

УДК 681.5.033 + 681.587'57

DOI: <https://doi.org/10.15407/publishing2024.68.043>

## УТОЧНЕНА МОДЕЛЬ ДВОКАНАЛЬНОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДА ПОДАЧІ З ПІДСУМОВУВАННЯМ РУХІВ НА ХОДОВІЙ ГАЙЦІ ДЛЯ ВИСОКОТОЧНИХ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

О.А. Худяєв\*, канд. техн. наук, В.М. Шамардіна\*\*, канд. техн. наук,

Д.О. Пшеничников\*\*\*, канд. техн. наук,

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,

вул. Кирпичова, 2, Харків, 61002, Україна

e-mail: [Vira.Shamardina@khp.edu.ua](mailto:Vira.Shamardina@khp.edu.ua)

*Ітераційний двоканальний електропривод (ЕП) подачі з підсумовуванням рухів на обертовій ходовій гайці (ОХГ) призначений для підвищення швидкодії й точності традиційних одноканальних ЕП механізмів подачі (МП) металорізальних верстатів з інерційним робочим органом (РО). Відповідно до МП РО координатного верстата особливо високої точності моделі 24К60АФ4 одержано уточнену узагальнену математичну модель руху двоканального ЕП з ОХГ. У моделі враховано вплив основних статичних моментів опору під час металообробки, а також – нелінійних сил тертя ковзання в МП РО верстата. Для розрахунку та моделювання характерних ділянок лінеаризованої характеристики тертя одержано зручні рекурентні співвідношення. Запропоновано структурно-алгоритмічну схему ітераційного двоканального компенсованого ЕП подачі з ОХГ та підлеглим налаштуванням каналів керування, яка дає змогу компенсувати в усталених режимах негативний вплив на точність подачі РО основних статичних моментів опору та нелінійностей тертя ковзання в навантаженому приводі. Бібл. 9, рис. 3, таблиця.*

**Ключові слова:** ітераційний двоканальний електропривод подачі, механізм подачі робочого органу, обертова ходова гайка, узагальнена математична модель руху, нелінійні сили тертя ковзання.

**Актуальність роботи.** Електроприводи (ЕП) механізмів подачі (МП) прецизійних координатних металорізальних верстатів і обробних центрів призначені для швидкого й точного перетворення впливів програмних завдань у керуючі сигнали із наступним здійсненням механічних переміщень інерційного робочого органу (РО) із високою плавністю на гранично малих швидкостях подавання, яка істотно впливає на стійкість руху і шорсткість оброблюваної поверхні [1]. Досягнення бажаних динамічних показників якості керування подачею вимагає від традиційних одноканальних ЕП МП надмірно великих значень коефіцієнта підсилення та ширини смуги пропускання. Можливі шляхи розв'язання проблеми потребують застосування більш ефективних багатоканальних [2] і багатоконтурних [3–5] структур систем керування ЕП, а також розробки відповідних конструкцій виконавчих пристроїв [6, 7], які дають змогу одночасно підвищити і швидкодію, і точність керування переміщенням РО. Удосконалення таких структур потребує використання у процесі їхнього синтезу математичних моделей, які враховують більшість факторів впливу на якість роботи системи ЕП, насамперед, механічних.

**Постановка задачі.** Ефективним структурним способом підвищення швидкодії та динамічної точності ЕП подачі РО за збереження необхідних силових впливів на об'єкт керування є застосування багатоканальних систем керування, що побудовані за ітераційним або близьким до ітераційного [8] принципом взаємодії каналів. Одним із можливих варіантів ітераційних ЕП МП є двоканальний ЕП подачі РО на базі дводвигунного безредукторного приводного механізму (ПМ) з обертовою ходовою гайкою (ОХГ), який реалізує шарико-гвинтову пару (ШГП) із підсумовуванням рухів на ходовій гайці. У роботі [6] для прецизійного металорізального верстата моделі 24К60АФ4 (маса понад 22 т) розглянуто схему конструкції, спрощену структуру і математичну модель ітераційного двоканального ЕП МП з ОХГ і налаштуванням каналів керування за принципом систем підлеглого регулювання (СПР). Однак не були визначені й враховані всі діючі статичні моменти опору в навантаженому приводі, не враховано вплив нелінійних сил тертя ковзання в МП РО верстата, а також потребують уточнення базові характеристики силових і виконавчих пристроїв приводів каналів керування.



Метою роботи є розробка уточненої математичної моделі руху та структурної алгоритмічної схеми ітераційного двоканального компенсованого ЕП МП з ОХГ, що враховують основні статичні моменти опору та нелінійності сили тертя ковзання в навантаженні привода відповідно до поздовжньої подачі РО координатного багатоцільового металорізального верстата особливо високої точності моделі 24К60АФ4.

**Результати досліджень.** Ітераційний двоканальний ЕП МП із підсумовуванням рухів на ОХГ має перший (основний) К-1 і другий (уточнюючий) К-2 канали керування за кутом із відповідними підпорядкованими контурами швидкості, налаштованими на симетричний оптимум. Канал К-1 використовується для керування приводом обертання ходового гвинта (ХГ), а уточнюючий канал К-2 – приводом обертання ОХГ. В основному каналі К-1 пропонується використовувати сучасний комплектний ЕП постійного струму з силовою частиною типу ШПП-ДПС серії MR-J3 моделі MR-J3-DU30KA ( $P_{ном} = 30$  кВт), який забезпечує струм керування до 500 А, а в уточнюючому каналі К-2 – ширококутовий комплектний сервопривод змінного струму з частотно-струмовим векторним керуванням (типу ПЧ-АД) серії Sinamics V90 моделі 6SL3210-5FE13-5UAO ( $P_{ном,ПЧ} = 3,5$  кВт). Як виконавчі двигуни (ВД) Д1 основного та Д2 уточнюючого приводів доцільно використовувати відповідно високомоментний реверсивний двигун постійного струму (ДПС) з постійними магнітами серії 2ПБВ типу 2ПБВ132S ( $P_{ном,Д1} = 1,94$  кВт), який встановлюють як єдиний (базовий) двигун для МП на верстаті моделей 24К60АФ4 і 24К70АФ4, і порівнянний за номінальним моментом та потужністю асинхронний двигун (АД) з короткозамкненим ротором фірми Siemens серії 1LA7 моделі 1LA7130-8AB ( $P_{ном,Д2} = 2,2$  кВт). Включення в структуру системи керування приводом блоку компенсаторів  $C_{12}-C_{21}$  динамічного взаємовпливу каналів [6] забезпечує "розв'язку" (автономність) каналів керування та дає змогу розглядати двоканальний ЕП у класі власне ітераційних багатоканальних систем. Спрощену схему конструкції дводвигунного безредукторного ПМ з підсумовуванням рухів на ОХГ для двоканального ЕП поздовжньої подачі (вісь Х) РО верстата розглянуто в роботі [6]; відповідна кінематична схема двоканальної електромеханічної системи зображена на рис. 1, де: Сан. – санчата МП РО зі встановленим на них двигуном Д2;  $C_{ХГ}$  – коефіцієнт передачі ХГ;  $J'_{ПМ,1}$  і  $J'_{ПМ,2}$  – моменти інерції ПМ, що приведені до валів Д1 і Д2 за автономної роботи основного й уточнюючого приводів;  $M_{Д1}, \omega_{Д1}, \varphi_{Д1}$  і  $M_{Д2}, \omega_{Д2}, \varphi_{Д2}$  – обертові моменти, кутові швидкості та кути повороту, які створюють Д1 і Д2 під час їхньої спільної роботи;  $M'_{р,1}$  і  $M'_{р,2}$  – реактивні моменти (моменти опору навантаження), що приведені до валів Д1 і Д2;  $J'_{ХГ}, \omega_{ХГ}$  і  $\varphi_{ХГ}$  – приведений момент інерції, кутова швидкість і кут повороту ХГ, які створює дводвигунний ПМ;  $\omega_{ОХГ}$  і  $\varphi_{ОХГ}$  – кутова швидкість і кут повороту ОХГ, які створює Д2;  $F_1, V_1, S_1$  і  $F_2, V_2, S_2$  – осьові сили подачі, лінійні швидкості та переміщення РО, що реалізуються ПМ під час обертання

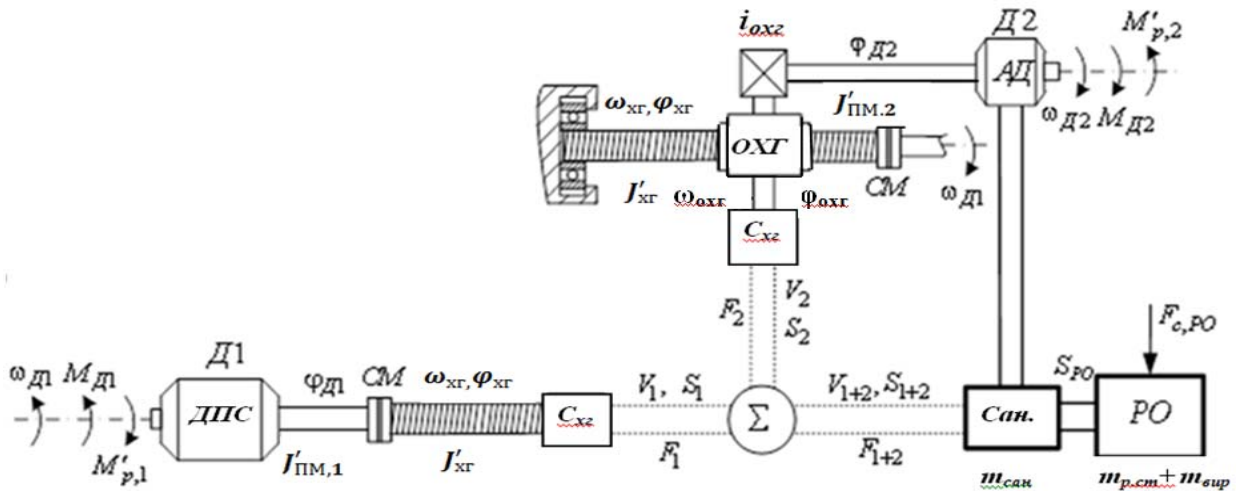


Рис. 1. Кінематична схема двоканальної електромеханічної системи

відповідно двигунів Д1 і Д2;  $F_{1+2}$  і  $V_{1+2}$  – результуюча (сумарна) осьова сила та лінійна швидкість подачі РО;  $S_{1+2}$  – результуюче (абсолютне) переміщення РО;  $F_{\text{о,РО}}$  – сумарна сила опору від дії РО верстата, що приведена до осі ХГ.

Систему рівнянь руху двоканального ЕП МП з ОХГ побудуємо за умови абсолютної жорсткості кінематичних ланцюгів та нехтування моменту інерції сполучної муфти СМ.

$$S_{\text{РО}}(t) \equiv S_{1+2}(t) = S_1(t) + \text{sign}\varphi_{\text{Д2}} \cdot S_2(t) = \frac{t_{\text{р}}}{2\pi} \left[ \frac{\varphi_{\text{Д1}}(t)}{t_1} + \text{sign}\varphi_{\text{Д2}} \cdot \frac{\varphi_{\text{Д2}}(t)}{t_{\text{охг}}} \right]; \quad (1)$$

$$\varphi_{\text{єкв,ОХГ}}(t) \equiv \varphi_{\text{єкв,РО,ОХГ}}(t) = C_{\text{ХГ}}^{-1} S_{\text{РО}}(t) = \frac{2\pi}{t_{\text{р}}} S_{\text{РО}}(t); \quad (2)$$

$$F_{\text{РО,ОХГ}}(t) \equiv F_{1+2}(t) = F_1(t) + \text{sign}\varphi_{\text{Д2}} \cdot F_2(t) = C_{\text{ХГ}}^{-1} \eta_{\text{ОХГ}} M_{\text{РО,ОХГ}}(t) = \frac{2\pi \eta_{\text{ОХГ}} M_{\text{РО,ОХГ}}(t)}{t_{\text{р}}}; \quad (3)$$

$$M_{\text{РО,ОХГ}}(t) = M_{\text{РО,Д1,ОХГ}}(t) + \text{sign}\varphi_{\text{Д2}} \cdot M_{\text{РО,Д2,ОХГ}}(t) = i_1 \eta_1 \eta_{\text{р}} M_{\text{Д1}}(t) + \text{sign}\varphi_{\text{Д2}} \cdot i_{\text{ОХГ}} \eta_{\text{н,с}} M_{\text{Д2}}(t); \quad (4)$$

$$F_{\text{РО,ОХГ}}(t) - m'_{\text{РО,ОХГ}} p^2 S_{\text{РО}}(t) - F'_{\text{о,є,ОХГ}} \cong 0, \quad F'_{\text{о,є,ОХГ}} = C_{\text{ХГ}}^{-1} \eta_{\text{ОХГ}} M'_{\text{о,є,ОХГ}} = \frac{2\pi \eta_{\text{ОХГ}} M'_{\text{о,є,ОХГ}}}{t_{\text{р}}}; \quad (5)$$

$$M'_{\text{р,1,ОХГ}} = M'_{\text{о,РО,ОХГ}} + M'_{\text{о,ГП,ОХГ}}; \quad M'_{\text{р,2,ОХГ}} = M'_{\text{о,РО,ОХГ}} + M'_{\text{о,ОХГ}}; \quad (6)$$

$$\begin{cases} M_{\text{Д1}}(t) - J'_{\Sigma, \text{Д1}} p^2 \varphi_{\text{Д1}}(t) - \text{sign}\varphi_{\text{Д2}} \cdot \frac{J'_{\text{РО,ОХГ}}}{i_1^2 \eta_1 \eta_{\text{р}} \eta_{\text{ОХГ}}} p^2 \varphi_{\text{Д2}}(t) - M'_{\text{о,ОХГ,Д1}} \cong 0; \\ M_{\text{Д2}}(t) - J'_{\text{ГП,Д2}} p^2 \varphi_{\text{Д2}}(t) - \frac{J'_{\text{РО,ОХГ}}}{i_1^2 \eta_1 \eta_{\text{р}} \eta_{\text{ОХГ}}} p^2 \varphi_{\text{Д1}}(t) - M'_{\text{о,ОХГ,Д2}} \cong 0, \end{cases} \quad (7)$$

де  $M'_{\text{о,ОХГ,Д1}} = \frac{1}{i_1 \eta_1 \eta_{\text{р}}} (M'_{\text{о,РО,ОХГ}} + M'_{\text{о,ГП,ОХГ}}); \quad M'_{\text{о,ОХГ,Д2}} = \frac{1}{i_{\text{ОХГ}} \eta_{\text{н,с}}} (M'_{\text{о,РО,ОХГ}} + M'_{\text{о,ОХГ}}); \quad (8)$

$$M'_{\text{о,РО,ОХГ}} = \begin{cases} M_{\text{тр,п,РО}} = \frac{[m'_{\text{РО,ОХГ}} g f_{\text{тр,РО,с}} + F_{\text{нат,ХГ}}] t_{\text{р}}}{2\pi \eta_{\text{ОХГ}}} \text{ при рушанні з місця (пуску) привода подачі РО;} \\ M_{\text{н,р,з}} + M_{\text{тр,ков,РО}} + M_{\text{н,р,з}} = \frac{t_{\text{р}}}{2\pi \eta_{\text{ОХГ}}} [k_{\text{зав}} F_{\text{н,о}} + (m'_{\text{РО,ОХГ}} g - F_{\text{н,о}}) f_{\text{тр,РО,ков}}] \text{ при русі} \\ \text{РО з постійною (обмеженою) швидкістю в режимі торцевого фрезерування;} \end{cases} \quad (9)$$

$$J'_{\Sigma, \text{Д1}} = J'_{\text{ГП,Д1}} + \frac{J'_{\text{РО,ОХГ}}}{i_1^2 \eta_1 \eta_{\text{р}} \eta_{\text{ОХГ}}}; \quad (10)$$

$$\text{sign}\varphi_{\text{Д2}} = \begin{cases} +1 \text{ при узгодженому обертанні двигунів Д2 і Д1,} \\ -1 \text{ при зустрічному обертанні двигунів Д2 і Д1;} \end{cases} \quad (11)$$

$m'_{\text{РО,ОХГ}}$  і  $J'_{\text{РО,ОХГ}}$  – результуючі маса та момент інерції РО, що приведені відповідно до поступального та обертального рухів ОХГ;

$$m'_{\text{РО,ОХГ}} = m'_{\text{сан}} + m'_{\text{р,ст}} + m'_{\text{вир}}; \quad J'_{\text{РО,ОХГ}} = r^2 m'_{\text{РО,ОХГ}} = \left( \frac{V_{\text{ОХГ}}^*}{\omega_{\text{єкв,ОХГ}}^*} \right)^2 m'_{\text{РО,ОХГ}} = \left( \frac{t_{\text{р}}}{2\pi} \right)^2 m'_{\text{РО,ОХГ}}; \quad (12)$$

$\varphi_{\text{єкв,ОХГ}}(t)$  – результуючий кут повороту ОХГ;  $F_{\text{РО,ОХГ}}(t)$  і  $M_{\text{РО,ОХГ}}(t)$  – результуючі сила подачі та обертовий момент, що створюються дводвигунним ПМ на РО й діють на ОХГ;  $M_{\text{РО,Д1,ОХГ}}(t)$  і  $M_{\text{РО,Д2,ОХГ}}(t)$  – обертові моменти двигунів Д1 і Д2 на різьбленні ОХГ, що створюються гвинтовою передачею (ГП);  $F'_{\text{о,є,ОХГ}}$  і  $M'_{\text{о,є,ОХГ}}$  – приведені до поступального й обертального руху ОХГ сталі результуючі сила опору й реактивний момент навантаження;  $M'_{\text{р,1,ОХГ}}$  і  $M'_{\text{р,2,ОХГ}}$  – сталі сумарні реактивні моменти на різьбленні ОХГ у результаті роботи двигунів Д1 і Д2 у режимі металообробки;  $M'_{\text{о,ОХГ,Д1}}$  і  $M'_{\text{о,ОХГ,Д2}}$  – сталі сумарні моменти опору на різьбленні ОХГ, приведені до валів ВД Д1 і Д2 за їхньої спільної роботи в режимі металообробки;  $i_1, i_{\text{ОХГ}}, \eta_1, \eta_{\text{р}}, \eta_{\text{н,с}}, \eta_{\text{ОХГ}}$  – передавальні числа та ККД елементів кінематичного ланцюга ПМ:  $i_1 = 1, i_{\text{ОХГ}} = 3,321, \eta_1 = 1, \eta_{\text{р}} = 0,85, \eta_{\text{н,с}} = 0,985, \eta_{\text{ОХГ}} = 0,95$ ;  $p \triangleq d/dt$  – оператор диференціювання;  $M'_{\text{о,РО,ОХГ}}$  – сумарний момент опору на різьбленні ОХГ від дії сил тертя ковзання опор робочого столу по напрямних станини та складових сили різання  $F$ ;  $F_{\text{н,о}}$  та  $F_{\text{н,о}}$  – горизонтальна та вертикальна складові миттєвої сили різання  $F$  за торцевого фрезерування;  $M'_{\text{о,ГП,ОХГ}}$  – сумарний момент опору на різьбленні ОХГ від дії сил тертя у ГП «ХГ-ОХГ», що визначається тертям у ШПП та у підшипниках опор ХГ (за наявності попереднього натягу  $F_{\text{нат,ХГ}}$  в ГП);  $M'_{\text{о,ОХГ}}$  – сумарний момент опору на різьбленні ОХГ від дії сил тертя у ШПП та у підшипниках опор ОХГ (за наявності попереднього натягу в ОХГ);  $V_{\text{ОХГ}}^*$  та  $\omega_{\text{єкв,ОХГ}}^*$  – абсолютні значення швидкості поступального та еквівалентного обертального рухів ОХГ;  $r$  – радіус приведення:  $r = C_{\text{ХГ}} = t_{\text{р}}/2\pi$ ;  $F_{\text{нат,ХГ}}$  – осьова сила на валу ХГ від попереднього натягу, створю-

ваного Д1;  $I'_{\Sigma, D1}$  і  $I'_{\Sigma, D2}$  – сумарні моменти інерції ПМ, приведені до валів двигунів Д1 і Д2 за їхньої спільної роботи;  $f_{тр, PO, c}$  і  $f_{тр, PO, ков}$  – коефіцієнти тертя спокою та тертя ковзання опор РО верстата;  $g$  – прискорення сили тяжіння.

Сумарна осьова сила подачі РО  $F_{\Sigma, h, OXГ}$  формується горизонтальною  $F_{h, 0}$  і вертикальною  $F_{x, 0}$  складовими сили різання  $F$  та силою тертя ковзання  $F_{h, тр, PO}$  опор РО і повинна враховувати нелінійні зміни зазначених складових залежно від зміни швидкості подачі РО у процесі металообробки, наприклад, фрезерування:

$$F_{\Sigma, h, OXГ} = F_{h, 0} - F_{x, 0} + F_{h, тр, PO} = F_{h, 0} + (m'_{PO, OXГ} g - F_{x, 0}) f_{тр, PO, ков}. \tag{13}$$

Моменти опору навантаження  $M'_{\phi, ГП, OXГ}$  і  $M'_{\phi, OXГ}$  в (6) і (8) можна визначити:

$$M'_{\phi, ГП, OXГ} = M'_{тр, гвинта, 1, OXГ} + M'_{тр, підшп, 1, OXГ} = \frac{(0,022z_{\phi} + 2,21 \cdot 10^{-7} k_{п, в} d_{п, в}) F_{\Sigma, h, OXГ}}{2z_{\phi}}, \tag{14}$$

$$M'_{\phi, OXГ} = M'_{тр, гвинта, 2, OXГ} + M'_{тр, підшп, 2, OXГ} = \frac{0,022z_{\phi} F_{\Sigma, h, OXГ}}{2z_{\phi}} + \frac{2,21 \cdot 10^{-7} k_{п, OXГ} d_{п, OXГ} F_{\Sigma, h, OXГ}}{2z_{\phi, OXГ}}, \tag{15}$$

де  $k_{п, в}$ ,  $k_{п, OXГ}$  і  $d_{п, в}$ ,  $d_{п, OXГ}$  – кількість і внутрішній діаметр підшипників в опорах ХГ і ОХГ.

У разі заданого значення швидкості подачі  $V_{PO, 0}$  величина  $F_{h, 0}$  визначається розрахунковим коефіцієнтом передачі  $K_{Fh, 0}(t_{p, 0}, V_{p, 0})$  і відповідним йому значенням коефіцієнта тертя різання  $\mu = \mu_0 = \mu(V_{p, 0})$ , що визначається за характеристикою тертя різання [9]; величина  $F_{x, 0}$  визначається коефіцієнтом пропорційності  $k_{xh}$  між еталонними силами  $F_{x, c}$  і  $F_{h, c}$ :

$$F_{h, 0} = F_{h, 0}(V_{p, 0}, V_{PO, 0}, \mu_0) = \mu_0 \cdot K_{Fh, 0}(t_{p, 0}, V_{p, 0}) V_{PO, 0} = \frac{\mu_0 \pi D_{\phi} K_{Fp, 0}}{z_{\phi} V_{p, 0}} V_{PO, 0}, \tag{16}$$

$$F_{x, 0} \approx k_{xh} F_{h, 0}. \tag{17}$$

де  $V_{p, 0} = \pi D_{\phi} n_{ш, 0} / (6 \cdot 10^4)$ , м/с;  $t_{p, 0}$  – задана глибина різання, мм;  $K$  – нормативна питома сила різання під час фрезерування (окружна сила різання  $F_z$ , віднесена до розрахункової площі  $f_0$  шару, що зрізується одним зубом фрези);  $D_{\phi}$  – стандартний діаметр фрези;  $z_{\phi}$  – кількість зубів фрези.

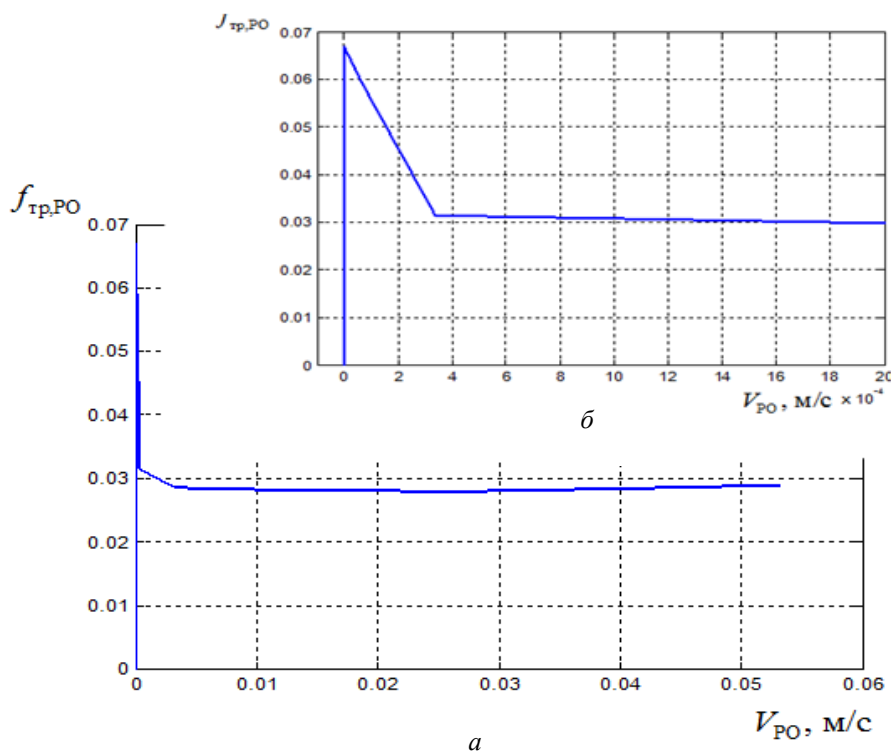
Урахування нелінійного характеру сил тертя ковзання в приводі опор РО поздовжньої подачі РО виконаємо, використовуючи графік лінеаризованої експериментальної залежності коефіцієнта тертя ковзання опор РО  $f_{тр, PO, ков}$  від швидкості подачі РО, зображений на рис. 2 у дрібному (а) та великому (б) масштабах.

У таблиці наведено уточнені розрахункові значення  $f'_{PO, i}$  ( $i = \overline{1, 8}$ ) коефіцієнта нахилу  $f'_{PO}$  характерних ділянок лінеаризованої кривої характеристики тертя ковзання в приводі опор РО  $f_{тр, PO, ков}(V_{PO})$ . Отримано зручні рекурентні співвідношення для розрахунку та моделювання апроксимованих значень коефіцієнта тертя ковзання  $f_{тр, PO, ков}$  залежно від заданої (усталеної) швидкості подачі РО:

$$f_{тр, PO, ков}(V_{PO}) = \begin{cases} f_{PO, 0} = 0 & \text{при } 0 \leq V_{PO, 0} \leq 1 \cdot 10^{-9} \text{ м/с;} \\ f_{PO, 1}(V_{PO, 1}) = f_{тр, PO, п} + f'_{PO, 1} V_{PO, 1}; \\ f_{PO, i}(V_{PO, i}) = f_{PO, i-1}(V_{PO, i-1, max}) + f'_{PO, i} V_{PO, i} \quad \forall i = \overline{2, 8}. \end{cases} \tag{18}$$

Швидкість подачі РО верстата $V_{PO, i}$ ( $i = \overline{1, 8}$ ), м/с	Коефіцієнт нахилу характеристики тертя ковзання $f'_{PO, i}$ ( $i = \overline{1, 8}$ )
$1 \cdot 10^{-9} < V_{PO, 1} \leq 6,72 \cdot 10^{-5}$	-116,0715
$6,72 \cdot 10^{-5} < V_{PO, 2} \leq 3,36 \cdot 10^{-4}$	-103,4226
$3,36 \cdot 10^{-4} < V_{PO, 3} \leq 3,2 \cdot 10^{-3}$	-0,9986
$3,2 \cdot 10^{-3} < V_{PO, 4} \leq 6,7 \cdot 10^{-2}$	-0,0721
$6,7 \cdot 10^{-2} < V_{PO, 5} \leq 1,33 \cdot 10^{-2}$	- 0,0345
$1,33 \cdot 10^{-2} < V_{PO, 6} \leq 3 = 2,67 \cdot 10^{-2}$	- 0,0135
$2,67 \cdot 10^{-2} < V_{PO, 7} \leq 3,33 \cdot 10^{-2}$	0,0405
$3,33 \cdot 10^{-2} < V_{PO, 8} \leq 5,33 \cdot 10^{-2}$	0,0416





**Рис. 2.** Графік лінеаризованої експериментальної залежності коефіцієнта тертя ковзання опор робочого органу  $f_{\text{тр,РО,ков}}$  від швидкості подачі робочого органу, у дрібному (а) та великому (б) масштабах

Уточнена структурно-алгоритмічна схема ітераційного двоканального компенсованого ЕП подачі з ОХГ та СПР-налаштуванням каналів керування (рис. 3) побудована за уточненою узагальненою математичною моделлю руху (1)...(17) і враховує вплив основних статичних моментів опору навантаження в процесі різання, а також вплив на динаміку подачі нелінійної сили тертя ковзання в МП РО верстата. На схемі моменти та сили опору об'єднані в блоках ФМН ОХГ (1) і ФМН ОХГ (2) – формувачів сумарних моментів опору навантаження на різьбленні ОХГ, що приведені до валів двигунів Д1 та Д2; пунктирними лініями спрощено вказані зв'язки, які забезпечують можливість послідовно-паралельного підключення уточнюючого каналу К-2 до роботи основного каналу К-1 для досягнення максимальної ефективності функціонування двоканального ЕП у зоні середніх та великих переміщень РО верстата ( $0,003 \text{ мм} < S_{\text{РО}} \leq 1600 \text{ мм}$ ).

На базі структурно-алгоритмічної схеми побудовано відповідну імітаційну комп'ютерну модель пропонованого двоканального та порівнюваного традиційного одноканального ЕП МП верстата, яка дає змогу провести порівняльний аналіз електродинамічних характеристик приводів за уточненою математичною моделлю (1)...(18) перш за все в зоні малих і середніх переміщень ( $0 < S_{\text{РО}} \leq 1 \text{ мм}$ ), де і необхідне досягнення особливо високої точності керування й позиціонування РО.

**Висновки.** 1. Отримано для поздовжньої подачі РО прецизійного металорізального верстата моделі 24К60АФ4 уточнену узагальнену математичну модель руху (1)...(17) двоканального ЕП МП з ОХГ у режимах металообробки, яка, крім основних статичних моментів опору навантаження в процесі різання, враховує також нелінійність характеристик сил тертя ковзання в МП РО.

2. За експериментальними даними побудовано графік кусково-лінеаризованої залежності коефіцієнта тертя ковзання опор РО  $f_{\text{тр,РО,ков}}$  від швидкості подачі РО, який представлено зручними рекурентними співвідношеннями (18) для виконання розрахунків та моделювання характерних ділянок лінеаризованої характеристики  $f_{\text{тр,РО,ков}}(V_{\text{РО}})$ .

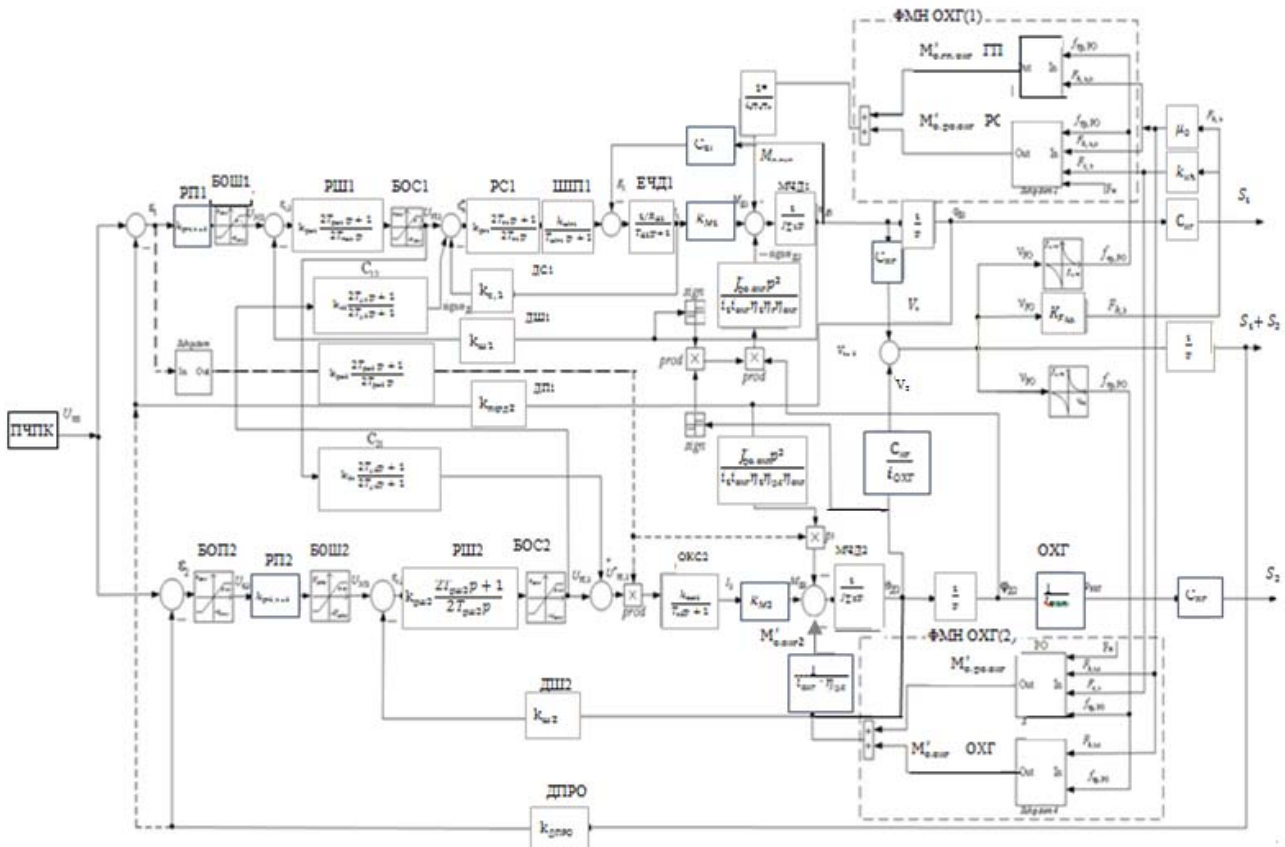


Рис. 3. Уточнена структурно-алгоритмічна схема ітераційного двоканального компенсованого електропривода подачі з обертовою ходовою гайкою та СПР-налаштуванням каналів керування

3. За математичною моделлю (1)...(18) побудовано уточнену структурно-алгоритмічну схему ітераційного двоканального компенсованого ЕП МП з ОХГ та СПР-налаштуванням каналів керування, яка дає змогу побудувати відповідну уточнену імітаційну комп'ютерну модель пропонуваного двоканального та традиційного одноканального ЕП подачі верстата для проведення порівняльного аналізу ефективності приводів.

1. Клепиков В.Б. Динамика электромеханических систем с нелинейным трением: монография. Х.: Підручник НТУ «ХПІ». 2014. 408 с.
2. Ito S., Steiniger J., Schitter G. Low-stiffness dual stage actuator for long range positioning with nanometer resolution. *Mechatronics*. 2015. Vol. 29. Pp. 46–56. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2015.05.007>
3. Huang W.-S., Liu C.-W., Hsu P.-L. and Yeh S.-S. Precision Control and Compensation of Servomotors and Machine Tools via the Disturbance Observer. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2010. Vol. 57. No. 1. Pp. 420-429. DOI: <https://doi.org/10.1109/TIE.2009.2034178>
4. Takanori Y. Experimental Study on Dynamic Behavior of High Precision Servo Motor for Machine Tools. *Applied Mechanics and Materials*. 2017. Vol. 863. Pp. 224–228. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.863.224>
5. Huang T., Kang Y., Du S. et al. A survey of modeling and control in ball screw feed-drive system. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 2022. 121. Pp. 2923–2946. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00170-022-09506-4>
6. Клепиков В.Б., Худяев А.А., Поленок В.В. Итерационный двухканальный электропривод подачи для прецизионных станков и механизмов. *Технічна електродинаміка*. 2015. № 5. С. 26–35.
7. Khudiyayev O.A., Pshenychnykov D.O., Klepikov V.B. and Vorobiov B.V. Electrodynamics of high-precision iterative feed electric drive of machining center with inertial load. *Технічна електродинаміка*. 2023. № 3. С. 50–59. DOI: <https://doi.org/10.15407/techned2023.03.050>
8. Uzunoğlu E., Tatlıcıoğlu E. and Dede M. A Multi-Priority Controller for Industrial Macro-Micro Manipulation. *Robotica*. 2021. 39(2). Pp. 217–232. DOI: <https://doi.org/10.1017/S0263574720000338>
9. Анохина А.Ю. Исследование составляющих компонентов силы резания и силы трения при высокоскоростной механической обработке. URL: <http://masters.donntu.ru/2009/mech/anokhina/library/article8.htm>

**REFINED MODEL OF TWO-CHANNEL FEED ELEKTRIC DRIVE WITH THE SUMMATION OF MOVEMENTS ON THE SLIDING NUT FOR HIGH-PRECISION METAL-CUTTING MACHINES****O.A. Khudiayev, V.M. Shamardina, D.O. Pshenichnikov**National Technical University Kharkiv Polytechnic Institute,  
Kirpichova str., 2, Kharkiv, 61002, Ukraine  
e-mail: [Vira.Shamardina@khpi.edu.ua](mailto:Vira.Shamardina@khpi.edu.ua)

The iterative two-channel feed electric drive (ED) with the summation of movements on the rotating sliding nut (RSN) is designed to increase the speed and accuracy of traditional single-channel ED feed mechanisms (FM) of metal-cutting machines with an inertial working tool (WT). A refined generalized mathematical model of movement of the two-channel ED with RSN was obtained, which was built for WT FM of the high-precision coordinate metal-cutting machine of the 24K60AФ4 model. The model takes into account the main static moments of resistance during metalworking, as well as the nonlinear nature of the sliding friction forces in the machine WT FM. Convenient recurrence relations are obtained for the calculation and modeling of sections of the linearized friction characteristic. The structural-algorithmic diagram of the compensated iterative two-channel feed ED with subordinate configuration of control channels is proposed, which makes it possible to compensate in steady-state conditions the negative impact on the accuracy of WT feed of the main static moments of resistance and nonlinearities of sliding friction forces in the drive load. Ref. 9, fig. 3, table.

**Keywords:** iterative two-channel feed electric drive, feed mechanism of the working tool, rotating sliding nut, generalized mathematical model of movement, nonlinear sliding friction forces.

1. Klepikov V.B. Dynamics of electromechanical systems with nonlinear friction: monograph. Kharkiv: Pidruchnyk NTU KhPI. 2014. (Rus)
2. Ito S., Steiniger J., Schitter G. Low-stiffness dual stage actuator for long range positioning with nanometer resolution. *Mechatronics*. 2015. Vol. 29. Pp. 46–56. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2015.05.007>
3. Huang W.-S., Liu C.-W., Hsu P.-L. and Yeh S.-S. Precision Control and Compensation of Servomotors and Machine Tools via the Disturbance Observer. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2010. Vol. 57. No. 1. Pp. 420–429. DOI: <https://doi.org/10.1109/TIE.2009.2034178>
4. Takanori Y. Experimental Study on Dynamic Behavior of High Precision Servo Motor for Machine Tools. *Applied Mechanics and Materials*. 2017. Vol. 863. Pp. 224–228. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.863.224>
5. Huang T., Kang Y., Du S. et al. A survey of modeling and control in ball screw feed-drive system. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 2022. 121. Pp. 2923–2946. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00170-022-09506-4>
6. Klepikov V.B., Khudiayev A.A and Polenok V.V. Iterative two-channel electric feed drive for precision machines and mechanisms. *Tekhnichna Elektrodynamika*. No. 5. 2015. Pp. 26–35. (Rus)
7. Khudiayev O.A., Pshenichnikov D.O., Klepikov V.B. and Vorobiov B.V. Electrodynamics of high-precision iterative feed electric drive of machining center with inertial load. *Tekhnichna Elektrodynamika*. 2023. No. 3. Pp. 50–59. DOI: <https://doi.org/10.15407/techned2023.03.050>
8. Uzunoğlu E., Tatlıcioğlu E. and Dede M. A Multi-Priority Controller for Industrial Macro-Micro Manipulation. *Robotica*. 2021. 39(2). Pp. 217–232. DOI: <https://doi.org/10.1017/S0263574720000338>
9. Anokhina A.Yu. Study of the components of cutting force and friction force in high-speed machining. (Rus) URL: <http://uran.donetsk.ua/~masters/2009/mech/anokhina/library/article8.htm>

Надійшла: 14.05.2024

Прийнята: 05.07.2024

Submitted: 14.05.2024

Accepted: 05.07.2024