

УДК 621.91.01

doi:10.20998/2413-4295.2022.02.01

## ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СПЕЦІАЛЬНОГО РІЗЦЕТРИМАЧА З ОРІЄНТОВАНИМ ПОЛОЖЕННЯМ ЦЕНТРА ЖОРСТКОСТІ

**С. В. ВАКУЛЕНКО**

кафедра конструювання машин, навчально-наукового механіко-машинобудівного інституту, КПІ ім. Ігоря Сікорського,  
Київ, УКРАЇНА  
\*e-mail: svakulenko@gmail.com

**АНОТАЦІЯ** Дослідження вібростійкості процесу токарної обробки ефективно здійснювати із використанням сучасних засобів математичного моделювання, які характеризуються достатнім ступенем точності взаємозв'язку між вхідними впливами або збуренням та динамічною реакцією верстата. Для дослідження та аналізу динамічних процесів потенційно нестійкої системи супорта токарного верстата при різанні важливим є формування розрахункової схеми процесу обробки та математичної моделі досліджуваної системи. Наведено реалізацію цієї моделі, що визначає вплив пружних та динамічних характеристик спеціального різцетримача з орієнтованим центром жорсткості на характер відносних коливань деталі та різця, та в цілому на головний показник якості динамічної системи верстата - вібростійкість. Наведені аналітичні залежності впливу пружних характеристик різцетримача на статичну характеристику системи різець-супорт, які дозволяють визначити її приведені параметри жорсткості в напрямках головної системи координат. За результатами проведених імітаційних досліджень вібростійкості процесу різання можна визначити найбільш раціональні пружні параметри різцетримача, при яких вібростійкість обробки буде відносно збільшена з урахуванням різних комбінацій пружних характеристик потенційно нестійкої системи супорта верстата при різанні. Встановлено, що використання додаткового різцетримача зменшує загальну жорсткість в напрямку дії зусилля різання та в напрямку нормалі до поверхні деталі та одночасно збільшує вібростійкість процесу різання через зменшення негативного впливу «координатного зв'язку» між вібраційним переміщенням різця та процесом різання.

**Ключові слова:** вібрації; вібростійкість; різцетримач; токарна обробка; динаміка верстатів; центр жорсткості

## THEORETICAL STUDY OF THE EFFICIENCY OF USING A SPECIAL CUTTER TOOL HOLDER WITH AN ORIENTED POSITION OF CENTER OF RIGIDITY

**S. VAKULENKO**

Department of Machine Design of Educational and Research Institute of Mechanical Engineering of Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic  
Institute, Kyiv, UKRAINE

**ABSTRACT** The theoretical study of vibration resistance of the turning process is effectively carried out using modern mathematical modeling tools, which are characterized by sufficient accuracy of the relationship between input actions or disturbances and the dynamic response of the metal-cutting machine tools. To study and analyze the dynamic processes of a potentially unstable lathe support system during turning, it is important to form a calculation scheme for the processing process and a mathematical model of studies system. The implementation of such a model, which determines the influence of the elastic and dynamic characteristics of a special tool holder with an oriented center of rigidity on the relative vibrations of workpiece and cutter, in general on the main indicator of machine tools dynamic system quality - vibration resistance, is presented. The analytical dependences of tool holders elastic characteristics influence on tool-support system static characteristic, which allow determining its reduced stiffness parameters in main coordinate system directions are presented. Based on the simulation studies results of the cutting process vibration resistance is possible to determine the most rational tool holder elastic parameters, in which the vibration resistance of turning will be relatively increased, taking into account various combinations of the potentially unstable system elastic characteristics of the machine tool carriage during turning. The use of an additional tool holder reduces the overall rigidity in the direction of the cutting force vector and in the direction normal to the workpiece's surface, while simultaneously increasing the vibration resistance of cutting process due to the reduction of the "coordinate links" negative influence between cutter vibrational movement and the cutting process.

**Keywords:** vibration; vibrostaticity; tool holder; lathe work; the dynamics of machines; center of rigidity

### Вступ

Задача підвищення продуктивності обробки токарних верстатів при заданій точності обробки безпосередньо пов'язана з питанням покращення

динамічної якості верстатів, особливо їх супортної групи. Динамічна якість МРВ в більшій мірі характеризує стійкість рухів його робочих органів при різанні. Недостатньо висока динамічна стійкість погіршує техніко-економічні показники верстата, а саме, призводить до зниження якості оброблюваної

поверхні та підвищує зношення різального інструмента. Вирішення питання визначення можливих напрямків підвищення вібростійкості оборбки різанням використанням засобів сучасного імітаційного моделювання є дуже актуальним [1-6].

Серед основних відомих напрямків підвищення вібростійкості верстатів під час різання є забезпечення умови відтиснення інструмента від оброблювальної поверхні при збільшенні сили різання та оптимальної орієнтації головних осей жорсткості пружної системи [7]. Іноді в конструкції базового верстата при певних умовах обробки виникає втрата вібростійкості внаслідок наявності ефекту «від'ємної» жорсткості, що викликає занурення інструмента в оброблювальну деталь при збільшенні сили різання. Використання додаткового спеціального різцетримача з орієнтованим центром жорсткості дає можливість змінити статичну характеристику пружної системи різець-супорт на «додатну», та оптимально з точки зору вібростійкості зорієнтувати головні осі жорсткості відносно напрямку сили різання. Для підбору оптимальних параметрів різцетримача пропонується теоретичні дослідження, які дозволяють підібрати пружні характеристики системи різцетримача при яких можливе збільшення вібростійкості токарної обробки.

### Мета роботи

Ефективне використання спеціалізованого різцетримача з орієнтованим положенням центра жорсткості потребує врахування як динамічних так і особливостей потенційно нестійкої системи супорта токарного верстата в теоретичному дослідженні. В кінцевому результаті проведеного дослідження важливим є отримання інформації яка стосується можливості відносного підвищення вібростійкості токарної обробки, або її продуктивності в порівнянні із відносним зменшенням загальної жорсткості в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні між деталлю та різцем. Так інформація дозволить в цілому оцінити необхідність підвищення вібростійкості токарної обробки за рахунок зменшення жорсткості через використання спеціального різцетримача.

### Виклад основного матеріалу

Пружна система супорта токарного верстата в площині  $yz$  схематично представлена (рис. 1) як система з двома ступенями вільності, що складається з підсистеми супорта та різцетримача. Підсистема супорта складається з самого супорта та частини різцетримача, що жорстко з ним з'єднана. Підсистема різцетримача складається з пружної частини різцетримача та жорстко закріпленому на ньому різця. Кожна з підсистем окремо мають власні пружні

характеристики такі як, показники жорсткості  $c_{11}$ ,  $c_{12}$ ,  $c_{21}$ ,  $c_{22}$ , та відносні положення центрів жорсткості  $O_1$ ,  $O_2$ , які закладені конструкцією супорта верстата та різцетримача відповідно. Пружне переміщення вершини різця під дією сили різання  $P$  визначається деформаціями по двом головним осям жорсткості  $\eta_{01}$  та  $\eta_{02}$ , що в наближенні формують еліпс жорсткості  $E_0$ , при умові, якщо лінія дії сили проходить через центр жорсткості системи. В іншому випадку, коли сила не проходить через центр жорсткості, виникає додаткове пружне переміщення, що обумовлене поворотом системи навколо центру жорсткості. За спрощеною схемою розрахунків, прийнято знаходити переміщення як деформацію приведеної пружної системи за максимальною жорсткістю  $c_1$  вздовж осі  $\eta_1$ , що проходить через центр жорсткості та мінімальною жорсткістю  $c_2$  по осі  $\eta_2$ .

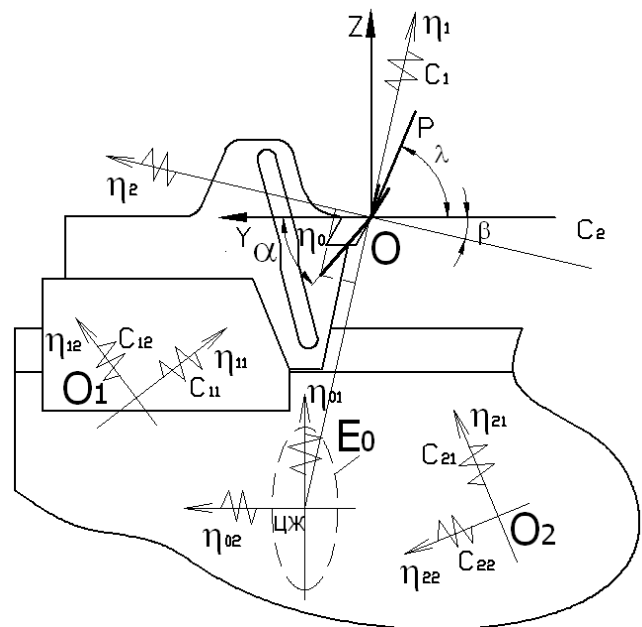


Рис. 1 – Схема пружної системи різець-супорт токарного верстата в площині  $yz$

З урахуванням силових та геометричних параметрів, статичну характеристику пружної системи супорта можна представити у вигляді:

$$K_{ПС} = K_{ПС1} + K_{ПС2} = -\sin(\lambda - \beta)\sin(\beta)/c_1 + \cos(\lambda - \beta)\cos(\beta)/c_2;$$

де  $\lambda$ - кут між напрямком дії сили  $P$  та нормалі до оброблювальної поверхні (вісь  $y$ );  $\beta$ - кут орієнтації головних осей жорсткості пружної системи, що лежить між напрямком осі мінімальної жорсткості та віссю  $y$ ,  $\beta < 0$  якщо нахил головних осей відносно осі  $y$  здійснюється за годинниковою стрілкою, та  $\beta > 0$  якщо проти.

У випадку від'ємного значення статичної характеристики  $K_{ПС}$  можливе занурення різця в

заготовку, з проявом ефекту «від'ємної жорсткості». Результати відомих теоретичних досліджень впливу на величину статичної характеристики пружної системи супорту токарного верстата через зміну значень кута розвороту головних осей жорсткості та співвідношень жорсткостей наведені в першому розділі.

Недоліком відомого експериментального способу «пеленгації» визначення параметрів приведеної жорсткості по осям  $\eta_1$  та  $\eta_2$ , та кута  $\beta$  є те, що він не враховує зміну параметрів пружної системи при зміні положення інструмента під час обробки. Теоретичне знаходження кута  $\beta$  розвороту головних осей жорсткості базується на припущенні того, що коли вектор дії сили  $P$  співпадає з віссю  $\eta_1$  максимальної жорсткості (тобто  $\lambda-\beta=90^\circ$ ), відсутня деформація супорта від моменту сили різання. У випадку коли вектор дії сили  $P$  співпадає з приведеною віссю мінімальної жорсткості пружні переміщення зумовлені лише дією моменту сили різання, без деформації вздовж осі максимальної жорсткості. Відповідно до схеми рис. 1 цю умову можна представити у вигляді:  $\varphi_1=-\varphi_2$ , де  $\varphi_1$ - кут повороту супорта під дією крутного моменту  $M_1=l_1P_{\eta 12}$ ,  $\varphi_2$ - кут повороту різцетримача під дією крутного моменту  $M_2=l_2P_{\eta 22}$ ;  $l_1=OO_1$  - відстань від точки різання до центру жорсткості системи супорта,  $l_2=OO_2$  - до центру жорсткості системи різцетримача;  $P_{\eta 12}$ ,  $P_{\eta 22}$  - проекції сили  $P$  на осі  $\eta_{12}$ ,  $\eta_{22}$  відповідно. Визначення положення центру жорсткості  $O_1$ ,  $O_2$  здійснюється експериментальним шляхом, вимірюванням відхилень двох крайніх точок оправки, яка встановлена замість різця, при цьому положення центра жорсткості знаходиться на перетині двох перпендикулярів, проведених з середини відрізків, що визначають вказані відхилення.

Вираз для знаходження кута  $\lambda$  представлено у вигляді рівняння, що розв'язується за допомогою чисельних методів:

$$\cos(\lambda-\beta_1)l_2C_{22}=-\cos(\lambda-\beta_2)l_1C_{12};$$

де  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  - кути орієнтації головних осей жорсткості систем супорта та різцетримача відповідно.

Значення параметрів приведеної жорсткості системи можна визначити через формули:

$$C_1 = \left| \frac{P \cdot \sin(\lambda-\beta)}{\eta_0 \cdot \sin(\alpha+\beta)} \right|; \quad C_2 = \left| \frac{P \cdot \cos(\lambda-\beta)}{\eta_0 \cdot \cos(\alpha+\beta)} \right|; \quad (1)$$

де  $\eta_0$  - пружне переміщення різця під дією сили  $P$ ,  $\alpha$  - кут між напрямком переміщення  $\eta_0$  та віссю  $y$ . Повне пружне переміщення системи супорт-різцетримач складається з переміщень систем супорта ( $\eta_{10}$ ) та різцетримача ( $\eta_{20}$ ):

$$\eta_0 = \sqrt{\left[ \frac{\eta_{10} \cos(\alpha_1 - \beta_1) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_1)) + \eta_{20} \cos(\alpha_2 - \beta_2) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_2))}{\eta_{10} \sin(\alpha_1 - \beta_1) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_1)) + \eta_{20} \sin(\alpha_2 - \beta_2) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_2))} \right]^2 + \left[ \frac{\eta_{10} \sin(\alpha_1 - \beta_1) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_1)) + \eta_{20} \sin(\alpha_2 - \beta_2) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_2))}{\eta_{10} \cos(\alpha_1 - \beta_1) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_1)) + \eta_{20} \cos(\alpha_2 - \beta_2) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_2))} \right]^2}; \quad (2)$$

$$\alpha = \arctg \left( \frac{\eta_{10} \sin(\alpha_1 - \beta_1) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_1)) + \eta_{20} \sin(\alpha_2 - \beta_2) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_2))}{\eta_{10} \cos(\alpha_1 - \beta_1) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_1)) + \eta_{20} \cos(\alpha_2 - \beta_2) \operatorname{sign}(\cos(\lambda - \beta_2))} \right); \quad (3)$$

$$\eta_{10} = P \sqrt{\left( -\frac{\sin(\lambda - \beta_1)}{C_{11}} \right)^2 + \left( \frac{\cos(\lambda - \beta_1)}{C_{12}} \right)^2}; \quad (4)$$

$$\eta_{20} = P \sqrt{\left( -\frac{\sin(\lambda - \beta_2)}{C_{21}} \right)^2 + \left( \frac{\cos(\lambda - \beta_2)}{C_{22}} \right)^2}; \quad (5)$$

$$\alpha_1 = \arctg \left( -\operatorname{tg}(\lambda - \beta_1) \frac{C_{12}}{C_{11}} \right); \quad (6)$$

$$\alpha_2 = \arctg \left( -\operatorname{tg}(\lambda - \beta_2) \frac{C_{22}}{C_{21}} \right). \quad (7)$$

Для аналізу впливу характеристик спеціального різцетримача з орієнтованим центром жорсткості на вібростійкість токарної обробки в публікаціях 1 наведені структуру та диференційні рівняння розробленої математичної моделі динамічної системи верстата, в якій враховано статичні та динамічні властивості цього оснащення.

Реалізація математичної моделі [8-10] динамічної системи токарного верстата при різанні у вигляді програми здійснюється з використанням програмного комплексу MATLAB/Simulink. Модуль Simulink є спеціалізованим інструментом системи MATLAB візуального моделювання динамічних систем. Важливим інструментом аналізу динамічних систем є Simulink LTI-Viewer який входить до складу пакету прикладних програм Control System Toolbox. Даний інструмент призначений для аналізу лінійних стаціонарних динамічних систем та дозволяє побудувати частотні характеристики досліджуваної системи таких як амплітудно-фазово-частотна характеристика (АФЧХ). Для оцінки запасу вібростійкості також використовували критерій Найквіста який вказує наскільки далеко знаходиться система від межі її втрати, та вимірюється величинами запасу стійкості за амплітудою  $H$  та запасу стійкості по фазі. Запас стійкості по амплітуді визначають також і в дБ за формулою  $L = 20 \lg(1/H)$ , гранична межа якого прийнята для систем металорізальних верстатів величиною  $L \geq 8-12$  дБ, та по фазі  $\gamma \geq 30^\circ$

Для проведення моделювання та визначення параметрів запасу вібростійкості процесу різання на токарному верстаті значення пружних та демпфіруючих параметрів динамічної системи прийняті в широкому діапазоні серед експериментально визначених значень параметрів типових токарних верстатів. Пружні приведені параметри жорсткості системи супорта прийняті в широкому діапазоні значень співвідношень максимальної та мінімальної приведені жорсткості. Комбінація параметрів жорсткості  $c_{5max}=80$  кН/мкм та  $c_{6min}=47$  кН/мкм формує співвідношення жорсткостей системи супорта  $c_{min}/c_{max}=0,58$  та наближено відображають експериментально визначені пружні властивості верстата 1К62 на базі якому сформований стенд експериментальних досліджень. Реалізовані в моделюванні також комбінації параметрів приведених жорсткостей з більш вираженою направленою жорсткістю пружної системи супорта  $c_{5max}=80$  кН/мкм та  $c_{6min}=28$  кН/мкм з співвідношенням жорсткостей  $c_{min}/c_{max}=0,35$  та найбільш поширена комбінація параметрів коли жорсткість відрізняється несуттєво  $c_{5max}=80$  кН/мкм,  $c_{6min}=60$  кН/мкм та співвідношенням  $c_{min}/c_{max}=0,75$ .

Для дослідження впливу на вібростійкість обробки зі сторони різцетримача вираженої направленої жорсткості та вибору її орієнтації відносно напрямку вектору дії сили різання та напрямків орієнтації осей жорсткості супорта прийняті наступні в широкому діапазоні вибору співвідношення між максимальною та мінімальною приведеною жорсткістю різцетримача. Максимальна приведена жорсткість різцетримача прийнята  $c_{1max}=20$  кН/мкм, а мінімальна приймається за наступними значеннями  $c_{2min}=20$  кН/мкм з співвідношенням жорсткостей  $c_{min}/c_{max}=1$ ;  $c_{2min}=15$  кН/мкм та  $c_{min}/c_{max}=0,75$ ;  $c_{2(min)}=10$  кН/мкм та  $c_{min}/c_{max}=0,5$ ;  $c_{2min}=5$  кН/мкм та  $c_{min}/c_{max}=0,25$ . Реалізація наведених пружних властивостей різцетримача та зміни кута орієнтації максимальної жорсткості можлива шляхом зміщення відносного налаштування або зміною його конструкції. Тому імітаційні дослідження необхідні для визначення значень пружних параметрів, при яких конструкція різцетримача мала спрощений вигляд без втрати універсальності застосування для різних токарних верстатів.

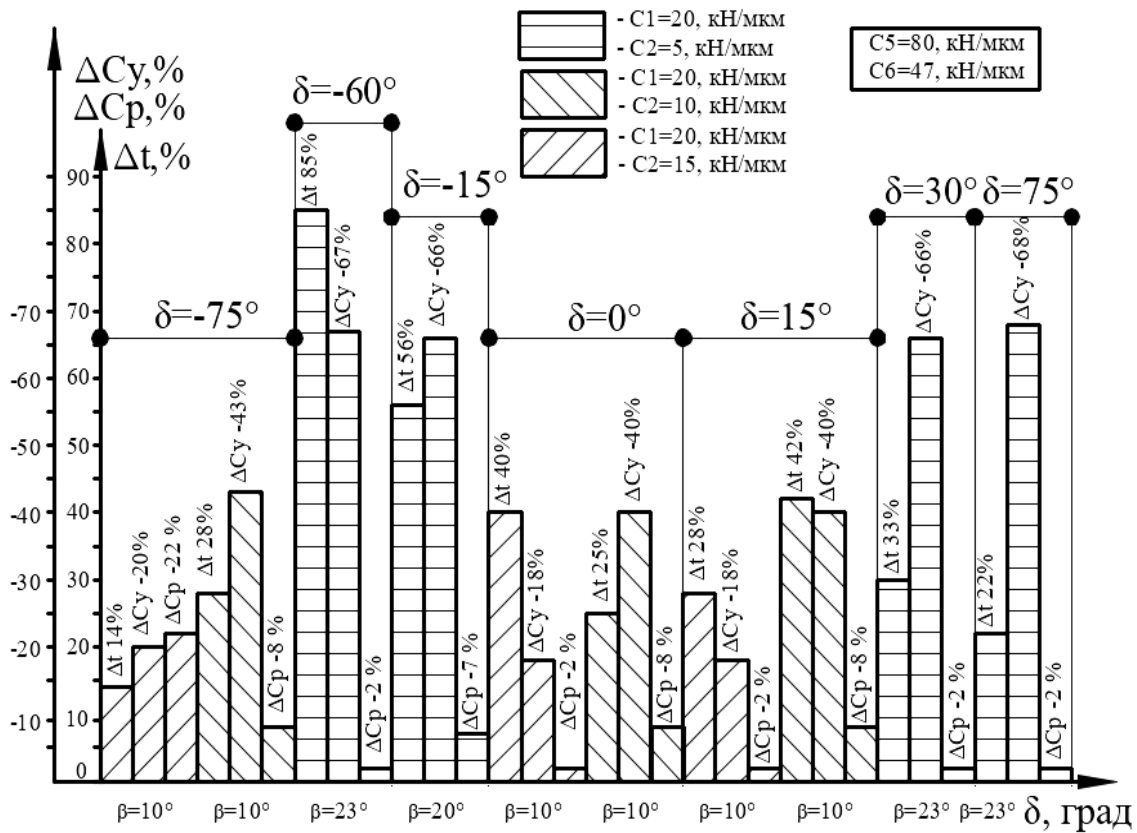


Рис. 2 – Діаграма приросту граничної глибини різання  $t$  та відносного зменшення жорсткості в напрямку дії сили різання  $\Delta C_p$  та вздовж осі  $\Delta C_y$  при використанні різцетримача з орієнтованим центром жорсткості для супорта верстата з пружними параметрами  $c_{5max}=80$  кН/мкм,  $c_{6min}=47$  кН/мкм

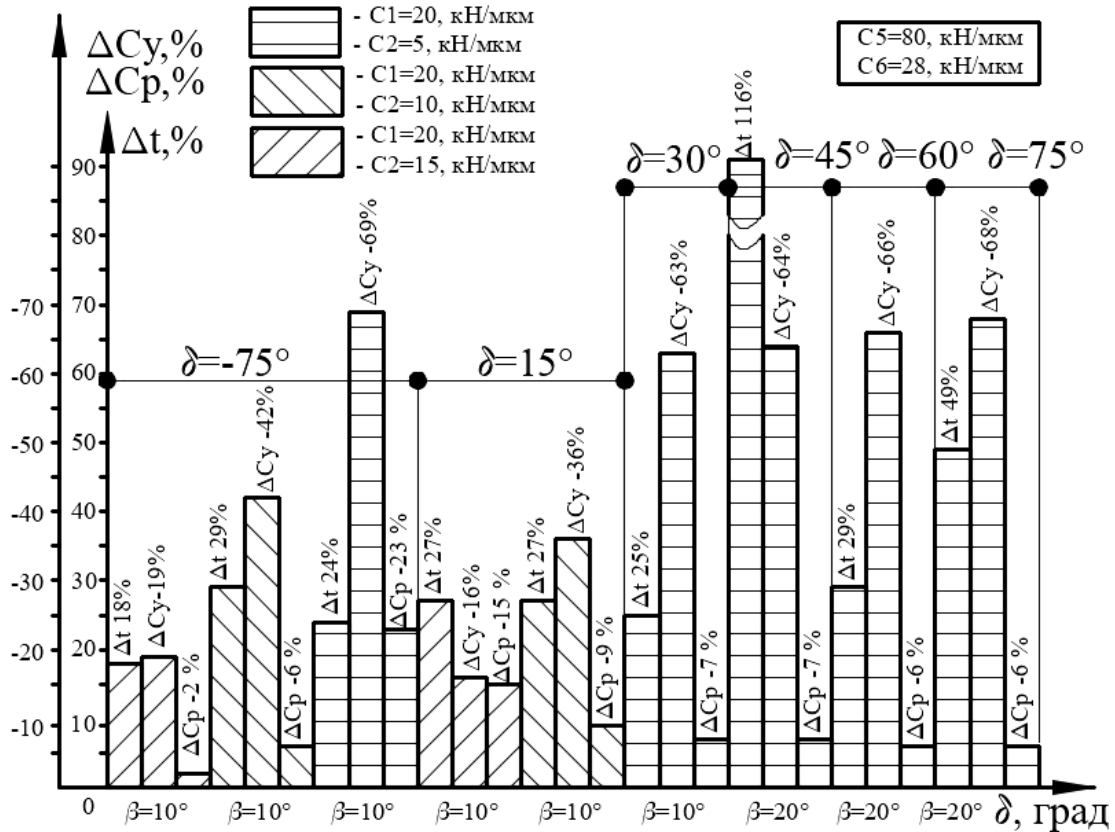


Рис. 3 – Діаграма приросту граничної глибини різання  $t$  та відносного зменшення жорсткості в напрямку дії сили різання  $\Delta C_p$  та вздовж осі  $\Delta C_y$  при використанні різцетримача з орієнтованим центром жорсткості для супорту верстата з пружними параметрами  $c5_{max}=80 \text{ кН/мм}$ ,  $c6_{min}=28 \text{ кН/мм}$

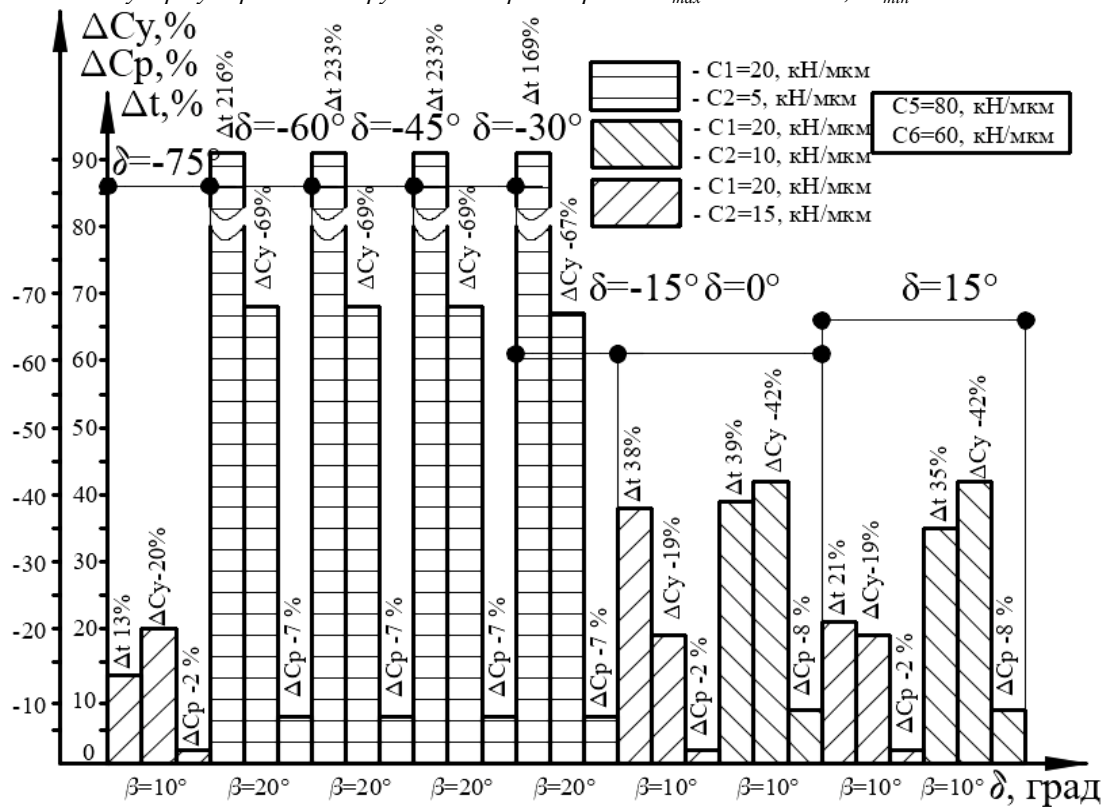


Рис. 4 – Діаграма приросту граничної глибини різання  $t$  та відносного зменшення жорсткості в напрямку дії сили різання  $\Delta C_p$  та вздовж осі  $\Delta C_y$  при використанні різцетримача з орієнтованим центром жорсткості для супорту верстата з пружними параметрами  $c5_{max}=80 \text{ кН/мм}$ ,  $c6_{min}=60 \text{ кН/мм}$

### Обговорення результатів

Для оцінки ефективності використання різцетримача з орієнтованим положенням центра жорсткості з метою підвищення вібростійкості різання на верстатах з різними приведеними пружними параметрами пропонується розрахункові графіки рис. 2, 3, 4. Наведені графіки є кінцевим результатом проведеного дослідження щодо впливу пружних параметрів  $c1_{max}$ ,  $c2_{min}$ ,  $\beta$  різцетримача з орієнтованим центром жорсткості на вібростійкість обробки із визначенням гранично глибини різання  $t$ . В дослідження враховувались різні комбінації пружних приведених параметрів супорта верстата  $c5_{max}$ ,  $c6_{min}$  та кут орієнтації осей жорсткості  $\delta$ .

Для оцінки у відсотковому відношенню на зменшення загального значення приведеної жорсткості пружної системи супорта з встановленим різцетримачем з орієнтованим центром жорсткості  $\Delta C_y$  в напрямку осі  $y$  та  $\Delta C_p$  в напрямку вектору дії сили різання наведені діаграми з інформацією лише у тих випадках, коли спостерігається приріст у відсотковому відношенню граничної глибини різання  $t$  в порівнянні з використанням різцетримача з однаково максимальною жорсткістю. Спостерігається із збільшенням приросту граничної глибини різання значне зменшення жорсткості  $\Delta C_y$ . В деяких випадках використання різцетримача призводить до суттєвого зменшення жорсткості  $\Delta C_y$  при невеликому збільшенні приросту граничної глибини різання.

Оскільки високопродуктивна токарна обробка з підвищеними значеннями сили різання, наприклад на чорнових етапах обробки, а також для важких токарних верстатів обмежується саме недостатністю вібростійкості тому показники жорсткості та геометричної точності не є вагомим фактором в питанні використання подібного різцетримача. Тому використання різцетримачів з орієнтованим положенням центра жорсткості матиме найбільшу ефективність та економічну доцільність для обробки на важких токарних верстатів моделей 1A670, 1M665, 1K670Ф3, 1A665Ф3, 1K675 деталей особливо великих діаметрів (до 2500 мм), які використовуються у вітчизняному виробництві зокрема на ПАО «ЭНЕРГОМАШСПЕЦСТАЛЬ» та ПрАТ «НКМЗ» при виготовленні лопатевих гідравлічних турбін.

### Висновки

Аналіз отриманої діаграми визначення граничної глибини різання в залежності від пружних параметрів системи супорта та різцетримача дозволяє зробити наступні висновки, що використання різцетримачів з орієнтованим відповідним чином центром жорсткості дозволяє зменшити амплітуди вібрацій при обробці на верстаті з потенційно

нестійкою пружною системою супорта, за рахунок створеного динамічного впливу зі сторони системи оснащення на коливання домінуючої системи супорта із зменшенням негативного впливу координатного зв'язку. Наведені в цій статті результати моделювання можна використовувати в виборі пружних та демпфіруючих параметрів для реалізації їх в конструкції різцетримача з орієнтованим центром жорсткості, для токарних верстатів з різними характеристиками пружної системи супорту.

### Список літератури

1. Emre Özlü, Arash Ebrahimi Araghizad, Erhan Budak. Broaching tool design through force modelling and process simulation. *CIRP Annals*. 2020. V. 69. P. 53–56.
2. Martin Postel, Özşahin O., Altintas Y. High speed tooltip FRF predictions of arbitrary tool-holder combinations based on operational spindle identification. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2017. Vol. 129. P. 48–60.
3. Altintas Y., Aslan D. Integration of virtual and on-line machining process control and monitoring. *CIRP Annals*. 2017. 66 (1). P. 349-352.
4. Ahmadi K., Altintas Y. Identification of machining process damping using output-only modal analysis. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2014. 136 (5), P. 051017. doi: 10.1115/1.4027676.
5. Kilic Z. M., Altintas Y. Generalized mechanics and dynamics of metal cutting operations for unified simulations. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2016. 104. P. 1-13.
6. Wen Z., Ding Y., Liu P., Ding H. An Efficient Identification Method for Dynamic Systems with Coupled Hysteresis and Linear Dynamics: Application to Piezoelectric-actuated Nanopositioning Stages. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2019. 24 (1). P. 326-337.
7. Волошин В. Н., Кузнецов Ю. Н., Драчев О. И., Луцив И. В., Шевченко А. В. *Динамика станочно-инструментальной оснастки для высокоэффективной токарной обработки*: монографія. Старий Оскол: ТНТ, 2015. 432 с.
8. Vakulenko S. Analysis of known design solutions of increasing turning vibration stability. *Zbiór artykułów naukowych recenzowanych. "Science, Research, Development Technics and Technology. #29 Gdańsk" Z 40 - Warszawa*, 2020. p. 30-36.
9. Shmagel I., Vakulenko S. Substantiation and choice of mathematical model structure for theoretical study of vibration resistance increasing problem of the lathe dynamic system during turning. *Youth Innovations in Mechanical Engineering: Zbirka prats Mizhnarodnoi nauково-tekhничnoi konferentsii molodykh vchenykh ta studentiv, Igor Sikorsky KPI, 2021. № 3. P. 179-186. doi: 10.20535/2708-3926.2021.3.23179.*
10. Vakulenko S. Theoretical research of the cutting process dynamic characteristics. *Zbiór artykułów naukowych recenzowanych. Konferencji Międzynarodowej Naukowo-Praktycznej "Science, Research, Development Technics and Technology. #29 Gdańsk" zorganizowanej dla pracowników naukowych uczelni, jednostek naukowo-badawczych oraz badawczych z państw obszaru*

byłego Związku Radzieckiego oraz byłej Jugosławii. (30.05.2020 - 31.05.2020) Z 40 - Warszawa: Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour», 2020. P. 39-44.

#### References (transliterated)

1. Emre Özlü, Arash Ebrahimi Araghizad, Erhan Budak. Broaching tool design through force modelling and process simulation. *CIRP Annals*, 2020, V. 69, pp. 53–56.
2. Martin Postel, Özşahin O., Altintas Y. High speed tooltip FRF predictions of arbitrary tool-holder combinations based on operational spindle identification. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2017, Vol. 129, pp. 48–60.
3. Altintas Y., Aslan D. Integration of virtual and on-line machining process control and monitoring. *CIRP Annals*, 2017, 66 (1), pp. 349-352.
4. Ahmadi K., Altintas Y. Identification of machining process damping using output-only modal analysis. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 2014, 136 (5), pp. 051017, doi: 10.1115/1.4027676.
5. Kilic Z. M., Altintas Y. Generalized mechanics and dynamics of metal cutting operations for unified simulations. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2016, 104, pp. 1-13.
6. Wen Z., Ding Y., Liu P., Ding H. An Efficient Identification Method for Dynamic Systems with Coupled Hysteresis and Linear Dynamics: Application to Piezoelectric-actuated Nanopositioning Stages. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2019, 24 (1), pp. 326-337.
7. Voloshyn V. N., Kuznetsov Yu. N., Drachev O. Y., Lutsyiv Y. V., Shevchenko A. V. *Динамика станочно-инструментальной оснастки для високоефективної токарної оброботки*. Монографія. Стари Оскол. TNT, 2015. 432 p.
8. Vakulenko S. Analysis of known design solutions of increasing turning vibration stability. *Zbiór artykułów naukowych recenzowanych. "Science, Research, Development Technics and Technology, #29 Gdańsk" Z 40 - Warszawa*, 2020, pp. 30-36.
9. Shmagel I., Vakulenko S. Substantiation and choice of mathematical model structure for theoretical study of vibration resistance increasing problem of the lathe dynamic system during turning. *Youth Innovations in Mechanical Engineering: Zbirka prats Mizhnarodnoi naukovy-tekhnichnoi konferentsii molodykh vchenykh ta studentiv*, Igor Sikorsky KPI, 2021, 3, pp. 179-186, doi: 10.20535/2708-3926.2021.3.23179.
1. Vakulenko S. Theoretical research of the cutting process dynamic characteristics. *Zbiór artykułów naukowych recenzowanych. Konferencji Międzynarodowej Naukowo-Praktycznej "Science, Research, Development Technics and Technology, #29 Gdańsk"* zorganizowanej dla pracowników naukowych uczelni, jednostek naukowo-badawczych oraz badawczych z państw obszaru byłego Związku Radzieckiego oraz byłej Jugosławii. (30.05.2020 - 31.05.2020) Z 40 - Warszawa: Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour», 2020, pp. 39-44.

#### Відомості про авторів (About authors)

**Вакуленко Сергій Валентинович** – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», старший викладач кафедри конструювання машин; м. Київ, Україна; ORCID: 0000-0003-1730-0547; e-mail: svakulenko@gmail.com.

**Vakulenko Serhii** – National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Senior lecturer of Department of Machine Design; Kyiv, Ukraine; ORCID: 0000-0003-1730-0547; e-mail: svakulenko@gmail.com.

*Будь ласка, посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

Вакуленко С. В. Теоретичне дослідження ефективності використання спеціального різцетримача з орієнтованим положенням центра жорсткості. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях.* – Харків: НТУ «ХПІ». 2022. № 2 (12). С. 3-9. doi:10.20998/2413-4295.2022.02.01.

*Please cite this article as:*

Vakulenko S. Theoretical study of the efficiency of using a special cutter tool holder with an oriented position of center of rigidity. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solutions in modern technology.* – Kharkiv: NTU "KhPI", 2022, no. 2(12), pp. 3–9, doi:10.20998/2413-4295.2022.02.01.

*Надійшла (received) 02.06.2022*