

ДО ПИТАННЯ ЩОДО ВИНИКНЕННЯ АВТОКОЛИВАНЬ РІЗЦЯ
МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТУ

Карпенко Т.М.

канд. фіз.-мат. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Дніпро, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4042-0301>, e-mail: karpenko_t_n@pstu.edu;

Шишкін В.В.

канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Дніпро, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5943-2180>, e-mail: shishkin_v_v@pstu.edu

Для сучасного машинобудування важливим є питання міцності та вібростійкості різних частин системи: верстат, пристосування, інструмент, заготовка. Зокрема, враховуючи різновидність інструментів, які застосовуються при точінні, актуальним є узгодження параметрів різця та режиму різання, що забезпечать відсутність автоколивань. До тих пір, поки рух різця токарного верстату розглядався як рух тіла з одним ступенем вільності, не було пояснень автоколиванням цього різця. В даній роботі виникнення цих коливань пояснюється теорією Тлустого – Кудинова. Різець замінюється динамічною моделлю, що має два ступеня вільності, пружні властивості якої еквівалентні властивостям двох взаємно перпендикулярних пружин, розташованих по головних осях жорсткості. Сила різання вважається лінійно залежною від товщини стружки, що знімається, коефіцієнт пропорційності – коефіцієнт питомого опору різанню. За допомогою рівнянь Лагранжу другого роду складені диференціальні рівняння руху різця, за узагальнені координати вибрані координати центру ваги різця вздовж головних осей жорсткості. При знаходженні розв'язку диференціальних рівнянь руху отримано характеристичне квадратне рівняння. По знаку дискримінанта цього рівняння з'ясована можливість виникнення автоколивань різця. Наведена блок-схема алгоритму розрахунків для визначення стійкого процесу різання при точінні. Розглянуто приклад чорнового поздовжнього точіння заготовки проходними розточними різцями з пластинами. Оброблювальний матеріал – конструкційна сталь. Подача і глибина різання змінювались. Викладена в роботі методика підбору сукупності параметрів технологічного процесу, при яких автоколивання інструменту відсутні, може бути корисною для студентів ЗВО, аспірантів і інженерів, що займаються конструюванням і експлуатацією токарних верстатів.

Ключові слова: вібростійкість різця, головні осі жорсткості, теорія координатних в'язей, алгоритм.

Постановка проблеми

Серед питань міцності та вібростійкості системи: токарний верстат – пристрій – інструмент – заготовка, особливе місце займає питання виникнення автоколивань різця згідно теорії координатних в'язей Тлустого – Кудинова.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Теоретичне обґрунтування виникнення коливань різця металорізального верстату, які спираються на залежності сили різання від пружних переміщень різця відносно заготовки, викладені в роботах [1-3]. В роботах [4-6] містяться методики визначення власних частот коливань різця в залежності від його геометричних параметрів; в роботі [4] розроблена трьохмірна математична модель, яка враховує складність геометричної форми різця. Автори статей [7-9] запропонували конструкції вібростійкої інструментальної системи для обробки отворів великих діаметрів на токарних верста-тах. Результати експериментального дослідження автоколивань при точінні з метою визначення впливу зносу різця на параметри його пружного переміщення представлені в роботах [10-16]. Аналіз публікацій свідчить, зокрема про відсутність практичних рекомендацій щодо забезпечення стійкого режиму різання без автоколивань інструменту.

Мета статті

Скориставшись теорією Тлустого – Кудинова запропонувати і реалізувати на практиці алгоритм дій щодо підбору сукупності конструктивних параметрів різця і режимних параметрів процесу точіння, при яких автоколивання інструменту не виникають.

Виклад основного матеріалу

З точки зору пружних властивостей різця його кріплення замінюється двома взаємно перпендикулярними пружинами (Рис. 1), які розташовані по головних осях жорсткості.

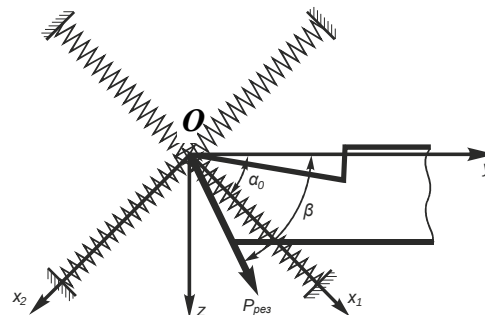


Рис. 1 – Розрахункова схема

Як відомо, якщо позначити головні осі жорсткості Ox_1 та Ox_2 , то пружна сила, що діє вздовж осі Ox_2 , не створює пружних переміщень по осі Ox_1 і навпаки. Пружні сили вздовж цих осей дорівнюють:

$$P_{x1} = c_{x1} \cdot x_1 \text{ і } P_{x2} = c_{x2} \cdot x_2. \quad (1)$$

Згідно теорії Тлустого-Кудинова, коливання різця розглядаються як коливання механічної системи з двома ступенями вільності.

Податливості вздовж головних осей жорсткості зв'язані з податливостями пружного кріплення вздовж довільних осей Oy та Oz , α_{yy} , α_{yz} , α_{zz} , розраховуються за допомогою формул:

$$\frac{1}{c_{x1}} = \frac{1}{2} \cdot \left[\alpha_{yy} + \alpha_{zz} - \sqrt{(\alpha_{yy} - \alpha_{zz})^2 + 4 \cdot \alpha_{yz}^2} \right]; \quad (2)$$

$$\frac{1}{c_{x2}} = \frac{1}{2} \cdot \left[\alpha_{yy} + \alpha_{zz} + \sqrt{(\alpha_{yy} - \alpha_{zz})^2 + 4 \cdot \alpha_{yz}^2} \right]; \quad (3)$$

де, наприклад, α_{yz} – прогин в напрямку осі Oy під дією одиничної сили, що діє в напрямку осі Oz .

Положення головних осей жорсткості характеризується кутом α_0 , який дорівнює

$$\alpha_0 = \frac{1}{2} \cdot \arctg \frac{2 \cdot \alpha_{yz}}{\alpha_{yy} - \alpha_{zz}}. \quad (4)$$

Величину цього кута можна визначити також за допомогою круга Мора.

Для складання диференціальних рівнянь руху різця в процесі різання за узагальнені координати вибираємо координати точки C – центру ваги різця вздовж осей Ox_1x_2 .

За початок координат вибираємо вершину різця. Вісь Oy спрямовуємо по нормалі до оброблюваної поверхні заготовки, вісь Oz – перпендикулярно до Oy . Сила різання P_{pz} створює кут β з віссю Oy .

Кінетична енергія різця, маса якого m , дорівнює

$$T = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2). \quad (5)$$

Враховуючи спосіб кріплення різця, маємо формулу для потенціальної енергії пружних деформацій

$$P = \frac{1}{2} \cdot (c_{x1} \cdot x_1^2 + c_{x2} \cdot x_2^2). \quad (6)$$

Рівняння Лагранжу другого роду мають вигляд

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + Q_i^{(pez)}, \quad i=1, 2 \quad (7)$$

де $Q_i^{(pez)}$ – узагальнені сили різання, що відповідають координатам x_1 та x_2 .

Для визначення узагальнених сил різання скористаємось величиною можливої роботи, яку виконує сила різання, якщо в довільному положенні різця надати йому можливі переміщення δx_1 та δx_2 :

$$\sum \delta A(P_{pez}) = P_{pez} \cdot \cos(\beta - \alpha_0) \cdot \delta x_1 + P_{pez} \cdot \sin(\beta - \alpha_0) \cdot \delta x_2 \quad (8)$$

Будемо вважати, що сила різання лінійно залежить від миттєвого значення товщини стружки y , тобто

$$P_{pez} = P_0 - r \cdot y, \quad (9)$$

де P_0 – значення сили різання при усталеному режимі різання без коливань;

r – коефіцієнт питомого опору різанню, який дорівнює зміні сили різання при збільшенні товщини стружки на 1 мм.

Будемо визначати сили Q_{x1} та Q_{x2} , які відповідають змінній складовій сили різання $(-r \cdot y)$. Для цього виразимо координату y центру ваги різця через координати $x_c = x_1$, $y_c = y_1$, скориставшись рисунком 2.

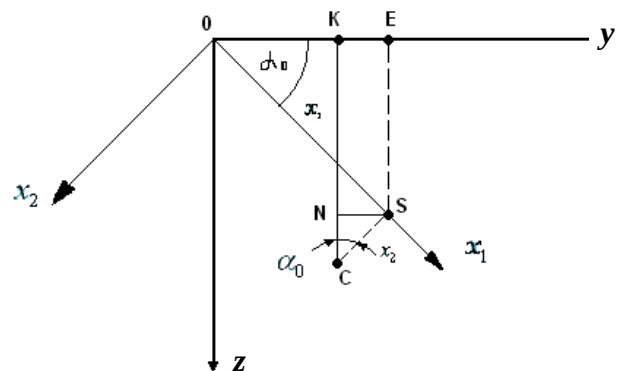


Рис. 2 – Залежність між координатами точки C

Маємо

$$y = x_1 \cdot \cos \alpha_0 - x_2 \cdot \sin \alpha_0. \quad (10)$$

Тоді

$$\sum \delta A(P_{рез}) = -r \cdot (x_1 \cos \alpha_0 - x_2 \sin \alpha_0) \cdot \cos(\beta - \alpha_0) \cdot \delta x_1 - r \cdot (x_1 \cos \alpha_0 - x_2 \sin \alpha_0) \cdot \sin(\beta - \alpha_0) \cdot \delta x_2. \quad (11)$$

Тобто узагальнені сили дорівнюють:

$$Q_{x1} = -r \cdot \cos \alpha_0 \cdot \cos(\beta - \alpha_0) \cdot x_1 + r \cdot \sin \alpha_0 \cos(\beta - \alpha_0) \cdot x_2; \quad (12)$$

$$Q_{x2} = -r \cdot \cos \alpha_0 \cdot \sin(\beta - \alpha_0) \cdot x_1 + r \cdot \sin \alpha_0 \sin(\beta - \alpha_0) \cdot x_2. \quad (13)$$

Враховуючи формули кінетичної і потенціальної енергій

$$T = \frac{1}{2} \cdot (a_{11} \cdot \dot{q}_1^2 + 2 \cdot a_{12} \cdot \dot{q}_1 \cdot \dot{q}_2 + a_{22} \cdot \dot{q}_2^2), \quad (14)$$

$$P = \frac{1}{2} \cdot (c_{11} \cdot q_1^2 + 2 \cdot c_{12} \cdot q_1 \cdot q_2 + c_{22} \cdot q_2^2)$$

маємо коефіцієнти інерції a_{ij} та жорсткості c_{ij} :

$$a_{11} = m, \quad a_{12} = 0, \quad a_{22} = m, \quad (15)$$

$$\begin{aligned} c_{11} &= c_{x1} + r \cdot \cos(\beta - \alpha_0) \cdot \cos \alpha_0 \\ c_{12} &= -r \cdot \sin \alpha_0 \cdot \cos(\beta - \alpha_0) \\ c_{21} &= r \cdot \cos \alpha_0 \cdot \sin(\beta - \alpha_0) \\ c_{22} &= c_{x2} - r \cdot \sin \alpha_0 \cdot \sin(\beta - \alpha_0) \end{aligned} \quad (16)$$

Таким чином, диференціальні рівняння руху (7) матимуть вигляд:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot \ddot{x}_1 + c_{11} \cdot x_1 + c_{12} \cdot x_2 = 0 \\ c_{21} \cdot x_1 + a_{22} \cdot \ddot{x}_2 + c_{22} \cdot x_2 = 0 \end{cases} \quad (17)$$

Розв'язок цих рівнянь шукаємо у вигляді

$$x_1 = A_1 \cdot e^{\lambda t}, \quad x_2 = A_2 \cdot e^{\lambda t}. \quad (18)$$

Після підстановки (18) в (17) отримаємо систему алгебраїчних рівнянь відносно A_1 та A_2 :

$$\begin{cases} (c_{11} + a_{11} \cdot \lambda^2) \cdot A_1 + c_{12} \cdot A_2 = 0 \\ c_{21} \cdot A_1 + (c_{22} + a_{22} \cdot \lambda^2) \cdot A_2 = 0 \end{cases} \quad (19)$$

Система (19) має нульовий розв'язок, якщо її визначник дорівнює нулеві, тобто маємо:

$$(c_{11} + a_{11} \cdot \lambda^2) \cdot (c_{22} + a_{22} \cdot \lambda^2) - c_{12} \cdot c_{21} = 0. \quad (20)$$

З цього бікватратного характеристичного рівняння визначають величини λ , які дозволяють дослідити процес стійкості процесу різання.

Позначивши $u = \lambda^2$, замість рівняння (20) маємо квадратне рівняння

$$a_{11} \cdot a_{22} \cdot u^2 + (c_{11} \cdot a_{22} + c_{22} \cdot a_{11}) \cdot u + (c_{11} \cdot c_{22} - c_{12} \cdot c_{21}) = 0 \quad (21)$$

Дискримінант цього рівняння дорівнює

$$D = (c_{11} \cdot a_{22} + c_{22} \cdot a_{11})^2 - 4 \cdot a_{11} \cdot a_{22} \cdot (c_{11} \cdot c_{22} - c_{12} \cdot c_{21}) \quad (22)$$

В залежності від знаку дискримінанту мають місце наступні випадки.

1) Корені рівняння (21) дійсні від'ємні, якщо $D \geq 0$. Тоді всі λ – уявні, тобто розв'язок рівнянь (17) виражається через тригонометричні функції; маємо гармонічний рух.

2) У випадку, коли $D < 0$, корені рівняння (21) – комплексні. Серед чотирьох коренів λ знайдуться два з додатною дійсною частиною, а тому амплітуди руху будуть зростати. Це означає, що усталений режим різання буде нестійким, а тому при випадковому малому відхиленні різця від положення рівноваги різець не повернеться у вихідне положення.

В реальній системі при деякій амплітуді коливання різця не будуть зростати і встановиться автоколивний процес.

Можна перекоонатись в тому, що траєкторією вершини різця, буде еліпс (Рис. 3). Оскільки складові сили різання вздовж осей Ox_1 і Ox_2 дорівнюють

$$c_{x1} \cdot x_1 = P_{pi3} \cdot \cos(\beta - \alpha_0), \quad (23)$$

$$c_{x2} \cdot x_2 = P_{pi3} \cdot \sin(\beta - \alpha_0), \quad (24)$$

маємо рівняння еліпсу:

$$\left(\frac{x_1}{\frac{P_{pi3}}{c_{x1}}} \right)^2 + \left(\frac{x_2}{\frac{P_{pi3}}{c_{x2}}} \right)^2 = 1. \quad (25)$$

Обґрунтування виникнення автоколивань різця, запропоноване Іржі Тлустим та В.О. Кудиновим [1, 4], міститься у наступному.

Під час одного повного циклу обробки деталі сила різання виконує певну додатну роботу, яка підтримує автоколивання. Це відбувається тому, що при

коливання різця робота сили різання на частині траєкторії $B-n-A$ (Рис. 3) є додатною і більшою, ніж робота тієї ж сили на частині траєкторії $A-m-B$, котра є від'ємною.

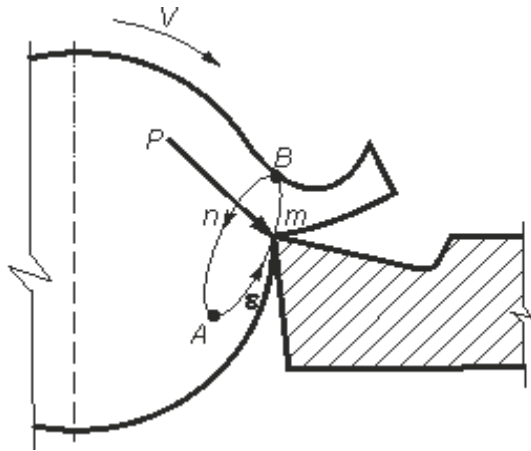


Рис. 3 – Еліпс взаємних переміщень різця і оброблювальної деталі

Щоб встановити критерій наявності автоколивань інструменту, треба знайти корені рівняння (21) і виконати умову від'ємного значення його дискримінанту. Як показали розрахунки, коливання виникають, коли між кутами α_0 і β має місце залежність $\alpha_0 = \frac{\beta}{2}$. В цьому випадку рівняння має вигляд:

$$r^2 \cdot \cos^2 \beta + 2 \cdot r \cdot (c_{x1} - c_{x2}) + (c_{x1} - c_{x2})^2 = 0. \quad (26)$$

Його корені дорівнюють:

$$r_1 = \frac{c_{x2} - c_{x1}}{\cos^2 \beta} \cdot (1 - \sin \beta), \quad r_2 = \frac{c_{x2} - c_{x1}}{\cos^2 \beta} \cdot (1 + \sin \beta).$$

Маємо висновок.

Автоколивання мають місце, якщо виконується нерівність

$$r_1 < K_r \cdot R < r_2, \quad (27)$$

де K_r – коефіцієнт питомого опору різанню;

R – радіус закруглення кромки різця;

$|r_1| < |r_2|$.

Треба змінювати вихідні дані для різця та режим різання.

Аналізуючи формулу (27), можна зробити висновок 2: оскільки корені рівняння (26) залежать від параметрів різця (E , B , H , L) і показників режиму різання (s , t , T), а коефіцієнт питомого опору K_r та кут β – від режиму різання, є можливість дослідити наявність, чи

відсутність автоколивань для конкретного різця, наприклад, змінюючи режим різання.

Пропонується блок-схема алгоритму розрахунку стійкого процесу різання при точінні (Рис. 4).

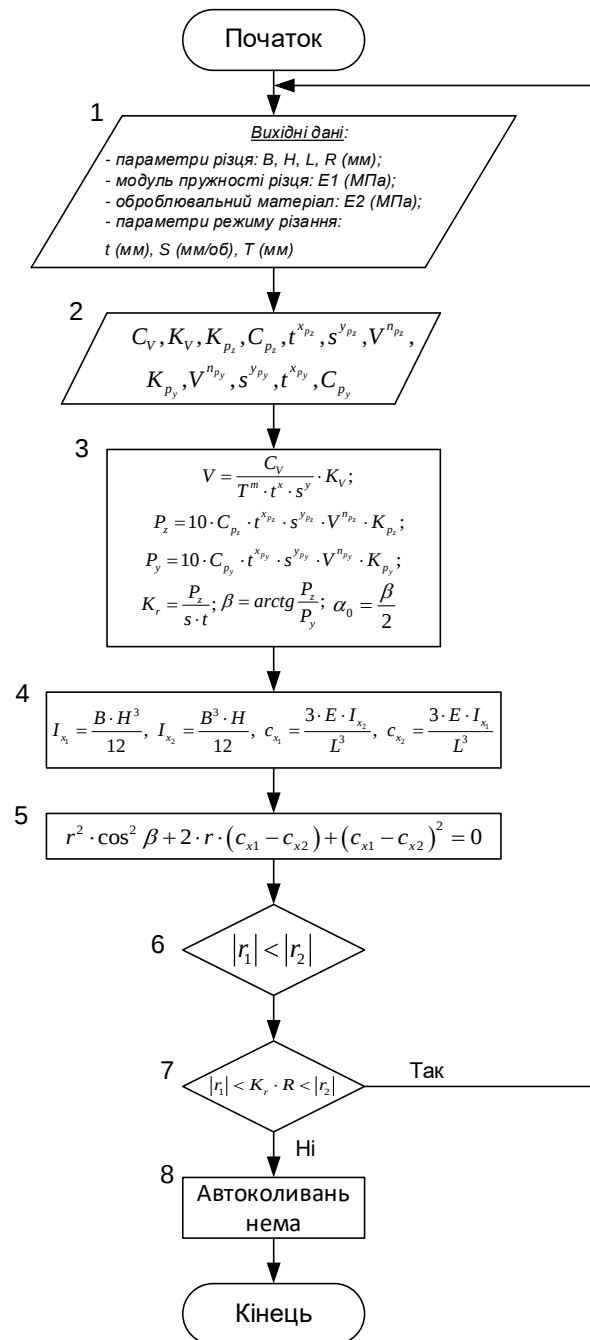


Рис. 4 – Блок-схема алгоритму розрахунку

Коментарі для користування блок-схемою

Блок 1. Вихідні дані: розміри різця B , H , L , R (мм); матеріал ріжучої частини, для якого знаходиться стійкість T , хв (час між двома заточками інструменту); параметри режиму різання (глибина t , подача S).

Блок 2. Інші дані, необхідні для розрахунку максимальної (з метою збільшення продуктивності обробки) швидкості різання V (м/хв) та складових сили різання P_z (Н) та P_y (Н) для заданого режиму різання t, S, V .

Блок 3. Розрахунок: V, P_z, P_y за емпіричними залежностями; K_r (Н/мм²) – питомий опір різанню, β – кут між силою різання та віссю Oy . Кут α_0 для головних осей жорсткості приймається таким, що дорівнює половині кута β .

Блок 4. Визначаються осьові моменти інерції перерізу різця I_{xy}, I_{xz} та коефіцієнти жорсткості вздовж головних осей c_{x1}, c_{x2} .

Блок 5. Розв'язання квадратного рівняння відносно коефіцієнту питомого опору різанню r .

Блоки 6 і 7. Перевірка попадання добутку $K_r \cdot R$, отриманого в блоці 3, в інтервал $(|r_1| \dots |r_2|)$, який знайдено з умови виникнення автоколивань. Якщо умови блоку 7 виконані, повертаються в блок 1, щоб змінити вихідні дані. Якщо умови блоку 7 не виконані, виводиться повідомлення блоку 8 «Коливань нема».

Режим різання: зовнішнє чорнове повздовжнє точіння прохідними різцями з пластинами з сплаву Т15К6. Оброблювальний матеріал: конструкційна сталь $\sigma_T = 750$ МПа, модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

За відомими з курсу «Теорія різання» емпіричними залежностями визначаються:

1. Швидкість різання дорівнює

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v,$$

де $K_v = 1$; $x = 0,15$; $m = 0,2$.

2. Складові сили різання дорівнюють:

$$P_z = 10 \cdot C_{pz} \cdot t^{x_{pz}} \cdot S^{y_{pz}} \cdot V^{n_{pz}} \cdot K_{pz},$$

де $C_{pz} = 300$; $x = 1,0$; $y = 0,75$; $n = -0,15$; $K_{pz} = 0,957$.

$$P_y = 10 \cdot C_{py} \cdot t^{x_{py}} \cdot S^{y_{py}} \cdot V^{n_{py}} \cdot K_{py};$$

де $C_{py} = 243$; $x = 0,9$; $y = 0,6$; $n = -0,3$; $K_{py} = 0,924$.

Вибір довідкових даних здійснено по Довіднику технолога-машинобудівника. Розрахунки здійснені з використанням математичного редактора MathCad.

Отримані результати представлені в Таблиці 2.

Приклад

Таблиця 1

Вихідні дані								
Параметри різця, мм				Подача, мм/об	Глибина різання, мм	Стійкість, хв	Коеф.	Показник ступеню для V
R	B	H	L	S	t	T	C _v	y
1,5	12	16	170	0,08-0,1	1-3	40	420	0,2

Таблиця 2

Результати розрахунків і висновки												
R	B	H	L	s	t	T	C _v	y	r ₁	K _r · R	r ₂	Наявність автоколивань
1,5	12	16	170	0,08	1	40	420	0,2	264,21	3388,59	1763,01	Нема
1,5	12	16	170	0,08	2	40	420	0,2	260,48	3441,85	1949,92	Нема
1,5	12	16	170	0,08	3	40	420	0,2	258,52	3473,39	2067,56	Нема
1,5	12	16	170	0,09	1	40	420	0,2	263,17	3301,91	1811,24	Нема
1,5	12	16	170	0,09	2	40	420	0,2	259,57	3353,81	2002,82	Нема
1,5	12	16	170	0,09	3	40	420	0,2	257,67	3384,54	2123,44	Нема

Висновки

1) Причиною виникнення автоколивань різця (тіла з двома ступенями вільності), якщо сила різання лінійно залежить від товщини стружки, що знімається, є зміна цієї товщини.

2) Автоколивання різця виникають тоді, коли добуток коефіцієнту питомого опору різанню на радіус закруглення різця знаходиться між коренями квадратного рівняння, яке відображає умову від'ємного значення дискримінанту характеристичного рівняння, що складається при знаходженні закону руху центру ваги різця.

3) Застосування запропонованого алгоритму дій для розрахунку стійкого процесу точіння дозволяє підібрати сукупність параметрів різця та режиму різання, при яких автоколивання різця будуть відсутні.

Перелік використаних джерел

- [1] Коливання неконсервативних механічних систем. Монографія / Бабенко О.Є., Боронко О.О., Лавренко Я.І., Трубочов С.І. Київ : Нац. техн. ун-т України «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2020. 153 с.
- [2] Bigoni D., Kirillov O. Dynamic stability and bifurcation in nonconservative mechanics. Springer Cham, 2019. 291 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-93722-9>.
- [3] Bondarenko V.V., Markov Yu.G., Veretennikov V.G. Nonlinear dynamic analysis of mechanical systems with energy dissipation // *IUTAM/IFToMM Symposium on Synthesis of Nonlinear Dynamical Systems*, Riga, Latvia, 24-28 August 1998. Dordrecht: Springer, 2000. Pp. 115-122. DOI: https://doi.org/10.1007/978-94-011-4229-8_10.
- [4] Лимарь А.А., Каиров А.С. Свободные колебания токарных резцов со сменными пластинами. *Проблеми обчислювальної техніки і міцності конструкцій*. 2015. Вип. 24. С. 145-151.
- [5] Modeling of a turning tool holder with finite elements and simulation of its free vibration frequencies / I.H. Jaafar et al. *Advanced Materials Research*. 2012. Vol. 576. Pp. 659-664. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.576.659>.
- [6] Siddhpura M., Paurobally R. Chatter stability and tool wear predictions in the presence of chatter vibrations for orthogonal turning process. *Australian Journal of Mechanical Engineering*. 2013. Vol. 11, no. 2. Pp. 67-82. DOI: <https://doi.org/10.7158/M12-019.2013.11.2>.
- [7] Хорошайло В.В., Гузенко В.С., Миранцев С.Л. Підвищення вібростійкості різців при обробці отворів великого діаметру на токарно-гвинторізних верстатах. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*. 2014. Вип. 35. С. 131-135.
- [8] Хорошайло В.В. Повышение виброустойчивости растачивания на токарно-винторезных станках. *Technology Audit and Production Reserves*. 2016. Vol. 1, no. 1(27). Pp. 17-21. DOI: <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2016.60271>.
- [9] Gokulu T., Defant F., Albertelli P. Stability analysis of multi-insert rotating boring bar with stiffness variation. *Journal of Sound and Vibration*. 2024. Volume 586. Article 118497. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2024.118497>.
- [10] Способ и устройство для исследования регенеративных автоколебаний при точении / Ю.М. Внуков та ін. *Різання і інструмент в технологічних системах*. 2013. Вип. 83. С. 42-54.
- [11] Chen C.-K., Tsao Y.-M. A stability analysis of regenerative chatter in turning process without using tailstock. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2006. Vol. 29. Pp. 648-654. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00170-005-2573-5>.
- [12] Prediction methods and experimental techniques for chatter avoidance in turning systems: a review / G. Urbikain et al. *Applied Sciences*. 2019. Vol. 9, no. 21, Article 4718. DOI: <https://doi.org/10.3390/app9214718>.
- [13] Кучугуров М.В. Влияние износа режущего инструмента на особенности динамики процесса резания при токарной обработке. *Різання і інструмент в технологічних системах*. 2015. Вип. 85. С. 163-170.
- [14] Influence of tool wear and workpiece diameter on surface quality and prediction of surface roughness in turning / C. Li et al. *Metals*. 2024. Vol. 14, No. 11, Article 1205. DOI: <https://doi.org/10.3390/met14111205>.
- [15] An experimental study on the effect of tool geometry on tool wear and surface roughness in hard turning / Pham M.D., Le H.G., Mai D.D., Do T.S. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*. 2020. Vol. 12(9). Pp. 1-11. DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814020959885>.
- [16] Dimla E. Correlation of cutting force features with tool wear in a metal turning operation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*. 2001. Vol. 215, no. 3. Pp. 435-440. DOI: <https://doi.org/10.1243/0954405011515370>.

ON THE ISSUE OF THE OCCURRENCE OF SELF-OSCILLATIONS
OF A METAL-CUTTING MACHINE TOOL CUTTER

- Karpenko T.M.** PhD (Physics and Mathematical Sciences), associate professor, SHEI «Priazovskyi state technical university», Dnipro, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4042-0301>, e-mail: karpenko_t_n@pstu.edu;
- Shishkin V.V.** PhD (Engineering), associate professor, SHEI «Priazovskyi state technical university», Dnipro, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5943-2180>, e-mail: shishkin_v_v@pstu.edu

For modern mechanical engineering, the issue of strength and vibration resistance of various parts of the system is important: machine tool, device, tool, workpiece. In particular, taking into account the variety of tools used in turning, it is important to coordinate the parameters of the cutter and the cutting mode, which will ensure the absence of self-oscillations. As long as the movement of the cutter of the lathe was considered as the movement of a body with one degree of freedom, there were no explanations for the self-oscillation of this cutter. In this work, the occurrence of these fluctuations is explained by the theory of Tlustoy – Kudynov. The cutter is replaced by a dynamic model with two degrees of freedom, the elastic properties of which are equivalent to the properties of two mutually perpendicular springs located along the main stiffness axes. The cutting force is considered to be linearly dependent on the thickness of the chip being removed, the proportionality factor is the coefficient of specific resistance to cutting. Using Lagrange equations of the second kind, the differential equations of the movement of the incisor were compiled, and the coordinates of the center of gravity of the incisor along the main axes of rigidity were chosen as generalized coordinates. When finding the solution of the differential equations of motion, the characteristic quadratic equation is obtained. According to the sign of the discriminant of this equation, the possibility of self-oscillations of the cutter is revealed. A block diagram of the calculation algorithm for determining a stable cutting process during turning is given. An example of rough longitudinal turning of a workpiece with pass-through boring cutters with plates is considered. Processing material is structural steel. Feed and depth of cut were changed. The method of selecting a set of parameters of the technological process, in which there are no self-oscillations of the tool, described in the work, can be useful for students, graduate students and engineers engaged in the design and operation of lathes.

Keywords: vibration resistance of the cutter, main axes of rigidity, theory of coordinate links, algorithm.

References

- [1] O.Ie. Babenko, O.O. Boronko, Ya.I. Lavrenko, and S.I. Trubachov, *Kolyvannia nekonservatyvnykh mekhanichnykh system. Monohrafiia* [Oscillations of non-conservative mechanical systems. Monograph]. Kyiv, Ukraine: National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute» Publ., 2020. (Ukr.)
- [2] D. Bigoni, and O. Kirillov, *Dynamic stability and bifurcation in nonconservative mechanics*. Springer Cham Publ., 2019. doi: 10.1007/978-3-319-93722-9.
- [3] V.V. Bondarenko, Yu.G. Markov, and V.G. Veretenikov, «Nonlinear dynamic analysis of mechanical systems with energy dissipation», in Proceedings of the IUTAM/IFTOMM Symposium on Synthesis of Nonlinear Dynamical Systems, Riga, Latvia, 1998, pp. 115-122. doi: 10.1007/978-94-011-4229-8_10.
- [4] A.A. Limar, and A.S. Kairov, «Svobodnye kolebaniya tokarnikh reztsov so smennimy plastynamy» [«The cutting tool with changeable plates free oscillation»], *Problemy obislyuval'noi mehaniky i mytsnosti konstruktiv – Problems of computational mechanics and strength of structures*, vol. 24, pp. 145-151, 2015. (Rus.)
- [5] I.H. Jaafar, M.S.I. Dawood, I.A. Wazir, A.K.M.N. Amin, and Q.H. Shah, «Modeling of a turning tool holder with finite elements and simulation of its free vibration frequencies», *Advanced Materials Research*, vol. 576, pp. 659-664, 2012. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.576.659.
- [6] M. Siddhpura, and R. Paurobally, «Chatter stability and tool wear predictions in the presence of chatter vibrations for orthogonal turning process», *Australian Journal of Mechanical Engineering*, vol. 11, no. 2, pp. 67-82, 2013. doi: 10.7158/M12-019.2013.11.2.
- [7] V.V. Khoroshailo, V.S. Huzenko, and S.L. Myrantsev, «Pidvyshchennia vibrostiikosti riztsiv pry obrobtii otvoriv velykoho diamentru na tokarno-hvyntoriznykh verstatakh» [«Increasing the vibration resistance of cutters when machining large diameter holes on turning and threading machines»], *Nadiinist instrumentu ta optymizatsiia tekhnolohichnykh system – Instrument reliability and optimization of technological systems*, vol. 35, pp.131-135, 2014. (Ukr.)
- [8] V.V. Khoroshailo, «Povishenye vybroustoichyvosty rastachyvanyia na tokarno-vyntoreznikh stankakh» [«Improving of vibration resistance by boring on turning lathes»], *Technology Audit and Production Reserves*, vol. 1, no. 1(27), pp. 17-21, 2016. doi: 10.15587/2312-8372.2016.60271. (Rus.)
- [9] T. Gokulu, F. Defant, and P. Albertelli, «Stability analysis of multi-insert rotating boring bar with stiffness variation», *Journal of Sound and Vibration*, vol. 586, article 118497, 2024. doi: 10.1016/j.jsv.2024.118497.

- [10] Yu.M. Vnukov, M.V. Kuchuhurov, S.I. Diadia, R.M. Zinchenko, and Ye.O. Honchar, «Sposob y ustroystvo dlia yssledovaniya reheneratyvnykh avtokolebaniy pry tochenyy» [«Method and device for studying regenerative self-oscillations during turning»], *Rizannia i instrument v tekhnolohichnykh systemakh – Cutting & Tools in Technological System*, vol. 83, pp. 42-54, 2013. (Rus.)
- [11] C.-K. Chen, and Y.-M. Tsao, «A stability analysis of regenerative chatter in turning process without using tailstock», *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 29, pp. 648-654, 2006. doi: **10.1007/s00170-005-2573-5**.
- [12] G. Urbikain, D. Olvera, L. N. López de Lacalle, A. Beranoagirre, and A. Elías Zuñiga, «Prediction methods and experimental techniques for chatter avoidance in turning systems: a review», *Applied Sciences*, vol. 9, no. 21, article 4718, 2019. doi: **10.3390/app9214718**.
- [13] M.V. Kuchuhurov, «Vlyaniye yznosa rezhushcheho yinstrumenta na osobennosty dynamyky protsessa rezaniya pry tokarnoi obrabotke» [«The influence of cutting tool wear on the dynamics of the cutting process during turning»], *Rizannia i instrument v tekhnolohichnykh systemakh – Cutting & Tools in Technological System*, vol. 85, pp. 163-170, 2015. (Rus.)
- [14] C. Li et al., «Influence of tool wear and workpiece diameter on surface quality and prediction of surface roughness in turning», *Metals*, vol. 14, no. 11, article 1205, 2024. doi: **10.3390/met14111205**.
- [15] M.D. Pham, H.G. Le, D.D. Mai, and T.S. Do, «An experimental study on the effect of tool geometry on tool wear and surface roughness in hard turning», *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, vol. 12(9), pp. 1-11, 2020. doi: **10.1177/1687814020959885**.
- [16] E. Dimla, «Correlation of cutting force features with tool wear in a metal turning operation», *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, vol. 215, no. 3, pp. 435-440, 2001. doi: **10.1243/0954405011515370**.
- Стаття надійшла 18.01.2025
Стаття прийнята 02.03.2025
Стаття опублікована 30.06.2025

Цитуйте цю статтю як: Карпенко Т.М., Шишкін В.В. До питання щодо виникнення автоколивань різця металорізального верстату. *Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки*. 2025. Вип. 50. С. 76-83. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.50.2025.336270>.