

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ДЕМПФУВАННЯ АВТОКОЛИВАНЬ БАГАТОЧАСТОТНОЇ КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ

© Новіцький Ю. Я., Дмитерко П. Р., 2017

Розроблено та досліджено математичну модель чотиримасової автоколивальної схеми металорізального верстата. Проаналізовано вплив параметрів внутрішнього тертя у з'єднаннях конструктивних елементів верстата на відносну амплітуду коливань різця та деталі. Показано неоднозначність впливу параметрів демпфування енергії коливань на відносну амплітуду коливань різця та деталі.

Ключові слова: автоколювання, конструкційне демпфування, амплітуда автоколювання, частота автоколювання, якість поверхні деталі, стійкість інструмента.

OPTIMIZATION OF DAMPING PARAMETERS OF SELF- OSCILLATIONS OF MULTIFREQUENCY OSCILLATION SYSTEM

Mathematical model multimass oscillating circuit of machine tools developed and investigated in this study. Effect parameters internal friction in the joints of structural elements relative to the machine tool vibration amplitude and the details analyzed. Specified on the ambiguity of the influence of parameters damping vibrational energy of the relative amplitude of oscillation of the tool and details.

Key words: self-oscillation, structural damping oscillations amplitude, frequency oscillations, the quality of the workpiece surface, the stability instrument.

Постановка проблеми. Як відомо, автоколювання, що виникають під час різання деяких важкооброблюваних матеріалів (корозійно-стійкі та жароміцні сталі і сплави), негативно впливають на якість поверхні деталі, стійкість інструмента та ресурс верстата [1], тому амплітуду цих коливань можливо, необхідно зменшувати.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існуючі методи зменшення амплітуди автоколювань можна розбити на два класи – технологічні та конструкційні. До технологічних методів потрібно зарахувати такі, як вибір відповідних режимів різання та кутів заточування інструменту [5]. До конструкційних – збільшення опору у коливальній системі та використання динамічних віброгасників [4], а враховуючи ту обставину, що автоколювання відбуваються у резонансі, де вплив згасання відіграє велике значення, збільшення опору у коливальній системі є не тільки вагомим фактором у зменшенні амплітуди автоколювань, але й фактором можливості їх виникнення загалом, адже якщо енергія тертя буде більшою від енергії збудження, то автоколювання взагалі не виникатимуть.

Формулювання мети дослідження. Мета роботи – визначити оптимальні параметри демпфування конструктивних елементів системи ВПД для зменшення амплітуди їх автоколювань.

Викладення основного матеріалу дослідження. Для дослідження автоколювань у системі ВПД складемо систему диференціальних рівнянь чотиримасової коливальної схеми, яка складається (рис. 1): із супорта, різця, деталі та шпинделя, з'єднаних між собою та станиною верстата

пружними зв'язками із демпферами, що відповідає схемі класичного токарного верстата, маса станини якого є значно більшою за масу окремих його вузлів, тому їхні коливання розглядатимемо умовно щодо нерухомої станини. Чотиримасова коливальна схема характерна своєю універсальністю, оскільки якщо замінити масу шпинделя на масу стола, а масу супорта на масу шпинделя, то це вже буде схема фрезерного верстата. Аналогічно можна описати і коливальну схему оброблюваного центра.

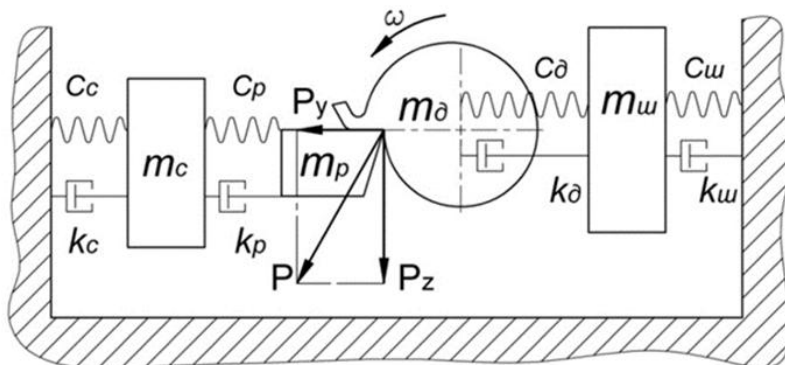


Рис. 1. Чотиримасова коливальна схема верстата

Для спрощення розглянемо коливальну схему тільки в одній координаті, а саме – у координаті Y :

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y_c}{dt^2} m_c - c_c y_c - k_c \frac{dy_c}{dt} - c_p (y_c - y_p) - k_p \left(\frac{dy_c}{dt} - \frac{dy_p}{dt} \right) &= 0; \\ \frac{d^2 y_p}{dt^2} m_p + c_p (y_c - y_p) + k_p \left(\frac{dy_c}{dt} - \frac{dy_p}{dt} \right) + P_y &= 0; \\ \frac{d^2 y_d}{dt^2} m_d - P_y - c_d (y_d - y_u) - k_d \left(\frac{dy_d}{dt} - \frac{dy_u}{dt} \right) &= 0; \\ \frac{d^2 y_u}{dt^2} m_u + c_d (y_d - y_u) + k_d \left(\frac{dy_d}{dt} - \frac{dy_u}{dt} \right) - c_u y_u - k_u \frac{dy_u}{dt} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де y_i – переміщення i -го елемента схеми (супорта, різця, деталі та шпинделя); m_i – приведена маса i -го елемента; c_i – жорсткість i -го елемента; P_y – горизонтальна складова сили різання; k_i – коефіцієнт згасання i -го елемента схеми;

$$k_i = \frac{m_i \delta_i \omega}{p}, \quad (2)$$

де δ_i – логарифмічний декремент коливань i -го елемента коливальної схеми, який характеризує темп згасання коливального процесу; ω – кутова частота коливань.

Горизонтальну складову сили різання за теорією А. П. Соколовського [5] подано так:

$$P_y = P_0 - r y + a_1 b \frac{y}{V} + a_2 b \left(\frac{y}{V} \right)^2 + a_3 b \left(\frac{y}{V} \right)^3, \quad (3)$$

де P_0 – значення сили різання за відсутності вібрацій; y – відносне зміщення між різцем і деталлю; r – коефіцієнт жорсткості різання; $r = kb$, b – глибина різання; k – питома сила різання ($k = 2000$ МПа); V – швидкість різання. Сталі різання a_1, a_2, a_3 – визначаються методом найменших квадратів за експериментальною діаграмою.

Для випадку нашої коливальної схеми (рис. 1) ф.(3) набуде такого вигляду:

$$P_y = -r(y_p - y_o) + a_1 b \frac{\left(\frac{dy_p}{dt} - \frac{dy_o}{dt}\right)}{V} + a_2 b \left(\frac{\left(\frac{dy_p}{dt} - \frac{dy_o}{dt}\right)}{V}\right)^2 + a_3 b \left(\frac{\left(\frac{dy_p}{dt} - \frac{dy_o}{dt}\right)}{V}\right)^3. \quad (4)$$

Постійна складова сили різання P_0 скоротиться під час складання системи диференціальних рівнянь (1), тобто ми отримуємо коливання порівняно сталої складової.

Для випадку не надто значного в'язкого опору, коли $k_i / (2m_i) < w$, логарифмічний декремент коливань визначають як натуральний логарифм відношення двох сусідніх амплітуд згасаючих коливань [3]:

$$d_i = \ln \frac{A_n}{A_{n+1}} = \frac{k_i}{2m_i} T = \frac{p k_i}{m_i w}, \quad (5)$$

де T – період коливань; $T=2\pi/\omega$.

Знайдемо числові розв'язки системи диференціальних рівнянь (1) для значень $m_p= 0,1$ кг; $m_o = 1$ кг; $m_c = m_u = 25$ кг; $c_p = 2 \times 10^9$ Н/м; $c_o = 1 \times 10^7$ Н/м; $c_u = c_c = 1,5 \times 10^8$ Н/м та побудуємо їх часові графічні залежності. Коефіцієнт згасання визначимо із відомих значень логарифмічних декрементів коливань: $\delta_p = 0,01$ (для сталі 45); $\delta_o = 0,005$ (для сталі 14X17H2) $\delta_c = \delta_u = 0,15$ (із врахуванням наявного конструкційного демпфування у з'єднаннях елементів токарного верстата [4]).

Оскільки ми досліджуємо первинні автоколивання (відсутність на поверхні деталі слідів автоколивань від попереднього проходу), то для виникнення автоколивань у систему необхідно ввести збудження. Таким збудженням може бути наявність невеличкої порожнини (пори) у матеріалі деталі або твердого включення такого самого розміру. Прийемо як збудження відхилення деталі у початкових умовах на величину 1 мкм.

Розв'язки системи диференціальних рівнянь (1) показано на рис. 2. На рис. 2, *a* показано переміщення супорта у часі, на рис. 2, *б* – переміщення різця, на рис. 2, *г* – переміщення деталі, а на рис. 2, *д* – переміщення шпинделя.

Як бачимо із цих рисунків, у момент часу $t = 0$ координати (переміщення) супорта, різця і шпинделя дорівнює нулю, а переміщення деталі дорівнює 1 мкм. Це і є збудження системи. І якщо б система була стійкою, то коливання її елементів (мас), викликані цим збудженням, згасли б до нуля. Оскільки система нестійка, то у ній генеруються автоколивання. Амплітуда коливань супорта менша за 0,1 мкм, різця – 20 мкм. Коливання деталі і шпинделя є ще меншими. Відносна амплітуда коливань різця та деталі визначається переважно коливаннями різця і становить 20 мкм. Із аналізу рис. 2 можна встановити частоту коливань. Період $T = 4,405 \times 10^{-5}$ с. Тоді частота коливань f дорівнює 22,7 кГц, а кутова частота ω становить 142628 рад/с, що приблизно відповідає найвищій частоті коливань чотиримасової коливальної системи із параметрами, прийнятими для дослідження системи.

Змінивши матеріал державки різця (сталь 45, $\delta_p = 0,01$) на сірий чавун СЧ20 ($\delta_p = 0,05$) [3] або кобальто-нікелевий сплав К60Н35 ($\delta_p = 0,06$), ми отримуємо дещо меншу (30 %) амплітуду коливань деталі, що призведе до покращення якості поверхні деталі [1] та стійкості інструменту.

Заміна матеріалу державки різця на сплав із ще вищими демпфувальними характеристиками [2] (наприклад, НИВКО-10 (К72Н23, $\delta_p = 0,125$), дає дещо неочікувані результати (рис. 3).

Як бачимо із аналізу рис. 3, високочастотні коливання різця (рис. 3, *б*) швидко згасли, після чого у системі ВПД почали наростати коливання нижчої частоти (друга форма коливань), яка дорівнює 595 Гц, а кутова частота автоколивань дорівнює 94,7 рад/с. Однак амплітуда коливань деталі становить 454 мкм, що робить неможливим процес оброблення деталі. Коливання супорта та шпинделя при цьому незначні, і відповідно дорівнюють 3 та 8 мкм.

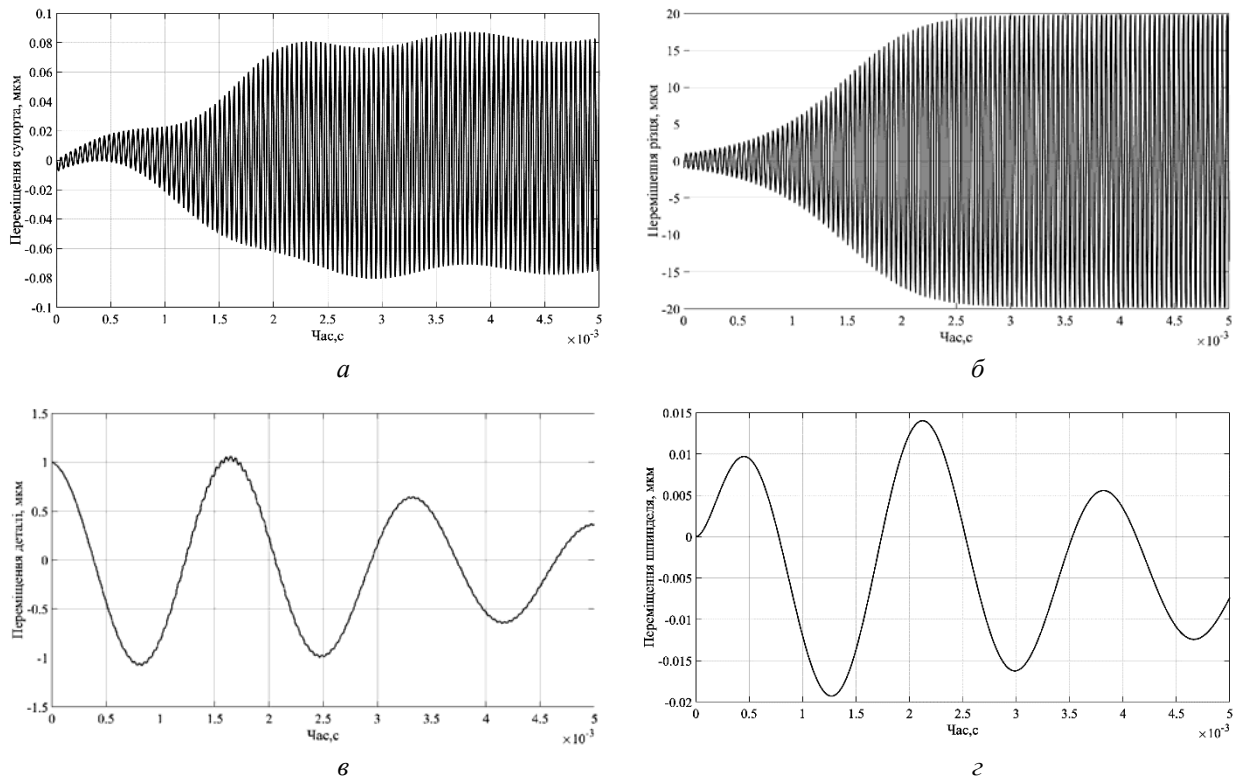


Рис. 2. Автоколивання робочих органів верстата та деталі під час низького демпфування

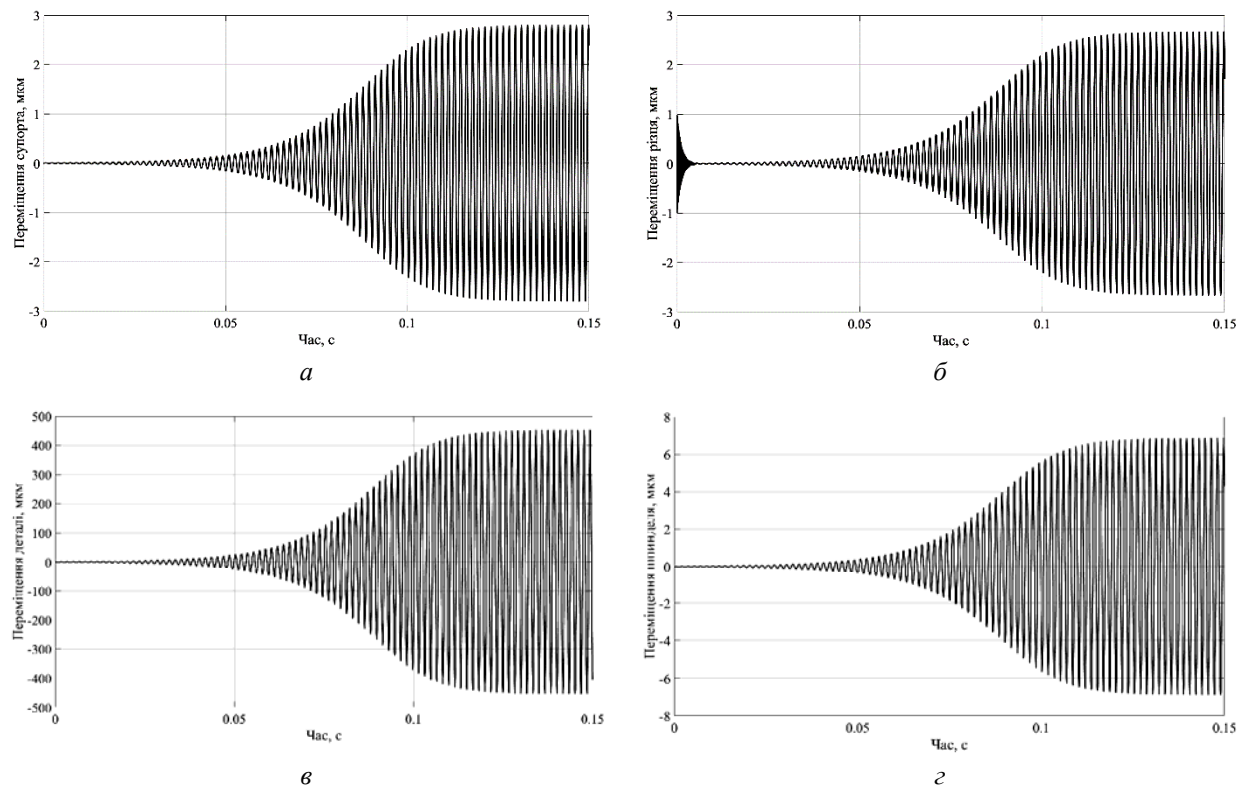


Рис. 3. Автоколивання робочих органів верстата та деталі за високого демпфування

Із аналізу рис. 3 можна зробити такий висновок: введення занадто високого демпфування різця призводить до перемикання автоколивальної системи із коливань високої частоти та малої амплітуди на коливання низької частоти та великої амплітуди.

Оскільки подальше збільшення величини демпфування автоколиваний різця тільки збільшує амплітуду автоколиваний системи ВПД, то для її зменшення потрібно, якщо це можливо, вводити конструктивне демпфування оброблюваної деталі.

На рис. 4 показано графічну залежність відносної амплітуди автоколиваний між різцем та деталлю від параметрів їх демпфування. На рисунку демпфування різця позначено як δ_1 , а демпфування деталі, – як δ_2 .

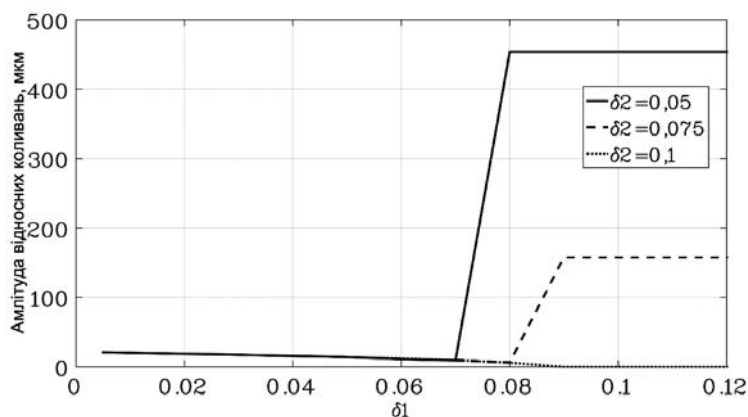


Рис. 4. Залежність відносної амплітуди автоколиваний різця та оброблюваної деталі від параметрів їх демпфування

Як бачимо із аналізу рис. 4, збільшення конструктивного демпфування у деталі призводить до зменшення амплітуди автоколиваний, а то й до повного їх зникнення.

Висновок. Використання державок різців із сплавів підвищеного демпфування призводить до зменшення високочастотної складової амплітуди автоколиваний системи ВПД. Однак за деяких неоптимальних параметрів системи це може призводити до виникнення низькочастотних автоколиваний із значно вищими амплітудами, усунення яких є вкрай важким завданням.

1. Жарков И. Г. *Вибрации при обработке лезвийным инструментом.* – Л.: Машиностроение, 1968. – 184 с. 2. *Металловедение высокодемпфирующих сплавов* // Фавстов Ю. К., Шульга Ю. Н., Рахштадт А. Г. – М.: Металлургия, 1980. 272 с. 3. Новіцький Я., Новіцький Ю. *Особливості використання сплавів високого демпфування у конструкції вібростійкого метало-різального інструменту* // Зб. наук. пр. VI Міжнар. наук.-техн. конф. “Прогресивні технології у машинобудуванні”. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2017. – С. 85–87. 4. *Прочность, устойчивость, колебания: Справочник: в 3-х т.* – Т. 3 / под общ. ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 567 с. 5. Соколовский А. П. *Научные основы технологии машиностроения.* – Л.: МАШГИЗ, 1955. – 515 с.