

## СЕКЦІЯ 4

## Прогресивна техніка та технологія машинобудування

УДК 621.914

## ВИМОГИ ДО ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА ПРИ ПОБУДОВІ ДІАГРАМИ СТІЙКОСТІ ПРОЦЕСУ ВИСОКОШВИДКІСНОГО ФРЕЗЕРУВАННЯ

Данильченко Ю.М., Петришин А.І.  
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

**Анотація:** Узагальнено вимоги до створення динамічних моделей пружної системи ТОС при прогнозуванні стійкості процесу різання за діаграмами стійкості. На прикладі моделі пружної системи «інструментальна оправка-шпиндель-корпус-основа» та спрощених моделей визначено динамічні податливості пружної системи та побудовані відповідні діаграми стійкості процесу високошвидкісного фрезерування

**Ключові слова:** різання, шпиндельний вузол, високошвидкісне фрезерування, динамічна система, пружна модель, стійкість процесу

Одним з факторів, що стримує зростання продуктивності, підвищення якості оброблюваної поверхні а також зменшення стійкості інструмента при механічному обробленні різанням є вібрації. Вібрації, що виникають процесі різання, вважають результатом вимушених коливань або автоколивань, що виникають в пружній технологічній обробній системі (ТОС) [1]. Ці коливання можуть спричинити втрату стійкості процесу різання і тому потребують врахування їх можливої негативної дії як на стадії експлуатації, так и проектування ТОС.

Серед причин виникнення автоколивань при різанні основною причиною нестійкості різання вважається обробка по попередньому хвилястому сліду з виникненням так званих «регенеративних коливань». Теоретичні основи цього процесу вперше висвітлено в роботах [2], [3]. Прогнозування стійкості процесу різання проводиться по діаграмам стійкості (lobed stability chart) (Рис. 1,а), побудованих із використанням динамічної передавальної функції  $G(\omega)$  (dynamic transfer function) пружної системи ТОС (Рис. 1,б), [4].

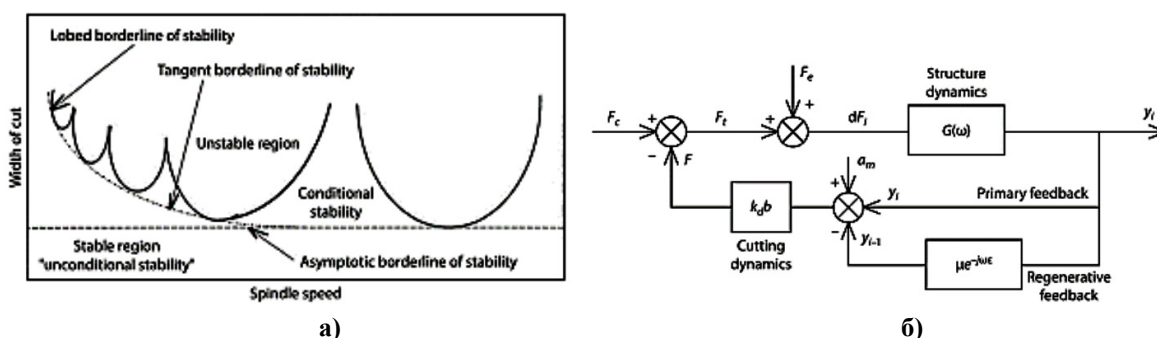


Рис. 1. Прогнозування вібростійкості процесу різання, [4]: а – типова діаграма стійкості процесу різання; б – блок-схема динамічної моделі виникнення регенеративних коливань

Необхідно відзначити, що «класична» методика побудови діаграм стійкості процесу різання базується на представленні динамічної моделі пружної системи ТОС у вигляді одномасової системи з однією або декількома (двома або трьома) ступенями вільності [5]. При

цьому на результат побудови діаграм стійкості значно впливає урахування зв'язаності коливань і прийнятих значення маси, демпфірування, і особливо жорсткості [6]. Так, зміна величини маси і демпфірування призводять до зміни рівня вібростійкості для заданої частоти обертання шпинделя, тобто до зміни рівня діаграми стійкості за віссю глибини різання (width of cut, рис. 1, а). Зміна ж жорсткості призводить до суттєвої зміни частотного діапазону зон вібростійкого різання, тобто до зміщення діаграми стійкості по довж осі швидкості обертання шпинделя (spindle speed, рис. 1, а).

В той же час, при створенні динамічної моделі пружної системи ТОС для високошвидкісної фрезерної обробки переважно враховують лише пружну систему шпиндельного вузла [7]. Тому питання адекватного врахування в динамічних моделях шпиндельних вузлів виявлених закономірностей впливу їх статичних і динамічних характеристик на форму діаграм стійкості потребує більш ретельного дослідження.

У більшості випадків динамічні моделі шпиндельних вузлів подаються у вигляді сукупності динамічних моделей шпинделя і підшипників його опор [7, 8]. Для побудови динамічної моделі шпинделя переважно використовується метод скінченних елементів (МСЕ). Серед інших способів опису динаміки шпиндельних вузлів варта відзначити використання методу початкових параметрів у матричному формулюванні, більш відомому як метод перехідних матриць (МПМ) [9, 10, 11].

Однак в роботах, присвячених прогнозуванню вібростійкості процесу різання загалом і особливо високошвидкісного фрезерування наголошується про обов'язковість врахування в динамічній моделі наявності закріпленого в шпинделі патрона або оправки з інструментом [12-16].

При цьому визначається ряд характеристик, що впливають на значення частот власних коливань системи шпиндель-інструментальна оправка, а отже і динамічної передавальної функції  $G(\omega)$ , а саме:

- жорсткість стику з'єднання шпинделя з оправкою [12-16];
- жорсткість підшипників опор шпинделя та її зміна при зміні частоти обертання шпинделя [9, 14];
- геометричні характеристики шпинделя, оправки та інструмента [12, 13]

Виходячи з цього при створенні динамічної моделі системи шпиндель-інструментальна оправка рекомендується обов'язково враховувати:

- конструктивну схему шпиндельного вузла (геометричні характеристики шпинделя а також кількість, місце розташування і тип підшипників його опор);
- тип інструментальної оправки (цанговий патрон, гідро патрон та ін.), тип хвостовика, геометричні розміри оправки та інструмента.

При всій ґрунтовності вищезазначених досліджень, в них відсутня інформація про вплив характеристик закріплення шпиндельного вузла на верстаті та порівняльний аналіз результатів моделювання із використанням динамічних моделей різних рівнів складності.

Саме таке дослідження було проведене на прикладі пружної системи що складається з основи (0) і трьох пружних підсистем: інструментальної оправки (1), шпинделя (2) і корпусу (3). Всі підсистеми пов'язані між собою пружними і дисипативними зв'язками, якими є: стик інструментальної оправки із шпинделем, підшипники опор шпинделя і стик корпусу із основою (рис. 2).

Дослідження проводились за методикою [17] за повною (рис. 2) і спрощеними розрахунковими схемами системи, які відрізняються складом пружних підсистем і характеристиками пружних і дисипативних зв'язків. При умовному позначенні схем прийнято, що остання з підсистем у переліку виконує функцію основи, тобто є нерухомою. Всього розглядалось 4 схеми представлення пружної системи: схема I «інструментальна оправка-шпиндель-корпус-основа»; схема II «інструментальна оправка-шпиндель-корпус»;

схема III «інструментальна оправка+шпиндель-корпус» з представленням оправки як продовження шпинделя; схема IV «інструментальна оправка-шпиндель».

Результати моделювання динамічної податливості і діаграми стійкості процесу різання, отримані за різними схемами представлення пружної системи подані на рис. 3.

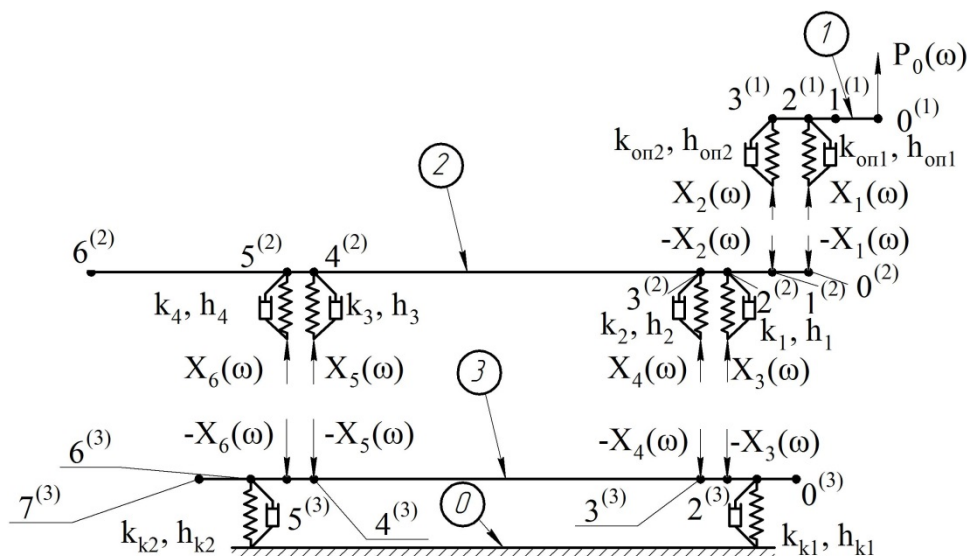


Рис. 2. Розрахункова схема пружної системи «інструментальна оправка-шпиндель-корпус-основа»

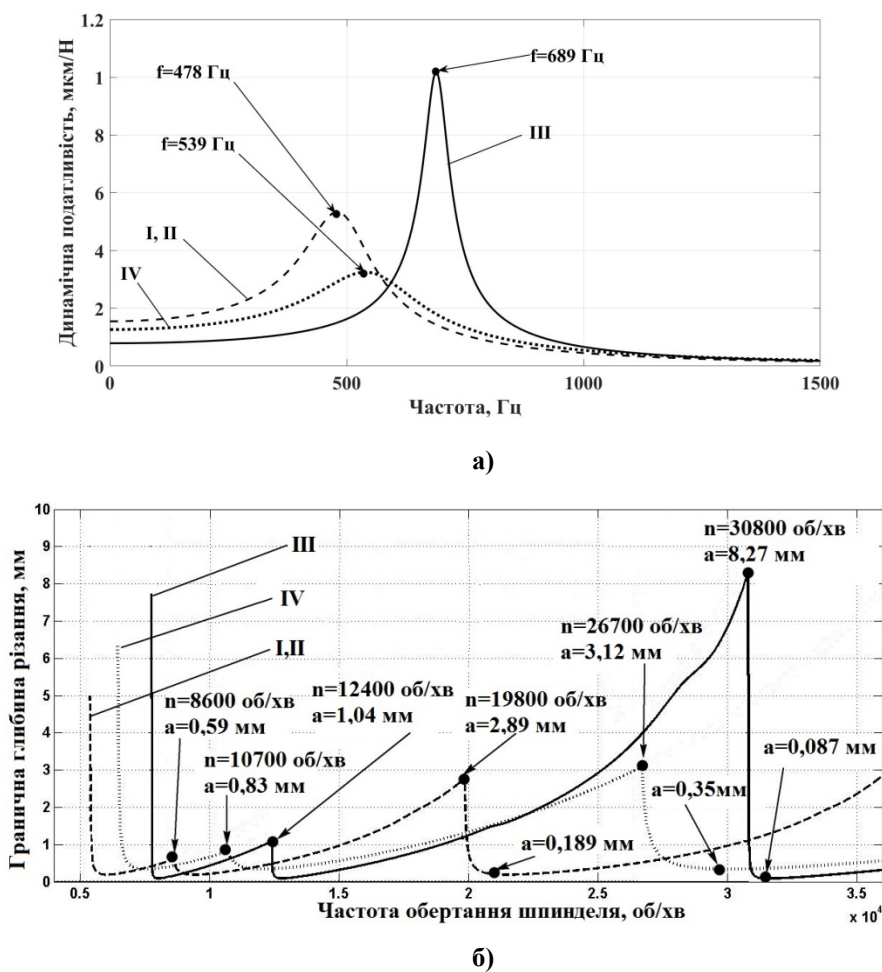


Рис. 3. Динамічна податливість пружних систем (а) та діаграми стійкості процесу різання (б) за розрахунковими схемами I - IV

Вхідні дані для моделювання (рис. 2):

- діаметр фрези  $D=16$  мм; кількість зубців фрези  $z=2$ ; вистав фрези  $L=110$  мм;
- стик «інструментальна оправка-шпиндель» моделюється двома опорами з радіальною жорсткістю  $k_{оп1}=k_{оп2}=80$  Н/мкм та демпфуванням  $h_{оп1}=h_{оп2}=12$  Н·с/мм;
- пружно-дисипативні характеристики підшипників опор шпинделя:  $k_1=k_2=k_3=k_4=115$  Н/мкм,  $h_1=h_2=h_3=h_4=2$  Н·с/мм;
- пружно-дисипативні характеристики стику «корпус-основа»:  $k_{к1}=k_{к6}=780$  Н/мкм,  $h_{к1}=h_{к6}=0.2$  Н·с/мм.

Результати моделювання підтвердили необхідність врахування пружного закріплення інструментальної оправки в шпинделі. Крім того встановлено, що при побудові діаграм стійкості за загальноприйнятою методикою [2-5] достатньо обмежуватись розрахунковою схемою II «інструментальна оправка-шпиндель-корпус», тобто без врахування масо-інерційних і пружних характеристик корпусу та характеристик його закріплення на основі.

#### Список літератури:

1. Внуков Ю. Н. Анализ подходов по учету динамики сил резания при прогнозировании виброустойчивости механической обработки (обзор) / Ю. Н. Внуков, В. А. Логоминов. // Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – №79. – С. 132–153.
2. Tlustý J. *Besipiele* der behandlung der selbsterregten Schwingung der Werkzeugmaschine / J. Tlustý, M. Polacek. – Munchen: FoKoMa, 1957. – (Hanser Verlag).
3. Tobias S. A. *Theory of Regenerative Machine Tool Chatter* / S. A. Tobias, W. Fiswick. – London: Engineering, 1958. – 258 p.
4. Stephenson, D. A. *Metal cutting theory and practice*. / D.A. Stephenson, J.S. Agapiou. – CRC press, 2016, 931 p.
5. Altintas Y. *Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design* / Y Altintas. – 2012. – 382 p.
6. *Milling stability analysis with simultaneously considering the structural mode coupling effect and regenerative effect* / [X. J. Zhang, C. H. Xiong, Y. Ding and others]. // International Journal of Machine Tools & Manufacture. – 2012. – №53. – p. 127–140.
7. Abele E. *Machine Tool Spindle Units* / E. Abele, Y. Altintas, C. Brecher. // CIRP Annals: Manufacturing Technology. – 2010. – Vol. 59, No. 2. – p. 781 – 802.
8. Lin, C.-W. *Dynamic models and design of spindle-bearing systems of machine tools* / C.-W. Lin, Y.-K. Lin, C. H. Chu. // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. – 2013. – Vol. 14(3). – pp. 513 - 521
9. Jiang S. *Dynamic Design of a High-Speed Motorized Spindle-Bearing System* / S. Jiang, S. Zheng. // Journal of Mechanical Design. – 2010. – Vol. 132. № 03. – p. 1-5
10. Khomyakov, V.S. *Dynamic characteristics of spindles* / V.S. Khomyakov, N.A. Kochinev, F.S. Sabirov // Russian Engineering Research. – 2009. – Vol. 29, No. 6. – p. 607 – 611
11. Ивович В. А. *Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник* / В. А. Ивович. – Москва: Машиностроение, 1981. – 183 с.
12. Badrawý, S. *Dynamic Modeling and Analysis of Motorized Milling Spindles for Optimizing the Spindle Cutting Performance* / S. Badrawý. – 2009.
13. *Dynamic Analyses and Design Optimization of High-Speed Spindle-Bearing System* / V. Gagnol, C.B. Bouzgarrou, P. Ray, C. Barra / S. Tichkiewitch et al. (eds.). // Advances in Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering II, Springer. – 2007. – p. 505–518
14. *Modeling and modal analysis of tool holder-spindle assembly on CNC milling machine using FEA* / [J. Wang, B. Wu, Y. Hu, and others]. // Applied Mechanics and Materials. – 2012. – Vols. 157-158. – p. 220-226
15. Özşahin O. *Investigating Dynamics of Machine Tool Spindles under Operational Conditions* / O. Özşahin, E. Budak, H. N. Özgüven. // Advanced Materials Research Online. – 2011. – Vol. 223. – p. 610–621.
16. Бойко И. А. *Разработка математической модели и модальный анализ шпиндельного узла высокоскоростного обрабатывающего центра* / И. А. Бойко // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2016. – № 4. – с. 13-20
17. Данильченко Ю. М. *Исследование динамических характеристик механической системы «шпиндельный узел»* / Ю. М. Данильченко, А. О. Дорожко, А. И. Петришин. // Вестник МГТУ «Станкин». – 2014. – С. 81–91.