

DOI: 10.25140/2411-5363-2022-1(27)-16-26

УДК 621.646:62-83:629

**Євген Батурін<sup>1</sup>, Олексій Романченко<sup>2</sup>, Олександр Голубенко<sup>3</sup>, Володимир Соколов<sup>4</sup>**<sup>1</sup>аспірант

Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (Северодонецьк, Україна)

E-mail: [baturin2307@gmail.com](mailto:baturin2307@gmail.com). ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0670-8320><sup>2</sup>кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки  
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (Северодонецьк, Україна)E-mail: [alexvromanchenko@snu.edu.ua](mailto:alexvromanchenko@snu.edu.ua). ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4327-1105>ResearcherID: [G-9873-2018](https://orcid.org/0000-0002-4327-1105). SCOPUS Author ID: [57217135670](https://orcid.org/0000-0002-4327-1105)<sup>3</sup>доктор технічних наук, професор, професор кафедри залізничного транспорту  
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (Северодонецьк, Україна)E-mail: [olgol@snu.edu.ua](mailto:olgol@snu.edu.ua). ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2221-6756><sup>4</sup>доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри машинобудування та прикладної механіки  
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (Северодонецьк, Україна)E-mail: [sokolov@snu.edu.ua](mailto:sokolov@snu.edu.ua). ORCID: <https://orcid.org/0000-00030459-1824>ResearcherID: [G-9766-2018](https://orcid.org/0000-00030459-1824). SCOPUS Author ID: [57191822948](https://orcid.org/0000-00030459-1824)

## МЕТОДИКА ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО СЛІДКУЮЧОГО ПРИВОДА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Представлено інженерну методику проєктного розрахунку електрогідравлічного сліdkуючого привода спеціалізованого технологічного обладнання. Розглянуто приводи із дросельним регулюванням технологічного обладнання, представленого в сучасному виробництві. Проведено аналітичний огляд основних параметрів електрогідравлічного сліdkуючого привода. У роботі наведена інженерна методика, яка дозволяє провести оцінювання основних параметрів та здійснити вибір головних елементів і пристроїв привода, спрогнозувати його статичні та динамічні характеристики. Наведено приклад проєктного розрахунку електрогідравлічного сліdkуючого привода спеціального технологічного обладнання. Розрахунки виконані за допомогою програмного забезпечення Simulink з пакета прикладних програм MATLAB.

**Ключові слова:** спеціальне технологічне обладнання; електрогідравлічний привод; сліdkуючий привод; дросельне регулювання; статичні характеристики; динамічні характеристики; розрахункова схема; перехідний процес; коригуюча ланка.

Рис.: 5. Бібл.: 15.

**Актуальність теми дослідження.** Сучасний рівень машинобудівних виробництв та підприємств з модернізації рухомого складу залізниць зумовлює всезростаючі вимоги до технічних та функціональних характеристик приводів технологічного обладнання [1; 2]. Якість виробів значно залежить від можливості реалізації оптимальних законів руху робочих органів, точності регулювання їх переміщень і стабільності швидкостей в умовах змінного навантаження.

**Постановка проблеми.** Досягнення довільної кінематики робочого органу, можливості програмної реалізації оптимальних законів його руху забезпечується застосуванням автоматичних електрогідравлічних приводів [3; 4] і, зокрема, електрогідравлічних приводів, що сліdkують (ЕГСП), з дросельним регулюванням у технологічному обладнанні потужністю до 8 кВт. Створення вискоефективних ЕГСП технологічного обладнання вимагають інженерних методик проєктного розрахунку, які дозволяють проводити оцінювання основних параметрів, вибір елементів та пристроїв привода, спрогнозувати його статичні та динамічні характеристики.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У літературі [2; 3; 5] досить широко представлені окремі методики та процедури проєктування автоматичних електрогідравлічних приводів різного технологічного обладнання для механічної обробки, зокрема, обладнання для обробки матеріалів тиском, металорізальних верстатів та систем, обладнання інструментального виробництва тощо. Наявні методики не є універсальними, орієнтовані на різні класи устаткування, використовують різні вихідні дані, застосовують різні методи розрахунку і, як наслідок, мають різні результати розрахунку [5-7].

**Виділення недосліджених частин загальної проблеми.** Безперервне удосконалення технологічного обладнання сучасних машинобудівних виробництв та підприємств з модернізації рухомого складу залізниць потребує загальноприйнятих інженерних методик проектного розрахунку ЕГСП технологічного обладнання.

Цикл робіт авторів [8-10], присвячених розробці автоматичних приводів технологічного обладнання, математичному моделюванню та дослідженню їхніх статичних та динамічних характеристик, корекції якості регулювання, дозволяють запропонувати єдину інженерну методику проектного розрахунку ЕГСП.

**Метою статті** є розробка інженерної методики проектного розрахунку ЕГСП з дросельним регулюванням технологічного обладнання, що дозволяє проводити оцінювання основних параметрів, вибір елементів та пристроїв привода, прогнозувати його статичні та динамічні характеристики.

**Виклад основного матеріалу.** Проведений вище аналіз літературних джерел показує, що з оцінки основних параметрів та вибору основних елементів і пристроїв ЕГСП з дросельним регулюванням як вихідних дані слід прийняти такі величини:  $R_{max}$  – максимальне навантаження (сила);  $V_{max}$  – максимальна швидкість слідкування без навантаження;  $\varepsilon_{max}$  – максимальна похибка стеження (або допустима похибка слідкування при максимальній швидкості);  $H$  – хід поршню;  $m$  – наведена маса рухомих елементів.

Тоді проектний розрахунок можна провести в такому порядку.

1. Побудова розрахункової схеми привода, вибір робочої рідини та номінального робочого тиску.

У розрахунковій схемі відображено основні елементи та пристрої ЕГСП, вказано зв'язки між ними. Привод призначений для відтворення із заданою точністю робочим органом сигналу, що керує, який змінюється довільним чином. ЕГСП має електричний вхідний керуючий сигнал  $U$  та електричний зворотний зв'язок у вигляді напруги  $U_{fb}$ . Принцип дії ЕГСП полягає в безперервному порівнянні вхідного сигналу з переміщенням вихідної ланки та у регулюванні потоку робочої рідини, що надходить до гідроциліндра, залежно від неузгодженості зазначених величин, що визначаються сигналом неузгодження  $U_e = U - U_{fb}$ .

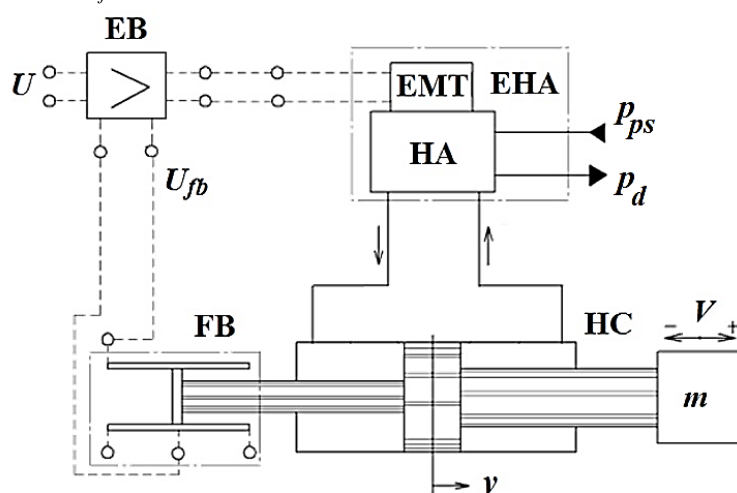


Рис. 1. Розрахункова сема ЕГСП

Джерело: розроблено авторами.

За основу може бути прийнята схема, представлена в роботі авторів [9] та наведена на рис. 1. На розрахунковій схемі представлено: HC – гідроциліндр; ЕНА – електрогідравлічний підсилювач, що включає електромеханічний перетворювач (ЕМТ) та

гідравлічний підсилювач (НА); FB – зворотний зв'язок; EB – електронний блок. Наступні основні параметри ЕГСП зазначено на схемі:  $U$  – вхідна (керуюча) напруга;  $U_{fb}$  – напруга FB;  $y$ ,  $V$  – переміщення та швидкість поршня;  $p_{ps}$ ,  $p_d$  – тиск насосної станції та на зливні.

Робоча рідина вибирається із технічних вимог [11; 12], що висуваються до технологічного обладнання, або рекомендацій, що містяться в технічних даних основних гідравлічних пристроїв [2].

Номинальний робочий тиск  $P_{nom}$  приймається відповідно до можливостей гідроагрегатів, що серійно випускаються для технологічного обладнання. Значення  $P_{nom}$  задається зі стандартного ряду, МПа: ...4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40 ...

2. Розрахунок конструктивних параметрів та вибір гідроциліндра.

Оцінюється ефективна площа гідроциліндра

$$F = (1,3...1,5) \frac{R_{max}}{P_{nom}}. \quad (1)$$

За значенням  $F$  визначається діаметр поршню  $D$ . Для гідроциліндра з двостороннім штоком необхідно враховувати співвідношення діаметрів штоку та поршню.

Розрахунковий діаметр поршню  $D$  округляється до стандартних значень [2], мм: 10; 12; 16; 20; 25; 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160 ... та ін. (у дужках наведено значення додаткового ряду). Для штоків стандартні значення  $d_r$ , мм: 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80 ... та ін. Якщо розбіжність розрахункового діаметру поршню  $D$  з меншим стандартним перевищує 5%, приймається більше значення.

За параметрами  $P_{nom}$ ,  $D$ ,  $d_r$  та ходу поршню  $H$  з каталогів або довідкової літератури вибирається гідроциліндр, що випускається серійно. За відсутності відповідного двигуна, що серійно випускається, складається технічне завдання на розробку оригінального гідроциліндра.

У подальших розрахунках приймається уточнена ефективна площа

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_r^2). \quad (2)$$

3. Вибір електрогідравлічного підсилювача.

Вибір ЕНА також здійснюється за каталогами або з довідкової літератури. Максимальний робочий тиск ЕНА повинен перевищувати або дорівнювати номінальному робочому тиску  $P_{nom}$ , прийнятому раніше,

$$P_{max} \geq P_{nom}. \quad (3)$$

Витрати ЕНА при перепаді тиску  $\Delta P_{ЕНА}$ , який зазначений у технічних даних, повинен відповідати умові

$$Q_{ЕНА} \geq (1,1...1,2) F V_{max} \sqrt{\frac{\Delta P_{ЕНА}}{P_{ap}}}, \quad (4)$$

де  $P_{ap} = P_{ps} - P_d$  – підведений тиск (різниця тисків у напірній  $P_{ps}$  та зливній  $P_d$  лініях ЕНА (див. рис. 1).

На стадії проектного розрахунку рекомендується прийняти

$$P_{ap} = (0,75...0,85) P_{nom}. \quad (5)$$

Для вибраного ЕНА оцінюється коефіцієнт посилення витрати для ненавантаженого приводу,  $m^3/(cA)$ ,

$$K_{Qi} = \frac{Q_{EHA}}{i_{nom}} \sqrt{\frac{P_{ap}}{\Delta P_{EHA}}} \tag{6}$$

де  $i_{nom}$  – номінальний струм управління, А.

4. Визначення параметрів зворотного зв'язку, визначення добротності привода та розрахунок коефіцієнта передачі електронного блока.

Найчастіше ФВ для аналізованих ЕГСП формується з допомогою датчиків лінійних переміщень. Для визначення коефіцієнта передачі ФВ вважають, що нульове переміщення ( $y = 0$ ) вихідної ланки привода відповідає середньому положенню поршня, а максимальне переміщення становить  $\pm H/2$  і відповідає максимальній напрузі вихідного сигналу датчика лінійних переміщень. Таке значення напруги на етапі проєктного розрахунку доречно прирівняти до максимального значення керуючого сигналу  $\pm U_{max}$ , яке можна прийняти рівним максимальній вихідній напрузі для ЕНА. Тоді коефіцієнт передачі ФВ визначається як,  $B/M$ ,

$$k_{fb} = \frac{2U_{max}}{H} \tag{7}$$

Добротність ЕГСП  $D_{EHSD}$  є коефіцієнтом посилення контура регулювання (розімкнутої системи) та призначається з урахуванням вимог до точності привода,  $1/c$ ,

$$D_{EHSD} \geq (1,05...1,1) V_{max} / \varepsilon_{max} \tag{8}$$

За значенням  $D_{EHSD}$  визначається коефіцієнт передачі ЕВ,  $1/O_M$ ,

$$k_{eb} = \frac{D_{EHSD} F}{k_{Qi} k_{fb}} \tag{9}$$

5. Оцінка статичних характеристик привода, розрахунок швидкісної та навантажувальної характеристик.

Статичними характеристиками ЕГСП є залежності, що встановлюють зв'язок швидкості вихідної ланки  $V$ , навантаження  $R$  та сигналу неузгодженості  $U_\varepsilon$ .

Рекомендується побудувати швидкісну  $V(U_\varepsilon)$  та навантажувальні характеристики  $V(R)$  за такою наближеною залежністю

$$V = U_\varepsilon \frac{D_{EHSD}}{k_{eb}} \sqrt{1 - \frac{R}{P_{ap} F} \text{sign} U_\varepsilon} \tag{10}$$

Швидкісна характеристика виходить при  $R=0$  в діапазоні  $-k_{fb} \varepsilon_{max} \leq U_\varepsilon \leq k_{fb} \varepsilon_{max}$ , розрахунок навантажувальної характеристики виконується при  $U_\varepsilon = \pm k_{fb} \varepsilon_{max}$  у діапазоні  $-P_{ap} F \leq R \leq P_{ap} F$ .

6. Побудова лінійної моделі привода, оцінка стійкості привода.

Оцінка параметрів лінійної моделі виконується відповідно до структурної схеми передачі керуючого сигналу, яка представлена на рис. 2 (тут  $s$  – змінна Лапласа).

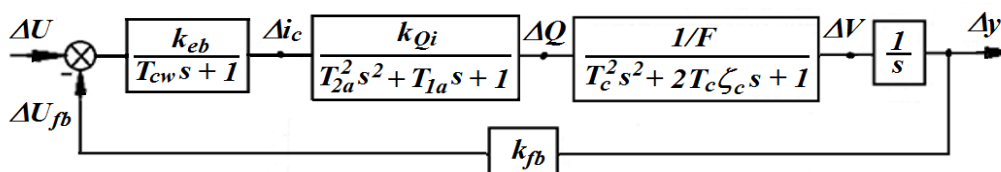


Рис. 2. Структурна схема передачі керуючого сигналу

Джерело: розроблено авторами.

Постійна часу обмотки управління ЕМТ,  $c$ ,

$$T_{cw} = L_c / R_e, \quad (11)$$

де  $L_c$  – індуктивність обмотки керування ЕМТ,  $R_e$  – активний опір електричного контура ЕВ-ЕМТ (рис. 1).

Постійні часу ЕНА,  $c$ ,

$$T_{2a} = \frac{1}{2\pi\nu_2}; T_{1a} = \frac{1}{2\pi\nu_1} - \frac{2\pi\nu_1}{(2\pi\nu_2)^2}, \quad (12)$$

де  $\nu_1, \nu_2$  – частоти зсуву по фазі на  $45^\circ$  та  $90^\circ$ , значення яких представлені в паспортних даних ЕНА.

Механічна постійна часу гідроциліндра  $T_c$ ,  $c$ ,

$$T_c = \sqrt{\frac{mH}{4E_c F}}, \quad (13)$$

де наведений модуль пружності гідроциліндра  $E_c$  для проектного розрахунку рекомендується прийняти

$$E_c = (0,85 \dots 0,95)E_f, \quad (14)$$

де  $E_f$  – модуль пружності вибраної робочої рідини.

Коефіцієнт відносного демпфування гідроциліндра  $\zeta_c$  також приймається приблизно з діапазону

$$\zeta_c = 0,2 \dots 0,5. \quad (15)$$

Відповідно до структурної схеми (рис. 2), передавальна функція ЕГСП за керуючим сигналом має вигляд

$$W(s) = \frac{k_{yu}}{a^6 s^6 + a^5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + 1}, \quad (16)$$

де  $k_{yu}$  – коефіцієнт передачі ЕГСП,  $m/B$ ,

$$k_{yu} = 1 / k_{fb}; \quad (17)$$

$$a_1 = \frac{1}{D_{EHSD}}; a_2 = \frac{T_{cw} + T_{1a} + 2T_c \xi_c}{D_{EHSD}};$$

$$a_3 = \frac{T_{cw} T_{1a} + 2T_c \xi_c T_{cw} + T_{2a}^2 + 2T_c \xi_c T_{1a} + T_c^2}{D_{EHSD}}; \quad (18)$$

$$a_4 = \frac{T_{2a}^2 T_{cw} + 2T_c \xi_c T_{cw} T_{1a} + T_c^2 T_{cw} + 2T_c \xi_c T_{2a}^2 + T_{1a} T_c^2}{D_{EHSD}};$$

$$a_5 = \frac{2T_{2a}^2 T_c T_{cw} \xi_c + T_c^2 T_{cw} T_{1a} + T_{2a}^2 T_c^2}{D_{EHSD}}; a_6 = \frac{T_{2a}^2 T_c^2 T_{cw}}{D_{EHSD}}.$$

Оцінити стійкість можна різними методами [13; 14], зокрема, за критерієм Гурвіца. Для системи 6-го порядку, що має передатну функцію (19), необхідним при позитивних коефіцієнтах  $a_1 \dots a_6$  є виконання нерівностей

$$\begin{cases} a_4 a_5 > a_3 a_6; \\ (a_4 a_5 - a_3 a_6)(a_2 a_3 - a_1 a_4) > (a_2 a_5 - a_1 a_6)^2. \end{cases} \quad (19)$$

У разі нестійкої системи необхідно виконати корекцію ЕГСП, про що сказано нижче.

7. Дослідження динамічних характеристик приводу та якості регулювання, корекція привода.

Виконується розрахунок перехідного процесу та частотних характеристик. Проводиться оцінювання показників якості регулювання, робляться висновки щодо необхідності корекції ЕГСП.

Розрахунки рекомендується виконувати безпосередньо в пакеті прикладних програм MATLAB та у підсистемі Simulink [15].

Питання вибору коригувальної ланки підвищення якості регулювання ЕГСП технологічного обладнання детально розглянуто в роботах авторів [8; 10]. Досить ефективним є послідовне встановлення в ланцюзі ЕМТ реальної пропорційно-диференціальної ланки

$$W_c = \frac{Ts + k}{T_{in}s + 1}, \quad (20)$$

де  $T$ ,  $k$  – постійна часу та коефіцієнт передачі коригувального ланки;  $T_{in}$  – постійна часу, що характеризує інерційність ланки, що коригує.

**Результати.** Покажемо приклад проектного розрахунку ЕГСП спеціального технологічного обладнання для обробки матеріалів тиском для наступних вихідних даних: максимальне зусилля  $R_{max} = 160$  кН та максимальна швидкість слідкування без навантаження  $V_{max} = 0,05$  м/с; максимальна похибка слідкування  $\epsilon_{max} = 0,005$  м; хід поршня  $H = 0,5$  м; наведена маса рухомих частин  $m = 500$  кг.

Використовуємо розрахункову схему, показану на рис. 1.

Як робочу рідину використовуємо гідравлічне мастило ІГП–30 [2]. Приймаємо номінальний робочий тиск  $P_{nom} = 32$  МПа.

Оцінюємо ефективну площу НС

$$F = (1,3 \dots 1,5) \frac{R_{max}}{P_{nom}} = 0,007 \text{ м}^2.$$

За значенням  $F$  визначаємо діаметр поршню. Для НС з двостороннім штоком та співвідношенням діаметрів штоку та поршню  $d_r / D = 1/2$  отримуємо

$$D = 4 \sqrt{\frac{F}{3\pi}} = 0,109 \text{ м}.$$

Обираємо гідроциліндр НС125.63-02 ( $D=125$  мм,  $d_r=63$  мм) [2].

Уточнюємо

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_r^2) = \frac{\pi}{4} (0,125^2 - 0,063^2) = 0,0091 \text{ м}^2.$$

Приймаємо

$$P_{ap} = (0,75 \dots 0,85) P_{nom} = 22,6 \text{ МПа}.$$

Орієнтуємось на ЕНА типу РП [2], для яких  $\Delta P_{ЕНА} = 32$  МПа.

Витрата ЕНА має бути

$$Q_{ЕНА} \geq (1,1 \dots 1,2) F V_{max} \sqrt{\frac{\Delta P_{ЕНА}}{P_{nom}}} = 6,23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 37,4 \text{ л/хв}.$$

Обираємо ЕНА – дроселючий гідророзподільник – РП10, для якого  $\Delta P_{ЕНА} = 32$  МПа,  $Q_{ЕНА} = 50$  л/хв,  $i_{nom} = 850$  мА,  $v_1 = 80$  Гц,  $v_2 = 125$  Гц,  $L_c = 1,0$  Гн,  $R_e = 100$  Ом.

Оцінюємо коефіцієнт витрати для обраного ЕНА

$$K_{Qi} = \frac{Q_{ЕНА}}{i_{nom}} \sqrt{\frac{P_{ap}}{\Delta P_{ЕНА}}} = 0,516 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / (\text{с} \cdot \text{А}).$$

Приймаємо  $U_{max} = 10$  В. Тоді коефіцієнт передачі FB

$$k_{fb} = \frac{2U_{\max}}{H} = 40 \text{ В/м.}$$

Добротність ЕГСП

$$D_{EHSD} \geq (1,05 \dots 1,1) V_{\max} / \varepsilon_{\max} = 10,7 \text{ с}^{-1}.$$

Коефіцієнт передачі ЕВ

$$k_{eb} = \frac{D_{EHSD} F}{k_{Qi} k_{fb}} = 1,754 \text{ ом}^{-1}.$$

Маємо таку статичну характеристику ЕГСП

$$V = U_{\varepsilon} \frac{D_{EHSD}}{k_{eb}} \sqrt{1 - \frac{R}{p_{ap} F} \text{sign} U_{\varepsilon}} = 0,2675 U_{\varepsilon} \sqrt{1 - \frac{R}{2,057 \cdot 10^5} \text{sign} U_{\varepsilon}} \text{ м/с.}$$

Звідси при  $R = 0$  маємо вираз для швидкісної характеристики

$$V = 0,2675 U_{\varepsilon},$$

яку будемо в діапазоні  $-0,2 \leq U_{\varepsilon} \leq 0,2$ .

Навантажувальна характеристика при  $U_{\varepsilon} = \pm 0,2 \text{ В}$

$$V = 0,0535 \sqrt{1 - \frac{R}{2,057 \cdot 10^5}} \text{ м/с, при } U_{\varepsilon} = 0,2 \text{ В;}$$

$$V = -0,0535 \sqrt{1 + \frac{R}{2,057 \cdot 10^5}} \text{ м/с, при } U_{\varepsilon} = -0,2 \text{ В;}$$

яку будемо в діапазоні  $-2,057 \cdot 10^5 \leq R \leq 2,057 \cdot 10^5 \text{ Н}$ .

Швидкісна та навантажувальна характеристики ЕГСП представлені на рис. 3.

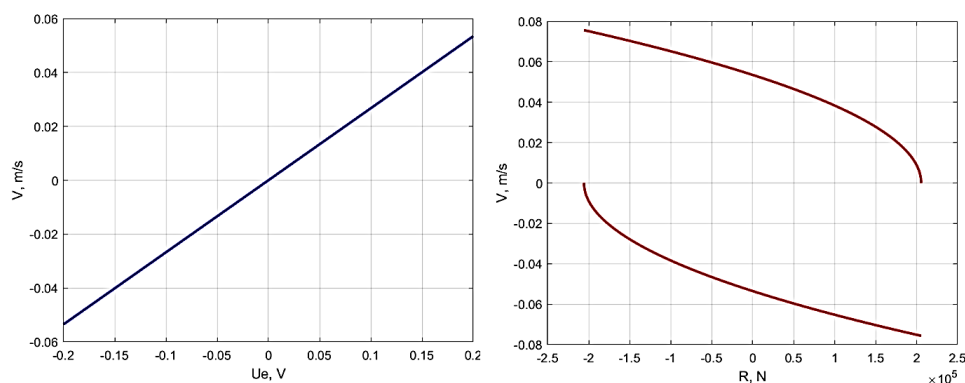


Рис. 3. Швидкісна та навантажувальна характеристики

Джерело: розроблено авторами.

Як видно, привод забезпечує задану максимальну швидкість слідування без навантаження  $V_{\max} = 0,05 \text{ м/с}$ , а також задане максимальне зусилля  $R_{\max} = 160 \text{ кН}$ .

Виконуємо оцінку параметрів лінійної моделі.

Постійна часу обмотки управління ЕМТ

$$T_{cw} = L_c / R_e = 0,01 \text{ с.}$$

Постійні часу ЕНА

$$T_{1a} = \frac{1}{2\pi\nu_1} - \frac{2\pi\nu_1}{(2\pi\nu_2)^2} = 0,0011 \text{ с}; T_{2a} = \frac{1}{2\pi\nu_2} = 1,27 \cdot 10^{-3} \text{ с.}$$

Механічна постійна часу гідроциліндра для наведеного модуля пружності  $E_c = 10^9 \text{ МПа}$

$$T_c = \sqrt{\frac{mH}{4E_c F}} = 2,62 \cdot 10^{-3} \text{ с.}$$

Приймаємо коефіцієнт відносного демпфування гідроциліндра  $\zeta_c = 0,25$ .

Коефіцієнт передачі ЕГСП

$$k_{yu} = 1/k_{fb} = 0,025 \text{ м/В.}$$

Коефіцієнти передавальної функції

$$a_1 = \frac{1}{D_{EHSD}} = 0,0934; a_2 = \frac{T_{cw} + T_{1a} + 2T_c \zeta_c}{D_{EHSD}} = 0,0011;$$

$$a_3 = \frac{T_{cw} T_{1a} + 2T_c \zeta_c T_{cw} + T_{2a}^2 + 2T_c \zeta_c T_{1a} + T_c^2}{D_{EHSD}} = 3,26 \cdot 10^{-6};$$

$$a_4 = \frac{T_{2a}^2 T_{cw} + 2T_c \zeta_c T_{cw} T_{1a} + T_c^2 T_{cw} + 2T_c \zeta_c T_{2a}^2 + T_{1a} T_c^2}{D_{EHSD}} = 1,03 \cdot 10^{-8};$$

$$a_5 = \frac{2T_{2a}^2 T_c T_{cw} \zeta_c + T_c^2 T_{cw} T_{1a} + T_{2a}^2 T_c^2}{D_{EHSD}} = 1,05 \cdot 10^{-11}; a_6 = \frac{T_{2a}^2 T_c^2 T_{cw}}{D_{EHSD}} = 1,04 \cdot 10^{-14}.$$

Маємо передавальну функцію

$$W(s) = \frac{0,025}{1,04 \cdot 10^{-14} s^6 + 1,05 \cdot 10^{-11} s^5 + 1,03 \cdot 10^{-8} s^4 + 3,26 \cdot 10^{-6} s^3 + 0,0011 s^2 + 0,0934 s + 1}$$

Перевіряємо стійкість

$$a_4 a_5 = 1,08 \cdot 10^{-18} > a_3 a_6 = 3,39 \cdot 10^{-20};$$

$$(a_4 a_5 - a_3 a_6)(a_2 a_3 - a_1 a_4) = 2,144 \cdot 10^{-28} > (a_2 a_5 - a_1 a_6)^2 = 1,3 \cdot 10^{-28}.$$

Перехідна та амплітудно-фазова характеристики представлені на рис. 4.

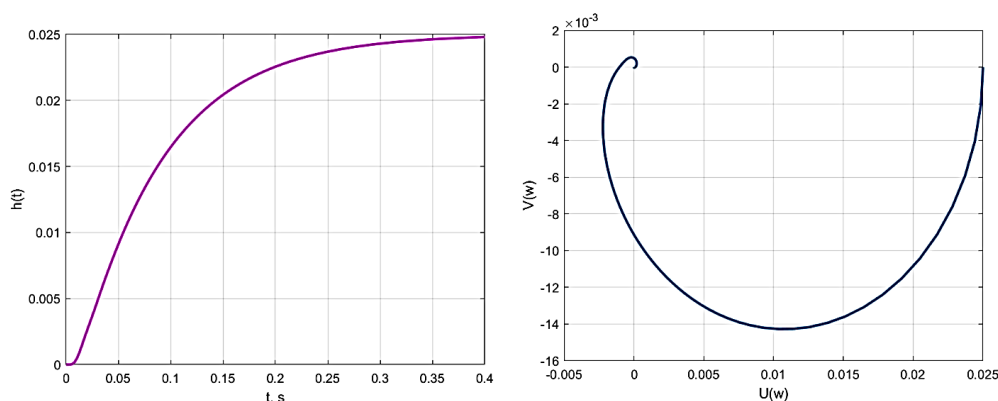


Рис. 4. Перехідна та амплітудно-фазова характеристики ЕГСП

Джерело: розроблено авторами.

Зазначимо, що перехідний процес має аперіодичний характер і не має перерегулювання, час перехідного процесу становить 0,28 с.

Для підвищення швидкодії приводу доцільно рекомендувати послідовне встановлення в ланцюгу ЕМТ реальної пропорційно-диференціальної ланки. Вибір оптимальних параметрів налаштування коригувальної ланки, зручно провести в підсистемі Simulink пакету прикладних програм MATLAB. Блок-діаграма для моделювання динамічних характеристик ЕГСП з коригуючою ланкою в середовищі Simulink представлена на рис. 5.



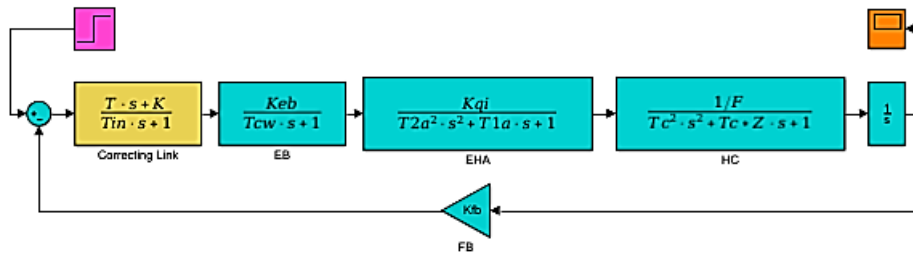


Рис. 5. Блок-діаграма для моделювання динамічних характеристик ЕГСП з коригуючою ланкою, в середовищі Simulink пакета MATLAB

Джерело: розроблено авторами.

**Висновки.** Таким чином, розроблено інженерну методику проектного розрахунку ЕГСП з дросельним регулюванням, адаптовану на приводи технологічного обладнання для механічної обробки матеріалів. Методика дозволяє проводити оцінку основних параметрів, вибір елементів та пристроїв приводу, прогнозувати його статичні та динамічні характеристики. Як вихідні дані розглядаються: максимальне навантаження (сила); максимальна швидкість стеження без навантаження; максимальна похибка стеження (або допустима похибка стеження за максимальної швидкості); хід поршню; наведена маса рухомих елементів. Використані підходи дозволяють підвищити достовірність проектного розрахунку.

Методика включає такі основні етапи: побудова розрахункової схеми приводу, вибір робочої рідини та номінального робочого тиску; розрахунок конструктивних параметрів та вибір HC; вибір ЕНА; визначення параметрів зворотного зв'язку, визначення добротності приводу та розрахунок коефіцієнта передачі електричного блока; оцінка статичних характеристик приводу, розрахунок швидкісної та навантажувальної характеристик; побудова лінійної моделі приводу; оцінка стійкості; дослідження динамічних характеристик приводу та якості регулювання; корекція приводу.

Наведено приклад проектного розрахунку ЕГСП спеціального технологічного обладнання для максимального зусилля 160 кН та максимальної швидкості стеження без навантаження 0,05 м/с. Наведено результати розрахунків статичних та динамічних характеристик приводу в середовищі пакету прикладних програм MATLAB. Результати розрахунків показують, що спроектований привід забезпечує задане максимальне зусилля та задану максимальну швидкість слідування без навантаження. Аналіз динамічних характеристик довів відсутність коливальності та перерегулювання вихідної ланки. Для підвищення швидкодії приводу було рекомендовано послідовне встановлення у ланцюгу ЕМТ пропорційно-диференціальної ланки.

### Список використаних джерел

1. Петраков Ю. В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням : навч. посіб. / Ю. В. Петраков – К. : УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.
2. Свешников В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. – М. : Машиностроение, 2008. – 640 с.
3. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1987. – 464 с.
4. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / В. А. Федорец, М. П. Педченко, А. Ф. Пичко, Ю. В. Пересадько, В. С. Лысенко. – К. : Высш. школа, 1987. – 375 с.
5. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.
6. Rydberg K. E. Hydraulic Servo Systems: Dynamic Properties and Control / K. E. Rydberg // Linköping University Electronic Press, Linköping, 2016.
7. Попов Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов : учеб. для вузов / Д. Н. Попов. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. – 320 с.

8. Соколов В. І. Корекція автоматичного електрогідрравлічного приводу технологічного обладнання / В. І. Соколов, О. Г. Степанова, Є. О. Батурін // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2020. – № 4 (260). – С. 72-78.

9. Sokolov V. Determination of Transfer Functions for Electrohydraulic Servo Drive of Technological Equipment / V. Sokolov., O. Krol // *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2018 : Lecture Notes in Mechanical Engineering*. – Springer, Cham, 2021. – Pp. 364-373.

10. Sokolov V. Choice of Correcting Link for Electrohydraulic Servo Drive of Technological Equipment / V. Sokolov, O. Krol, O. Stepanova // *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019: Lecture Notes in Mechanical Engineering*. – Springer, Cham, 2020. – Pp. 702-710.

11. Основы технической механики жидкостей и газов : учеб. пособ. для вузов / А. А. Коваленко, В. И. Соколов, А. Х. Дымнич, П. Е. Уваров. – Луганск : ВУГУ, 1998. – 272 с.

12. Соколов В. І. Гідрравліка / В. І. Соколов, О. С. Кроль, О. В. Єпіфанова. – Сєвєродонецьк : СНУ ім. В. Даля, 2017. – 160 с.

13. Петраков Ю. В. Теорія автоматичного управління в металообробці / Ю. В. Петраков. – К. : ІЗМН, 1998. – 212 с.

14. Лазарев Ю. Ф. Начала программирования в среде MatLAB : учеб. пособ. / Ю. Ф. Лазарев. – К. : НТУУ «КПИ», 2003. – 424 с.

15. Попович М. Г. Теорія автоматичного керування : підручник / М. Г. Попович, О. В. Ковальчук. – К. : Либідь, 2007. – 656 с.

### References

1. Petrakov, Ju.V. (2003). *Avtomatychne upravlinnja procesamy obrobky materialiv rizannjam [Automatic control of process of materials processing by cutting]*. UkrNDIAT.

2. Sveshnikov, V.K. (2008). *Stanochnye gidroprivody [Machine tool hydraulic drives]*. Mashinostroenie.

3. Popov, D.N. (1987). *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems]*. Mashinostroenie.

4. Fedorets, V.A., Pedchenko, M.N., Pichko, A.F., Peresadko, Ju.V., & Lysenko, V.S. (1987). *Gidroprivody i gidropnevmoavtomatika stankov [Hydraulic drives and hydropneumautomatics of machine tools]*. Vysshaya shkola.

5. Navrotskii, K.L. (1991). *Teoriia i proektirovanie gidro- i pnevmoprivodov [Theory and design of hydraulic and pneumatic drives]*. Mashinostroenie.

6. Rydberg, K.-E. (2016). *Hydraulic Servo Systems: Dynamic Properties and Control*. Linköping University Electronic Press.

7. Popov, D.N. (2005). *Mehanika gidro- i pnevmoprivodov [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]*. MGTU im. N. Je. Baumana.

8. Sokolov, V.I., Stepanova, O.G., & Baturin, Je.O. (2020). Korektsiia avtomatichnoho elektrohidravlichnoho pryvodu tehnologichnoho obladdannja [Correction of automatic electro-hydraulic drive of technological equipment]. *Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu im. V. Dalia – Bulletin of the East Ukrainian National University. V. Dahl*, (4(260)), 72-78.

9. Sokolov, V., & Krol, O. (2021). Determination of Transfer Functions for Electrohydraulic Servo Drive of Technological Equipment. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering* (pp. 364–373). Springer, Cham.

10. Sokolov, V., Krol, O., & Stepanova, O. (2020). Choice of Correcting Link for Electrohydraulic Servo Drive of Technological Equipment. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering* (pp. 702–710). Springer, Cham.

11. Kovalenko, A.A., Sokolov, V.I., Dymnich, A.H., & Uvarov, P.E. (1998). *Osnovy tehnichej mehaniki zhidkостей i gazov [Fundamentals of technical mechanics of liquids and gases]*. VUGU.

12. Sokolov, V.I., Krol, O.S., & Jepifanova, O.V. (2017). *Gidravlika [Hydraulics]*. SNU im. V. Dalia.

13. Petrakov, Ju.V. (1998). *Teoriia avtomatichnoho upravlinnja v metaloobrobci [Theory of automatic control in metal processing]*. IZMN.

14. Lazarev, Ju.F. (2003). *Nachala programmirovaniia v srede MatLAB [Start of programming in MatLAB environment]*. NTU «KPI».

15. Popovych, M.G., & Kovalchuk, O.V. (2007). *Teoriia avtomatichnoho keruvannia [Theory of automatic control]*. Lybid.

Отримано 26.01.2022

UDC 621.646:62-83:629

**Yevhen Baturin<sup>1</sup>, Oleksiy Romanchenko<sup>2</sup>, Oleksandr Golubenko<sup>3</sup>, Volodymyr Sokolov<sup>4</sup>**<sup>1</sup>Postgraduate Student

Volodymyr Dahl East Ukrainian National University (Severodonetsk, Ukraine)

**E-mail:** [baturin2307@gmail.com](mailto:baturin2307@gmail.com). **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0002-0670-8320><sup>2</sup>PhD in Technical Sciences, Associate Professor,

Associate Professor of Machinery Engineering and Applied Mechanics Department

Volodymyr Dahl East Ukrainian National University (Severodonetsk, Ukraine)

**E-mail:** [alexvromanchenko@snu.edu.ua](mailto:alexvromanchenko@snu.edu.ua). **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0002-4327-1105>**ResearcherID:** [G-9873-2018](https://orcid.org/0000-0002-4327-1105). **SCOPUS Author ID:** [57217135670](https://orcid.org/0000-0002-4327-1105)<sup>3</sup>Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Railway Transport Department

Volodymyr Dahl East Ukrainian National University (Severodonetsk, Ukraine)

**E-mail:** [olgol@snu.edu.ua](mailto:olgol@snu.edu.ua). **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0002-2221-6756><sup>4</sup>Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Machinery Engineering and Applied Mechanics Department

Volodymyr Dahl East Ukrainian National University (Severodonetsk, Ukraine)

**E-mail:** [sokolov.snu/edu.@gmail.com](mailto:sokolov.snu/edu.@gmail.com). **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0003-0459-1824>**ResearcherID:** [G-9766-2018](https://orcid.org/0000-0003-0459-1824). **SCOPUS Author ID:** [57191822948](https://orcid.org/0000-0003-0459-1824)

## METHODOLOGY OF THE DESIGN CALCULATION OF THE ELECTRO-HYDRAULIC SERVO DRIVE OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT

Machine-building industries and enterprises for modernization of railway rolling stock are constantly increasing the requirements for the technical and functional characteristics of technological equipment drives. The improvement of equipment drives ensures the implementation of the optimal laws of working bodies motion, the accuracy of regulation of their movements and the stability of speeds under variable load conditions, that has a direct impact on the quality of products and productivity.

The use of automatic drives of technological equipment, in particular electrohydraulic servo drives, ensures the achievement of arbitrary kinematics of the working body and the possibility of software implementation of the optimal laws of its motion. The development of high-performance electrohydraulic servo drives and their implementation in specialized technological equipment is a rather labor-intensive process and requires the use of engineering methods of project calculation that make it possible to evaluate the main parameters, select drive elements and devices, and predict its static and dynamic characteristics.

Currently, there are separate methods and procedures for designing of automatic electro-hydraulic drives for various technological equipment for mechanical processing, in particular equipment for processing materials by pressure, metal-cutting machine tools and systems, tool equipment, etc. The available methods are not universal, as a rule they are focused on different classes of both conventional and specialized equipment, they use different initial data, apply various calculation methods and, as a result, have incompatible calculation results.

The continuous improvement of the technological equipment of modern machine-building industries and enterprises for the modernization of rolling stock of railways requires the creation of generally accepted engineering methods of project calculation of electrohydraulic servo drives of technological equipment. Based on the works of the authors by design of automatic drives of technological equipment, mathematical modeling and research of their static and dynamic characteristics, as well as correction of the quality of regulation, a unified engineering method for the design calculation of servo electrohydraulic drives is proposed.

The work is devoted to the development of an engineering methodology for the project calculation of an electrohydraulic servo drive with a throttle adjustment of technological equipment, which makes it possible to evaluate the main parameters, select drive elements and devices, and predict its static and dynamic characteristics.

An engineering methodology of project calculation of an electrohydraulic servo drive with throttle control for specialized technological equipment of machine-building industries and enterprises for the modernization and repair of rolling stock of railways is presented. The application of engineering methodology involves setting of the following initial data: maximum load (force); maximum tracking speed without load; maximum tracking error (or allowable tracking error at maximum speed); piston stroke; the mass of moving elements. According to the methodology the calculations are made in the following order: design of a drive scheme, selection of a working fluid and nominal working pressure; calculation of design parameters and selection of a hydraulic cylinder; choice of electrohydraulic amplifier; determination of feedback parameters, determination of the quality factor of the drive and calculation of the transmission coefficient of electrical unit; assessment of drive static characteristics, calculation of speed and load characteristics; designing of drive linear model; durability assessment; study of drive dynamic characteristics and the quality of regulation; drive correction. An example of a project calculation of an electrohydraulic servo drive of specialized pressure processing equipment for a maximum force of 160 kN and a maximum tracking speed without load of 0,05 m/s is given. The results of calculations of the static and dynamic characteristics of the drive using the MATLAB application package are presented.

An engineering method for project calculation of an electrohydraulic servo drive for specialized technological equipment is proposed. An example of a project calculation of an electrohydraulic servo drive of specialized technological equipment is given.

**Keywords:** special technological equipment; electrohydraulic drive, servo drive; throttle control; static characteristics; dynamic characteristics; calculation scheme; transient process; correction link.

Fig.: 5. References: 15.