

## ВИЗНАЧЕННЯ ПОВЕДІНКИ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ШПИНДЕЛЬНИХ ОПОР ШЛІФУВАЛЬНОЇ БАБКИ

Федотьева Л. П.

Одним из перспективных направлений уменьшения вибраций шпиндельного узла является применение регулируемых гидростатических опор (ГСО), которые позволяют не только повысить точность вращения шпинделя, а и, благодаря высокой демпфирующей способности, увеличить вибростойкость станка и качество обработки деталей.

В статье приведены данные моделирования поведения упругой системы шлифовальной бабки при изменении жесткости опор: увеличение жесткости опор жидкостного трения на 10 % приводит к уменьшению амплитуды колебаний на 25 %.

Таким образом, конструкция опор жидкостного трения, которая дает возможность управлять значением жесткости опор в зависимости от требований качества к поверхностному слою при шлифовании (шероховатости) позволит при незначительном увеличении жесткости значительно уменьшить шероховатости обработанной поверхности. Однако для оптимального использования данного способа повышения вибростойкости необходимо использовать систему автоматического регулирования зазора в подшипниках жидкостного трения.

Одним з перспективних напрямків зменшення вібрацій шпиндельного вузла є застосування регульованих гідростатичних опор (ГСО), які дозволяють не тільки підвищити точність обертання шпинделя, а й, завдяки високій демпфуючій здатності, збільшити вибростійкість верстата і якість обробки деталей.

У статті наведено дані моделювання поведінки пружної системи шліфувальної бабки при зміні жорсткості опор: збільшення жорсткості опор рідинного тертя на 10 % призводить до зменшення амплітуди коливань на 25 %.

Таким чином, конструкція опор рідинного тертя, яка дає можливість керувати значенням жорсткості опор залежно від вимог якості до поверхневого шару при шліфуванні (шорсткості) дозволить при незначному збільшенні жорсткості значно зменшити шорсткість обробленої поверхні. Однак, для оптимального використання даного способу підвищення вибростійкості необхідно використовувати систему автоматичного регулювання зазору в підшипниках рідинного тертя.

One of the promising directions to reduce vibration of the spindle unit is the use of controlled hydrostatic bearings (HSB), which can not only improve the accuracy of rotation of the spindle, but also due to the high damping capacity, increase the vibration of the machine and the quality of machining. The article presents the data model the behavior of the elastic system of grinding head when changing the stiffness of supports: stiffening supports fluid friction by 10 % leads to a decrease in the oscillation amplitude by 25 %. Thus, the design supports the fluid friction, which makes it possible to control the value of the rigidity of supports depending on the requirements of the quality of the surface layer by grinding (surface roughness) allow a slight increase in stiffness significantly reduce the roughness of the treated surface. However, for optimum use of this method of increasing the vibration resistance is necessary to use an automatic control of the gap fluid friction in the bearings.

Федотьева Л. П.

канд. техн. наук, доц. КрНУ,  
[fan450@yandex.ru](mailto:fan450@yandex.ru)

КрНУ – Кременчуцький національний університет ім. М. Остроградського,  
м. Кременчук.

УДК 621.924.1

Федотьева Л. П.

## ВИЗНАЧЕННЯ ПОВЕДІНКИ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ШПИНДЕЛЬНИХ ОПОР ШЛІФУВАЛЬНОЇ БАБКИ

Сучасна наука про верстати і системи приділяє величезну увагу питанням вібростійкості верстатів. Вібростійкість верстатів тісно пов'язана з їх жорсткістю і обидва чинники часто визначають досягну продуктивність. Вібрації обмежують допустимі режими різання при обробці (особливо швидкість і глибину різання), призводять до отримання у деталі хвилястої поверхні, підвищеного наклепу її поверхневих шарів, зниження точності обробки, стійкості ріжучого інструменту, розладу з'єднань верстата і його прискореного зносу [1]. При виникненні значних вібрацій роботу, як правило, доводиться припинити. Зважаючи на сказане розгляд і рішення саме цієї проблеми у даній роботі є доволі актуальним у наш час.

Одним з перспективних напрямків підвищення точності та вібростійкості шпиндельних вузлів є застосування гідростатичних опор (ГСО) [2].

Одним з перспективних напрямків зменшення вібрацій шпиндельного вузла є застосування регульованих ГСО [3], що дозволяють не тільки підвищити точність обертання шпинделя, а й завдяки високій демпфуючій здатності, збільшити вібростійкість верстата та якість обробки деталей.

Мета роботи полягає у визначенні поведінки шпинделя шліфувальної бабки при зміні жорсткості опор за допомогою моделювання для розробки автоматичної системи стабілізації величини зазору в гідростатичних підшипниках для підвищення сталості процесу шліфування.

Підвищення вібростійкості ТОС на прикладі шліфувальної бабки будемо досягати за рахунок уведення у конструкцію спеціальних пристроїв для регулювання жорсткості шпиндельних опор: наприклад регулювання зазору у підшипниках рідинного тертя.

Змоделювати поведінку пружної системи шліфувальної бабки при зміні жорсткості опор можливо за допомогою прикладного програмного забезпечення Cosmos Motion.

Для цього побудували тривимірну еквівалентну модель шпиндельної бабки у середовищі SolidWorks (рис. 1).

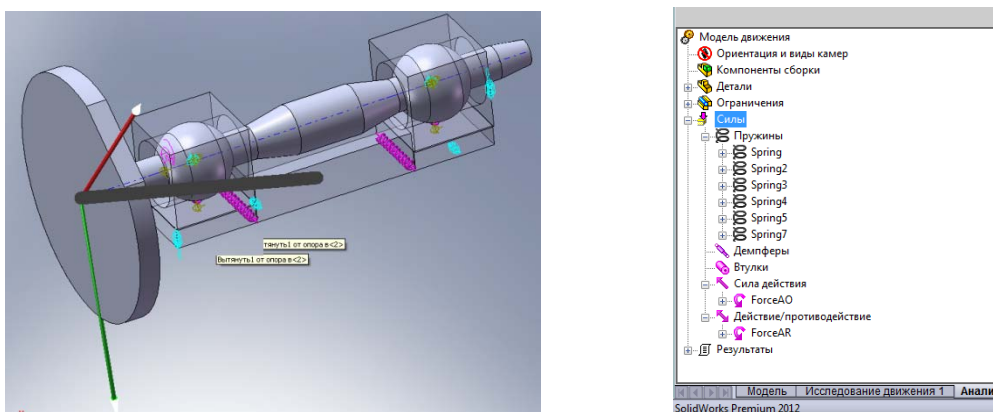


Рис. 1. Тривимірна еквівалентна модель шпиндельної бабки та вихідні параметри цієї моделі

У еквівалентній моделі замінені опори рідинного тертя на комплексні опори, що складаються із послідовно з'єднаних кулькових опор: опора, що має можливість рухатися у вертикальній площині і опора, що має можливість рухатися у горизонтальній площині. Жорсткість опор моделюємо елементами системи Cosmos Motion – пружинами. Жорсткість цих пружин призначаємо, виходячи із проведених раніше розрахунків (рис. 1).

Силу різання змодельємо як момент опору, що діє на шліфувальний круг і зростає при збільшенні частоти обертання шпинделя (рис. 2).

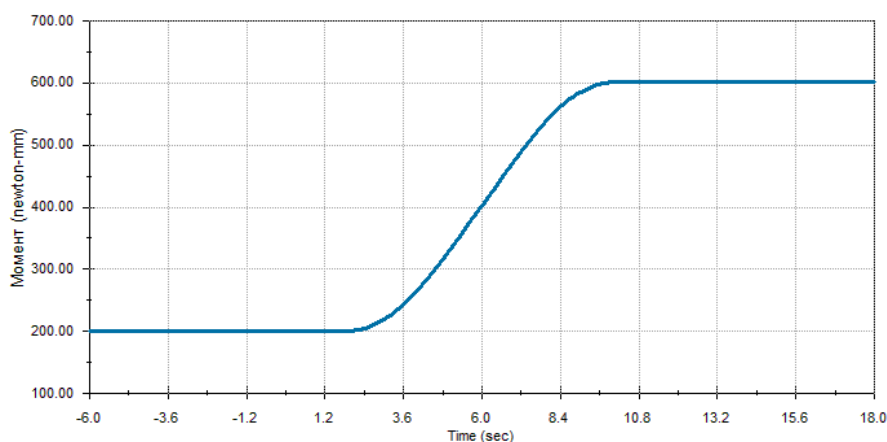


Рис. 2. Момент опору, що діє на шліфувальний круг

При моделюванні будемо визначати зміщення осі шліфувального круга при розгоні і при усталеному обертанні в залежності від зміни жорсткості опор. Вихідні параметри дослідження наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Вихідні параметри дослідження зміщення осі шліфувального круга

Жорсткість несучих масляних клинів підшипника, Н/мм	Зміна обертового моменту
120,6	Синусоїдальний закон: середнє значення – $M = 1250$ Н мм амплітуда коливань – $A_M = 200$ Н мм частота коливань – $n = 1,25$ кол/с
134	
147,4	

Дослідження при розгоні моделювали при прикладенні до шпинделя обертового моменту, що змінювався за синусоїдальним законом (рис. 3).

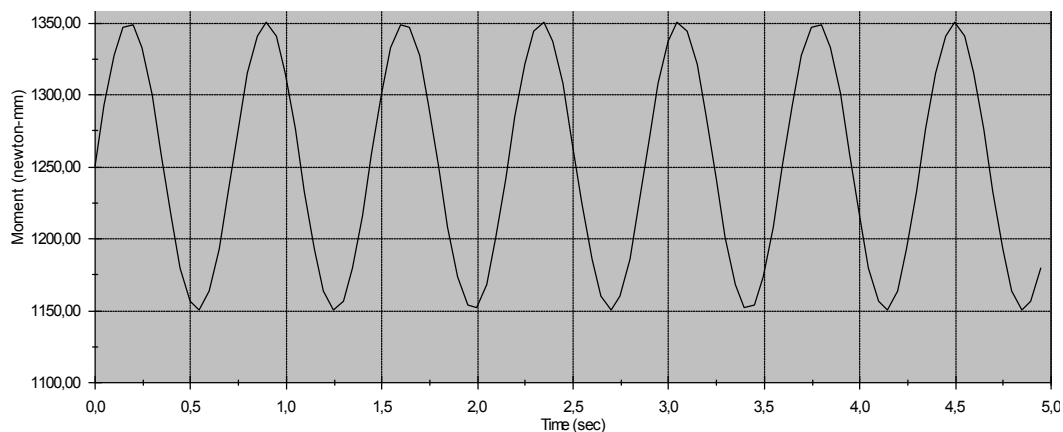


Рис. 3. Закон зміни обертового моменту

Такий підхід дає змогу враховувати нерівномірність обертового моменту, викликану несталістю обертання валу двигуна і коливальних процесів у пасовій передачі.

Дослідження при розгоні шпинделя шліфувальної бабки проводили протягом 20 с, що дало змогу повністю розігнати шпиндель (рис. 4, а – в).

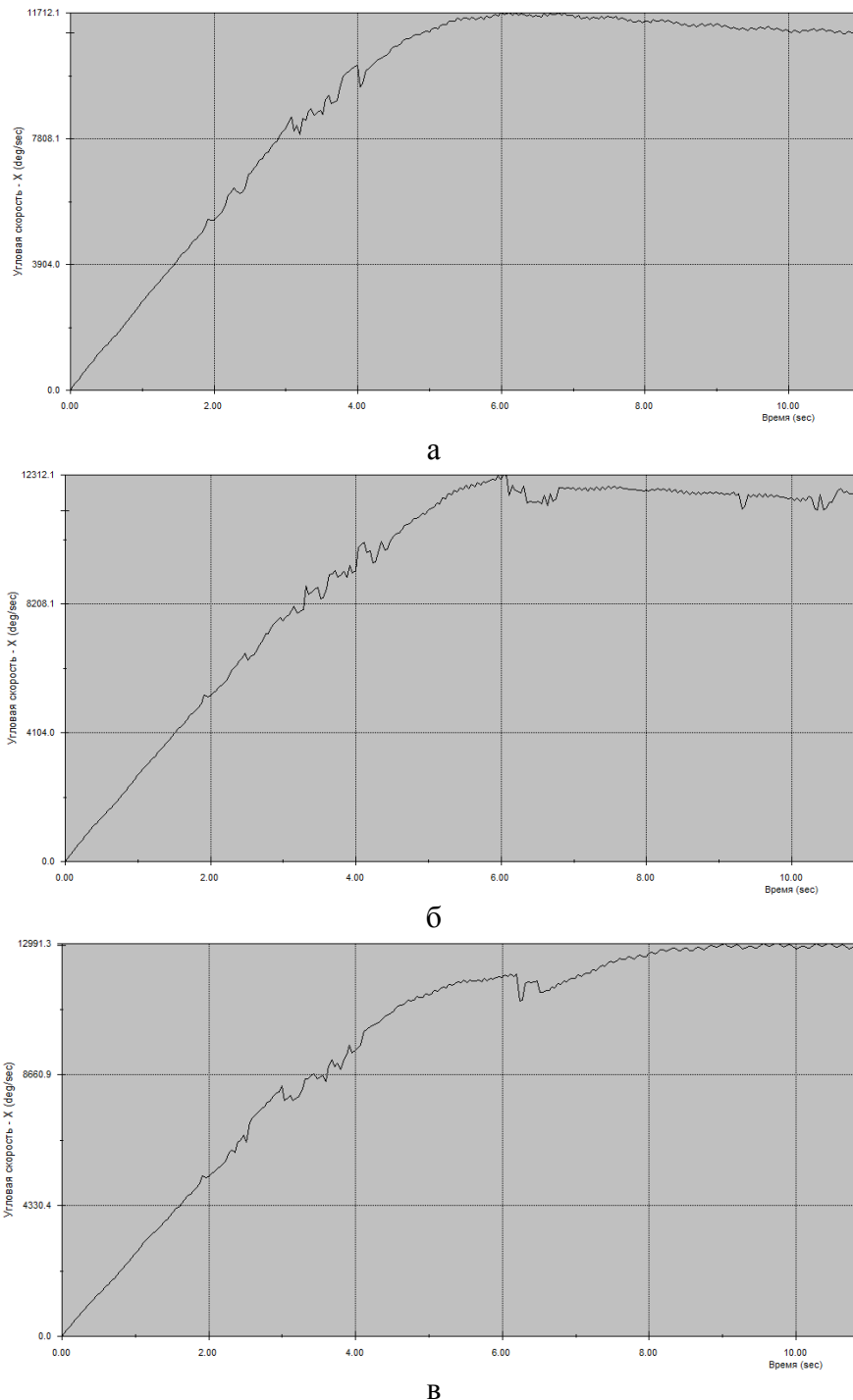


Рис. 4. Процес розгону шпинделя при моделюванні зміщення осі шліфувального круга (printscreen): а–в – варіанти жорсткості опор за табл. 1

Значення кутової швидкості декілька завищені порівняно із розрахунковими в зв'язку із тим, що в моделі не враховано зміну сил тертя в залежності від швидкості обертання.

Результати моделювання зміщення осі шпинделя наведено на рис. 5–7. Значення зміщення дано від опорної точки на поверхні станини.

Аналіз наведених даних свідчить про те, що збільшення жорсткості опор рідинного тертя на 10 % призводить до зменшення амплітуди коливань на 25 %. Отже конструкція опор рідинного тертя, що дає змогу керувати значенням жорсткості опор в залежності від вимог якості до поверхневого шару при шліфуванні (шорсткості) дозволить при незначному підвищенні

жорсткості значно зменшити шорсткість обробленої поверхні. Але при цьому будуть зростати і витрати потужності насоса, що забезпечує прокачування рідини у карманах підшипників. Тому для оптимального використання даного способу підвищення вібростійкості необхідно вирішувати задачу оптимізації в реальному часі, тобто необхідно використовувати систему автоматичного керування зазором у підшипниках рідинного тертя.

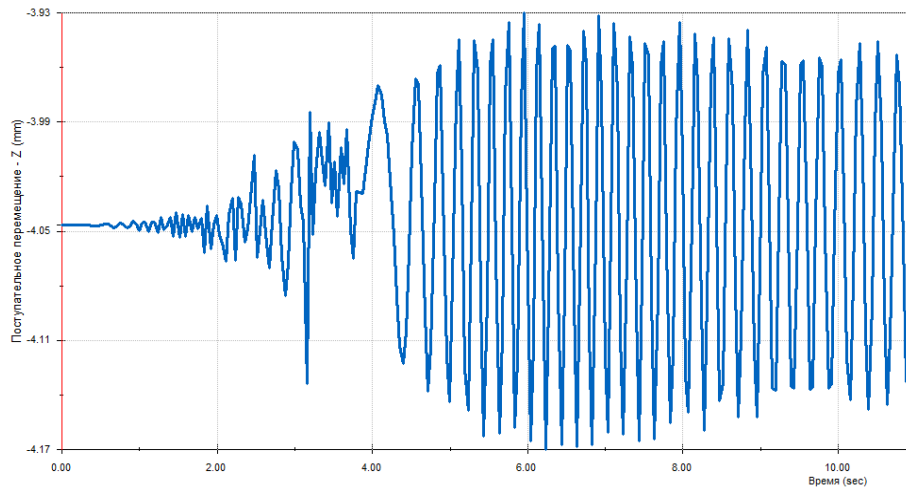


Рис. 5. Зміщення осі шпинделя (printscreen) при розгоні: жорсткість опор рідинного тертя 120,6 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,24\text{мм}$ )

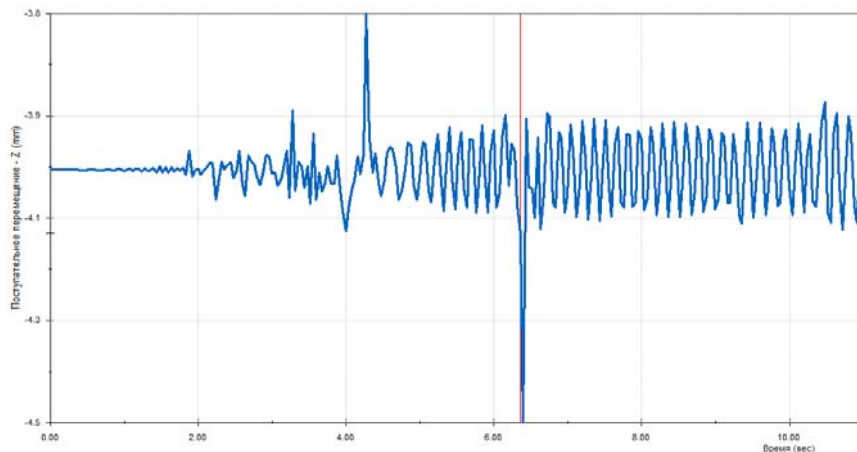


Рис. 6. Зміщення осі шпинделя (printscreen) при розгоні: жорсткість опор рідинного тертя 134 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,18\text{мм}$ )

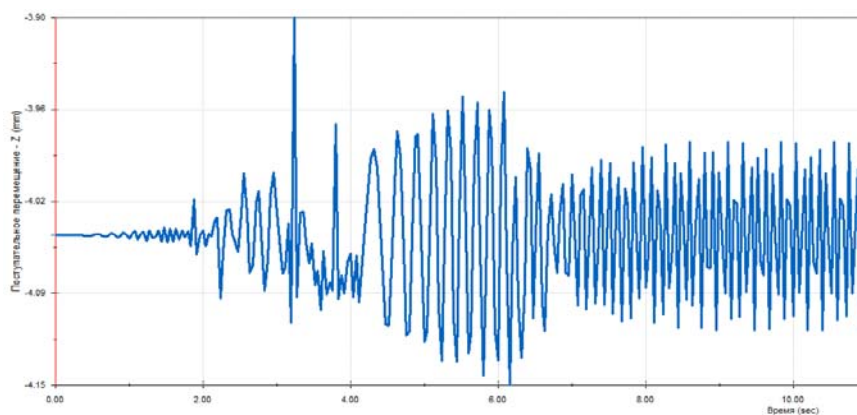


Рис. 7. Зміщення осі шпинделя (printscreen) при розгоні: жорсткість опор рідинного тертя 147,4 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,13\text{мм}$ )

*Дослідження при сталій швидкості обертання шпинделя шліфувальної бабки*

Так як процес обертання шпинделя встановлений, то збурюючим фактором буде тільки процес різання і нерівноваженість обертових мас: шпинделя, шліфувального круга, пасової передачі. В зв'язку із цим час моделювання зменшено до 5 с.

Результати моделювання зміщення осі шпинделя при усталеному обертанні наведено на рис. 8–10. Значення зміщення дано від опорної точки на поверхні станини.

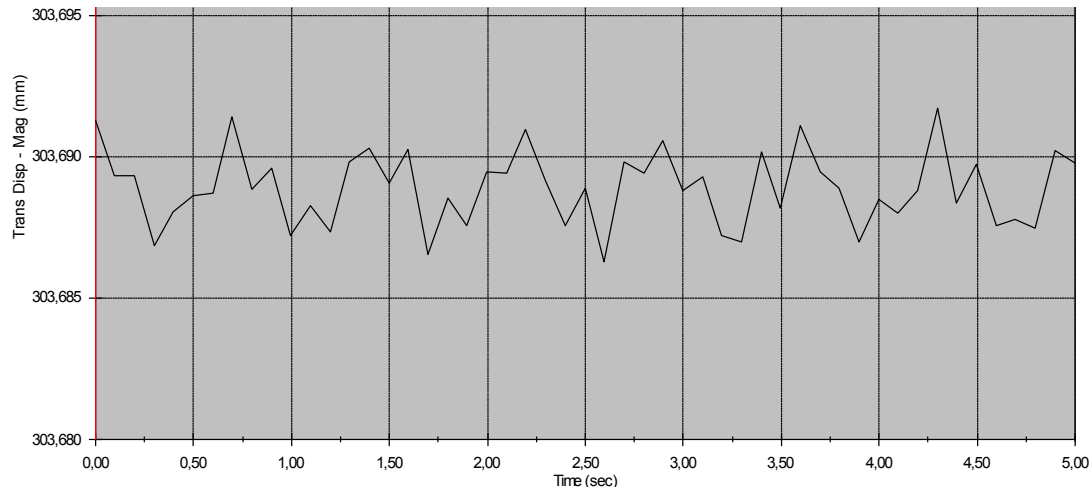


Рис. 8. Зміщення осі шпинделя (printscreen) при усталеному русі: жорсткість опор рідинного тертя 120,6 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,063 \text{ мм}$ )

Аналіз отриманих залежностей свідчить про те, що система стабілізувалася і збурення не значно впливають на величину зміщень осі шпинделя при різних значеннях жорсткості опор рідинного тертя. Максимальні значення зміщень досягають  $\delta_{\max} = 0,063 \text{ мм}$ .

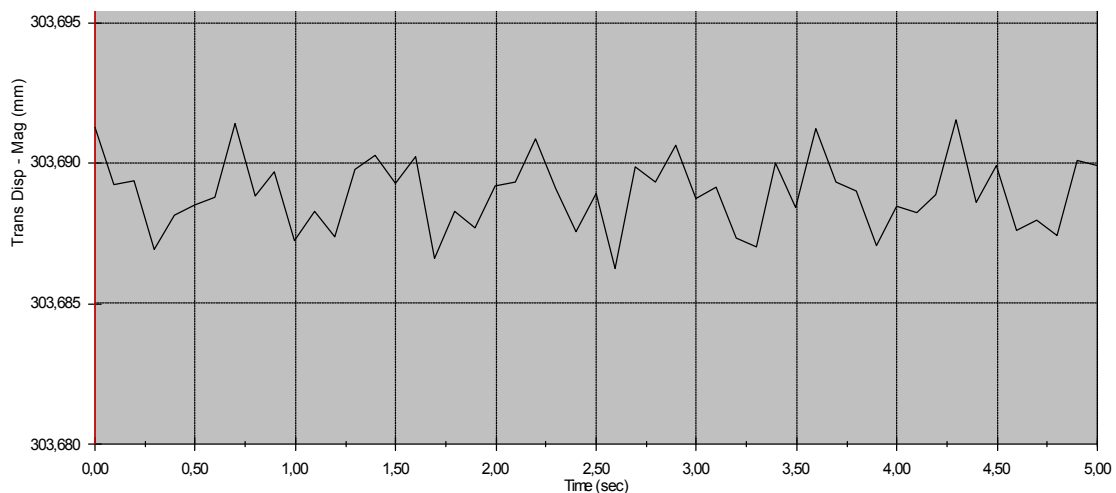


Рис. 9. Зміщення осі шпинделя (printscreen) при усталеному русі: жорсткість опор рідинного тертя 134 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,061 \text{ мм}$ )

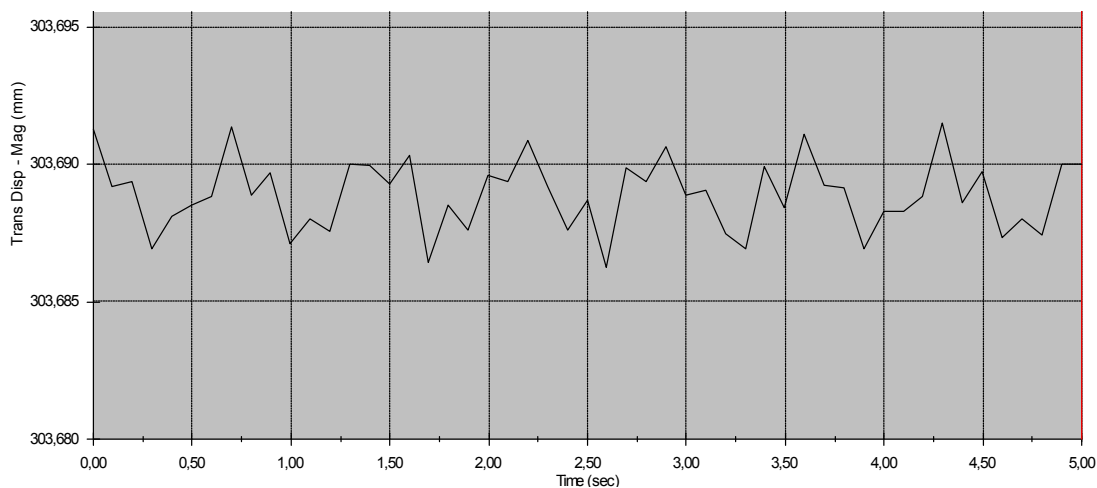


Рис. 10. Зміщення осі шпинделя (printscreen) при усталеному русі: жорсткість опор рідинного тертя 147,4 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,058_{\text{мм}}$ )

### ВИСНОВКИ

Змодельовали поведінку пружної системи шліфувальної бабки при зміні жорсткості опор: збільшення жорсткості опор рідинного тертя на 10 % призводить до зменшення амплітуди коливань на 25 %.

Отже конструкція опор рідинного тертя, що дає змогу керувати значенням жорсткості опор в залежності від вимог якості до поверхневого шару при шліфуванні (шорсткості) дозволить при незначному підвищенні жорсткості значно зменшити шорсткість обробленої поверхні. Але для оптимального використання даного способу підвищення вібростійкості необхідно використовувати систему автоматичного керування зазором у підшипниках рідинного тертя.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Скуратов Д. Л. Повышение виброустойчивости технологических систем при обработке деталей двигателей летательных аппаратов / Д. Л. Скуратов, Е. В. Бурмистров, В. Н. Самыкин – Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – № 3 (19), 2009. – С. 200–206.
2. Петков П. П. Аналитические исследования возможностей повышения виброустойчивости шпиндельных узлов станков на гидростатических опорах / П. П. Петков, В. А. Прокопенко, И. А. Чернов – Труды СПбГТУ. №504. СПб. : Изд-во СПбГПУ, 2007. – С. 137–148.
3. 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.
4. Алямовский А. А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation / А. А. Алямовский – М. : ДМК-Пресс, 2010. – 464 с.