

В.Д. Ковальов, д.т.н., проф.

О.В. Пономаренко, аспір.

М.С. Мельник, ст. викл.

Я.В. Васильченко, к.т.н., доц.

Донбаська державна машинобудівна академія

## МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА ВАЖКОГО ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА З АДАПТИВНОЮ СИСТЕМОЮ ЖИВЛЕННЯ ОПОР

*Розглянуті шляхи підвищення точності важкого верстатного обладнання, а саме адаптивне керування точністю положення осі обертання шпинделя важкого токарного верстата на гідростатичних опорах. Розроблена динамічна модель системи адаптивного керування точністю положення осі обертання шпинделя важкого токарного верстата на гідростатичних опорах. Проаналізовано ефективність системи, динамічні якості та характеристики точності.*

**Вступ.** Обробка на важких верстатах відрізняється від обробки на верстатах середньої та легкої групи. Головним чином це залежить від значної маси та габаритів оброблюваних деталей та, завдяки цьому, підвищених сил різання, теплових та пружних деформацій, які виникають в опорних вузлах верстата. Усе це призводить до втрати геометричної точності верстата та, внаслідок цього, до зниження якості оброблюваних деталей. Найбільш ефективним шляхом підвищення точності верстатного обладнання є оснащення його додатковими адаптивними системами керування та застосування прогресивних вузлів тертя.

Для важких верстатів з точки зору точності обертання шпинделя, жорсткості та вантажо-підйомності верстата найбільш ефективним є застосування опор рідинного тертя взагалі та, зокрема, гідростатичних опор. Гідростатичні підшипники можуть бути встановлені майже в будь-яких конструкціях, тому що вони мають переваги, яких не має жодний інший підшипник.

Поставлену задачу подальшого підвищення точності можливо розв'язати за допомогою оснащення шпиндельної групи важкого верстата адаптивною системою, яка працює за принципом екстремального керування.

**Основна частина.** Якщо розглядати шпиндельну групу важкого токарного верстата, вочевидь, що на точність обертання найбільший вплив мають вагові характеристики шпинделя та оброблюваної деталі. В свою чергу, це впливає на роботу опор рідинного тертя, тому що несе за собою вигин шпинделя.

На рис. 1 наведена розрахункова схема для шпиндельного вузла важкого токарного верстата. Для компенсації деформацій шпиндельного вузла регулюють величини навантажувальної здатності  $W_i$ , жорсткості гідростатичних шпиндельних опор  $J_i$  та координати  $X_i$ ,  $Y_i$ ,  $Z_i$  головних векторів реакцій опорного вузла, перерозподіляють загальний силовий баланс з метою мінімізації відхилення кінцевих ланок формоутворюючої системи (переднього кінця шпинделя). Якщо регулювати та перерозподіляти видатки мастильного матеріалу  $Q_j$  крізь окремі кармани опор  $j$ , можливо здійснювати мікропереміщення у вузлах в границях величини зазору  $h_i$  між опорними поверхнями для компенсації відхилень  $\Delta$ .

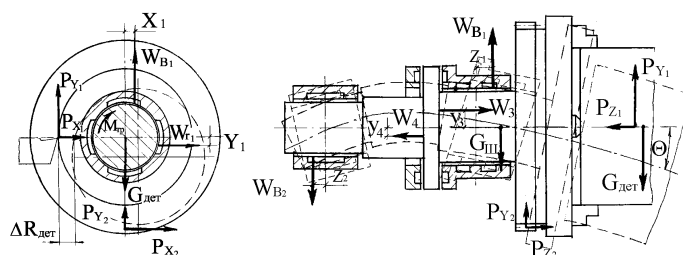


Рис. 1. Розрахункова схема шпиндельного вузла важкого токарного верстата

При вирішенні цієї проблеми перспективним є дослідження можливостей заміни традиційної системи живлення гідростатичних шпиндельних опор на адаптивну систему керування з регуляторами, що працюють за результатами безпосереднього виміру положення виконавчого органу.

Схема такої системи наведена на рис. 2.

В якості регуляторів тиску, які можуть бути застосовані в системі керування, можливо використовувати мембранні або золотникові регулятори. Найкращі експлуатаційні властивості системи забезпечуються золотниковим регулятором з лінійним двигуном (рис. 3).

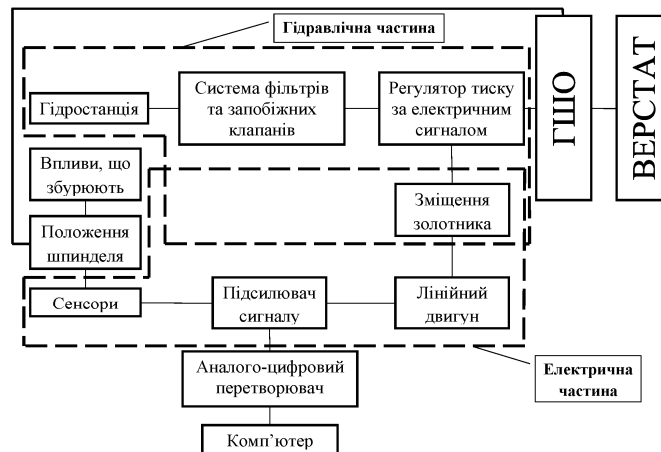


Рис. 2. Структурна схема адаптивної системи керування з регуляторами, що працюють за електричним сигналом

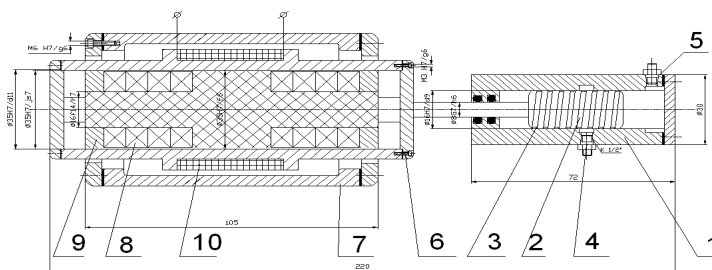


Рис. 3. Золотниковий регулятор з лінійним двигуном (Патент України № 37695)

Відповідно до розробленої структурної схеми запишемо рівняння для переміщень механічної частини та рівняння, які описують процеси в електричній частині системи.

Рівняння переміщення шпиндельного валу буде мати наступний вигляд:

$$m_{шп} \frac{d^2 y_{шп}}{dt^2} + \beta \frac{dy_{шп}}{dt} - G + P_z + p_{навант} S_{ефект} - p_{навант} S_{ефект} = 0, \quad (1)$$

де  $m_{шп}$  – маса шпинделя;

$y_{шп}$  – абсолютна координата переміщення переднього кінця шпинделя у вертикальній площині;

$\beta$  – коефіцієнт в'язкого тертя у карманах передньої гідростатичної опори;

$G$  – вага оброблюваної деталі;

$P_z$  – складова частина сили різання;

$p_{навант}$  та  $P_{навант}$  – відповідно тиски у навантаженому та ненавантаженому карманах передньої гідростатичної опори;

$S_{ефект}$  – ефективна площа карманів передньої гідростатичної опори.

Передатна функція сенсору, який вимірює положення миттєвої осі шпинделя, має вигляд:

$$U_{сенси} = K_{сенси} y_{шп}, \quad (2)$$

де  $K_{сенси}$  – коефіцієнт добротності сенсору.

Диференційні рівняння, які описують роботу лінійного двигуна (напругу, струм якоря та тягове зусилля):

$$U_{нідс} = \left( U_{сенси} - K_1 x - K_2 \frac{dx}{dt} \right) K_3, \quad (3)$$

$$U_{nidc} = K_4 \frac{dx}{dt} + I_{я} (R_{я} + R_{\delta}) + L_{я} \frac{dI_{я}}{dt}, \quad (4)$$

де  $U_{nidc}$  – вихідна напруга підсилювача потужності;  $K_1$  – коефіцієнт добротності приводу за переміщеннями;  $x$  – зміщення повзуна лінійного двигуна;  $K_2$  – коефіцієнт добротності приводу за швидкістю;  $K_3$  – коефіцієнт підсилювання підсилювача потужності;  $K_4$  – обмотковий коефіцієнт лінійного двигуна, що залежить від конструкції двигуна та індукції збурення;  $I_{я}$  – струм якоря;  $R_{я}$  та  $R_{\delta}$  – відповідно опір обмотки якоря та додатковий опір;  $L_{я}$  – індуктивність ланки якоря лінійного двигуна;

Величини  $K_1$  та  $K_2$  регулюються, що дає можливість налагоджування електричної частини системи.

Тягове зусилля лінійного двигуна, яке відповідає за переміщення золотника регулятора:

$$F_{тяг} = K_5 I_{я}, \quad (5)$$

де  $K_5$  – коефіцієнт тягового зусилля.

Диференціальне рівняння переміщення повзуна лінійного двигуна із золотником регулятора тиску має наступний вигляд:

$$\left( m_n + m_{зол} \right) \frac{d^2x}{dt^2} + \beta_{сум} \frac{dx}{dt} + F_{терм} \operatorname{sign} \left( \frac{dx}{dt} \right) = F_{тяг}, \quad (6)$$

де  $m_n$  та  $m_{зол}$  – відповідно маси повзуна та золотника;  $\beta_{сум}$  – сумарний приведений коефіцієнт в'язкого демпфірування, який враховує електромагнітне демпфірування за рахунок активного опору якірної ланки і дію ланки зворотного зв'язку за швидкістю золотника;  $F_{терм}$  – сумарна сила тертя в підвісі повзуна і в регуляторі;

Рівняння розрахунку гідравлічних опорів золотника та карманів передньої гідростатичної опори:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{зол} = 6,9 \cdot 10^{-9} \frac{\mu l_0}{d_0^4} \\ R_{лів} = \frac{R_{зол}}{x_{\max} + 0,5 x_{\max}} \\ R_{прав} = \frac{R_{зол}}{x_{\max} - (x_{\max} + 0,5 x_{\max})} \\ R_{серед} = 0,5 \cdot 10^{-9} \frac{\mu}{h^3 \left( \frac{l}{B-b} - \frac{b}{L-l} \right)} \\ R_{ненавант} = \frac{R_{серед}}{y_{шт} + 0,5 h} \\ R_{навант} = \frac{R_{серед}}{h - (y_{шт} + 0,5 h)} \\ p_{ненавант} = \frac{R_{ненавант}}{R_{лів}} \\ p_{навант} = \frac{R_{навант}}{R_{прав}} \end{array} \right. \quad (7)$$

де  $R_{зол}$  – сумарний гідравлічний опір золотника;

$\mu$  – кінематична в'язкість мастильної рідини,  $\mu = 0,28 \frac{М\cdot c}{x^2}$ ;

$l_0$  – довжина гвинтової дроселюючої канавки;

$d_0$  – діаметр гвинтової дроселюючої канавки;

$R_{лів}$  та  $R_{прав}$  – відповідно гідравлічні опори лівої та правої частин золотника;

$x_{\max}$  – максимальне переміщення золотника;

$R_{серед}$  – середній гідравлічний опір карманів передньої гідростатичної опори;

$h$  – максимально припустимий зазор в опорі;

$B$  та  $L$  – геометричні розміри кармана;

$b$  та  $l$  – геометричні розміри перемички;

$R_{ненавант}$  та  $R_{навант}$  – відповідно гідравлічні опори ненавантаженого та навантаженого карманів.

Таким чином, шукана система рівнянь, яка описує поведінку системи, має наступний вигляд:

$$\left\{ \begin{aligned} & m_{ун} \frac{d^2 y_{ун}}{dt^2} + \beta \frac{dy_{ун}}{dt} - G + P_z + P_{ненавант} S_{ефект} - P_{навант} S_{ефект} = 0, \\ & U_{сенс} = K_{сенс} y_{ун}, \\ & U_{нідс} = \left( U_{сенс} - K_1 x - K_2 \frac{dx}{dt} \right) K_3, \\ & U_{нідс} = K_4 \frac{dx}{dt} + I_{я} (R_{я} + R_0) + L_{я} \frac{dI_{я}}{dt}, \\ & F_{мяг} = K_5 I_{я}, \\ & (m_n + m_{зол}) \frac{d^2 x}{dt^2} + \beta_{сум} \frac{dx}{dt} + F_{терм} \operatorname{sign} \left( \frac{dx}{dt} \right) = F_{мяг}, \\ & R_{зол} = 6,9 \cdot 10^{-9} \frac{\mu l_0}{d_0^4}, \\ & R_{лів} = \frac{R_{зол}}{x_{\max} + 0,5 x_{\max}}, \\ & R_{прав} = \frac{R_{зол}}{x_{\max} - (x_{\max} + 0,5 x_{\max})}, \\ & R_{серед} = 0,5 \cdot 10^{-9} \frac{\mu}{h^3 \left( \frac{l}{B-b} - \frac{b}{L-l} \right)}, \\ & R_{ненавант} = \frac{R_{серед}}{y_{ун} + 0,5 h}, \\ & R_{навант} = \frac{R_{серед}}{h - (y_{ун} + 0,5 h)}, \\ & P_{ненавант} = \frac{R_{ненавант}}{R_{лів}}, \\ & P_{навант} = \frac{R_{навант}}{R_{прав}}. \end{aligned} \right. \tag{8}$$

Система рівнянь (8) може бути використана цілком або частково для моделювання динамічних процесів в шпindelній групі важкого токарного верстата мод. КЖ16275Ф3 з використанням програмних пакетів динамічного моделювання, наприклад, Matlab Simulink (рис. 4).

Оцінка швидкодії виконувалась за часом відгуку системи на зовнішні збудження, тобто за часом повертання миттєвої осі обертання шпindelю до центрального положення.

Результати моделювання представлені на рис. 5 у вигляді осцилограм. Графіки наведені для випадку імпульсного зовнішнього збурення з увімкненою системою адаптивного керування положенням осі шпindelю важкого токарного верстата мод. КЖ16275Ф3 (максимальний діаметр оброблюваної деталі 2 м, маса деталі до 63 т.).



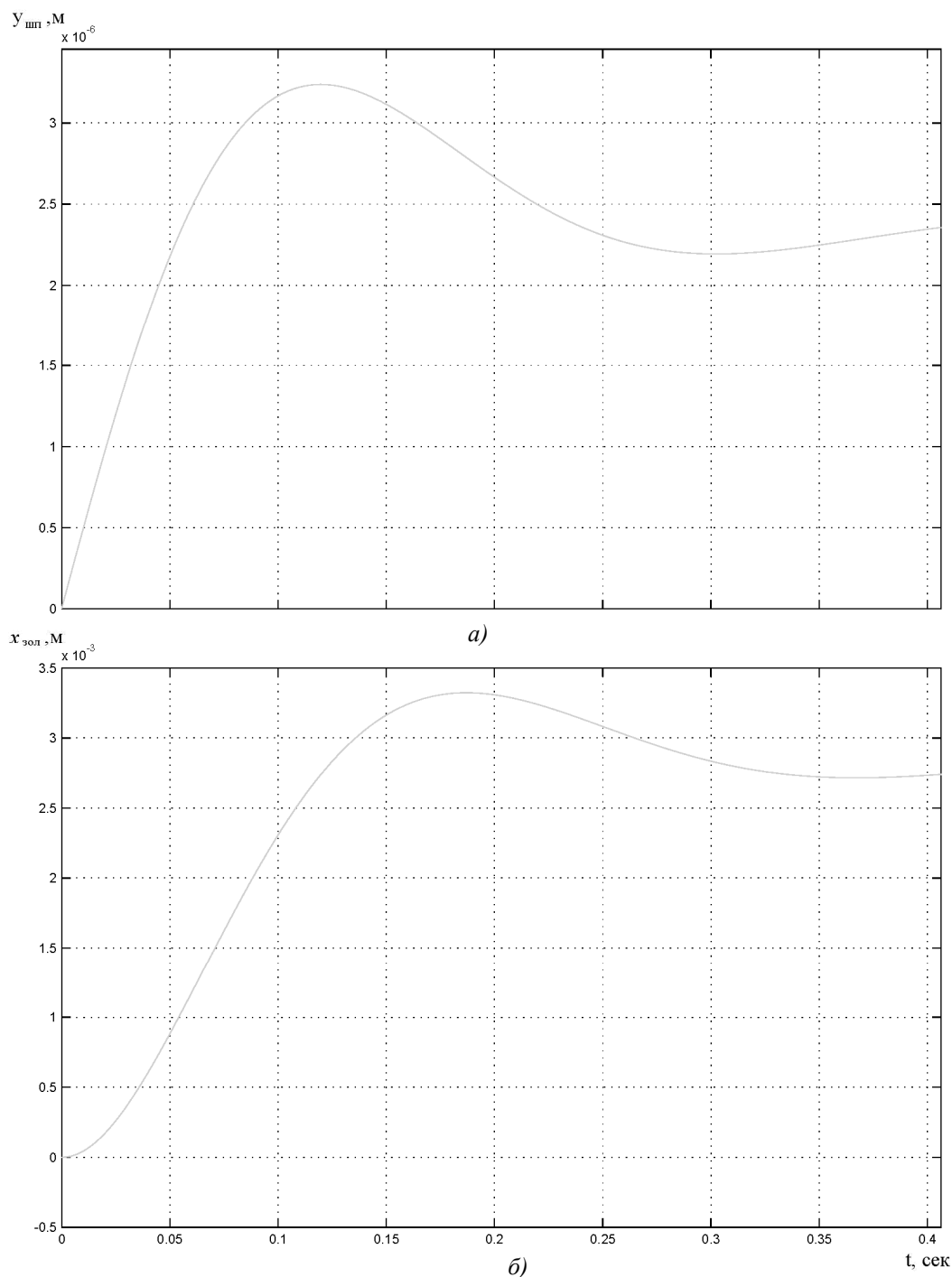


Рис. 5. Результати динамічного моделювання: а) переміщення переднього кінця шпинделя; б) переміщення золотника

Для різних швидкостей обертання шпинделя при зміні зовнішнього збурення за таким характером, графік переміщення переднього кінця шпинделя є подібним до графіка переміщення золотника. Ці траєкторії відрізняються амплітудою та часом запізнення.

На рис. 5 видно, що для заданих умов експерименту швидкодія системи складає близько 0,2 с і є постійною для всіх інших умов. Коливальний характер перехідного процесу в шпиндельній групі обумовлений налаштуванням регульованих елементів системи. Таке налаштування забезпечує максимальну швидкодію. При збільшенні коефіцієнта зворотного зв'язку або при зменшенні зазору в опорі та збільшенні в'язкості мастильного матеріалу, що визначають коефіцієнт демпфірування в опорі, можливо отримати аперіодичний перехідний процес.

За результатами моделювання роботи системи з різними видами зовнішнього збурення максимальне відхилення переднього кінця шпинделя не перевищує 3–5 мкм.

**Висновки.** Застосування адаптивної системи керування гідростатичними шпиндельними опорами дає можливість: підвищити точність обертання шпинделя за рахунок перерозподілу мастильного матеріалу між відповідними карманами гідростатичної опори; збільшити жорсткість та навантажувальну здатність шару мастильного матеріалу; підвищити точність та працездатність важких верстатів зі шпиндельними гідростатичними опорами.

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. Ковалев В.Д. Опоры и передачи жидкостного трения станочного оборудования / В.Д. Ковалев, О.Ф. Бабин. – Краматорск : ДГМА, 2003. – 250 с.
2. Численное решение задач в гидромеханике: Механика. Новое в заруб. науке / под ред. Р.Рихтмайера. – М. : Мир, 1997. – Сер. 14. – 208 с.
3. Золотниковий регулятор : пат. України № 37695 ; заяв. 21.05.2008; опубл. 10.12.2008; Бюл. № 23.
4. Прокопенко В.А. Динамика шпиндельных гидростатических подшипников при использовании схемы управления с регуляторами / В.А. Прокопенко, И.А. Чернов // Теория механизмов и машин. – 2007. – № 1. – Т. 5. – С. 24–30.

КОВАЛЬОВ Віктор Дмитрович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри “Металорізальні верстати та інструмент” Донбаської державної машинобудівної академії.

Наукові інтереси:

- підвищення якості, точності, трудоздатності технологічних систем;
- створення нових видів верстатного обладнання.

Тел. роб.: (0626)41–77–23;

дом.: (06264)5–53–64.

ПОНОМАРЕНКО Олександр Валерійович – аспірант кафедри “Металорізальні верстати та інструмент” Донбаської державної машинобудівної академії.

Наукові інтереси:

- розробка систем адаптивного управління технологічними системами;
- створення технологій та обладнання для складнопрофільної обробки.

МЕЛЬНИК Максим Сергійович – старший викладач кафедри “Металорізальні верстати та інструмент” Донбаської державної машинобудівної академії.

Наукові інтереси:

- розробка технологій та обладнання для зміцнення інструмента, деталей, матеріалів;
- складно профільна обробка на важких верстатах;

ВАСИЛЬЧЕНКО Яна Василівна – кандидат технічних наук, доцент, докторант кафедри “Металорізальні верстати та інструмент” Донбаської державної машинобудівної академії.

Наукові інтереси:

- адаптивні системи.

Тел.: (06264)5–52–89.

Подано 11.12.2009





**Ковальов В.Д., Пономаренко О.В., Мельник М.С., Васильченко Я.Н.** Моделювання роботи шпіндельного вузла важкого токарного верстата з адаптивною системою живлення опор

**Ковальов В.Д., Пономаренко О.В., Мельник М.С., Васильченко Я.Н.** Моделирование работы шпиндельного узла тяжелого токарного станка с адаптивной системой питания опор

УДК 621.9

**Моделирование работы шпиндельного узла тяжелого токарного станка с адаптивной системой питания опор / В.Д. Ковальов, О.В. Пономаренко, М.С. Мельник, Я.Н. Васильченко**

Рассмотрены пути повышения точности тяжелого станочного оборудования, а именно адаптивное управление точностью положения оси вращения шпинделя тяжелого токарного станка на гидростатических опорах. Разработана динамическая модель системы адаптивного управления управление точностью положения оси вращения шпинделя тяжелого токарного станка на гидростатических опорах. Проанализирована эффективность системы, динамические качества и характеристики точности.

*The ways of exactness increase of heavy machine-tool equipment, namely the adaptive control of exactness of axis position of spindle rotation of heavy lathe on hydrostatical supports are considered. The dynamic model of the adaptive control system of exactness of axis position of spindle rotation of heavy lathe on hydrostatical supports is developed. The efficiency of the system, dynamic qualities and exactness descriptions, are analyzed.*