

Брешев О.В., Носко П.Л., Башта О.В., Співак О.М., Бойко Г.О., Радько М.В.

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ ВИСОКОШВИДКІСНОГО ШПИНДЕЛЯ НА ГАЗОСТАТИЧНИХ ПІДШИПНИКАХ

Представлено розроблену методику та результати обчислювальних комп'ютерних експериментів з дослідження динамічної стійкості високошвидкісного шпинделя верстата шліфування. Питання забезпечення динамічної стійкості високошвидкісних шпинделів на газостатичних підшипниках має важливе значення для забезпечення їхньої працездатності та надійності. Це зумовлено, по-перше, щодо малої стійкістю опор даного типу виникнення коливальних процесів, а по-друге, необхідністю наближатися чи проходити резонансні критичні області під час роботи на високих частотах обертання. Запропонована методика полягає в застосуванні обчислювальних комп'ютерних експериментів для попереднього розрахунку характеристик газостатичних опор, визначенні власних частот коливальних і найбільш небезпечних резонансних областей функціонування шпинделя на основі розроблених 3D-моделі шпинделя і його динамічної моделі, моделюванні динамічних навантажень валу шпинделя при дії динамічних навантажень з визначенням величин амплітуд коливальних, дослідженні умов, за яких зберігається динамічна стійкість та працездатність шпинделя.

Відповідно до методики в САЕ програмах було визначено власні частоти коливальних ротора 5 гармонік, найбільш небезпечними з яких є 2 та 3 гармоніки. За рахунок введеної тарованої неврівноваженості змодельовані динамічні навантаження, що призводять до поперечних коливальних при обертанні ротора. Обчислювальними комп'ютерними експериментами досліджено стійкість шпинделевого ротора при дії динамічних навантажень через чисельне визначення амплітуд коливальних у всьому діапазоні частот обертання, включаючи резонансні області. Визначено допустимий залишковий дисбаланс ротора, параметри та режими функціонування шпинделя, при яких зберігається його динамічна стійкість та працездатність.

Отримані результати дозволяють при розробці та експлуатації шпинделя досліджувати та забезпечити динамічну стійкість його ротора на газостатичних підшипниках при встановлюваних та перехідних високошвидкісних режимах функціонування, виникненні резонансу.

Ключові слова: газостатичні підшипники, динамічна стійкість, шпиндель, критичні частоти обертання.

Актуальність дослідження. Дослідження динамічної стійкості є важливим для забезпечення надійної роботи високошвидкісних шпинделів на газостатичних підшипниках. Постійне прагнення до зростаючої точності та продуктивності процесів обробки залежить від бездоганної роботи даного обладнання. Застосування газостатичних підшипників у шпинделях верстатів шліфування дозволяє зробити технологічне обладнання для високошвидкісної механічної обробки найбільш ресурсо- і енергозберігаючим. На відміну від своїх традиційних аналогів – підшипників кочення – у газостатичних підшипниках використовується тонка плівка стиснутого газу, яка унеможливує твердотільний контакт між опорними поверхнями. Рух без тертя між поверхнями призводить до зменшення тепловиділення, зниження енергоспоживання та збільшення терміну служби шпинделя [1-3].

Якщо прецизійні шпинделі на високошвидкісних шарикопідшипниках зберігають параметри точності механічної обробки в середньому до 10-12 тис. годин роботи, то напрацювання газостатичних опор при збереженні нормативної точності обробки не обмежена протягом усього періоду експлуатації шпинделя та верстата. Крім того, газостатичні опорні системи не потребують додаткового часу холостого обертання для виходу на робочий температурний режим.

Перелічені переваги, поряд з можливостями досягнення високих рівнів жорсткості та точності позиціонування валу шпинделя на газостатичних підшипниках, створюють всі умови ефективного застосування їх для високошвидкісної обробки (ВШО). Така обробка ведеться на частотах обертання від 15000 до 150000 об/хв. Використання шарикопідшипникових опор на частотах обертання понад 60000 об/хв є енерговитратним і технічно проблематичним, так як вони мають в 10 ... 15 разів великі втрати на тертя і вимагають інтенсивного охолодження масляним туманом, на яке йде до 25% енергоспоживання шпин.

Постановка завдання досліджень. За всіх перерахованих переваг газостатичних підшипників, їх «слабким місцем» є динамічна стійкість. Виникнення коливальних при м'якому повітряному шарі мастила може призвести до неприпустимого зменшення зазору і дотику опорних поверхонь. Причинами таких коливальних можуть бути зовнішні технологічні сили, неврівноваженість ротора, овальність циліндричних поверхонь підшипників, що призводить до пульсацій тиску при обертанні та ін.

Особливу небезпеку коливання мають на резонансних частотах обертання, які, як відомо, супроводжуються різким зростанням амплітуд коливальних. На таких частотах обертання високошвидкісний шпиндель не може функціонувати, але він їх повинен проходити при розгоні, тому що робочі частоти обертання при ВШО можуть перебувати в закритих областях. У цьому випадку дослідження динамічної стійкості шпинделя набуває актуального значення.

Для оцінки динамічної стійкості [4-6] необхідно визначити амплітуди коливальних різних режимах обертання. Потім у кожному розрахунковому випадку зіставити розраховані амплітуди коливальних зі значеннями

припустимого зміщення опорних поверхонь валу щодо нерухомих поверхонь підшипників. При динамічній стійкості залишковий зазор у газостатичних підшипниках при коливаннях повинен становити 2...4 мкм [3], тому амплітуда коливань повинна бути меншою за середній зазор на величину допустимого залишкового зазору.

Мета роботи:

- розробка методики дослідження динамічної стійкості високошвидкісного шпинделя із ротором на газостатичних підшипниках;
- дослідження динамічної стійкості шпинделя на різних швидкісних режимах та в умовах виникнення резонансу [7];
- визначення критичних областей обертання, допустимого залишкового дисбалансу ротора та методів підвищення динамічної стійкості шпинделя верстата шліфування.

Методика досліджень. Для дослідження динамічної стійкості валу шпинделя було розроблено *методику* їх виконання, яка полягає у послідовному вирішенні наступних завдань:

- виконання попереднього розрахунку статичних характеристик газостатичних опор – жорсткості та несучої здатності – відповідно до вимог технічного завдання та розробленої конструкції;
- розробка 3D-моделі шпинделя на газостатичних опорах;
- розробка динамічної моделі валу шпинделя в САЕ програмі з встановленням віртуальних опор з розрахованими для них жорсткостями;
- виконання на основі динамічної моделі розрахунків власних частот коливань валу на газостатичних опорах у програмах САПР, що дозволить визначити найбільш небезпечні резонансні області функціонуванням шпинделя, коли власні частоти збігаються з частотами вимушених коливань (що виникають від дії зовнішніх сил різання, сил дисбалансу вала та ін.);
- моделювання введенням тарованої неврівноваженості зовнішніх динамічних навантажень у вигляді змінних сил, що залежать від частоти обертання та викликають коливання валу при його обертанні на різних швидкісних режимах [8-10];
- виконання обчислювальних комп'ютерних експериментів з віртуального розгону і обертання валу при дії динамічних навантажень з визначенням величин амплітуд коливань на перехідних режимах обертання, що встановилися, включаючи потрапляння в найбільш небезпечні резонансні області;
- визначення умов, за яких зберігається динамічна стійкість валу і працездатність шпинделя [11].

Зважаючи на складність фізичних процесів, що відбуваються при коливаннях валу, що обертається, на газостатичних підшипниках, завдання визначення власних частот коливань і характеристик опор вирішуються двома незалежними методами і в різних програмах САПР. Дублюючи розрахунки, наприклад, власних частот коливань дозволяють мінімізувати вплив випадкових і системних помилок досліджень.

Результати досліджень. Для розробленої конструкції шпинделя були попередньо розраховані характеристики газостатичних опор, які визначальним чином впливають на статичну та динамічну стійкість шпинделя. Жорсткість кожної з опор використовувалася потім під час створення динамічної моделі [12]. З метою виконання комп'ютерних обчислювальних експериментів у середовищі САПР розроблено 3D-модель шпинделя (рис. 1а), що включає модель його опорної газостатичної системи (рис. 1б).

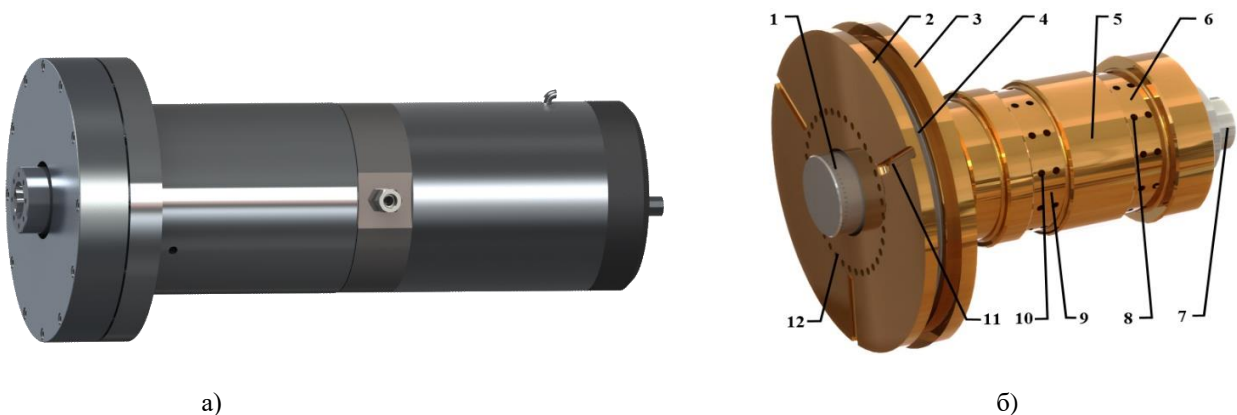


Рисунок 1 - Тривимірні моделі шпинделя а) та його газостатичної опорної системи б):

- 1 – вал (ротор) шпинделя; 2 – лівий під'ятник із системою каналів та живильників; 3 – правий під'ятник із системою каналів та живильників; 4 – п'ята валу; 5 – підшипниковий блок радіальних газостатичних опор; 6 – права радіальна опора; 7 – хвостова частина валу, що йде до електродвигуна; 8 – обмежувачі витрати повітряного мастила (живильники) правої опори; 9 – ліва радіальна опора; 10 – живильники лівої радіальної опори; 11 – канали підведення повітряного мастила до живильників лівого під'ятника; 12 – живильники лівого під'ятника.

Опорна система шпинделя включає подвійний (двосторонній) під'ятник і дві радіальні – однакові за конструкцією – газостатичні опори. 3D-модель шпинделевого ротора була експортована в програму інженерного аналізу, в якій зімітовані опори розрахункової жорсткості. Потім обчислювальними експериментами МКЕ в САЕ програмі було визначено власні частоти коливань валу на розрахункових опорах (рис. 2., рис. 3.).

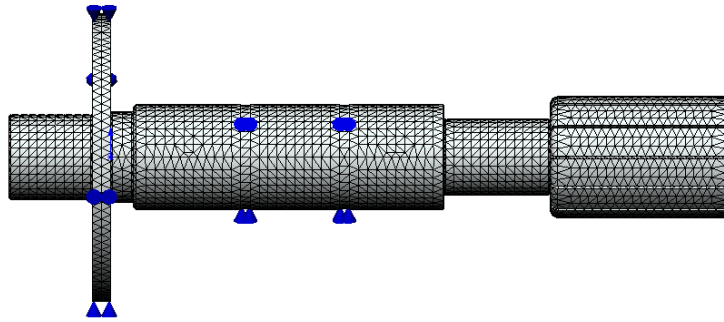


Рисунок 2 - Сітка та імітація газостатичних опор

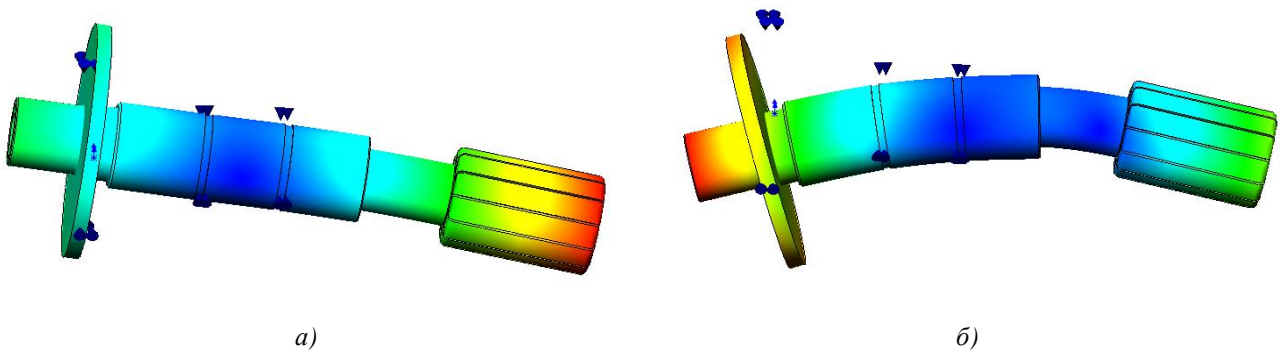


Рисунок 3.- Форми коливань валу 2 та 3 гармонік (а), 4 та 5 гармонік (б)

Отримано значення 5 гармонік власних частот коливань: 0,0188 Гц, 99,259 Гц, 99,26 Гц, 435,3 Гц, 435,31 Гц. Найчастіше зовнішня сила, що обурює, кратна частоті обертання, тому отримані значення показують, що явище резонансу на першій частоті малоймовірно (кратні частоті обертання 1,18 об/хв). На 2 та 3 гармоніках резонанс може виникнути при частоті обертання 5955,6 об/хв або кратно їй. На 4 та 5 гармоніках резонанс може виникнути при частоті обертання 26118 об/хв або кратно їй. Найбільшу небезпеку становлять 2 і 3 гармоніки, оскільки їх резонансна частота входить у діапазон робочих частот обертання шпинделя (до 25000 об/хв).

Результати розрахунків власних частот коливань та визначення критичних швидкостей обертання наочно демонструються на діаграмі Кемпбелла (частотною діаграмою), розрахованою та побудованою в іншій САЕ програмі на основі 3D-моделі валу шпинделя. Частотна діаграма показує критичні швидкості обертання (відзначені точками) при зовнішній силі, що обурює, частота якої збігається з частотою обертання валу шпинделя (рис. 4.).

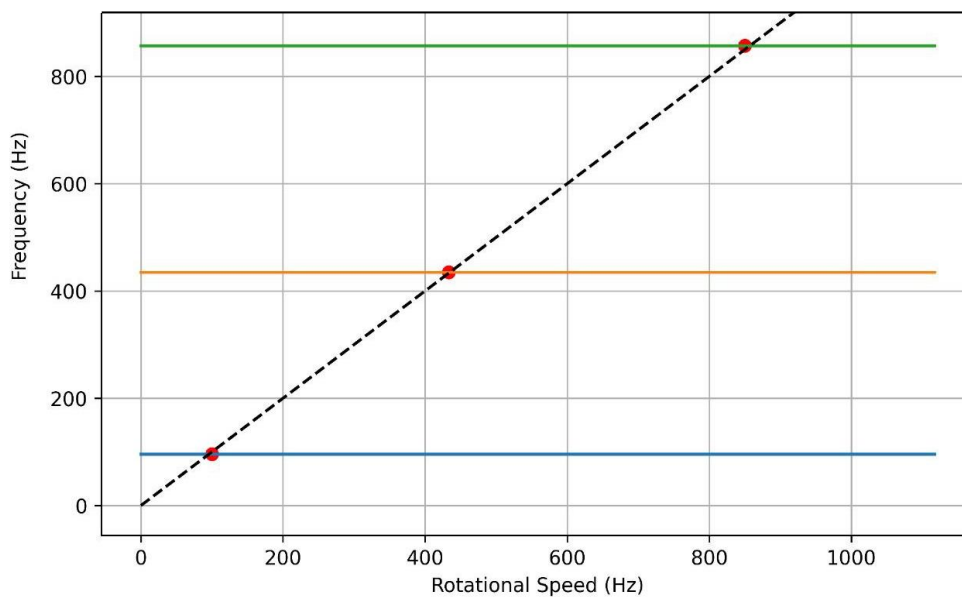


Рисунок 4 - Частотна діаграма

Для імітації змінного динамічного навантаження було введено штучний тарований дисбаланс валу, щоб задати заздалегідь відомі зовнішні збурювальні сили і мати можливість їх за необхідності коригувати. Штучний дисбаланс (рис. 5.) при обертанні призведе до виникнення невідновжених сил інерції (відцентрових сил), що викликають близькі до гармонійних коливання валу з частотою, що дорівнює частоті обертання та з амплітудами у площині XOY.

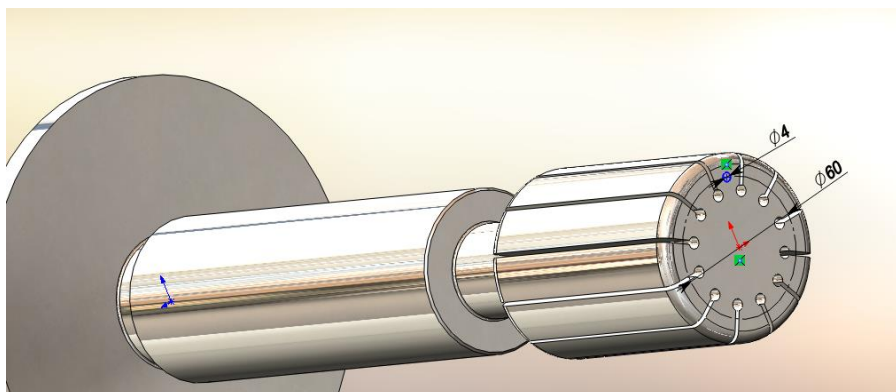


Рисунок 5 - Ескіз вирізу для створення тарованого дисбалансу на валу

Штучний тарований дисбаланс дорівнює 1 г на 30 мм. Неврівноважена частина ротора при обертанні викликає коливання валу шпинделя з частотою, що дорівнює частоті обертання. Відповідно до положень теоретичної механіки відцентрові сили та амплітуди коливань пропорційні квадрату кутової швидкості обертання, що підтверджує комп'ютерний обчислювальний експеримент у САЕ програмі (рис. 6.).

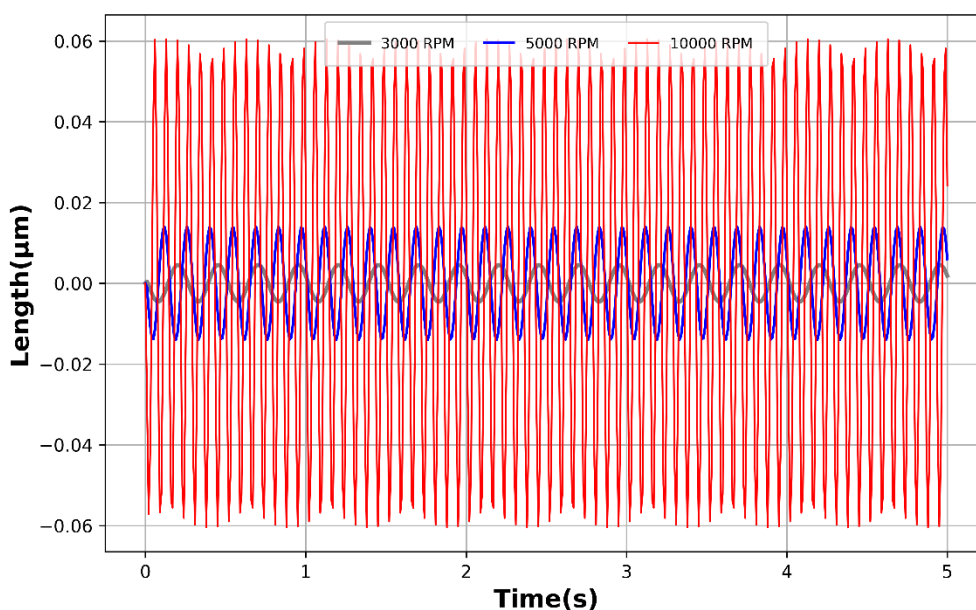


Рисунок 6 - Амплітуди коливань невідновженого валу шпинделя при русі, що встановився, на частотах обертання 3, 5 і 10 тис. об/хв

Результати обчислень показують, що при частотах обертання до 10000 об/хв амплітуди коливань, викликані дисбалансом не перевищують 0,06 мкм, що цілком прийнятно для виконання високоточної шпинделем механічної обробки, наприклад, шліфування або полірування.

Однак частота 10000 об/хв є критичною, тому для її досягнення необхідно пройти область резонансу, яка виникає при частоті обертання валу 5955,6 об/хв. Спочатку комп'ютерним обчислювальним експериментом досліджуємо відносно повільний розгін валу, який характерний для приводів, що розганяються під технологічним навантаженням і з невеликим запасом потужності двигуна. Розгін від 4170 об/хв до 9000 об/хв за 10 с та проходження критичної (резонансної) області частот показано на рис. 7.

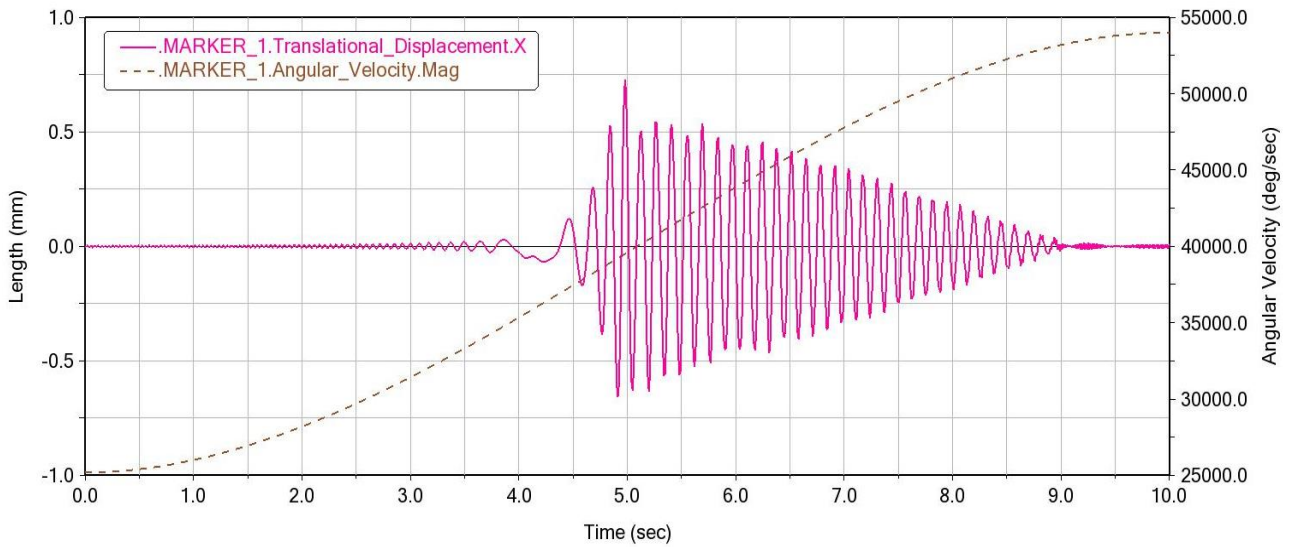


Рисунок 7 - Повільний розгін валу та проходження резонансної частоти

Виразно видно зростання амплітуд коливань валу при вході в область резонансу і більш затяжний вихід із неї в процесі повільного розгону, близького до рівномірного. При резонансі амплітуда коливань різко зростає і досягає величини 0,75 мм, що неприпустимо з точки зору функціонування ГСП, так як при зазорі повітряного мастила в 25 мікрон і ексцентриситеті 10 мікрон, залишковий зазор дорівнюватиме 15 мікронам, тобто коливання в 75 мікрон приведуть до пошкодження та порушення працездатності шпинделя. Таким чином, досягти ротором з дисбалансом 30 г·мм частоти обертання 10000 об/хв для роботи на ній на встановленому режимі неможливо.

Досліджуємо в комп'ютерному експерименті рух центру мас валу шпинделя у площині X0Y, так званий орбітальний рух. Для наочності та повної просторової картини визначимо траєкторії для малих інтервалів часу навколо характерних значень часу – 3, 6, 7, 8 с. (див. рис. 8.), у яких амплітуди коливань істотно змінюються під час розгону.

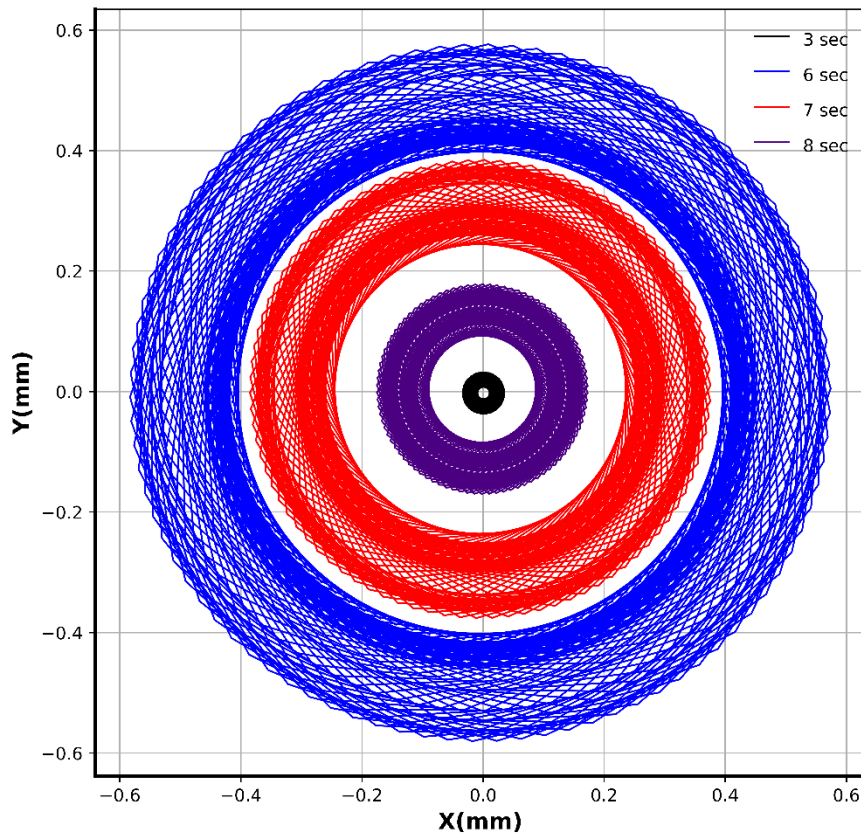


Рисунок 8 - Орбітальний рух валу близько 3, 5, 7, 8 секунд розгону

Орбітальний рух показує симетричність амплітуд щодо осі обертання валу, що добре і ніякі додаткові фактори не втручаються.

Тепер досліджуємо можливість більш інтенсивного розгону та проходження резонансної області. Для цього в обчислювальному експерименті при наближенні до резонансної області збільшимо кутове прискорення з метою її «проскочити», не допустивши критичного зростання значень амплітуд коливань. На рис. 9. показані результати обчислювального експерименту з прискороного проходження резонансної області з кутовим прискоренням (ϵ)= 10000 об/хв за секунду розгону.

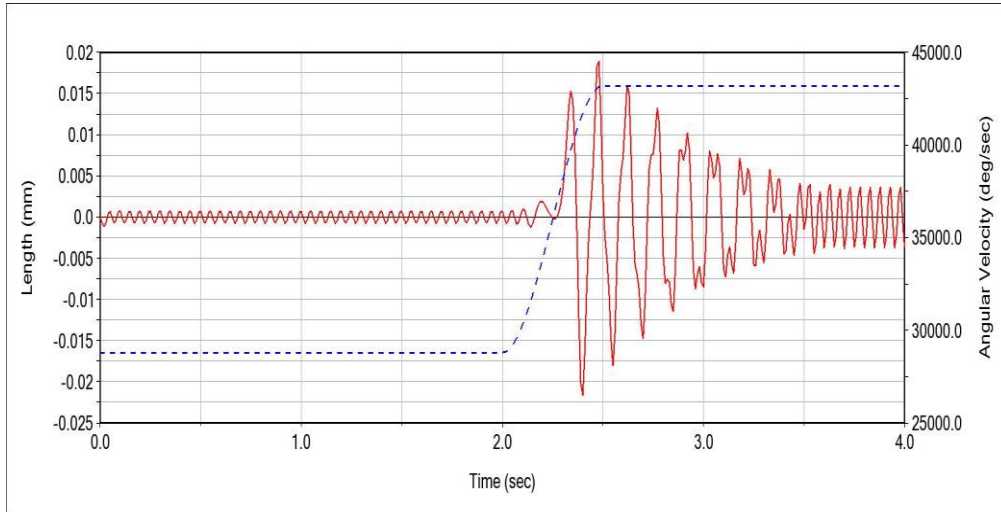


Рисунок 9 - Інтенсивний розгін валу та проходження резонансної області

Амплітуди в резонансній ділянці значно, у 6 разів, знизилися і досягають лише 0,125 мм або 125 мкм. Однак, газостатичні підшипники, на яких закріплений вал шпинделя мають середній зазор з повітряним мастилом 15 мкм і не можуть у цьому випадку пройти область резонансу, не втративши працездатності. Це говорить про те, що шпиндель при даній невірноваженості повинен працювати тільки на докритичних частотах обертання (до 5500 об/хв).

При необхідності виходу на закритичні частоти обертання, наприклад, при використанні даного шпинделя для високошвидкісної механообробки слід досліджувати застосування таких технічних рішень:

- зменшення невірноваженості ротора чи величин зовнішніх сил, що обурюють;
- підвищення інтенсивності розгону валу.

При цьому зменшення допустимого рівня невірноваженості валу шпинделя є найбільш простим та ефективним рішенням, яке може бути досліджено аналогічним чином.

Збільшення інтенсивності розгону ротора шпинделя для проходження резонансної області частот обертання та виходу на робочі закритичні частоти є ефективним при роботі шпинделя на високошвидкісних закритичних режимах обертання. На рис. 10. показаний розгін валу при проходженні резонансної області, інтенсивність якого збільшена до кутового прискорення 25000 об/хв за секунду розгону, або в системі $CI \epsilon = 2618 \text{ рад/с}^2$.

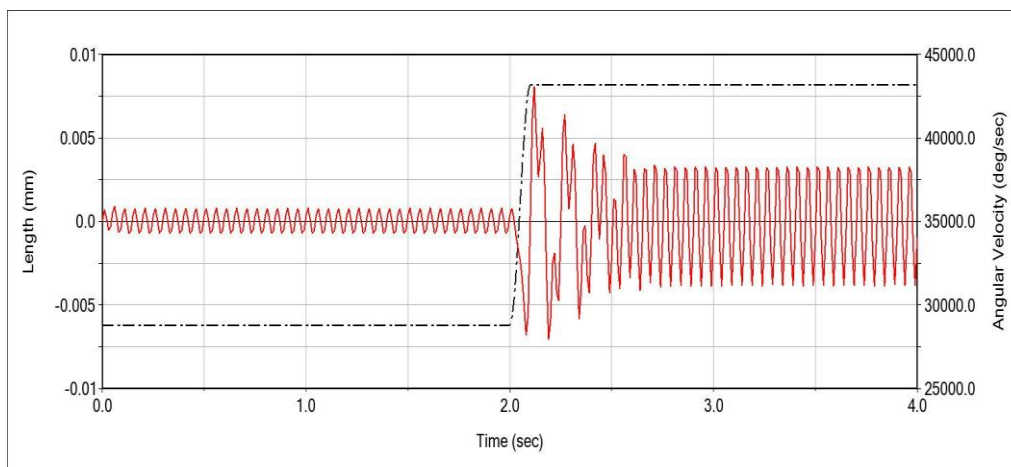


Рисунок 10 - Проходження резонансної області при підвищенні інтенсивності розгону валу до прискорення 2618 рад/с²

Збільшення кутового прискорення у 2,5 рази порівняно з розгоном, показаним на рис. 10, призвело до багаторазового зниження амплітуд коливань у сфері резонансу. Розрахунок у програмі динамічного аналізу показав, що при розгоні з кутовим прискоренням 2618 рад/с^2 максимальні амплітуди коливань валу знижуються до 7...8 мкм. Вал на газостатичних підшипниках із середнім зазором 15 мкм у даному випадку зможе пройти критичну область коливань 2 та 3 гармонік без втрати працездатності.

Розрахунки також показали, що введена штучна невірноваженість 1 г на 30 мм близька за величиною до максимальної допустимої залишкової невірноваженості ротора при виготовленні шпинделя. Вона багаторазово перевищує мінімальну невірноваженість (0,1 г·мм), яка в даний час може бути досягнута при виготовленні даного шпинделя.

Висновки.

1. Розроблено методику дослідження динамічної стійкості ротора на газостатичних підшипниках шпинделя верстата шліфування з урахуванням проходження критичних частот обертання при розгоні.
2. Досліджено динамічну стійкість шпинделя з визначенням величин амплітуд вимушених коливань ротора на встановлених і перехідних режимах обертання, включаючи потрапляння в найбільш небезпечні резонансні області.
3. Визначено власні частоти коливань та критичні частоти обертання ротора, його допустимий залишковий дисбаланс під час виготовлення.
4. Запропоновано спосіб забезпечення динамічної стійкості, що дозволяє обмежити зростання амплітуд коливань ротора під час проходження критичних частот обертання та зберегти працездатність шпинделя.

Література

1. Kosmylin A. V., Petrov M. R. Shpindeli na gazovyh oporah – perspektivnyj put razvitiya vysokoskorostnoj obrabotki metallov // *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya*. 2006. № 6. S. 47–48.
2. Breshev A.V. Razrabotka ustanovki i metodiki eksperimentalnyh issledovanij beskontaktnogo privoda na konicheskikh aerostaticeskikh oporah / A.V. Breshev // *Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні: Зб. наук. пр.* – 2012. – № 1(13). – С. 309–314.
3. Opyry skolzheniya s gazovoj smazkoj / Shejnberg S. A. [i dr.]. M.: Mashinostroenie, 1979. 335 s.
4. Zhang, H., et al. (2016). High-speed electro-spindle running on air bearings: Design and experimental verification. *International Journal of Mechanical Sciences*, 87, 9-18.
5. Breshev A.V. Modernizaciya odnoopornogo beskontaktnogo privoda dlya uluchsheniya ego tehniceskikh harakteristik / A.V. Breshev // *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. – 2013. – № 17(206) – С. 15 – 21.
6. Childs, B. (2019). Rotor dynamics for gas-lubricated turbomachinery. Cambridge University Press.
7. Wang, Z., et al. (2023). Development of a high-speed air-bearing spindle using one-directional porous bearing. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 37(9), 1707-1716.
8. Pat. 98084 Ukraine, IPC F16C 32/06 (2006. 01). Spindle assembly with gas supports. Nosko P.L., Breshev V.E., Breshev O.V. Applicant and patent holder Eastern Ukrainian National University after V. Dahl. No. a201106472. Application 05.23.11; publ. 04/10/12, Bulletin. No. 7.
9. Yang, J., et al. (2019). Modeling and analysis of a high-speed spindle with hybrid bearings considering the influence of bearing parameters. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 130, 262-279.
10. Wu, J., et al. (2023). Active balancing control of a high-speed aerostatic spindle using piezoelectric actuators. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 189, 109903.
11. Nelson H.D. The dynamics of rotor bearing systems using finite elements. *Journal of Engineering for Industry*, 1976, Vol. 98, 593-600.
12. Breshev V.E. Metod preobrazovaniya opory slozhnoj konstrukcii dlya analiticheskogo opredeleniya ee integralnyh harakteristik / V.E. Breshev, A.V. Breshev // *Технологический аудит и резервы производства*. – 2013. – №1/1 (9). – С. 10–13.

References

1. Kosmylin A. V., Petrov M. R. Shpindeli na gazovyh oporah – perspektivnyj put razvitiya vysokoskorostnoj obrabotki metallov // *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya*. 2006. № 6. S. 47–48.
2. Breshev A.V. Razrabotka ustanovki i metodiki eksperimentalnyh issledovanij beskontaktnogo privoda na konicheskikh aerostaticeskikh oporah / A.V. Breshev // *Resursozberihaiuchi tehnolohii vyrobnystva ta obrobky tyskom materialiv u mashynobuduvanni: Zb. nauk. pr.* – 2012. – № 1(13). – С. 309–314.
3. Opyry skolzheniya s gazovoj smazkoj / Shejnberg S. A. [i dr.]. M.: Mashinostroenie, 1979. 335 s.
4. Zhang, H., et al. (2016). High-speed electro-spindle running on air bearings: Design and experimental verification. *International Journal of Mechanical Sciences*, 87, 9-18.
5. Breshev A.V. Modernizaciya odnoopornogo beskontaktnogo privoda dlya uluchsheniya ego tehniceskikh harakteristik / A.V. Breshev // *Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni Volodymyra Dalia*. – 2013. – № 17(206) – S. 15 – 21.
6. Childs, B. (2019). Rotor dynamics for gas-lubricated turbomachinery. Cambridge University Press.

7. Wang, Z., et al. (2023). Development of a high-speed air-bearing spindle using one-directional porous bearing. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 37(9), 1707-1716.
8. Pat. 98084 Ukraine, IPC F16C 32/06 (2006. 01). Spindle assembly with gas supports. Nosko P.L., Breshev V.E., Breshev O.V. Applicant and patent holder Eastern Ukrainian National University after V. Dahl. No. a201106472. Application 05.23.11; publ. 04/10/12, Bulletin. No. 7.
9. Yang, J., et al. (2019). Modeling and analysis of a high-speed spindle with hybrid bearings considering the influence of bearing parameters. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 130, 262-279.
10. Wu, J., et al. (2023). Active balancing control of a high-speed aerostatic spindle using piezoelectric actuators. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 189, 109903.
11. Nelson H.D. The dynamics of rotor bearing systems using finite elements. *Journal of Engineering for Industry*, 1976, Vol. 98, 593-600.
12. Breshev V.E. Metod preobrazovaniya opory slozhnoy konstrukcii dlya analiticheskogo opredeleniya ee integralnykh karakteristik / V.E. Breshev, A.V. Breshev // *Tekhnolohycheskyi audyt y rezervy proyzvodstva*. – 2013. – №1/1 (9). – S. 10–13.

The developed methodology and results of computational experiments to study the dynamic stability of a high-speed grinding machine spindle are presented. The issue of ensuring the dynamic stability of high-speed spindles on gas-static bearings is of fundamental importance to ensure their performance and reliability. This is due, firstly, to the relatively low resistance of supports of this type to the occurrence of oscillatory processes, and secondly, to the need to approach or pass resonant critical areas when operating at high rotation frequencies. The proposed methodology consists of using computational computer experiments for preliminary calculation of the characteristics of gas-static supports, determining the natural frequencies of oscillations and the most dangerous resonant areas of the spindle operation based on the developed 3D model of the spindle and its dynamic model, modeling dynamic loads by introducing calibrated imbalance, and performing experiments on virtual acceleration spindle shaft under the action of dynamic loads with determination of vibration amplitudes, study of conditions under which the dynamic stability and performance of the spindle is maintained.

In accordance with the methodology in the CAE programs, the natural frequencies of rotor oscillations of 5 harmonics were determined, the most dangerous of which are the 2nd and 3rd harmonics. Due to the introduced calibrated imbalance, dynamic loads leading to transverse vibrations during rotor rotation were simulated. Computational computer experiments have been used to study the stability of the spindle rotor under the action of dynamic loads through the numerical determination of vibration amplitudes over the entire range of rotational speeds, including resonant regions. The permissible residual imbalance of the rotor, parameters and operating modes of the spindle, under which its dynamic stability and performance are maintained, have been determined.

The results obtained make it possible, during the development and operation of a spindle, to study and ensure the dynamic stability of its rotor on gas-static bearings under steady-state and transient high-speed operating modes and the occurrence of resonance.

Keywords: spindle dynamics, gas-static bearings, natural frequencies, computational calculation.

Брешев О. В. - к.т.н., докторант кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, E-mail: abreshev@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0007-4176-775X>.

Носко П. Л. – д.т.н., проф., професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-4792-6460> .

Башта О. В. – к.т.н., доц., доцент кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, E-mail: oleksandr.bashta@npp.nau.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0001-7914-897X> .

Співак О. М. - к.т.н., доц., доцент кафедри електромеханіки та рухомого складу залізниць Державного університету інфраструктури та технологій, E-mail: alexspi@ukr.net.

Бойко Г. О. – к.т.н., доц., професор кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підійомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, E-mail: ednil-uni@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-5065-3200> .

Радько М. О. – магістр спеціальності 131 «Прикладна механіка», освітньо-професійна програма «Прикладна механіка, Стандартизація та Оцінка Якості технічних систем», Національний авіаційний університет, E-mail: nau12@ukr.net.