

УДК 621.953

І.Луців, канд.техн.наук, І.Брошак

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

РОЗРАХУНОК ОБЛАСТЕЙ ВІБРОСТІЙКОСТІ ДЛЯ БАГАТОЛЕЗОВОГО САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО РІЗАННЯ

Запропоновано методику обчислення системи багатолезового самоналагоджувального різання на вібростійкість. Проведено аналіз впливу на границю вібростійкості параметрів системи верстатно-інструментального оснащення і режимів різання.

Умовні позначення:

- y - радіальна деформація системи;
- x_i - осеві відносні зміщення різальних елементів;
- w_i - зміни товщини зрізуваного шару на відповідних різальних елементах;
- P_i - зусилля різання на різальних елементах;
- M_y, H_y, C_y - інерційні, демпфувальні і жорсткісні характеристики еквівалентної пружної системи оснащення;
- m, h_x, c_x - інерційні, демпфувальні і жорсткісні характеристики еквівалентної пружної системи оснащення;
- T_s - постійні часу;
- k_p - коефіцієнт різання;
- ω - частота власних коливань системи.

Пружну систему верстата у взаємодії з робочим процесом (різання, тертя, в двигуні) можна зобразити замкнутою функціонально-структурною схемою [1].

Якщо розглядати власне процес різання і поведінку системи ВПІД при цьому, то узагальнену багатоконтурну систему спрощено можна подати одноконтурною. Причому при багатолезовій обробці функціонально-структурна схема отримає ще декілька контурів зв'язку, число яких дорівнює числові одночасно різальних лез. Наприклад, для точіння, при розміщенні різців на одному супорті з одного боку від оброблюваної деталі процес різання подають як паралельне поєднання елементів, а для розміщення різців на периметрі заготовки схема отримає декілька контурів зв'язку [2].

Кінематичний міжінструментальний зв'язок (КМІЗ) між різальними лезами перетворює багатолезову обробку на самоналагоджувальну [3]. При цьому КМІЗ забезпечує створення тонкого і чутливого механізму керування процесом різання внаслідок зміни подачі різальних елементів. У зв'язку з тим, що вектор сили різання не змінює свого напрямку в просторі при коливаннях, можна керувати процесом різання і навантаженням системи верстат-оснащення в цілому, а отже, суттєво впливати на деформації і похибки обробки. При використанні КМІЗ система отримує додаткові зв'язки і в силу цього функціонально-структурна схема значно трансформується (рис.1).

Такий підхід дозволяє моделювати функціонування динамічної системи верстатно-інструментального оснащення в процесі багатолезової самоналагоджувальної обробки як об'єкта теорії автоматичного керування [4].

Передаткову функцію розімкнутої системи верстатного обладнання із КМІЗ при самоналагоджувальній обробці з достатньою для якісних обчислень точністю можна подати виразом [5]:

$$W_{\text{роз}}^{\text{КМІЗ}} = \frac{T_k \cdot s(T_x \cdot s + 1) \cdot k \cdot k_{\text{пс}}}{[T_k \cdot s(T_x \cdot s + 1)(T \cdot s + 1) + 1](T_M^2 \cdot s^2 + T_H \cdot s + 1)} \quad (1)$$

де $k_{\text{пс}}$ – статична характеристика еквівалентної пружної системи оснащення; k – “умовний” коефіцієнт п-лезового різання із КМІЗ; T – постійна часу стружкоутворення при п-лезовій обробці за методом поділу подачі; T_k – постійна часу кінематичного міжінструментального зв'язку оснащення; T_M і T_H – відповідні постійні часу: інерційна і демпфування; $T_x = m/h_x$.

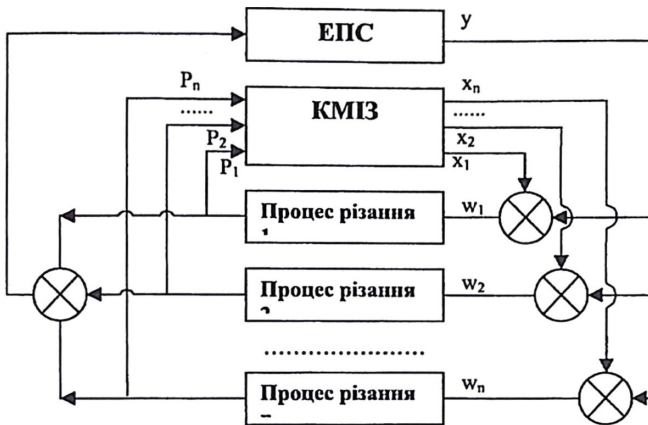


Рис.1. Узагальнена блок-схема верстатно-інструментального оснащення із КМІЗ при багатолезовому різанні

Для дальшого розрахунку областей вібростійкості для багатолезового самоналаджувального різання зручно скористатися алгебраїчними методами.

Передаткова функція розімкнутої системи (1) багатолезової обробки із КМІЗ, яка характеризує власні динамічні властивості цієї системи і моделює її вібростійкість, дозволяє сформувати такий характеристичний поліном:

$$P = s(ms + h_x)(Ts + 1)(M_y s^2 + H_y s + C_y) + \mu_{\text{тр}} \sin^2 \varphi k_p (M_y s^2 + H_y s + C_y) + q \mu_{\text{тр}} \cos^2 \varphi k_p s(ms + h_x), \quad (2)$$

де M_y , H_y , C_y – інерційні, демпфувальні і жорсткісні характеристики еквівалентної пружної системи оснащення;

m , h_x , c_x – інерційні, демпфувальні і жорсткісні характеристики вирівнювального механізму кінематичних міжінструментальних зв'язків;

$\mu_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя стружки на передній поверхні різця;

φ – головний кут у плані різального елемента;

k_p – коефіцієнт різання, граничне значення якого трактують як власне границю вібростійкості.

При п-лезовій самоналаджувальній обробці за методом поділу подачі “еквівалентна” постійна часу стружкоутворення дорівнює $T = T_p/p$, де T_p – така ж постійна часу кожного різального елемента. Одночасно коефіцієнт

$q = \sum_{i=1}^n \cos^2 \left[\frac{2\pi}{n} (i-1) \right]$. Зокрема, для дво- і чотирилезової обробки $q=2$, і для трилезової обробки $q=1,5$.

Прирівнюючи характеристичний поліном системи до нуля, отримують характеристичне рівняння замкнутої системи, за яким і досліджують вібростійкість.

Виконавши необхідні перетворення для динамічної системи верстатно-інструментального багатолезового оснащення із КМІЗ, отримаємо характеристичне рівняння 5-го порядку:

$$a_0 s^5 + a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s + a_5 = 0, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} a_0 &= T m M_y; \quad a_1 = m M_y + T (m H_y + M_y h_x); \\ a_2 &= m (H_y + T C_y) + h_x (M_y + T H_y); \\ a_3 &= m (C_y + q \mu_{\pi} \cos^2 \varphi k_p) + h_x (H_y + T_p C_y) + \mu_{\pi} \cos^2 \varphi M_y k_p; \\ a_4 &= h_x (C_y + q \mu_{\pi} \cos^2 \varphi k_p) + \mu_{\pi} \sin^2 \varphi H_y k_p; \\ a_5 &= \mu_{\pi} \sin^2 \varphi C_y k_p \end{aligned}$$

Аналіз характеристичного рівняння (3) показує, що всі його коефіцієнти є додатними, а отже, для забезпечення динамічної стійкості системи необхідне виконання умов:

$$\begin{aligned} D_1 &= a_1 a_2 - a_0 a_3 \geq 0; \\ D_4 &= D_1 (a_3 a_4 - a_2 a_5) - (a_1 a_4 - a_0 a_5)^2 \geq 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Вивчення цих нерівностей дозволяє оцінити залежність границі вібростійкості від окремих параметрів системи і відповідним чином це графічно інтерпретувати.

Загалом отримання границі вібростійкості надто громіздке, тому при аналізі застосовано ПК і стандартний пакет MathCAD.

На основі розрахунків побудовано ряд залежностей границь вібростійкості від параметрів механізмів КМІЗ, пружної динамічної системи верстата; характеристик, що визначаються режимами обробки. Найбільш характерні з цих залежностей показані на рис.2.

Графіки однозначно показують, що границя вібростійкості значно зростає при збільшенні в'язкого демпфування h_x (рис.2,а) і зменшується при більших інерційних властивостях механізму КМІЗ (рис.2,б). При значних масах еквівалентної пружної системи верстата границя стійкості має практично однакове значення при збільшенні C_y (рис.2, в). За дуже малих значень $M_y=0,1 \dots 5$ кг стійкість автоколиваний досить висока (рис.2,г). У той же час у діапазоні $M_y=20 \dots 30$ кг границя вібростійкості сягає мінімальних значень. При значних $M_y > 80$ кг (що найбільш характерно для токарної обробки) ефективність використання КМІЗ найбільша, а критичні значення коефіцієнта різання вже практично не залежать від зростання M_y . Дослідження також показали ефективність власних частот коливаний системи порядку $\omega=0,9 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}$ (рис.2,д), що відповідає значній жорсткості C_y . У всіх випадках помітні переваги три- і чотирилезової обробки над дворізовою.

Дуже важливими є залежності граничного коефіцієнта різання від радіального демпфування. Границя стійкості до автоколиваний вища при більшій інерції оброблюваної системи. Поряд з цим очікувані висновки, що при вказаних параметрах (зокрема для $p=3, 4$) граничні значення практично не залежать від H_y . На відміну від цього для однолезової обробки ($p=1$) при $H_y=0$ динамічна система верстата нестійка завжди.

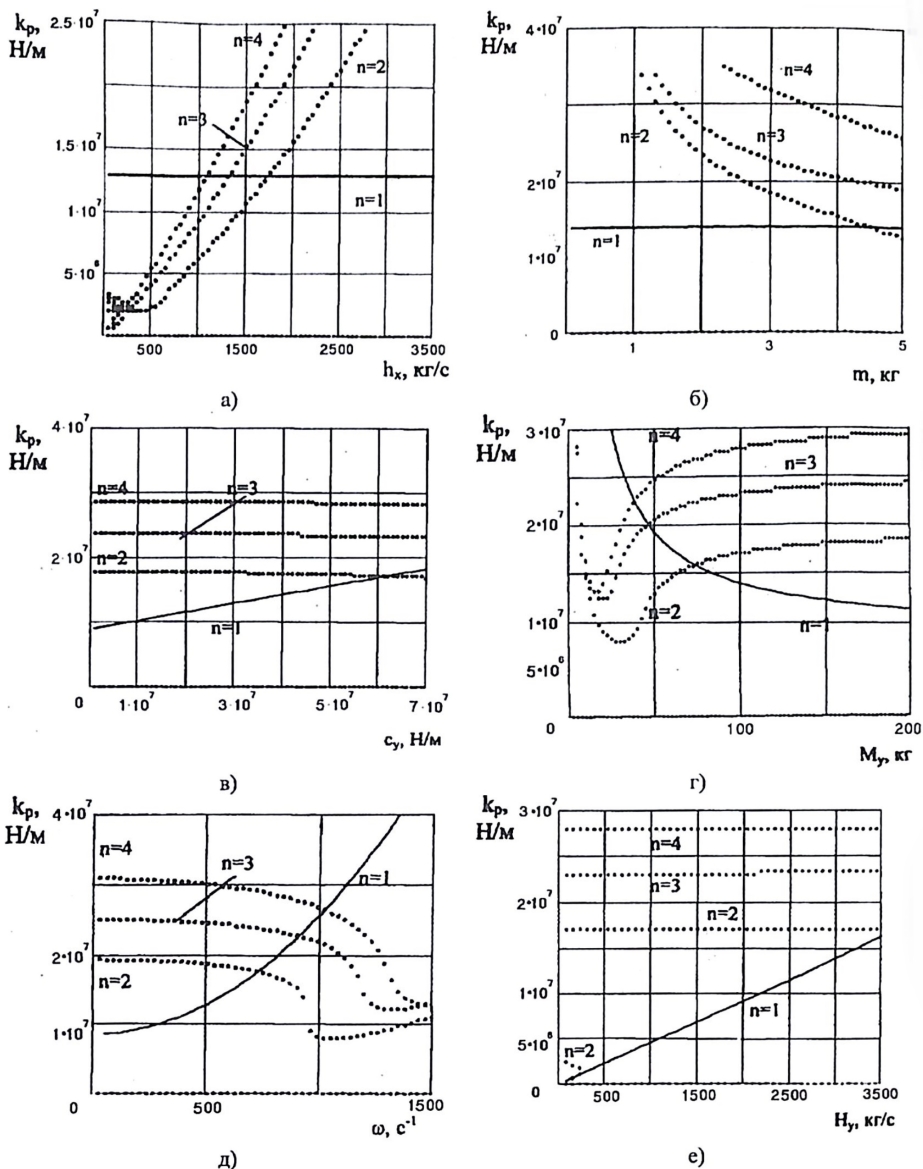


Рис.2. Границі вібростійкості одно- і багатолезової обробки

Такий висновок дозволяє розглядати у повному діапазоні параметрів задачу про динамічну стійкість багатолезового оснащення із КМІЗ без урахування радіального демпфування, тобто при умові $H_y=0$. Такий підхід можна застосувати до процедури аналізу, припускаючи, що радіальне демпфування є оптимальним. Тоді коефіцієнти характеристичного рівняння дорівнюватимуть:

$$\begin{aligned}
 a_0 s^5 + a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s + a_5 &= 0, \\
 a_0 &= T m M_y; \quad a_1 = m M_y (m + T h_x); \\
 a_2 &= m T C_y + h_x M_y; \\
 a_3 &= m (C_y + q \mu_{\text{tp}} \cos^2 \varphi k_p) + h_x T C_y + \mu_{\text{tp}} \cos^2 \varphi M_y k_p; \\
 a_4 &= h_x (C_y + q \mu_{\text{tp}} \cos^2 \varphi k_p); \\
 a_5 &= \mu_{\text{tp}} \sin^2 \varphi C_y k_p
 \end{aligned} \tag{5}$$

Врахуємо, що через те, що $M_y \gg m$ наближено в розрахунках, отже:

$$a_3 \approx C_y (m + T h_x) + \mu_{\text{tp}} \cos^2 \varphi M_y k_p.$$

Першою умовою стійкості згідно з Гурвіцем є умова:

$$D_1 = a_1 a_2 - a_0 a_3 \geq 0.$$

Після підстановки і певних перетворень отримаємо:

$$D_1 = M_y^2 [h_x (m + T h_x) - \mu_{\text{tp}} \cos^2 \varphi T m k_p] \geq 0$$

і відповідно:

$$k_p \leq \frac{h_x (m + T \cdot h_x)}{\mu_{\text{tp}} \cos^2 \varphi \cdot T \cdot m} \tag{6}$$

Далі для спрощення розрахунків вважатимемо $\varphi = 45^\circ$ і запровадимо позначення: $m + T h_x = f$; $\mu_{\text{tp}} \cos^2 \varphi T m k_p = e$. Тоді отримаємо:

$$D_1 = M_y^2 (h_x f - e)$$

Другий визначник відповідно:

$$D_2 = a_3 a_4 - a_2 a_5 = C_y (h_x f g - C_y e) + q h_x M_y b^2 k_p^2,$$

де $g = C_y + q b k_p$, а $b = \mu_{\text{tp}} \cos^2 \varphi = \mu_{\text{tp}} \sin^2 \varphi$.

Третій визначник -

$$D_3 = a_1 a_4 - a_0 a_5 = M_y (h_x f g - C_y e).$$

Отже, другу умову стійкості запишемо як $D_1 D_2 - D_3^2 \geq 0$ або

$$M_y^2 (h_x f - e) [C_y (h_x f g - C_y e) + q h_x M_y b^2 k_p^2] \geq M_y^2 (h_x f g - C_y e)^2 \tag{7}$$

Позаяк визначник D_1 трохи завищений у зв'язку із зменшенням коефіцієнта a_3 на величину $m q b k_p$, а визначник D_2 занижений, то в добутку $D_1 D_2$ ці неточності практично компенсуються.

Поділімо обидві частини (7) на величину $M_y^2 (h_x f g - C_y e)$. Тоді отримаємо

$$f C_y + [(h_x f - e) / (h_x f g - C_y e)] q h_x M_y b^2 k_p^2 \geq f g.$$

Враховуючи, що $g=C_y+qbk_p$, після деяких перетворень матимемо квадратну нерівність відносно величини bk_p :

$$\frac{T_m M_y}{f} (bk_p)^2 + (qh_x f - M_y h_x - C_y T_m) (bk_p) + h_x f C_y \leq 0. \quad (8)$$

Оскільки всі перетворення виконані для $H_y=0$, то нас цікавитиме саме верхнє значення кореня відповідного квадратичного рівняння. Так,

$$bk_p \leq \frac{f}{2T_m M_y} (-qh_x f + M_y h_x + C_y T_m) \left[1 + \sqrt{1 - \frac{4T_m M_y h_x C_y}{(-qh_x f + M_y h_x + C_y T_m)^2}} \right]. \quad (9)$$

Область застосування цієї формули лежить у діапазоні параметрів, що забезпечують виконання умови

$$(-qh_x f + M_y h_x + C_y T_m)^2 \geq 4T_m M_y h_x C_y, \text{ або} \\ [-q\alpha(1+T/T_x) + 1 + \omega^2 T_x]^2 \geq 4T T_x \omega^2, \quad (10)$$

де $\alpha=m/M$; $T_x=m/h_x$, $\omega^2=C_y/M_y$.

Аналіз областей застосовуваності формули (9) дозволяє визначити аналітично мінімально можливу границю вібростійкості:

$$k_{pmin} = \frac{1 + T/T_x}{2bT} h_x \left[-q \frac{m}{M_y} \left(1 + \frac{T}{T_x} \right) + 1 + \omega^2 \cdot T \cdot T_x \right], \text{ або}$$

знехтувавши m порівняно із M_y

$$k_{pmin} \approx \frac{1 + T/T_x}{2bT} h_x (1 + \omega^2 \cdot T \cdot T_x),$$

а також максимально можливий коефіцієнт різання

$$k_{pmax} = 2k_{pmin}.$$

Застосовуючи такий підхід, ми визначили границі стійкості до автоколивань для багатолезової обробки із КМІЗ при різних режимах різання. За допомогою ПІПІ MathCAD побудовані просторові діаграми залежності граничної стружки t_p (мм) від швидкості різання v (м/с) і подачі супорта s (мм/об). Діаграми ілюструють зміну запасу вібростійкості за граничною стружкою в просторі параметрів s - v для однолезової обробки (рис.3,а) та багаторізового виточування із КМІЗ (рис.3, б - дволезова обробка; рис.3, в - трьолезова; рис.3,г - чотирьолезова).

Коли при низьких швидкостях різання ($v=0,6$ м/с) границі стійкості до автоколивань при одно- і багаторізовому виточуванні близькі між собою (особливо при значних подачах), то при збільшенні швидкості різання області вібростійкості багатолезової обробки значно розширюються і при $v>1$ м/с ефективність використання КМІЗ стає досить значною навіть для високих значень позовжньої подачі.

Аналіз залежностей глибини різання від подачі і швидкості виявляє дуже важливу особливість. Оскільки при збільшенні подачі границя вібростійкості монотонно спадає, то логічно припустити, що для забезпечення високого рівня запасу стійкості у цьому діапазоні зміни параметрів необхідно при призначенні параметрів різання забезпечити умову $s/v=\text{const}$. Очевидно, що ця вимога відповідає умові усталеності величини

постійної часу стружкоутворення T_p . Зрозуміло, що бажаними є межі значення співвідношення s/v . Розрахунки показують, що найбільш доцільним є діапазон $s/v=0,3...0,5$ [мм·с/м·об]. При $s/v=\text{const}$ графіки залежностей $k_p=f(s)$ і $k_p=f(v)$ перетворюються в прямі, паралельні осі абсцис. При цьому для конкретних параметрів системи незалежно від режимів різання гранична стружка є постійною величиною. Для вказаного діапазону зберігається можливість як забезпечення високої продуктивності обробки, так і значного запасу вібростійкості системи.

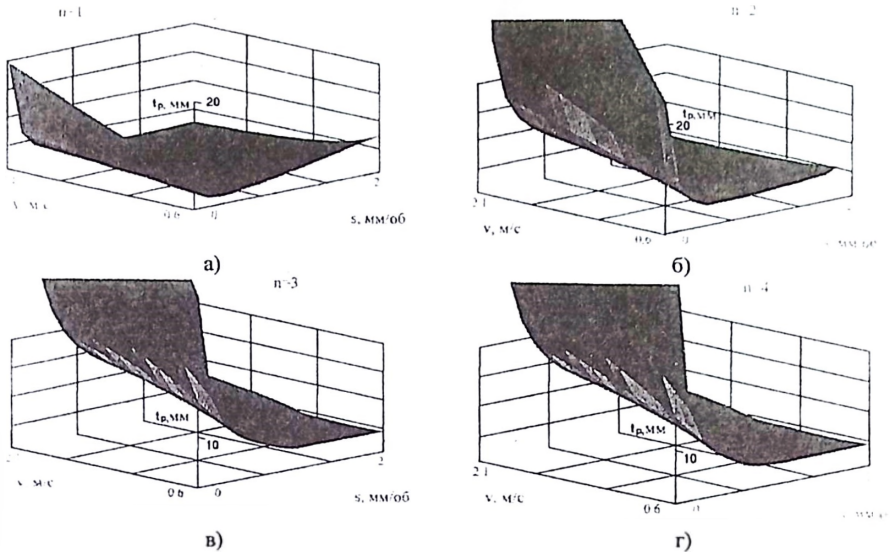


Рис.3. Залежності граничної глибини різання в координатах подача – швидкість різання для одно- і багатолезової обробки

Динамічна стійкість до неприпустимих автоколивань є принциповою здатністю системи КМІЗ виконувати функцію вирівнювання осьових складових зусиль різання між окремими різальними елементами верстатно-інструментального оснащення багатолезової обробки. Така вібростійкість визначає динамічну якість верстатного обладнання, його технологічну доцільність, можливість обробки деталей із підвищеною точністю при високій заданій продуктивності процесу різання. Тому розрахунки областей вібростійкості треба розглядати як невід'ємну і важливу складову методики проектування і рекомендацій щодо експлуатації багатолезового самоналагоджувального верстатно-інструментального оснащення при різних методах обробки.

The method of calculation of multiedge adaptive cutting system dynamical stability is given. The influence of machine-tool accessories system parametres and cutting regimes on the vibration limit is analyzed.

Література

1. Орликов М.Л. Динамика станков. - К.: Вища школа, 1980. - 256 с.
2. Попов В.И., Локтев В.И. Динамика станков. - К.: Техніка, 1975. - 136 с.
3. Нагорняк С.Г., Луцiv І.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник. - К.: Техніка, 1992. - 72 с.
4. Кудинov В.А. Динамика станков. - М.: Машиностроение, 1967. - 359 с.
5. Луцiv І.В. Аналіз частотними методами динамічної стійкості багатолезової самоналагоджувальної обробки // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - Том 4. - № 1. - С. 97-103.

Статтю подав до друку докт. техн. наук, проф. Нагорняк С.Г.