

13. V.V. Suglobov, V.A. Mikhieev, V.P. Lavryk, and O.O. Vedmedenko, «Kern vanta-zhozakhopliuvalnoho klishchovoho prystroiu» [«The core of the load-grabbing pincer device»], *UA Patent 79961*, May 13, 2013.

Рецензент: А.О. Іщенко
д-р техн. наук, проф., ДВНЗ «ПДТУ»

Стаття надійшла 03.06.2023

Стаття прийнята 20.07.2023

УДК 621.91

doi: 10.31498/2225-6733.47.2023.300053

© Іщенко А.О.¹, Карпенко Т.М.², Капустін С.В.³

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ СКЛАДОВИХ РЕАКЦІЙ В ПІДШИПНИКАХ ДИСКОВОГО ВАЛУ РОТОРНИХ ПИЛ (ПОВІДОМЛЕННЯ 1)

Для сучасного прокатного виробництва актуальним є питання міцності та надійності конструкцій роторних пил, які призначені для різання металопрокату. Метою даної роботи є визначення уточнених значень сил реакцій опорних підшипників дискового валу. Як відомо, при тривалій експлуатації об'єкту місце для посадки ріжучого диску на планшайбі зношується, інколи виникає похибка в отворі при виготовленні нового диску. Тому має місце ексцентриситет центру ваги диску. Наявність цього ексцентриситету враховується в роботі при визначенні шуканих сил за допомогою принципу Д'Аламбера умовного зрівноваження сил. Через те, що процес різання дисковою пилою дуже короткочасний, силу різання вважаємо силою удару. Величини сил реакцій в підшипниках визначаються під час різання з використанням теорем динаміки при ударі: теореми імпульсів та про зміну кінетичного моменту. Спроеціювавши векторні формули принципу та теорем на осі координат, отримані системи алгебраїчних рівнянь, з яких визначаються горизонтальні та вертикальні складові сил реакцій в підшипниках як при холостому режимі, так і при різанні. Через те, що вектор відцентрової Даламберової сили інерції диску змінює свій напрям, отримані формули сил реакцій при різних положеннях центру ваги диску. За результатами чисельного аналізу задачі, який планується, можна побудувати графіки залежностей горизонтальних та вертикальних складових сил тиску на підшипники від: величини ексцентриситету, вертикальної та горизонтальної складових сил різання, кутової швидкості та положення диску.

Ключові слова: реакції підшипників, ексцентриситет, ударний імпульс, ріжучий диск.

A.O. Ishchenko, T.M. Karpenko, S.V. Kapustin. Determination of dynamic component reactions in support bearings of rotor saws for cutting hot rolled (message 1). A distinctive feature of rotary saws is the process of cutting the workpiece, which takes a very short time. For example, a workpiece with a diameter of 200 mm is cut in 0.2 seconds, while traditional designs of sliding and pendulum saws perform this operation in 10-20 seconds or more. This effect is achieved due to the high speeds of feeding the disc to the cut,

¹ д-р техн. наук, професор, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Дніпро, ORCID: 0000-0002-6189-7830, ischenko50@ukr.net

² канд. фіз.-мат. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Дніпро, ORCID: 0000-0003-4042-0301, taisn2013@gmail.com

³ аспірант, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Дніпро, ORCID: 0009-0000-4204-8449, stanislav.kapustin.engineer@gmail.com

exceeding traditional modes by 20 or more times. However, due to the specific cutting conditions, weak links were identified in these designs that require further improvement. One of the factors that reduces the reliability of the saw is the insufficient durability of the bearings of the high-speed disk shaft, which perceives the cutting force. Until now, the reliability issues of rotary saw structures remained unresolved. One of the factors that reduces the reliability of the saw is the insufficient durability of the bearings of the high-speed disk shaft, which perceives the cutting forces. Practice shows that the applied methods of calculating the strength of support bearings do not allow taking into account all possible factors that affect the reliability of bearings in the cutting process. First of all, as it turned out, during operation, the saw blade has radial runout, possibly due to an error when cutting the teeth of the blade and the eccentric landing of the blade on the seat when replacing it. For modern rolling mill production, the issue of strength and reliability of rotary saw designs, which are intended for cutting rolled metal, is relevant. The purpose of this work is to determine the precise values of the reaction forces of the support bearings of the disc shaft. As you know, during long-term operation of the object, the place for landing the cutting disc on the faceplate wears out, sometimes there is an error in the hole when making a new disc. Therefore, there is an eccentricity of the center of gravity of the disk. The presence of this eccentricity is taken into account in the work when determining the required forces using D'Alembert's principle of conditional balancing of forces. Due to the fact that the process of cutting with a circular saw is very short-term, the cutting force is considered the impact force. The magnitudes of the reaction forces in the bearings are determined during cutting using the impact dynamics theorems: the momentum theorem and the kinetic momentum change theorem. By projecting the vector formulas of the principle and theorems on the coordinate axis, the systems of algebraic equations are obtained, from which the horizontal and vertical components of the reaction forces in the bearings are determined both in idle mode and during cutting. Due to the fact that the vector of the centrifugal D'Alembert force of inertia of the disk changes its direction, the formulas of the reaction forces at different positions of the center of gravity of the disk were obtained. According to the results of the planned numerical analysis of the problem, graphs of the dependences of the horizontal and vertical components of the pressure forces on the bearings can be drawn from: the eccentricity value, the vertical and horizontal components of the cutting forces, the angular velocity and the position of the disk.

Key words: reactions of bearings, eccentricity, impact impulse, cutting disc.

Постановка проблеми. До теперішнього часу залишалися невирішеними питання надійності конструкцій роторних пил. Одним з факторів, який знижує надійність пили, є недостатня довговічність підшипників високошвидкісного дискового валу, що сприймає зусилля різання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Традиційно розрахунок міцності підшипників дискового валу роторних пилок проводиться методами статички, враховуючи вагу шківів ремінної передачі, маховика планшайб з ріжучим диском і зусилля різання [1-4]. Також зусилля різання дисковими пилами, зазвичай, визначались за допомогою питомої роботи різання [1, 3-4]. Однак, в області режимів різання роторними пилами, тобто при товщині зрізу 0,05...2 мм, застосування цієї методики потребує проведення комплексу дослідницьких робіт з метою розширення сфери її застосування [5, 7-8].

Мета дослідження – визначення реакцій підшипникових вузлів з врахуванням ексцентриситету ріжучого диска:

- при холостому ході;
- при відомій силі різання.

Виклад основного матеріалу. Практика показує, що застосовані методи розрахунку на міцність опорних підшипників не дозволяють враховувати всі можливі фактори, які впливають на надійність підшипників в процесі різання. Перш за все, як виявилось, під час роботи пильний диск має радіальне биття, можливо, через похибку при нарізанні зубів диска та ексцентричною посадкою диска на посадкове місце при його заміні. Це може бути пов'язано з виробкою посадкового місця під диск на планшайбі, на якому він встановлюється, або можливою похибкою при проточці внутрішнього отвору для посадки диску. В зв'язку з наявністю такого радіального биття

необхідно врахувати його вплив на міцність підшипників. Крім того, має місце коротка тривалість самого процесу різання. Як відомо, особливістю роторних пил є процес різання заготовки, який займає дуже короткий час. Наприклад, заготовка діаметром 200 мм розрізається за 0,2 секунди, в той час як традиційні конструкції салазкових та маятникових пил виконують цю операцію за 10-20 та більше секунд. Цей ефект досягається за рахунок високих швидкостей подачі диска на різ, які перевищують традиційні режими в 20 та більше разів.

На рис. 1 зображена схема активних сил, які діють на об'єкт, і складові реакції підшипників А та В при холостому ході. Вихідними даними для визначення реакцій підшипникових вузлів з врахуванням ексцентриситету ріжучого диска є наступні величини:

\vec{G}_1 – вага ріжучого диска, \vec{G}_2 – вага планшайби, \vec{G}_3 – вага шківів, \vec{G}_4 – вага маховика;

L_1, L_2, L_3, L_4, L_5 – розміри ділянок валу, D – діаметр ріжучого диска;

$OC_1 = e$ – величина ексцентриситету центру ваги диска;

$I_{C1z} = \frac{GD^2}{4 \cdot g}$ – момент інерції диска відносно центральної осі;

\vec{F}_x^P, \vec{F}_y^P – складові сили різання; τ – час різання.

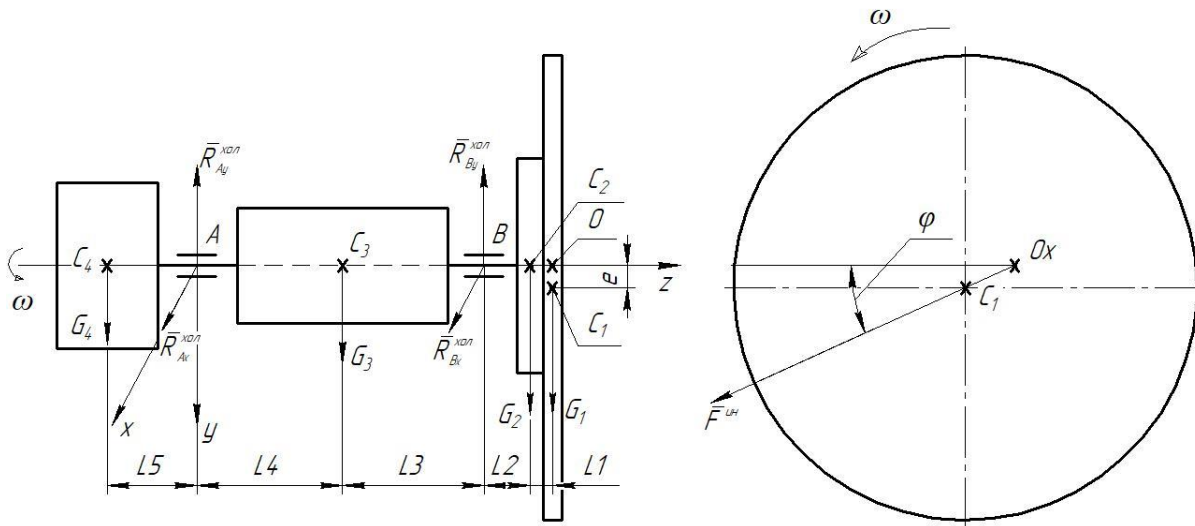


Рис. 1 – Розрахункова схема сил при холостому ході

Для визначення реакцій в опорах застосуємо принцип Д'Аламбера [6]: «В довільний момент часу система сил, що діють на вільний об'єкт і Д'Аламберові сили інерції утворюють зрівноважену систему сил». Головний вектор сил інерції диску спрямований по вектору OC_1 , який обертається з кутовою швидкістю валу ω , і дорівнює:

$$\vec{F}^{in} = \frac{G_1}{g} \cdot \omega^2 \cdot e. \quad (1)$$

Тому, якщо кут повороту валу, який рівномірно обертається, дорівнює $\varphi = \omega \cdot t$, маємо складові головного вектору сил інерції: $F_x^{in} = F^{in} \cdot \cos \varphi$, $F_y^{in} = F^{in} \cdot \sin \varphi$.

1. *Визначення опорних реакцій підшипників у випадку холостого ходу.*

Для визначення опорних реакцій при холостому ході сили реакцій в підшипниках А і В розкладаємо на складові:

$$\vec{R}_A^{хол} = \vec{R}_{Ax}^{хол} + \vec{R}_{Ay}^{хол}, \vec{R}_B^{хол} = \vec{R}_{Bx}^{хол} + \vec{R}_{By}^{хол}. \quad (2)$$

Вибираємо систему координат Ахуз. Відлік кута повороту починаємо з горизонтального положення вектору OC_1 , тобто коли $\varphi = 0$. З додатного напрямку осі Az бачимо обертання валу проти ходу годинникової стрілки.

Згідно принципу Д'Аламбера, маємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{Ax}^{xол} + R_{Bx}^{xол} + F^{ін} \cdot \cos \varphi = 0 \\ -R_{Ay}^{xол} - R_{By}^{xол} + G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + F^{ін} \cdot \sin \varphi = 0 \\ G_4 \cdot AC_4 - G_3 \cdot AC_3 - G_2 \cdot AC_2 - (G_1 + F^{ін} \cdot \sin \varphi) \cdot AO + R_{By}^{xол} \cdot AB = 0 \\ R_{Bx}^{xол} \cdot AB + F^{ін} \cdot \cos \varphi \cdot AO = 0 \end{array} \right. \quad (3)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (3), отримаємо:

$$\begin{aligned} R_{Bx}^{xол} &= -F^{ін} \cdot \cos \varphi \cdot \frac{AO}{AB} \\ R_{Ax}^{xол} &= F^{ін} \cdot \cos \varphi \cdot \frac{BO}{AB} \\ R_{By}^{xол} &= \frac{1}{AB} [G_2 \cdot AC_2 + G_3 \cdot AC_3 - G_4 \cdot AC_4 + (G_1 + F^{ін} \cdot \sin \varphi) \cdot AC_1] \\ R_{Ay}^{xол} &= G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + F^{ін} \cdot \sin \varphi - \frac{1}{AB} [G_2 \cdot AC_2 + G_3 \cdot AC_3 - G_4 \cdot AC_4 + (G_1 + F^{ін} \cdot \sin \varphi) \cdot AC_1] \end{aligned}$$

Для конкретних положень центру ваги ріжучого диску, можна отримати складові реакцій підшипників в цих положеннях. Маємо значення сил $R_{Ax}^x, R_{Ay}^x, R_{Bx}^x, R_{By}^x$ для вертикальних и горизонтальних положень вектора OC_1 при холостому ході диску:

- при $\varphi = \frac{\pi}{2}$: $R_{By}^{xол} = \frac{1}{AB} [G_2 \cdot AC_2 + G_3 \cdot AC_3 - G_4 \cdot AC_4 + (G_1 + F^{ін}) \cdot AC_1]$

$$R_{Ay}^{xол} = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + F^{ін} - \frac{1}{AB} [G_2 \cdot AC_2 + G_3 \cdot AC_3 + (G_1 + F^{ін}) \cdot AC_1 - G_4 \cdot AC_4]$$

- при $\varphi = \frac{3\pi}{2}$: $R_{By}^{xол} = \frac{1}{AB} [G_2 \cdot AC_2 + G_3 \cdot AC_3 - G_4 \cdot AC_4 + (G_1 - F^{ін}) \cdot AC_1]$

$$R_{Ay}^{xол} = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 - F^{ін} - \frac{1}{AB} [G_2 \cdot AC_2 + G_3 \cdot AC_3 + (G_1 - F^{ін}) \cdot AC_1 - G_4 \cdot AC_4]$$

$R_{Ax}^{xол} = 0; R_{Bx}^{xол} = 0$

- при $\varphi = 0^\circ; \varphi = \pi$:

$$R_{By}^{xол} = \frac{1}{AB} [G_1 \cdot AC_1 + G_2 \cdot AC_2 + G_3 \cdot AC_3 - G_4 \cdot AC_4]$$

$$R_{Ay}^{xол} = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 - \frac{1}{AB} [G_1 \cdot AC_1 + G_2 \cdot AC_2 + G_3 \cdot AC_3 - G_4 \cdot AC_4]$$

- при $\varphi = 0^\circ$: $R_{Ax}^{xол} = F^{ін} \cdot \frac{OB}{AB}; R_{Bx}^{xол} = -F^{ін} \cdot \frac{AO}{AB}$

- при $\varphi = \pi$: $R_{Ax}^{xол} = -F^{ін} \cdot \frac{OB}{AB}; R_{Bx}^{xол} = F^{ін} \cdot \frac{AO}{AB}$

2. *Визначення опорних реакцій підшипників, які виникають під дією тільки сил різання.*

Щоб визначити складові опорних реакцій, які виникають під дією тільки сил різання (нормальної \vec{F}_y^p та дотичної \vec{F}_x^p), на рис. 2 зобразимо складові сили різання та складові опорних реакцій $\vec{R}_{Ax}^p, \vec{R}_{Ay}^p, \vec{R}_{Bx}^p, \vec{R}_{By}^p$, які при цьому виникають.

Короткочасний процес різання диском будемо розглядати як удар при відомих імпульсах:

$$\vec{S}_{y\partial x} = \vec{F}_x^p \cdot \tau; \vec{S}_{y\partial y} = \vec{F}_y^p \cdot \tau.$$

Оскільки мірою взаємодії тіл при ударі є імпульси, застосуємо наступні теореми динаміки [6].

Теорема імпульсів: Зміна кількості руху об'єкта за час удару дорівнює сумі ударних імпульсів, прикладених до об'єкту

$$\vec{Q}_{\text{після удару}} - \vec{Q}_{\text{до удару}} = \Sigma \vec{S}_{\text{уд.}} \quad (4)$$

Теорема про зміну моменту кількості руху при ударі: Зміна кінетичного моменту відносно центру А за час удару дорівнює сумі моментів ударних імпульсів, прикладених до об'єкту, відносно центру А

$$\vec{K}_{\text{після уд.т.А}} - \vec{K}_{\text{до уд.т.А}} = \Sigma_{\text{мом.т.А}} (\vec{S}_{\text{уд.}}) \quad (5)$$

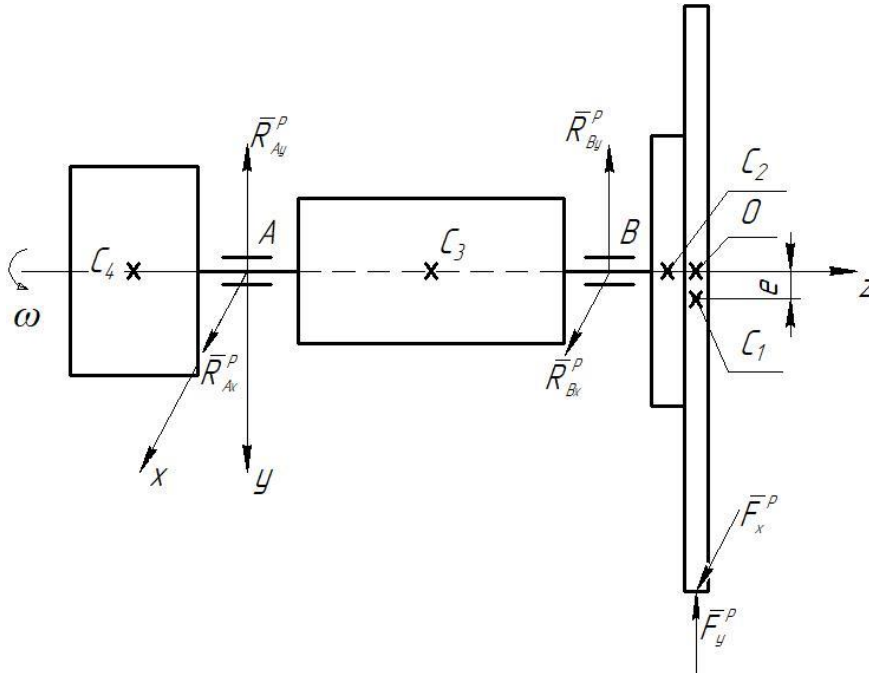


Рис. 2 – Розрахункова схема сил при різанні

Проекції формул (4) і (5) на осі координат Ахуz мають вигляд:

$$\begin{cases} \frac{G_1}{g} \cdot e \cdot (\omega_k - \omega_n) = \tau \cdot (R_{Ax}^P + R_{Bx}^P + F_x^P) \\ 0 = \tau \cdot (R_{Ay}^P + R_{By}^P + F_y^P) \\ 0 = \tau \cdot (R_{By}^P \cdot AB + F_y^P \cdot AO) \\ 0 = \tau \cdot (R_{Bx}^P \cdot AB + F_x^P \cdot AO) \\ I_{Oz} \cdot (\omega_k - \omega_n) = -F_x^P \cdot \tau \cdot \left(\frac{D_1}{2} + e\right), \end{cases} \quad (6)$$

де: ω_k – кінцева кутова швидкість (в кінці удару);

ω_n – початкова кутова швидкість;

$$I_{Oz} = I_{C1Z} + \frac{G_1}{g} \cdot e^2. \quad (7)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (6), отримаємо:

$$\begin{aligned} (\omega_k - \omega_n) &= \frac{-F_x^P \cdot \tau \cdot \left(\frac{D_1}{2} + e\right)}{I_{Oz}}, \\ R_{Bx}^P &= -F_x^P \cdot \frac{AO}{AB}, \\ R_{Ax}^P &= F_x^P \cdot \frac{BO}{AB} - \frac{G_1 \cdot e}{g} \cdot \frac{F_x^P \cdot \left(\frac{D_1}{2} + e\right)}{I_{Oz}}, \\ R_{By}^P &= -F_y^P \cdot \frac{AO}{AB}, \\ R_{Ay}^P &= F_y^P \cdot \frac{BO}{AB}. \end{aligned}$$

Щоб знайти значення сумарних складових опорних реакцій, які виникають в процесі різання, $\vec{R}_A^\Sigma, \vec{R}_B^\Sigma$ треба до значень реакцій при холостому режимі $\vec{R}_A^{хол}, \vec{R}_B^{хол}$ додати значення реакцій при різанні \vec{R}_A^P, \vec{R}_B^P , тобто маємо: $\vec{R}_A^\Sigma = \vec{R}_A^{хол} + \vec{R}_A^P, \vec{R}_B^\Sigma = \vec{R}_B^{хол} + \vec{R}_B^P$.

Висновки

Був розглянутий вплив радіального биття на підшипники. Також у зв'язку з тим, що короткочасність процесу різання можна охарактеризувати як удар, отримані динамічні складові опорних реакцій.

Таким чином, маємо алгоритм виконання чисельного аналізу задачі, результати якого плануються порівняти з експериментальними даними.

Отримані формули для визначення динамічних складових сил тиску на підшипники враховують ексцентриситет центру ваги диску, який є причиною радіального биття.

Короткочасна дія сил різання розглядається як ударне явище, що дозволило внести поправки в величини реакцій в підшипниках, отриманих методами статичних розрахунків.

Перелік використаних джерел:

1. Іщенко А.О., Лоза Є.А. Пили гарячого різання прокату. Конструкції та розрахунок: Монографія. Маріуполь : ДВНЗ «ПДТУ», 2012. 251 с.
2. Іщенко А.А. Участки резки проката дисковыми пилами. Киев : Высшая школа, 1989. 61 с.
3. Іванченко Ф.К., Гребеник В.М., Ширяєв В.І. Розрахунок машин та механізмів прокатних цехів. Маріуполь : ПДТУ, 2012. Частина 6 : Ножиці и пили. 84 с.
4. Гребеник В.М., Іванченко Ф.К., Ширяєв В.І. Расчет металлургических машин и механизмов. Киев : Высшая школа, 1988. 448 с.
5. Седуш В.Я. Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин : учебник. Киев: УМК ВО, 1992. 368 с.
6. Павловський М.А. Теоретична механіка: підручник для студентів вищих навчальних закладів. Київ : Техніка, 2002. 512 с.
7. Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки : навчально-методичний посібник. Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. 240 с.
8. Доброносів Ю.К. Механічне обладнання металургійних заводів (устаткування прокатних цехів). Краматорськ : ДДМА, 2019. 50 с.

References:

1. A.O. Ishchenko, and Ye.A. Loza, *Pyly hariachoho rizannia prokatu. Konstruktsii ta rozrakhunok: Monohrafiia* [Saws for hot cutting rolled steel. Designs and calculation: Monograph]. Mariupol, Ukraine: SHEI «PSTU» Publ., 2012. (Ukr.)
2. A.O. Ishchenko, *Uchastky rezky prokata diskovimy pylamy* [Areas of cutting rolled steel with disc saws]. Kyiv, Ukraine: Vyshcha shkola Publ., 1989. (Rus.)
3. F.K. Ivanchenko, V.M. Hrebennyk, and V.I. Shyriaiev, *Rozrakhunok mashyn ta mekhanizmv prokatnykh tsekhiv. Chastyna 6 : Nozhytsi y pyly* [Calculation of machines and mechanisms of rolling shops. Part 6: Scissors and saws]. Mariupol, Ukraine: SHEI «PSTU» Publ., 2012. (Ukr.)
4. V.M. Hrebennyk, F.K. Ivanchenko, and V.I. Shyriaiev, *Raschet metallurhicheskyykh mashyn y mekhanizmov* [Calculation of metallurgical machines and mechanisms]. Kyiv, Ukraine: Vyshcha shkola Publ., 1988. (Rus.)
5. V.Ia. Sedush, *Nadezhnost, remont y montazh metallurhicheskyykh mashyn : uchebnyk* [Reliability, repair and installation of metallurgical machines: textbook]. Kyiv, Ukraine: UMK VO Publ., 1992. (Rus.)
6. M.A. Pavlovskii, *Teoretychna mekhanika: pidruchnyk dlia studentiv vyshchyykh navchalnykh zakladiv* [Theoretical mechanics: a textbook for students of higher educational institutions]. Kyiv, Ukraine: Tekhnika Publ., 2002. (Ukr.)
7. Yu.Ie. Palyvoda, A.Ie. Diachun, and R.Ia. Leshchuk, *Instrumentalni materialy, rezhymy rizannia, tekhnichne normuvannia mekhanichnoi obrobky : navchalno-metodychnyi posibnyk* [Tool materials, cutting modes, technical standardization of mechanical processing: a teaching-methodical manual]. Ternopil, Ukraine: Ternopil Ivan Puluj National Technical University Publ., 2019. (Ukr.)
8. Yu.K. Dobronosov, *Mekhanichne obladdannia metalurhiinykh zavodiv (ustatkuvannia prokatnykh tsekhiv)* [Mechanical equipment of metallurgical plants (equipment of rolling shops)]. Kramatorsk, Ukraine: DDMA Publ., 2019. (Ukr.)

Рецензент: С.В. Білодієнко
д-р техн. наук, проф., УДУНТ

Стаття надійшла 18.06.2023
Стаття прийнята 10.07.2023