

**П.П. Мельничук, к.т.н., доц.
Я.А. Степчин, асист.**

Житомирський інженерно-технологічний інститут

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ ВЕРСТАТА 16K20

Розглядаються проблеми прогнозування точності обробки твердосплавними різцями в залежності від характеристик динамічної системи “верстат – інструмент – деталь”. Контроль виконується за амплітудно-частотними характеристиками процесу.

Тенденція зростання точності та швидкості обробки на металорізальних верстатах вимагає глибоких знань про можливості та межі використання нових конструкцій верстатів. Крім того, незалежно від обсягу попередніх розрахунків дослідний зразок повинен пройти випробування з метою перевірки точності математичного опису конструкції. Наявність дослідних даних, що отримані для базового верстата, дозволяє при розробці розрахункової схеми зробити спрощення та скоротити подальші розрахунки.

Найбільш повно питання аналізу динаміки верстатних систем розглянуті у праці Кудінова В.А. [3], де запропоновані основні показники динамічної якості системи, що досліджується: запас сталості, реакція на зовнішній вплив, швидкість дії. Сигналами при оцінці точності обробки можуть бути відносні зміщення або швидкості руху інструмента чи заготовки.

Для дослідження динаміки роботи верстатів розроблена експериментальна установка, що складається з датчика лінійних прискорень ДН-5 або ДН-4, підсилювача сигналу та ПЕОМ із звуковою платою. Додатково використовувалося спеціально розроблене та стандартне програмне забезпечення для відображення на екрані монітора ПЕОМ коливань напруги, що надходить від підсилювача, у вигляді кривої залежності $U = f(t)$. Для відображення спектрів частот використовувалася програма Sound Forge.

Установка дозволяє отримувати записи коливань вузлів верстата, будувати частотні спектри та за амплітудно-частотними характеристиками процесу прогнозувати параметри точності оброблюваної поверхні, оцінювати сталість роботи верстата за різних режимів роботи. Використання ПЕОМ забезпечує даній системі універсальність, адаптацію до будь-якого сучасного пристрою ЧПК та спрощує обробку і збереження інформації. Режим реального часу роботи дозволяє не тільки визначати точні моменти початку і кінця перехідних процесів, але і порівнювати частотні спектри динамічних процесів верстатної системи при нестационарному, квазістационарному різанні та при роботі верстата без різання.

Щоб визначити співвідношення записаних установкою сигналів та розрахунків спрощеної динамічної моделі верстата, була виконана серія дослідів по точінню жорсткої циліндричної заготовки (на універсальному токарному верстаті 16K20) зі ступінкою на зовнішній циліндричній поверхні, паралельній осі обертання заготовки (зниження діаметра на дузі в 90°). Зрізання шару матеріалу виконувалося на 3/4 оберти заготовки; відрізок, що залишався, різець проходив без різання, і в момент контакту вершини різця з уступом на поверхні заготовки, в системі “інструмент – деталь” збуджувались затухаючі коливання (викликані стрибкоподібним збільшенням сили різання). Ці коливання (а також всі інші коливання, що виникали у верстатній системі при її роботі) записувалися дослідною установкою, а результат їх впливу на оброблювану поверхню перевірявся за розрахунками динамічних характеристик шпиндельного вузла і за круглограмами оброблюваної заготовки. Круглограми для оцінки впливу коливань виконувалися за даними вимірювань попередньо обробленої (без уступу) заготовки та після її дослідної обробки.

Датчик був встановлений під різцем в напрямку тангенціальної складової сили різання (рис. 1).

Дослідження виконувалися зі зміною режимів різання, токарним прохідним різцем із твердосплавною пластиною Т5К10, без використання ЗОР. Параметри режимів змінювалися в межах: швидкість різання V – від 10 до 40 м/хв; подача S – від 0,05 до 0,4 мм/об; глибина різання t – від 0,2 до 2 мм. Діаметр заготовки – 80 мм, матеріал – сталь 45, довжина вильоту різця – 40 мм, параметри різальної частини різця – $\varphi = 90^\circ$, $\varphi_1 = 10^\circ$, $\gamma = 0^\circ$, $\alpha = 6^\circ$.

Для гарантування адекватності вихідного сигналу дослідної установки коливанням динамічної системи верстата попередньо визначалась частота власних коливань датчика (з підсилювачем). Датчик був підданий однократному імпульсному впливу, і за записаним спектром (рис. 2) легко простежувалась найінтенсивніша частота його коливань в діапазоні 20...10000 Гц, яка змінювалася (для різних дослідів) в межах від 2400 до 3070 Гц.

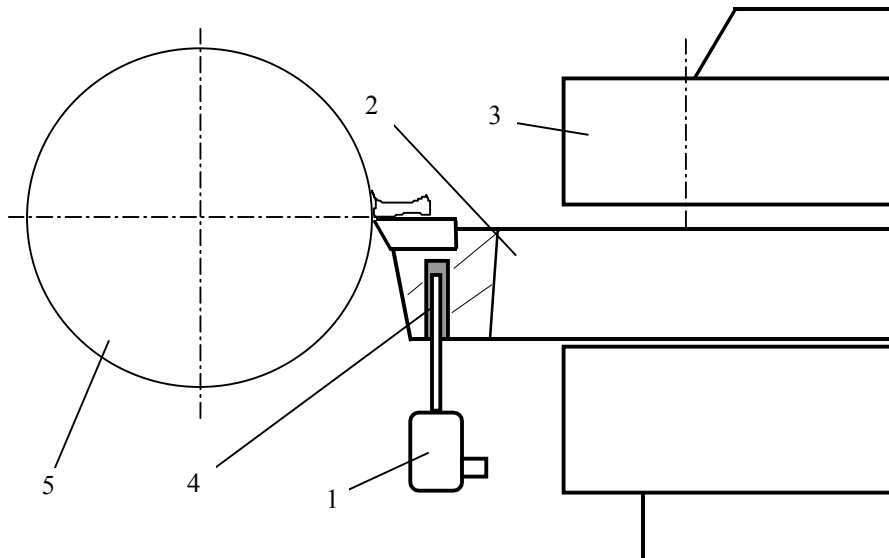


Рис. 1. Схема встановлення датчика: 1 – датчик; 2 – різець; 3 – різцетримач; 4 – паяне з’єднання; 5 – заготовка

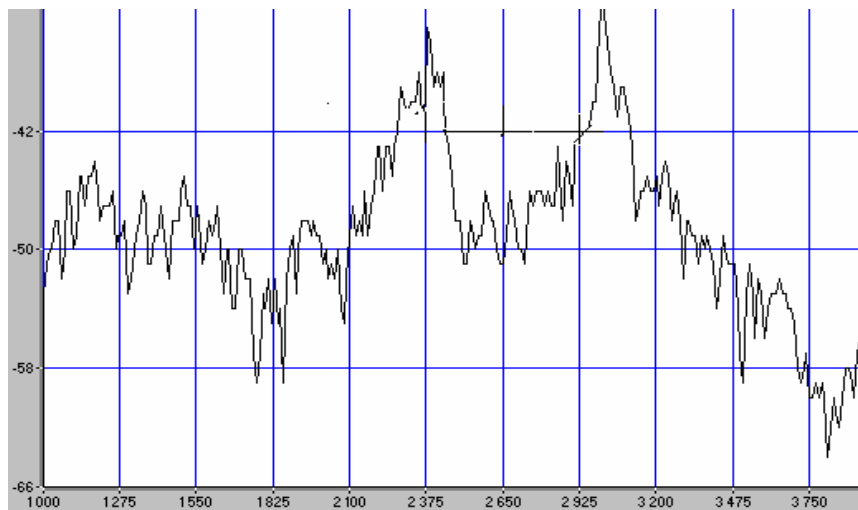


Рис. 2. Спектр вільних коливань датчика ДН-5

На рис. 3 показано запис обробки заготовок з параметрами режимів: $V = 40$ м/хв; $S = 0,1$ мм/хв; $t = 0,5$ мм. На рис. 3, а показане стиснене у часі зображення коливань (весь запис – 32 с). Чітко видно 5 повних періодів зміни різання на холосту роботу верстата, при проходженні вершини різця над частиною заготовки зі зниженням діаметра, за 2 секунди. Рис. 3, б – коливання, записані установкою, в момент переходу різця через уступ на поверхні заготовки.

На рис. 4 показано спектри частот, що відповідають роботі верстата без різання (рис 4, а) та при ударі різальної кромки різця об заготовку при різанні (тривалість – 0,004 с) (рис 4, б).

На спектрах можна виділити місцеві максимуми на частотах 53(54) Гц, 118, 512 (492, 519) Гц (які є на всіх спектрах), 140 Гц, 275...290 Гц, 317 (321) Гц (тільки на спектрах із записів відносно великих проміжків часу) та декілька загальних максимумів на частотах вище 2500 Гц.

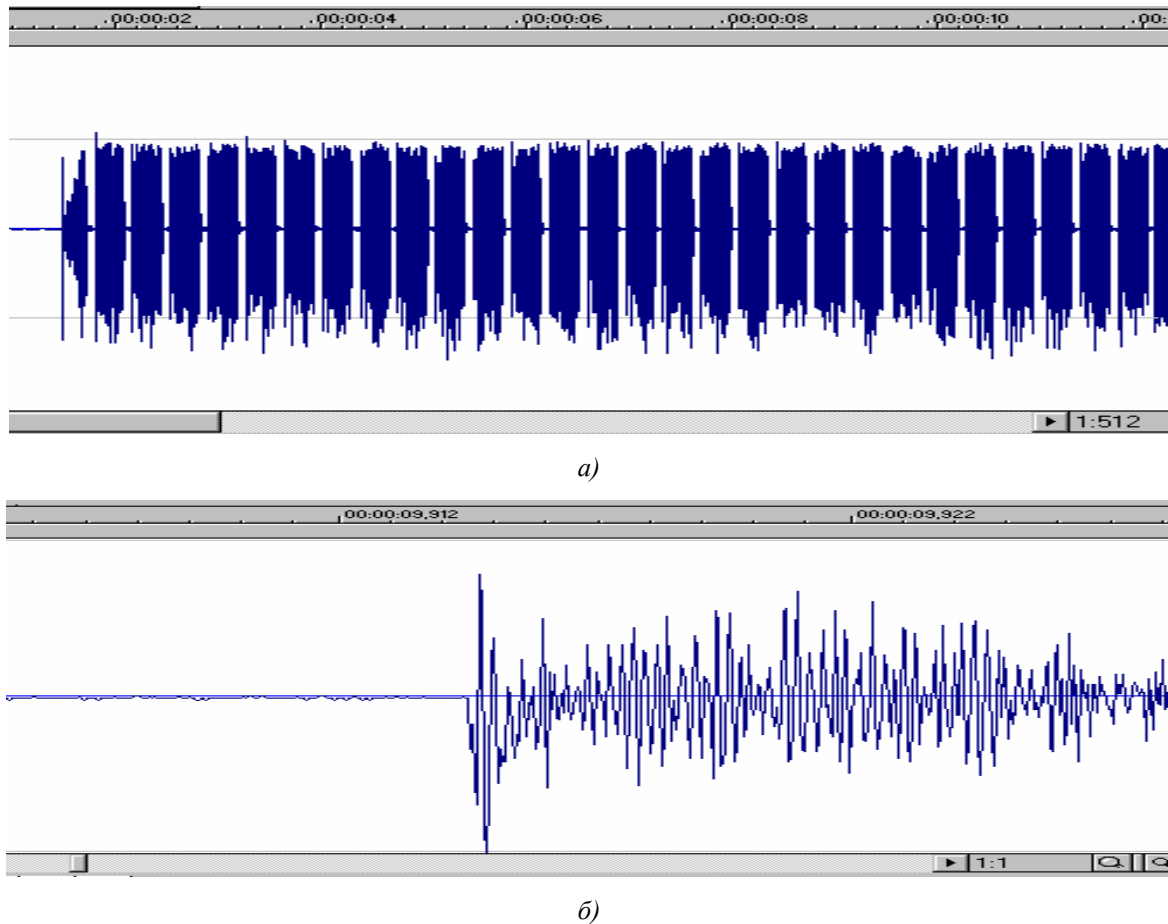


Рис. 3. Запис вібрацій при обробці деталі з уступом: а – весь запис (М 1:512); б – момент удару різальної кромки об уступ заготовки (М 1:1)

Для визначення відповідності піків на спектрах динамічним характеристикам верстата розраховані дві перші частоти власних коливань його шпиндельного вузла (згідно з [3], показники динамічної якості токарних верстатів залежать, в першу чергу, від параметрів шпиндельних вузлів).

Представимо шпиндель токарного верстата 16К20 як невагому пружну балку на жорстких опорах, яка навантажена чотирма масами: m_1, m_2, m_3, m_4 (схема на рис. 5), де $m_1 = 32,1$ кг – маса консолі шпинделя з патроном; $m_2 = 10,7$ кг – маса зубчастого блока на шпинделі; $m_3 = 15,8$ кг – маса частини шпинделя із зовнішнім діаметром 90 мм; $m_4 = 3,8$ кг – маса частини шпинделя із зовнішнім діаметром 84 мм.

Розрахунки виконаємо за методикою, наведеною у [6].

Частоти вільних коливань системи розраховуються за формулами Папковича:

$$\sqrt{\frac{A_4}{A_2}} < \frac{1}{\omega_2^2} < \sqrt[4]{A_4};$$

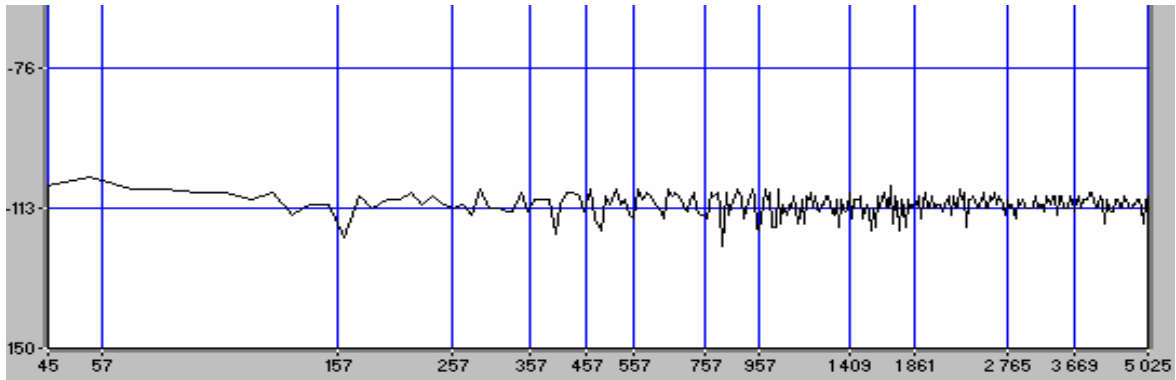
$$\frac{1}{\omega_2^2} = \sqrt[4]{\frac{A_4 - \sqrt{(2A_4 - A_2^2)}}{2}},$$

де A_2 та A_4 – сума елементів на головній діагоналі матриць $\|A\|^2$ та $\|A\|^4$ відповідно; матриця $\|A\| = \|\alpha\| \cdot \|a\|$ – добуток матриць коефіцієнтів впливу та інерції.

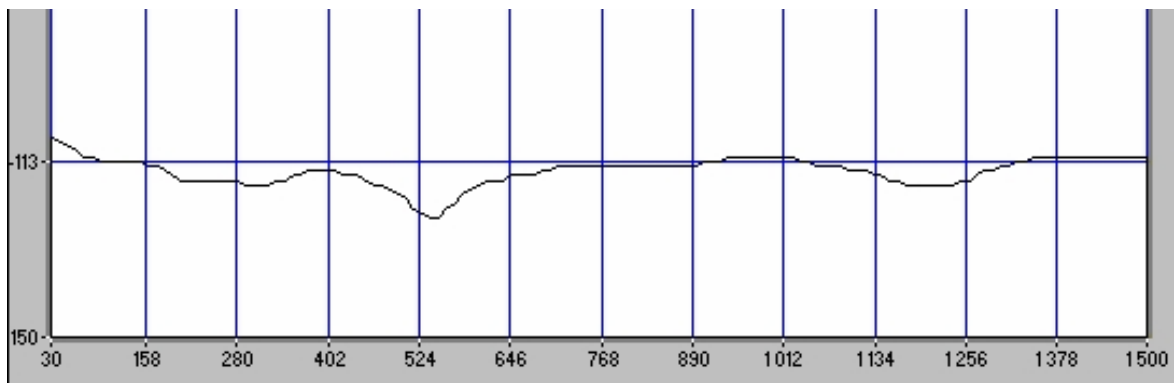
Матриця коефіцієнтів впливу складається з елементів, що дорівнюють значенням зміщення точок балки в місцях прикладених мас від одиничних сил. Визначивши їх (за допомогою формули Верещагіна) та маси шпинделя, розраховуємо матриці $\|A\|^2$ та $\|A\|^4$:

$$\|\alpha\| = \frac{10^{-3}}{EI} \begin{vmatrix} 1,381 & -2,948 & -2,673 & -0,3953 \\ -2,948 & 3,832 & 6,054 & 0,8951 \\ -2,673 & 6,054 & 19,00 & 3,078 \\ -0,3953 & 0,8951 & 3,078 & 0,488 \end{vmatrix};$$

$$\|a\| = \begin{vmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 31,1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10,7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 15,7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3,8 \end{vmatrix}.$$



a)



b)

Ρις. 4. Σπκτρι κολιανών, ζαπισανί υσανοκκό: α – σπκτρι κολιανών ρίζια βεζ ρίζαννι (n_{υιτινι} = 200 κβ⁻¹); β – σπκτρι κολιανών πρι ρίζαννι πιδ κασ υδανυ ρίζια οβ υστυ ζαγοτυκι (τριανίςτυ ζαπισυ – 0,004 σ; V = 40 μ/κβ; S = 0,05 μμ/οβ; t = 0,5 μμ)

Νεζαβανόκνι να τε, κσο ναβεανέ μανρική μαιοτ βςόγυ 4 ρυκι τα 4 στυβκςί, ροζακυνκι δοςίτ οβ΄εμνι. Τομυ ναβεανέο τίλκνι ρεζυλτα κνι ροζακυνκί:

$$A_2 = 121924,7 \cdot \left(\frac{10^{-6}}{EI}\right); \quad A_4 = 14742082600 \cdot \left(\frac{10^{-12}}{EI}\right),$$

δε I – μονεντ ίνερκίι περερίζυ κπινδελυ μίβ οποραμι (I = 6,564 · 10⁻⁶ μ⁴); E = 2,1 · 10⁵ ΜΠα.

Τοδί:

$$\frac{346,718 \cdot 10^{-6}}{EI} < \frac{1}{\omega_1^2} < \frac{347,949 \cdot 10^{-6}}{EI}.$$

Ζυδίςι: ω₁ = 1849,3 σ⁻¹; ν₁ = 294 Γκ, α δρυγα κασοτα:

$$\frac{1}{\omega_2^2} = \frac{22,55 \cdot 10^{-6}}{EI}$$

ί ω₂ = 7256 σ⁻¹; ν₂ = 1155 Γκ.

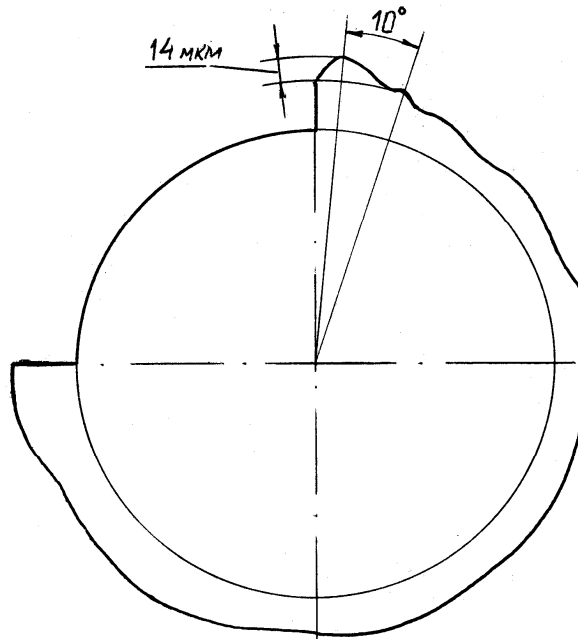


Рис. 7. Круглограма обробки деталі після нестационарного різання

За отриманими при дослідженні даними можна запропонувати методи зменшення хвилястості поверхні від вібрацій при нестационарному різанні: зменшення швидкості різання (оптимальний варіант – короткочасне гальмування перед ударом, що зменшує швидкість зростання сили різання) при обробці від-різків з уступами, пазами, отворами, а також збільшення жорсткості системи “інструмент – деталь”.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Армарего И.Дж.А., Браун Р.Х. Обработка металлов резанием: Пер. с англ. В.А. Пастухова. – М.: Машиностроение, 1977.
2. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
3. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
4. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных втузов / Под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
5. Методы автоматизированного исследования вибраций машин: Справочник / С.А. Добрынин, М.С. Фельдман и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 318 с.
6. Яблонский А.А., Корейко С.С. Курс теории колебаний: Учебное пособие для студентов вузов. – Изд. 3-е, испр. и доп. – М.: Высш. школа, 1975. – 248 с.

МЕЛЬНИЧУК Петро Петрович – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри технології машинобудування та конструювання технічних систем, ректор Житомирського інженерно-технологічного інституту.

Наукові інтереси:

- технологія машинобудування;
- дослідження у галузі механіки руйнування.

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

Наукові інтереси:

- динаміка механічних систем;
- математичне моделювання.

Подано 25.09.2000