

УДК 621.822.172:621.7.079

Д.Ю. Федориненко, канд. техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

## АДАПТИВНЕ КЕРУВАННЯ ТОЧНІСТЮ ПОЛОЖЕННЯ ШПИНДЕЛЯ НА ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ

*Запропоновано наукові підходи щодо підвищення точності металорізальних верстатів за допомогою адаптивного керування точністю положення шпинделя на гідростатичних опорах спеціальних конструкцій. Наведено схемні рішення систем адаптивного керування на основі регулювання витратними характеристиками та геометричними параметрами гідростатичних опор шпинделя регульованого типу.*

**Ключові слова:** керування точністю, шпиндель, гідростатична опора.

*Предложены научные подходы к повышению точности металлорежущих станков путем адаптивного управления точностью положения шпинделя на гидростатических опорах специальных конструкций. Приведены схемные решения систем адаптивного управления на основе регулирования расходными характеристиками и геометрическими параметрами гидростатических опор шпинделя регулируемого типа.*

**Ключевые слова:** управление точностью, шпиндель, гидростатическая опора.

*The scientific going is in-process offered to the increase of exactness of metal-cutting machine-tools by adaptive control of spindle position accuracy on hydrostatical supports of the special constructions. Schematics are resulted of the adaptive control systems on the basis of adjusting expense descriptions and geometrical parameters of spindle hydrostatical supports of the adjustable type.*

**Key words:** accuracy control, spindle, hydrostatical support.

**Постановка проблеми.** Найперспективнішим з погляду збільшення точності та продуктивності процесу механічного оброблення є використання систем адаптивного керування технологічними процесами. Невід'ємною складовою сучасних адаптивних систем є мехатронні блоки, які являють собою комплекс силових, інформаційних та керуючих елементів. Однією з вагомих переваг реалізації адаптивного керування на базі мехатронних модулів є можливість використання цифрового інтерфейсу, що дозволяє використовувати такі системи у сучасних верстатах з ЧПК.

Ефективним шляхом підвищення точності, продуктивності процесів механічного оброблення на верстатах є застосування прецизійних конструкцій регульованих шпиндельних гідростатичних опор (ГСО), які дозволяють керувати параметрами точності обертання шпинделя, якості обробки, забезпечують підвищення швидкохідності шпиндельних вузлів. Автоматизація процесу керування параметрами шпиндельних ГСО створює передумови для розроблення нових технологічних процесів прецизійного механічного оброблення на верстатах, що забезпечують скорочення часу на оброблення деталі, підвищення продуктивності та зменшення кінцевої собівартості виробів. Тому актуальною проблемою машинобудування є підвищення точності та продуктивності механічного оброблення на верстатах за допомогою розроблення та використання систем адаптивного керування положенням шпинделя на базі регульованих ГСО спеціальних конструкцій.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Загальна теорія та методи керування технологічними процесами під час оброблення деталей на металорізальних верстатах докладно висвітлені в роботах Б.С. Балакшина [1], Б.М. Базрова [2]. Показано перспективність використання адаптивного керування для забезпечення оптимальної точності верстатів.

Авторами робіт [3; 4] зазначається ефективність застосування регульованих ГСО для адаптивного керування точністю обробки на верстатах токарної, фрезерної, шліфувальної груп. Показано, що регульовані ГСО дозволяють керувати розмірами як статичного, так і динамічного налагодження технологічної системи.

У роботі С.В. Бойка [5] для підвищення точності положення шпинделя запропоновано використання електрогідравлічного привода регулювання зазором у ГСО, наведені перехідні характеристики привода, визначені динамічні характеристики шпиндельного вузла шліфувального верстата на регульованих ГСО. Недоліком запропонованого технічного рішення є значна тривалість перехідного процесу (до 30 с) та організація каналу зворотного зв'язку системи за діагностичним сигналом з акселерометра, який запро-

поновано встановити на корпусі шпindelної бабки. У результаті система реагує не на відхилення шпинделя, а на коливання корпусу бабки, що знижує її надійність.

Отже, необхідний пошук нових схемних рішень стосовно автоматизації процесу керування точністю положення шпинделя на ГСО, які б забезпечували високу надійність та швидкодію.

**Мета статті.** Підвищення точності шпindelних вузлів верстатів за допомогою розроблення систем адаптивного керування точністю положення шпинделя на ГСО спеціальних регульованих конструкцій.

**Виклад основного матеріалу.** Пропонуються такі підходи для підвищення точності положення шпинделя на ГСО (рис. 1): використання адаптивних мікропроцесорних регуляторів у каналі зворотного зв'язку системи автоматичного керування (САК); застосування САК з автоматичним налагодженням параметрів регулятора залежно від технологічних факторів; використання змінної (гнучкої) структури керування виконавчими механізмами приводів.

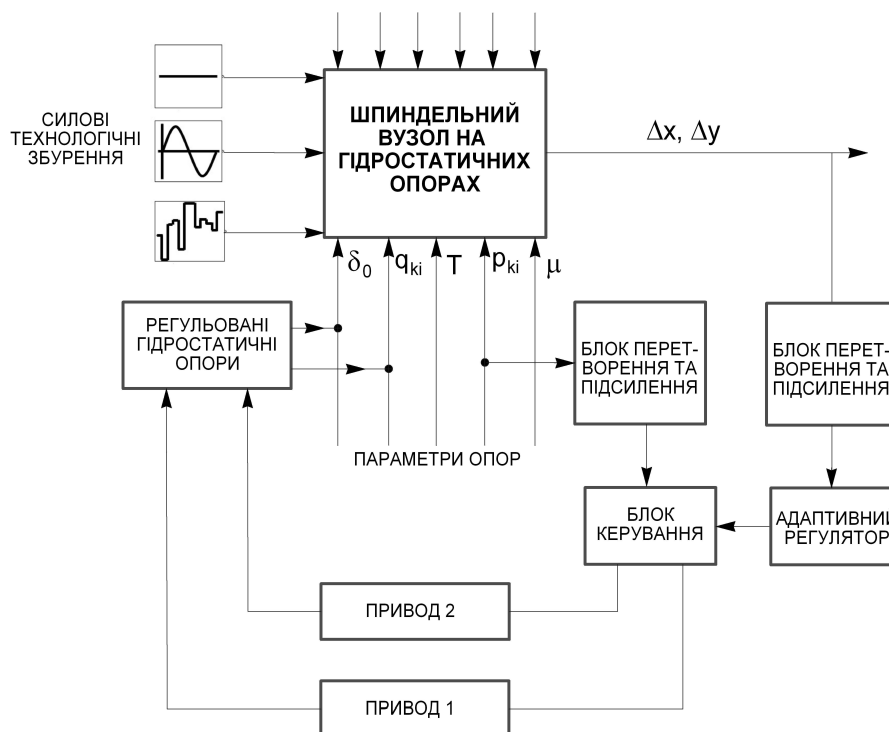


Рис. 1. Схема реалізації адаптивного керування точністю положення шпинделя на ГСО

Шпindelний вузол верстата на ГСО у процесі експлуатації піддається впливу постійних, періодичних, випадкових силових технологічних збурень, факторів зовнішнього навколишнього середовища. Істотний вплив на точність обертання шпинделя чинять параметри його опор, зокрема: радіальний зазор  $\delta_0$ , витрати рідини  $q_{ki}$  через кармани ГСО, температура робочої рідини  $T$ , тиск  $p_{ki}$  у карманах опор, в'язкість  $\mu$  робочої рідини системи живлення.

Запропонована на рис. 1 схема керування залежно від характеру зміни умов оброблення передбачає можливість застосування двох режимів роботи САК. У режимі 1 відбувається регулювання витратними характеристиками опор  $q_{ki}$ ; у режимі 2 – одночасне регулювання як витратними характеристиками  $q_{ki}$ , так і геометричними (величиною зазору  $\delta_0$  в ГСО). Зазначеним режимам відповідає певна структура реалізації САК (підключення привода 1 при роботі у першому режимі, або обох приводів одночасно у другому режимі). Причому прийняття рішення про зміну режиму роботи та структури САК покладено на адаптивний регулятор з апаратною реалізацією на програмованій логічній інтегральній схемі (ПЛІС).

Принципова схема адаптивної САК наведена на рис. 2.

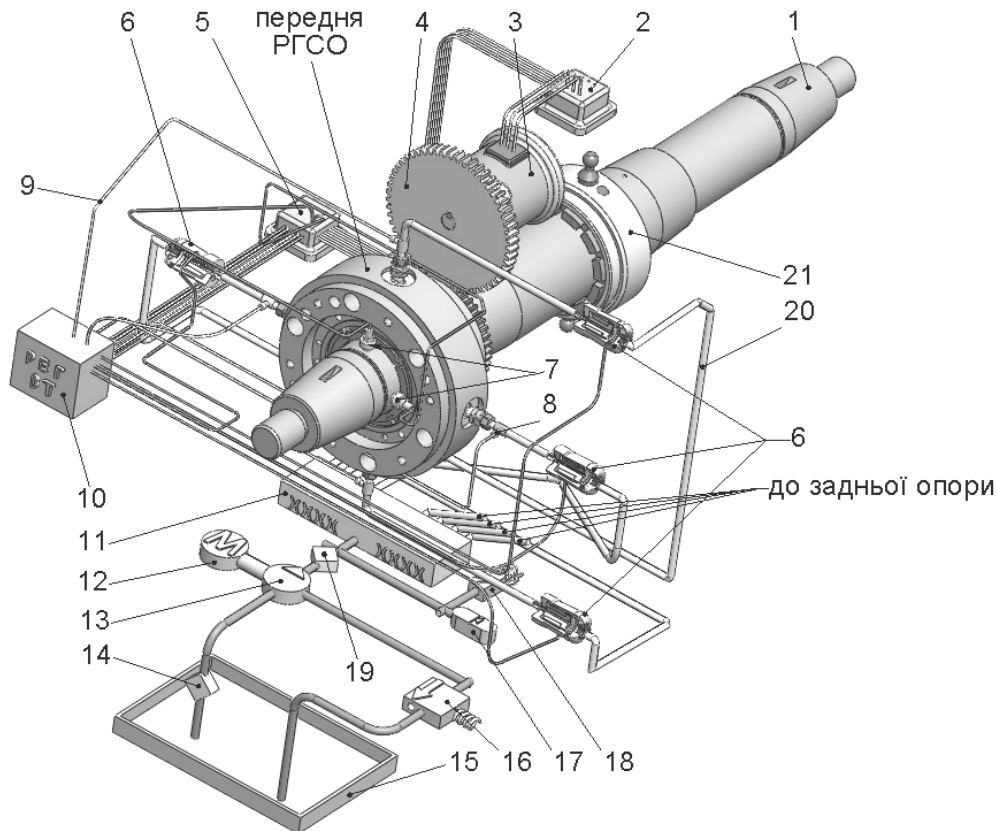


Рис. 2. Принципова схема адаптивної САК (для передньої регульованої ГСО (РГСО) шпинделя):  
 1 – шпиндель; 2 – регулятор КД; 3 – кроковий двигун; 4 – зубчате колесо; 5 – адаптивний регулятор;  
 6 – пропорційні клапани витрат; 7 – безконтактні лазерні вимірювачі; 8 – вимірювач динамічного тиску  
 рідини; 9 – з’єднувальні кабелі; 10 – регулятор КВ; 11 – розгалужувач потоків; 12 – електродвигун;  
 13 – гідронасос; 14 – фільтр чорнової очистки; 15 – бак; 16 – запобіжний клапан; 17 – реле тиску;  
 18 – гідроаккумулятор; 19 – фільтр тонкої очистки; 20 – гідролінії; 21 – опорний підшипник

Зміщення шпинделя  $\Delta x$ ,  $\Delta y$  сприймаються безконтактними прецизійними вимірювачами 7, що встановлені у відповідних напрямках. Цифрові сигнали з вимірювачів надходять на адаптивний регулятор 5, який у режимі реального часу розраховує за формулою (1) поточне значення радіус-вектора  $\rho_i$  траєкторії шпинделя 1 та порівнює його з максимально допустимим значенням  $\rho_{max}$ , при якому вихідна точність шпинделя є задовільною. Якщо  $\rho_i \leq \rho_{max}$ , САК працює в режимі 1, в іншому випадку адаптивний регулятор переключає систему на роботу в режим 2.

Розрахунок  $\rho_i$  здійснюється за залежністю

$$\rho_i = k_d \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2}, \quad (1)$$

де  $k_d$  – коефіцієнт підсилення безконтактних вимірювачів переміщень.

Регулювання витратними характеристиками радіальних ГСО здійснюється таким чином.

Під дією зовнішніх збурень положення шпинделя 1 (рис. 3) у ГСО постійно змінюється. Зміщення шпинделя сприймається безконтактними вимірювачами переміщення 3 і 4, сигнали з яких надходять до ПЛІС 5 [6]. Відповідно до величини отриманого аналогового сигналу з вимірювачів ПЛІС визначає за програмою необхідну коректувальну витрату мастила  $\Delta q_1 - \Delta q_4$  (див. рис. 3) у несучі кармани з метою компенсації зміщень шпинделя 1 під навантаженням.

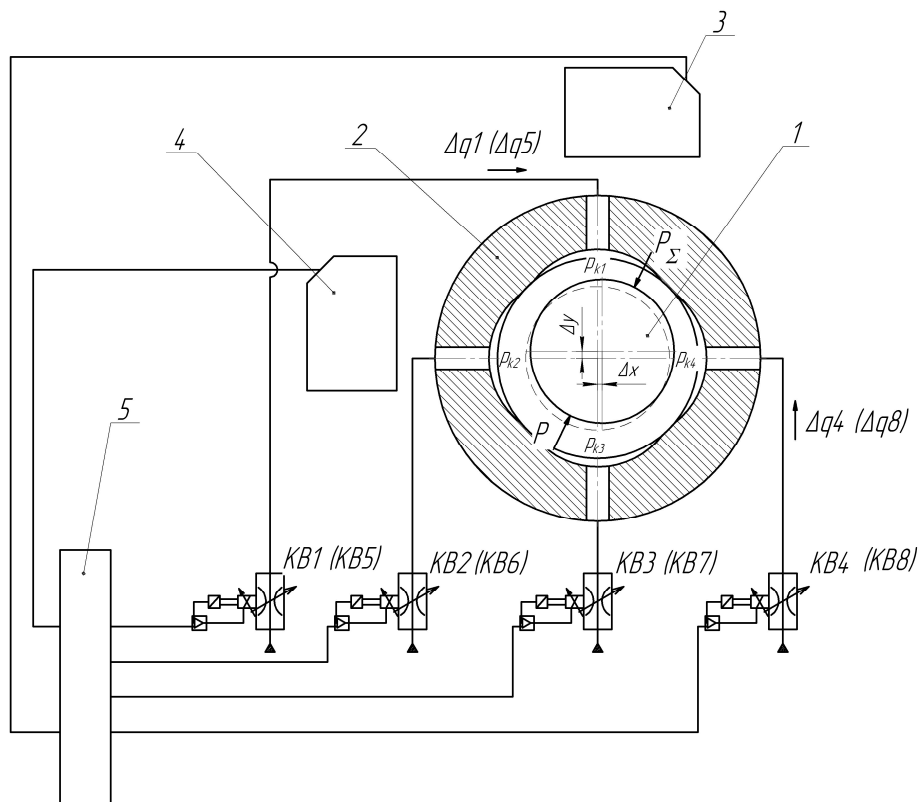


Рис. 3. Схема автоматичного керування положенням шпинделя за допомогою регулювання витратних характеристик ГСО

Згідно з визначеною коректувальною подачею мастила сигнал із ПЛІС надходить до пропорційних клапанів витрат KB1-KB4 (або KB5-KB8 для контуру коректування задньої опори), які змінюють свою пропускну здатність пропорційно до вхідного сигналу, що приводить до зміни величини тиску  $p_{ki}$  у відповідних карманах опор. У результаті збільшення подачі рідини до більш навантажених карманів ГСО відбувається формування результуючої сили гідростатичного тиску  $P_{\Sigma}$  у напрямку, протилежному до дії зовнішнього навантаження  $P$ . Під дією сили  $P_{\Sigma}$  шпиндель 1 зміщується до осі підшипника 2, тобто відбувається процес його центрування у власних опорах.

Наприклад, шпиндель у передній опорі під дією зовнішньої сили змістився вгору і вправо, як показано на рис. 3. При цьому безконтактні вимірювачі сприймають переміщення шпинделя ( $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ) у напрямку осей  $OX$  та  $OY$  відповідно. Відповідно до сигналу з вимірювачів ПЛІС визначає величину та напрямок відхилення шпинделя і, згідно з алгоритмом керування, який також враховує швидкість, прискорення радіального переміщення шпинделя та величину тиску в карманах, що вимірюється давачами 8 (див. рис. 2), збільшує пропускну здатність клапанів KB1 і KB4 на величини  $\Delta q_1$  і  $\Delta q_4$ , тим самим підвищуючи тиски  $p_{k1}$ ,  $p_{k4}$  у навантажених карманах ГСО. Пропускна здатність клапанів KB2 і KB3 у цьому випадку залишається незмінною. Значення коректувальних витрат рідини  $\Delta q_1$  і  $\Delta q_4$  змінюється аналоговим чином пропорційно до зміщень  $\Delta x$  і  $\Delta y$  таким чином, щоб сформувати зусилля  $P_{\Sigma}$  протилежне до напрямку вектора навантаження  $P$ . У результаті відбувається плавний рух шпинделя з ексцентричного до деякого центрального положення в опорі. Центральне положення в опорі характеризується збіганням геометричних осей опорних поверхонь шпинделя і підшипника.

Основою алгоритму роботи регулятора KB (див. рис. 2) є розрахунок у режимі реального часу коректувальних витрат рідини  $\Delta q_i$ . Наприклад, за віссю  $OX$  коректувальні витрати рідини знаходяться так

$$\Delta q_x = \frac{1}{S_{ef}} \left( m_{ш} \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + h_{шx} \frac{d \Delta x}{dt} + c_{шx} \cdot \Delta x \right) + Q_4 (R_4 - R_2) \Big/ R_2,$$

де  $S_{ef}$  – ефективна площа карманів опори;  $m_{ш}$  – маса шпинделя, приведена до точки дії сил різання;  $h_{шx}$ ,  $h_{шy}$ ,  $c_{шx}$ ,  $c_{шy}$  – еквівалентні коефіцієнти демпфування ( $h_{ш}$ ) та жорсткості ( $c_{ш}$ ) шпинделя за відповідними напрямками [7];  $Q_1 \dots Q_4$  – витрати мастила через відповідні кармани ГСО на момент вимірювання (при ексцентричному положенні шпинделя);  $R_1 \dots R_4$  – опори витіканню мастила з відповідних карманів у момент вимірювання.

Значення переміщень  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ , швидкостей  $d \Delta x / dt$ ,  $d \Delta y / dt$ , прискорень  $d^2 \Delta x / dt^2$ ,  $d^2 \Delta y / dt^2$  визначаються в режимі реального часу за показниками вимірювачів відстані, встановлених по осях  $OX$  та  $OY$  відповідно.

Регулювання величиною зазору  $\delta_0$  в ГСО здійснюється таким чином.

Аналогові сигнали з безконтактних вимірювачів після аналогово-цифрового перетворювача надходять до системи керування мікропроцесорного регулятора КД 2 (див. рис. 2), що за програмою формує сигнали керування силовими ключами інвертора (транзисторного комутатора) [6]. Інвертор генерує напруги, які безпосередньо надходять на збудження фаз крокового двигуна 3. Кут повороту крокового двигуна  $\alpha_{КД}$  пропорційний кількості електричних імпульсів  $n_i$ , які надходять до нього від регулятора за програмою. На валу крокового двигуна 3 жорстко закріплене зубчасте колесо 4 (див. рис. 2), яке передає обертання шестерні, що за допомогою різевого з'єднання розміщується на хвостовій частині гідростатичної втулки з пружними елементами [8]. Під час обертання зазначеного зубчастого колеса гідростатична втулка набуває осьового переміщення і завдяки спеціальній пружній конструкції деформується, тим самим змінюючи зазор  $\delta_0$  в опорних регульованих вузлах шпинделя.

Під час виконання умови  $\rho_i \geq \rho_{max}$  результуюче значення  $\delta_i$  порівнюється з мінімально припустимою величиною статичного зазору  $\delta_{min}$ . Якщо  $\delta_i \leq \delta_{min}$ , сигнал на кроковий двигун не надходить. В іншому випадку здійснюється дискретне корегування зазору в підшипнику на значення  $\Delta \delta$ , наприклад 5 мкм. На двигун надходить кількість імпульсів  $n_i$ , необхідна для повороту крокового двигуна на кут  $\alpha_{КД}$ , який, у свою чергу, пропорційний зміні зазору  $\Delta \delta$ :

$$n_i = \alpha_{КД} \cdot N_1, \quad \alpha_{КД} = \frac{180 \cdot D_p \cdot i_n \cdot \Delta \delta}{L_p \cdot R_p \cdot n_p \cdot \text{tg} \beta},$$

де  $N_1$  – кількість імпульсів, необхідних для повороту вала крокового двигуна на кут  $1^\circ$ ;  $R_p$  – радіус різі на хвостовій частині гідростатичної втулки;  $D_p$  – середній діаметр різі;  $i_n$  – передавальне відношення зубчастої передачі;  $L_p$  – крок різі;  $n_p$  – число заходів різі;  $\beta$  – кут нахилу конічної поверхні гідростатичної втулки.

Таким чином, мікропроцесорний регулятор з кроковим двигуном безпосередньо за показниками безконтактних вимірювачів здійснює регулювання величиною радіального зазору  $\delta_0$ .

Принциповою відмінністю запропонованої адаптивної САК є можливість змінювати власну структуру залежно від умов оброблення на верстатах. Функціональна схема адаптивної САК наведена на рис. 4.

Цифрові сигнали  $U_1$ ,  $U_2$  з безконтактних вимірювачів ДБ<sub>1</sub>, ДБ<sub>2</sub> надходять до адаптивного регулятора АР, звідкіля сигнал  $U_{КВ}$  поступає до регулятора РЕГ КВ системи регулювання витратними характеристиками ГСО. Швидкодія зазначеної системи ліміту-

ється швидкодією регульованих радіальних ГСО шпинделя, яка знаходиться в межах 20...25 Гц. При цьому адаптивна САК працює в режимі 1.

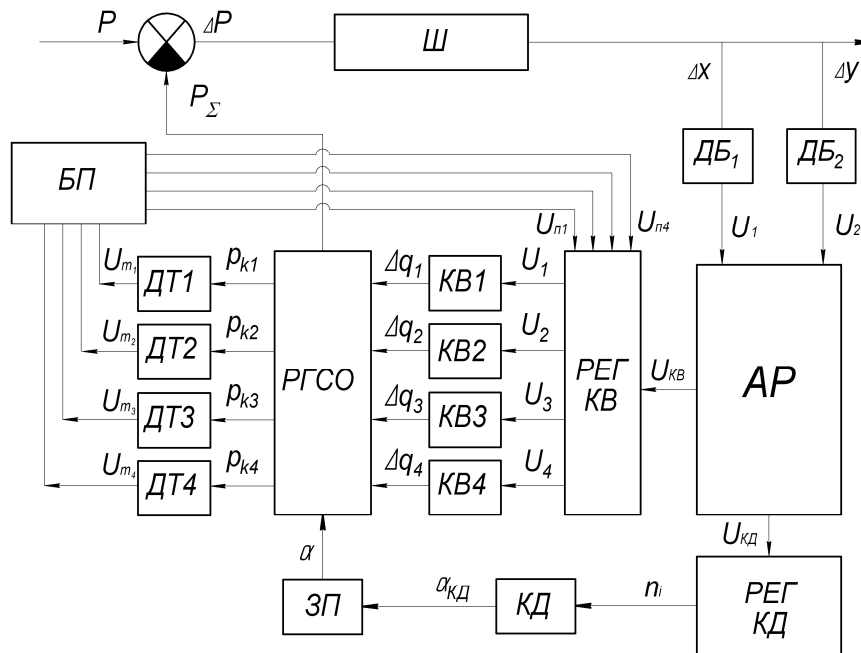


Рис. 4. Функціональна схема адаптивної САК

Якщо  $\rho_i > \rho_{max}$ , цифровий сигнал з АР  $U_{кд}$  надходить до регулятора РЕГ КД системи регулювання геометричними параметрами (зазором  $\delta_j$ ) ГСО шпинделя, яка має швидкодію порядку 1 Гц. Одночасно сигнал з АР  $U_{кв}$  надходить до регулятора РЕГ КВ. При цьому адаптивна САК працює в другому режимі до виконання умови  $\rho_i \leq \rho_{max}$ . Таким чином, система регулювання витратними характеристиками працює постійно, а система регулювання геометричними параметрами – тільки під час виконання умови  $\rho_i > \rho_{max}$ .

Для оцінювання ефективності запропонованої системи адаптивного керування виконано математичне моделювання траєкторій руху точки (точка  $O_2$  на рисунку 5, а) прикладання характеристичного вектора  $R$  шпинделя. Положення вектора  $R$  у просторі характеризує п'ятьма величинами: проекціями випадкового вектора  $\rho_R$  на осі декартової системи координат  $(\rho_x, \rho_y, \rho_z)$ , що визначають положення точки  $O_2$  та кутами  $\alpha_R, \beta_R$  нахилу вектора  $R$  відносно площини розміщення опорної точки. Траєкторії точки прикладання вектора  $R$  характеризують динамічну якість шпиндельного вузла верстата.

У результаті імітаційного моделювання коливань шпинделя у зосереджених параметрах засобами системи Simulink отримані траєкторії руху (рис. 5, б, в) точки прикладання вектора  $R$  шпинделя токарного верстата під час варіювання системами регулювання витратних характеристик ГСО. Коливання тиску в напірних магістралях не враховувалися. Рух шпинделя з нульового положення під час пуску та зупинки верстата не розглядався. Також виявлено, що прецесійний рух шпинделя є синхронним.

Встановлено, що застосування у системі живлення регульованих пропорційних клапанів витрат рідини дозволяє зменшити розмах коливань (величини осей еліпса) на порядок порівняно з дросельною системою регулювання та у 3 рази стосовно системи насос-карман (див. рис. 5, б). Запропоновані рішення щодо керування витратними характеристиками ГСО під час процесу механічного оброблення дозволили змістити еліптичну траєкторію обертання шпинделя до геометричної осі підшипника (крива 3 на рис. 5, в). Розміри напівосей еліпсів траєкторій залежать від амплітуди гармонічної складової зовнішнього навантаження.

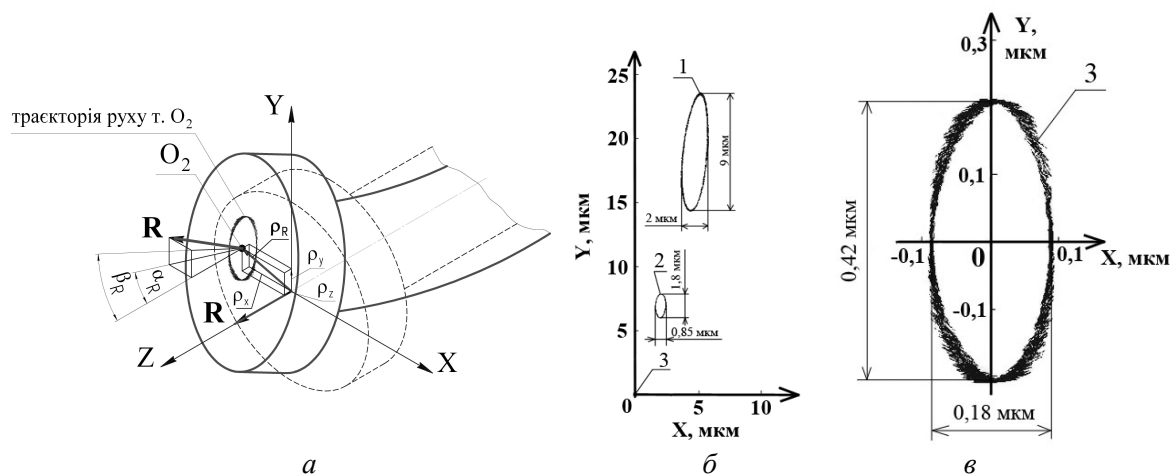


Рис. 5. Характеристичний вектор  $R$  шпинделя (а) та траєкторії руху точки  $O_2$  (б), крива 3 у збільшеному масштабі (в): 1 – траєкторія для дросельної системи регулювання; 2 – траєкторія для системи регулювання насос-карман; 3 – траєкторія для системи з пропорційними клапанами витрат рідини

З метою оцінювання ефективності регулювання величиною зазору  $\delta_0$  у ГСО для підвищення точності положення шпинделя досліджували параметри траєкторії руху його центра мас (приведеного до точки  $O_2$ ) у площині ортогональній до геометричної осі обертання (рис. 6).

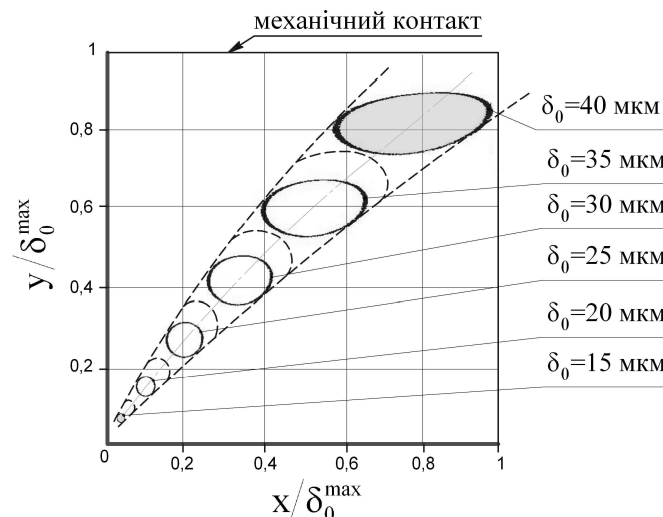


Рис. 6. Результати моделювання траєкторій руху шпинделя під час варіювання величиною зазору  $\delta_0$ :  $\delta_0^{\max}$  – максимальна величина радіального зазору в ГСО

Як видно з наведеного графіка, зменшення регульованих значень зазору  $\delta_0$  призводить як до відповідного зменшення величин напівосей еліптичної траєкторії осі обертання шпинделя, так і тренду зазначених траєкторій до центра підшипника, що на графіку визначається початком системи координат. Зазначені явища чинять позитивний вплив на формування вихідної точності верстата.

**Висновки.** Запропонована адаптивна САК положенням шпинделя на регульованих ГСО, яка залежно від характеру умов оброблення на верстаті передбачає зміну власної структури з метою забезпечення високої надійності та точності оброблення в широкому діапазоні зовнішніх навантажень на шпиндельний вузол верстата.

Встановлено, що застосування адаптивної САК положенням шпинделя забезпечує центрування шпинделя відносно осі підшипника в межах 0,1...0,5 мкм при навантаженні змінною силою різання, підвищує динамічну якість шпиндельного вузла за показниками статичної та динамічної податливостей у 1,3 разу.

Перспективним напрямком подальших досліджень шляхів забезпечення високої надійності та підвищення точності оброблення в широкому діапазоні зовнішніх навантажень є розробка та дослідження промислового зразка системи адаптивного керування положенням шпинделя на регульованих ГСО з пружними елементами.

### Список використаних джерел

1. Балакшин Б. С. Адаптивное управление станками / Б. С. Балакшин. – М. : Машиностроение, 1973. – 688 с.
2. Базров Б. М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков / Б. М. Базров. – М. : Машиностроение, 1978. – 216 с.
3. Курешов В. А. Система адаптивного управления для токарных станков с гидростатическими опорами шпинделей / В. А. Курешов, Э. А. Петровский, С. Н. Шатохин ; под ред. С. Н. Шатохина // Опоры скольжения с внешним источником давления : сб. статей. – 1977. – Вып. 2. – С. 147-154.
4. Зайцев В. П. Проектирование адаптивных гидростатических подшипников / В. П. Зайцев, С. Н. Шатохин, С. А. Ярошенко // Весник машиностроения. – 1992. – № 6-7. – С. 25-28.
5. Бойко С. В. Привод безступінчастого регулювання зазору в гідростатичних опорах для компенсації зміщень шпинделя: дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / С. В. Бойко. – Чернігів, 2009. – 258 с.
6. Федориненко Д. Ю. Підвищення точності обертання шпинделя засобами мехатронних систем / Д. Ю. Федориненко, С. А. Іванець, С. П. Сапон // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія „Технічні науки” : збірник – 2011. – № 3 (51). – С. 49-57.
7. Струтинський В. Б. Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах : монографія / В. Б. Струтинський, Д. Ю. Федориненко. – Ніжин : Аспект-Поліграф, 2011. – 464 с.
8. Пат. 97685 UA, МПК F16C 32/06. Регульований радіальний гідростатичний підшипник / В. Б. Струтинський, Д. Ю. Федориненко, С. В. Бойко ; заявник і патентовласник Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”. – № a201003534 ; заявл. 26.03.2010 ; опубл. 12.03.2012, Бюл. № 5.

УДК 621.941.08

**С.П. Сапон**, ст. викладач

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

## МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ОБЕРТАННЯ ШПИНДЕЛЯ

*Запропонована методика експериментального визначення траєкторій обертання шпинделя на основі використання високоточних безконтактних триангуляційних лазерних датчиків положення та цифрових засобів оброблення інформації. Описано конструкцію та принцип роботи вимірювальної апаратури та спорядження експериментального стенда. Наведено приклади побудови траєкторій обертання шпинделя на гідростатичних опорах.*

**Ключові слова:** шпиндель, експериментальні дослідження, траєкторія, лазерний триангуляційний датчик, гідростатичні опори.

*Предложена методика экспериментального определения траекторий вращения шпинделя на основе использования высокоточных бесконтактных триангуляционных лазерных датчиков положения и цифровых средств обработки информации. Описаны конструкция и принцип работы измерительной аппаратуры и оснастки экспериментального стенда. Приведены примеры построения траекторий вращения шпинделя на гидростатических опорах.*

**Ключевые слова:** шпиндель, экспериментальные исследования, траектория, лазерный триангуляционный датчик, гидростатические опоры.

*Method is proposed for experimental determine the trajectories of spindle rotation, using high-precision non-contact laser triangulation position sensors and digital processing. The design and principle of operation of the measuring apparatus and equipment the experimental stand are described. The examples of trajectories of the spindle with hydrostatic supports are present.*

**Key words:** spindle, experimental studies, trajectory, laser triangulation sensor, hydrostatic support.

**Постановка проблеми.** Точність робочих рухів формоутворюючих вузлів технологічного обладнання безпосередньо впливає на показники точності обробленої деталі. Одним з основних вихідних параметрів точності верстатів є траєкторія обертання шпинделя. Відомо, що на шпиндельний вузол припадає від 50 до 80 % сумарної похибки