

**М.А. Новік<sup>1</sup>, к.т.н., доц.**  
**В.О. Єршова<sup>1</sup>, студ.**

<sup>1</sup>Національний технічний університет України  
 «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

## ТРИКАМЕРНІ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ КРОКОВІ ПРИВОДИ

Електрогідравлічно крокові приводи, які використовуються в якості виконавчих пристроїв метало- та деревообробних верстатах, промислових роботах, у зварювальному і складальному виробництвах та в інших пристроях автоматичних систем здатні перетворювати інформацію унітарного коду в поступальне або обертове переміщення вихідної ланки. В структуру таких приводів входять виконавчий циліндр (або гідромотор чи поворотний двигун), електричний кроковий двигун (ЕКД), елементи зворотного зв'язку, натяжні пристрої та дроселюючі розподільники, вихідні канати яких з'єднані з робочими камерами гідроциліндра. При чому виконавчі циліндри використовуються в основному двокамерні [1, 2]. Проведені дослідження з двокамерними електрогідравлічними кроковими приводами дозволили встановити, що при їх роботі виникає протиріччя між швидкістю руху вихідної ланки (штока) і зусиллям, яке розвиває привод. Так, наприклад, при переміщенні супорта металорізального верстата або руки робота спочатку необхідно забезпечити високу швидкість руху, а потім при виконанні технологічної операції необхідно забезпечити значне зусилля. Швидкість руху забезпечується витратою робочої рідини, яка поступає в робочу камеру циліндра, а зусилля визначається ефективною площею поршня, на яку діє тиск, тобто

$$V = \frac{Q}{S}, \text{ а } R = p \cdot S.$$

Q – витрата насоса; S – ефективна площа поршня циліндра; R – зусилля циліндра; p – тиск, який створює насос.

Із приведених залежностей випливає, що із зменшення площі S швидкість руху V зростає, а зусилля R – зменшується.

Розглянемо швидкодію електрогідравлічних приводів в роботах [1 і 2]. Так, наприклад, в роботі [1] для отримання максимальної швидкості руху штока 24 м/хв (див. табл. 6.14 для ЛСТШП типу Г28-23) необхідно, щоб витрата насоса дорівнювала 75 л/хв. А при діаметрі поршня D = 0.063 м для отримання швидкості 37.9 м/хв необхідно, щоб витрата насоса дорівнювала Q = 118 л/хв. Розглянутий в роботі [2] двокамерний електрогідравлічний цифровий привод при дискреті 0.5 мкм і частоті 16 кГц забезпечує швидкість штока 37.9 м/хв при цьому витрата насоса також дорівнюють

$$Q = V \cdot F_n = V \frac{\pi D_n^2}{4} = 37,9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,063^2}{4} = 118 \text{ (л/хв)}.$$

Роботи [3, 4] присвячені розробці і дослідженню трикамерних електрогідравлічних крокових приводів, в структуру яких входять виконавчий трикамерний гідроциліндр, дроселюючий розподільник, елементи зворотного зв'язку і додатковий трипозиційний гідравлічний розподільник з двостороннім електричним керуванням.

На рис. 1 показана схема електрогідравлічного крокового приводу [4].

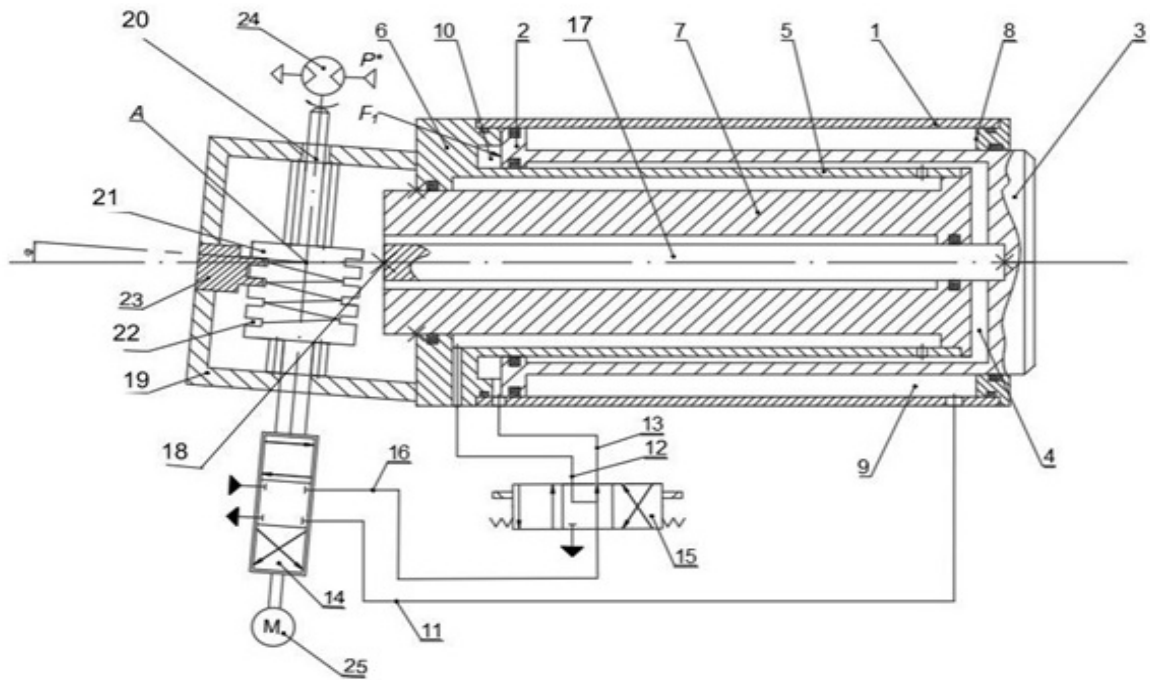


Рисунок 1 – Електрогідравлічний кроковий привод

Електрогідравлічний кроковий привод містить циліндр 1, в якому розміщений поршень 2 з вихідним штоком 3 в осьовій розточці (камері) 4 розміщений полий хвостовик 5 прикріплений до задньої кришки 6. В розточці полого хвостовика 5 розміщений концентричний додатковий полий хвостовик 7, кінці якого жорстко прикріплені до кришки 6 і хвостовика 5. Передня кришка 8, задня кришка 6, шток 3 і хвостовика 5 та 7 утворюють штокову камеру 9, додаткову камеру 4 і поршневу камеру 10, до яких підводиться відповідно тиск по каналам 11, 12 і 13 від дроселюючого розподільника 14 і трипозиційного розподільника 15. Тиск живлення від дроселюючого розподільника 14 по каналу 16 підводиться до розподільника 15. Додатковий шток 17 одним кінцем жорстко прикріплений до вихідного штока 3, а другим – до паса (тросика) 18. В корпусі 19 розміщений шліцевий вал 20, який рухомо в осьовому напрямку спряжений з внутрішньою шліцевою поверхнею барабана 21. На зовнішній циліндричній поверхні барабана виконана гвинтова архімедова спіраль, в пазу 22 якої розміщений гнучкий пас (тросик) 18, один кінець якого прикріплений до барабана 21, а другий – до додаткового штока 17. Додатковий шток 17 жорстко прикріплений до вихідного штока 3 і має довжину рівну або більшу за максимальну величину переміщення вихідного штока. Пас 22 гвинтової спіралі спряжений з гайкою 23, сигмент якої закріплений на корпусі 19. Один кінець шліцевого вала 20 з'єднаний з вихідним валом натяжного двигуна 24, а другий кінець з'єднаний з золотником дроселюючого розподільника 14, втулка якого кінематично сполучена з вихідним валом електричного крокового двигуна 25. Вісь барабана 21 повернута на кут підйома гвинтової лінії паса  $\varphi$ , при цьому точка А сходу паса 18 з барабаном лежить на подовженні осі додаткового штока 17.

Принцип дії електрогідравлічного крокового приводу полягає в наступному. У вихідному положенні електричний кроковий двигун 25 знеструмлений. До пневматичного натяжного двигуна 24 підведено тиск живлення  $P_{ж}$  при цьому барабан 21 навантажений крутним моментом, під дією якого поршень 23 вихідним штоком знаходяться в крайньому (за кресленням) лівому вихідному положенні. Канали дроселюючого розподільника 14 закриті, внаслідок цього робочі камери 4, 10 і 9 теж закриті. Розподільник 15, електромагніти якого  $em_1$  і  $em_2$  знеструмлені знаходяться в середньому положенні, при цьому його зливний канал  $P_3$  закритий. При подачі керуючих імпульсів на кроковий двигун 25 внаслідок розузгодження дроселюючого розподільник 14 тиск живлення через канал 16,

розподільник 15 і його вихідні канали 12 і 13 поступає в камери 10 і 4, а камера 9 через канал 11 і дроселюючий розподільник 14. З'єднуються зі зливом. Внаслідок перепаду тисків між камерами 10, 4 і камерою 9 вихідний шток 3 рухається праворуч (за кресленням). При цьому швидкість руху штока 3 визначається по залежності

$$V_1 = \frac{Q_H}{F_1 + F_2},$$

де  $Q_H$  – витрата насоса;  $F_1$  і  $F_2$  – відповідно ефективні площі поршня 2 зі сторони камери 10 і штока 3 зі сторони камери 4. При перемиканні розподільника 15 вліво швидкість руху штока 3 буде дорівнювати

$$V_2 = \frac{Q_H}{F_1}.$$

При перемиканні розподільника 15 праворуч, швидкість руху вихідного штока 3 –

$$V_3 = \frac{Q_H}{F_2}.$$

Таким чином при одній і тій же подачі насоса забезпечується три різні швидкості руху вихідного штока 3, при цьому величина швидкості руху зворотно пропорційна ефективній площі, а зусилля, що розвиває привод пропорційно ефективній площі.

В процесі переміщення вихідного штока 3 праворуч барабан 21 зміщується вгору (за кресленням) при цьому завдяки повороту осі барабана на кут  $\varphi$  точка збігу А паса (тросика) з барабана постійно буде знаходитися на осі додаткового штока 17, що забезпечує високу точність і стабільність передаточного відношення між кутом повороту барабана і переміщенням вихідного штока 3.

Проведемо порівняння швидкостей розглянутих двокамерних і трикамерних електрогідролічних крокових приводів, що мають однаковий діаметр  $D_n$  виконавчих циліндрів і при одній і тій же подачі насосів  $Q_H$ .

Кількість швидкостей  $n_d$ , які забезпечує двокамерний виконавчий гідроциліндр  $n_d = 1$ .

Кількість швидкостей  $n_t$ , що забезпечує трикамерний виконавчий гідроциліндр  $n_t = 3$ .

Максимальна швидкість двокамерного виконавчого циліндра

$$V_d = \frac{Q_H}{F}, \text{ де } F = \frac{\pi D_n^2}{4}$$

Швидкості трикамерного виконавчого циліндра

$$V_{T,1} = \frac{Q_H}{F}; V_{T,2} = \frac{Q_H}{F_1}; V_{T,3} = \frac{Q_H}{F_2}, \text{ де } F = F_1 + F_2; F_1 = \frac{2}{3}F; F_2 = \frac{1}{3}F.$$

Із приведених залежностей випливає, що найбільшу швидкість трикамерний циліндр буде мати, коли рідина підводиться до камери 4 і діє на площу  $F_2$ , тобто:

$$V_{T,2} = \frac{3Q_H}{F}.$$

Таким чином, запропонований трикамерний електрогідролічний кроковий привод при одній і тій же подачі насоса забезпечує три швидкості, при цьому максимально швидкість в три рази більше за швидкість, яку забезпечує двокамерний гідроциліндр. При цьому забезпечується при одному й тому ж тиску, що підводиться до камер три зусилля.

Використання таких трикамерних електрогідролічних крокових приводів, наприклад, в якості приводів супортів верстатів дає можливість забезпечити як швидкий рух супорта, так і значне зусилля при різанні, що в цілому може підвищити продуктивність верстата.

## Список літератури

1. Свешніков В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы. Справочник. – 2-е изд., - м.: Машиностроение, 1988. – с. 269...271
2. Авторское свидетельство СССР №1710867 МПК F15B9/03. 21/02, Электрогидравлический цифровой привод, Бюл. №5 от 07.02 92г.
3. Патент України №66444 МПК F15B9/03 (2006.1). Электрогидравлический кроковый привод. Бюл. №1 від 10.01.2012 р.
4. Патент України №129801 МПК F15B9/03 (2006.1). Электрогидравлический кроковый привод. Бюл. №21 від 12.11.2018 р.

УДК 621.221, 62-526

**О. В. Дерібо<sup>1</sup>, к. т. н., доц.**  
**Ж. П. Дусанюк<sup>1</sup>, к. т. н., доц.**  
**С. В. Репінський<sup>1</sup>, к. т. н., доц.**

<sup>1</sup>Вінницький національний технічний університет

### МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТА ІМІТАЦІЙНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО СЛІДКУВАЛЬНОГО ПРИВОДУ ЗІ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ ЗА ПЕРЕМІЩЕННЯМ ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ

Розглянуто розробку математичної моделі електрогидравлического слідувального приводу (ЕГСП) з дросельним регулюванням, який має головний зворотний зв'язок за переміщенням об'єкта керування. За мету ставилась розробка такої математичної моделі ЕГСП, яка була б придатна для імітаційного моделювання в середовищі MATLAB Simulink як під час наукових досліджень, так і для вивчення таких дисциплін, як «Гідравліка, гідропривод та гідропневмоавтоматика», «Теоретичні та експериментальні дослідження в машинобудуванні», «Основи автоматизації технологічних процесів» та ін.

Конструктивно-розрахункова схема ЕГСП показана на рис. 1.

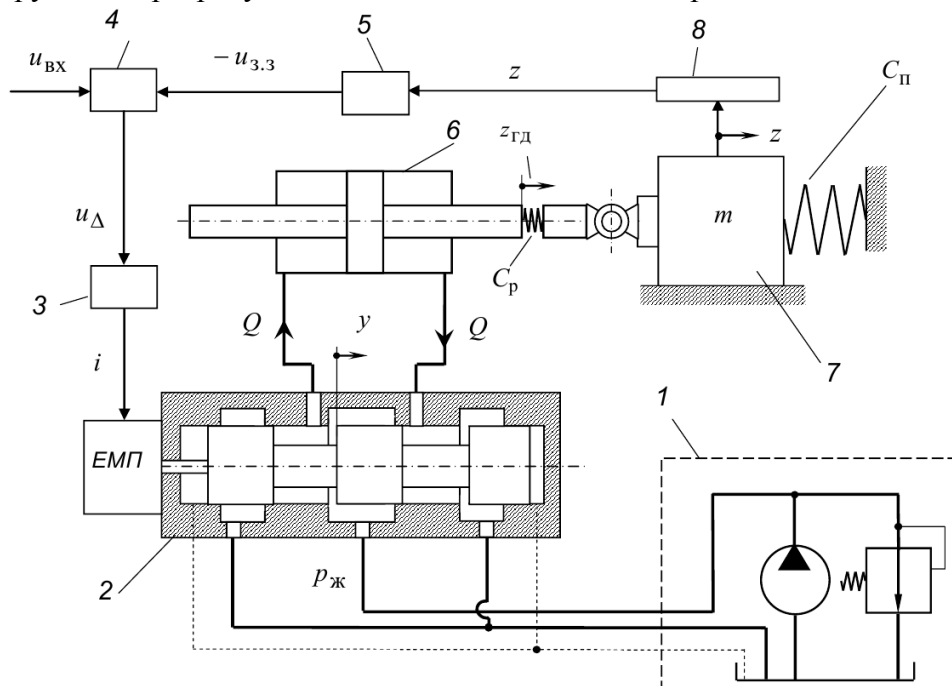


Рисунок 1 – Конструктивно-розрахункова схема ЕГСП

- 1 — гідростанція; 2 — електрогидравлический підсилювач; 3 — підсилювач сигналу розузгодження;  
 4 — суматор; 5 — підсилювач сигналу зворотного зв'язку; 6 — виконавчий двигун (гідроциліндр);  
 7 — об'єкт керування; 8 — датчик переміщення об'єкта керування