

Я.А. Степчин, асист.
Житомирський інженерно-технологічний інститут

ОЦІНКА УСТАЛЕНОСТІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА ВЕРСТАТА ЗА ЧАСОВИМИ ЧАСТОТНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Представлено комплексний розрахунково-експериментальний метод визначення усталеності шпиндельних вузлів верстатів за їх амплітудно-фазочастотними характеристиками для різних початкових умов.

Для оцінки продуктивності та точності верстата, порівняльного аналізу різних конструктивних варіантів вузлів та оптимізації необхідно виконувати їх динамічний розрахунок.

З точки зору динаміки [2] реальна пружна система верстата – складна коливальна система з розподіленими інерційними та пружними параметрами, що має безкінечну кількість ступенів волі і, відповідно, безкінечне число власних частот коливань.

При розрахунку динамічних характеристик реальну пружну систему верстата замінюють розрахунковою схемою, тобто системою з кінечним числом ступенів волі. Але для побудови динамічної моделі верстата у вигляді частотної характеристики можна використовувати методи експериментального визначення параметрів пружної системи верстата. Один з цих методів (метод вільних коливань) і використовувався для дослідження динамічної системи верстата 16K20.

Метод вільних коливань [1, 5] використовує експериментальні записи вільних затухаючих коливань досліджуваного вузла системи для визначення коефіцієнтів передатних функцій та побудови графіків амплітудно-фазо-частотних характеристик (АФЧХ). Обмеження використання цього методу базується на тому, що вільні коливання будь-якої динамічної системи звичайно відбуваються на першій (найнижчій) частоті власних коливань, та він прийнятний, якщо кожний досліджуваний вузол (елемент) можна наближено визначити одним ступенем волі [1].

До 80 % впливу на точність обробки деталей на металорізальному верстаті залежить від шпиндельного вузла [6]. Тому визначення динамічної характеристики шпиндельної групи верстата має першочергове значення.

Була використана дослідна установка та програмне забезпечення для запису та обробки даних [4]. Слід відмітити, що дана експериментальна установка не є метрологічно ідеальною, але співставлення експериментальних та розрахункових даних по визначенню динамічних параметрів вузлів верстатів дозволяє застосовувати її на частотних спектрах від 20 до 1000 Гц, що суттєво доповнює розрахункові методи визначення динамічних характеристик шпиндельних вузлів верстатів. Обробка експериментальних даних та необхідні розрахунки виконувались у програмній системі Mathcad.

До досліджуваного шпиндельного вузла верстата 16K20 по заданому напрямку прикладалася статична сила визначеної величини, а потім виконувалося миттєве розвантаження з вимірюванням коливань, що відбувалися, дослідною установкою [4]. Записані віброприскорення, за допомогою відповідного програмного забезпечення, інтегрувались і після опрацювання були отримані графіки віброшвидкостей та вібропереміщень досліджуваних вузлів верстата за встановленими осями протягом потрібного відрізка часу. Вивід динамічної характеристики шпиндельної групи токарного верстата для випадку “жорсткої” механічної характеристики електродвигуна було виконано у [1] з рівнянь руху системи, що представлена на рис. 1.

Динамічна характеристика шпиндельної групи у формі передатної функції буде мати вигляд:

$$W_{\text{ЕПС}} = \frac{y}{P} = \frac{K_{11}}{D_1(p)} + \frac{K_{12} \cdot \frac{d}{d_1} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \sin(\alpha_1 + \beta)}{\cos \alpha_1}}{D_1(p) \cdot D_2(p)}, \quad (1)$$

де $D_1(p) = T_1^2 p^2 + T_2 p + 1$; $D_2(p) = T_1'^2 + T_2' p + 1$; T_1 ; T_2 ; T_1' ; T_2' – інерційні сталі часу і сталі часу демпфування відповідно згинаючої та крутної системи. K_{11} ; K_{12} – деформації, що викликані в точці різання одиничними силами, прикладеними відповідно в крайній точці консолі шпинделя та точці прикладення сили P_n від передачі.

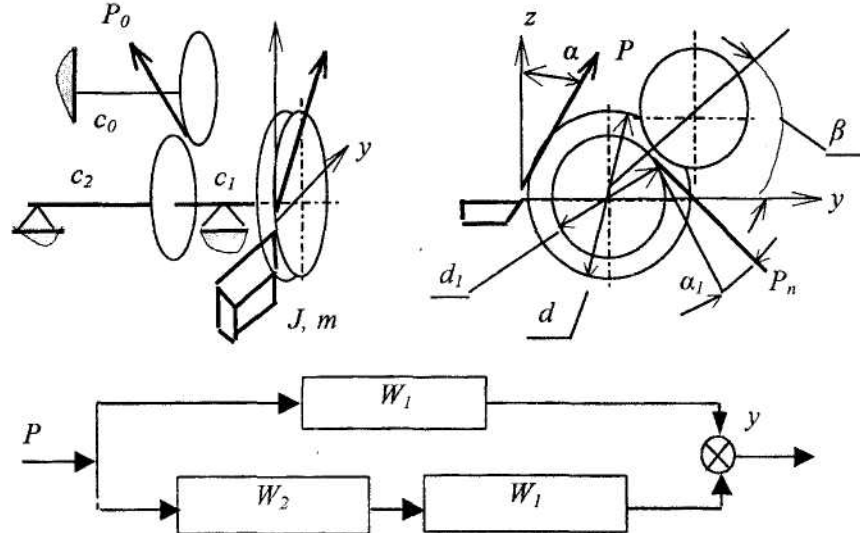


Рис. 1. Розрахункова схема пружної системи токарного верстата. W_1 – згинаюча система; W_2 – крутня система.

Попередньо були визначені статичні параметри жорсткості шпиндельного вузла в залежності від кута повороту шпинделя, сили навантаження та її напрямку (рис. 2).

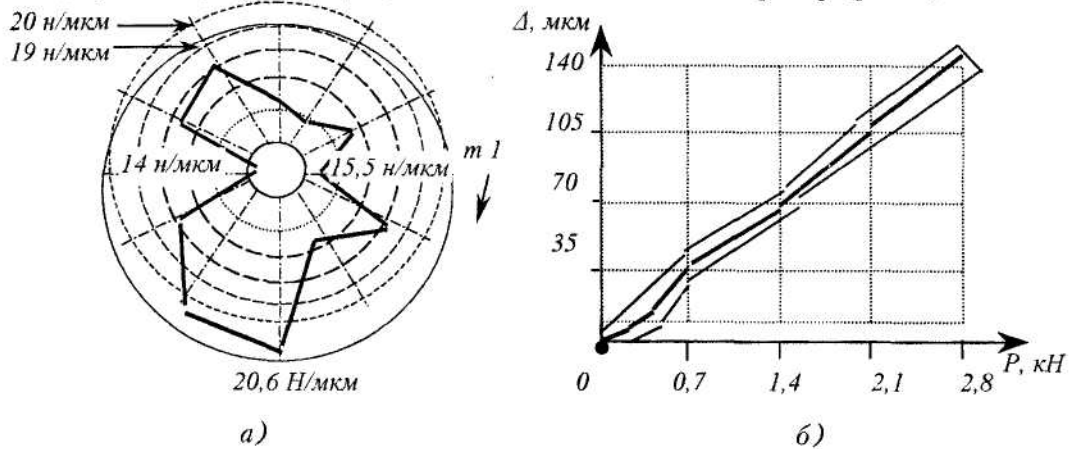


Рис. 2. а) жорсткість шпиндельного вузла верстата 16К20 в залежності від повороту шпинделя; б) залежність лінійного переміщення шпинделя від навантаження (для точки 4)

До встановленої в патрон оправки діаметром 40 мм в точці різання (на відстані 30 мм від торців кулачків патрона) прикладалося зусилля, що плавно зростало (та знижувалося) в межах від 0 до 2800 Н і вимірювалося зміщення оправки в цій же точці. Лінійне відхилення шпинделя при навантаженні вимірювалося в горизонтальній площині (по осі y) з поворотом шпинделя на кут 30° , та в одній точці по осі z , враховуючи, що при визначенні жорсткості у вертикальній та горизонтальній площинах вона не відрізняється [5]. Аналізуючи отримані дані, можна зробити висновок, що жорсткість ШВ змінюється при зміні кута повороту шпинделя в межах 30% (напряму точок 1 та 7 відповідає найменша жорсткість, крім того точка 7 розташована точно між кулачками патрона, тобто відбувається сумування пониження жорсткості шпинделя і патрона). Коливання жорсткості особливо помітні при невеликих навантаженнях (особливо при вертикальному напрямку сили, коли величина навантаження близька до ваги патрона). Для розрахунку динамічних характеристик шпиндельний вузол був підданий ступінчастому впливу силами 50 Н, 100 Н та 400 Н за напрямками осей z та y (див. рис. 3); відстань від точки

прикладення сили до умовної площини, в якій встановлені датчики, така ж, як і при статичних вимірюваннях.

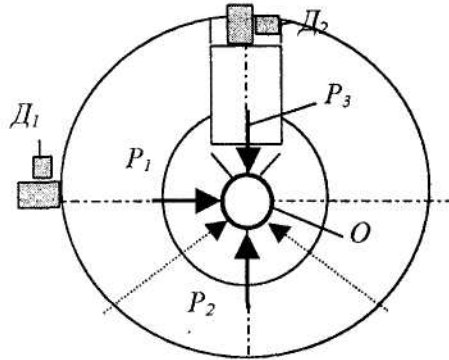


Рис. 3. Схема навантаження шпиндельного вузла верстата.
 Д₁, Д₂ – датчики; P_i – сили, що приклалися;
 O – оправка з високою частотою власних коливань.

Деякі з кривих перехідних процесів представлені на рис. 4.

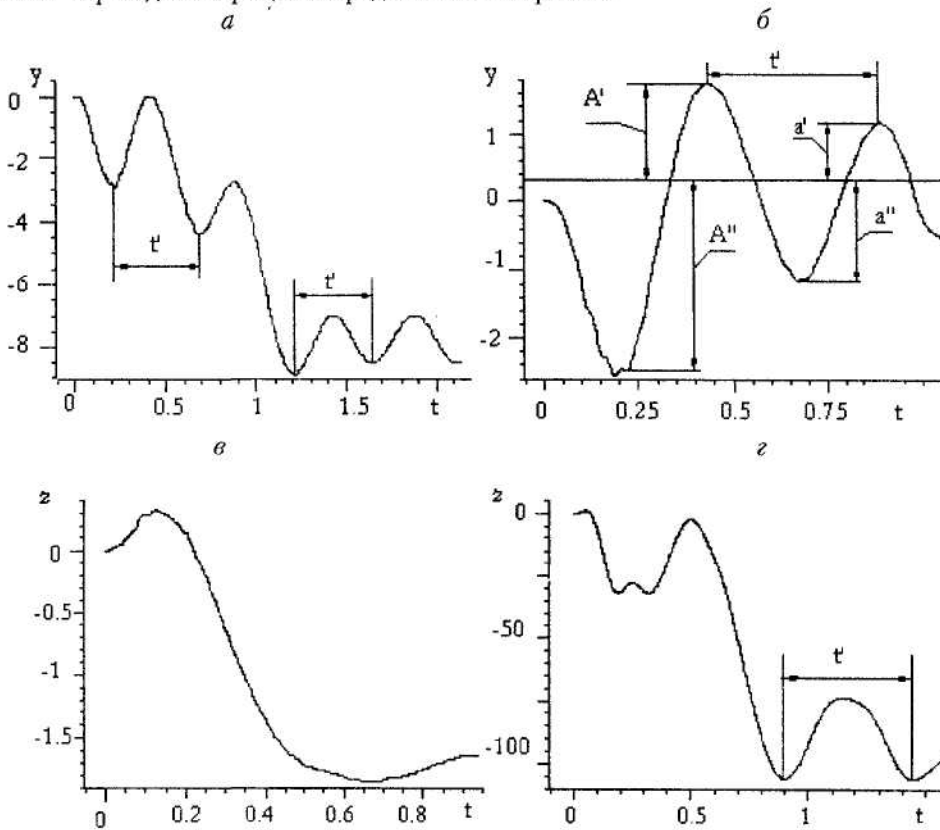


Рис. 4. Коливання шпинделя по осях z та y. Час подано в сотих долях секунди, лінійне зміщення – у відносних одиницях: t' – період вільних коливань шпинделя;
 A', A'' – максимальні амплітудні відхилення;
 a', a'' – друге за максимальним амплітудне відхилення шпинделя при коливанні.

За кривими перехідних процесів визначаємо сталі передатної функції згинаючої системи шпиндельного вузла:

$$T_1 = \frac{t'}{2\pi}; T_2 = \frac{\lambda \cdot T_1}{\pi};$$

$$\lambda = \frac{A_n}{A_{n+1}} \approx \frac{A_n - A_{n+1}}{A_n}$$

де t' – період вільних коливань шпинделя; λ – логарифмічний коефіцієнт затухання коливань; A_n, A_{n+1} – два послідовних найбільших амплітудних відхилення шпинделя від положення рівноваги (на рис. 3 це – A та a).

Визначивши середні значення параметрів за результатами декількох дослідів, отримуємо: $t' = 0.0047$ с, $f_{звмт} = 212$ Гц, що менше, ніж було розраховано за наближеними формулами у [4], але, враховуючи завищену жорсткість опор при наближеному розрахунку, – це додаткове підтвердження правильності експериментальних даних.

$$\lambda = 0.4, \text{ тоді } T_1 = 7.48 \cdot 10^{-4} \text{ с, а } T_2 = 9.533 \cdot 10^{-5} \text{ с.}$$

Параметри крутної системи шпиндельного вузла визначаємо розрахунковим способом, привівши її до спрощеної схеми з [7], враховуючи розміри деталей шпинделя, період вільних коливань крутної системи шпинделя $t'' = 0.00112$ с (для випадку включення зубцевого блока на шпинделі в положення більш високих швидкостей), тоді $f_{крут} = 890$ Гц.

Враховуючи дані [5] про середній логарифмічний декремент конструктивного демпфування токарних верстатів та [8] – про збільшений вплив опор на демпфування при крутних коливаннях шпинделя відносно згинаючих, приймаємо $\lambda'' = 0.5$.

$$\text{Тоді } T_1' = 1.78 \cdot 10^{-4}, \quad T_2' = 2.84 \cdot 10^{-5}.$$

Представимо динамічну характеристику пружної системи шпинделя у вигляді амплітудно-фазової характеристики, попередньо зробивши заміни у формулі 1 (для спрощення):

$$K_{11} \sin \alpha = A; \quad K_{12} \cdot \frac{d}{d_1} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \sin(\alpha_1 + \beta)}{\cos \alpha_1} = B.$$

Тоді

$$W_{ЕПС} = \text{Re}_{ЕПС} - i \cdot \text{Im}_{ЕПС},$$

де

$$\text{Re}_{ЕПС} = \frac{A \cdot (1 - T_1^2 \cdot \omega^2)}{(1 - T_1^2 \cdot \omega^2)^2 + T_2^2 \cdot \omega^2} + \frac{B \cdot ((1 - T_1^2 \cdot \omega^2)(1 - T_1'^2 \cdot \omega^2) - T_2 \cdot T_2' \cdot \omega^2)}{((1 - T_1^2 \cdot \omega^2)^2 + T_2^2 \cdot \omega^2)((1 - T_1'^2 \cdot \omega^2)^2 + T_2'^2 \cdot \omega^2)};$$

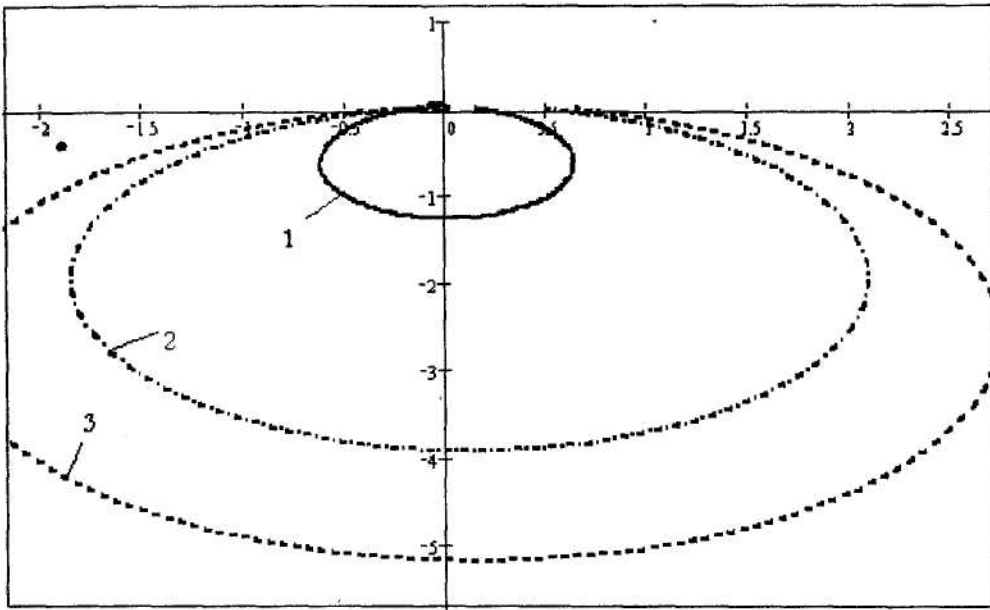
$$\text{Im}_{ЕПС} = - \frac{A \cdot T_2 \cdot \omega}{(1 - T_1^2 \cdot \omega^2)^2 + T_2^2 \cdot \omega^2} - \frac{B \cdot ((T_2 \cdot \omega \cdot (1 - T_1'^2 \cdot \omega^2) + T_2' \cdot \omega \cdot (1 - T_1^2 \cdot \omega^2))}{((1 - T_1^2 \cdot \omega^2)^2 + T_2^2 \cdot \omega^2)((1 - T_1'^2 \cdot \omega^2)^2 + T_2'^2 \cdot \omega^2)}.$$

Розрахувавши за цими формулами, отримуємо графіки частотних характеристик шпиндельного вузла верстата 16К20 для конкретних значень параметрів пружної системи (рис. 5).

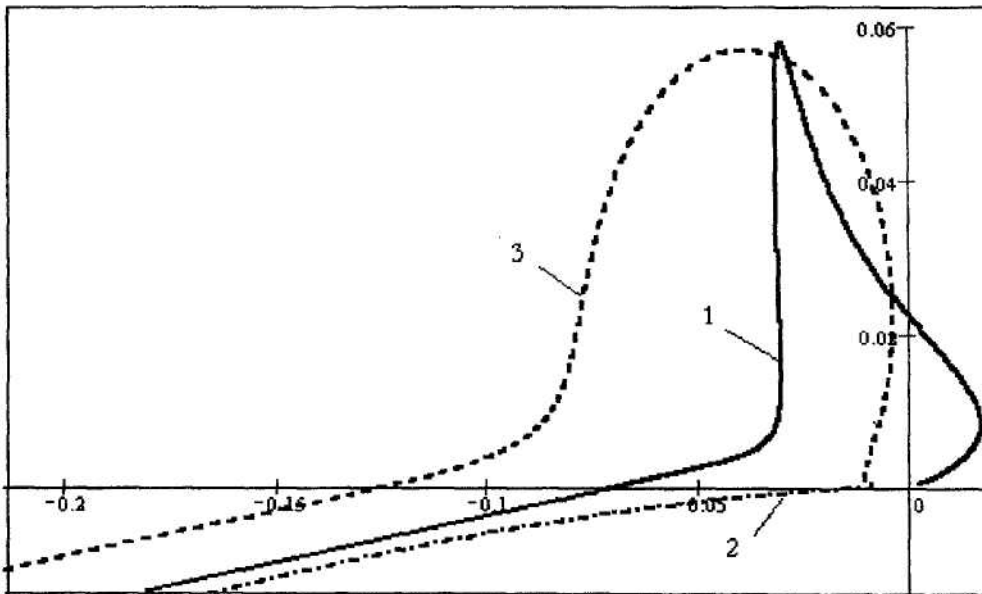
Оцінюючи графік амплітудно-фазової частотної характеристики шпиндельної групи (рис. 5), можна зробити висновок – система усталена (за критеріями Михайлова та Найквіста-Михайлова). При необхідності можна визначити запас усталеності за амплітудою та фазою. Слід відмітити, що резонанс крутної системи (на частотах, близьких до 800 Гц) значно менше впливає на зміну жорсткості шпинделя (майже в 10 разів), ніж резонанс згинаючої системи, але знижує усталеність.

Отримавши АФЧХ шпиндельного вузла для умов включення різних швидкостей, є можливість визначити, коли його усталеність найменша.

Використовуючи програмну систему Mathcad, можна виконувати розрахунки АФЧХ в напівавтоматичному режимі для верстатів різних компоновок, об'єднуючи експериментальні методи визначення динамічних характеристик пружної системи верстата з розрахунком необхідних параметрів за кресленнями вузлів.



a



б

Рис. 5. Амплітудно-фазова частотна характеристика шпиндельної групи токарного верстата 16К20: а - загальний вигляд (зміна частоти від 0 до 1500 Гц);
 б - збільшена частина графіка (зміна частоти від 500 до 1500 Гц);
 1 - АФЧХ послідовно з'єднаних згинаючої та крутної системи;
 2 - АФЧХ згинаючої системи;
 3 - загальна АФЧХ шпиндельного вузла

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Кудинов В.А.* Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
2. *Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В.Э. Пуша.* – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
3. *Добрынин С.А., Фельдман М.С. и др.* Методы автоматизированного исследования вибраций машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 318 с.
4. *Мельничук П.П., Степчин Я.А.* Визначення характеристик динамічної системи верстата 16К20 // Вісник ЖІТІ. – 2000. – № 14. – С. 62–67.
5. *Попов В.И., Локтев В.И.* Динамика станков. – К.: Техніка, 1975. – 136 с.
6. *Пуш В.Э.* Оценка качества приводов прецизионных шпиндельных узлов по областям состояний выходных параметров точности // Станки и инструмент. – 1985. – № 2. – С. 12–15.
7. *Соппротивление материалов / Под ред. Г.С. Писаренко.* – К.: Вища шк., 1986. – 775 с.
8. *Хомяков В.С.* Об учете демпфирования в динамических расчетах станков // Станки и инструмент. – 1990. – № 11. – С. 5–8.

СТЕПЧИН Ярослав Анатолійович – асистент кафедри технології машинобудування та конструювання технічних систем Житомирського інженерно-технологічного інституту.

Наукові інтереси:

- динаміка механічних систем;
- математичне моделювання.

Подано 18.05.2001