



УДК 621.91.01:543.1

Шевченко О.В.

Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”. Україна, м. Київ

ЕФЕКТИВНИЙ СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ**Анотація**

В статті наведено результати досліджень, які визначають умови підвищення вібростійкості токарної обробки консольним інструментальним оснащенням, що полягають у врахуванні впливу орієнтації 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 та демпфером.

Abstract

In a paper it is shown, that essential effect on a level of relative oscillations of the cutter and a workpiece at turning is rendered with an angle of rotation of principal axes of a stiffness of an elastic-system of the tool and selection of relationships of stiffness of elements of system. Recommendations on providing of conditions of vibrational-proof turning are given.

1. Постановка проблеми

Одним з розповсюджених видів обробки на токарних верстатах є обробка консольним інструментальним оснащенням, до якого належать оправки, різцетримачі, борштанги. Особливістю обробки консольним інструментом є висока вірогідність виникнення вібрацій при різанні, що знижує точність, якість та продуктивність обробки деталей, обмежує технологічні можливості верстатів. При токарній обробці консольним інструментальним оснащенням боротьба з шкідливими коливаннями є особливо актуальною. Це обумов-

лено суттєвим впливом такого оснащення на роботу всієї технологічної системи верстата. Вибір раціональних параметрів інструментального оснащення шляхом забезпечення необхідних статичних та динамічних характеристик дозволяє суттєво покращити вібростійкість технологічної системи верстата.

2. Аналіз попередніх досліджень

Основні способи підвищення вібростійкості верстатів при різанні, сформульовані в роботі [1, 2], це:

- оптимальна орієнтація головних осей жорсткості і підбор співвідношень жорсткостей і мас елементів системи;
- забезпечення умов, при яких збільшення сили різання викликає відтиск інструменту від оброблюваної деталі (ефект „додатної” жорсткості);
- збільшення демпфірування в системі. При цьому, для забезпечення вібростійкості пружної системи верстата рекомендується щоб її жорсткість була можливо більшою в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні, або в напрямку сили різання, а в інших напрямках жорсткість системи повинна бути менше, щоб не сприяти втраті вібростійкості системи внаслідок координатного зв'язку.

Разом з тим, результати досліджень роботи [3] дозволяють зробити уточнення наведених вище рекомендацій, а саме: для забезпечення вібростійкості токарної обробки кут розвороту головних осей жорсткості пружної системи інструменту бажано наближати за величиною до половини кута, який визначає напрямок дії сили різання відносно дотичної до оброблюваної поверхні. При цьому вісь найбільшої жорсткості може бути направлена вздовж однієї з головних координат

пружної системи інструменту. За такої орієнтації головних осей жорсткості пружної системи інструменту забезпечуються умови обробки, при яких ефект „від’ємної” жорсткості (затягування різця в деталь при збільшенні сили різання) не виникає.

3. Мета роботи

Метою роботи є ефективна боротьба з вібраціями при різанні металів та забезпечення вібростійкості процесу різання за рахунок розробки та використання прогресивного вібростійкого інструментального оснащення. Якщо при певних умовах обробки на верстаті виникає втрата вібростійкості внаслідок „від’ємної” жорсткості, є можливість за допомогою спеціальних різцетримачів суттєво підвищити режими вібростійкої обробки правильно зорієнтувавши головні осі жорсткості пружної системи інструменту.

4. Основний зміст та результати роботи

Для математичного опису пружної системи верстата у відносному русі інструменту і деталі виділимо пружну систему різець—супорт, що здійснює домінуючий вплив на точність обробки деталей, особливо при обробці консольним інструментальним оснащенням.

Структурно динамічну модель пружної системи різець—супорт представимо у вигляді ланцюгової динамічної схеми, що складається із зосереджених мас, з’єднаних умовно невагомими ланками з пружними і дисипативними властивостями. Доцільно динамічну модель будувати при використанні головних координат, що дозволяє повністю розділити змінні, які визначають рух інструменту в довільній в площині yOz .

Розрахункову схему пружної системи різець—супорт (рис. 1) представимо у вигляді двох зосереджених зведених мас різцетримача m_1 та супорта m_2 . На масу m_1 діє сила різання $P(t)$, прикладена до вершини різця під кутом α . Припускається, що маси рухаються тільки в напрямках головних осей координат $O\eta_1$ і $O\eta_2$, при цьому кут визначає орієнтацію цих осей відносно координатної системи yOz .

За координати, які визначають рух системи від положення статичної рівноваги, візьмемо для маси m_1 координати η_1 та η_{12} , а для маси m_2 координати η_2 та η_2 .

Систему рівнянь коливальних рухів пружної системи різець—супорт в головній системі координат $\eta_1 O \eta_2$ можна представити у вигляді (1), 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} ,

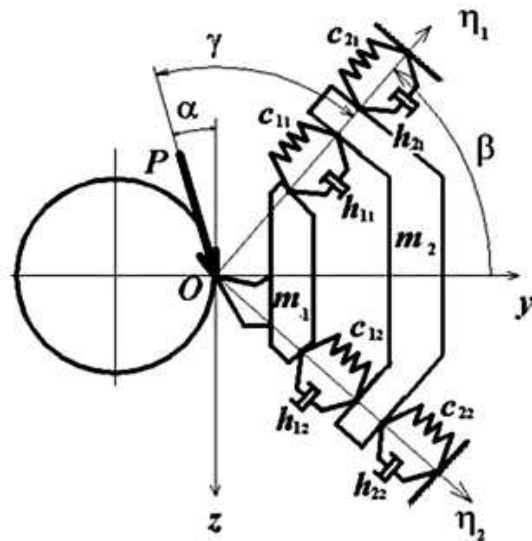


Рис. 1. Розрахункова схема пружної системи різець-супорт токарного верстата в площині yOz

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.

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{\eta}_{11} + h_{11} \cdot (\dot{\eta}_{11} - \dot{\eta}_{21}) + c_{11} \cdot (\eta_{11} - \eta_{21}) = P(t) \cdot \sin(\beta - \alpha); \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_{21} + (h_{11} + h_{21}) \cdot \dot{\eta}_{21} + (c_{11} + c_{21}) \cdot \eta_{21} - h_{11} \cdot \dot{\eta}_{11} - c_{11} \cdot \eta_{11} = 0; \\ m_1 \cdot \ddot{\eta}_{12} + h_{12} (\dot{\eta}_{12} - \dot{\eta}_{22}) + c_{12} \cdot (\eta_{12} - \eta_{22}) = P(t) \cdot \cos(\beta - \alpha); \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_{22} + (h_{12} + h_{22}) \cdot \dot{\eta}_{22} + (c_{12} + c_{22}) \cdot \eta_{22} - h_{12} \cdot \dot{\eta}_{12} - c_{12} \cdot \eta_{12} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

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

$$y = \eta_{12} \cdot \sin \beta - \eta_{11} \cdot \cos \beta. \quad (2)$$

Одним із способів рішення системи рівнянь (1) є використання комплексних чисел для зображення векторів. Для цього діючу на систему рівнянь (1) збурюючу силу представимо у вигляді:

$$P(t) = P \cdot e^{i\omega t} = P(\cos \omega t + i \sin \omega t), \quad (3)$$

де P — постійна складова зовнішнього навантаження;

ω — кругова частота збурюючої сили.

Розглядаючи тільки усталені вимушені коливання, знайдемо рішення системи рівнянь (1) в комплексній формі:

$$\begin{cases} \eta_{11} = A_{11} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}; \\ \eta_{21} = A_{21} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}; \\ \eta_{12} = A_{12} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}; \\ \eta_{22} = A_{22} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}. \end{cases} \quad (4)$$



Використовуючи методику розрахунку, що наведена в роботі [4], отримаємо комплексні частотні передаточні функції для кожної з головних координат системи різець—супорт у відомій із теорії автоматичного керування формі [5]:

$$\begin{cases} W_1(i\omega) = P_1(\omega) + iQ_1(\omega); \\ W_2(i\omega) = P_2(\omega) + iQ_2(\omega), \end{cases} \quad (5)$$

де

$P(\omega) = \text{Re} \{W(i\omega)\}$ — дійсна та $Q(\omega) = \text{Im} \{W(i\omega)\}$ — уявна частини частотних передаточних функцій. Після підстановки в рівняння (2) значень η_{11} та η_{12} з урахуванням форми рішення (4), отримуємо передаточну функцію пружної системи різець—супорт у вигляді:

$$\begin{aligned} W_{\text{ПС}}(i\omega) &= \frac{y}{P} = \\ &= W_2(i\omega) \cdot \sin \beta_4 - W_1(i\omega) \cdot \cos \beta_4, \end{aligned} \quad (6)$$

де

$$W_2 = \frac{\eta_{12}}{P(t)} \quad \text{і} \quad W_1 = \frac{\eta_{11}}{P(t)}.$$

За виразом (6) може бути проаналізований вплив параметрів жорсткості різцетримачів та кута розвороту головних осей жорсткості пружної системи різець—супорт на частотні характеристики передаточної функції $W_{\text{ПС}}$.

Вібростійкість верстатів до виникнення автоколивань визначають за передаточною функцією розімкнутої динамічної системи $W_{\text{роз}}(i\omega)$. Для дослідження впливу процесу різання на характеристики еквівалентної пружної системи верстата можна скористатися залежністю [5]:

$$W_{\text{роз}}(i\omega) = W_{\text{ПС}}(i\omega) \cdot W_{\text{ПР}}(i\omega), \quad (7)$$

де $W_{\text{ПР}}(i\omega)$ — 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 :

$$P + T_p \cdot \dot{P} = K_p a, \quad (8)$$

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]:

$$K_p = \frac{P}{a} = K_{\text{пит}} \cdot b, \quad (9)$$

де $K_{\text{пит}}$ — питома сила різання, b — ширина зрізу. Вираз (8) в операторній формі має вигляд:

$$(T_p P + 1) \cdot P(p) = K_p a(p).$$

Звідси знаходимо передаточну функцію процесу різання у вигляді:

$$W_{\text{ПР}}(p) = \frac{P(p)}{a(p)} = \frac{K_p}{1 + T_p p} = \frac{K_{\text{пит}} \cdot b}{1 + T_p p}. \quad (10)$$

Для побудови АФЧХ процесу різання вираз (10) записується у частотній формі ($p = i\omega$):

$$W_{\text{ПР}}(i\omega) = \frac{K_{\text{пит}} \cdot b}{1 + T_p^2 \omega^2} - i \frac{K_{\text{пит}} \cdot b \cdot T_p \omega}{1 + T_p^2 \omega^2}. \quad (11)$$

При перемноженні комплексних виразів передаточних функцій $W_{\text{ПС}}(i\omega)$ (6) та $W_{\text{ПР}}(i\omega)$ (11) перемножуються їх амплітуди та додаються фази. Таким чином, в результаті множення передаточних функцій за виразом (7) амплітуди розімкнутої динамічної системи змінюються за величиною та отримують додатковий фазовий поворот. Якщо АФЧХ кожного з елементів системи $W_{\text{ПС}}(i\omega)$ та $W_{\text{ПР}}(i\omega)$ не пересікають від'ємну частину дійсної осі, то АФЧХ розімкнутої системи $W_{\text{роз}}(i\omega)$ може її пересікати, викликаючи втрату вібростійкості системи.

Таким чином, за виразом (7) для $W_{\text{роз}}(i\omega)$ з врахуванням формул (9–11) 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.

Розрахунок граничної ширини зрізу b виконувався із врахуванням запасу вібростійкості за амплітудою $L = 6$ дБ [5], що відповідає перетину годографа АФЧХ з дійсною віссю комплексної площини в точці $(-0,5; i0)$.

Як видно із рис. 2, 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 $c_{11}/c_{12} = 50/35$ Н/мкм. Це підтверджує висновки роботи [3] про те, що при куті $\beta = \alpha/2$ система має найбільшу вібростійкість.

На рис. 3 наведені залежності розрахункових значень граничної ширини зрізу b , на прикладі системи з кутом $\beta = 45^\circ$, від коефіцієнтів демпфірування h_{11} і h_{12} та співвідношення жорсткостей різцетримача c_{11}/c_{12} . Із рисунку видно, що збіль-

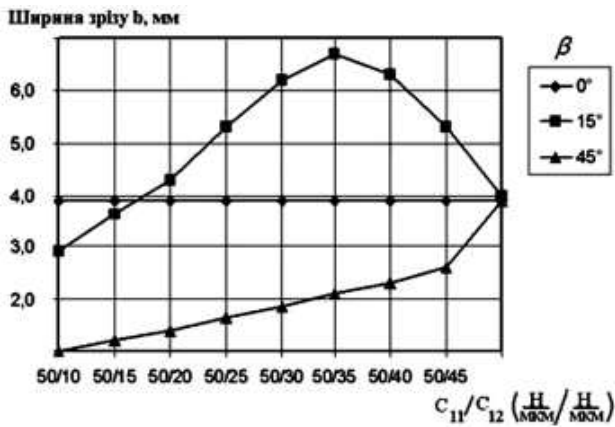


Рис. 2. Розрахункові значення граничної ширини різку b в залежності від значень кута β та співвідношення жорсткостей c_{11}/c_{12}

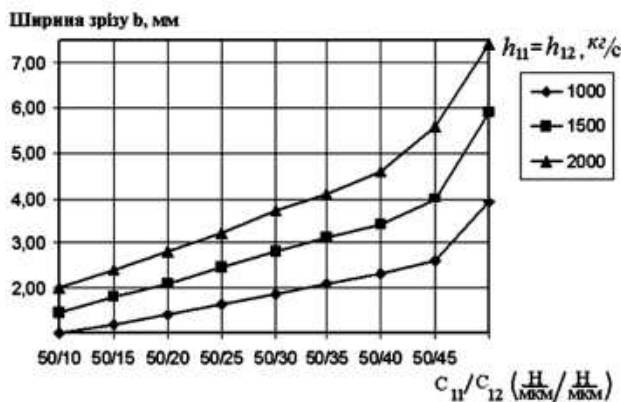


Рис. 3. Розрахункові значення граничної ширини різку b (кут $\beta = 45^\circ$) при зміні коефіцієнтів h_{11} , h_{12} та співвідношення жорсткостей c_{11}/c_{12}

шення демпфірування в конструкції різцетримача дає можливість збільшити граничну ширину різку b навіть для найменш вібростійкої системи з кутом $\beta = 45^\circ$. Це дає можливість зробити висновок про те, що одним з ефективних методів підвищення вібростійкості процесу різання може бути використання спеціального інструментального оснащення з демпферами.

Отримані теоретичні положення використані при проектуванні спеціального інструментального оснащення. Для підвищення вібростійкості процесу токарної обробки розроблено конструкцію різцетримача з орієнтованою жорсткістю та демпфером, загальний вигляд якого наведений на рис. 4 [6].

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

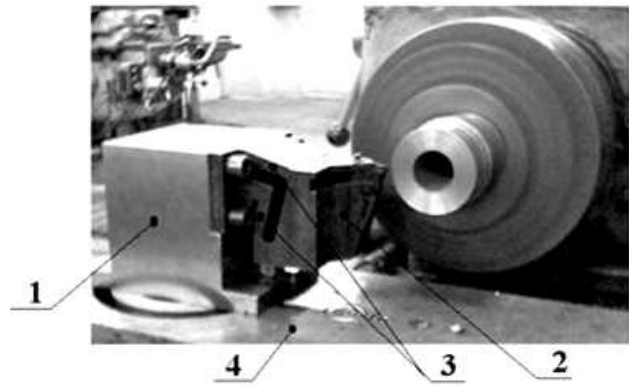


Рис. 4. Різцетримач з орієнтованою жорсткістю та демпфером для токарної обробки

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 відтискала різець від оброблюваної деталі, підвищуючи режими вібростійкого точіння.

Розрахунки параметрів пружної частини різцетримача проведені на твердотільній моделі з використанням методу скінченних елементів. За результатами розрахунків отримано наступне:

- в діапазоні вибраних геометричних параметрів пружних елементів, а саме, довжин $l = 15-25$ мм та товщин $h = 8-12$ мм при незмінній ширині пластин 60 мм, жорсткість віджимної частини в напрямках осей Ox та Oy є достатньою для використання різцетримача на режимах чорнової обробки;

- найбільша жорсткість $C_y = 518,0$ Н/мм (вісь Oy) отримана при $l = 25$ мм і $h = 12$ мм і саме ці геометричні параметри пружних елементів вибрані як базові для виготовлення дослідного зразка різцетримача, враховуючи найбільший вплив цього напрямку на точність формоутворення при точінні;

- жорсткість в напрямку осі Oz знаходиться в діапазоні $C_z = 106,0-109,0$ Н/мм і незначним чином залежить від зміни параметрів l та h .

Для перевірки ефективності використання різцетримача такого типу було виготовлено його дослідний зразок для токарно-гвинторізного верстата мод. 1А616. При дослідженнях визначались:

- пружно-дисипативні характеристики різцетримача в напрямку дії складової P_z сили різання з демпфером у вигляді пакету тарілчастих пружин з різними способами їх набору;

- кут розвороту головних осей жорсткості пружної частини різцетримача;

- режими вібростійкого точіння.

За результатами досліджень визначені величини переміщень віджимної частини різцетримача від навантаження силою в напрямку P_z . Графіки залежності переміщень штовхача 4 (рис. 4) внас-



лідок дії сили P_2 наведено на рис. 5. Графіки побудовані для випадку максимально можливої деформації кожного з пакетів тарілчастих пружин.

Аналіз графіків рис. 5 показує, що чим більше тарілчастих пружин пакету набрано одна в одну (схеми D та E) тим більшу жорсткість має різцетримач в напрямку P_2 . Крім того, із графіків видно, що зі зміною схеми набору пакету пружин демпфера змінюється площа петлі гістерезису. Із [7] відомо, що площа петлі гістерезису обмежена кривими навантаження та розвантаження конструкції дорівнює енергії, яка розсіюється за один цикл навантаження-розвантаження. Використовуючи це, можна відмітити, що крім збільшення жорсткості конструкції зі схемами набору пакетів пружин D та E , збільшується також і розсіювання енергії в різцетримачі при різанні, що є одним із чинників підвищення вібростійкості процесу точіння.

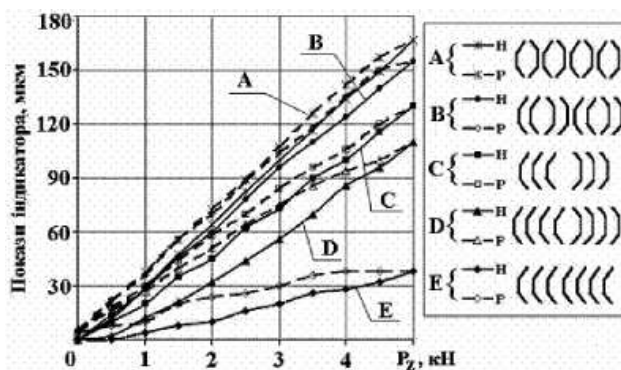


Рис. 5. Графіки залежності переміщень штовхача різцетримача під дією сили P_2 при встановленні як демпфера різних пакетів тарілчастих пружин, де H і P – позначення графіків при навантаженні та розвантаженні відповідно; індексами A, B, C, D, E позначено схему набору пакету пружин

Дослідження переміщень віджимної частини різцетримача від навантаження радіальною силою в площині yOz в 12 напрямках через 30° дозволили визначити кут β розвороту головних осей жорсткості консольної частини різцетримача. Величина кута β залежить від сили натягу пакету тарілчастих пружин та схеми їх набору і може змінюватись в діапазоні до 20° , що дозволяє пристосовувати різцетримач для різних умов токарної обробки, особливо у випадках втрати вібростійкості при різанні.

Аналіз амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) вільних коливань різцетримача з різними схемами демпферів дозволяє зробити наступні висновки. Частота власних коливань віджимної частини різцетримача 444,0 Гц простежується на всіх спектрах частот як з демпфером, так і без демпфера. При встановленні в різцетримач демпферів з різною послідовністю набору тарілчастих пружин чітко спостерігається вплив конфігура-

ції пакету на АЧХ. Найбільш ефективно демпфірування коливань різцетримача в діапазоні до 100 Гц забезпечують демпфери за схемами B та C . Разом з тим, схеми демпферів A та E більше ефективні для гасіння коливань в діапазоні вище 500 Гц. Це свідчить про те, що для різних умов обробки можуть бути підібрані різні типи демпферів для забезпечення ефективного гасіння коливань в різних частотних діапазонах.

Для визначення ефективності використання даного різцетримача проведені його випробування на верстаті мод. 1A616 при різанні заготовок із сталі 45 та нержавіючої сталі марки 04X18H10 різцем з пластинкою T15K6. Випробуваннями зафіксовано підвищення режимів вібростійкої обробки в середньому при обробці сталі 45 в 1,4 раза, а при обробці нержавіючої сталі марки 04X18H10 в 1,3 раза по відношенню до обробки штатним різцетримачем верстата.

5. Висновки

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 якої кут β дорівнює половині кута напрямку дії сили різання P , а саме $\beta = \alpha/2$;
- для збільшення граничної ширини зрізу b при обробці консольним інструментальним оснащенням рекомендується співвідношення жорсткостей оснащення за напрямками головних осей координат $c_{\min}/c_{\max} \approx 0,7$;
- використання інструментального оснащення з орієнтованою жорсткістю дозволяє підвищити режими вібростійкої обробки не менше, ніж в 1,3 раза.

Різцетримачі такого типу можуть бути використані для підвищення продуктивності токарної обробки литих та штампованих заготовок, переривчатих поверхонь, важкооброблюваних матеріалів тощо.

Література

1. Кудинов В.А. Автоколебания на низких и высоких частотах (устойчивость движений) при резании // Станки и инструмент. — 1997. — № 2. — С. 16–21.
2. Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов. 2-е изд. перераб. и доп. — Киев: Вища школа, 1989. — 272 с.
3. Шевченко О.В. Методи підвищення сталості процесу різання при токарній обробці нежорстким

інструментальним оснащенням. Машинознавство № 8 (146). – Київ, 2009. – С. 16–23.

4. 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.

5. Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням: Навчаль-

ний посібник. – Київ: УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.

6. Різцетримач: Деклараційний патент України № 21427: МПК В23В 29/03/ Шевченко О.В., Вакуленко С.В., Дюмін В.А. - Оpub. 15.03.2007, Бюл. № 3. – 3 с.

7. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Унвер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л.Г. Корнейчука: Под ред. Э.И. Григолока. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.