

ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ НЕЖОРСТКИМ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИМ ОСНАЩЕННЯМ**Шевченко О.В.** (НТУУ „КПІ”, м. Київ, Україна)E-mail: mef@users.ntu-kpi.kiev.ua

Анотація. В статті наведено результати досліджень, які визначають умови підвищення вібростійкості токарної обробки нежорстким інструментальним оснащенням, що полягають у врахуванні впливу орієнтації та забезпеченні відповідного положення головних осей жорсткості оснащення в пружній системі різець-супорт відносно напрямку дії сили різання та рекомендованому співвідношенні жорсткостей оснащення за цими осями. Результати досліджень використані при проектуванні інструментального оснащення з орієнтованою жорсткістю.

Ключові слова: нежорстке інструментальне оснащення, орієнтована жорсткість, токарна обробка, вібростійкість, автоколивання

1. Вступ

Одним з розповсюджених видів обробки на токарних верстатах є обробка нежорстким консольним інструментальним оснащенням, до якого відносяться оправки, різцетримачі, борштанги, різцетримачі з пружними напрямними чи шарнірами для різного технологічного призначення. Особливістю обробки консольним інструментом є легкість виникнення вібрацій при різанні, що знижує точність, якість та продуктивність обробки деталей, обмежує технологічні можливості верстатів. При токарній обробці нежорстким консольним інструментальним оснащенням боротьба з шкідливими коливаннями є особливо актуальною. Це обумовлено суттєвим впливом такого оснащення на роботу всієї технологічної системи верстата.

Основною причиною виникнення автоколивань при різанні є зміна площі зрізу та сили різання внаслідок відносного коливального руху інструменту і оброблюваної деталі з урахуванням наявності координатного зв'язку між процесом різання та рухом за різними координатами пружної системи верстата. Найбільші зміни площі зрізу виникають при переміщенні інструменту в напрямку, нормальному до поверхні різання.

Основні способи підвищення вібростійкості верстатів при різанні, сформульовані в роботах [1, 2], це: - оптимальна орієнтація головних осей жорсткості і підбір співвідношень жорсткостей і мас елементів системи; - забезпечення умов, при яких збільшення сили різання викликає відтиск інструменту від оброблюваної деталі; - збільшення демпфірування в системі.

При роботі верстата його пружна система та процес різання утворюють замкнену динамічну систему, сталість якої можна визначити за характеристикою розімкненої системи (див. рис. 1). У відповідності до критерію Найквіста [3], для сталості замкненої системи необхідно, щоб амплітудно-фазово-частотна характеристика (АФЧХ) розімкненої системи не охоплювала точку (-1) на дійсній осі. Враховуючи те, що АФЧХ системи залежить від кута між напрямком дії сили різання та розташуванням осі максимальної жорсткості, вібростійкість верстата залежить не тільки від основних параметрів системи (мас, коефіцієнтів жорсткості та демпфірування), але і від орієнтації головних осей жорсткості відносно напрямку дії сили різання [1, 4]. Регулюванням напрямку положення головних осей жорсткості пружної системи різець-супорт верстата відносно напрямку дії сили різання можна зменшити енергію самозбудження автоколивань та забезпечити вібростійкий процес різання.

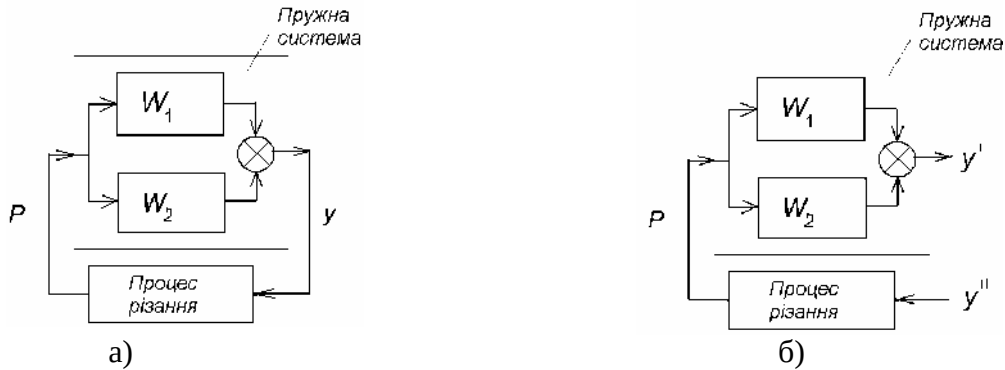


Рис. 1. Схеми замкненої (а) та розімкненої (б) динамічних систем верстата при різанні, де W_1 та W_2 – частотні передаточні функції головних коливань системи

2. Основний зміст та результати роботи

Визначимо статичну характеристику пружної системи різець-супорт для схеми, що наведена на рис. 2. Пружне переміщення системи різець-супорт в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні визначається за виразом:

$$y_1 = P \cdot \cos(\beta - \alpha) \cdot \sin \beta / c_{\eta_2} - P \cdot \sin(\beta - \alpha) \cdot \cos \beta / c_{\eta_1}, \quad (1)$$

де c_{η_1} та c_{η_2} - приведена жорсткість системи різець-супорт в напрямку головних осей координат $O\eta_1$ і $O\eta_2$. В результаті із врахуванням (1) можемо отримати статичну характеристику пружної системи різець-супорт у вигляді:

$$K_{ПС} = y_1 / P = \cos(\beta - \alpha) \cdot \sin \beta / c_{\eta_2} - \sin(\beta - \alpha) \cdot \cos \beta / c_{\eta_1}. \quad (2)$$

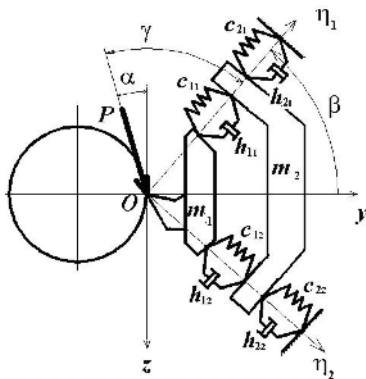


Рис.2. Розрахункова схема пружної системи різець-супорт токарного верстата в площині yOz

повністю розділити змінні, які визначають рух інструменту в довільній в площині yOz .

Систему рівнянь коливальних рухів пружної системи різець-супорт в головній системі координат $\eta_1 O \eta_2$ можна представити у вигляді:

Якщо встановити діапазон значень коефіцієнтів жорсткості пружної системи різець-супорт в напрямку головних осей координат $O\eta_1$ і $O\eta_2$, то за допомогою виразу (2) є можливість визначити зону знаходження кута розвороту β головних осей жорсткості пружної підсистеми, в якій ця система буде мати найменшу податливість і відповідно буде забезпечена найбільша точність обробки [5].

У відповідності зі схемою, що приведена на рис.2, пружна система різець-супорт являє собою двомасову динамічну систему, що під впливом сили різання $P(t)$ здійснює коливальні рухи в площині yOz . Система побудована при використанні головних координат, що дозволяє

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{\eta}_{11} + h_{11} \cdot (\dot{\eta}_{11} - \dot{\eta}_{21}) + c_{11} \cdot (\eta_{11} - \eta_{21}) = P(t) \cdot \sin(\beta - \alpha) \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_{21} + (h_{11} + h_{21}) \dot{\eta}_{21} + (c_{11} + c_{21}) \eta_{21} - h_{11} \cdot \dot{\eta}_{11} - c_{11} \cdot \eta_{11} = 0 \\ m_1 \cdot \ddot{\eta}_{12} + h_{12} (\dot{\eta}_{12} - \dot{\eta}_{22}) + c_{12} \cdot (\eta_{12} - \eta_{22}) = P(t) \cdot \cos(\beta - \alpha) \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_{22} + (h_{12} + h_{22}) \dot{\eta}_{22} + (c_{12} + c_{22}) \eta_{22} - h_{12} \cdot \dot{\eta}_{12} - c_{12} \cdot \eta_{12} = 0, \end{cases} \quad (3)$$

де m_1 та m_2 - приведені маси нежорсткого різцетримача та супорта; h_{11}, h_{12} і c_{11}, c_{12} та h_{21}, h_{22} і c_{21}, c_{22} - сумарні приведені коефіцієнти демпфірування і жорсткості різцетримача (m_1) та супорта (m_2) в напрямках головних осей координат $O\eta_1$ і $O\eta_2$ системи різець – супорт.

Пружне переміщення системи різець-супорт в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні можна представити у вигляді:

$$y = \eta_{12} \cdot \sin \beta - \eta_{11} \cdot \cos \beta, \quad (4)$$

де кут β визначає орієнтацію головних осей жорсткості η_1 та η_2 системи різець-супорт з координатною системою yOz .

Дослідження вібростійкості динамічної системи різець-супорт виконано з використанням методу змінних стану [3, 6]. Для системи диференціальних рівнянь (3) у якості змінних стану ($x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)$) введемо наступні змінні:

$$\begin{cases} x_{11} = \eta_{11}; \\ x_{21} = \frac{dx_{11}}{dt} = \dot{x}_{11} = \dot{\eta}_{11}; \\ x_{31} = \eta_{21}; \\ x_{41} = \frac{dx_{31}}{dt} = \dot{x}_{31} = \dot{\eta}_{21} \end{cases} \quad \begin{cases} x_{12} = \eta_{22}; \\ x_{22} = \frac{dx_{12}}{dt} = \dot{x}_{12} = \dot{\eta}_{22}; \\ x_{32} = \eta_{22}; \\ x_{42} = \frac{dx_{32}}{dt} = \dot{x}_{32} = \dot{\eta}_{22} \end{cases} \quad (5)$$

Із врахуванням змінних стану (5) і того, що динамічна модель системи різець-супорт побудована з використанням головних координат, запишемо дві системи рівнянь коливальних рухів системи різець-супорт (3) окремо в напрямку осі $O\eta_1$ (6) і в напрямку осі $O\eta_2$ (7) в матричній формі:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{11} \\ \dot{x}_{21} \\ \dot{x}_{31} \\ \dot{x}_{41} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_{11}}{m_1} & -\frac{h_{11}}{m_1} & \frac{c_{11}}{m_1} & \frac{h_{11}}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{c_{11}}{m_2} & \frac{h_{11}}{m_2} & -\frac{c_{11} + c_{21}}{m_2} & -\frac{h_{11} + h_{21}}{m_2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{11} \\ x_{21} \\ x_{31} \\ x_{41} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{\sin(\beta - \alpha)}{m_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot P \quad (6)$$

та

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{12} \\ \dot{x}_{22} \\ \dot{x}_{32} \\ \dot{x}_{42} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_{12}}{m_1} & -\frac{h_{12}}{m_1} & \frac{c_{12}}{m_1} & \frac{h_{12}}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{c_{12}}{m_2} & \frac{h_{12}}{m_2} & -\frac{c_{12} + c_{22}}{m_2} & -\frac{h_{12} + h_{22}}{m_2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{12} \\ x_{22} \\ x_{32} \\ x_{42} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{\cos(\beta - \alpha)}{m_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot P. \quad (7)$$

Матриця-стовпець, що містить у собі всі змінні стану у правій частині кожної з систем рівнянь (6) та (7), є вектором стану, що може бути позначений через X , а саме:

$$X_1 = \begin{bmatrix} x_{11} \\ x_{21} \\ x_{31} \\ x_{41} \end{bmatrix} \text{ та } X_2 = \begin{bmatrix} x_{12} \\ x_{22} \\ x_{32} \\ x_{42} \end{bmatrix} . \quad (8)$$

Позначивши для загального випадку зовнішнього навантаження вектори вхідних сигналів через U_1 та U_2 , отримаємо компактну векторно-матричну форму систем (6) та (7) у вигляді:

$$\dot{X}_1 = A_1 X_1 + B_1 U_1 \text{ та } \dot{X}_2 = A_2 X_2 + B_2 U_2 , \quad (9)$$

де A_1 і A_2 - квадратні матриці $[4, 4]$ та B_1 і B_2 – матриці-стовпець $[4, 1]$.

Для повного опису систем до рівнянь стану (6) та (7) необхідно додати рівняння, що встановлюють зв'язок між змінними стану $x_1(t)$, $x_2(t)$, ..., $x_n(t)$ та вихідними змінними $y_1(t)$, $y_2(t)$, ..., $y_n(t)$. Такий зв'язок здійснюється у вигляді системи лінійних рівнянь, що має наступний вигляд:

$$\begin{cases} \eta_{11} = 1 \cdot x_{11} + 0 \cdot x_{21} + 0 \cdot x_{31} + 0 \cdot x_{41}; \\ \eta_{12} = 1 \cdot x_{12} + 0 \cdot x_{22} + 0 \cdot x_{32} + 0 \cdot x_{42} \end{cases} , \quad (10)$$

або у векторно-матричній формі: $\eta_{11} = C_1 X_1$ та $\eta_{12} = C_2 X_2$, де

$$C_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ та } C_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

є матрицями виходу. Така форма запису матриць (11) враховує те, що досліджувана система різець - супорт має один вхід у вигляді сили різання P та по одному виходу для головних координат η_{11} та η_{12} , а саме, рух маси m_1 в напрямку осей $O\eta_1$ і $O\eta_2$.

Після підстановки в рівняння (4) значень η_{11} та η_{12} із системи (10), отримуємо передаточну функцію пружної системи різець-супорт у вигляді:

$$W_{PC} = \frac{y}{P} = W_2 \cdot \sin \beta - W_1 \cdot \cos \beta , \text{ де } W_2 = \frac{\eta_{12}}{P(t)} \text{ і } W_1 = \frac{\eta_{11}}{P(t)} . \quad (12)$$

За виразом (12) може бути проаналізований вплив співвідношення жорсткостей пружної системи різець-супорт в напрямку головних координат та кута β їх розвороту відносно довільної системи координат uOz на частотні характеристики передаточної функції W_{PC} [7].

Вібростійкість верстатів до виникнення автоколивань визначають за передаточною функцією розімкнутої динамічної системи $W_{роз}(i\omega)$. Для дослідження впливу процесу різання на характеристики еквівалентної пружної системи верстата можна скористатися залежністю [8]:

$$W_{роз}(i\omega) = W_{PC}(i\omega) \cdot W_{PP}(i\omega) , \quad (13)$$

де - $W_{PP}(i\omega)$ - передаточна функція процесу різання.

Динамічний режим процесу різання як аперіодичної ланки може бути описаний без врахування сил демпфірування (при коливаннях середніх частот ці сили можна не враховувати) диференціальним рівнянням першого порядку відносно вихідної координати P :

$$P + T_p \cdot \dot{P} = K_p a , \quad (14),$$

де T_p – постійна часу стружкоутворення; K_p – коефіцієнт різання; a – товщина зрізу. При цьому коефіцієнт різання може бути визначений за лінійною залежністю виду [2]:

$$K_p = \frac{P}{a} = K_{num} \cdot b. \quad (15)$$

де K_{num} - питома сила різання, b – ширина зрізу. З врахуванням (14) та (15) знаходимо передаточну функцію процесу різання у частотній формі:

$$W_{PP}(i\omega) = \frac{K_{num} \cdot b}{1 + T_p^2 \omega^2} - i \frac{K_{num} \cdot b \cdot T_p \omega}{1 + T_p^2 \omega^2}. \quad (16)$$

При перемноженні комплексних виразів передаточних функцій $W_{PC}(i\omega)$ та $W_{PP}(i\omega)$ за виразом (13) амплітуди розімкнутої динамічної системи змінюються за величиною та отримують додатковий фазовий поворот. Якщо АФЧХ кожного з елементів системи $W_{PC}(i\omega)$ та $W_{PP}(i\omega)$ не пересікає від'ємну частину дійсної осі, то АФЧХ розімкнутої системи $W_{роз}(i\omega)$ може її пересікати, викликаючи втрату вібростійкості системи.

Таким чином, за виразом (13) для $W_{роз}(i\omega)$ з врахуванням формул (15, 16) можуть бути розраховані значення граничної ширини зрізу b в першу чергу від таких параметрів пружної системи різець – супорт, як жорсткість різцетримача c_{11} і c_{12} , коефіцієнти демпфірування h_{11} і h_{12} та кут β при незмінних значеннях параметрів супорта.

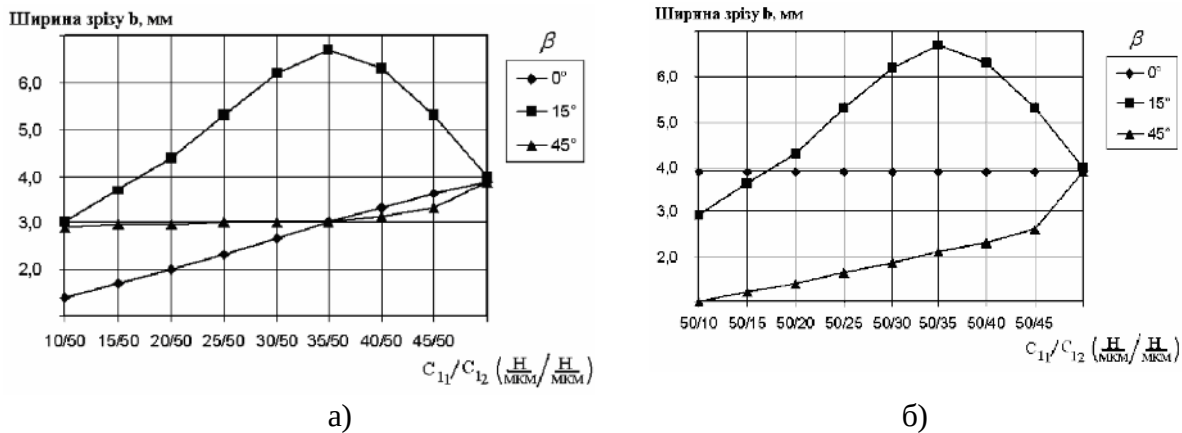


Рис. 3. Розрахункові значення граничної ширини зрізу b при значеннях кута $\beta = 0^\circ, 15^\circ$ та 45° та зміні співвідношення жорсткостей в діапазоні $c_{11}/c_{12} = 10/50 \div 50/50$ Н/мкм (а) та $c_{11}/c_{12} = 50/10 \div 50/50$ Н/мкм (б)

Як видно із рис. 3, найбільш вібростійкою при різанні є пружна система, у якої кут $\beta = 15^\circ$. При цьому найбільші значення ширини зрізу b має при співвідношення жорсткостей різцетримача $c_{11}/c_{12} = 35/50$ та $c_{11}/c_{12} = 50/35$ Н/мкм. Це підтверджує висновки роботи [5] про те, що при куті $\beta = \alpha/2$ система має найбільшу вібростійкість і навіть зміна напрямку осі найбільшої жорсткості на 90° не впливає на зміну вібростійкості процесу різання.

Отримані теоретичні положення використані при проектуванні спеціального інструментального оснащення. Для підвищення вібростійкості процесу токарної обробки розроблено конструкцію різцетримача з орієнтованою жорсткістю, загальний вигляд якого наведений на рис. 4 [9].

Різцетримач складається з корпусу 1 та віджимної частини 2 з різцем. Віджимна частина 2 зв'язана з корпусом 1 пружними елементами 3, а корпус 1 жорстко закріплений на супорті 4 верстата. Пружні елементи 3 виконані таким чином, що осьова лінія одного з

пружних елементів утворює з нормаллю до оброблюваної поверхні кут $\alpha/2$, а осьова лінія другого утворює з дотичною кут $\alpha/2$. Таке розміщення осьових ліній пружних елементів 3 утворює центр жорсткості пружної системи таким чином, щоб сила різання P під час обробки віджимала різець від оброблюваної деталі, забезпечуючи вібростійке точіння [10].

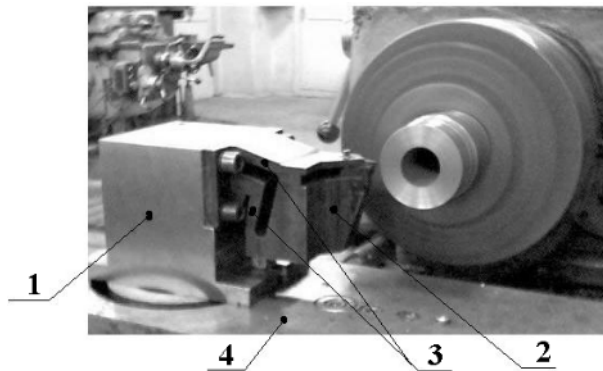


Рис. 4. Різцетримач з орієнтованою жорсткістю для підвищення сталості токарної обробки

На рис. 5 наведено загальний вигляд розточувальної борштанги з орієнтованою жорсткістю для токарно-карусельних верстатів.

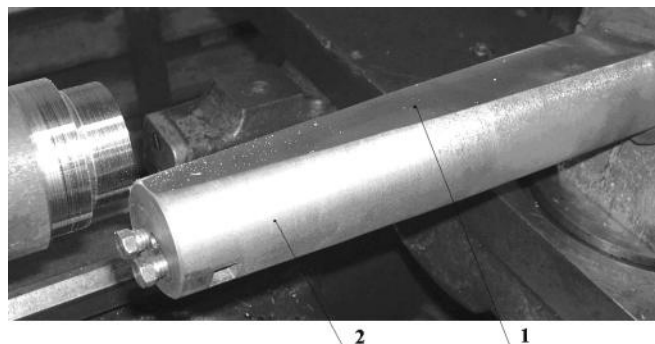


Рис. 5. Борштанга з орієнтованою жорсткістю для підвищення сталості токарної обробки під час випробувань на стенді, виконаному на базі токарного верстата

Конструкція консольної частини штатної борштанги токарно-карусельного верстата має конічну поверхню з кутом твірного конуса близького до 1° . У борштанги такого типу та борштанги циліндричної форми неможливо виділити вісі найбільшої та найменшої жорсткості внаслідок симетричності конструкції. Це призводить до суттєвого впливу координатного зв'язку на рівень автоколивань різця при різанні. Для підвищення режимів вібростійкої обробки пропонується борштанга (рис. 5) з орієнтованою жорсткістю та рекомендованим співвідношенням жорсткостей її консольної частини в напрямку головних координат, які забезпечуються виконанням відповідним чином розміщеної лиски 1 на консольній частині борштанги 2.

3. Висновки

Таким чином, за результатами виконаних досліджень можна зробити наступні висновки: - суттєвий вплив на вібростійкість при токарній обробці має кут розвороту β головних осей жорсткості пружної системи різець-супорт та підбір співвідношень

жорсткостей елементів системи; - найбільш вібростійкою при різанні є пружна система, у якій кут β дорівнює половині кута напрямку дії сили різання P , а саме $\beta = \alpha/2$. 3; - для збільшення граничної ширини зрізу b при обробці нежорстким інструментальним оснащенням рекомендується співвідношення жорсткостей оснащення за напрямками головних осей координат $c_{41}/c_{42} \approx 0,7$, або $c_{41}/c_{42} \approx 1,4$ при зміні напрямку головних осей жорсткості на 90° ; - використання інструментального оснащення з орієнтованою жорсткістю дозволяє підвищити режими вібростійкої обробки не менше, ніж в 1,2 рази.

Список літератури: 1. Кудинов В.А. Динамика станков. - М.: Машиностроение, 1967. - 360с. 2. Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов.-2-е изд. перераб. и доп. - Киев: Выща школа, 1989. - 272 с. 3. Никулин Е.А. Основы теории автоматического управления. Частотные методы анализа и синтеза систем/Учеб.пособие для вузов.-СПб.: БХВ-Петербург, 2004. - 640 с. 4. Лазарев Г.С. Устойчивость процесса резания металлов. - М.: Машиностроение, 1973. - 184 с. 5. Шевченко О.В. Вплив напрямку головних осей жорсткості токарного верстата на статичну характеристику пружної системи різець-супорт / Вестник НТУУ "Киевский политехнический институт", Машиностроение, вып.48, Киев, 2006. -с. 119-121. 6. Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням: Навчальний посібник. - Київ: УкрНДІАТ, 2003. - 383 с. 7. Шевченко О.В. Визначення частотних характеристик різцетримачів з пружними напрямними // Прогресивні технології і системи машинобудування / Міжнародний збірник наукових праць, - Донецьк: ДонНТУ, 2006. Вип.32. - с. 250 – 257. 8. Кудинов В.А. Автоколебания на низких и высоких частотах (устойчивость движений) при резании // Станки и инструмент. - 1997.- №2. - с.16-21. 9. Різцетримач: Патент України на корисну модель № 21427: МПК В23В 29/03/ Шевченко О.В., Вакуленко С.В., Дюмін В.А. - Опуб. 15.03.2007, Бюл. № 3. - 3 с. 10. Шевченко О.В. Вакуленко С.В. Підвищення вібростійкості токарної обробки різцетримачем з орієнтованим центром жорсткості // Прогресивні технології і системи машинобудування / Міжнародний збірник наукових праць, - Донецьк: ДонНТУ, 2007. Вип.33. с.337 - 342.

Надійшла до редколегії 12.05.2010 р.

INCREASING OF CHATTER STABILITY OF TURNING BY NONRIGID TOOL EQUIPMENT **Shevchenko O.V. (NTUU "KPI", Kyiv, Ukraine)**

In paper it is shown, that essential effect on a chatter stability at turning is rendered with an angle of rotation of principal axes of a rigidity of an elastic-system of the lathe and selection of relationships of rigidities of elements of system. Recommendations for creation of conditions of chatter-resistant process of cutting by nonrigid cutter holders are given.

Keywords: nonrigid toolholder, oriented axis's of rigidity, turning, chatter stability, self-excited vibrations.

ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ НЕЖЕСТКОЙ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ ОСНАСТКОЙ

Шевченко А.В. (НТУУ „КПИ”, г. Киев, Украина)

В статье показано, что существенное влияние на виброустойчивость при токарной обработке оказывают угол разворота главных осей жесткости упругой системы резец-суппорт и подбор соотношений жесткостей элементов этой системы. Даны рекомендации по обеспечению условий виброустойчивого процесса резания нежесткой инструментальной оснасткой.

Ключевые слова: нежесткая инструментальная оснастка, упругие направляющие, ориентированная жесткость, токарная обработка, виброустойчивость, автоколебания.