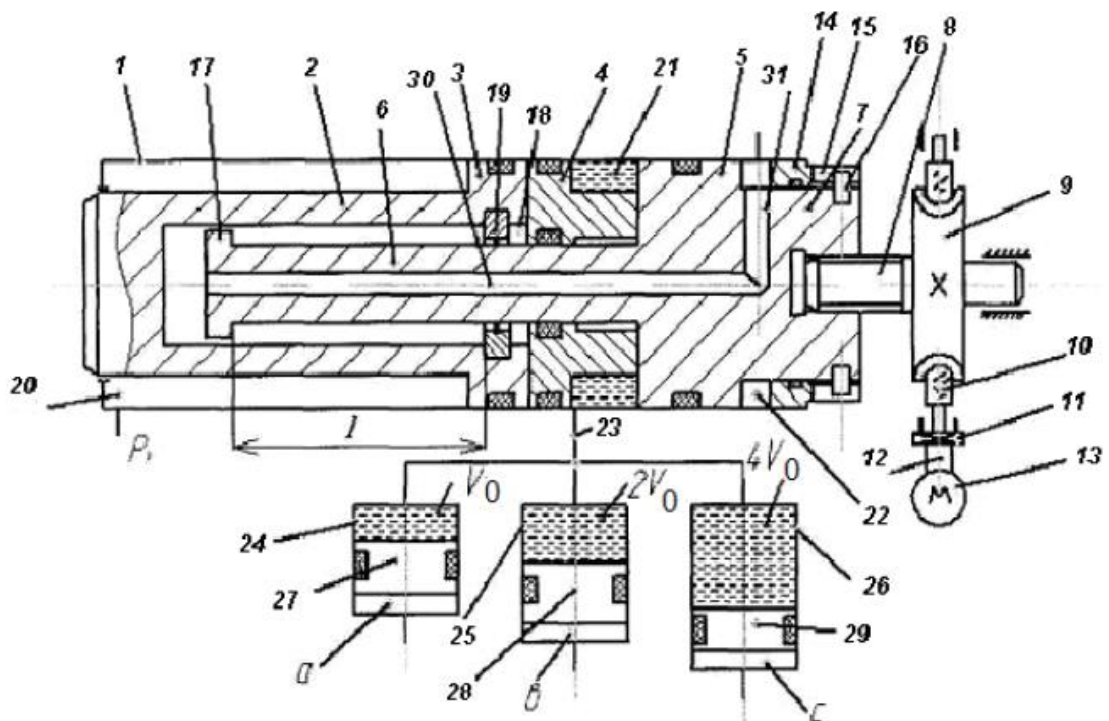


Рис. 1.3. Багатопозиційний комбінований привод

Принцип дії. Багатопозиційний цифровий комбінований привод містить циліндра 1, в якому знаходиться вихідний шток 2 з поршнем 3, поршня 4 і плаваючий поршня 5 з хвостовиком 6 і штоком 7. Поршень 5 через гвинт 8 рухомо з'єднаний через зубчасте колесо 9, черв'як 10, муфту 11 з вихідним валом 12 ЕКД 13. У кришці 14 виконані діаметрально поздовшні пази 15, в яких закріплені шпонки 16, установлені на штоці 7. На кінці хвостовика 6 закріплений упор 17, а в розточці 18 штока 2 встановлений упор 19. Поршні і штоки створюють робочі порожнини 20, 21 і 22. З міжпоршневою порожниною 21 через канал 23 з'єднані гідравлічні порожнини розрядних гідравлічних дозаторів 24, 25 і 26 з такими об'ємами  $V_0$ ,  $2V_0$  і  $4V_0$ . В об'ємних дозаторах розташовані поршні 27, 28 і 29, які створюють розрядні робочі порожнини а, б і с. У хвостовику 6 зроблений канал 30, який через канал 31 з'єднаний з компенсаційною порожниною 22.

Багатопозиційний комбінований цифровий привод працює таким чином. У початковому положенні ЕКД 13 вимкнтий, до штокової порожнини 20 подається тиск живлення  $P_{ж}$ , а порожнини 22, а, б і с сполучені з атмосферою. Під дією тиску в камері 20 поршні 3, 4, 5, 27, 28 і 29 займають початкове положення. При паралельній подачі керуючих сигналів на ЕКД і на гідравлічні об'ємні дозатори величина лінійного переміщення вихідного штока 2 може визначатися по залежності

$$l_1 = X_0 \frac{D_d}{D_u} \sum_{i=1}^{i=n} 2^{i-1} + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} n_{имп} t_r.$$

При цьому кількість позицій вихідного штока  $N_1 = 2^n \cdot n_{имп}$

При паралельному опрацюванні керуючих сигналів, що надходять на ЕКД і подачі тиску живлення в камеру 18 величина лінійного переміщення вихідного штока

$$l_2 = l + \frac{\Delta\gamma}{360^\circ} n_{имп} t_2.$$

де - переміщення штока 2 відносно поршня 5. Кількість позицій  $N_2 = 2 \cdot n_{имп}$

При послідовній подачі сигналів керування: спочатку тиск живлення підводиться в порожнину 18, а після лінійного переміщення поршня 3 (штока 2) на задану величину 1 надходять сигнали керування на об'ємні дозатори і на ЕКД. При цьому величина лінійного переміщення вихідного штока 2 може визначатися по формулі

$$l_3 = l + X_0 \frac{D_d}{D_u} \sum_{i=1}^{i=n} 2^{i-1} + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} n_{имп} t_r$$

Кількість позицій вихідного штока

$$N_3 = 2^n \cdot n_{имп} + 1$$

Таким чином даний привод забезпечує три діапазони переміщення вихідного штока 2-1<sub>1</sub>, 1<sub>2</sub> і 1<sub>3</sub> з різним числом позицій вихідного штока - N<sub>1</sub>; N<sub>2</sub> і N<sub>3</sub>.

На рис. 1.4 наведена конструкція багатопозиційного приводу

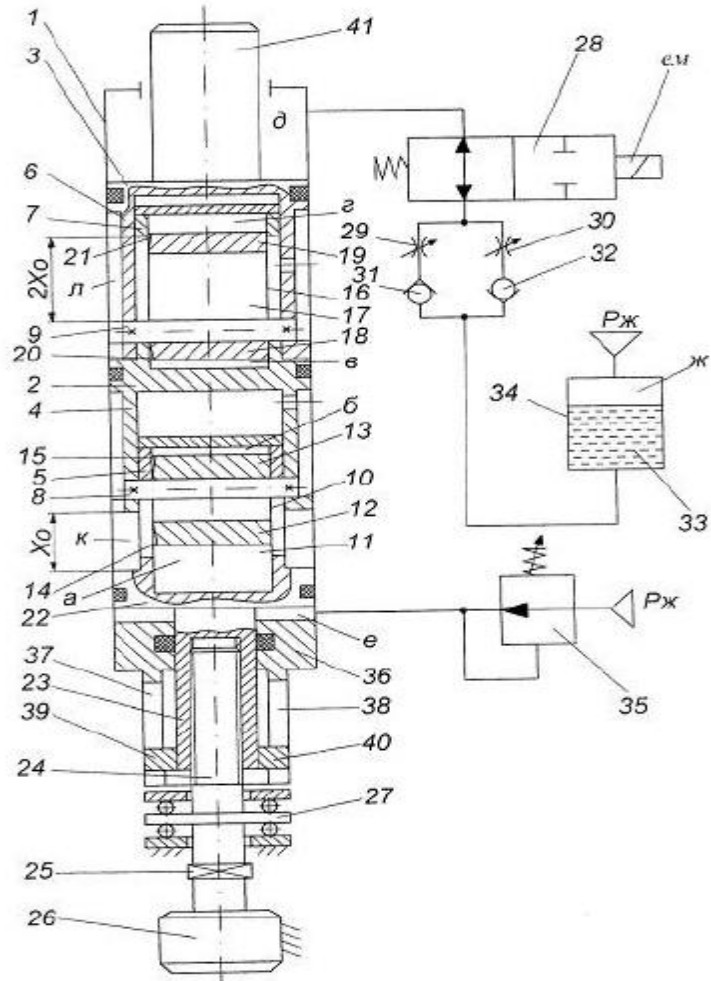


Рис. 1.4. Багатопозиційний привод.

В основу даної корисної моделі поставлена задача максимального спрощення конструкції, покращення динамічних характеристик і розширення області використання шляхом включення в його конструкцію гальмівних пристроїв розрядних поршнів, дволінійного двопозиційного розподільника, дроселів зі зворотними клапанами, пневмогідралічного акумулятора та редукційного клапана.

Дана задача вирішується тим, що в багатопозиційному цифровому приводі, який має циліндр з вихідним штоком, в якому послідовно з створенням розрядних, додаткової компенсуючої камери і штокової порожнини з каналами живлення

розташовані розрядні поршні з обмежувачами відносного лінійного переміщення, зробленими у вигляді концентрично розташованих хвостовиків з гальмуючими поршнями і електричний кроковий двигун, вихідний вал якого кінематично з'єднаний зі штоком поршня першого розряду. Згідно даної корисної моделі в осьових розточках хвостовиків меншого діаметра з створенням гальмуючих порожнин розташовані з двосторонніми поршнями та плунжери, в поздовжніх заглушених пазах плунжерів кінематично розташовані пальці, кінці яких неподвижно встановлені на хвостовиках більшого діаметра, штокова порожнина циліндра з'єднана з вихідним каналом дволінійного двопозиційного розподільника, вхідний канал якого з'єднаний через протилежно напрямовані дроселі і зворотні клапани з гідравлічною об'ємною камерою пневмогідравлічного акумулятора, а додаткова компенсуюча порожнина з'єднана з вихідним каналом редукційного клапана. Суть такої корисної моделі пояснюється в кресленні, де на кресленні вказана схема багатопозиційного цифрового приводу. Багатопозиційний привід має циліндр 1, в якому послідовно розташовані поршні 2, 3 з ходами  $X_0$ ,  $2X_0$  і з обмежувачами відносного лінійного переміщення (хвостовиками) 4, 5, 6 і 7 з пальцями 8, 9. Розрядні поршні утворюють розрядні порожнини "к" і "л". В осьовій циліндричній розточці хвостовика 5 розташовані плунжер 10 з поздовжнім пазом 11, гальмуючими поршнями 12, 13 з дросельними каналами 14 і 15 змінного розрізу. Гальмуючі поршні 12 і 13 створюють гальмуючі порожнини "а" і "б". В осьовій розточці хвостовика 7 розташовані плунжер 16 з поздовжнім пазом 17 і гальмуючими поршнями 18, 19 з дросельними каналами 20 і 21 змінного перерізу. Гальмуючі поршні 18 і 19 створюють гальмуючі порожнини "в" і "г". В циліндрі 1 також розташований ще один додатковий поршень 22 з штоком 23. Шток 23 різьбовим з'єднанням кінематично поєднаний через гвинт 24 і муфту 25 з вихідним валом ЕКД 26. Для максимального зменшення сил тертя гвинт 24 розміщений на підшипниках кочення 27. Штокова камера "д" циліндра 1 з'єднана з вихідним каналом дволінійного двопозиційного розподільника 28, вхідний канал

якого через протилежно спрямовані дроселі 29, 30 і зворотні клапани 31, 32 з'єднаний з гідравлічною об'ємною порожниною 33 акумулятора 34. До пневматичної порожнини "ж" акумулятора 34 весь час подається тиск живлення  $P_{ж}$ . Порожнина "є" додаткового поршня 22 з'єднана з вихідним каналом редуційного клапана 35. В задній кришці 36 циліндра 1 зроблені поздовжні пази 37 і 38, в яких розташовані шпонки 39 і 40, встановлені на штоці 23. Поршень старшого розряду 3 сполучені з вихідним штоком 41.

Багатопозиційний цифровий привід працює таким чином. У початковому положенні тиск живлення подається до порожнин "д", "є", "ж" і порожнини молодшого розряду "к". Кроковий електричний двигун 26 знеструмлений. Під дією тиску у порожнині "к" поршень 2 рухається вгору (по кресленню) на задану величину  $X_0$ . Внаслідок цього і вихідний шток лінійно переміщується на величину  $X_0$ . При сполученні порожнини "к" з атмосферою під дією тиску у камері "д" циліндра 1 розрядний поршень 2 рухається вниз на задану величину  $X_0$ , внаслідок чого і вихідний шток 41 теж лінійно переміщується на певну величину  $X_0$ . При переміщенні поршня 3 з вихідним штоком 41 вниз швидкість може регулюватися дроселем 30. В кінці руху поршня 2 палець 8 вступає в взаємодію з гальмуючим поршнем 12 і лінійно переміщує його в гальмуючу порожнину "а". По мірі руху поршня 12 переріз дроселюючої щілини 14 значно зменшується, внаслідок чого відбувається збільшення тиску в порожнині "а" і до гальмування поршня 2 і вихідного штока 41. При подачі тиску живлення, наприклад, до порожнини "л" поршень 3 зі штоком 41 рухається вгору на задану величину  $2X_0$ . При цьому швидкість переміщення штока 41 вгору може регулюватися дроселем 29. В кінці руху палець 9 вступає в взаємодію з гальмуючим поршнем 19, який входить у гальмуючу порожнину "г" і по мірі руху поршня 19 переріз дроселюючої щілини 21 зменшується, що веде до значного підвищення тиску в цій камері і до гальмування вихідного штока 41. При паралельному підведенні тиску живлення до порожнин "к" і "л" вихідний шток 41 рухається вгору на величину .

При цьому рідина із порожнини "д" має витіснятися у акумулятор 34 через дросель 29. В кінці руху гальмування вихідного штока 41 здійснюється за рахунок значного підвищення тиску у гальмуючих порожнинах "б" і "г". При сполученні розрядних порожнин "к" і "л" з атмосферою вихідний шток 41 рухається вниз під дією тиску у порожнині "ж" акумулятора 34. При цьому рідина із порожнини "д" поступає через дросель 30, яким може регулювати швидкість руху штока 41 вниз. Гальмування штока 41 і поршнів 2, 3 в кінці переміщення здійснюється за рахунок значного підвищення тиску у гальмуючих порожнинах "а" і "в". При опрацюванні одного імпульсу ЕКД 26, його вал починає повертатися на кут  $\varphi$ , при цьому поршень 22 рухається вгору на величину  $\Delta X = \frac{\varphi t}{360^\circ}$ , де  $t$  - крок гвинта 24, а це значить і шток 41 теж почне рухатись вгору на величину  $\Delta X$ . При паралельному підведенні тиску живлення до порожнини "к" та "л" і опрацюванні ЕКД 26 одного імпульсу вихідний шток 41 рухається вгору на величину

$$X_0 + 2X_0 + \Delta X \cdot n$$

При паралельному перемиканні розрядних порожнин спочатку подається напруга на магніт „ем” гідравлічного об'ємного розподільника 28, який перемикається в крайнє ліве положення (по кресленню), замикає порожнину "д" циліндра 1 і унеможлиблює рух штока 41. Так, наприклад, при сполученні порожнини "к" з атмосферою і подання тиску живлення до порожнини "л" при замкнутому розподільнику 28 поршень 2 під дією тиску живлення порожнині "л" переміщається вниз на задану величину  $X_0$ . Після знеструмлення електромагніта „ем” розподільник 28 перемикається в крайнє праве положення і рідина із порожнини "д" під дією значного тиску у порожнині "л" через розподільник 28, дросель 29, зворотний клапан 31 перетікає у порожнину 33 акумулятора 34. При цьому поршень 3 зі штоком 41 рухається вгору на задану величину  $2X_0 - X_0 = X_0$ . При зворотному перемиканні розрядних порожнин (тиск живлення поданий до порожнини "к", а порожнина "л" сполучається з атмосферою) в першу чергу

подається напруга на електромагніт „ем”, при цьому розподільник 28 перемикається і замикає порожнину "д". Після цього порожнина "л" сполучається з атмосферою, а до порожнини "к" подається тиск живлення. Під дією цього тиску поршень 2 рухається вгору на задану величину  $X_0$ , а після знеструмлення електромагніта „ем” розподільник 28 перемикається в крайнє праве положення і рідина під значним тиском із акумулятора 34 через зворотний клапан 32, дросель 30 перетікає до порожнини "д" циліндра 1. Під дією цього тиску поршень 3 зі штоком 41 рухається вниз на задану величину  $X_0$ . Таким чином унеможливаються незапрограмовані переміщення вихідного штока 41 (так звані "викиди" і "провали").

Для забезпечення тотожних зусиль приводу в обидва напрямки площа поршня

$F_n = \frac{1}{2} F_u$  , де  $F_u$  - ефективна площа поршня зі сторони порожнини "д". Для

зменшення тиску гвинтової пари від осьового зусилля до компенсаційної порожнини "е" подається весь час тиск живлення від редукційного клапана 35.

Величина тиску, що подається до порожнини "е" можна визначити по залежності

$P_e = \frac{F_u \cdot P_{жк} + R_{ос}}{F_e}$  , де  $F_e$  - ефективна площа поршня 22 зі сторони порожнини "е";

$R_{ос}$  - осьове зусилля, що діє на вихідний шток 41.

Даним чином запропонований багатопозиційний цифровий привід забезпечує лінійне переміщення вихідного штока 41 на величину з дискретністю . При цьому число зафіксованих позицій вихідного штока 41 дорівнює . Крім того, введення в конструкцію приводу пневмогідролічного акумулятора, зворотних клапанів, дроселів, замикаючих розподільника, гальмуючих поршнів та редукційного клапана дає можливість забезпечити регулювання швидкості руху, гальмування в кінці руху, запобігати виникненню "викидів" і "провалів" вихідного штока, розвантажити від осьового зусилля гвинтову пару. Все це дозволяє значно



упорами, при цьому хвостовик поршня молодшого розряду виходить через циліндричний осьовий отвір по за межі задньої кришки, а поршень другого розряду, в якому зроблені канали живлення таких розрядних порожнин 2, 3 і 4-го розрядів, має двосторонній хвостовик, один кінець якого проходить через циліндричну осьову розточку хвостовика поршня молодшого розряду виходить по за його межі, а другий кінець розташований концентрично в осьовій циліндричній розточці хвостовика поршня третього розряду, хвостовик якого концентрично розташований в осьовій заглушеній розточці вихідного штока.

Суть такої корисної моделі пояснюється в кресленні, де показується поздовжній розріз цифрового приводу.

Цифровий привод має циліндр 1 з задньою 2 і з передньою кришкою 3, між якими розташовані розрядні поршні 4, 5, 6 і 7 з обмежувачами такого ж зміщення, які зроблені в вигляді хвостовиків 8, 9, 10 і 11 з упорами 12, 13, 14 і 15. Розрядні поршні і вихідний шток 16 створюють розрядні порожнини а, b, c, d і порожнину зворотного лінійного переміщення поршнів e, до якої постійно подається тиск живлення  $P_{ж}$ . Тиск до розрядних порожнин а, b, c і d подається, відповідно по таким каналах живлення 17, 18, 19 і 20. На поршні 7 встановлений додатковий обмежувач зміщення 21. Рух розрядних поршнів 4, 5, 6 і 7, відповідно дорівнюють  $X_0$ ,  $2X_0$ ,  $4X_0$  і  $8X_0$ . У хвостовику 11 діаметрального протилежно виготовлені поздовжні пази 22, в які мають можливість поздовжнього переміщення розміщені кінці упора 14.

Цифровий привод має працює таким чином. У початковому положенні тиск живлення  $P_{ж}$  подається до порожнини e. Під дією такого тиску всі розрядні поршні 4, 5, 6 і 7 займають крайнє ліве (по кресленню) вихідне положення. При опрацюванні кодові комбінації керуючих сигналів, наприклад, 0001 (тиск живлення підводиться тільки в порожнину молодшого розряду а) поршень молодшого розряду рухається праворуч на величину  $X_0$ . Внаслідок цього і вихідний шток 16 також рухається праворуч на визначену величину  $X_0$ .

Комбінації керуючих сигналів 0010 (тиск живлення підводиться тільки в порожнину другого розряду b) поршень другого розряду рухається праворуч на задану величину  $2X_0$ . Внаслідок цього вихідний шток 16 теж рухається праворуч на величину  $2X_0$ . Комбінації керуючих сигналів 0011 відповідає рух вихідного штока на задану величину  $3X_0$ . Комбінації керуючих сигналів 1111 (тиск живлення паралельно підводиться в порожнини a, b, c і d) відповідає руху вихідного штока 16 на задану величину  $15X_0$  і т.д. При поєднанні розрядних порожнин з атмосферою вони рухаються ліворуч під дією тиску  $P_{ж}$  у порожнині e.

Число позицій вихідного штока 16 можна визначити за такою формулою  $N=2^n$ , де n - кількість розрядних поршнів (порожнини). Максимальна величина лінійного переміщення вихідного штока 16  $X_{max}=X_0(2^n-1)$ ,  $X_0$  - переміщення поршня молодшого розряду (дискретність).

Таким чином даний цифровий привод при допомозі концентричного розміщення обмежувачів лінійне переміщення розрядних поршнів і поданню тиску живлення до розрядних порожнин старших розрядів через канали, що зроблені у хвостовиках поршня другого розряду отримуємо технічний результат – спрощення конструкції, підвищення ККД і розширення області використання.

На рис. 1.6 наведена конструкція багатопозиційного приводу

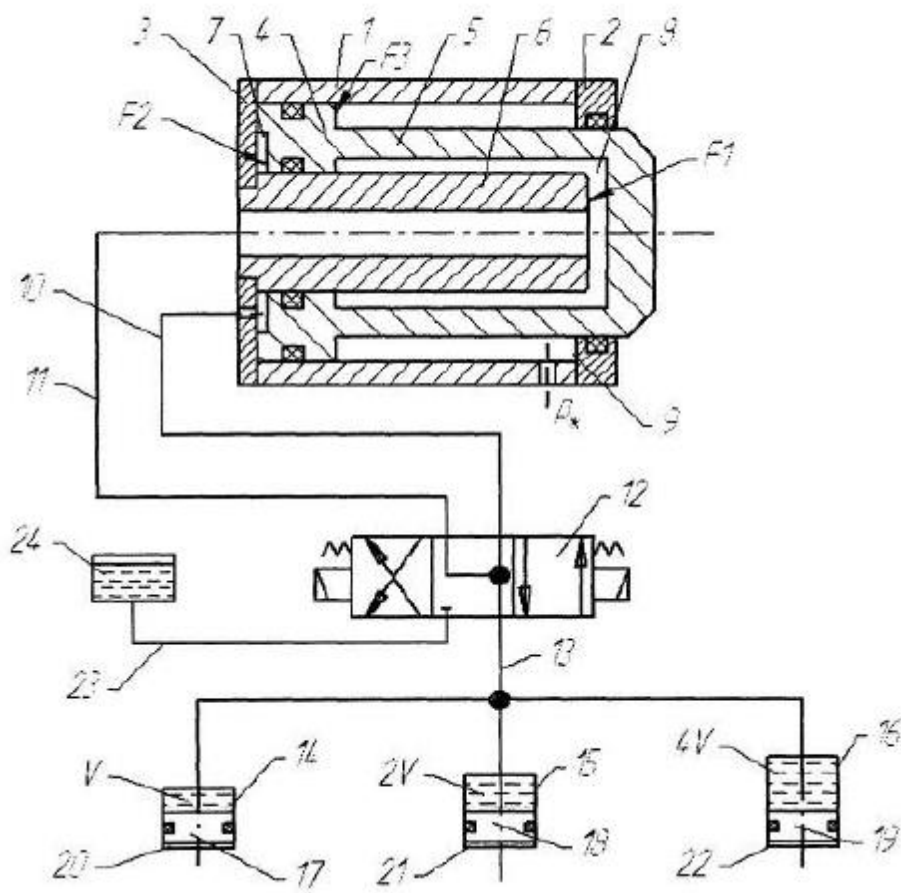


Рис. 1.6. Багатопозиційний привод.

В основу цієї корисної моделі вирішується задача розширення функціональних можливостей багатопозиційного приводу, шляхом введення в структуру циліндра додаткової робочої камери, виконаної у вигляді плунжера, розміщеного в осьовій розточці поршня зі штоком. Поставлену проблему вирішують тим, що в багатопозиційному приводі, що має циліндр з задньою та передньою кришками, в якому розташовані поршні зі штоком з утворенням робочої та штокової камер, і дозатори з об'ємними гідравлічними і робочими камерами, згідно такої корисної моделі, в поршні зі штоком зроблена осьова циліндрична розточка, в якій розташований плунжер, закріплений на задній кришці з утворенням поршневої і плунжерної камер, які каналами живлення з'єднані з

вихідними каналами чотирилінійного трипозиційного гідравлічного розподільника, вихідний канал якого з'єднується з гідравлічними об'ємними камерами дозаторів, а зливний канал з гідравлічною об'ємною ємкістю. Завдяки тому, що в циліндрі виконані плунжерна і поршнева камери, які з'єднуються розподільником з гідравлічними камерами дозаторів і ємкістю з'являється можливість перемикання розподільника отримати три діапазони позиціонування вихідного штока з абсолютно різними величинами дискрет, зусилля і швидкості руху. Таким чином, отримуємо технічний результат - розширення функціональних можливостей цифрового приводу.

Суть такої корисної моделі пояснюється в кресленні, де вказана схема багатопозиційного цифрового приводу.

Багатопозиційний цифровий привод містить циліндр 1, задню кришку 2 і передню кришку 3. В циліндрі 1 розташований поршень 4 зі штоком 5 і плунжер 6, які створюють робочі камери 7,8 і 9. Поршнева камера 7 і плунжерна камера 8 каналами 10 і 11 поєднані з вихідними каналами розподільника 12. Вхідний канал 13 розподільника 12 з'єднується з гідравлічними об'ємними камерами дозаторів 14,15 і 16 з об'ємами  $V$ ,  $2V$ ,  $4V$  і поршнями 17,18 та 19, які створюють камери 20,21 і 22. Зливний канал 23 розподільника 12 з'єднується з гідравлічною ємкістю 24. Корисні значення площ поршня 4 і плунжера 6 обирають згідно нерівності  $F_3 < F_1 < F_2$ , де  $F_2$  - площа поршня зі сторони поршневої камери 7;  $F_1$  - площа торця плунжера;  $F_3$  - площа поршня штокової камери 9.

Багатопозиційний цифровий привод працює таким чином. У початковому положенні тиск живлення підводиться до камери 9, а робочі камери 20,21,22 дозаторів 14,15 і 16 з'єднуються з атмосферою, що відповідає такій кодовій комбінації керуючих сигналів 000. Під дією тиску в штоковій камері 9 поршні 4,17,18 і 19 займають початкове положення. При поданні на опрацювання, наприклад, кодової комбінації керуючих сигналів 001 (тиск живлення підводиться тільки до камери 20 дозатора 14) поршень 17 переміщується вгору

(по кресленню) і витісняє певний об'єм рідини  $V$  паралельно в камери 7 і 8 циліндра 1. При цьому шток 5 циліндра 1 рухається вправо на величину .

$\frac{V}{F_1 + F_2} = X_1$  Кодовій комбінації керуючих сигналів 010 (тиск живлення

підводиться тільки в камеру 21 дозатора 15) відповідає лінійному переміщенню

штока 5 на величину  $\frac{2V}{F_1 + F_2} = 2X_1$  . Кодовій комбінації 100 (тиск живлення

підводиться тільки до камеру 22 дозатора 16) відповідає лінійному переміщенню

штока 5 на величину  $\frac{4V}{F_1 + F_2} = 4X_1$  . Кодовій комбінації керуючих сигналів 011

відповідає лінійне переміщення штока 5 на величину  $\frac{V + 2V}{F_1 + F_2} = \frac{3V}{F_1 + F_2} = 3X_1$  і т.д.

Таким чином число позицій вихідного штока 5 можна визначити за залежністю  $N=2^n$ , де  $n$  – число дозаторів. Для нашого випадку  $n=3$ , тому  $N=2^3=8$ .

Максимальна величина лінійного переміщення штока 5 можна визначити за

формулою  $l_{\max 1} = X_1(2^n - 1)$  , де  $X_1 = \frac{V}{F_1 + F_2}$  дискретність привода. Коли рідина

від дозаторів подається паралельно в камери 7 і 8 циліндра 1, зусилля циліндра

можна визначити за формулою  $P_1 = P_{жс}(F_1 + F_2) - P_{жс}(F_1 + F_2 + F_3)$

При перемиканні розподільника 12 в ліве крайнє положення рідина від дозаторів поступає тільки до камери 7 циліндра 2. Камера 8 з'єднується з гідроємністю 24.

В нашому випадку кодовій комбінації керуючих сигналів 010 відповідає лінійне переміщення штока 5 на величину ; комбінації 011 відповідає лінійне

переміщення і т.д. Дискретність для саме цього випадку дорівнює  $X_2$  ; максимальна величина лінійного переміщення вихідного штока

$5l_{\max,2} = X_2(2^n - 1)$  ; зусилля циліндра  $P_2 = P_{жс}(F_2 - F_3)$  ; швидкість руху штока

$5v_3 = \frac{Q_d}{F_2}$  . При перемиканні розподільника 12 в праве крайнє положення

параметри руху є наступними: дискретність -  $X_3 = \frac{V}{F_1}$  ; зусилля циліндра -  $P_3 = P_{ж}(F_1 - F_3)$  ; швидкість руху штока  $5v_3 = \frac{Q_d}{F_1}$  . Зворотнє лінійне переміщення штока 5 здійснюється під дією тиску  $P_{ж}$  в об'ємній камері 9 при з'єднанні камер 20,21 і 22 дозаторів з атмосферою. Приведений багатопозиційний цифровий привод забезпечує три діапазони лінійного переміщення вихідного штока 5 з дискретностями  $X_1 X_2 X_3$  , зусиллями  $-P_1 P_2 P_3$  , і швидкостями  $-v_1, v_2$  і  $v_3$  . Таким чином отримуємо значне розширення функціональних можливостей багатопозиційного приводу.

## **Висновки:**

Проведені дослідження відомих розробок цифрових приводів показав, що основна увага при розборці приділяється створенню багатопозиційних приводів з малою дискретністю і значною величиною переміщення вихідного штока. При цьому дуже мало уваги приділяється роботі цифрових приводів в режимі перемикання розрядних камер, коли в русі вихідної ланки (штока) виникають незапрограмовані рухи так звані «викиди» і «провали» та інерційні перебіни. Крім того, в розглянутих роботах досліджується в основному цифрові приводи поступального руху і дуже мало уваги приділено розробці і дослідженню цифровим приводам поворотно-поступальної дії.

В запропонованій роботі досліджується цифровий привод поворотно-поступальної дії. Розглядаються способи гальмування і унеможливлення виникнення «викидів» і «провалів» вихідних ланок при перемиканні розрядних пневматичних камер, як цифрових приводів повороту, так і ЦП поступальної дії. Успішне рішення перелічених проблем дасть можливість значно розширити круг застосування таких приводів в такій якості як виконавчі пристрої промислових роботів і металорізальних верстатів.

## Аналіз статичних характеристик цифрових приводів поворотно-поступальної дії

При конструюванні, наприклад, промислових роботів 4-тих та 5-тих компоновочних схем (Рис. 1) з полярною циліндричною системою координат з рухомими рухами  $z$ ,  $r$  і  $\varphi$ ,  $\alpha$  (це найбільша група, до якої входять приблизно 52% промислових роботів) [1] використовують два автономних пристрої.

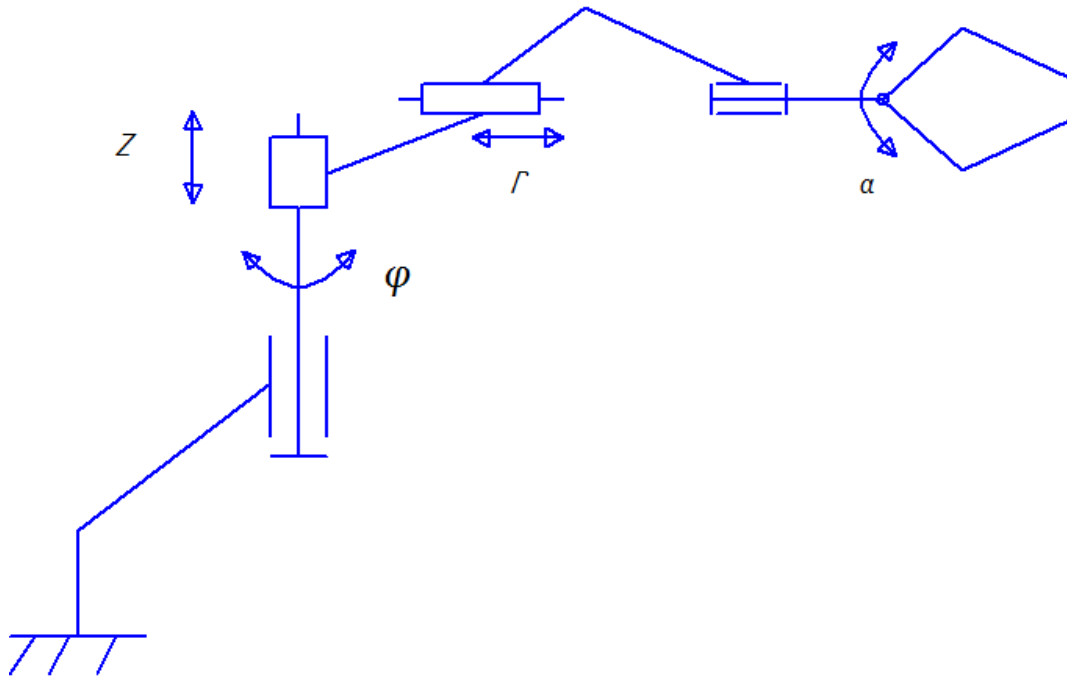


Рис. 1. Схема компоновки роботів 4-ої та 5-ої груп ( з полярною циліндричною системою координат)

У якості автономних пристроїв використовують як двопозиційні, так і багатопозиційні пневматичні, гідравлічні та комбіновані цифрові приводи з лінійним переміщенням вихідної ланки [2] і поворотні багатопозиційні приводи [3]. Додавання функціональних можливостей таких автономних приводів сильно ускладнює конструкцію і збільшує габарити промислового робота. Все це звужує область примінення таких роботів у виробництві.

Задачою роботи є розробка і дослідження надійного, малогабаритного з широкими функціональними можливостями багатопозиційного поворотно-

поступального привода з цифровим керуванням, який може вдало використовуватися, коли потрібно забезпечити водночас як і лінійне переміщення вихідної ланки, так і її поворот на певний кут із запрограмованою швидкістю. Показати, що поєднання поворотного електричного крокового двигуна з швидкодією пневматичного цифрового двигуна для лінійного переміщення вихідної ланки робота дозволяю створювати компактні швидкодіючі промислові роботи. Встановлення на промислові роботи таких приводів сильно розширить їх функціональні можливості. Вони матимуть змогу виконувати не тільки операції для переміщення, а і інші технологічні операції, наприклад, свердлування отворів на запрограмовану глибину, нарізання різьби, виконувати монтажні роботи і т. д.

## Результат проведених досліджень

Цифрові приводи поворотно-поступального руху застосовуються для перетворення унітарного та двійкового коду у лінійне і кутове переміщення вихідної ланки.

Розглянемо принцип дії, статику та динаміку цифрових приводів поворотно-поступального руху.

На рис.2. показана принципова схема цифрового привода поворотно-поступального руху (ЦППР).

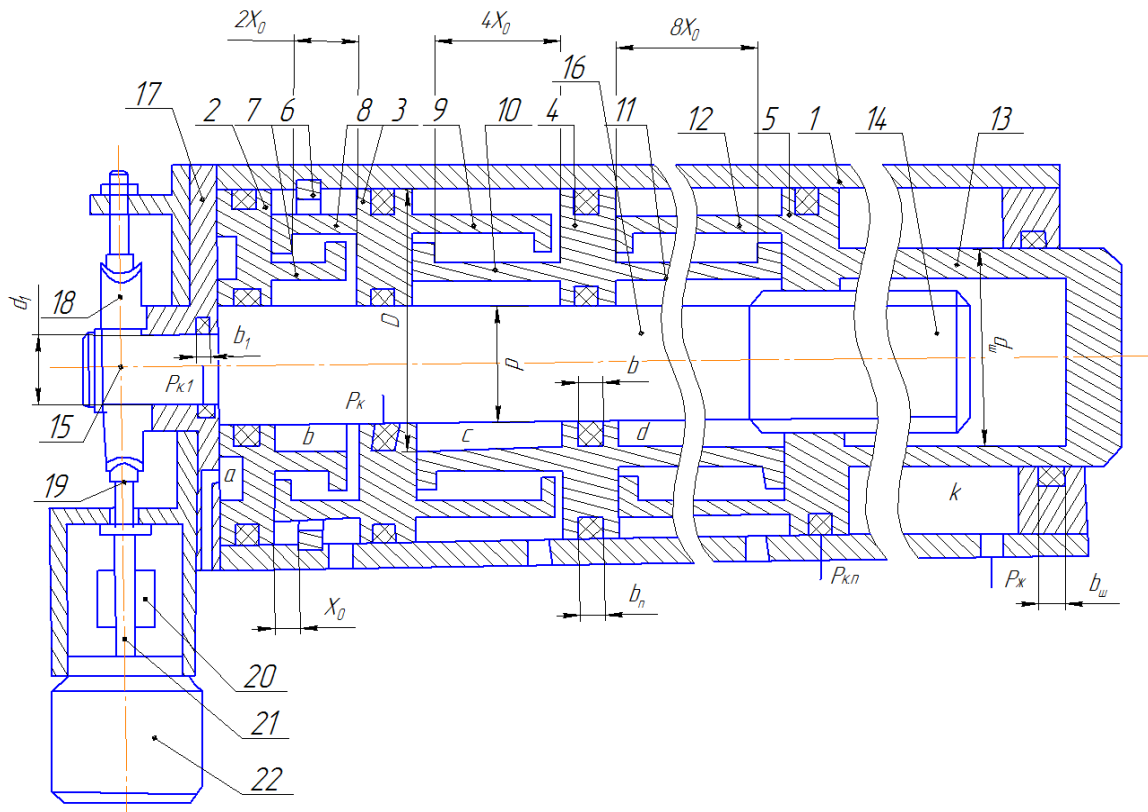


Рис.2. принципова схема цифрового привода поворотно-поступального руху .

Цифровий привод поворотно-поступального руху компонується з пневматичного цифрового двигуна, зробленого у вигляді циліндра 1, в якому один за одним розміщені розрядні поршні 2, 3, 4 та 5 з обмежувачами переміщення 6-12. Поршень старшого розряду 5 який поєднаний з вихідним штоком 13, в циліндричній осьовій розточці якого розміщений шліцьовий вал 14.

Кінець циліндричний 15 шліцьового вала 16 який виходить за межі задньої кришки 17. На кінці вала встановлена шестерня черв'ячна 18, з якою в зачепленні знаходиться черв'як 19, вал якого через муфту 20 з'єднаний з вихідним валом 21 електричного крокового двигуна 22. Розрядні поршні і циліндр утворюють порожнини  $a, b, c, d$  і порожнину затворного руху поршнів  $k$ .

Принцип дії ЦППР полягає в наступному. В початковому положенні електричний кроковий двигун 22 (ЕКД) знеструмлений, розрядні порожнини  $a, b, c, d$  відкриті та з'єднані з атмосферою, в порожнину  $k$  на постійній основі підводиться тиск живлення  $P_{ж}$ . Під дією тиску  $P_{ж}$  у штоковій порожнині  $k$  всі поршні і вихідний шток перебувають в крайньому лівому положенні (за кресленням). Лінійна величина переміщення вихідного штока 13 цифрового пневматичного двигуна (ЦПД) можна визначити опрацюванням кодової комбінації керуючих сигналів

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

де  $X_0$ - дискретність ПЦД;  $b_i$ - значуща цифра, яка приймає значення «1» при підведенні тиску живлення до  $i$ -ої порожнини з атмосферою;  $n$ - число розрядів ПЦД.

Число позицій вихідного штока ПЦД

$$N = 2^n \quad .$$

Максимальна величина переміщення ПЦД

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

При опрацюванні  $n_{im}$  імпульсів електричним кроковим двигуном 22 вихідного штока 13 повертається на кут

$$\varphi = n_{im} \cdot \Delta\varphi \frac{K}{Z_{ч}} \quad ,$$

де  $\Delta\varphi$  - дискретність ЕКД;  $K$ - число заходів черв'яка 19;  $Z_{ч}$ - число зубців черв'ячного колеса 18.

Швидкість обертання штока вихідного 13

$$n_{ш} = \frac{K}{Z_{ч}} \cdot n ,$$

де  $n$ -число опрацьованих імпульсів за одну хвилину.

При одночасній подачі комбінацій керуючих сигналів на ЦПД і імпульсів струму електричного крокового двигуна вихідний шток 13 відбувається складний рух – поступальний і обертовий. Такий рух штока вихідного 13 використовується при свердлуванні на задану глибину отворів, при загвинчуванні або вигвинчуванні різьбових з'єднань, а також при виконанні складальних робіт і т. д.

Дослідження ЦПД показують, що найбільше статичне зусилля привод має тоді, коли тиск живлення подають в порожнину старшого розряду  $d$

$$P_{max} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{ш}^2) \cdot P_{Ж} - f_{тер} \cdot \pi \cdot D \cdot b_{п} \cdot p_{к.п} \cdot z_{п} - \pi \cdot d_{ш} \cdot b_{ш} \cdot p_{к.ш} \cdot z_{ш} \cdot f_{тер},$$

де  $f_{тер}$ - коефіцієнт тертя ущільнень;  $p_{к.п}$  і  $p_{к.ш}$  – відповідно контактний тиск ущільнень поршня 5 і штока 13;  $z_{п}$  і  $z_{ш}$  – відповідно кількість ущільнень поршня 5 і штока 13;  $b_{п}$  і  $b_{ш}$ - відповідно ширина контакту ущільнення поршня і штока;  $D$  і  $d_{ш}$  – відповідно діаметр поршня 5 і штока 13.

Для спрощення цієї залежності приймемо такі припущення;  $d_{ш} = \frac{D}{\sqrt{e}}$ ;

$$b_{ш} = b_{п} = b; \quad z_{п} = z_{ш} = z; \quad p_{к.п} = p_{к.ш} = p_{к} .$$

З урахуванням прийнятих припущень залежність [1] приймає такий вигляд

$$P_{max} = \frac{\pi}{8} D^2 \cdot P_{Ж} - f_{тер} \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p_{к} \cdot z \left(1 - \frac{1}{\sqrt{e}}\right)$$

Найменше статичне зусилля ЦПД буде мати тоді, коли тиск живлення подається у порожнину молодшого розряду, й порожнини старших розрядів сполучені з джерелом живлення

$$P_{max} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{ш}^2) \cdot P_{Ж} - f_{тер} \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p_{к} \cdot z \left(n - \frac{d_{ш}}{D}\right)$$

де  $n$  - кількість розрядів (поршнів).

При наявності тиску живлення у розрядних порожнинах контактний тиск ущільнення можливо визначити по такій залежності [5]

$$P_k = P_d + C \cdot P_{ж} ,$$

де  $P_d$ - середній контактний тиск, обумовлений деформацією гумового кільця при монтажу;  $C$ -коефіцієнт передачі тиску, який попадає в межі 0,85-1,0 , при цьому більшій твердості гуми має відповідати менше значення коефіцієнта.

Середній контактний тиск гумового кільця визначається по залежності [5]

$$P_d = 1,25\varepsilon \cdot E \cdot 10^{-2}(\text{Па})$$

де  $\varepsilon = \left[ \frac{d_k - h}{d_k} \right] \cdot 100\%$  - степінь стиснення кільця в процесі монтажу;  $E$ -модуль пружності гуми;  $d_k$ - діаметр кільця;  $h$ - глибина проточки під кільце.

Для рухомих з'єднань  $\varepsilon=10-25\%$ .

В реальних умовах такі ущільнення працюють у режимі змішаного тертя. При цьому величина зусилля тертя ущільнень визначається по залежності

$$P_{\text{тер}} = f_{\text{тер}} \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p_k(\text{Н})$$

$$n = \frac{\frac{\pi}{4}(D^2 - d_{\text{ш}}^2) - P_{\text{min}}}{f_{\text{тер}} \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p_k \cdot z} - \frac{d_{\text{ш}}}{D} = \frac{\frac{\pi}{4} \left( 0,05^2 - \left( \frac{0,035}{\sqrt{2}} \right)^2 \right) \cdot 0,5 \cdot 10^6 - 150}{0,2 \cdot 3,14 \cdot 0,004 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \cdot 0,05} - \frac{0,035}{0,05} = 6,27(\text{розрядів})$$

Таким чином при таких значеннях параметрів ЦПП повинний мати 6 розрядів.

Якщо в процесі вистоя коефіцієнт тертя буде мати значення  $f_{\text{тер}} = 0,8$  число розрядів зменшиться до  $n = 1$  . Тобто вихідний шток 13 буде рухатися тільки при подачі тиску живлення у порожнину  $d$  .

Аналіз залежності показує нам, що статичне осьове зусилля пневматичного цифрового двигуна залежить як від діаметру (циліндра і штока), так і від величини числа розрядів  $n$  , кількості ущільнень і коефіцієнта тертя. При цьому, чим більше розрядних поршнів, тим менше маємо зусилля привода. Для зменшення втрат на тертя потрібно застосовувати ущільнення з більш малим коефіцієнтом тертя, таке як, гумова-фторопластові.

Крутний момент, що передається від вала ЕКД на шток вихідний 13

$$M = M_{ед} \frac{d_{д,ш}}{d_{д,ч} \cdot t_d(\lambda + \rho)} - M_{тер} ,$$

де  $M_{ед}$ - крутний момент на валу 21 електричного крокового двигуна;  $d_{д,ш}$  і  $d_{д,ч}$  - відповідно ділильний діаметр кола шестерні 18 і діаметр ділильного циліндра черв'яка 19;  $\lambda$  – кут підйому витка черв'яка по ділильному циліндрі;  $\rho$  – кут тертя;  $M_{тер}$  – сумарний момент всіх сил тертя ущільнень.

Знехтуючи втратами крутного моменту у черв'ячному зачепленні і у парі кришка-вал (17 та 15) сумарний момент всіх сил тертя ущільнень визначається із залежності

$$M_{тер} = f_{тер} \cdot \pi [d_1 \cdot b_1 \cdot p_{к.1} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot z_1 + d \cdot b \cdot p_{к.2} \cdot \frac{d}{2} \cdot z_2(n - 1) + D \cdot b_{п} \cdot \frac{D}{2} \cdot z_{п} \cdot p_{к.п} + b_{ш} \cdot d_{ш} \cdot p_{к.ш} \cdot \frac{d_{ш}}{2} \cdot z_{ш}], (3)$$

де  $b_1$  – ширина контакту ущільнень діаметра  $d_1$ ;  $p_{к.1}$  – контактний тиск ущільнень кришку 17;  $z_1$  і  $z_2$  – відповідно число ущільнень в кришці 17 і в розрядних поршнях, що з'єднані з шліцьовим валом 14.

Із аналізу залежності стає зрозуміло, що крутний момент як і статичне зусилля залежить від кількості розрядів цифрового пневматичного двигуна. Із збільшенням кількості розрядів ЦПД втрати на тертя зростають, отже зменшується дійсний (ефективний) крутний момент.

Цифровий привод поворотно-поступальної дії, в структуру якого входять ЕКД і ЦПД характеризується великим осьовим габаритним розміром виконавчого циліндра. Довжина такого циліндра приблизно втричі більша за максимальну величину лінійного переміщення вихідного штока, що звужає їх застосування в якості приводів з дуже малою дискретністю і значною величиною переміщення штока вихідного від 1000 мм і більше.

Цих недоліків позбавлений цифровий привод поворотно-поступального руху, в структуру якого входять ЕКД, та гідравлічні об'ємні дозатори, та виконавчий

циліндр, осьовий габаритний розмір якого приблизно має дорівнювати величині максимального переміщення штока вихідного.

На рис. 3 показана принципова схема цифрового приводу поворотно-поступального руху, структура якого включає в себе ЕКД, виконавчий циліндр та гідравлічні об'ємні дозатори.

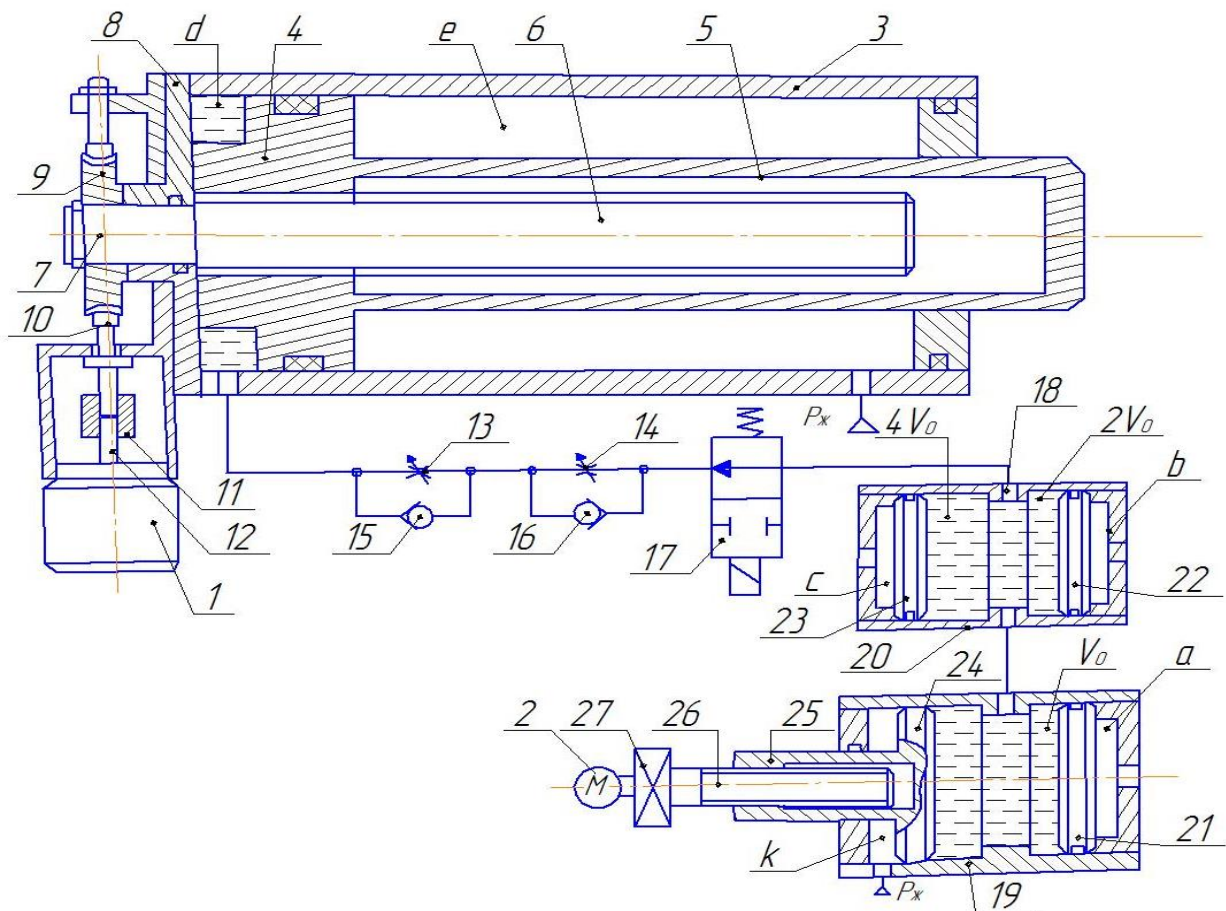


Рис. 3. Цифровий привод поворотно-поступального руху з гідравлічними дозаторами.

Такий цифровий привод складається з ЕКД 1 та 2, виконавчого циліндра 3, в якому розміщений поршень 4 та вихідний шток 5. Поршень 4 шліцьовим з'єднанням 3 сполучений з шліцьовим валом 6, циліндричний хвостовик 7 якого виходить за межі задньої кришки задньої 8 і sprzęжений з черв'ячною шестірнею 9. Шестірня 9 входить в зчеплення з черв'яком 10, вал якого з'єднується муфтою

11 з валом вихідним 12 ЕКД 1. Циліндр 3, поршень 4 та шток 5 утворюються робочу камеру  $e$ , до якої підводиться на постійній основі тиск живлення  $P_{ж}$  і гідравлічну порожнину  $d$ , яка через дроселі 13 і 14 зі зворотними клапанами 15, 16 та розподільник 17 з'єднана з каналом вихідним 18 об'ємного гідравлічного дозатора. Об'ємний гідравлічний дозатор виготовлений у вигляді циліндрів 19 та 20, в яких розміщені поршні розрядні 21, 22 і 23 з утворення камер з об'ємами рідини  $V_0$ ,  $2V_0$  і  $4V_0$  та розрядних порожнин  $a, b$  та  $c$ . У циліндрі 19 знаходиться додатковий поршень 24, шток 25 якого кінематично з'єднано через різьбову пару гайка-гвинт 26 і муфта 27 з'єднаний з валом вихідним ЕКД 2. До камери  $k$  завжди підводиться тиск живлення  $P_{ж}$ .

Принцип дії такого ЦП полягає у наступному. Поворот штока вихідного 5 здійснюється так же як в приводі представленому на Рис.2. Осьове переміщення штока вихідного 5 виконується за рахунок подачі керуючих імпульсів напруги на ЕКД 2 і підводу тиску живлення до розрядних камер  $a, b$  і  $c$  об'ємного дозатора. Так, наприклад, при подачі  $m$  (керуючих імпульсів) напруги на ЕКД 2 і комбінації керуючих сигналів 001 (тиск живлення надходить тільки у порожнину молодшого розряду) й циліндра 19 переміщення штока вихідного 5 може визначатися по залежності

$$S = \frac{4V_0}{\pi D^2} + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot m ,$$

де  $V_0$  - об'єм рідини дозатора наймолодшого розряду;  $\Delta\varphi$  - найменший кут повороту вихідного вала (дискрета) ЕКД 2;  $t$ - крок гвинта 26;

Максимальна величина лінійного переміщення вихідного штока 5

$$S_{max} = \frac{4V_0}{\pi D^2} (2^n - 1) + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot m_{max} ,$$

де  $n$ - кількість розрядів об'ємного дозатора;  $m_{max}$  – максимальна кількість імпульсів, які подаються на кроковий двигун 2.

Швидкість переміщення праворуч (за кресленням) регулюється дроселем 13, а ліворуч- дроселем 14. При перемиканні розрядних камер об'ємного

гідравлічного дозатора в першу чергу подається напруга на електромагніт *ем* розподільника 17, при цьому закривається порожнина  $d$ , й в гідравлічному дозаторі рідина перетікає з порожнин високого тиску в порожнину з більш низьким тиском. Після того як завершиться перетікання рідини в порожнинах дозаторів електромагніт *ем* знеструмлюється, розподільник перемикається у початкова положення, при цьому з'єднується з порожниною  $d$  циліндра 3 з вихідним каналом 18 дозаторів об'ємних. Керуючі сигнали керування формується і подається в контролер, який на схемі не показується.

Момент сили тертя і статичне зусилля такого приводу не залежить від кількості розрядів і може визначається по таким залежностям

$$M_{\text{тер}} = \frac{1}{2} f_{\text{тер}} \cdot \pi (d_1^2 \cdot b_1 \cdot p_{\text{к.1}} \cdot z_1 + D^2 \cdot b_{\text{п}} \cdot z_{\text{п}} \cdot p_{\text{к.п}} + b_{\text{ш}} \cdot d^2)$$

$$M_{\text{тер}} = \frac{1}{2} f_{\text{тер}} \cdot \pi (d_1^2 \cdot b_1 \cdot p_{\text{к.1}} \cdot z_1 + D^2 \cdot b_{\text{п}} \cdot z_{\text{п}} \cdot p_{\text{к.п}} + b_{\text{ш}} \cdot d^2 \cdot p_{\text{к.ш}} \cdot z_{\text{ш}})$$

$$P_{\text{max}} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P_{\text{ж}} - (2 - \frac{1}{\sqrt{2}}) f_{\text{тер}} \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p_{\text{к}} \cdot z$$

де  $D = D_{\text{д}}$ .

## Висновок

1. Наведені конструкції цифрових приводів поворотно-поступального руху мають таку якість як компактність і широкі функціональні можливості. Такі приводи можуть чудово застосовуватися, наприклад, в промислових роботах як для лінійного переміщення та повороту руки, так і для повороту і осьового переміщення циліндричної колони. При цьому конструкції приводів однакові, що значно спрощує як розробку цих приводів, так і використання.
2. Наведені аналітичні залежності на стадії розробки дають можливість порахувати основні статичні характеристики таких приводів.

## Розробка цифрового приводу поворотно-поступальної дії

Цифровий привод поворотно-поступальної дії призначений для забезпечення як поступального переміщення вихідної ланки (штока), так і його поворот навколо осі при цьому рухи можуть виконуватися як одночасно, так і в заданій послідовності.

На рис. 4 показана принципова схема цифрового приводу поворотно-поступальної дії з двома варіантами двигунів поворота вихідного вала. Згідно варіанту 1 поворот вихідного вала здійснюється цифровим двигуном поступальної дії. Згідно варіанту 2 поворот вихідного вала здійснюється поворотним цифровим двигуном.

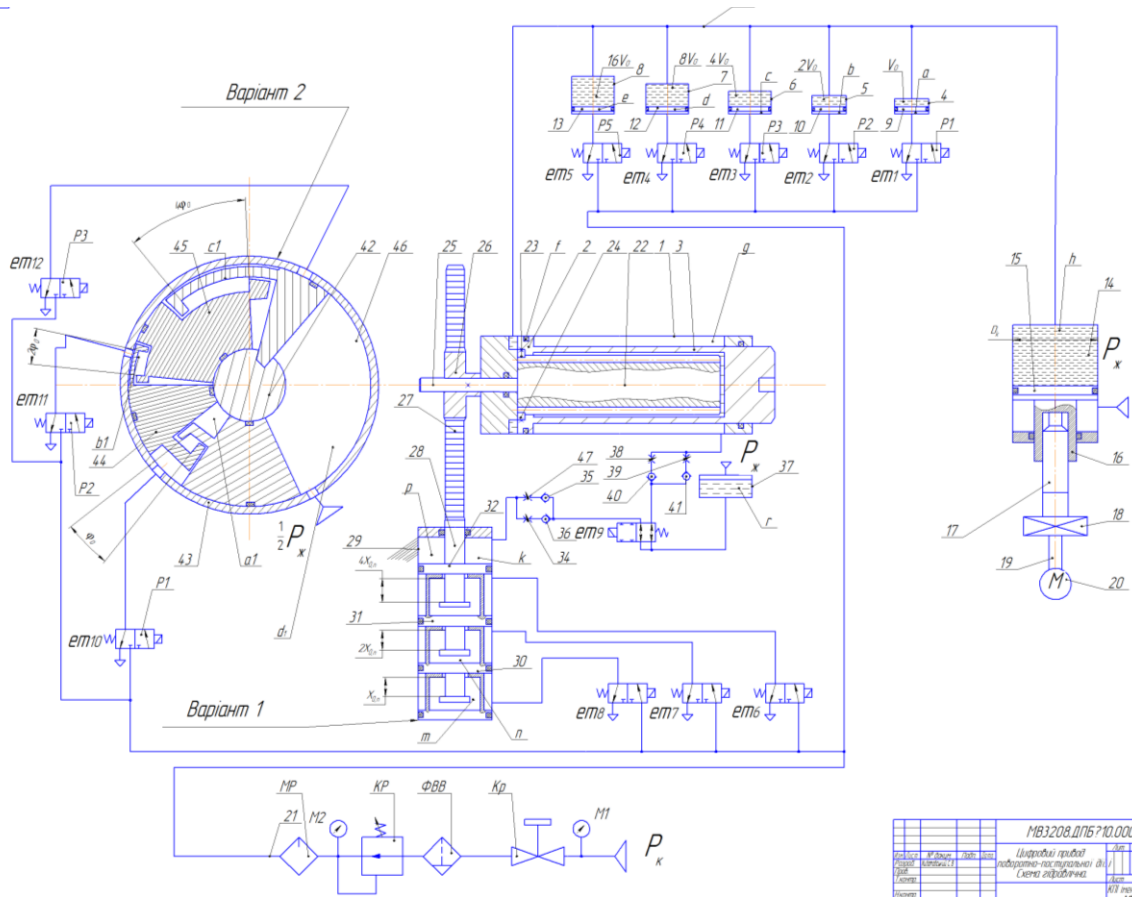


Рис. 4 Цифровий привод поворотно-поступальної дії

Цифровий привод поворотно-поступальної дії (ЦППП) складається з виконавчого циліндра 1, в якому розміщений поршень 2 з вихідним штоком 3, які утворюють поршневу камеру  $f$  і штокову  $g$ . Поршнева камера з'єднана каналом 33 з гідравлічними камерами дозаторів 4, 5, 6, 7, і 8, в яких розміщені розрядні поршні 9, 10, 11, 12 і 13. Об'єми камер гідравлічних дозаторів 4, 5, 6, 7, і 8 відповідно дорівнюють  $V_0$ ,  $2V_0$ ,  $4V_0$ ,  $8V_0$  і  $16V_0$ .

Тиск живлення до розрядних камер  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  і  $e$  гідравлічних дозаторів 9-13 підводиться відповідно від пневматичних розподільників P1, P2, P3, P4 і P5.

Крім того камера  $g$  з'єднана з камерою  $h$  гідравлічного дозатора 14, який виконаний у вигляді циліндра в якому розміщений поршень 15 зі штоком 16, який через гвинт 17 і муфту 18 кінематично сполучений з вихідним валом 19 електричного крокового двигуна (ЕКД) 20. Вхідні канали пневматичних розподільників з'єднані з вихідним каналом 21 блока підготовки повітря. Блок підготовки повітря складається з крана Кр, фільтра-вологовідокремлювача ФВВ, редукційного клапана КР, маслорозпилювача МР, та манометрів М1 і М2. Тиск живлення  $P_k$  до блоку підготовки повітря підводиться від компресора. У вихідному штоці виконана осьова розточка, в якій розміщений шток 22 зі шпоночними пазами (або шліцами) 23 і 24, які спряжені зі шпонками 25 і 26 закріпленими на торці поршня 2. Шток 22 з'єднаний з валом 25, який з'єднаний з зубчастою рейкою 27. Зубчаста рейка 27 прикріплена до вихідного штока 28 цифрового двигуна 29 поступального руху. Цифровий двигун поступального руху (ЦДПР) виконаний у вигляді циліндра 29, в якому послідовно розміщені розрядні поршні 30, 31 і 32 з ходами відповідно рівними  $X_0$ ,  $2X_0$  і  $4X_0$ . Поршні 30, 31 і 32 зі штоком 28 утворюють розрядні камери  $m$ ,  $n$ ,  $k$  і камеру зворотного руху розрядних поршнів  $p$ . Розрядні камери ЦДПР  $m$ ,  $n$  і  $k$  з'єднані з вихідними каналами розподільників P6, P7, і P8. Штокова камера  $p$  через дроселя 47, 34 і

зворотні клапани 35 і 36 і розподільник Р9 з'єднана з гідравлічною камерою  $r$  акумулятора 37, до якого підводиться тиск живлення  $P_{ж}$ . Камера  $g$  циліндра 1 з'єднана через дроселі 38 і 39 та зворотні клапани 40 і 41 з вихідним каналом Р9.

Згідно варіанта 2 шток 25 з'єднується з вихідним валом 42 поворотного цифрового двигуна (ПЦД), який виконаний у вигляді корпусу 43, в якому розміщені розрядні пластини 44, 45 і 46 з обмежувачами їх повороту. Пластини і корпус з кришками утворюють розрядні камери  $a1$ ,  $b1$ ,  $c1$  і камеру зворотного руху пластин  $d1$ . Тиск живлення до розрядних камер ПЦД  $a1$ ,  $b1$  і  $c1$  підводиться відповідно від розподільників Р1, Р2 і Р3. Пластина старшого розряду 46 прикріплена до вихідного валу 42. До камери  $d1$  підводиться постійно тиск живлення  $0.5 \cdot P_{ж}$ .

Розглянемо принцип дії цифрового приводу поворотно-поступальної дії за варіантом 1, тобто коли вал 25 зубчасто-рейковою передаючою сполучений з вихідним валом 28 ЦДПП.

У вихідному положенні електромагніти  $em1$ -  $em8$  знеструмлені при цьому розподільні камери  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ,  $e$ ,  $m$ ,  $n$  і  $k$  з'єднані з атмосферою, ЕКД 20 теж знеструмлений. При цьому вихідний шток 3 циліндра 1 знаходиться у вихідному положенні. При опрацюванні, наприклад, кодової комбінації 00001 (тиск живлення підводиться тільки до камери  $a$  гідравлічного дозатора 4) рідина об'ємом  $V_0$  з дозатора 4 витісняється в камеру  $f$  виконавчого циліндра 1. При цьому його вихідний шток 3 переміщується праворуч на величину

$$X_0 = \frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot D_{ц}^2} = \frac{4 \cdot \pi \cdot D_{д}^2 \cdot y_0}{4 \cdot \pi \cdot D_{ц}^2} = \frac{D_{д}^2}{D_{ц}^2} y_0,$$

де  $D_{ц}$  - діаметр поршня 2 циліндра 1;  $D_{д}$  - діаметр поршня 9 дозатора 4;

$y_0$  - переміщення поршня 9 дозатора 4.

Комбінації керуючих сигналів 00010 (тиск живлення подається тільки до камери  $b$  дозатора 5) відповідає переміщення вихідного штока 3 на величину

$$2 \cdot X_0 = 2 \cdot \frac{D_D^2}{D_C^2} \cdot y_0,$$

Комбінації керуючих сигналів 11110 (тиск живлення подається одночасно в камери дозаторів 5, 6, 7 і 8) відповідає переміщення вихідного штока 3 на таку величину

$$30 \cdot X_0 = 30 \cdot \frac{D_D^2}{D_C^2} \cdot y_0,$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока 3 буде відповідати комбінації опрацьованих сигналів 11111 ( тиск живлення одночасно підводиться до камер *a, b, c, d* і *e* дозаторів)

$$X_{g.max} = (2^{n_g} - 1) \cdot \frac{D_D^2}{D_C^2} \cdot y_0,$$

де  $n_g$ - число гідравлічних дозаторів .

Число позицій вихідного штока 3 при опрацюванні всіх комбінацій дозаторами визначається по залежності

$$N_g = 2^{n_g} = 2^5 = 32 \text{ (позиції).}$$

Переміщення вихідного штока 3 в залежності від опрацювання кодової комбінації керуючих сигналів, які подаються на дозатори може бути визначено як аналітично, так і таблично.

Аналітично переміщення вихідного штока визначається по залежності

$$X_g = X_0 \sum_{i=1}^{n_g} b_i \cdot 2^{i-1},$$

де  $X_0$  – дискретність;  $i$  - порядковий номер гідродозатора;  $b_i$  – значуща цифра, яка дорівнює – «1», коли тиск живлення поданий в  $i$  – т камеру і значення – «0» коли  $i$  – та камера з'єднана з атмосферою.

Таблично переміщення вихідного штока визначається наступним чином

№	<i>em5</i>	<i>em4</i>	<i>em3</i>	<i>em2</i>	<i>em1</i>	X
0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	1	$\frac{D_d^2}{D_c^2} \cdot y_0$
2	0	0	0	1	0	$2 \frac{D_d^2}{D_c^2} \cdot y_0$
3	0	0	0	1	1	$3 \frac{D_d^2}{D_c^2} \cdot y_0$
4	0	0	1	0	0	$4 \frac{D_d^2}{D_c^2} \cdot y_0$
...	...	...	...	...	...	...
30	1	1	1	1	0	$30 \frac{D_d^2}{D_c^2} \cdot y_0$
31	1	1	1	1	1	$31 \frac{D_d^2}{D_c^2} \cdot y_0$

При опрацюванні одного імпульса електричним кроковим двигуном 20 поршень 3 переміщається праворуч на величину

$$X_{0.к} = \frac{D_k^2}{D_c^2} \cdot \frac{\Delta\alpha}{360^\circ} \cdot t \cdot 1$$

де  $D_k$  – діаметр поршня циліндра 14;  $\Delta\alpha$  – мінімальний кут (дискретна) поворота вихідного вала ЕКД;  $t$  – крок гвинта 17.

При опрацюванні  $n_{im}$  імпульсів ЕКД вихідний шток 3 переміщається на величину

$$X_{0.к} = \frac{D_k^2}{D_c^2} \cdot \frac{\Delta\alpha}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{im}$$

При одночасному опрацюванні як кодових комбінацій, що подаються на гідродозатори, так і на ЕКД величина переміщення вихідного штока 3 визначається по залежності

$$X_{д.к} = X_к + X_д = X_0 \sum_{i=1}^{ng} b_i \cdot 2^{i-1} + \frac{D_к^2}{D_ц^2} \cdot \frac{\Delta\alpha}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{im},$$

Розглянемо поворот вихідного штока 3 при опрацюванні кодових комбінацій керуючих сигналів цифровим двигуном 29.

Кодовій комбінації керуючих сигналів 001, що подається на цифровий двигун повороту 29 відповідає поворот вихідного вала 3 на кут

$$\varphi_0 = \frac{360^\circ \cdot X_{0,n}}{\pi \cdot m \cdot z},$$

де  $X_{0,n}$  – дискретність цифрового двигуна 29;  $m$  – модуль шестерні 26;  $z$  – число зубців шестерні 26.

Кодовій комбінації керуючих сигналів 010 (тиск живлення подається тільки до камери  $n$ ) відповідає поворот вала 3 на кут

$$2\varphi_0 = \frac{360^\circ \cdot 2X_{0,n}}{\pi \cdot m \cdot z},$$

Кодовій комбінації керуючих сигналів 011 відповідає поворот вихідного штока на кут

$$3\varphi_0 = \frac{360^\circ \cdot 3X_{0,n}}{\pi \cdot m \cdot z},$$

Максимальний кут повороту вихідного вала 3

$$\varphi_{max} = \frac{360^\circ}{\pi \cdot m \cdot z} \cdot (2^{n_n} - 1) \cdot X_{0,n} = 7\varphi_0,$$

Число кутових позицій вихідного штока

$$N_k = 2^{n_n},$$

де  $n_n$  – число розрядів двигунів 29.

Регулювання швидкості переміщення вихідного штока 3 при його русі вправо здійснюється дроселем 39, а ліворуч – дроселем 38. Регулювання швидкості повороту вала 3 регулюється дроселями 47 і 34.

При перемиканні розрядних камер як дозаторів, так і цифрового двигуна повороту 29 для уникнення появи викидів і провалів у русі вихідного штока 3 необхідно перед перемиканням розрядних камер подати напругу на електромагніт *em9*. При цьому розподільник Р9 перемикається праворуч (за кресленням) і запирає гідравлічні камери *g* і *p* унеможлиблюється рух штоків 3 і 28. В цей час перемикається як поршні гідродозаторів, так і поршні цифрового двигуна 29. Після їх перемикання подається команда на знеструмлення електромагніта *em9*. Після знеструмлення електромагніта *em9* розподільник Р9 перемикаються ліворуч при цьому розмикаються камери *g* і *p*, тобто рідина може перетікати як в акумулятор 37, так і з нього.

Аналогічно працює привод і при повороті вихідного штока 3 від поворотного цифрового двигуна 43.

## **Дослідження точності позиціювання пневмогідравлічних цифрових приводів з об'ємними гідравлічними дозаторами**

Проаналізована залежність точності величини дози гідравлічного об'ємного дозатора від його конструктивних параметрів. Приведена порівняльна характеристика об'ємних гідравлічних дозаторів виконаних як у вигляді декількох поршневих гідравлічних циліндрів малого діаметру з цифровим об'ємом рідини, так і однопоршневого об'ємного дозатора зі значним діаметром циліндра. Отримані аналітичні залежності, які дають можливість на стадії проектування гідравлічних об'ємних дозаторів проводити аналіз і оптимізувати їх параметри, виходячи з мінімізації втрати рідини під час роботи. Приведені аналітичні залежності для розрахунку числа розрядів по заданій дискретності і по заданому максимальному об'єму рідини, що витісняється дозатором.

В сучасних приводах промислових роботів, металорізальних та деревообробних верстатах у зварювальному і складальному виробництвах часто застосовуються пневматичні, гідравлічні, пневмогідравлічні та комбіновані приводи з цифровим керуванням. Такі приводи дають можливість перетворювати цифрову інформацію у вигляді двійкового коду у поступальне або обертальне переміщення вихідної ланки. Цифрові приводи в порівнянні з аналоговими мають суттєві переваги, але мають і деякі недоліки, так цифрові приводи, які побудовані у вигляді послідовно розміщених розрядних поршнів у циліндрі мають низький механічний ККД і значний осьовий габаритний розмір, які залежать від числа розрядів. Пневмоелектричні цифрові приводи, в структуру яких входить електричні крокові двигуни і пневматичні цифрові двигуни характеризуються малою дискретністю і значним осьовим габаритним розміром виконавчого циліндра. Такі великі осьові габарити та розміри цифрових приводів значно звужують область їх застосування в системах автоматичного керування.

Цих недоліків позбавлені цифрові приводи в структуру яких входять виконавчий циліндр і об'ємні гідравлічні дозатори. У таких приводах механічний ККД і осьовий габаритний розмір виконавчого циліндра не залежать від числа розмірів. Недоліком таких приводів є те, що точність позиціонування вихідного штока у них залежить від втрат рідини об'ємними гідравлічними дозаторами. Залежність втрати рідини під час роботи пневмогідравлічних цифрових приводів з гідравлічними дозаторами від різноманітних параметрів як робочої рідини, так і геометричних параметрів ще недостатньо досліджена. Тому проведення дослідження залежності точності дозування рідини гідравлічними об'ємними дозаторами як від їх геометричних параметрів, так і від фізичних властивостей робочої рідини є актуальною проблемою, вирішення якої дозволить створювати малогабаритні, високоточні пневмогідравлічні цифрові приводи.

Метою роботи є дослідження статичних характеристик пневмогідравлічних цифрових приводів з об'ємними дозаторами, розробка математичної моделі розрахунку статичних характеристик і способів підвищення точності позиціонування вихідної ланки.

Проблемі створення і дослідження деяких типів багатопозиційних приводів з цифровим керуванням присвячені роботи [1, 2], в яких в основному запропоновані конструктивні варіанти створення таких приводів. В роботі даний аналіз точності позиціонування вихідного штока пневмогідравлічного цифрового приводу від величини втрати рідини із порожнини виконавчого гідроциліндру. При цьому втратами рідини об'ємного гідравлічного дозатора нехтувалось. Проведені дослідження показали, що точність позиціонування вихідного штока циліндра залежить як від втрат рідини у виконавчому циліндрі, так і від втрати її в об'ємному дозаторі. Втрати у об'ємному дозаторі можна суттєво зменшити оптимізувавши його геометричні параметри.

## Результати проведених досліджень

Розглянемо дві типові конструктивні схеми об'ємних гідравлічних дозаторів з цифровим керуванням, один із яких виконаний у вигляді окремих циліндрів з цифровим об'ємом рідини, а другий у вигляді одного циліндра, об'єм рідини якого дорівнює сумарному об'єму окремих розрядних циліндрів.

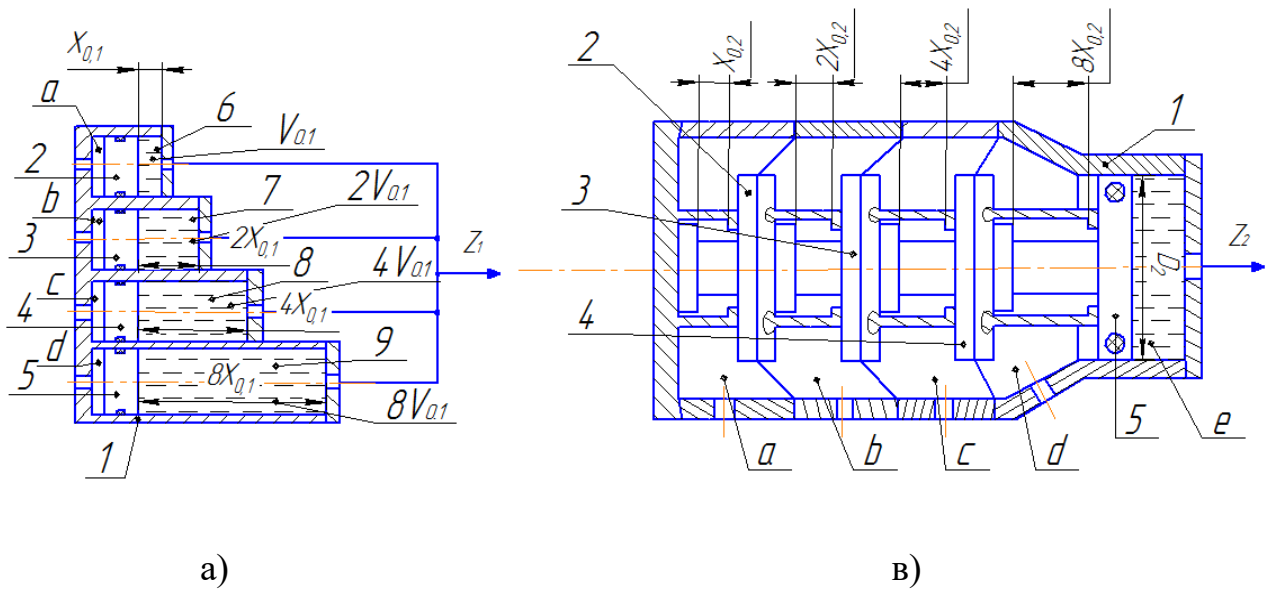


Рис.5. Схема пневмогідравлічних об'ємних дозаторів: а – на базі окремих циліндрів з цифровим об'ємом; в – на базі одного циліндра, об'єм рідини якого дорівнює сумарному об'єму окремих розрядних циліндрів.

На рис.1 показані дві типові схеми пневмогідравлічних об'ємних дозаторів: а) - на базі циліндрів малого діаметру; в) – на базі одного циліндра великого діаметра.

Гідравлічні об'ємні дозатори (схема а і в) складаються із корпусів 1, які з поршнями 2, 3, 4, 5 (мембранами 2, 3, 4 і поршень 5) утворюють розрядні порожнини  $a$ ,  $b$ ,  $c$  і  $d$ . Об'єми циліндрів 6, 7, 8 і 9, відповідно дорівнюють (схема а)  $V_{0,1}$ ,  $2V_{0,1}$ ,  $4V_{0,1}$ , і  $8V_{0,1}$ . Об'єм порожнини  $e$  (схема в) дорівнює  $V_e = 15V_{0,1}$ . Принцип дії гідравлічних дозаторів по схемам а і в полягає в наступному. У вихідному положенні розрядні порожнини  $a$ ,  $b$ ,  $c$  і  $d$  з'єднані з атмосферою, що

відповідає кодовій комбінації керуючих сигналів 0000. При опрацюванні кодової комбінації, наприклад, 0001 (тиск живлення підводиться тільки в порожнини молодшого розряду *a*) поршень 2 (схема а) і поршень 5 (схема в) переміщуються вправо і витісняють з дозаторів рівні об'єми рідини  $V_{0,1}$  у вихідні канали  $Z_1$  і  $Z_2$ . При опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів 0010 (тиск живлення підводиться тільки у порожнини другого розряду *b*) поршень 3 і мембрана 3 переміщується вправо і витісняють об'єми рідини по  $2V_{0,1}$  у вихідні канали  $Z_1$  і  $Z_2$ . Кодовій комбінації керуючих сигналів 0011 (тиск живлення одночасно підводиться у порожнину *a* і *b* до заторів) відповідають об'єми рідини  $3V_{0,1}$ , що витісняється у вихідні канали  $Z_1$  і  $Z_2$ . Кодові комбінації керуючих сигналів 0100 відповідають об'єми  $4V_{0,1}$  витісненої рідини у канали  $Z_1$  і  $Z_2$  і т.д.. Таким чином величина об'єму рідини, що витісняється із дозаторів визначається кодовою комбінацією опрацьованих керуючих сигналів. Дискретність гідравлічних дозаторів визначається об'ємом рідини, що витісняється із дозатора при подачі тиску живлення у робочу порожнину поршня (мембрани) молодшого розряду. Об'єм *i*-ої дози (нехтуючи втратами рідини) визначається по геометричній прогресії

$$V_i = V_{0,1} \cdot 2^{i-1},$$

де *i* – порядковий номер дози (поршня, мембрани);  $V_{0,1}$  – дискретність дози.

Максимальний об'єм рідини, що витісняється дозатором визначається по залежності

$$V_{max} = V_{0,1} \cdot (2^n - 1),$$

де *n* – число розрядних поршнів (мембран)

Величина об'єму рідини, що витісняється дозатором в залежності від опрацювання комбінацій двійкового коду може визначатися або табличним способом, або по аналітичній залежності

$$V = V_{0,1} \sum_{i=1}^n b_i \cdot 2^{i-1},$$

де  $b_i$  – значуща цифра, яка дорівнює – «1», коли тиск живлення поданий в  $i$  – т камеру і значення – «0» коли  $i$  – та камера з'єднана з атмосферою.

Величина максимального переміщення вихідного штока виконавчого циліндра поступального руху ( на рис. циліндр не показаний)

$$X_{max.n} = \frac{4 \cdot V_g}{\pi \cdot D_2^2} = \frac{D_1^2}{D_2^2} \cdot X_{0,1} \cdot (2^n - 1),$$

де  $V_g = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot X_{0,1} \cdot (2^n - 1)$  – об'єм дозатора;  $D_1$  – діаметр циліндра дозатора;  $D_2$  – діаметр виконавчого циліндра;  $X_{0,1}$  – дискретність дозатора; Дискретність виконавчого циліндра (найменша величина переміщення вихідного штока)

$$X_{0,1} = \frac{D_1^2}{D_2^2} \cdot X_{0,2} . \quad (1)$$

Із залежності (1) випливає, що дискретність виконавчого циліндра прямопропорційна квадрату діаметра дозатора і його дискретності і зворотнопропорційна квадрату діаметра виконавчого циліндра.

Порівняння параметрів дозаторів, виконаних по схемах  $a$  і  $b$ , які мають однакові числа розрядів і величина максимальних об'ємів рідини, що витісняється у вихідні канали  $Z_1$  і  $Z_2$ .

Нехтуючи втратами рідини величина максимального об'єму рідини, що витісняється дозатором на базі окремих циліндрів (рис.5,  $a$ ) дорівнює

$$V_{max.1} = \frac{\pi \cdot D_{1.1}^2}{4} \cdot X_{0,1} \cdot (2^n - 1) = V_{0,1} \cdot (2^n - 1) . \quad (2)$$

де  $V_{0,1}$  – мінімальний об'єм дози рідини (дискретність дози).

Величина максимального об'єму рідини, що витісняється дозатором на базі одного циліндра (схема  $b$ )

$$V_{max.2} = \frac{\pi \cdot D_{2.2}^2}{4} \cdot X_{0.2} \cdot (2^n - 1) = V_{0.2} \cdot (2^n - 1). \quad (3)$$

де  $V_{0.2}$  – мінімальний об'єм дози рідини.

Приймаємо, що  $V_{max.1} = V_{max.2}$ , тоді із сумісного рішення рівнянь (2) і (3) знаходимо

$$\frac{V_{0.2}}{V_{0.1}} = \frac{D_{1.1}^2}{D_{2.2}^2}. \quad (4)$$

Із залежності (4) випливає, що при заданому об'ємі дискретність дозаторів зворотнопропорційна квадратам діаметрів циліндрів .

Сили тертя поршнів  $D_{1.1}$  і  $D_{2.2}$ , відповідно дорівнюють:

$$P_{T.1} = \pi \cdot D_{1.1} \cdot b_1 \cdot f_{тер.1} \cdot P_{к.1} ; \quad P_{T.2} = \pi \cdot D_{2.2} \cdot b_2 \cdot f_{тер.2} \cdot P_{к.2} \quad (5)$$

де  $b_1$  і  $b_2$  – відповідно ширина контактів ущільнень  $D_{1.1}$  і  $D_{2.2}$ ;

$f_{тер.1}$  і  $f_{тер.2}$  – відповідно коефіцієнти тертя ущільнень  $D_{1.1}$  і  $D_{2.2}$ ;

$P_{к.1}$  і  $P_{к.2}$  – контактний тиск ущільнень  $D_{1.1}$  і  $D_{2.2}$ ;

Приймаємо, що  $b_1 = b_2$ ;  $f_{тер.1} = f_{тер.2}$ ;  $P_{к.1} = P_{к.2}$  із сумісного рішення рівнянь (5) знаходимо знаходимо

$$\frac{P_{T.2}}{P_{T.1}} = \frac{D_{2.2}}{D_{1.1}}, \text{ тобто сили тертя пропорційні діаметрам циліндрів.}$$

Втрати робочої рідини в гідравлічних об'ємних дозаторах залежать від перепаду тисків на ущільненнях між порожнинами, від значень ефективних площ щілин і від масляної плівки, що залишається на стінках циліндрів.

Нехтуючи перетіканням рідини через ущільнення і вважаючи, що ширина ущільнень поршнів діаметрами  $D_{1.1}$  і  $D_{2.2}$  однакові знаходимо довжини контактів ущільнень:

- довжина контакту ущільнення  $D_{2.2}$

$$C_2 = \pi \cdot D_{2.2} ;$$

-довжина контакту ущільнення поршнів  $D_{1.1}$

$$C_1 = \pi \cdot D_{1.1} \cdot n,$$

Втрата об'єму рідини у вигляді масляної плівки:

-для дозатора з діаметром  $D_{1.1}$  величина ходу  $X_{max.n} = X_{0.1} \cdot (2^n - 1)$ ,

$$\Delta V_1 = \pi \cdot \delta_1 \cdot X_{0.1} \cdot (2^n - 1),$$

де  $\delta_1$  – товщина плівки рідини, що залишається на циліндричній поверхні.

1.Визначення об'єму рідини, яка втрачається в якості плівки при русі поршнів дозаторів

а) для однопоршневого дозатора

$$\Delta V_1 = D_{1.1} \cdot \pi \cdot \delta_1 \cdot l . \quad (6)$$

б) для багатопоршневого дозатора

$$\Delta V_2 = D_{2.2} \cdot \pi \cdot \delta_1 \cdot X_0 \cdot (2^n - 1) . \quad (7)$$

де  $\delta_1$  – товщина плівки рідини;  $D_{1.1}$  – діаметр циліндра однопоршневого дозатора;  $D_{2.2}$  - діаметр циліндра багатопоршневого дозатора;

$l$  – максимальна величина переміщення поршня однопоршневого дозатора;

$X_0$  – дискретність багатопоршневого дозатора;  $n$  – число розрядів

багатопоршневого дозатора.

2.Максимальний об'єм рідини, що витісняється дозаторами:

а) однопоршневого

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_{1.1}^2}{4} \cdot l ; \quad (8)$$

б) багатопоршневого

$$V_2 = \frac{\pi \cdot D_{2.2}^2}{4} \cdot (2^n - 1); \quad (9)$$

3.Вирішуємо сумісно рівняння (6) – (8) і (7) – (9) отримуємо

$$\Delta V_1 = D_{1,1} \cdot \pi \cdot \delta_1 \cdot \frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot D_{1,1}^2} = \frac{4 \cdot V_1 \cdot \delta_1}{\pi \cdot D_{1,1}^2}; \quad (10)$$

$$\Delta V_2 = D_{2,2} \cdot \pi \cdot \delta_1 \cdot \frac{4 \cdot V_2}{\pi \cdot D_{2,2}^2} = \frac{4 \cdot V_2 \cdot \delta_1}{\pi \cdot D_{2,2}^2}; \quad (11)$$

4. Так як  $V_1 = V_2$  із сумісного рішення рівнянь (10) і (11) знаходимо

$$\frac{\Delta V_1 \cdot D_{1,1}}{4 \cdot \delta_1} = \frac{\Delta V_2 \cdot D_{2,2}}{4 \cdot \delta_1}; \quad \Delta V_1 \cdot D_{1,1} = \Delta V_2 \cdot D_{2,2}; \quad \frac{\Delta V_1}{\Delta V_2} = \frac{D_{2,2}}{D_{1,1}}$$

Таким чином втрата об'єму рідини у гідродозаторах зворотно пропорційна діаметрам поршнів.

## Цифровий привод поворотно-поступальної дії

Цифровий привод поворотно поступальної дії призначений для поступального переміщення і повороту вихідної ланки (штока). При цьому поворот і поступальне переміщення можуть виконуватися як і послідовно, так і одночасно.

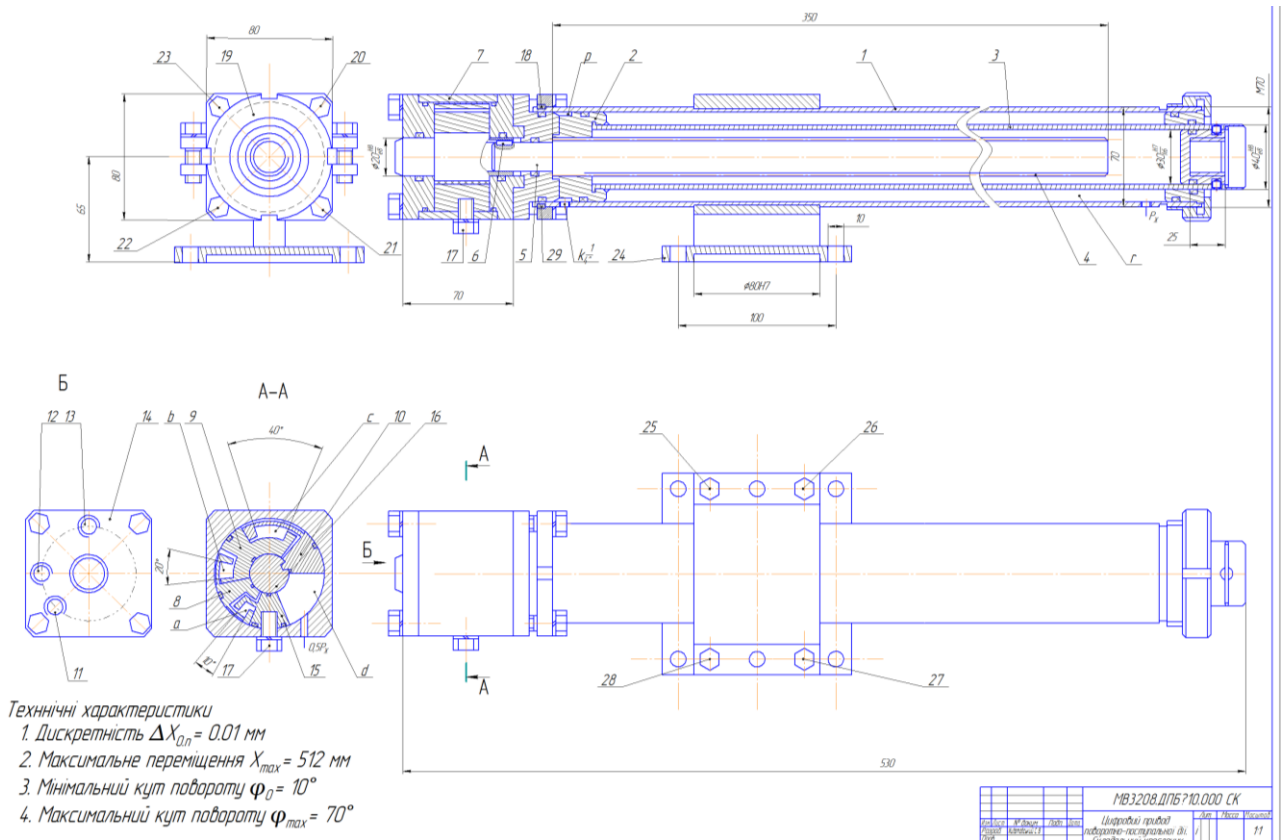


Рис. 5. Цифровий привод поворотно поступальної дії

На рис. 3. показана конструкція цифрового приводу поворотно-поступальної дії (ЦППП). Такий привод складається з виконавчого циліндра 1, в якому розміщений поршень 2 з вихідним штоком 3. Поршень 2 і шток 3 утворюють поршневу гідравлічну камеру  $p$  і штокову камеру  $r$ . Поршнева камера  $p$  з'єднана з вихідним каналом цифрового об'ємного гідравлічного дозатора (на рис. 3. не показаний). До штокової камери постійно підводиться ризк живлення  $P_{\text{ж}}$ . Осьовий канал поршня 2 рухомо спряжений з шліцевим валом 4, хвостовик 5 якого шпоночним з'єднанням 6 з'єднаний з вихідним валом поворотного цифрового двигуна. Поворотний цифровий двигун виконаний у вигляді корпуса

7, в якому розміщені розрядні пластини 8, 9 і 10 з утворенням розрядних робочих пневматичних (гідравлічних) камер  $a$ ,  $b$ ,  $c$  і  $d$ , до якої постійно підводиться  $0,5P_{\text{ж}}$  тиску живлення. Тиск живлення до розрядних камер  $a$ ,  $b$  і  $c$  підодиться через відповідні отвори 11, 12 і 13, виконані в кришці 14. Розрядні пластини 8, 9, 10 і перегородка 15 мають Г-подібні обмежувачі відносного повороту пластин. При цьому відності кути повороту розрядних пластин 8, 9, 10 відповідно дорівнюють:  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  і  $40^\circ$ . Пластина старшого розряду 10 жорстко з'єднана з вихідним валом 16. Перегородка 15 жорстко прикріплена гвинтом 17 до порпусу 7. Корпус 7 поворотного цифрового двигуна кріпиться до виконавчого циліндра 1 за допомогою напівкільця 29, 18 і 30 фланця 19 і гвинтів 20, 21, 22, і 23. Виконавчий циліндр 1 прикріплюється до опори 24 гвинтами 25, 26, 27 і 28.

Принцип дії цифрового приводу поворотно-поступальної дії (руху) полягає в наступному. У вихідному положенні тиск живлення підводиться до камери  $r$  циліндра 1. Під дією цього тиску поршень 2 та штоком 3 займають ліве крайнє положення. При подачі рідини від об'ємних гідравлічних дозаторів у камеру  $p$  поршень 23 вихідним штоком 3 переміщується праворуч (за кресленням) на величину  $X_0 = \frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}$ , де  $V_0$  – об'єм дози;  $D_{\text{ц}}$  – діаметр поршня 2.

При опрацюванні кодових комбінацій керуючих сигналів поворотним цифровим двигуном його вал 16 повертається і повертає шліцевий вал 4. Так, наприклад, при опрацюванні комбінації керуючих сигналів 001 ( тиск живлення підводиться тільки до розрядної порожнини  $a$ ) вихідний вал 16 і вихідний шток 3 повертається на кут  $10^\circ$ . Кодовій комбінації 010 (тиск живлення подається до камери  $b$ ) відповідає поворот вихідного штока 3 на кут  $20^\circ$ . Кодовій комбінації керуючих сигналів 011 (тиск живлення підводиться одночасно до камери  $a$  і  $b$ ) відповідає поворот штока 3 на кут  $30^\circ$  і т. д.. Тобто кожній комбінації керуючих сигналів відповідає конкретний кут повороту вихідного штока 3. При одночасному опрацюванні керуючих сигналів, які подаються на поворотний

цифровий двигун і на виконавчий циліндр поступального руху вихідний шток переміщається лінійно і одночасно обертається навколо своєї осі.

Таким чином, запропонований цифровий привод поворотно-поступального руху має компактну конструкцію, малий осьовий габаритний розмір, надійний в роботі, простий за керуванням, що може значно розширити область розташування його в якості виконавчих пристроїв промислових роботів, метало та деревообробних верстатів, зварювальному виробництві, при виконанні складальних робіт, в станціях наведення ракет, прекриваючих пристроях нафтових та газових мережах і т. д..

## Схема ланцюгового поворотного цифрового приводу

На рис.6. показана схема ланцюгового поворотного цифрового приводу

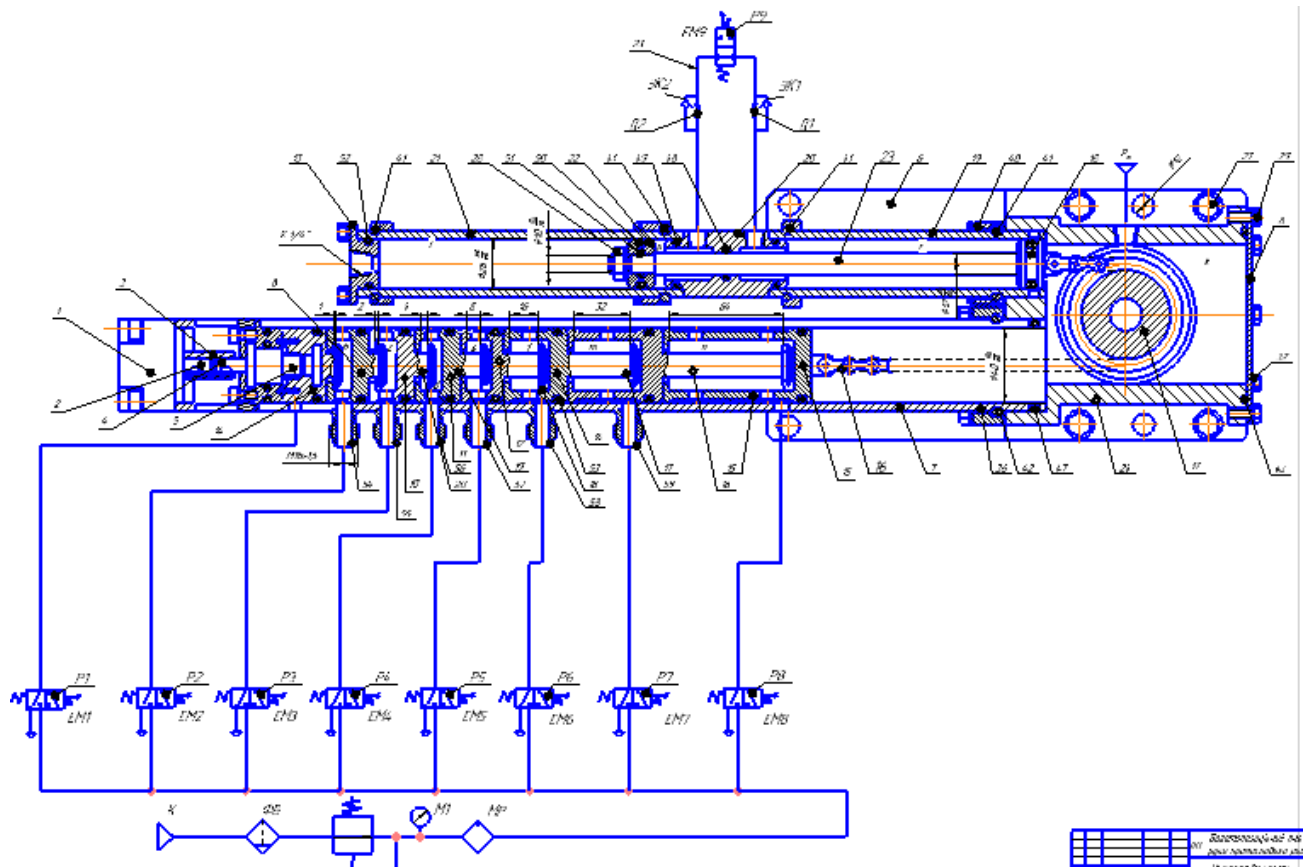


Рис. 6. Схема ланцюгового поворотного цифрового приводу

Ланцюговий поворотний цифровий привод призначений для перетворення цифрової інформації, що подається на опрацювання електричного крокового двигуна (ЕКД) на пневматичний цифровий двигун в кутовий поворот вихідної ланки.

Схема ланцюгового поворотного цифрового приводу складається з ЕКД 1, вихідний вал 2 якого муфтою 3 з'єднаний з хвостовиком 4 гвинта 5. Гвинт 5 вгвинчений в додатковий поршень 6, який обмежує переміщення поршня

молодшого розряду пневматичного цифрового двигуна. Пневматичний цифровий двигун складається з виконавчого циліндра 7, в якому послідовно розміщені розрядні поршні 8-15 з утворенням розрядних камер  $a, b, c, d, e, f, m$  і  $n$  і ходами:  $X_0, 2X_0, 4X_0, 8X_0, 16X_0, 32X_0, 64X_0$  і  $128X_0$ .

Поршень старшого розряда 15 ланцюгом 16 зчеплюється з зірочкою 17, яка знаходиться в герметичній камері  $k$  і до якої постійно підводиться тиск живлення. Другий кінець ланцюга 16 прикріплений до поршня 18 циліндра 19. Циліндр 19 прикріплений до кришки 20, до якої прикріплений циліндр 21. В циліндрі 21 розміщений поршень 22, який штоком 23 з'єднаний з поршнем 18. Поршні 18 і 22 утворюють робочі камери  $r$  і  $l$ , які об'єднані між собою каналом 23 через дроселі  $D1, D2$ , зворотні канали  $K31, K32$  і запираючий гідравлічний розподільник  $P9$  з одностороннім електричним керуванням. Тиск живлення подається до розрядних камер  $a, b, c, d, e, f, m$  і  $n$  відповідно від пневматичних двопозиційних трилінійних розподільників  $P1-P8$ , які живляться від блока підготовки повітря. В блок підготовки повітря входить: фільтр вологовідокремлювача  $ФВ$ , редукційний клапан  $РК1$ , манометр  $M1$  і масло розподільника  $МР$ . циліндри 7 і 19 прикріплені до корпусу 24.

Принцип дії ланцюгового поворотного цифрового приводу полягає в наступному. У вихідному положенні електромагніти  $em1-em8$  і  $em9$  розподільників  $P1-P9$  знеструмлені, до камери  $k$  корпусу 24 підведений тиск живлення  $P_{ж}$ . Під дією тиску  $P_{ж}$  всі розрядні поршні 8-15 знаходяться, упираючись один в одного в крайньому лівому (за кресленням) положенні. Поршні 22 і 18 циліндрів 21 і 19 знаходяться в крайнік правих положеннях. Електричний кроковий двигун (ЕКД)1 знеструмлений. При цьому вихідна ланка приводу зірочка 17 теж займає вихідне положення, тобто кут повороту дорівнює нулю.

Розглянемо роботу приводу, коли сигнали керування подаються тільки на пневматичний цифровий двигун. При опрацюванні, наприклад, кодової

комбінації керуючих сигналів 00000001 (тиск живлення подається тільки в камеру  $a$  від розподільника P1). Під дією тиску живлення, який поданий в камеру  $a$  поршень молодшого розряду зміщується праворуч на величину  $X_0$ , При цьому зірочка 17 повертається проти годинникової стрілки (за кресленням) на кут

$$\varphi_0 = \frac{X_0}{\pi \cdot D_g} \cdot 360,$$

де  $D_g$ - діаметр ділильного кола зірочки 17.

Комбінації керуючих сигналів 00000010 (тиск живлення подається в камеру  $b$ ) Відповідає поворот зірочки 17 на кут

$$2\varphi_0 = \frac{2X_0}{\pi \cdot D_g} \cdot 360.$$

Комбінації керуючих сигналів 00000011 (тиск живлення одночасно від розподільників P1 і P2 подається в камери  $a$  і  $b$  циліндра 7) відповідає поворот зірочки на кут

$$3\varphi_0 = \frac{3X_0}{\pi \cdot D_g} \cdot 360.$$

Аналогічно кут повороту зірочки 17 (вихідної ланки) в залежності від опрацювання кодової комбінації пневматичним цифровим двигуном визначається по залежності

$$\varphi_{\text{ц}} = \varphi_0 \cdot \frac{X_0}{\pi \cdot D_g} \cdot \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i,$$

де  $\varphi_0$ - дискрета(мінімальний кут повороту зірочки при опрацюванні кодової комбінації 00000001).

$X_0$ - переміщення поршня молодшого розряду.

$n$ - число розрядів пневматичного цифрового двигуна (число розрядних поршнів);  $i$ - порядковий номер розрядного поршня;  $b_i$  – значуща цифра, яка

приймає значення – «1», коли до  $i$ -ої камери подається тиск живлення і значення – «0», коли  $i$ -та камера з'єднується з атмосферою.

Наприклад, при опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів 01010101 зірочка повертається на кут

$$\varphi_{ц} = \varphi_0 \cdot \frac{X_0}{\pi \cdot D_g} \cdot \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i = (\varphi_0 + 4\varphi_0 + 16\varphi_0 + 64\varphi_0) \cdot \frac{X_0}{\pi \cdot D_g} = 85\varphi_0 \cdot \frac{X_0}{\pi \cdot D_g}.$$

Максимальний кут повороту зірочки буде при опрацюванні кодової комбінації 11111111, тобто коли тиск живлення подається у всі розрядні камери

$$\varphi_{ц,max} = \varphi_0 \cdot (2^n - 1) = 360 \cdot \frac{X_0}{\pi \cdot D_g} \cdot (2^n - 1)$$

Число позицій

$$N_{ц} = 2^n$$

Розглянемо роботу приводу, коли опрацьовуються керуючі сигнали тільки ЕКД1.

При опрацюванні ЕКД одного керуючого імпульса напруги, що подається на обмотки двигуна його вихідний вал 2 і гвинт 4 повертаються на кут  $\Delta\varphi_0$  при цьому зірочка 17 повертається на кут

$$\Delta\varphi_{к} = \frac{\varphi_0}{360} \cdot 1 \cdot t_2 \cdot \frac{360}{\pi \cdot D_g} = \Delta\varphi_0 \cdot \frac{t_2}{\pi \cdot D_g},$$

де  $t_2$  – крок гвинта 5.

При опрацюванні  $n_{im}$  імпульсів зірочка повертається на кут

$$\Delta\varphi_{к} = \Delta\varphi_0 \cdot \frac{n_{im}}{\pi \cdot D_g} \cdot t_2$$

Максимальний кут повороту буде при опрацюванні ЕКД максимального числа імпульсів

$$\varphi_{к,max} = \Delta\varphi_0 \cdot \frac{n_{im,max}}{\pi \cdot D_g} \cdot t_2$$

Число позицій

$$N_{к} = n_{im,max}$$

Розглянемо роботу приводу при одночасному опрацюванні керуючих сигналів ЕКД і пневматичним цифровим приводом.

Кут повороту зірочки 17 при одночасному опрацюванні керуючих сигналів визначається по залежності

$$\varphi_{\Sigma} = \varphi_{ц} + \varphi_{к} = \varphi_0 \cdot \frac{X_0}{\pi \cdot D_g} \cdot \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i + \Delta\varphi_0 \cdot \frac{n_{im}}{\pi \cdot D_g} \cdot t_2.$$

Максимальний кут повороту зірочки 17

$$\varphi_{\Sigma max} = \frac{360}{\pi \cdot D_g} \cdot X_0 \cdot (2^n - 1) + \frac{\Delta\varphi_0 \cdot t_2 \cdot n_{im,max}}{\pi \cdot D_g}.$$

Число позицій зірочки (вихідної ланки)

$$N_{\Sigma} = 2^n \cdot n_{im,max}.$$

При повороті зірочки 17 проти годинникової стрлки швидкість повороту регулюється гідро дроселем D2. В зворотному напрямку швидкість поворота регулюється гідро дроселем D1.

При перимиканні розрядних камер, коли в одні камери подається тиск живлення а в інші спорожнюються (з'єднуються з атмосферою) для запобігання виникнення незапрограмованих рухів зірочки так званих «викидів» і «провалів» спочатку подається напруга на електромагніт  $em9$ , при цьому перемикається розподільник P9 і запирає камери  $r$  і  $l$  гідроциліндрів 19 і 21. При запертих гідравлічних камерах  $r$  і  $l$  блокується поворот зірочки 17. В цей час розрядні поршні переміщуються під дією тиску в їх камерах. Після зупинки поршнів знеструмлюється  $em9$ , розподільник P9 перемикається, при цьому зірочка повертається в задану сторону на заданий кут відповідно кодовій комбінації керуючих сигналів.

### Висновки:

Наприклад, при значеннях параметрів:  $\Delta\varphi_0 = 1,8$ ;  $t_2 = 4\text{мм}$ ;  $n = 8\text{мм}$ ;  $D_g = 100\text{мм}$ ;  $l_2 = 1\text{мм}$ ;  $X_0 = 1\text{мм}$ ;  $n_{im,max} = 50\text{ім}$ .

1. Мінімальний кут поворота зірочки 17

$$\Delta\varphi_{к.min} = \Delta\varphi_0 \cdot \frac{t_2}{\pi \cdot D_g} = 1,8 \cdot \frac{4}{\pi \cdot 100} = 0,0229^\circ$$

2. Максимальний кут повороту зірочки 17

$$\begin{aligned}\varphi_{\Sigma max} &= \frac{360}{\pi \cdot D_g} \cdot X_0 \cdot (2^n - 1) + \frac{\Delta\varphi_0 \cdot t_2 \cdot n_{im,max}}{\pi \cdot D_g} = \\ &= \frac{360}{\pi \cdot 100} \cdot 1 \cdot (2^8 - 1) + \frac{1,8 \cdot 4 \cdot 100}{\pi \cdot 100} = 292,2 + 2,30 = 294,5^\circ\end{aligned}$$

3. Число позицій

$$N_{\Sigma} = 2^n \cdot n_{im,max} = 2^8 \cdot 50 = 12800(\text{позицій}).$$

## Комбінований ланцюговий поворотний привод

На рис. 7. показана конструкція ланцюгового поворотного привода.

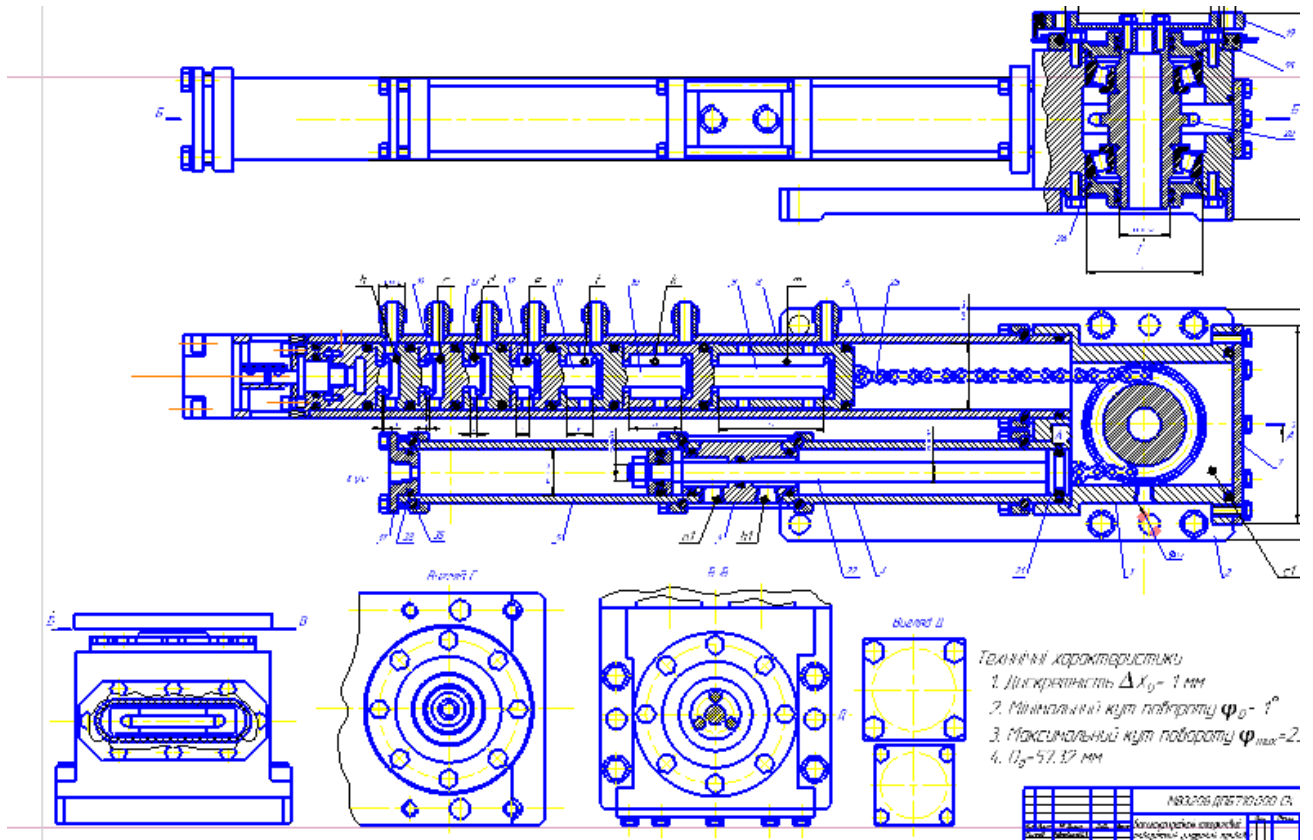


Рис. 7. Комбінований ланцюговий поворотний привод

Комбінований цифровий привод складається з електричного крокового двигуна ЕКД, пневматичного цифрового двигуна, який виконаний у вигляді послідовно розміщених розрядних поршнів в циліндрі 6. Поршень старшого розряду 8 з'єднаний з ланцюгом 25, який зчіплюється з зірочкою 20. Другий кінець ланцюга з'єднаний з поршнем циліндра зворотного руху 21, який розміщений в гідроциліндрі 3. Поршень 21 закріплений на штоці 22, на другий кінець штока 22 закріплений поршень 38, який розміщений в циліндрі 5. Циліндри 3 і 5 прикляпані до кришки 4. Зірочка 20 встановлена на на

підшипниках кочення 26. До вала зірочки 20 прикріплений фланець 19, до якого кріпиться колона( колона на рисунку не показана). Принцип дії привода полягає в наступному. У початковому положенні розрядні камери  $a, b, c, d, e, f, m$  і  $k$  з'єднані з атмосферою. Електричний кроковий привод ЕКД знеструмлений, до камери С1 підведений тиск живлення. Під дією тиску живлення в камері С1 розрядні поршні знаходяться в крайньому положенні, ефективна площа поршня старшого розряду в два рази більше площі поршня 21.

При одночасному поданні керуючих сигналів на ЕКД і на пневматичний цифровий двигун кут повороту фланця 19 визначається по залежності

$$\varphi_{\Sigma} = \varphi_0 \cdot \frac{X_0}{\pi \cdot D_g} \cdot \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i + \Delta\varphi_0 \cdot \frac{n_{im}}{\pi \cdot D_g} \cdot t_2$$

Максимальна кут повороту фланця 19

$$\varphi_{\Sigma max} = \frac{360}{\pi \cdot D_g} \cdot X_0 \cdot (2^n - 1) + \frac{\Delta\varphi_0 \cdot t^2 \cdot n_{im,max}}{\pi \cdot D_g}$$

Дискретність приводу

$$\Delta\varphi_{к.min} = \Delta\varphi_0 \cdot \frac{t^2}{\pi \cdot D_8}$$

## Схема приводу підйому руки робота.

На рис.5. приведена принципова схема приводу підйому руки робота.

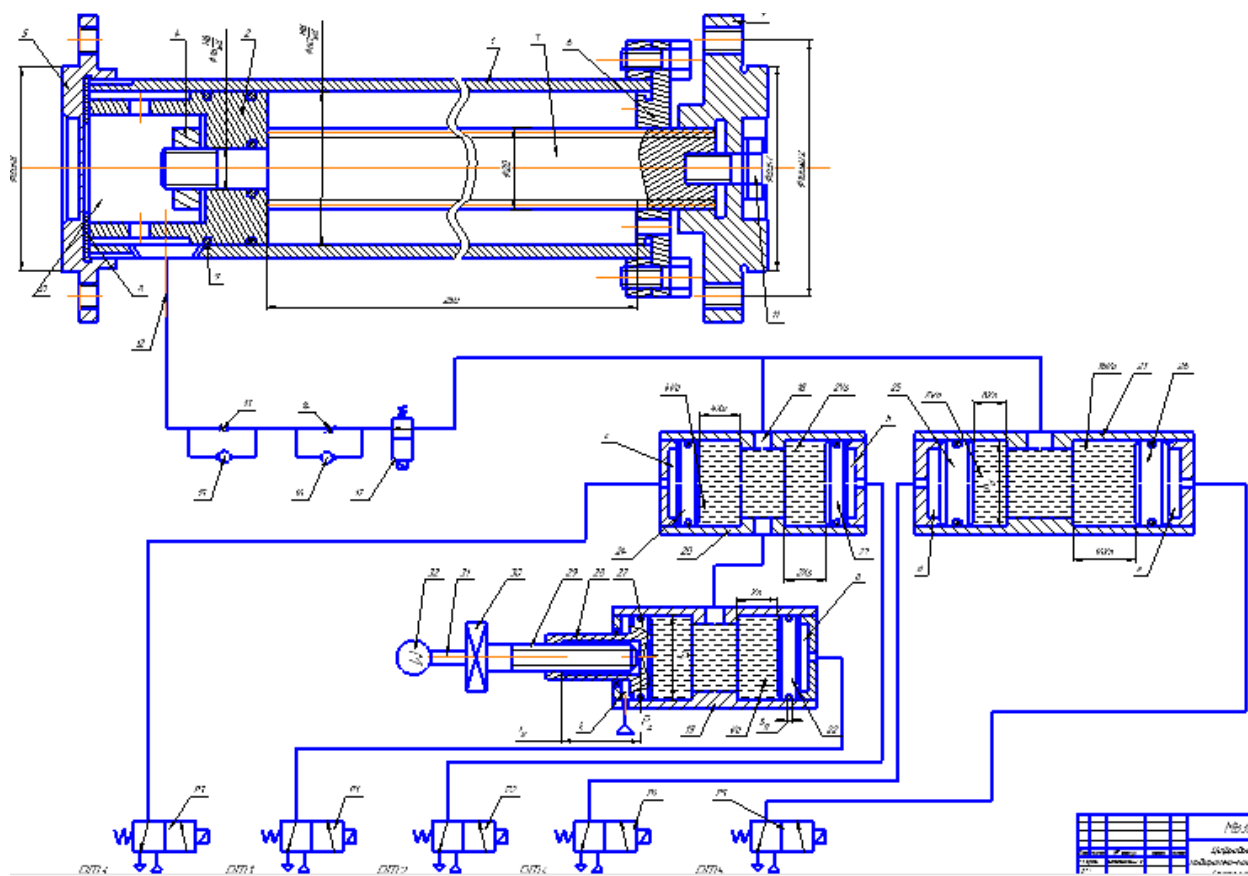


Рис. 8. Схема приводу підйому руки робота

Схема приводу підйому руки робота складається з виконавчого циліндра 1, в якому розміщений поршень 2 зі шліцевим валом 3, який рухомо в осьовому напрямку спряжений з кришкою 6, закріпленою на циліндрі 1, і з фланцем 7. До циліндра 1 пригвичений фланець з прокладкою 8. До поршневої камери 10 підводиться тиск живлення по каналу 12. Канал живлення 12 через дроселі 13, 14 зі зворотними клапанами 15, 16 і через розподільник 17 сполучений з вихідним каналом 18 гідравлічного об'ємного лозатора з цифровим керуванням. Гідравлічний об'ємний дозатор складається з циліндрів 19, 20 і 21, в яких

розміщені розрядні поршні 22, 23, 24, 25 і 26 з утворенням розрядних пневматичних камер  $a, b, c, d$  і  $e$ . В циліндрі 19 розміщений додатковий поршень 27 зі штоком 28, в який вгвинчений гвинт 29, який муфтою 30 з'єднаний з вихідним валом 31 електричного крокового двигуна (ЕКД) 32. Поршень 27 утворює компенсаційну камеру  $k$ , до якої підводиться тиск живлення  $P_{ж}$ . До розрядних пневматичних камер  $a, b, c, d$  і  $e$  підводиться тиск живлення відповідно від пневматичних трілінійних двопозиційних розподільників P1, P2, P3, P4 і P5.

Принцип дії привода руки робота полягає в наступному. У вихідному положенні електромагніти  $em1-em5$  розподільників P1-P5 знеструмлені при цьому камери  $a, b, c, d$  і  $e$  дозаторів з'єднані з атмосферою. Поршень 2 зі штоком 3 і фланцем 7 знаходяться в нижньому крайньому положенні, при цьому поршень 2 упирається в фланець 5. Гідравлічні камери дозаторів заповнені рідиною. При опрацюванні кодової комбінації 00001 (подається напруга на електромагніт  $em1$  розподільника P1), при цьому тиск живлення підводиться до камери  $a$  дозатора (циліндра) 19. Під дією тиску живлення  $P_{ж}$ , який підведений до камери  $a$  поршень 22 рухається ліворуч на величину  $X_0$  і витісняє рідину об'ємом  $V_0$  в камеру 10 циліндра 1, при цьому поршень 2 зі шліцевим валом 3 і фланцем 7 переміщується ввєрх на величину

$$Z_0 = \frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot D_y^2} = \frac{D_d^2}{D_y^2} \cdot X_0$$

Де  $D'_y$ - діаметр поршня 2 циліндра 1;  $D'_d$ - діаметр поршня дозаторів;  $X_0$ - переміщення поршня 22 молодшого дозатора.

При опрацюванні кодової комбінації 00010 (подається напруга на електромагніт  $em2$  розподільника P2), при цьому тиск живлення підводиться до камери  $a$  дозатора 22. Під дією тиску в камері  $b$  поршень 23 переміщується

ліворуч і витісняє ріднину об'ємом  $2V_0$  в камеру 10 циліндра 1, при цьому поршень 2 зі шліцевим валом зі фланцем 7 вверх на величину

$$2Z_0 = \frac{D_d^2}{D_y^2} \cdot 2X_0$$

Кодовій комбінації керуючих сигналів 00011 (тиск живлення паралельно подається до камери  $a$  і  $b$  дозаторів 19 і 20) відповідає переміщення фланця 7 на величину

$$3Z_0 = \frac{D_d^2}{D_y^2} \cdot 3X_0$$

Максимальна величина переміщення фланця 7 відповідає опрацьованій кодовій комбінації 11111 (тиск живлення подається одночасно до камер  $a, b, c, d$  і  $e$  дозаторів)

$$31Z_0 = \frac{D_d^2}{D_y^2} \cdot 31X_0$$

Число позицій фланця 7 при опрацюванні кодових комбінацій двійкового коду  $N_z = 2^n$ , де  $n$  – число дозаторів.

Розглянемо переміщення вихідного фланця 7 при опрацюванні унітарного кода електричним кроковим двигуном 32.

Величина переміщення фланця 7 при опрацюванні керуючих імпульсів, що подаються на обмотки ЕКД визначається по залежності

$$Z_k = \frac{\varphi_0}{360} \cdot n_{\text{ім}} \cdot t_2 \cdot \frac{D_k^2}{D_y^2}$$

де  $\varphi_0$  - мінімальний кут повороту (дискретність) ЕКД;  $n_{\text{ім}}$  - число опрацьованих імпульсів ЕКД;  $t_2$  – крок гвинта 29;  $D_k$  - діаметр додаткового поршня 27.

Максимальне число імпульсів, яке може бути подане на обмотки ЕКД визначається по залежності

$$n_{max.im} = \frac{l_2}{\Delta Z_k}$$

де  $\Delta Z_k = \frac{\varphi_0}{360} \cdot 1 \cdot t_2 \cdot \frac{D_k^2}{D_y^2}$ ;  $l_2$  – довжина робочої частини гвинта 29.

При одночасному опрацюванні керуючих сигналів, які подаються як на цифровий привод, так і на ЕКД величина переміщення поршня 2 зі шліцевим валом зі фланцем 7 визначається по залежності

$$Z_c = Z_y + Z_k = \frac{D_d^2}{D_y^2} \cdot X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i + \frac{\varphi_0}{360} \cdot n_{im} \cdot t_2 \cdot \frac{D_k^2}{D_y^2},$$

де  $n$  – число розрядів дозатора;  $i$  – порядковий номер дозатора;  $b_i$  – значуща цифра, яка приймає значення – «1», якщо тиск живлення підводиться до  $i$ -ої камери дозатора і значення – «0», коли  $i$ -та камера з'єднується з атмосферою.

Максимальна величина переміщення фланця 7 визначається по залежності

$$Z_{max.c} = Z_{max.y} + Z_{max.k} = Z_0 \cdot (2^n - 1) + \frac{\varphi_0}{360} \cdot n_{max.im} \cdot t_2 \cdot \frac{D_k^2}{D_y^2},$$

Дискретність приводу визначається по формулі

$$Z_{0.c} = Z_{0.k} = \frac{\varphi_0}{360} \cdot t_2 \cdot \frac{D_k^2}{D_y^2},$$

Число позицій фланця 7 визначається по формулі

$$N_{\Sigma} = \frac{Z_0 \cdot (2^n - 1) + \frac{\varphi_0}{360} \cdot n_{max.im} \cdot t_2 \cdot \frac{D_k^2}{D_y^2}}{\frac{\varphi_0}{360} \cdot t_2 \cdot \frac{D_k^2}{D_y^2}} =$$

$$= \frac{D_y^2}{D_k^2} \cdot \frac{360}{\varphi_0} \cdot \frac{Z_0 \cdot (2^n - 1)}{t_2} + n_{max.im}$$

Приклад. Визначити дискретність, максимальну величину переміщення і число позицій фланця 7, якщо  $\varphi_0 = 1.8^\circ$ ;  $D_d = D_k = D_{ц}$ ;  $t_2 = 4\text{мм}$ ;  $X_0 = 8\text{мм}$ ;

Максимальна величина переміщення фланця 7

$$Z_{max.c} = X_0 \cdot (2^n - 1) + X_0 = X_0 \cdot (2^n - 1 + 1) = X_0 \cdot 2^n = 8 \cdot 2^5 = 256\text{мм}$$

Дискретність приводу

$$Z_{0.c} = \frac{\varphi_0}{360} \cdot t_2 \cdot \frac{D_k^2}{D_y^2} = \frac{1,8}{360} \cdot 4 \cdot 1 = 0,02\text{мм}$$

Число позицій фланця 7

$$N_{\Sigma} = \frac{D_y^2}{D_k^2} \cdot \frac{360}{\varphi_0} \cdot \frac{Z_0 \cdot (2^n - 1)}{t_2} + \frac{D_y^2 \cdot 360 \cdot l_2}{D_k^2 \cdot \varphi_0 \cdot t_2} =$$

$$= \frac{D_y^2}{D_k^2} \cdot \frac{360}{\varphi_0} \cdot \frac{X_0}{t_2} \cdot (2^n - 1 + 1) = \frac{360}{\varphi_0} \cdot \frac{X_0}{t_2} \cdot 2^n =$$

$$= 200 \cdot \frac{8}{4} \cdot 32 = 12800(\text{позицій})$$



Циліндр підйома руки робота компонується з циліндра 1 у якому розміщений поршень 2 зі шліцевим штоком 3, який прикріплений до поршня 2 гайкою 4. На нижній торець циліндра 1 нагвинчена кришка 5 і встановлена ущільнююча прокладка 8 . Поршень 2 і кришка 5 утворюють герметичну камеру 10. Верхня кришка 6 прикріплена до циліндра 1 і шліцевими пазами спряжена зі шліцями вала 3. До штока 3 гвинтом 11 прикріплений фланець 7.

Циліндр підйома руки робота працює наступним чином. У вихідному положенні камера 10 зеднана з атмосферою, при цьому під дією зусилля тяжіння поршень 2 зі штоком 3 і фланцем 7 знаходяться в нижньому (за кресленням) положенні. При подачі тиску живлення в камеру 10 поршень 2 зі штоком 3 і фланцем 7 переміщуються вгору. Величина переміщення поршня 2 вгору визначається об'ємом рідини, яка поступає в камеру 10. В камеру 10 поступає рідина під тиском від гідравлічного об'ємного дозатора з цифровим куруванням (гідравлічний об'ємний дозатор на рисунку не показаний). При з'єднанні камери 10 з атмосферою під дією зусилля земного тяжіння фланець 7 опускається вниз. Кількість позицій фланця 7 і величина його переміщення визначається параметрами об'ємного гідравлічного дозатора, тобто числом розрядів і величиною мінімального об'єму рідини молодшого розряда.

## Алгоритм розрахунку статичних характеристик ЦП поворотно-поступальної дії

На рис. 10. приведена розрахункова схема цифрового приводу поворотно-поступальної дії

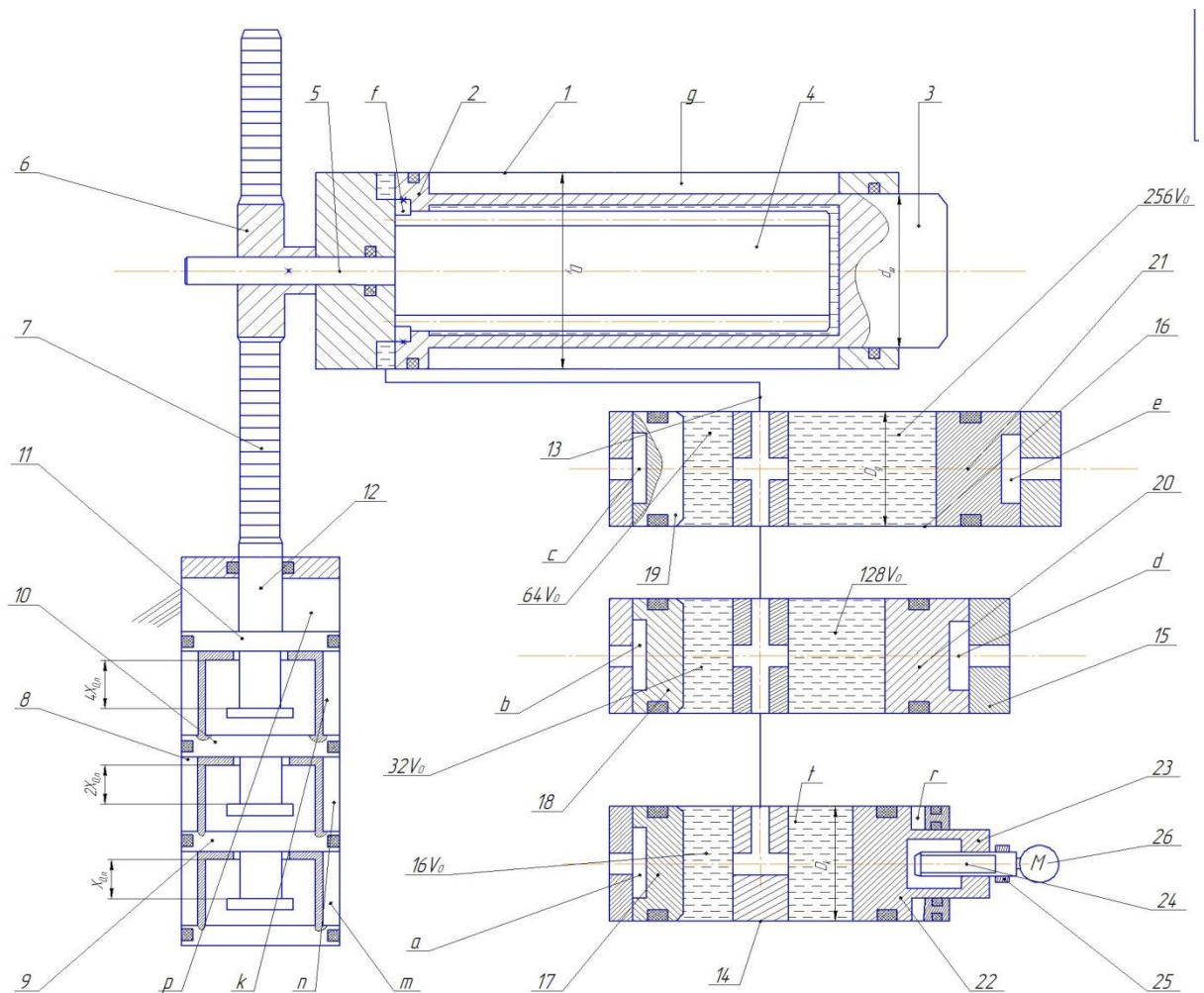


Рис. 10. розрахункова схема цифрового приводу поворотно-поступальної дії

Розрахункова схема складається з виконавчого циліндра 1, в якому розміщений поршень 2 і полий шток 3 які утворюють поршневу камеру  $f$  і штокову  $g$ . В осьовій розточці штока розміщений шліцевий вал 4, на хвостовику 5 якого

закріплена шестірня 6, яка зачеплюється зі зубчастою рейкою 7. Зубчаста рейка 7 прикріплена до вихідного штока цифрового двигуна 8, який виконаний у вигляді циліндра 8, в якому послідовно розміщені розрядні поршні 9, 10 і 11 з утворенням розрядних камер  $m$ ,  $n$ ,  $k$  і камеру зворотного руху розрядних поршнів  $p$ . Поршень старшого розряду 11 з'єднаний з вихідним штоком 12. Поршнева гідравлічна камера  $f$  виконавчого циліндра 1 каналом 13 з'єднана з вихідним каналом гідравлічного дозатора, який виконаний у вигляді циліндрів 14, 15 і 16, з розміщеними в них розрядними поршнями 17, 18, 19, 20 і 21. Розрядні поршні 17 – 21 утворюють розрядні пневматичні камери  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  і  $e$  і відповідно гідравлічні камери з об'ємами рідини  $16V_0$ ,  $32V_0$ ,  $64V_0$ ,  $128V_0$  і  $256V_0$ . В циліндрі 14 розміщений додатковий поршень 22 зі штоком 23 які утворюють герметичну гідравлічну камеру  $t$  і пневматичну камеру  $r$ , до якої постійно підводиться тиск живлення. В штоці 23 виконана різьба, яка спряжена з різьбою гвинта 24, який муфтою 25 сполучений з вихідним валом 25 електричного крокового двигуна (ЕКД) 26.

Алгоритм розрахунку статичних характеристик цифрового приводу поворотно-поступальної дії.

а) Алгоритм розрахунку статичних характеристик цифрового двигуна поступальної дії.

1) По заданій дискретності  $X_0$  і максимальній величині переміщення вихідного штока  $Z$  визначається число розрядів дозатора

$$n_{ц,д} = \frac{\ln\left(\frac{X_{д,маx}}{X_0} + 1\right)}{\ln 2}$$

2) Об'єми розрядних дозаторів визначаються по залежності

$$V_i = V_0 \cdot 2^{i-1}$$

де  $i$  – порядковий номер дозатора.

3) Переміщення вихідного штока 3 при опрацюванні заданої комбінації керуючих сигналів гідродозатором

$$\begin{aligned}
 X_{ц,д} &= X_0 \sum_{i=1}^{n_{ц,д}} b_i \cdot 2^{i-1} = \frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot D_{ц}^2} \sum_{i=1}^{n_{ц,д}} b_i \cdot 2^{i-1} = \frac{4 \cdot \frac{\pi \cdot D_{д}^2}{4} \cdot y_0}{\pi \cdot D_{ц}^2} \cdot \sum_{i=1}^{n_{ц,д}} b_i \cdot 2^{i-1} = \\
 &= \frac{D_{д}^2}{D_{ц}^2} \cdot y_0 \cdot \sum_{i=1}^{n_{ц,д}} b_i \cdot 2^{i-1}
 \end{aligned}$$

де  $D_{д}$  і  $D_{ц}$  – відповідно діаметри поршнів в циліндрі 1 і гідравлічних дозаторів;  
 $y_0$  – переміщення поршня гідродозатора молодшого розряду.

4) Максимальна величина переміщення вихідного штока 3 при опрацюванні всіх дозаторів

$$X_{max,д} = \frac{D_{д}^2}{D_{ц}^2} \cdot y_0 \cdot (2^{n_{ц,д}} - 1)$$

5) Величина переміщення вихідного штока 3 при опрацюванні одного імпульса електричним кроковим двигуна 26.

$$\Delta X_{0,к} = \frac{D_{к}^2}{D_{ц}^2} \cdot \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot 1$$

де  $\Delta\varphi$  – дискретність ЕКД (мінімальний кут повороту вихідного вала);  $t$  – крок гвинта 24;  $D_{к}$  – діаметр поршня 22.

6) Максимальна кількість імпульсів, яка може бути подана на опрацювання ЕКД.

$$n_{к,max} = \frac{l_{к} \cdot 360^\circ}{\Delta\varphi \cdot t} \cdot \frac{D_{к}^2}{D_{ц}^2}$$

де  $l_{к}$  – довжина робочої частини гвинта 24;  $t$  – крок гвинта 24.

7) Максимальна величина переміщення вихідного штока 3 при опрацюванні ЕКД максимальної кількості імпульсів

$$X_{к.м} = \frac{D_{к}^2}{D_{ц}^2} \cdot \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{к.маx} = \frac{D_{к}^2}{D_{ц}^2} \cdot \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot \frac{l_{к} \cdot 360^\circ}{\Delta\varphi \cdot t} = l_{к} \cdot \frac{D_{к}^2}{D_{ц}^2}$$

8) Величина переміщення вихідного штока 3 при опрацюванні заданої комбінації керуючих сигналів гідродозаторами і заданої кількості імпульсів струму, що подається на ЕКД

$$X = X_{ц,д} + X_{к} = \frac{D_{к}^2}{D_{ц}^2} \cdot y_0 \cdot \sum_{i=1}^{n_{ц,д}} b_i \cdot 2^{i-1} + \frac{D_{к}^2}{D_{ц}^2} \cdot \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{к.}$$

де  $n_{к.}$  – число опрацьованих імпульсів ЕКД.

9) Максимальна величина переміщення вихідного штока 3

$$X_{маx} = X_{маx,д} + X_{к.м} = \frac{D_{к}^2}{D_{ц}^2} \cdot y_0 \cdot (2^{n_{ц,д}} - 1) + l_{к} \cdot \frac{D_{к}^2}{D_{ц}^2}$$

10) Найменше значення зусилля приводу

$$P_{min} = \frac{\pi \cdot (D_{ц}^2 - d_{ш}^2)}{4} \cdot P_{ж} - 2 P_n - P_{ш}$$

де  $P_n$  – зусилля тертя поршня;  $P_{ш}$  – зусилля тертя штока 3.

б) Розрахунок крутного моменту на валу ЕКД

1) Статичне зусилля, що діє на гвинту 24

$$P_2 = \frac{\pi \cdot D_{к}^2}{4} \cdot P_{ж} - \frac{\pi \cdot d_{к}^2}{4} \cdot P_{ж} + 2 P_n + 2 P_{ш}$$

де  $d_{к}$  – діаметр штока 23

2) Кут підйому гвинтової лінії гвинта 24

$$\tan \beta = \frac{t_2}{\pi \cdot d_2}$$

3) Коефіцієнт корисної дії

$$\eta_2 = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \rho)}$$

4) Внутрішній діаметр гвинта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot P_2}{\pi \cdot 0.7[\sigma_{ст}]}}$$

де  $[\sigma_{ст}]$  – допустиме напруження стиснення.

5) Середній питомий тиск на робочій поверхні різьби

$$q = \frac{P_2 \cdot t}{\pi \cdot l \cdot z \cdot d_2 \cdot h}, \quad h = \frac{d - d_1}{2};$$

для пари сталь – бронза  $[q] = 50 \text{ кг/см}^2$ .

6) Крутний момент на валу ЕКД

$$M_k = P_2 \cdot \frac{d}{2} \cdot \tan(\beta + \rho)$$

в) Алгоритм розрахунку ЦД повороту вихідного штока 3

1) По заданій дискретності і максимальному куту повороту штока 3 визначаємо число розрядів ЦД повороту штока 3

$$n_{ц.п} = \frac{\ln\left(\frac{\varphi_{ц.п.маx}}{\varphi_0} + 1\right)}{\ln 2}$$

де  $\varphi_0$  – мінімальний кут повороту вала 3 (дискретність);

$\varphi_{ц.п.маx}$  – максимальний кут повороту штока 3.

2) По заданому модулю і числу зубів шестерні 6 визначаємо дискретність ЦД повороту штока 3

$$X_{0.n} = \frac{\pi \cdot z \cdot m}{360^\circ} \cdot \varphi_0$$

де  $m$  – модуль шестерні;  $z$  – число зубців шестерні 6.

3) Величини переміщення розрядних поршнів ЦД повороту

$$X_{i.n} = X_{0.n} \cdot 2^{i-1}$$

де  $i$  – порядковий номер розрядного поршня

4) Величина переміщення вихідного штока 12 визначається по залежності

$$X_n = X_{0.n} \cdot \sum_{i=1}^{n_{ц.д}} b_i \cdot 2^{i-1}$$

5) Максимальна величина переміщення вихідного штока 12 (рейки 6)

$$X_{n.max} = X_{0.n} \cdot (2^{n_{ц.д}} - 1)$$

6) Максимальний кут повороту штока 3

$$\varphi_{ц.п.max} = \varphi_0 \cdot (2^{n_{ц.д}} - 1)$$

7) Крутний момент на штоці 3

$$M_{ш} = P_{ц.п} \cdot \frac{d}{2} - M_{тер}$$

де  $M_{тер}$  – сумарний момент тертя ущільнень поршня і штока

$$M_{тер} = \pi \cdot D_{ц} \cdot b_{п} \cdot P_{к.п} \cdot \frac{D_{ц}}{2} \cdot z_{п} + \pi \cdot d_{ш.ц} \cdot b_{ш} \cdot P_{к.ш} \cdot \frac{d_{ш.ц}}{2} \cdot z_{ш.3} + \\ + \pi \cdot d_5 \cdot b_5 \cdot P_{к.5} \cdot \frac{d_5}{2} \cdot z_5$$

де  $P_{к.п}$ ,  $P_{к.ш}$  і  $P_{к.5}$  – контактний тиск відповідно ущільнення поршня 2, штока 3 і

вала 5;  $z_{п}$ ,  $z_{ш.3}$  і  $z_5$  – число ущільнень поршня 2, штока 3 і вала 5;

$b_{п}$ ,  $b_{ш}$  і  $b_5$  – ширина контакту ущільнень відповідно поршня 2, штока 3 і

вала 5.

# Новітня компоновка промислового робота побудованого на базі цифрових приводів

На рис.11. зображена новітня компоновка промислового робота побудована на базі таких цифрових приводів:

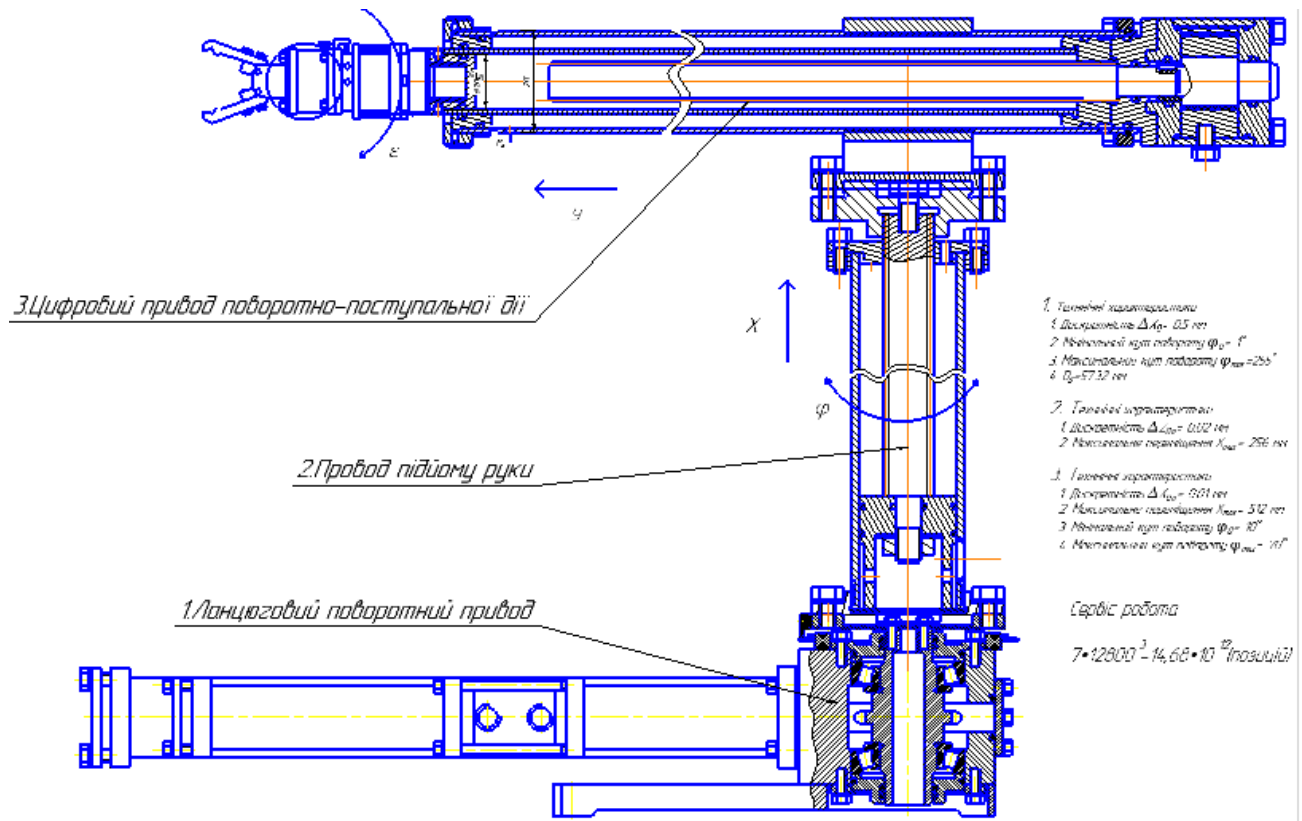


Рис. 10. компоновка промислового робота побудованого на базі цифрових приводів

1. Комбінований ланцюговий поворотний привод – призначений для повороту всьєї конструкції робота.

Мінімальний кут поворота зірочки 17

$$\Delta\varphi_{к.min} = \Delta\varphi_0 \cdot \frac{t_2}{\pi \cdot D_8} = 1,8 \cdot \frac{4}{\pi \cdot 100} = 0,0229^\circ$$

Максимальний кут повороту зірочки 17

$$\begin{aligned}\varphi_{\Sigma max} &= \frac{360}{\pi \cdot D_g} \cdot X_0 \cdot (2^n - 1) + \frac{\Delta\varphi_0 \cdot t_2 \cdot n_{im,max}}{\pi \cdot D_g} = \\ &= \frac{360}{\pi \cdot 100} \cdot 1 \cdot (2^8 - 1) + \frac{1,8 \cdot 4 \cdot 100}{\pi \cdot 100} = 292,2 + 2,30 = 294,5^\circ\end{aligned}$$

Число позицій

$$N_{\Sigma} = 2^n \cdot n_{im,max} = 2^8 \cdot 50 = 12800(\text{позицій}).$$

2. Циліндр підйома руки робота – призначений для підйому-опускання руки робота на певну висоту.

Максимальна величина переміщення фланця 7

$$Z_{max.c} = X_0 \cdot (2^n - 1) + X_0 = X_0 \cdot (2^n - 1 + 1) = X_0 \cdot 2^n = 8 \cdot 2^5 = 256\text{мм}$$

Дискретність приводу

$$Z_{0.c} = \frac{\varphi_0}{360} \cdot t_2 \cdot \frac{D_k^2}{D_y^2} = \frac{1,8}{360} \cdot 4 \cdot 1 = 0,02\text{мм}$$

Число позицій фланця 7

$$\begin{aligned}N_{\Sigma} &= \frac{D_y^2}{D_k^2} \cdot \frac{360}{\varphi_0} \cdot \frac{Z_0 \cdot (2^n - 1)}{t_2} + \frac{D_y^2 \cdot 360 \cdot l_2}{D_k^2 \cdot \varphi_0 \cdot t_2} = \\ &= \frac{D_y^2}{D_k^2} \cdot \frac{360}{\varphi_0} \cdot \frac{X_0}{t_2} \cdot (2^n - 1 + 1) = \frac{360}{\varphi_0} \cdot \frac{X_0}{t_2} \cdot 2^n = 200 \cdot \frac{8}{4} \cdot 32 \\ &= 12800(\text{позицій})\end{aligned}$$

3. Цифровий привод поворотно-поступальної дії – призначений для горизонтального переміщення та повороту руки робота.

Максимальна величина переміщення фланця 7

$$Z_{max.c} = X_0 \cdot (2^n - 1) + X_0 = X_0 \cdot (2^n - 1 + 1) = X_0 \cdot 2^n = 8 \cdot 2^5 = 256\text{мм}$$

Дискретність приводу

$$Z_{0.c} = \frac{\varphi_0}{360} \cdot t_2 \cdot \frac{D_k^2}{D_y^2} = \frac{1,8}{360} \cdot 4 \cdot 1 = 0,02\text{мм}$$

Число позицій фланця

$$\begin{aligned} N_{\Sigma} &= \frac{D_y^2}{D_k^2} \cdot \frac{360}{\varphi_0} \cdot \frac{Z_0 \cdot (2^n - 1)}{t_2} + \frac{D_y^2 \cdot 360 \cdot l_2}{D_k^2 \cdot \varphi_0 \cdot t_2} = \\ &= \frac{D_y^2}{D_k^2} \cdot \frac{360}{\varphi_0} \cdot \frac{X_0}{t_2} \cdot (2^n - 1 + 1) = \frac{360}{\varphi_0} \cdot \frac{X_0}{t_2} \cdot 2^n = 200 \cdot \frac{8}{4} \cdot 32 \\ &= 12800(\text{позицій}) \end{aligned}$$

Максимальний кут повороту вихідного вала 3

$$\varphi_{max} = \frac{360^\circ}{\pi \cdot m \cdot z} \cdot (2^{n_n} - 1) \cdot X_{0.n} = 7\varphi_0,$$

Число кутових позицій вихідного штока

$$N_k = 2^{n_n} = 7(\text{позицій}),$$

### Сервіс робота

Сервіс робота визначається за формулою:

$$N_{\Pi} = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot n_4 = 7 \cdot 12800^3 = 14.68 \cdot 10^{12}$$

## ЛІТЕРАТУРА

1. Березюк Н.Т. и др., Кодирование информации (двоичные коды), «Выща школа», 1978, 252с.
2. UA 63780, МПК F15B 7/00, Багатопозиційний провод/ Новик М.А., Дідовець В.Є.
3. UA 65476, МПК F15B 7/00, Багатопозиційний провод/ Новик М.А., Дідовець В.Є., Терещенко Ю.В.
4. UA 78565 МПК F15B 7/00, Цифровий привод/, Новик М.А. Дідовець В.Є. Сич О.П.
5. UA 65476, МПК F15B 7/00, Багатопозиційний провод/ Новик М.А. Дідовець В.Є.
6. UA 73494, МПК F15B 11/02, Багатопозиційний пневмоелектричний провод/ Новик М.А., Дідовець В.Є.
7. UA 97234, МПК F15B 11/02, Багатопозиційний комбінований провод/ Новик М.А. Дідовець В.Є. Лукянову А.М.
8. Азаров С.П., Королев В. А., Сергеев С.М. Расчет пневматических позиционеров для промышленных роботов. В кн.: Робототехника. Л.: ЛПИ, 1980, № 2, с.90-96.
9. Гери Е.В., Крейнин М.А. Расчет пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1975, 272 с.
10. Карлов А.Г., Ямпольский Л.С. и др. Дискретный пневматический привод - Машиностроитель, 1976, № 12, с. 10-12.
11. Карлов А.Г., Баринев Б.В., Копп В.Я. Привод дискретного действия А.С /иСиР/. - Оpubл. в Б.И., 1980, № 24.
12. Новик Н.А. Динамика цифрового привода с тормозным устройством -К., 1983 - 12 с. - деп. в УкрНИИТИ 10.10.83, №НИУК-Д83.

13. Новик Н.А. Особенности расчета пневматических шаговых приводов -В кн.: Тез. докл. Повышение эффективности и качества систем гидропневмоавтоматики - Киев: 1977.С.33.
14. Новик Н.А. Пневмогидравлический цифровой привод промышленного робота. - К., 1983. - 12 с. - деп. в УкрНИИТИ 16.09.83, № 1014 УК-Д83.
15. Новик Н.А. Повышение быстродействия пневмогидравлического цифрового привода - К., 1983 - 8 с. - деп. в УкрНИИТИ, 16.09.83, № 1015 УК-Д83.
16. Новик Н.А. Демпфируемый позиционный привод. Авт. свид.№ 877157. -Бюлл. изобр. 1981, №40.
17. Новик Н.А. Пневмогидравлический цифровой привод. Авт. свид.№ 926382. - Бюлл. изобр., 1982 - 17.
18. Новик Н.А. Пневмогидравлический цифровой привод. Авт. свид.№ 1038631. - Бюлл. изобр., 1983, №32.
19. Новик Н.А. Цифровой привод. Полож. решение от 12.05.87г., заявка № 4061155/06.
20. Новик Н.А., Федорец В.А. Пневмогидравлический цифровой привод. Авт. свид. № 943445 - Бюлл. изобр., 1982, № 26.
21. Новик Н.А. Анализ пневматического цифрового привода - В кн.Технология и автоматизация машиностроения. - Киев: Техника, 1984, № 34, с.72-78.
22. Новик Н.А., Федорец В.А. Пневмогидравлический цифровой привод промышленного робота. В кн.: Тез. докл. ХУ1 Всесоюзного научно-технического совещания по гидравлической автоматике Киев: 1983, с.62-63.
23. Новик Н.А., Федорец В. А.. Разработка и исследование пневмогидравлического привода промышленного робота. - В кн.:Тез. докл.

четвертого Всесоюзного симпозиума по пневматическим /газовым/ приводам и системам управления - Тула, 1981, с. 12.

24. Новик Н.А., Федорец В.А. Статический расчет цифрового привода. В кн.: Технология и автоматизация машиностроения -Киев: Техника, 1978, № 22, с.76-81.

25. Новик Н.А., Федорец В.А. Шаговый гидropневмодвигатель. Авт.свид. № 631688. - Бюлл. изобр., 1978, № 41.

26. Новик Н.А., Федорец В.А. Цифровой привод. Авт. свид.№ 663900 - Бюлл. изобр., 1979, № 19.

27. Новик Н.А., Федорец В.А. Цифровой привод. Авт. свид.№ 909366 - Бюлл. изобр., 1982, № 8.

28. Новик Н.А., Федорец В.А. Цифровой привод. Авт. свид.№ 909367 - Бюлл. изобр., 1982, № 8.

29. Новик Н.А., Федорец В. А., Струтинский В.Б. Гидравлическийцифровой привод. Авт. свид. № 1339314 - Бюлл. изобр. 1987,-№ 35.

30. Новик Н.А., Федорец В.А., Струтинский В.Б. Цифровой при" вод. Авт. свид. № 1333881 - Бюлл. изобр. 1987 - 32.

31. Патент Великобритании А<sup>1</sup> ° 1401770.

32. Пашков Е.В., Копп В.Я., Макухина Г.Г. Электромагнитный порошковый тормоз промышленного робота с позиционным управлением. В кн.: Приборостроение. Киев.: Техника, 1981, №28,с.52-56.

33. Педченко М.Н., Федорец В.А. Пневматическое программное реле времени. Сб. "Гидроприводы и гидropневмоавтоматика", вып.8, К.: "Технгка", 1972.

34. Педченк<sup>А</sup> М.Н., Федорец В.А. Шаговый пневматический двигатель. В кн.: Технология и автоматизация машиностроения, вып. 12, К.: Технгка, 1973, с.142-146.

35. Пневматические устройства и системы в машиностроении.-Справочник / Е.В.Герц, А.И.Кудряшов, О.В.Ложкин и др.Под общей редакцией Е.В.Герц - М: Машиностроение, 1981 ,с.408.

36. Позин Я.М. Элементы дискретных пневматических позиционеров!} сб.: Пневматика и гидравлика, вып. 2, М., Машиностроение, 1975, с.278-284.

37. Рогов Е.Ф. Два способа устранения провалов и выбросов в движении выходного штока цифрового гидравлического привода с многопоршневым двигателем. XII Всесоюзное совещание по гидроавтоматике.

38. Солнцева К.С. К выбору параметров пневматического дискретного позиционера. - В кн.: Теория пневмо- и гидропривода. М., "Наука", 1969, с.113-122.

Федорец В.А., Новик Н.А. Пневматические и гидравлическиецифровые приводы роботов-манипуляторов - В кн.: Тез. докл.П Всесоюзной межвузовской научно-технической конференции