

УДК 534.1: 539.3: 621.9.02

О.Л. Деркач, аспірант

Чернігівський національний технологічний університет. derkach.oleh@gmail.com

ГАСІННЯ КОЛИВАНЬ РІЗАЛЬНИХ ІНСТРУМЕНТІВ: МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

Забезпечення високої динамічної якості металообробного обладнання на стадії проектування та експлуатації є однією із найважливіших задач. Як відомо, для забезпечення динамічної якості верстата в цілому, кожен його вузол повинен бути стійким і мати якомога кращі динамічні характеристики [1]. Підсистема процесу різання під час обробки певних матеріалів може бути нестійкою, що призводить до нестійкої системи в цілому. Особливо це стосується інструментів з великим вильотом, зокрема розточувальних різців. Перспективним напрямом підвищення якості оброблюваних поверхонь заготовок є застосування п'єзоелектричних актуаторів (ПА) за допомогою яких здійснюють регулювання положення різального інструмента (РІ) під час різання, компенсуючи таким чином силові впливи на РІ [2, 3].

Розглянемо коливання РІ в перехідних процесах – під час врізання в оброблювану заготовку. Для цього побудуємо скінченно-елементну модель розточувального РІ з вбудованим ПА, який задля активного гасіння коливань підключений до ланцюга зі зворотним зв'язком (рис. 1).

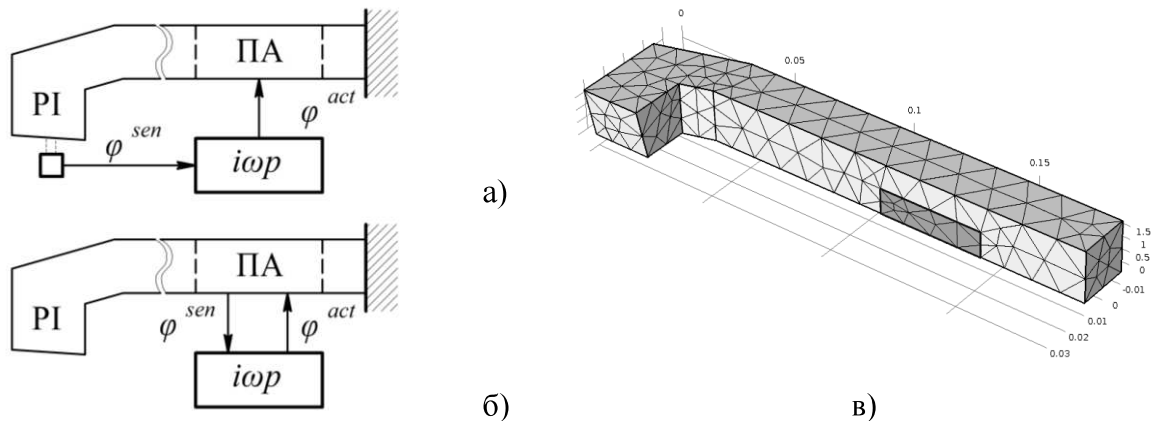


Рис. 1 – Принципові схеми активного гасіння коливань РІ з ПА (а), (б); тривимірна скінченно-елементна модель РІ з ПА (в)

Активне гасіння коливань здійснюється за допомогою зміни різниці потенціалів на електродах п'єзоелектричного актуатора φ^{act} з врахуванням показників сенсора φ^{sen} , яким може бути зовнішній пристрій (рис. 1, а) або, власне, п'єзоелемент (рис. 1, б). Розрахунок необхідної різниці потенціалів на електродах актуатора будемо проводити в частотному просторі у відповідності з сигналом сенсора за наступним законом:

$$\varphi_{\omega}^{act} = -\tilde{p}\varphi_{\omega}^{sen} \quad (1)$$

де $\tilde{p} = i\omega p$ – параметр керування сигналу сенсора, із номінальним значенням p .

Для розрахунку коливань РІ під час врізання в заготовку, побудуємо математичну модель дисипативної системи зі зворотним зв'язком. Розсіяння енергії коливань враховано за допомогою введення комплексних пружних, діелектричних та п'єзоелектричних сталих матеріалу. Лінійні рівняння динаміки системи при нульових початкових умовах і відсутньому заряді на електроді п'єзоелемента мають вигляд [4]:

$$act: -\omega^2 M u_{\omega} + \tilde{K}_{int} u_{\omega} = F i\omega - \tilde{K}_{up} \varphi_{\omega}^{act}, \quad (2)$$

$$sen: \tilde{K}_{\varphi u} u_{\omega} + \tilde{K}_{\varphi \varphi} \varphi_{\omega}^{sen} = 0 \quad (3)$$

де M – матриця мас;

\tilde{K}_{uu} – матриця жорсткості з частотно-залежними комплексними модулями;

$\tilde{K}_{\varphi \varphi}$ – комплексна матриця електричної «жорсткості»;

$\tilde{K}_{u\varphi}$, $\tilde{K}_{\varphi u}$ – матриці, які відповідають прямому та зворотному п'єзоелектричному ефекту відповідно;

$F(i\omega)$ – вектор зовнішніх навантажень;

u_{ω} – частотне зображення переміщень.

З рівняння динаміки системи (2–3) зі зворотним зв'язком (1) отримаємо вектор переміщень точок ПІ в моменти часу n , скориставшись алгоритмом оберненого швидкого перетворення Фур'є (*IFFT*):

$$u_{\omega}^n = Z i\omega^{-1} F i\omega - \tilde{p} \tilde{K}_{u\varphi} \tilde{K}_{\varphi \varphi}^{-1} \tilde{K}_{\varphi u} u_{\omega}^{n-1}, \quad u_t = IFFT u_{\omega} \quad (4)$$

де $Z i\omega = \tilde{K}_{uu} - \omega^2 M$ – матриця динамічної жорсткості.

Результати розрахунку коливань певної точки на різальній кромці (4) у площині різання при ударному навантаженні, що моделює врізання ПІ, зображено на рисунку 2.

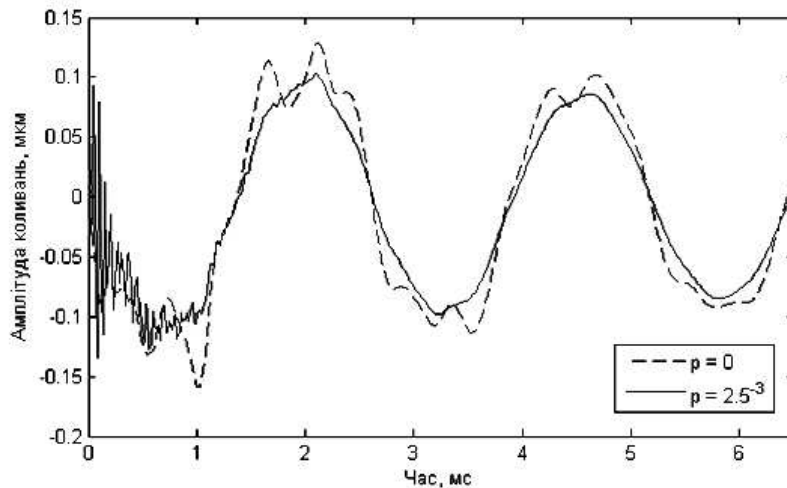


Рис. 2 – Результати розрахунків коливань ПІ без ($p=0$) та з активним керуванням

Зменшення максимальних переміщень точки на різальній кромці ПІ при даному параметрі керування становить 26,27 %, що може бути одним із шляхів підвищення динамічної якості вже готового металообробного обладнання. До недоліків даного способу гасіння коливань ПІ слід віднести складність реалізації, порівняно з методами пасивного гасіння коливань. Розглянута методика математичного моделювання може бути застосована для розрахунків коливань ПІ більш складної конфігурації.

Список посилань

1. Кудинов В. А. Поузловой анализ динамических характеристик упругой системы станка / В. А. Кудинов, В. М. Чурина // Станки и инструмент. – 1989. – № 11. – С. 8-11.
2. Åkesson H. Active control of vibration and analysis of dynamic properties concerning machine tools / H. Åkesson. – Karlskrona: Blekinge Institute of Technology, 2007. – 212 p.
3. Smirnova T. Analysis, modeling and simulation of machine tool parts dynamics for active control of tool vibration / T. Smirnova. – Karlskrona: Blekinge Institute of Technology, 2010. – 188 p.
4. Dubenets V. H. Active damping of nonstationary vibrations in a beam with electro-viscoelastic patches / V. H. Dubenets, O. V. Savchenko, O. L. Derkach // Вісник ЧДТУ. Серія «Технічні науки»: наук. зб. – Чернігів: Черніг. нац. технол. ун-т, 2014. – № 1 (71). – С. 43-49.