

*СИЗЫЙ Ю.А., СТАЛІНСКИЙ Д.В., ЄВСЮКОВА Ф.М., ЩЕРБІНІНА Т.Є., УШАКОВ О.О.*

## ДОСЛІДЖЕННЯ КРУТИЛЬНИХ СИСТЕМ ПРИВОДІВ ОБЕРТАННЯ ЗАГОТОВКИ ПРИ ВРІЗНОМУ ШЛІФУВАННІ НА ВЕРСТАТАХ МОДЕЛЕЙ 3М151 І 3М152

У статті представлені дослідження статичних і динамічних характеристик крутильних систем приводів обертання заготовок верстатів 3М151 і 3М152 Харківського машинобудівного заводу. Ці приводи відрізняються лише клинопасовий передачами обертання осі ротора електродвигуна (ЕД) до шпинделя передньої бабки верстата. На верстаті 3М151 ця передача двоступенева із загальним передавальним відношенням 4,4, а в верстаті 3М152 - одноступенева з передавальним відношенням 2,5.

Дослідження виконано на основі опису приводів системою диференціальних рівнянь (ДУ) рівноваги дискретних систем в просторі станів і за допомогою структурних схем приводів у вигляді передавальних функцій елементів приводу і зв'язків між ними. У ДУ враховується розсіювання енергії крутильних коливань в електромагнітному зв'язку ротора зі статором двигуна постійного струму з незалежним збудженням. Дослідження моделей приводів в просторі станів дозволило отримати значення власних частот коливань і амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) при впливі на привід моментом різання (шліфування) з вихідною координатою - кутової швидкістю заготовки. Аналіз коренів характеристичних рівнянь досліджених приводів показав їх стійкість, але низьку швидкодію (тривале загасання) з дуже малою амплітудою коливань, які не можуть погіршити геометричну якість поверхні, що шліфується. Порівнянні приводи відрізняються за своїми динамічними характеристиками. Однак вони значно відрізняються за своїми статичними характеристиками.

Встановлено, що в приводі заготовки з двоступеневою пасовою передачею з двигуном 2ПД100МУХЛ4 неможливо отримати окружну швидкість обертання заготовки малого діаметра ( $30 \div 40$ ) мм вище швидкості в 50 м/хв, що необхідно для зменшення граничної температури нагріву поверхні, що шліфується при врізному шліфуванні. Для приводу з одноступеневою пасовою передачею це обмеження відсутнє. Крім цього, енергія, що витрачається на реалізацію режимів врізного шліфування, при одноступеневій пасовій передачі приблизно в 1,5 рази менше її значення в приводі з двоступеневою пасовою передачею. Тому зміна приводу заготовки у верстаті 3М152 в порівнянні з верстатом 3М151 являється доцільним.

**Ключові слова:** Двигун постійного струму; диференціальні рівняння простору станів; модель у вигляді структурної схеми; передавальна функція; амплітудно-частотна характеристика; витрати енергії.

### *SIZY J.A., STALINSKY D.V., YEVSUKOVA F.M., SHCHERBININA T.E., USHAKOV O.O.* INVESTIGATION TORSION SYSTEMS OF BLANKS ROTATION IN INFEEED GRINDING ON MACHINE-TOOLS MOD.3A151 AND 3A152

In article presented investigation of static and dynamic characteristics torsion systems of blanks rotation in the machine-tools produced by Kharkov machine-tool plant. These blanks rotation systems differ in v-belt transmissions from rotor of electric motor to spindle of headstock.

In the machine-tool 3A151 this v-belt transmission is two-steps with total transmission relation 4.4, but in the machine-tool 3M152 is one step with transmission relation 2.5. This investigation was realized on the base of system differential equations (DE) balance discrete systems by state space equations and with the help of structure rotation systems in the view transfer functions elements of drivers and the ties between them.

In (DE) are take account damping energy of rotation vibrations in electromagnetic ties rotor with stator direct-current motor. From drivers models in state space was received its gain-frequency characteristics in input action on the drivers cutting moment with output action by angular velocity of blank. The analysis of roots characteristic equations of transfer functions showed its stability but long damping with very little amplitude of vibrations, which cannot make worse of geometrical quality grinding surface. The drivers which compare are not different by their dynamic characteristics. But they very different by their statistic characteristics. It was established that in driver with two-step belt transmission with motor 2PD100MYXL4 impossibility get rotary velocity of blanks little diameters (30-40)mm over 50m/min which demands for reduce of maximum temperatures heating of surface in infeed grinding. For driver with one step belt transmission this limitation not take place. It was established that energy of grinding in driver with two-step belt transmission in 1.5 times more of it in driver with two-step belt transmission. Such as changing driver in machine-tool 3M152 with comparison machine-tool 3M151 was purposely.

**Key words:** DC motor; differential equations of state space; model in the form of a structural diagram; Transmission function; amplitude-frequency characteristic; energy costs.

**Вступ.** Випуск круглошліфувального верстата середніх розмірів моделі 3М151 був освоєний наприкінці 50-х років минулого століття на Харківському верстатобудівному заводі та тривав до кінця 80-х. За всі ці роки конструкція приводу обертання заготовки не зазнала змін.

Верстат моделі 3М152 змінив модель 3М151. У моделі 3М152 у приводі обертання заготовки одноступінчаста пасова передача замінила двоступінчасту в верстаті 3М151.

Верстат 3М152 випускався дуже короткий час до початку 90-х років і був припинений через загальний занепад верстатобудування в Україні.

Авторам статті не відомі причини, що спонукали конструкторів верстатів перейти з двох- на одноступінчасту передачу.

**Мета та завдання, які вирішуються у статті.** Автори вважають корисним виконати ретельне порівняння статичних та динамічних характеристик приводів заготівлі в верстатах моделей 3М151 та 3М152 та отримати обґрунтування доцільності або недоцільності переходу з двох- на одноступінчасту пасову передачу.

Перше питання, на яке слід відповісти при порівнянні: «Чи охоплюють можливості регулювання частоти обертання заготівлі рекомендації щодо режимів шліфування».

Друге, що зазвичай робиться щодо крутильної системи, це визначення нижчих власних частот крутильних коливань.

Ці частоти, згідно з прийнятою в середині 19-го століття методикою, визначають без урахування демпфування (розсіювання енергії) коливань, що знижує точність їх визначення.

У цій методиці електромагнітний зв'язок ротора зі статором двигуна описується наближеним обчисленням податливості [1] цього зв'язку. У той же час є можливість використання сучасної, найточнішої моделі електродвигуна, яка враховує розсіювання енергії при взаємодії електромагнітних полів статора та ротора, що дозволяє частково врахувати розсіювання енергії у приводі.

Тому ставиться завдання часткового обліку розсіювання енергії та оцінки впливу його на поведінку крутильних систем приводів у резонансних режимах роботи, що може бути зроблено отриманням передатних матричних функцій і частотних характеристик.

Важливу інформацію про динамічні властивості порівнюваних крутильних систем можна отримати за перехідними характеристиками, спостерігаючи за ними візуально, за допомогою структурних моделей систем, розробка яких та їх порівняльний аналіз є одним із важливих завдань дослідження.

Дослідження крутильних систем приводу обертання заготовки верстата моделі 3М151. Схема приводу обертання заготовки верстата 3М151 показано на рис. 1.

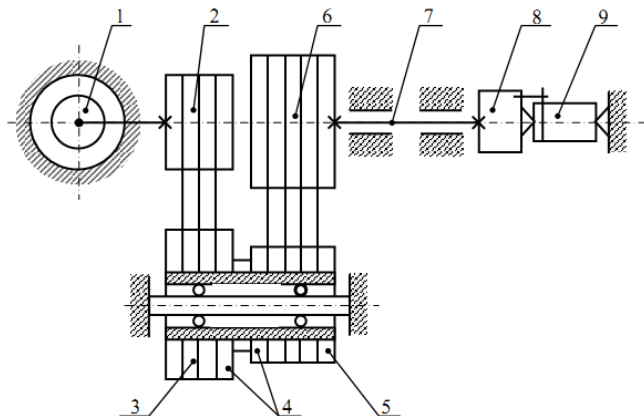


Рис. 1 – Схема приводу обертання заготовки верстата 3М151

1 – ротор; 2 – провідний шків першого ступеня реміної передачі; 3 - ведений шків першого ступеня реміної передачі; 4 – подвійний шків; 5 – провідний шків другого ступеня реміної передачі; 6 - ведений шків другого ступеня реміної передачі; 7 – шпindel; 8 - повідковий патрон; 9 – заготовка

На цьому рисунку розподілені маси ротора та шпінделя замінені без інерційними валами, показаними однією суцільною лінією. Маса валу ротора врахована в моменті інерції ротора, а маса шпінделя частково, по одній третій моменту інерції, приєднана до шківа 6 і патрона 8.

Моменти інерції всіх мас, що обертаються, визначені користуючись системою комп'ютерної математики MATLAB побудовою 3D моделі маси, момент інерції якої визначався, і обчисленням його відповідно до стандартної програми в MATLAB.

Отримані моменти інерції зосереджених мас згідно з рис. 1 зведені у Табл. 1.

Таблиця 1. – Моменти інерції зосереджених мас

| № п/п | Найменування маси   | № згідно рис.1 | Момент інерції: Позначення $I_i$ і величина, $\text{кгм}^2$ |
|-------|---------------------|----------------|---|
| 1     | Ротор               | 1              | $I_p = 0,011$   |
| 2     | Шків на валу ротора | 2              | $I_1 = 0,048$   |
| 3     | Подвійний шків      | 4              | $I_2 = 0,106$   |
| 4     | Шків на шпінделі    | 6              | $I_3 = 0,15$  |
| 5     | Патрон              | 8              | $I_4 = 0,057$   |
| 6     | Заготовка           | 9              | $I_5 = 0,018$   |

Розміри і форма заготовки можуть бути дуже різноманітні. Приймаємо її діаметр  $D = 100$  мм і довжиною впродовж вісі  $L = 250$  мм і отримуємо  $I_5 = 0,018$   $\text{кгм}^2$ .

Пружні зв'язки між зосередженими масами оцінювалися крутильною жорсткістю  $C_i$  [ $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ ] за формулами згідно з [1]. У статті ці розрахунки не наводяться, крім жорсткості ремінних передач.

Вихідні дані для першого ступеня клинопасової передачі наступні: радіус ведучого шківа  $R_1 = 31,5$  см; веденого шківа  $R_2 = 65$  мм; міжцентрова відстань шківів  $L = 200$  мм; паси УО перерізу  $F = 0,56$   $\text{см}^2$ ; число пасів  $n = 3$ ; передаточне відношення  $i_1 = R_2/R_1$ .

Для передачі моменту  $M$  на веденому шківі 3, обумовленого моментом шліфування на заготовлі, тягнуча гілка передачі, з урахуванням попереднього натягу, повинна бути додатково навантажена зусиллям  $Q$ :

$$Q = \frac{2F \cdot E \cdot n}{L_{\text{эф}}} \cdot \Delta L_{\text{эф}}, \quad (1)$$

де  $\Delta L_{\text{эф}}$  – додаткове розтягування гілки передачі, що тягне;  $E$  – модуль пружності при розтягу клинового пасу.

Момент  $M$ , який передається при такому натягу  $Q$  тягнутої гілки:

$$M = Q \cdot R_1 = \frac{2F \cdot E \cdot n \cdot R_1}{L_{\text{эф}}} \cdot \Delta L_{\text{эф}}, \quad (2)$$

Видовження  $\Delta L_{\text{эф}}$  створюється пружним закручуванням шківів передачі, т.б.

$$\Delta L_{\text{эф}} = \varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2, \quad (3)$$

або

$$M = Q \cdot R_1 = \frac{2FE \cdot n \cdot R_1}{L_{\text{эф}}} (\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2) = \frac{2FE \cdot n \cdot R_1^2}{L_{\text{эф}}} (\varphi_1 - \varphi_2 i_1), \quad (4)$$

де  $i_1$  – передаточне відношення першого ступеня пасової передачі.

Помножувач при  $(\varphi_1 - \varphi_2 i_1)$  і є крутильна жорсткість передачі, приведена до ведучого шківа передачі:

$$C = \frac{2FE \cdot n \cdot R_1^2}{L_{\text{эф}}}, \quad (5)$$

Підставивши вихідні дані для першого ступеня передачі і приймаючи  $E = 2,5 \cdot 10^8$  Н/м<sup>2</sup>, згідно рекомендацій [1] отримуємо  $C_1 = 414$  [Н·м/рад].

Для другого ступеня авсової передачі вихідні дані наступні: паси  $O$ ;  $F = 0,47$  см<sup>2</sup>;  $n = 4$ ;  $R_1 = 31,5$  мм;  $R_2 = 67,5$  мм;  $i = 2,14$ ;  $L_{\text{эф}} = 16$  см.

Згідно з формулою (5) отримуємо  $C_2 = 597$  [Н·м/рад].

Отримані значення крутильної жорсткості пружних зв'язків між зосередженими масами зведені у Табл. 2.

Таблиця 2 – Значення крутильної жорсткості пружних зв'язків між зосередженими масами

| № п/п | Пружний крутильний зв'язок між масами згідно рис. 1 | Жорсткість: позначення $C_i$ і величина, Н·м/рад |
|-------|---|--|
| 1     | Ротор 1 – шків 2                                    | $C_1 = 3000$                                     |
| 2     | Шків 2 – шків 4                                     | $C_2 = 414$                                      |
| 3     | Шків 4 – шків 6                                     | $C_3 = 597$                                      |
| 4     | Шків 6 – патрон 8                                   | $C_4 = 6,66 \cdot 10^4$                          |
| 5     | Патрон 8 – заготовка 9                              | $C_5 = 2,32 \cdot 10^5$                          |

Математична модель крутильних коливань приводу – це система диференціальних рівнянь (ДК) електромагнітного зв'язку ротора зі статором та рівноваги моментів крутіння на зосереджених масах у динаміці.

Електромагнітний зв'язок ротора зі статором двигуна постійного струму з незалежним збудженням описується добре відомою системою ДК [2, 3]:

$$\left. \begin{aligned} L_{\text{я}} \frac{dI_{\text{я}}}{dt} + R_{\text{я}} I_{\text{я}} + C_e \omega &= U; \\ I_{\text{п}} \frac{d\omega}{dt} &= M_{\text{д}} - M_{\text{с}}; \\ M_{\text{д}} &= C_{\text{м}} I_{\text{я}} \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

Двигун привода заготовки 2ПД100МУХЛ4 докладно досліджений в [4] і параметри його відповідно паспортним даним і розрахунків [4] наступні: індуктивність якірного ланцюга  $L_{\text{я}} = 0,087$  Гн, активний опір якірного ланцюга  $R_{\text{я}} = 4,52$  Ом; коефіцієнти  $C_e = 0,83$  В·с/рад;  $C_{\text{м}} = 0,83$  Н·м/А; електромагнітна постійна часу  $T_{\text{я}} = L_{\text{я}} / R_{\text{я}} = 0,0172$  с; момент інерції ротора  $I_{\text{п}} = 0,011$  кг·м<sup>2</sup>; номінальна частота обертання  $n_{\text{н}} = 2360$  хв<sup>-1</sup>, що відповідає номінальній кутовій швидкості  $\omega_{\text{ном}} = 247$  рад/с; момент, розвиваємий двигуном  $M_{\text{д}}$  [Н·м];  $U$  [В] – напруження постійного струму, що подається на обмотку якоря;  $M_{\text{с}}$  [Н·м] – момент опору.

Регулювання кутовою швидкістю  $\omega$  здійснюється величиною  $U$  від номінального його значення  $U_{\text{ном}} = 220$  В у бік зменшення.

Номинальна потужність двигуна  $N_n = 850$  Вт і коефіцієнт корисної дії (ККД)  $\eta = 0,78$  з чого слідує номінальне значення струму якоря  $I_n = (N_n / U_{ном}) \cdot 0,78 = 3,01$  А.

Відповідно до нормативів [8] умови експлуатації двигуна визначаються струмом у якорному ланцюзі. Він не повинен перевищувати значення  $I_{пред}$  з умови перегріву двигуна, що залежить від тривалості встановленого режиму його роботи.

Для розглядається у статті процесу круглого зовнішнього врізного шліфування (КНВШ), тривалість якого не перевищує 60 с,  $I_{пред} = 2 \cdot I_n = 6,02$  А.

Друге рівняння системи (6) це рівняння рівноваги моментів крутіння на роторі в динаміці і  $M_c$  - це момент пружного опору кручення зв'язку ротора зі шківом 2. Позначимо його як  $M_{y1}$  і обчислюємо наступним чином:

$$M_c = M_{y1} = C_1(\varphi - \varphi_1), \quad (7)$$

де  $\varphi$  – кут закручування ротора, рад;  $\varphi_1$  – кут закручування шіва 2, рад. Якщо продиференціювати вираз (7) за час  $t$ , отримаємо:

$$\frac{dM_{y1}}{dt} C_1(\omega - \omega_1), \quad (8)$$

Тому замість другого рівняння системи (6) запишемо:

$$I_p \frac{d\omega}{dt} = C_m I_a - M_{y1}$$

і до нього додамо вираз (8).

В результаті замість системи (6) отримаємо наступну систему трьох рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} L_a \dot{I}_a + I_a R_a + C_e \omega &= U_a; \\ I_p \dot{\omega} &= C_m I_a - M_{y1}; \\ \dot{M}_{y1} &= C_1(\omega - \omega_1). \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Наступним ДУ має бути рівняння рівності моментів на шківі 2 (рис. 1). Зліва нього діє момент  $M_{y1}$ , а має опір до нього момент пружного зв'язку ремінної передачі описаної рівнянням (4).

Позначивши (4)  $M = M_{y2}$  і про диференціювавши його за часом  $t$  отримаємо:

$$\dot{M}_{y2} = C_2(\omega_1 - \omega_2 \cdot i_1), \quad (10)$$

де  $C_2$  отримане вище і дорівнює 414 Н·м/рад.

Моменти  $M_{y1}$  і  $M_{y2}$  врівноважуються інерційним моментом маси шківів 2. Отже, рівність моментів на шківі 2 описується рівнянням (11):

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_{y1} - M_{y2}, \quad (11)$$

Наступною зосередженою масою приводу є подвійний шків 4. Рівність моментів на ньому описується за аналогією з (11) таким чином:

$$I_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_{y2} - M_{y3}, \quad (12)$$

де  $\omega_2$  – кутова швидкість подвійного шківів 4, а  $M_{y3}$  – пружний момент другого ступеня ремінної передачі.  $M_{y3} = L_2(\varphi_2 - \varphi_3 \cdot i_2)$ , або

$$\dot{M}_{y3} = C_2(\omega_2 - \omega_3 \cdot i_2), \quad (13)$$

Таким чином, ми вже маємо систему семи ДК. Це рівняння (9), (10), (11), (12), (13).

Розглядаючи далі рівність моментів на шківі 6, патроні 8 та заготівлі 9 (див. рис. 1), за аналогією з вищеописаним, отримуємо:

$$\left. \begin{aligned} I_3 \frac{d\omega_3}{dt} &= M_{y3} - M_{y4}; \\ \dot{M}_{y4} &= C_3(\omega_3 - \omega_4); \\ I_4 \frac{d\omega_4}{dt} &= M_{y4} - M_{y5}; \\ \dot{M}_{y5} &= C_4(\omega_4 - \omega_5); \\ I_5 \frac{d\omega_5}{dt} &= M_{y5} - M_{\text{рез}} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Отримана система ДУ є 12 рівнянь першого порядку. Така система теорії автоматичного управління називається системою простору станів [5].

Зовнішніми впливами на цю систему є: керуючий вплив  $U$  і вплив, що обурює, - момент різання (шліфування)  $M_{\text{рез}}$ .

Додавши позначення:  $x_1 = I_3$ ;  $x_2 = \omega_3$ ;  $x_3 = M_{y3}$ ;  $x_4 = \omega_4$ ;  $x_5 = M_{y4}$ ;  $x_6 = \omega_5$ ;  $x_7 = M_{y5}$ ;  $x_8 = \omega_3$ ;  $x_9 = M_{y4}$ ;  $x_{10} = \omega_4$ ;  $x_{11} = M_{y5}$ ;  $x_{12} = \omega_5$ , уявимо систему рівнянь (9), (10), (11), (12), (13), (14) наступним матричним рівнянням стану:

$$\dot{X} = AX + BU, \quad (15)$$

Матриці рівняння (15) приведені на Рис. 2.

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-1}{T_e} & \frac{-C_e}{T_e R_e} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{C_m}{I_p} & 0 & \frac{-1}{I_p} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_1 & 0 & -C_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{I_1} & 0 & \frac{-1}{I_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_2 & 0 & -C_2 i_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{I_2} & 0 & \frac{-1}{I_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_3 & 0 & -C_3 i_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{I_3} & 0 & \frac{-1}{I_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_4 & 0 & -C_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{I_4} & 0 & \frac{-1}{I_4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_5 & 0 & -C_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{I_5} & 0 \end{bmatrix}; \quad \dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \\ \dot{x}_7 \\ \dot{x}_8 \\ \dot{x}_9 \\ \dot{x}_{10} \\ \dot{x}_{11} \\ \dot{x}_{12} \end{bmatrix}; \quad X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \\ x_9 \\ x_{10} \\ x_{11} \\ x_{12} \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} \frac{1}{T_e R_e} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{I_5} \end{bmatrix}; \quad U = \begin{bmatrix} U \\ M_{\text{рез}} \end{bmatrix}$$

Рис. 2 – Матриці рівняння (15)

В (15)  $X$  – вектор стану ( $12 \times 1$ );  $A$  – матриця коефіцієнтів системи ( $12 \times 12$ );  $U$  – вектор входу ( $2 \times 1$ ). Виконавши перетворення Лапласа над (15) за нульових початкових умов отримаємо:

$$X(s) = (s \cdot E - A)^{-1} \cdot B \cdot U(s), \quad (16)$$

де  $E$  – одинична матриця ( $12 \times 12$ ). К (16) необхідно додати перетворений по Лапласу вектор виходу  $Y(s)$ :

$$Y(s) = C \cdot X(s) + D \cdot U(s), \quad (17)$$

де  $C$  – матриця виходу ( $2 \times 12$ );  $D$  – матриця обходу, котра у у розглянутій задачі дорівнює нулю.

Приймаючи в якості вихідної координати кутову швидкість заготовки (т.б.  $x_{12} = \omega_5$ ) при обурюючому впливі  $M_{\text{рез}}$ , матриця виходу буде наступною

$$C = \{0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1\}.$$

Підставивши (16) в (17) отримаємо  $Y(s) = C(sE - A)^{-1} \cdot B \cdot U(s)$  і матрична передаточна функція буде наступною:

$$W(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = C(sE - A)^{-1} \cdot B, \quad (18)$$

оператором  $P = \text{pack}(A, B, C, D)$ , задаємо алгоритм розв'язання (18) оператором  $W = \text{fadeeva}(P)$ . З отриманої функції  $W_{1,2}(s)$  (див. рис. 2) оператором `poles` можна викликати програму обчислення коренів характеристичного рівняння. Уявні частини комплексно-сполученого коріння і є власні частоти коливань досліджуваної системи приводу заготовлі.

З полковоаної функції  $W_{1,2}(s)$  оператором `bodi` можна викликати програму її заміни частотною передатною функцією  $W(i\omega)$  з обчисленням та виведенням на дисплей амплітудно-частотної (АЧХ)  $A(\omega)$  та фазово-частотної (АФХ)  $\phi(\omega)$  характеристик у логарифмічній шкалі координат.

На рис. 3 наведено роздрук описаного алгоритму в пакеті «СС».

```

CC>Te=0.0172,Ce=0.83,Cm=0.83,Re=4.52,Ip=0.011,II
=0.048,C1=3000,C2=414,
CC>I2=0.106,C3=597,I3=0.15,C4=6.66*10^4,I4=0.057,
C5=2.32*10^5,I5=0.018,
CC>i1=2.06,i2=2.14
CC>a=(-1/Te,-Ce/(Te*Re),0,0,0,0,0,0,0,0,...
More>Cm/Ip,0,-1/Ip,0,0,0,0,0,0,0,0,C1,0,-
C1,0,0,0,0,0,0,0,0,...
More>0,0,1/I1,0,-1/I1,0,0,0,0,0,0,0,0,C2,0,-
C2*i1,0,0,0,0,0,0,...
More>0,0,0,0,1/I2,0,-1/I2,0,0,0,0,0,0,0,0,C3,0,-
C3*i2,0,0,0,0,0,...
More>0,0,0,0,0,1/I3,0,-1/I3,0,0,0,0,0,0,0,0,C4,0,-
C4,0,0,0,...
More>0,0,0,0,0,0,0,1/I4,0,-
1/I4,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,C5,0,-C5,...
More>0,0,0,0,0,0,0,0,0,1/I5,0;)
CC>b=(1/(Te*Re),0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,
0,0,-1/I5;)
CC>c=(0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1)
CC>d=(0,0)
CC>P=pack(a,b,c,d)
CC>W=fadeeva(P),W
#rows = 1, #columns = 2
Each element multiplied by:
W_c(s) = -----
                                     s^12 +58,14s^11 +1,894e+07s^10 +1,101e+09s^9
+2,941e+13s^8
                                     +1,709e+15s^7 +8,408e+18s^6 +4,877e+20s^5
+2,056e+23s^4 +1,186e+25s^3
                                     +9,716e+26s^2 +5,505e+28s +5,196e+28
---- column # 1 ----
W(1,1)(s) = 1,42e+28
---- column # 2 ----
W(1,2)(s) = -55,56s^11 -3230s^10 -3,361e+08s^9 -
1,954e+10s^8 -2,166e+14s^7
          -1,258e+16s^6 -3,908e+19s^5 -2,266e+21s^4 -
7,253e+23s^3
          -4,175e+25s^2 -1,404e+27s -7,733e+28
CC>poles(W(1,2))
ans =
1: -0,9598237 + 0j
2: -56,581195 + 0j
3: -0,1972481 + 78,871428j
4: -0,1972481 - 78,871428j
5: -0,0466473 + 141,86441j
6: -0,0466473 - 141,86441j
7: -0,0553628 + 580,99386j
8: -0,0553628 - 580,99386j
9: -5,522520e-012 + 1145,1696j
10: -5,522520e-012 - 1145,1696j
11: -7,223311e-015 + 4154,8689j
12: -7,223311e-015 - 4154,8689j

```

Рис. 3 – Роздрук розрахунків передавальних функцій  $W(1,1)=w_5(s)/U_{я}(s)$ ,  $W(1,2)=w_5(s)/M_{рез}(s)$  і коренів характеристичного рівняння

Внизу цієї роздруківки наведено коріння характеристичного рівняння з яких видно значення власних частот коливань.

На рис. 4 видно, що при резонансі на частотах 78, 141, 1145, 4154 амплітуда коливань частоти обертання заготовки різко зростає майже досягаючи амплітуди впливу, що обурює моментом різання.

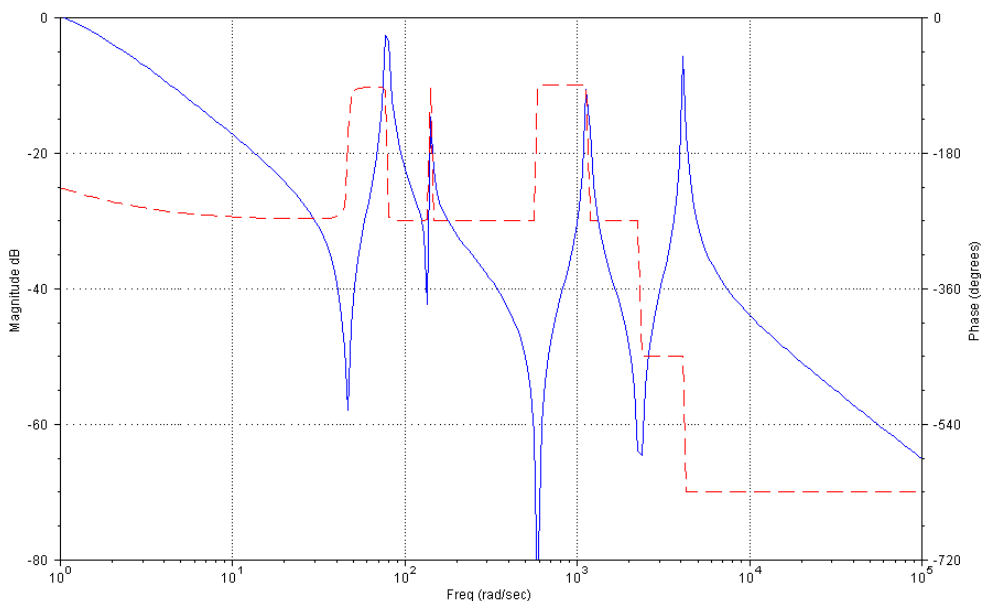


Рис. 4 – Частотні характеристики крутильної системи приводу заготовлі верстата 3M151

Слід зазначити, що отримані АФЧХ враховують розсіювання енергії коливань тільки двигуні і враховують їх у пружних зв'язках між зосередженими масами з допомогою тертя у яких. Тому величина сплесків АЧХ при резонансах буде нижчою.

Щодо можливостей виникнення резонансу можна лише висловити припущення виходячи з ймовірних значень частоти зміни впливу, що обурює, - моменту різання  $M_{рез}$ . Він може змінюватися з частотою обертання шліфувального кола, що дорівнює 166 рад/с [7] за рахунок його невірноваженості.  $M_{рез}$  може змінюватися за рахунок похибки обертального руху шпинделя приводу заготовки за рахунок похибки її форми.

Останні дві причини ведуть до низькочастотної зміни  $M_{рез}$  значно менше першої нижчої частоти власних коливань 78 рад/с (див. рис. 2).

Резонанс на частотах 580 і 1145 рад/с може виникнути при нерівномірному зносі кола, що зазвичай усувається редагуванням і тому ймовірність цього резонансу мала.

Важливою характеристикою динамічних властивостей приводу заготівлі є реакція його елементів на величину і характер впливу, що обурює моментом різання. Для цього дуже ефективною є модель приводу у вигляді структурної його схеми [5], що представляє собою графічне зображення математичної моделі при заміні найменувань елементів системи, що моделюється, їх передатними функціями, які пов'язують вхідні і вихідні величини функціональної схеми моделюється системи. Остання у статті представлена системою ДК (8)-(13).

Виконавши над ДУ (8)-(13) перетворення Лапласа за нульових початкових умов збираємо структурну схему, показану на рис. 5.

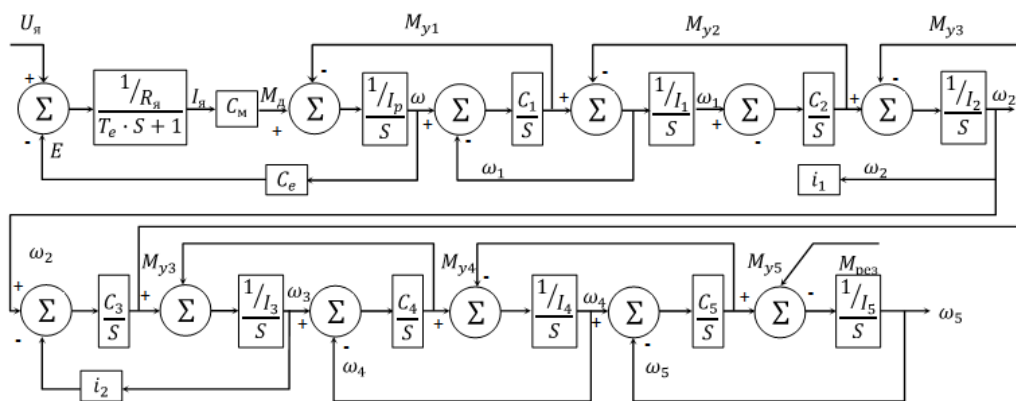


Рис. 5 – Структурна схема приводу обертання заготовки верстата 3М151

Параметрами структурної схеми є моменти інерції  $I_i$  зосереджених мас (табл. 1), крутильні жорсткості  $C_i$  (табл. 2) пружних зв'язків між масами, паспортні та розрахункові параметри електродвигуна 2ПД100МУХЛ4, наведені в [4].

На рис. 6 наведено структурну схему приводу обертання заготовки верстата 3М151 для конкретних умов КНВШ в пакеті Vissim.

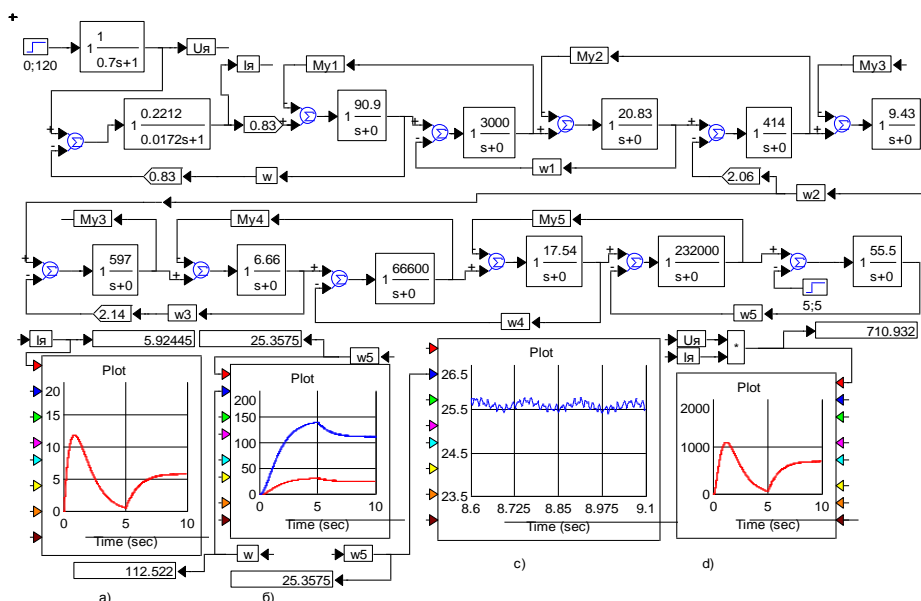


Рис. 6 – Структурна схема та результати моделювання приводу обертання заготовки верстата 3М151:

$$a) - I_a(t); b) - \omega(t); c) - \omega_s(t); d) - U_a(t) \cdot I_a(t)$$

Ці умови такі: керуючий вплив  $U_a$  задається ступінчастим сигналом з амплітудою 120В, а вплив, що обурює, задається також ступінчастим сигналом амплітудою  $5Н \cdot м$  і часом затримки 5 с. Такий вплив створює найбільш важкі умови роботи приводу, що дозволяють виявити динамічні характеристики приводу.

На відміну від рис. 5 на рис. 6 напруга  $U_a$  подається на якір двигуна безпосередньо, а через аперіодичне ланка першого порядку з коефіцієнтом передачі рівним одиниці і часом затримки 0,7 с, тобто. через передатну функцію  $1/(0,7 \cdot s + 1)$  електронного потенціометра. Це необхідно, щоб при пуску двигуна струм якора  $I_a$  не перевищив допустиме його значення [8], що дорівнює  $4I_{нЯ} = 4 \cdot 3,01 = 12А$ .

З графіків рис. 6 видно поведінку  $I_a$ , 5, в перехідних і встановилися режимах роботи приводу. Нас насамперед цікавить вихідна ланка приводу – кутова швидкість заготівлі  $\omega_5(t)$ . З графіка рис. 6б видно, що у встановленому режимі роботи, тобто. після приблизно 7 з  $\omega_5(t) = 25,3$  рад/с з високочастотними коливаннями з малою амплітудою, що добре видно на рис. 6с. Для заготівлі діаметром  $d = 60$  мм,  $\omega_5(t) = 25$  рад/с відповідає її окружній швидкості  $S = 45$  м/хв.

Колівання на рис. 6с мають високочастотну та низькочастотну складові. Амплітуда низькочастотної складової приблизно дорівнює 0,25 рад/с, що відповідає швидкості  $S = 0,45$  м/хв. Амплітуда високочастотних коливань набагато менше. Такі коливання  $S$  не можуть впливати на якість поверхні деталі при КНВШ.

Крім цього слід зазначити, що ступінчасте навантаження приводу моментом різання при КНВШ, і, як наслідок, зазначені вище коливання  $S$  не мають місце при КНВШ. Після торкання шліфувального кола поверхні заготівлі глибина шліфування наростає у часі від нуля поступово до вирівнювання натягу пружної системи верстата з нормальною складовою сили шліфування.

Як видно із графіка рис. 6а  $I_a(t)$  встановлюється на значенні приблизно рівному 6А, тобто. гранично-допустимому її значенні. У цьому момент різання дорівнює  $5Н \cdot м$ . Збільшення  $M_{рез}$  більше  $5Нм$  неможливо, т.к. це його граничне значення при будь-якій швидкості обертання заготовки, що настроюється. Це дуже важлива особливість приводу обертання з електродвигуном постійного струму з незалежним збудженням, з безступінчастим регулюванням частоти обертання напругою, що подається на якір двигуна в бік його зменшення від номінального значення в 220В.

У приводах обертання з асинхронним електродвигуном частоти обертання кінцевої ланки приводу - заготівлі або інструменту, що задається, налаштовується передатним ставленням редукції в коробці швидкостей. Причому чим менше задається швидкість обертання, наприклад заготовки, тим більший момент різання можна до неї прикласти.

У аналізованому приводі заготівлі зменшення швидкості її обертання досягається зменшенням напруги, що подається на якір, тобто. зменшенням енергії, що підводиться до двигуна.

Тож якщо ми захочемо зменшити частоту обертання заготовки проти її частотою на рис. 6, що дорівнює 25 рад/с, необхідно буде зменшити  $U_5$  з 120В до, наприклад, 100В. Збільшити момент різання вище  $5Н \cdot м$  неможливо, т.к. при цьому, щоб подолати зріс  $M_{рез}$ , зростає  $I_a$  більше 6А, що неприпустимо.

**Дослідження статичних та динамічних характеристик приводу обертання заготовки верстата 3М152.** Однією з важливих завдань цього дослідження є обґрунтування доцільності або недоцільності заміни двоступінчастої ремінної передачі у верстаті 3М151 на одноступінчасту станку 3М152.

Щоб відповісти на поставлене запитання, виконаємо дослідження приводу обертання заготовки верстата 3М152 так само як і верстата 3М151. Обидва порівнювані верстати призначені як для круглого поздовжнього зовнішнього шліфування, так і для зовнішнього круглого врізного шліфування (КНВШ). Порівняння приводів будемо проводити стосовно КНВШ.

Параметри одноступінчастої передачі такі: діаметр шківів на валу ротора (провідний шків)  $d_1 = 76$  мм; діаметр веденого шківів  $d_2 = 190$  мм. Отже передатне відношення  $i = 190/76 = 2,5$ . Це значення менше ніж загальне передатне відношення у двоступінчастій передачі верстата 3М151, що дорівнює 4,4.

Виникає питання: «забезпечують такі приводи необхідний діапазон діаметрів циліндричних поверхонь, що шліфуються, при рекомендованому діапазоні швидкостей обертання заготовок».

Верстата 3М151 та 3М152 призначені для КНВШ циліндричних поверхонь  $d = (30 \div 100)$  мм з рекомендованою окружною швидкістю  $S = (30 \div 50)$  м/хв [9].

Відповідно до діапазонів  $S$  і  $d$  діапазон кутових швидкостей обертання заготовок буде наступним:

$$\omega_{min}(d = 100\text{мм}, S = 30 \text{ м/мин}); \omega_{min} = \frac{S}{D/2} = \frac{30 \cdot 1000}{60 \cdot 50} = 10 \text{ рад/с.}$$

$$\omega_{max}(D = 30\text{мм}, S = 50 \text{ м/мин}); \omega_{max} = \frac{50 \cdot 1000}{60 \cdot 15} = 55 \text{ рад/с.}$$

При двоступінчастій пасовій передачі цей діапазон  $\omega_{заг}$  вимагає наступний діапазон кутових швидкостей двигуна:

$$\omega_{дв \text{ min}} = \omega_{min} \cdot 4,4 = 10 \cdot 4,4 = 44 \text{ рад/с;}$$

$$\omega_{дв \text{ max}} = \omega_{max} \cdot 4,4 = 242 \text{ рад/с.}$$

Згідно з паспортними даними двигун 2ПД100МУХЛ4 забезпечує номінальну кутову швидкість ротора



247 рад/с і дозволяє безступінчасто змінювати  $\omega_{дв}$  у бік зменшення від 247 рад/с.

Таким чином, привід заготівлі з двоступінчастою пасовою передачею забезпечує необхідні умови шліфування.

Для реалізації цих умов у приводі з одноступінчастою пасовою передачею, що забезпечує редукцію  $i = 2,5$ , необхідно, щоб двигун міг змінювати частоту обертання в таких межах:

$$\begin{aligned}\omega_{дв \min} &= \omega_{\min} \cdot 2,5 = 10 \cdot 2,5 = 25 \text{ рад/с;} \\ \omega_{дв \max} &= \omega_{\max} \cdot 2,5 = 55 \cdot 2,5 = 137,5 \text{ рад/с.}\end{aligned}$$

Такі частоти двигун 2ПД100МУХЛ4 забезпечує з помітним запасом на відміну від приводу з двоступінчастою пасовою передачею. У цьому приводі  $\omega_{дв \max} = 242$  рад/с практично є граничною для двигуна, що застосовується.

Відомо [10], що одним із важливих факторів, що впливають на нагрівання заготівлі при КНВШ, є окружна швидкість заготівлі  $S$ . [10] показано, що збільшуючи  $S$  можна помітно зменшити максимальну контактну температуру поверхні заготовки.

Таким чином, привід з двоступінчастою пасовою передачею не дозволяє збільшувати  $S$  при шліфуванні заготовок з малим діаметром  $d_3 = (30 \div 40)$  мм, а значить і зменшити їх нагрівання. Привід з одноступінчастою пасовою передачею дозволяє реалізувати цей ефект зменшення нагріву заготовки.

На рис. 7 показано схему приводу обертання заготовки на верстаті 3М152.

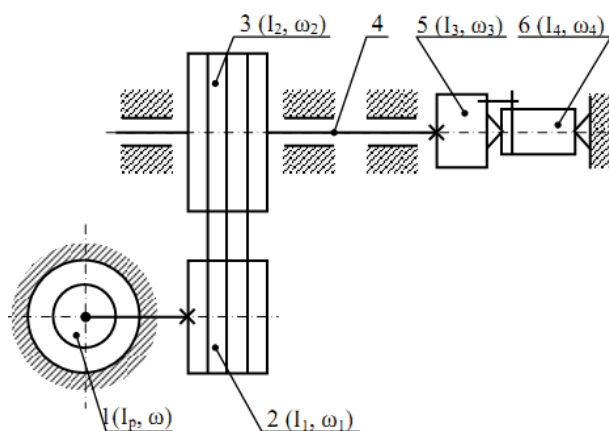


Рис. 7 – Схема приводу обертання заготовки верстата 3М152

1 – ротор; 2 – провідний шків; 3 – ведений шків; 4 – шпиндель; 5 – патрон повідковий; 6 – заготівля

Дослідження цього приводу, як і верстаті 3М151, проводили на основі ДУ, що описують рівновагу моментів кручення.

Біля цифрових позначень зосереджених мас у дужках стоять позначення моментів інерції та кутових швидкостей.

Оскільки двигун у порівнюваних приводах однаковий, то ДУ, що описують цей двигун і момент  $M_{y1}$  пружного зв'язку ротора зі шківом 2 такі ж як для верстата 3М151. Це рівняння (9). Інші рівняння отримані аналогічно як для приводу верстата 3М151 і вся система ДУ математичної моделі приводу обертання заготовки верстата 3М152 це система (18).

$$\left. \begin{aligned}L_r \dot{I}_r + I_r R_r + C_e \omega &= U; \\ I_p \dot{\omega} &= C_m I_r - M_{y1}; \\ M_{y1} &= C_1 (\omega - \omega_1); \\ i_1 \dot{\omega}_2 &= M_{y1} - M_{y2}; \\ M_{y2} &= C_2 (\omega_1 - \omega_2 \cdot i); \\ I_2 \dot{\omega}_2 &= M_{y2} - M_{y3}; \\ M_{y3} &= C_3 (\omega_2 - \omega_3); \\ I_3 \dot{\omega}_3 &= M_{y3} - M_{y4}; \\ M_{y4} &= C_4 (\omega_3 - \omega_4); \\ I_4 \dot{\omega}_4 &= M_{y4} - M_{\text{рез.}}\end{aligned} \right\} \quad (18)$$

В системі (18) невідомими є:  $C_2$  - жорсткість на кручення ремінної передачі;  $I_1, I_2$  – моменти інерції шківів. Останні визначені за кресленнями:  $I_1 = 0,056 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, I_2 = 0,11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Розрахунок  $C_2$  виконаний за виразом (4) згідно наступних параметрів: профіль пасу  $O$  перерізом  $F = 0,47 \text{ см}^2$ ; міжцентрова відстань  $L = 38 \text{ см}$ ; кількість ременів  $n = 3$ ; жорсткість на розтяг пасу  $E = 2,45 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$ ; діаметр ведучого шківа  $d_1 = 76 \text{ мм}$ ; діаметр веденого шківа  $d_2 = 190 \text{ мм}$ ;  $i = 190/76 = 2,5$ .

Згідно (4) отримуємо  $C_2 = 260 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$  і таким чином є всі дані системи ДК (18). Для зручності користування системою (18) зберемо всі її параметри в таблицю 3.

Таблиця 3 – Параметри приводу заготівлі верстата 3М152

| Група параметрів                |   |  |                                 |
|---------------------------------|---|--|---------------------------------|
| Моменти інерції згідно з рис. 6 |   | Крутильна жорсткість пружного зв'язку між зосередженими масами |                                 |
| Найменування та номер на рис. 6 | Позначення та величина, кг·м <sup>2</sup> | Найменування мас та їх номери на рис.6                         | Позначення та величина, Н·м/рад |
| Ротор 1                         | $I_p = 0,011$                             | Ротор 1 – шків 2   | $C_1 = 3000$                    |
| Шків 2                          | $I_1 = 0,056$                             | Шків 2 – шків 3  | $C_2 = 260$                     |
| Шків 3                          | $I_2 = 0,195$                             | Шків 3 – патрон 5  | $C_3 = 6,66 \cdot 10^4$         |
| Патрон 5                        | $I_3 = 0,085$                             | Патрон 5 - заготівка   | $C_4 = 2,32 \cdot 10^5$         |
| Заготівка                       | $I_4 = 0,018$                             |  |                                 |

Ввівши позначення  $x_1 = I_a$ ;  $x_2 = \omega$ ;  $x_3 = M_{y1}$ ;  $x_4 = \omega_1$ ;  $x_5 = M_{y2}$ ;  $x_6 = \omega_2$ ;  $x_7 = M_{y3}$ ;  $x_8 = \omega_3$ ;  $x_9 = M_{y4}$ ;  $x_{10} = \omega_4$ . Представимо систему (18) в матричній формі:

$$\dot{X}_1 = A_1 \cdot X_1 + B_1 \cdot U, \quad (19)$$

Матриці рівняння (19) приведені на Рис. 8.

$$A_1 = \begin{bmatrix} \frac{-1}{Te} & \frac{-Ce}{TeRe} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{Cm}{Ip} & 0 & \frac{-1}{Ip} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_1 & 0 & -C_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{I_1} & 0 & \frac{-1}{I_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_2 & 0 & -C_{2i1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{I_2} & 0 & \frac{-1}{I_2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_3 & 0 & -C_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{I_3} & 0 & \frac{-1}{I_3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_4 & 0 & -C_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{I_4} & 0 \end{bmatrix}; \quad \dot{X}_1 = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \\ \dot{x}_7 \\ \dot{x}_8 \\ \dot{x}_9 \\ \dot{x}_{10} \end{bmatrix}; \quad X_1 = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \\ x_9 \\ x_{10} \end{bmatrix}; \quad B_1 = \begin{bmatrix} \frac{1}{TeRe} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{I_4} \end{bmatrix}; \quad U = \begin{bmatrix} U \\ M_{pes} \end{bmatrix}$$

Рис. 8 – Матриці рівняння (19)

Виконавши перетворення Лапласа над (19) отримаємо:

$$X_1(s) = (s \cdot E - A_1)^{-1} \cdot B_1 \cdot U(s), \quad (20)$$

К (20) додаємо перетворений по Лапласу вектор виходу  $Y_1(s)$ :

$$Y_1(s) = C_1 \cdot X_1(s) + D \cdot U(s), \quad (21)$$

де матриця  $D$  дорівнює нулю.

Приймаючи в якості вихідної координати  $x_{10} = \omega_4$  при впливі опору  $M_{py}$  матриця виходу  $C_1$  буде наступною:

$$C_1 = 10, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 11.$$

Підставивши (20) в (21) отримаємо:

$$Y_1(s) = C_1(sE - A_1)^{-1} \cdot B_1 \cdot U(s);$$

і матрична передаточна функція буде наступною:

$$W_1(s) = \frac{Y_1(s)}{U(s)} = C_1(s \cdot E - A_1)^{-1} \cdot B_1, \quad (22)$$

На рис. 9 наведено роздрук розрахунку  $W_1(s)$  і коренів характеристичного рівняння в пакеті «СС».

```

CC>Te=0.0172,Ce=0.83,Cm=0.83,Re=4.52,Ip=0.011,I1
=0.056,C1=3000,C2=260,
CC>I2=0.195,I3=0.085,C3=6.66*10^4,C4=2.32*10^5,I4
=0.018,i=2.5
CC>a1=(-1/Te,-Ce/(Te*Re),0,0,0,0,0,0,0,Cm/Ip,0,-
1/Ip,0,0,0,0,0,0,...
More>0,C1,0,-C1,0,0,0,0,0,0,0,1/I1,0,-1/I1,0,0,0,0,...
More>0,0,0,C2,0,-C2*i,0,0,0,0,0,0,0,0,1/I2,0,-
1/I2,0,0,0,...
More>0,0,0,0,C3,0,-C3,0,0,0,0,0,0,0,0,1/I3,0,-1/I3,0,...
More>0,0,0,0,0,0,C4,0,-C4;0,0,0,0,0,0,0,0,1/I4,0;)
CC>b1=(1/(Te*Re),0;0,0;0,0;0,0;0,0;0,0;0,0;0,0;0,0;-
1/I4;)
CC>c1=(0,0,0,0,0,0,0,0,1)
CC>d1=(0,0)
CC>P=pack(a1,b1,c1,d1)
CC>W1=fadeeva(P),W1
#rows = 1, #columns = 2
Each element multiplied by:

                               1
W1_c(s) = -----
s^10 + 58,14s^9 + 1,708e+07s^8 + 9,929e+08s^7
+ 2,104e+13s^6
+ 1,223e+15s^5 + 5,193e+18s^4 + 3,012e+20s^3
+ 3,128e+22s^2 + 1,775e+24s
+ 1,453e+24
---- column # 1 ----
W1(1,1)(s) = 7,001e+23
---- column # 2 ----
W1(1,2)(s) = -55,56s^9 - 3230s^8 - 2,328e+08s^7 -
1,353e+10s^6 - 1,236e+14s^5
- 7,177e+15s^4 - 1,767e+19s^3 - 1,025e+21s^2 -
6,803e+22s - 3,813e+24
CC>poles(W1(1,2))
ans =
1: -0,8305997 + 0j          6: -
0,0588784 - 572,48361j
2: -56,646237 + 0j          7: -
4,609846e-009 + 990,02197j
3: -0,2724706 + 78,083488j   8: -4,609846e-009 -
990,02197j
4: -0,2724706 - 78,083488j   9: -1,000271e-014 +
3970,4390j
5: -0,0588784 + 572,48361j  10: -1,000271e-014 -
3970,4390j

```

Рис.9 – Роздрук розрахунків передавальних функцій  $W(1,1)=w_5(s)/U_{я}(s)$ ,  $W(1,2)=w_5(s)/M_{рез}(s)$  і коренів характеристичного рівняння

Порівнюючи рис. 3 із рис. 9 відзначимо, що у приводі верстата 3М152 нижча власна частота крутильних коливань заготовки дорівнює 78 рад/с менше її дорівнює 131 рад/с приводу верстата 3М151. Інші частоти близькі одна до одної. Тому робимо висновок про малу ймовірність виникнення резонансу в приводі з одноступінчастою ремінною передачею, як і в приводі з двоступінчастою пасовою передачею. При цьому сплески АЧХ для порівнюваних приводів дуже близькі (рис. 4 і рис. 10)

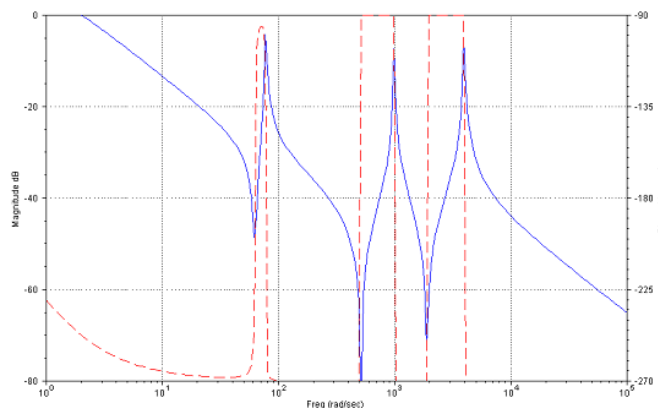


Рис.10 – Частотні характеристики крутильної системи приводу заготівлі верстата 3М152

Аналіз динамічних характеристик приводу з одноступінчастою пасовою передачею при ступінчастому впливі моментом різання  $M_{рез}$  виробляємо на структурній його моделі згідно з ДУ (18).

Моделювання крутильної системи приводу заготівлі верстата 3М152 показано на рис.11 та виконано для умов шліфування однакових з умовами для верстата 3М151 (рис. 5). Ці умови такі:  $M_{рез} = 5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , кутова швидкість обертання заготовки  $\omega_4 = 25,5 \text{ рад/с}$ .

Для того, щоб забезпечити на верстаті 3М152  $\omega_4 = 25,5 \text{ рад/с}$  необхідно було на вході приводу подати напругу  $U_{я} = 80 \text{ В}$  на відміну від 120 В в приводі верстата 3М151. Таким чином, споживана енергія двигуном  $U_{я}I_{я}$  у верстаті 3М152 в  $710,9/480,5 = 1,48$  разів менше.

Отже, процес КНВШ на верстаті 3М152 вимагає в 1,5 рази менше енергії порівняно зі верстатом 3М151, що є важливою перевагою одноступінчастого заготовки приводу.

Динамічні характеристики приводів заготівлі верстатів 3М151 та 3М152 порівнювалися за графіками рис. 6с та рис. 11с. Різниця між амплітудами коливань  $\omega_5(t)$  і  $\omega_4(t)$  невелика і величина цих амплітуд також невелика і не може позначитися на якості процесу шліфування

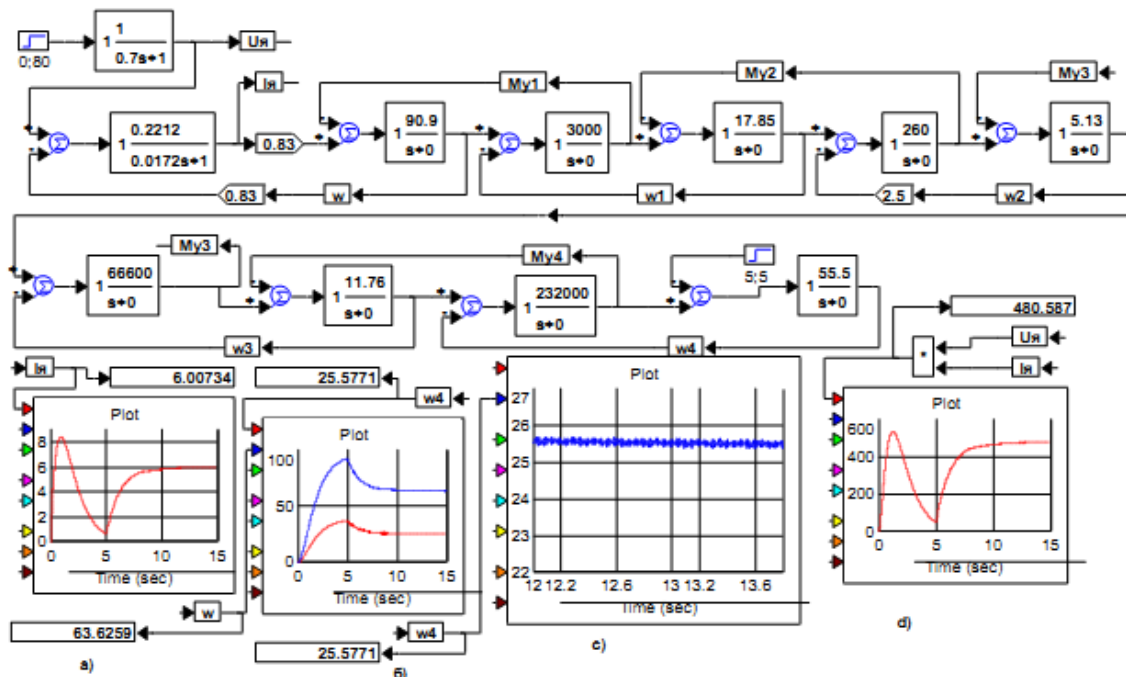


Рис. 11 – Структурна схема та результати моделювання приводу обертання заготовки верстата 3М152: а) –  $I_a(t)$ ; б) –  $\omega(t)$ ,  $\omega_4(t)$ ; в) –  $\omega_4(t)$ ; д) –  $U_M(t) \cdot I_a(t)$

Вище динамічні характеристики порівнюваних приводів оцінювалися набором власних частот коливань (рис. 3 та рис. 9) та АЧХ на рис. 4 та рис. 10. Це порівняння не дозволяє віддати перевагу одному з порівнюваних приводів. Тому слід висновок, що динамічні характеристики приводів заготівлі верстатів 3М151 та 3М152 суттєво не відрізняються.

**Висновки.** Підсумовуючи виконане дослідження статичних і динамічних характеристик приводів заготовок верстатів 3М151 і 3М152 можна зробити такі висновки:

1. Привід заготівлі верстата 3М151 з двоступінчастою пасовою передачею не дозволяє виробляти КНВШ для заготовок малого діаметра (30÷40 мм) на окружній швидкості вище рекомендованої 50 м/хв. У той час, як збільшення цієї швидкості сприяє зменшенню максимальної контактної температури.

У той же час у верстаті 3М152 з одноступінчастою пасовою передачею в приводі заготовки підвищена окружна швидкість заготовок малого діаметра може бути реалізована. Таким чином, може бути реалізована важлива умова підвищення якості процесу шліфування.

2. КНВШ на верстаті з двоступінчастою клинопасовою передачею споживає в режимі шліфування в 1,5 рази більше енергії, ніж на верстаті з одноступінчастою пасовою передачею.

3. Конструкція приводу заготовки з двоступінчастою пасовою передачею складніша, ніж з одноступінчастою пасовою передачею і, отже, більш трудомістка у виготовленні.

4. За динамічними характеристиками переваги якогось із порівнюваних приводів не виявлено. Обидва приводи стійкі. Коріння характеристичних рівнянь передавальних функцій  $W(1, 2) = \omega(s) / M_{рез}(s)$  (рис. 3) і  $W1(s) = \omega_4(s) / M_{рез}(s)$  (рис. 9) знаходяться в лівій напівплощині коріння, тобто. дійсне коріння та дійсні частини комплексно-сполучених коренів негативні, що є необхідною та достатньою умовою стійкості.

Відповідно до пунктів 1, 2, 3, 4 загальних висновків слід, що перехід з двоступінчастої пасової передачі приводу заготовки в верстаті 3М151 на одноступінчасту в верстаті 3М152 є доцільним рішенням удосконалення процесу шліфування на середньому круглошліфувальному верстаті.

#### Список літератури

1. Ривин Е.И. Динамика приводов станков. М., «Машиностроение», 1966, 204 с.
2. Ч. Филипс, Р. Харбор. Системы управления с обратной связью. М. Лаборатория базовых знаний., 2001, 615 с.
3. Левин А.И. Математическое моделирование в исследовании и проектировании станков. М.: «Машиностроение», 1978, 183 с.
4. Сизый Ю.А., Сталинский Д.В., Чайка Э.Г. Ушаков А.Н., Щербинина Т.Е. Расчет и исследование статических и динамических характеристик электродвигателя привода вращения заготовки круглошлифовального станка. – Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні. № 2'2020, - 34-38 с.
5. Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням. Навчальний посібник. – Київ. МДІАТ, 2003 – 383 с.
6. Галенко А.В., Чайка Э.Г. Элементы автоматизированного проектирования динамических САУ. Часть 2. Вычислительные программы исследования линейных моделей: Руководство по курсовому и дипломному проектированию. М.: МО СССР. 1991, 230 с.
7. Сизый Ю.А., Чайка Э.Г., Ушаков А.Н. Метод пространства состояний при исследовании и анализе крутильных колебаний привода вращения. «Вестник машиностроения», № 2, 2017, 3 – 7 с.
8. Справочник по электрическим машинам. В 2 Томах под общей редакцией Копылова И.П., Клокова Б.К. Том 1, Москва; Энергоатомиздат, 1988. – 258 с.
9. Справочник технолога-машиностроителя в 2-х томах. Том 2, под ред. Косиловой А.Г. и Р.К. Мещерякова. 4-е издание, переработанное и дополненное. – М: Машиностроение, 1985: - 469 с.

**References (transliterated)**

1. Rivin E.I. Dynamics of machine tool drives. M., "Mechanical Engineering", 1966, 204 p.
2. Charles Philips, R. Harbor. Feedback control systems. M. Laboratory of Basic Knowledge., 2001, 615 p.
3. Levin A.I. Mathematical modeling in the research and design of machine tools. M.: "Mechanical engineering", 1978, 183 p.
4. Sizy Yu.A., Stalinsky D.V., Chaika E.G., Ushakov A.N., Shcherbinina T.E. Calculation and study of the static and dynamic characteristics of the electric motor for rotating the workpiece of a circular grinding machine. - Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Technologies in mechanical engineering. No. 2'2020, - 34-38 p.
5. Petrakov Yu.V. Automatically control the processes of processing materials for designs. Navchalnyy pos\_bnik. - Kiev. MDIAT, 2003 - 383 p.
6. Galenko A.V., Chaika E.G. Elements of automated design of dynamic ACS. Part 2. Computational programs for the study of linear models: A guide to course and degree design. M. : Ministry of Defense of the USSR. 1991, 230 p.
7. Sizy Yu.A., Chaika E.G., Ushakov A.N. State space method for research and analysis of torsional vibrations of a rotation drive. "Bulletin of mechanical engineering", No. 2, 2017, 3 - 7 p.
8. Handbook of electrical machines. In 2 Volumes, edited by I.P. Kopylov, B.K. Klovov. Volume 1, Moscow; Energoatomizdat, 1988. - 258 p.
9. Handbook of a technologist-mechanical engineer in 2 volumes. Volume 2, ed. Kosilova A.G. and R.K. Meshcheryakov. 4th edition, revised and enlarged. - M: Mechanical Engineering, 1985: - 469 p.
10. Sizy Yu.A., Stalinsky D.V. Dynamics and thermophysics of grinding. - Kh. : SE "UkrNTC" Energostal ", 2016. - 448 p.

*Поступила (received) 07.01.2023*

*Відомості про авторів / Сведения про авторов / About the Authors*

**Сизий Юрій Анатолійович (Sizy Jury )** – доктор технічних наук, ДП «УкрГТЦ «Енергосталь», м. Харків; тел.: + 38-066-788-24-41; e-meil: [sisy.jurys@yandex.ua](mailto:sisy.jurys@yandex.ua)

**Сталінський Дмитро Віталійович (Stalinsky Dmitry )** – доктор технічних наук, генеральний директор ДП «УкрГТЦ «Енергосталь», м. Харків; тел.: + 38-067-578-13-77; e-meil: [energostal@energostal.kharkov.ua](mailto:energostal@energostal.kharkov.ua)

**Євсюкова Фатима Магомедбійвна (Yevsiukova Fatyma)** – доцент кафедри технології машинобудування та металорізальних верстатів Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057)-720-66-25, моб. +380979412299; e-mail: [evsyukova\\_fatima@mail.ru](mailto:evsyukova_fatima@mail.ru); ORCID: 0000-0002-9764-4106

**Щербініна Тетяна Євгенівна (Shcherbinina Tatiana )** – кандидат фіз.-мат наук, доцент кафедри прикладної математики НТУ «ХПІ», м. Харків; ; тел.: + 38-050-323-37-84; [kurpa@kpi.kharkov.ua](mailto:kurpa@kpi.kharkov.ua)

**Ушаков Олексій Олександрович (Ushakov Olexsiy)** – магістр кафедри МТС МІТ НТУ «ХПІ», м. Харків; ; тел.: + 38-097-822-22-11; e-meil: [parom38@yandex.ua](mailto:parom38@yandex.ua)