

УДК 62-85

Очеретяний О.Ю., Іващенко М.В., Новік М.А.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

## **Розробка і дослідження електро-пневмогідравлічного крокового приводу руки промислового робота**

### **Вступ**

В якості виконавчих пристроїв руки промислових роботів часто використовують двопозиційні і багатопозиційні електричні, пневматичні, гідравлічні і комбіновані приводи. Особливої уваги при цьому заслуговують комбіновані електро-пневмогідравлічні багатопозиційні приводи з комбінованим унітарно-цифровим керуванням. Поєднання в структурі таких приводів: електричного крокового двигуна (ЕКД), пневматичного виконавчого циліндра (ПВЦ) і об'ємних гідравлічних дозаторів (ОГД) дозволяє отримувати малогабаритні, швидкодіючі, зі значною величиною переміщення і малою дискретністю багатопозиційні приводи рук промислових роботів (ПР). Тому створення і дослідження таких приводів є актуальною проблемою, вирішення якої дасть можливість розширити область застосування їх в якості приводів рук ПР, так і в інших автоматичних системах.

77

### **Аналіз попередніх розробок, досліджень і публікацій**

Розробці і дослідженню багатопозиційних електричних, пневматичних, гідравлічних і комбінованих приводів з цифровим, унітарним і комбінованим керуванням присвячено чимало наукових праць [1, 2, 3, 4, 5, 6], в яких розглядаються ті чи інші аспекти функціонування при опрацюванні кодових комбінацій керуючих сигналів. В роботі [1] розглядаються проблеми створення, застосування і дослідження промислових роботів. Роботи [2 і 3] присвячені аналізу режимів позиціонування пневматичних цифрових приводів і розробці математичної моделі розрахунку часу руху поршнів нез'єднаних з вихідним штоком. В роботі [4] проведений аналіз статичних характеристик цифрових приводів поворотно-поступального руху. В роботах [5 і 6] проведений аналіз точності позиціонування і статичні характеристики електропневматичного багатопозиційного приводу.

Розробці, дослідженню і оптимізації структур комбінованих електро-пневмогідролічних крокових приводів в літературі приділено недостатньо уваги. В запропонованій роботі розглядається статика і динаміка оригінального багатопозиційного електро-пневмогідролічного крокового приводу, структура якого містить ЕКД, ПВЦ і ОГД [7].

#### Постановка задачі

Метою статті є оптимізація структури електро-пневмогідролічного крокового приводу руки промислового робота, розробка алгоритму розрахунку основних статичних і динамічних характеристик.

#### Результати виконаної розробки і дослідження

На рис.1 приведена принципова схема електро-пневмогідролічного крокового приводу. Привод складається з ЕКД 1, вихідний вал якого муфтою 2 з'єднаний з гвинтом 4, вгвинченим в задню кришку 5 виконавчого пневмоциліндра 6. В циліндрі 6 між задньою кришкою 5 і передньою 7 розміщені послідовно додатковий поршень 8 і поршень старшого розряду 9 з вихідним штоком 10. Хвостовик 11 кришки 5 з осьовим каналом 12 концентрично розміщений в осьовій розточці поршня 8 з хвостовиком 13. На поршні 9 і на хвостовику 13 відповідно закріплені упори 14 і 15. Задня кришка 5, поршні 8,9 і передня кришка 7 з циліндром 6 утворюють герметичні робочі камери  $a$ ,  $e_1$  і штокову камеру  $c$ . Циліндр 6 розміщений в напрямній 16, в якій виконаний паз 17 і розміщена шпонка 18. До штокової камери  $c$  постійно підводиться пневматичний тиск живлення  $P_{ж}$ . Камера  $a$  з'єднана з вихідним каналом 19 запираючого розподільника 20. Вхідний канал 21 розподільника 20 через послідовно увімкненні дроселі 22,23 і зворотні клапани 24, 25 з'єднаний каналом 26 з вихідним каналом зворотного клапана 27, вхідний канал якого з'єднаний з гідролічною камерою  $e$  акумулятора 28. До пневматичної камери  $d$  акумулятора 28 підводиться тиск живлення від редуційного клапана 29. Вихідний канал 30 гідролічного об'ємного дозатора 31 з'єднаний з каналом 26. Гідролічний цифровий об'ємний дозатор виконаний у вигляді корпусу 31, в якому розміщені розрядні поршні 32, 33, 34 і 35 з утворенням герметичних пневматичних розрядних камер  $a_1, b_1, c_1$  і  $d_1$ . Об'єми рідини, що витісняються розрядними поршнями 32, 33, 34 і 35 відповідно дорівнюють  $V_0, 2V_0, 4V_0$  і  $8V_0$ , при цьому їх переміщення дорівнюють -  $l_0, 2l_0, 4l_0$  і  $8l_0$ .

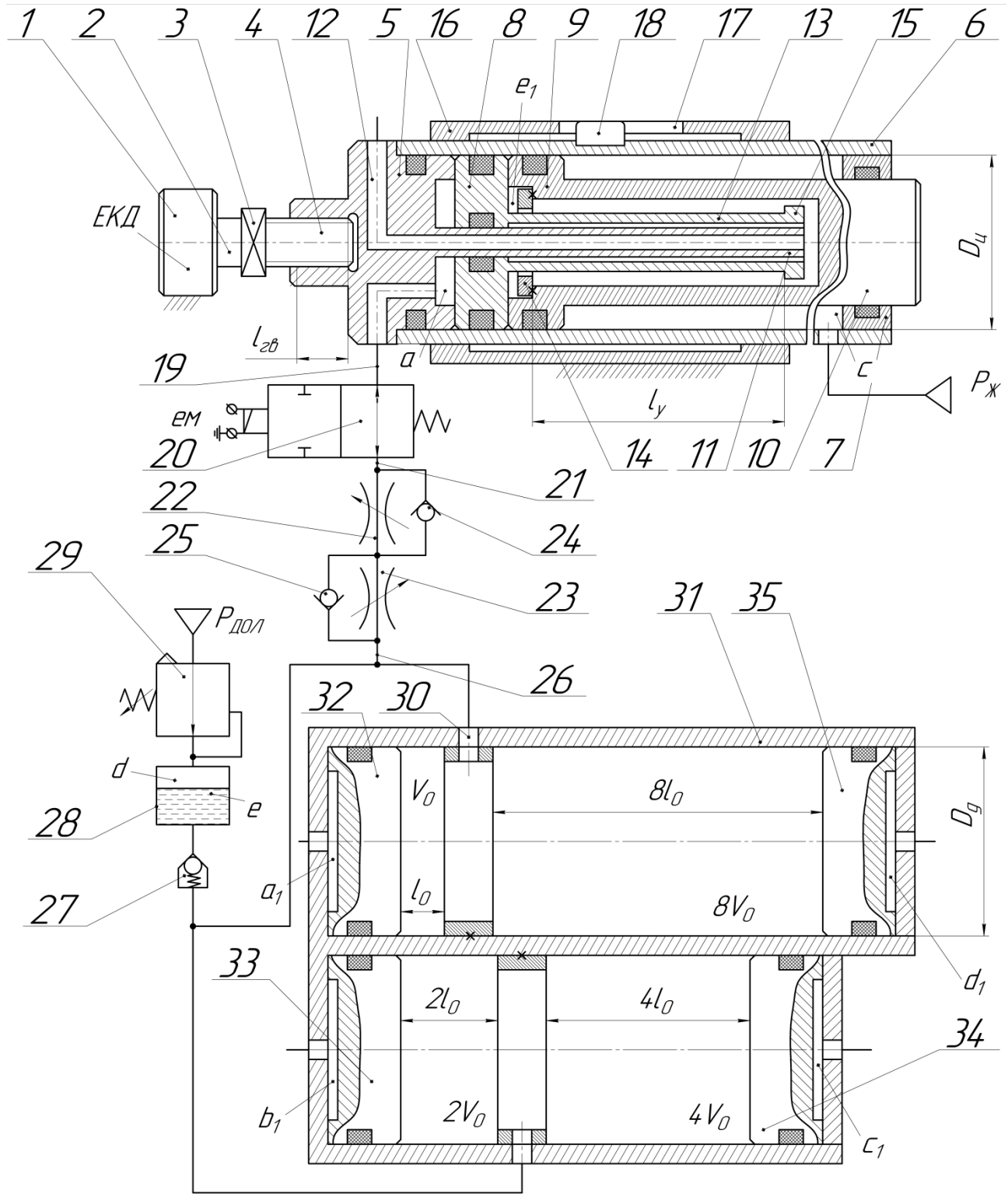


Рис.1 Принципова схема електро-пневмогідравлічного крокового приводу

Принцип дії електро-пневмогідравлічного крокового приводу заключається вподальшому. У початковому стані камера  $a$  і гідравлічна камера об'ємногодозатора 31 заповнені рідиною, електромагніт емрозподільника 20

знеструмлений, розрядні пневматичні камери  $a_1, b_1, c_1, d_1 ie_1$  з'єднані з атмосферою, до камери  $c$  підведений тиск живлення  $P_{ж}$ . Під дією тиску в камері  $c$  поршні 8, 9 і вихідний шток 10 займають ліве вихідне положення. Під дією цього ж тиску поршні 32, 33, 34 і 35 гідравлічного дозатора 31 теж займають вихідне положення. Електричний кроковий двигун 1 теж знеструмлений. При одночасній подачі керуючих імпульсів на ЕКД 1 і тиску живлення в розрядні камери  $a_1, b_1, c_1, d_1 ie_1$  величина переміщення вихідного штока 10 визначається по залежності

$$X = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{им} + X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i ,$$

де  $\Delta\varphi_0$  - дискретність ЕКД 1;  $t_r$  - крок гвинта 4;  $n_{им}$  - число опрацьованих імпульсів ЕКД 1;  $k$  - кількість заходів гвинта 4;

$$X_0 = \frac{4V_0}{\pi(D_{ц}^2 - d_x^2)} = \frac{D_g^2}{D_{ц}^2 - d_x^2} \cdot l_0$$

$D_g$  - діаметр поршнів гідравлічного дозатора;  $d_x$  - діаметр хвостовика 11;  $l_0$  - переміщення поршня молодшого розряду 32 дозатора 31;  $n$  - число розрядів;  $i$  - порядковий номер розрядного поршня;  $b_i$  - значуща цифра, яка приймає значення - «1» при подачі тиску живлення в  $i$ -ту пневматичну камеру, і значення - «0», коли  $i$ -та пневматична камера з'єднується з атмосферою.

80

Так, для наочності, при опрацьованні ЕКД 1  $n_{им} = 1000$  імпульсів і кодової комбінації цифровим двигуном 11001 (тобто тиск живлення подається в камери  $a_1, d_1 ie_1$ ) значення переміщення вихідного штока 10 при значеннях параметрів:  $\Delta\varphi_0 = 1,8^\circ$ ;  $t_r = 2$ мм;  $k = 1$ ;  $X_0 = 16$ мм;  $n = 5$  буде дорівнювати

$$\begin{aligned} X &= \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{им} + X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i = \\ &= \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1000 + 16(2^{1-1} \cdot 1 + 2^{2-1} \cdot 0 + 2^{3-1} \cdot 0 + 2^{4-1} \cdot 1 + 2^{5-1} \cdot 1) = \\ &= 400(\text{мм}). \end{aligned}$$

Найбільше значення переміщення вихідного штока 10

$$X_{max} = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{им,max} + X_0(2^n - 1).$$

Найбільша кількість керуючих імпульсів, що подаються на ЕКД 1

$$n_{im,max} = \frac{360^\circ \cdot l_{ГВ}}{\Delta\varphi_0 \cdot t_r \cdot k},$$

де  $l_{ГВ}$  – довжина робочої частини гвинта 4.

Так при  $l_{ГВ} = 15,99$  мм найбільше значення вихідного штока 10 буде дорівнювати

$$\begin{aligned} X_{max} &= \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot \frac{360^\circ \cdot l_{ГВ}}{\Delta\varphi_0 \cdot t_r \cdot k} + X_0(2^n - 1) = l_{ГВ} + X_0(2^n - 1) = \\ &= 15,99 + 16(2^5 - 1) = 511,99 \text{ (мм)}. \end{aligned}$$

Дискретність привода

$$X_{min} = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k = \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 1 = 0,01 \text{ (мм)}.$$

Кількість позицій вихідного штока

$$\begin{aligned} N &= \frac{X_{max}}{X_{min}} = \frac{[l_{ГВ} + X_0(2^n - 1)] \cdot 360^\circ}{\Delta\varphi_0 \cdot t_r \cdot k} = \frac{[15,99 + 16(2^5 - 1)] \cdot 360^\circ}{1,8^\circ \cdot 2 \cdot 1} = \\ &= 51199 \text{ (позицій)}. \end{aligned}$$

При перемиканні розрядних камер для запобігання незапрограмованих рухів вихідного штока необхідно спочатку подати напругу на електромагніт емрозподільника 20, який перемикається при цьому замикаються гідравлічні камери дозатора і камера  $a$  циліндра 6. Після замикання розподільника подається команда на перемикання розрядних камер  $a_1, b_1, c_1$  і  $d_1$ . Наприклад, при перемиканні комбінації керуючих сигналів 00011 на 01100 (тобто тиск живлення підводиться до камер  $c_1$  і  $d_1$ , а камери  $a_1$  і  $b_1$  з'єднуються з атмосферою) внаслідок того, що рідина із дозатора не може поступати в камеру  $a$  циліндра 6 шток 10 буде не рухомим. Під дією тисків у камерах  $c_1$  і  $d_1$  поршні 32 і 33 теж рухаються ліворуч. Після зупинки на упорах поршнів 32 і 33 знеструмлюється електромагніт  $em$ , розподільник 20 перемикається і рідина із дозатора 31 поступає в камеру  $a$ . Під дією тиску у камері  $a$  вихідний шток 10 рухається праворуч. При цьому величина переміщення визначається по залежності

$$\begin{aligned} X &= X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i = X_0(2^{1-1} \cdot 0 + 2^{2-1} \cdot 0 + 2^{3-1} \cdot 1 + 2^{4-1}) = 12X_0 = \\ &= 12 \cdot 16 = 192 \text{ (мм)} \end{aligned}$$

Швидкість руху вихідного штока 10 праворуч регулюється дроселем 22, а ліворуч – дроселем 23.

$$v = \frac{4 \cdot \alpha \cdot f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi(D_{ц}^2 - d_x^2)},$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт витрати рідини;  $f$  – ефективна площа перерізу дросельної щілини;  $\Delta p$  – перепад тиску на дросельній щілині;  $\rho$  – густина робочої рідини.

В процесі роботи привода втрачається частина рідини, що понижує точність позиціонування вихідного штока. В приводі передбачена компенсація втраченої рідини. Компенсація втраченої рідини здійснюється таким чином. Внаслідок втрати рідини при поверненні розрядних поршнів у вихідне положення тиск в гідрокамерах дозатора і в камері *a* зменшується. При цьому рідина із акумулятора 28 через зворотній клапан 27 поступає в камеру дозатора і в камеру *a* циліндра 6. При доливанні в камери необхідно, щоб виконувалася умова

$$\frac{D_{ц}^2 - d_x^2}{D_{ц}^2 - d_{ш}^2} \cdot P_{ж} > P_{дол} > \frac{4 \cdot R_{тер}}{\pi D_g^2},$$

82

де  $P_{дол}$  – тиск доливання, який налаштовується редукційним клапаном 29;  $R_{тер}$  – зусилля тертя поршня дозатора;  $d_{ш}$  – діаметр штока 10;  $P_{ж}$  – тиск живлення в камеріс.

#### Висновки

Розглянутий електро-пневмогидравлічний кроковий привод відрізняється від відомих конструкцій незначним осьовим габаритним розміром виконавчого циліндра, що дуже важливо для промислових робіт. При значному переміщенні вихідного штока до 511,99 мм і більше забезпечується дискретність  $X_{min} = 0,01$  (мм). В приводі унеможливується «викиди» і «провали» вихідного штока, забезпечується регулювання швидкості як при прямому ході, так і при реверсі. В процесі роботи автоматично компенсується втрата робочої рідини. Запропоновані аналітичні залежності дають можливість на стадії розробки оптимізувати структуру і його статичні характеристики. Все це дає можливість розширити область застосування приводів такого типу.

## Список використаних джерел

1. Козырев Ю.Г. Промышленные роботы. Справочник М., 1983.
2. Новік М.А. Режими позиціонування пневматичних цифрових приводів/ М.А. Новік // Вестник НТУУ «КПІ». Машиностроение.-к.: -2006.-№49,- с.125-130
3. Новік М.А. Алгоритми визначення часу руху поршнів, нез'єднаних з вихідним штоком, пневмогідравлічного цифрового привода/ М.А. Новік // Промислова гідравліка і пневматика-2007.-№3(17)- с.43-48.
4. Новік М.А. Аналіз статичних характеристик цифрових приводів поворотно-поступального руху/ М.А. Новік, В.Є. Дідовець // Вісник НТУУ «КПІ». «Машинобудування».-2013.-№68,- с.201-206.
5. Новік М.А. Аналіз точності позиціонування цифрових приводів/ М.А. Новік // Вісник НТУУ «КПІ»:серія «Машинобудування».-2008.-№54,- с.124-131.
6. Новік М.А. Статичні характеристики електропневматичного багатопозиційного привода/ М.А. Новік // Вісник НТУУ «КПІ»: серія «Машинобудування».-2010.-№58,- с.223-228.
7. Патент України №128598 МПК (2018.01)F15B 7/00, Багатопозиційний пневмоелектричний привід/ Новік М.А., Дідовець В.Є., Очеретяний О.Ю., Бюл. №18 від 25.09.2018р.