

УДК 621.822.172

## ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ НА РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ

Струтинський В.Б., д. т. н.,

Федориненко Д. Ю., к. т. н.

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»*

Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – розглянуто підхід до аналізу динаміки шпиндельних вузлів на гетьованих гідростатичних опорах на основі метода початкових параметрів у матричному формулюванні.

**Ключові слова** – динамічні характеристики, шпиндельні вузли, статичні опори.

*Вступ.* Постійне зростання вимог до точності розмірів та форми деталей, оброблюваних різанням на верстатах, підвищення робочих швидкостей обертання шпинделів при одночасному збільшенні їх жорсткості, широке впровадження нових ефективних методів обробки обумовлює підвищення показників динамічної якості верстатів.

Як зазначається в роботах [1, 2], при створенні нових конструкцій верстатів значну роль у формуванні їх вихідної точності відіграють динамічні явища саме в підсистемі шпиндельного вузла.

Одним з найбільш перспективних типів шпиндельних опор з точки зору забезпечення високих динамічних показників шпиндельного вузла є гідростатичні підшипники, що дозволяють суттєво підвищити точність обертання шпиндельного вузла в межах частин мікрометра [3] та, завдяки високій демпфіруючій здатності, збільшити вібростійкість верстата і якість обробки деталей.

Радіальний зазор в гідростатичному опорному вузлі багато в чому визначає жорсткість шпиндельного вузла, здатність компенсувати похибки форми шийок на точність обробки заготовок, стабільність положення осі обертання шпинделя під впливом зовнішнього навантаження, витрати рідини. Зміна зазору в зоні тертя під навантаженням і при зміні режимів та умов експлуатації надає суттєвий вплив на робочі характеристики підшипника [4].

Керування величиною зазору в процесі механічної обробки дає можливість змінювати, насамперед, динамічні характеристики шпиндельного вузла, що є визначальним для компенсації зміщень шпинделя при впливі стохастичного навантаження з боку процесу різання.

Задачею даної роботи є розробка математичного апарату аналізу динаміки шпиндельного вузла на регульованих радіальних гідростатичних підшипниках для дослідження його вихідної точності.

*Основні результати досліджень.* При створенні пружно-деформаційних математичних моделей шпиндельних вузлів найчастіше застосовують методи початкових параметрів та скінчених елементів.

Найбільш зручний для розрахунку динамічних характеристик шпиндельних вузлів є метод початкових параметрів в матричній формі, що дозволяє звести розрахунок складної ланцюгової системи до багатократно повторюваного циклу алгебраїчних операцій, що відповідають переходу від однієї ділянки системи до іншої, і дає можливість застосування ЕОМ.

Метод початкових параметрів представляє собою алгоритм, який дозволяє при заданій частоті коливань за відомими значеннями переміщень і внутрішніх сил на початку ділянки визначати значення тих же змінних в кінці ділянки.

Цей метод для лінійних систем є універсальним; він застосовується для розрахунку коливань стрижнів, які складаються з ряду ділянок з різною жорсткістю, масою, зосередженими вантажами і т.п., якщо відповідні задачі вдається описати звичайними диференціальними рівняннями.

Для того, щоб застосування методу початкових параметрів давало істотну вигоду, розрахунок слід вести повністю в числовій формі. При розгляді простих прикладів метод початкових параметрів не володіє помітними перевагами в порівнянні з методом безпосереднього вирішення задачі шляхом складання рівнянь руху по ділянках і їх стикування. Однак, при великому числі ділянок вигода досить велика. Проведення обчислень суттєво спрощується в результаті використання матричної символіки (матриць переходу).

Як при коливаннях згину, так як і при повздовжніх чи крутильних коливаннях, параметри, які характеризують стан перетину стрижня в кінці ділянки, виражаються за лінійними формулами через параметри перетину на початку ділянки.

При згинно-крутильних коливаннях прямих стрижнів положення поперечного перерізу і внутрішні силові фактори в ньому характеризуються шістьма величинами – кутом закручування  $\theta$ , прогином  $u$ , кутом повороту  $\phi$ , згинальним моментом  $M$ , поперечною

силою  $Q$  і крутячим моментом  $M_k$  [5]. Амплітудні значення зазначених величин на  $i$ -тій ділянці шпинделя складають шостивимірний вектор

$$Z_i = \begin{bmatrix} \theta_i \\ u_i \\ \phi_i \\ M_i \\ Q_i \\ M_{ki} \end{bmatrix}$$

Формула переходу від вектора  $Z_{i-1}$  в правому перетині ділянки до вектора  $Z_i$  в лівому його перетині має вигляд (рис. 1) [5]

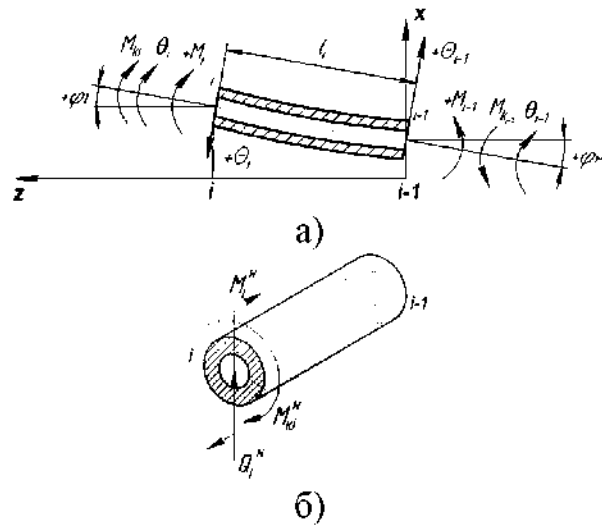


Рис. 1. Правило знаків а) та схема урахування зовнішнього навантаження б) для ділянки шпинделя

$$Z_i = P_i Z_{i-1} + N_i$$

де  $P_i$  – узагальнена матриця переходу з розмірністю  $6 \times 6$ ;  $N_i$  – матриця-стовпець гармонійного зовнішнього навантаження.

Загальна перехідна матриця  $i$ -тої ділянки  $P_i$  дорівнює добутку

$$P_i = U_i S_i,$$

де  $U_i$  – перехідна матриця ділянки;  $S_i$  – перехідна матриця перетину.

Перехідна матриця  $i$ -тої ділянки  $U_i$  може бути подана у вигляді [5]

$$U_i = \begin{bmatrix} \cos \chi_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_i}{GJ_p \chi_i} \sin \chi_i \\ 0 & A_i & l_i B_i & \frac{F_i C_i}{EJ_i} & \frac{F_i D_i}{EJ_i} & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_i^2 D_i}{l_i} & A_i & \frac{l_i B_i}{EJ_i} & \frac{F_i C_i}{EJ_i} & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_i^2 EJ_i C_i}{F_i^2} & \frac{\lambda_i^2 EJ_i D_i}{l_i} & A_i & l_i B_i & 0 \\ 0 & \frac{\lambda_i^2 EJ_i B_i}{F_i} & \frac{\lambda_i^2 EJ_i C_i}{F_i} & \frac{\lambda_i^2 D_i}{l_i} & A_i & 0 \\ -\frac{GJ_p \chi_i}{l_i} \sin \chi_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \chi_i \end{bmatrix}$$

Функції  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$ ,  $D_i$ , що входять до попереднього виразу, обчислюють за залежностями [3]:

$$A_i = \frac{(ch\lambda_i + \cos\lambda_i)}{2}, B_i = \frac{(sh\lambda_i + \sin\lambda_i)}{2\lambda_i}, C_i = \frac{(ch\lambda_i - \cos\lambda_i)}{2\lambda_i^2}, D_i = \frac{(sh\lambda_i - \sin\lambda_i)}{2\lambda_i^3}.$$

Матриця-стовпець навантаження  $N_i$  має вигляд

$$N_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ M_i'' \\ Q_i'' \\ M_{ki}'' \end{bmatrix},$$

де  $M_i''$ ,  $Q_i''$ ,  $M_{ki}''$  – амплітуди зовнішнього гармонійного навантаження.

Шпindel, що спирається на підшипники ковзання, може бути представлений у вигляді балки на «вінклеровській» основі з рівномірно розподіленими на опорних ділянках пружно-дисипативними  $n$  елементами ( $n \rightarrow \infty$ ). Для моделювання процесу деформування в'язко-пружного середовища шпindelних опор ковзання доцільно застосовувати модель Фойхта-Кельвіна у вигляді паралельно з'єднаних пружного та дисипативного елементів з відповідними лінеаризованими коефіцієнтами радіальної, крутильної жорсткостей  $c_i$ ,  $c_\theta$  та відповідного демпфірування  $h_i$ ,  $h_\theta$ .

Перехідна матриця перетину  $S_i$  в загальному випадку враховує масово-інерційні характеристики зосередженого вантажу при згині та крученні; наявність зосередженої опори, пружно-дисипативної відносно поперечних, кутових, крутильних переміщень; стикове з'єднання елементів шпindelного вузла, пружно-дисипативне відносно поперечних, кутових, крутильних переміщень.

Таким чином, перехідна матриця  $i$ -го перетину  $S_i$  може бути представлена у вигляді

$$S_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{C_{c\theta i}} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -\frac{1}{C_{cpi}} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \frac{1}{C_{cqi}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J_{yi}\omega_3^2 + C_{qi} & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \mu_i\omega_3^2 - C_{pi} & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -J_{zi} - C_{\theta i} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

де  $J_{zi}$ ,  $J_{yi}$  – осьові моменти інерції зосередженого вантажу в  $i$ -му перетині;  $\mu_i$  – маса зосередженого вантажу в  $i$ -му перетині;  $C_{pi}$ ,  $C_{qi}$ ,  $C_{\theta i}$ ,  $C_{cpi}$ ,  $C_{cqi}$ ,  $C_{c\theta i}$  – комплексні модулі пружності, що визначають пружно-дисипативні характеристики зосередженої в  $i$ -му перетині

опори  $C_i$  або стикового з'єднання елементів  $C_{ci}$  відносно поперечних  $p$ , кутових  $\varphi z$ , крутильних  $\theta z$  переміщень відповідно.

Комплексні модулі пружності визначаються за формулами:

$$C_{pi} = c_{pi} + jh_{pi}, C_{\varphi i} = c_{\varphi i} + jh_{\varphi i}, C_{\theta i} = c_{\theta i} + jh_{\theta i}, \\ C_{cpi} = c_{cpi} + jh_{cpi}, C_{c\varphi i} = c_{c\varphi i} + jh_{c\varphi i}, C_{c\theta i} = c_{c\theta i} + jh_{c\theta i},$$

де  $c_{pi}, c_{\varphi i}, c_{\theta i}, c_{cpi}, c_{c\varphi i}, c_{c\theta i}$  – коефіцієнти жорсткості в  $i$ -му перетині;  $h_{pi}, h_{\varphi i}, h_{\theta i}, h_{cpi}, h_{c\varphi i}, h_{c\theta i}$  – коефіцієнти демпфірування в  $i$ -му перетині.

Таким чином, вище вказана задача ґрунтується на складанні матричного рівняння, яке зв'язує параметри в початковому (1-му) перетині балки через перехідні матриці її перетину з параметрами в кінцевому ( $n$ -му) перетині, а також з силовим фактором, діючим в  $k$ -му перетині [4]

$$Z_n = PZ_1 + P_k N_k$$

де  $Z_1, Z_n$  - матриці-стовпці комплексних параметрів на кінцях шпинделя в 1-му і  $n$ -му перетинах;  $P$  - матриця ( $6 \times 6$ ), яка дорівнює добутку всіх узагальнених матриць переходу (для перетинів і ділянок) шпинделя;  $P_k$  - матриця ( $6 \times 6$ ), яка дорівнює добутку всіх перехідних матриць балки, розташованих після  $k$ -го перетину, де прикладене зовнішнє гармонійне навантаження;  $N_k$  - матриця-стовпчик зовнішнього навантаження в  $k$ -му перетині.

Знаючи параметри шпindelного вузла у всіх перетинах, можна знайти частотні передавальні функції цих параметрів по силовому (моментному) зовнішньому впливу, що діє в перетині  $k$ , наприклад динамічна податливість в  $i$ -му перетині шпинделя

$$W_{F_k}(j\omega) = \frac{u_i(j\omega)}{F_k(j\omega)} = R_e(\omega) + j \cdot I_m(\omega),$$

де  $\omega$  - частота вимушених коливань системи.

Звідси можна окремо визначити АФЧХ шпинделя за силовим гармонійним збуренням:

$$A(\omega) = \sqrt{R_e^2(\omega) + I_m^2(\omega)}, \varphi(\omega) = \arctg \frac{I_m(\omega)}{R_e(\omega)}.$$

Аналогічним чином можна отримати характеристику динамічної податливості за гармонійним моментним збуренням.

Побудова пружних ліній деформацій осі шпинделя по відомих параметрах прогину або кута закручування в перетинах дозволяє досліджувати статичну, динамічну форми коливань в широкому частотному діапазоні. Для розрахунку статичної форми викривленої осі шпинделя при поперечних або крутильних коливаннях треба покласти частоту збуджуючого навантаження  $\omega=0$  Гц.

При вібраціях в пружній системі шпindelного вузла відбувається розсіяння енергії коливань в зовнішнє середовище, в

матеріалах та з'єднаннях пружних елементів, що обумовлене дією дисипативних сил.

Дисипація енергії в опорних шпindelьних гідростатичних вузлах обумовлена рядом факторів. Розсіяння енергії коливань відбувається в мастильному прошарку опори при періодичному зближенні шийки шпинделя і гідростатичної втулки в межах радіального зазору. При відносному ковзанні спряжених поверхонь підшипника без їх зближення у в'язкому середовищі виникає сила непружного опору деформаціям зсуву стисненої рідини. Також для гідростатичних опор властиво демпфірування в системі живлення за рахунок дроселювання потоку в'язкої стисненої рідини. Найбільший вплив на вібрації шпинделя чинять перші дві складові (до 90%) сил непружного опору в підшипниках, що при малих коливаннях у в'язкому середовищі мають лінійну характеристику та пропорційні відповідним швидкостям зміщень шпинделя в радіальному і тангенціальному напрямках опори.

Одним з факторів, що суттєво впливають на вихідну точність обробки є пружні контактні переміщення в нерухомих з'єднаннях шпindelьного вузла (наприклад, «шпindelь-патрон-заготовка», «шпindelь-інструмент» і т.ін.). Відомо, що пружні переміщення в стиках спряжених елементів шпindelьного вузла можуть сягати до 50% в балансі переміщень шпindelьної групи верстата [6].

В загальному випадку стикове з'єднання шпинделя з технологічним оснащенням може бути уявлено у вигляді зосередженої (або розподіленої) пружно-дисипативної опори, що характеризується трьома складовими жорсткості (радіальною, кутовою, крутильною) та відповідними коефіцієнтами демпфірування. Надалі обмежимося розглядом циліндричних та конічних стикових з'єднань, що є найбільш поширеними у шпindelьних вузлах верстатів.

Більшість стикових з'єднань, що застосовуються в конструкціях шпindelьних вузлів, мають попередній натяг. Попередньо прийемо, що контакт спряжених поверхонь має місце по всій площі стику, а пружні контактні переміщення залежать лінійно від тиску натягу.

Як показано в роботах [6, 7], для математичного опису процесу контактування спряжених деталей, що розділені внаслідок геометричних відхилень поверхонь прошарком змінної жорсткості, доцільним є застосування гіпотези Вінклера. В загальному випадку стикове з'єднання можна уявити у вигляді балки на пружній «вінклеровській» основі, яка являє собою поверхневі шари контактуючих деталей.

Як правило в з'єднаннях з натягом контактні переміщення та тиск від натягу значно перевищують такі ж параметри від зовнішнього навантаження [6]. Отже деформаціями в стику власне від зовнішнього навантаження, внаслідок їх малості в порівнянні з контактними, можна зневажити.

Коефіцієнти радіальної та кутової жорсткостей, приведені до початку стику з урахуванням залежностей отриманих в роботі [6], можуть бути представлені у вигляді:

$$c_{\varphi} = \frac{\pi D(z)}{4c_{\beta} k_p (c_{\beta} l C_1 + C_2)}, \quad (1)$$

$$c_{\varphi} = \frac{\pi D(z)}{4c_{\beta}^2 k_p l (2c_{\beta} l C_3 + C_4)}, \quad (2)$$

де  $D(z)$  – діаметр технологічного оснащення за координатою  $z$  по довжині  $l$  стикового з'єднання;  $c_{\beta}$  – коефіцієнт контактної жорсткості стику;  $k_p$  – коефіцієнт контактної податливості стику;  $C_1, C_2, C_3, C_4$  – поправочні коефіцієнти, що враховують вплив змінного діаметру стикового з'єднання [6].

На точність обертання шпинделів, особливо прецизійних, поряд з радіальними та кутовими зміщеннями в стиках чинять істотний вплив дотичні переміщення при крутильних коливаннях системи. Це явище можна характеризувати коефіцієнтом крутильної жорсткості в стику, що наближено може бути визначений за залежністю

$$c_{\theta} = \frac{1}{k_{\tau}}, \quad (3)$$

де  $k_{\tau}$  – коефіцієнт контактної дотичної податливості.

Як правило, коефіцієнт  $k_{\tau}$  для умов пружно-пластичного деформування визначається експериментальним шляхом. Емпіричні значення цього коефіцієнту для найбільш поширених типів стикових з'єднань в шпindelному вузлі приводяться в роботах [6, 7].

Для технічних розрахунків при співвідношенні  $l/D_{\max} \leq 5$  достатньо розглянути стикове з'єднання в зосереджених параметрах, приведених до середнього по довжині з'єднання перетину, які обчислюються за залежностями (1-3).

Похибки виготовлення спряжених деталей стику чинять суттєвий вплив на жорсткість з'єднання. Так, відповідно до експериментальних даних роботи [6] жорсткість притертих поверхонь стику більша на 25-30% ніж шліфованих. Окрім того встановлено, що при зміні кутового положення оправки (навколо власної осі) відносно шпинделя, жорсткість стику змінюється в межах до 30%.

Для розрахункової оцінки впливу похибок виготовлення спряжених деталей найбільш доцільно застосовувати емпіричні

коефіцієнти, що враховують випадкові зміни геометрії спряжених поверхонь для певних типів та технологій виготовлення елементів стикових з'єднань. Для технічних розрахунків можна застосовувати відповідні радіальні, крутильні поправочні коефіцієнти  $\mu_r$ ,  $\mu_\varphi$  [6] контактної податливості. В цьому випадку коефіцієнти  $k_p$ ,  $k_\tau$ , що входять до виразів (1-3), знайдуться відповідним множенням на поправочні коефіцієнти  $\mu_r$ ,  $\mu_\varphi$ .

Істотний вплив на амплітуди вимушених коливань шпинделя чинять сили внутрішнього тертя в матеріалах та сили конструкційного демпфірування, обумовленого, насамперед, дисипацією енергії при деформаціях нерухомих з'єднань. Характеристики дисипації енергії при дії сил внутрішнього тертя та конструкційного демпфірування можуть бути задані коефіцієнтами поглинання  $\psi$  або конфігурацією петлі гістерезису.

Так, коефіцієнт поглинання  $\psi$  дорівнює відношенню втраченої за цикл енергії  $\Delta W$  до найбільшого значення потенціальної енергії пружного елемента. Тоді лінеаризований коефіцієнт демпфірування може бути визначений за залежністю [8]

$$h_\psi = \frac{\psi_0}{2\pi\omega}, \quad (4)$$

де  $\psi_0$  – усереднене значення коефіцієнту поглинання по довжині шпинделя, яке визначається окремо для деформацій згину та кручення.

У випадку, коли дисипативні характеристики визначені петлею гістерезису, лінеаризований коефіцієнт демпфірування визначається наступним чином

$$h_a = \frac{1}{\pi a^2 \omega} \int_0^T F_d \left( \frac{dx}{dt} \right) \frac{dx}{dt} dt, \quad (5)$$

де  $a$  – найбільша абсциса петлі гістерезису;  $F_d$  – дисипативна сила;  $x$  – відносне переміщення спряжених поверхонь при циклічному деформуванні пружно-дисипативного елемента;  $T$  – період деформування.

Розсіяння енергії коливань у спряженнях деталей значно більше, ніж в матеріалах цих деталей. Так дисипація енергії коливань в циліндричних і конічних стиках спряжених елементів шпиндельного вузла обумовлена нормальними, дотичними пружними контактними переміщеннями та відносним ковзанням спряжених поверхонь стику.

З урахуванням рекомендацій робіт [6, 7] щодо розсіяння енергії в циліндричних та конічних стиках, коефіцієнти радіального  $h_{cr}$ , кутового  $h_{c\varphi}$  та крутильного  $h_{c\theta}$  демпфірування в стику можуть бути обчислені за залежностями:



$$h_{cp} = \frac{D_c l x_c^2 \psi_p}{8 \cdot k_p \omega_s \int_0^l EJ \left( \frac{\partial^4 x_l}{\partial z^4} \right) dz},$$

$$h_{c\varphi} = \frac{D_c l^3 \varphi_c^2 \psi_p}{88 \cdot k_p \omega_s \int_0^l EJ \left( \frac{\partial^4 x_l}{\partial z^4} \right) dz},$$

$$h_{c\theta} = \frac{\psi_\theta}{\pi \omega_k \int_0^l GJ_p \left( \frac{\partial^2 \theta_l}{\partial z^2} \right) dz},$$

де  $\psi_p, \psi_\theta$  - емпіричні коефіцієнти поглинання енергії [6], що враховують умови навантаження та мащення стику;  $x_l, \theta_l$  - переміщення в площині згину та кут закручування по довжині  $l$  стику відповідно;  $x_c, \varphi_c$  - переміщення та кут повороту в площині згину, що визначені в середньому поперечному перетині стику;  $D_c$  - діаметр стикового з'єднання в його середньому поперечному перетині;  $\omega_s, \omega_k$  - частоти коливань згину та кручення відповідно.

Коефіцієнти демпфірування в шпindelьних опорних вузлах при поперечних  $h_i$  та крутильних  $h_\theta$  коливаннях можна наближено визначити за залежністю

$$h_n = \frac{\psi_p \cdot C_n}{4\pi^2 \omega},$$

де  $C_n$  - жорсткість в радіальному або тангенціальному напрямках підшипника;  $\psi_p$  - коефіцієнт поглинання енергії коливань згину або кручення шпindelьного вузла [8].

Демпфірування в матеріалах пружних елементів доцільно враховувати для високошвидкісних шпindelьних вузлів при наближенні робочих швидкостей обертання до першої критичної швидкості та протяжних консольних ділянках шпindelя із заготовкою або інструментом. Для урахування дисипації енергії в матеріалах пружної системи шпindelьного вузла скористаємося гіпотезою Сорокіна Е.С. [9], згідно до якої сила непружного опору деформаціям в матеріалі пропорційна амплітуді напружень та має знак швидкості деформацій. Таким чином жорсткості згину та кручення слід подати в комплексній формі:

$$EJ_i = EJ(1 + jh_m),$$

$$GJ_{pi} = GJ_p(1 + jh_{m\theta}),$$

де  $h_m, h_{m\theta}$  - коефіцієнти демпфірування в матеріалі елементів шпindelьного вузла при коливаннях згину та кручення відповідно.

Наближено шукані коефіцієнти  $h_m, h_{m\theta}$  можна обчислити за формулами (4-5), або за залежністю  $h = \delta / \pi \omega$ , де  $\delta$  - логарифмічний декремент коливань.

В якості об'єкту аналізу розглянемо конструкцію модернізованої шліфувальної бабки (рис. 2) торцекруглошліфувального верстату 3Т161 зі шпиндельними регульованими радіальними гідростатичними підшипниками (рис. 3).

Базовою деталлю регульованого радіального гідростатичного підшипника є корпус 1 (рис. 3). В отвір корпуса встановлено з натягом втулку 3, що має на внутрішній поверхні два конічних пояса, по яким ковзатиме гідростатична втулка 6. Гідростатична втулка 6 виконана з системою поздовжніх пазів 12, між якими утворені п'ять карманів 4. Також вона має напрямний поясок та шпонку (на рисунку не показані), що остаточно орієнтують її в корпусі.

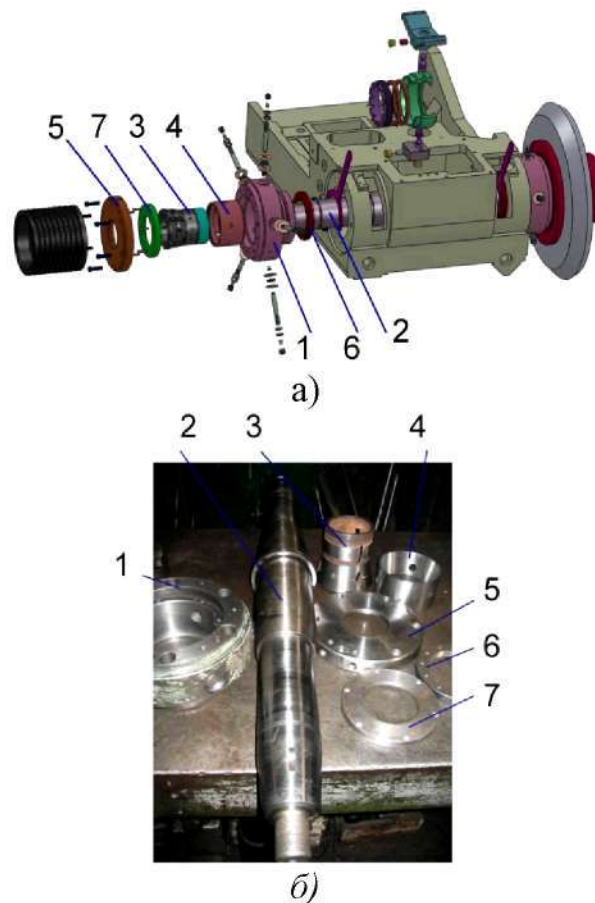


Рис. 2. 3D модель а) та основні елементи б) конструкції шліфувальної бабки:

1 – корпус підшипника; 2 – шпиндель; 3 – деформована гідростатична втулка; 4 – конічна втулка; 5 – кришка; 6 – гайка; 7 – фланець

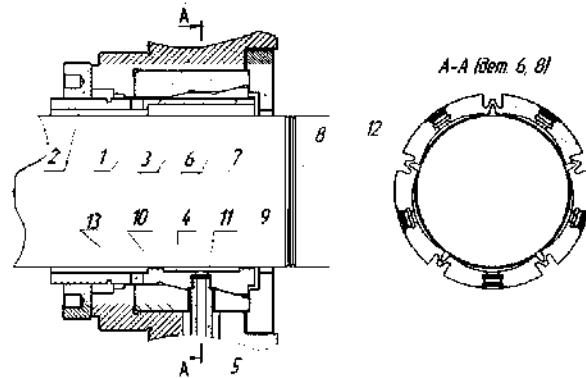


Рис. 3. Конструкція регульованого радіального гідростатичного підшипника

З робочої сторони підшипника нерухома втулка 3 підтискається фланцем 7. На хвостовій частині гідростатичної втулки виконано різь, яка призначена для нагвинчування на неї гайки 2, що упирається в торець корпусу 1 і виконує роль натяжного елемента. В отвори гідростатичної втулки з різью загвинчено штуцери 5, що мають можливість вільно переміщуватись разом з втулкою в межах регулювання зазору. Для розвантаження опорної часті підшипника від осьових зусиль в різьовому з'єднанні на хвостовій частині втулки 6 виконані в тангенціальному напрямку десять наскрізних отворів 13.

Регульований радіальний гідростатичний підшипник працює наступним чином. Робоча рідина, під тиском від насосу, подається через штуцери 5 і дросельні шайби 11 до карманів 4 гідростатичної втулки 6, де створюється несучий шар робочої рідини, яка підтримує шпиндель 8 в певному положенні. Вихід рідини в картер шпиндельної бабки з карману відбувається через перемички 9 і 10, що відіграють роль дроселюючого елемента і при зміні радіального зазору дозволяють регулювати жорсткість підшипника і витрати рідини. Регулювання величини радіального зазору виконують обертанням гайки 2, яка упираючись в торець корпусу 1 надає зворотно-поступального руху гідростатичній втулці 6, яка зовнішньою конічною поверхнею рухаючись по внутрішній конічній поверхні втулки 3, зменшує (збільшує) робочий отвір між шпинделем і втулкою 3. Таким чином здійснюється регулювання радіального зазору в підшипнику.

В результаті розрахунку на ПЕОМ отримані АФЧХ (рис. 4) та розподіл амплітуд коливань по довжині шпинделя (рис. 5) в залежності від величини регульованого діаметрального зазору  $\Delta$  при навантаженні одиничною силою.

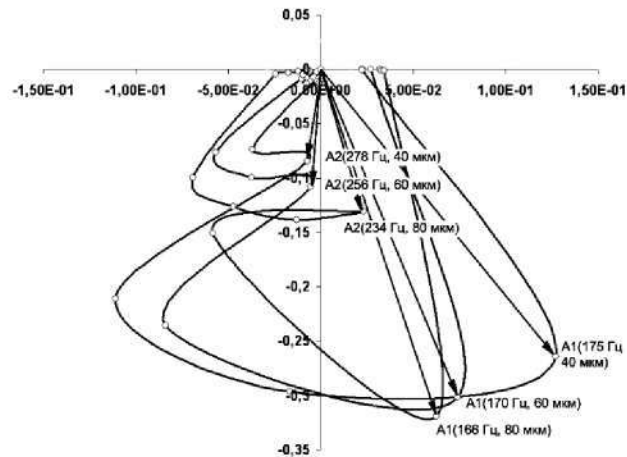


Рис. 4. АФЧХ шпиндельного вузла (A1, A2 - амплітуди першої та другої резонансних частот в функції зазору  $\Delta$ , відповідно)



Рис. 5. Розподіл амплітуд коливань по довжині шпинделя (1 -  $\Delta=80$  мкм; 2 -  $\Delta=60$  мкм; 3 -  $\Delta=40$  мкм)

З теоретично отриманих графіків (рис. 4, 5) видно, що зі збільшенням діаметрального зазору зростає як статична, так і динамічна податливість системи. Окрім того, значення першої та другої резонансних частот при зростанні величини  $\Delta$  змінюється в бік низькочастотного діапазону, що збільшує можливість співпадання з частотами вимушених коливань.

Запропоновані технічні рішення щодо регулювання величиною зазору в підшипнику під час механічної обробки деталей дозволили істотно зменшити розмах напівосей еліптичної траєкторії обертання шліфувального шпинделя та змістити її центр до геометричної осі гідростатичної втулки (рис. 6).

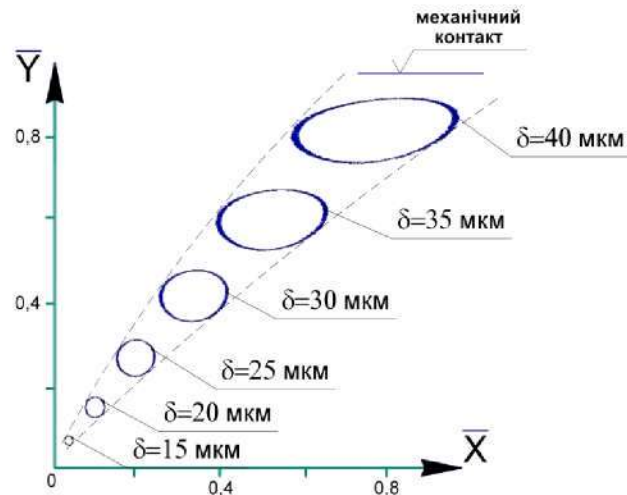


Рис. 6. Тренд траєкторій обертання осі шліфувального шпинделя в процесі регулювання радіального зазору  $\delta$  ( $\bar{X}$ ,  $\bar{Y}$  - безрозмірні осі системи координат, пов'язаної з центром підшипника)

*Висновки.* Розглянуті в роботі наукові підходи щодо визначення динамічних характеристик дозволяють оцінити динамічну якість шпиндельного вузла на гідростатичних опорах і можуть бути використані для широкої номенклатури роторів на підшипниках ковзання.

Створена нова конструкція радіального гідростатичного підшипника, яка дозволяє шляхом безступінчастого регулювання величиною статичного зазору керувати вихідними показниками жорсткості та демпфірування в опорі.

Запропоновані технічні рішення щодо керування геометрією спряжених поверхонь гідростатичної опори дозволили підвищити вихідну точність обертання шпинделя під навантаженням з боку процесу різання в 3-5 разів.

#### Література

1. Кудинов В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. - М.: Машиностроение, 1967. - 360 с.
2. Струтинський В.Б. Математичне моделювання металорізальних верстатів / В.Б. Струтинський, П.П. Мельничук. - Житомир: ЖІТІ, 2002. - 572 с.
3. Пуш А.В. Шпиндельные и узлы: качество надежность / А.В. Пуш. - М.: Машиностроение, 1992. - 288 с.
4. Сахно Ю.О. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів / Ю.О. Сахно, Д.Ю. Федориненко, С.В. Бойко, В.С. Волик. - Ніжин: ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф», 2009. - 172 с.

5. *Ивович В. А.* Переходные матрицы в динамике упругих систем / *В.А. Ивович.* – М.: Машиностроение, 1968. – 217 с.
6. *Левина З.М.* Контактная жесткость машин / *З. Левина, Д. Решетов.* - М: Машиностроение, 1971. - 264 с.
7. *Кедров С.С.* Колебания металлорежущих станков / *С.С. Кедров.*- М.: Машиностроение, 1978. - 199 с.
8. Вибрации в технике / [под ред. В. Н. Челомея]. - М.: Машиностроение, 1980. - 544 с.

### **ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА РЕГУЛИРУЕМЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОРАХ**

Струтинский В.Б., Федориненко Д. Ю.

*Аннотация* – рассмотрен подход к анализу динамики шпиндельных узлов на регулируемых гидростатических опорах на основе метода начальных параметров в матричной формулировке.

### **THE DINAMIC CHARACTERISTIC OF THE SPINDLE UNITS AT THE REGULAR HYDROSTATIC RESTS**

V. Strutinsky, D. Fedorinenko

#### *Summary*

The approach to the analysis of spindle knots dynamics based on initial parameters method in matrix formulation is considered.