

УДК 621.965.01

Гречаний Олексій Миколайович<sup>(1)</sup>, аспірантКобрін Юрій Григорович<sup>(1)</sup>, аспірант,Васильченко Тетяна Олександрівна<sup>(2)</sup>, доцент, кандидат технічних наукШевченко Ірина Артурівна<sup>(2)</sup>, доцент, кандидат технічних наукТесленко Оксана Вікторівна<sup>(2)</sup>, магістрант

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ВИНИКАЮЧИХ У ВУЗЛАХ ПРИВОДУ НОЖИЦЬ З ПАРАЛЕЛЬНИМИ НОЖАМИ

<sup>(1)</sup> Національна металургійна академія України, м. Дніпро<sup>(2)</sup> Запорізька державна інженерна академія

Встановлено вплив вільних коливань на навантаження у приводі ножиць з паралельними ножами. Складено схему до розрахунків вільних коливань, які виникають у приводі ножиць, та отримано систему рівнянь, що дозволяє розраховувати амплітуду та період вільних коливань, за умови відомих моментів інерції приводу та приведеної жорсткості стрижня пружинної системи врівноваження.

Ключові слова: прокатний стан, ножиці, привод, вільні коливання, частотна характеристика, амплітуда, період коливань

*Вступ.* Працездатність сортопрокатних станів у цілому та їх головні показники (продуктивність, витрати електроенергії та ін.) значною мірою залежать від ефективності роботи ножиць різання готового прокату [1].

Для поперечного різання гарячого прокату квадратного, прямокутного та круглого перерізу застосовують ножиці з паралельними ножами. Такі ножиці використовують і для поперечного різання холодного прокату, в цьому разі профіль ножа відповідає формі поперечного перерізу прокату [2].

До теперішнього часу мало вивчено силові дії у приводах та окремих елементах ножиць, дійсні режими роботи приводів і динамічні дії в пружних системах [3]. Тому виникає нагальна потреба виконати дослідження енергосилових параметрів і динамічних процесів у приводах сортових ножиць прокатних станів.

Для механізмів металургійних машин, що працюють у складних технологічних лініях, пред'являють особливі вимоги: простота та надійність у роботі, можливість легкого регулювання, а також швидка заміна деталей або блоків під час ремонтів. Окрім того, механізми повинні відповідати умовам точності відтворення заданих переміщень. Такі вимоги є цілком природними, тому що зупинка будь-якої однієї машини призводить до зупинки всієї лінії в цілому або порушення нормального потоку заготовок. Повна ясність у процесах, що супроводжують роботу механізмів, які перебувають за важких динамічних умов, дозволяє конструктору вибрати правильне вирішення, яке забезпечує нормальну

роботу машини. Особливо великого значення набуває динаміка механізмів під час розрахунків і проектування важкого металургійного та гірничого обладнання, а також важких будівельних машин, можливість побудови дослідних зразків яких у більшості випадків є виключеною. В той же час машини не тільки повинні задовольняти умовам міцності за їх заданої продуктивності, а також і раціональної витрати на їх виготовлення [4].

В умовах існуючого прокатного виробництва під час реконструкції прокатних станів часто виникає завдання збільшення площі поперечного перерізу прокатаних заготовок. З огляду на це в більшій мірі починають проявляти себе недоліки вантажного зрівноважування шпинделів, які полягають у значних махових моментах, що виникають за переміщенням контрвантажів і призводять до динамічного навантаження на елементи фундаменту, шпинделя, а також підшипники ножиць. Одним із варіантів вирішення даної проблеми є встановлення пружинного врівноваження шпинделів ножиць.

*Постановка завдання.* З метою удосконалення процесу різання сортового прокату на ножицях з паралельними ножами із зусиллям 12,5 МН на сорто-заготівельному стані «1050/950» було поставлено такі задачі:

– виконати аналітичні дослідження впливу конструктивного виконання елементів приводу на динамічні навантаження ножиць.

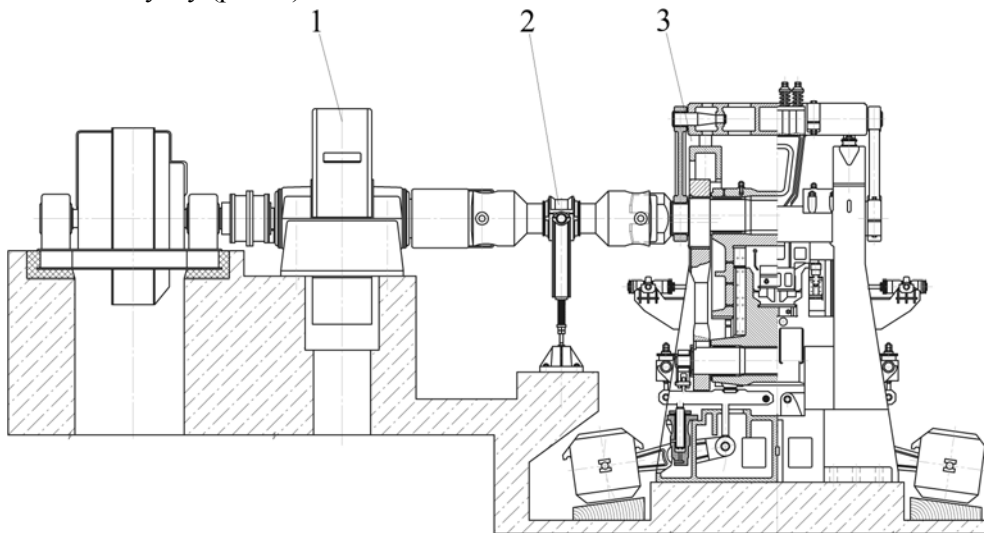
– встановити основні конструктивні параметри, що впливають на вільні коливання, які виникають у системі врівноваження приводу ножиць.

*Головна частина досліджень.* Дослідженням в області динамічних розрахунків меха-

нічних систем виявлено, що досить істотні додаткові навантаження у реальних машинах виникають на моменти їх роботи за перехідними режимами, тобто під час переходу системи з одного стійкого стану на інший. Важливим і необхідним етапом під час конструювання нових механічних систем є вивчення вільних коливань системи у межах положення їх стійкої рівноваги [5].

Під час перехідних процесів навантаження, що діють у лінії передач механізмів, за своєю величиною та характером змінності, суттєво відрізняються від статичних та інерційних навантажень. Це пояснюється пружними коливаннями систем, які часто супроводжують роботу багатьох механізмів і машин за їх динамічним навантаженням. Через коливання відбувається більша частина руйнувань деталей [6].

Розглядають вільні коливання в стрижні зрівноважувального пристрою ножиць з паралельними ножами під час пуску (рис. 1).



1 - привід ножиць, 2 - система пружинного зрівноваження, 3 - ножиці з паралельними ножами та системою контрвантажів

**Рисунок 1** – Загальний вигляд ножиць з паралельними ножами

Рівняння, які описують коливальний процес механічної системи, можна складати в різноманітній формі. За допомогою диференціальних рівнянь перш за все можна встановити зв'язок між переміщенням окремих мас, їх похідними та зовнішніми збуреннями.

Рівняння руху мас можна перетворити так, що будуть встановлені співвідношення між моментами сил пружності зв'язків (ділянки між масами) і зовнішніми моментами. Розв'язання такої системи диференціальних рівнянь зводять до знаходження рівнянь для моментів сил пружності, діючих на окремих ділянках вала.

Динамічні розрахунки машин передбачають визначення величини амплітуд і частот коливань навантажень у машині та на цій основі здійснюють розрахунки деталей на витривалість [7].

Для більшості випадків це пов'язано із суттєвими складнощами, які виникають під час складання та розв'язання частотного рівняння. Не менші складнощі з'являються у разі визначення амплітуди коливань, які виникають за дії заданого зовнішнього збурення. Проте практично визначення амплітуди коливання мас не завжди буває потрібним. Це відноситься, головним чином, до стаціонарних режимів роботи машин, наприклад, двигунів, які можна завжди вибрати так, щоб їх режими були достатньо віддалено від одного із резонансних режимів чи за заданим режимом роботи машини можна завжди виконати зміщення спектру частот у потрібний бік шляхом змінення величини мас чи жорсткості.

Другу систему рівнянь краще використовувати у тому разі, коли необхідно отримати значення моментів сил пружності для розрахунків на міцність за стаціонарними, або, що потрібно частіше, за перехідними режимами роботи машини.

Під час розрахунків на коливання багатомасової системи найважливішим етапом є складання розрахункової схеми [8].

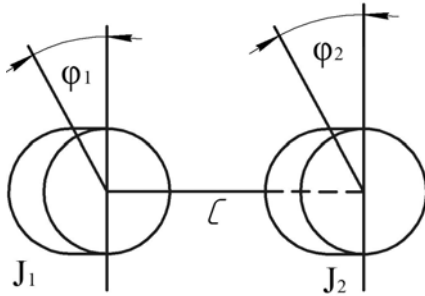
Приведену схему приводу ножиць з паралельними ножами для розрахунків вільних коливань подано на рис. 2.

Згідно загального рівняння динаміки, на будь-який момент руху системи з ідеальними

зв'язками сума елементарних робіт всіх активних сил та сил інерції точок системи дорівнює нулю на будь-якому можливому переміщенні системи, що допускається зв'язками [9]:

$$\sum_{k=1}^N [(F_{kx} - m_k \cdot \ddot{x}_k) \delta x_k + (F_{ky} - m_k \cdot \ddot{y}_k) \delta y_k + (F_{kz} - m_k \cdot \ddot{z}_k) \delta z_k] = 0, \quad (1)$$

де  $F_{kx}$ ,  $F_{ky}$ ,  $F_{kz}$  – складові заданих сил;  $\delta x_k$ ,  $\delta y_k$ ,  $\delta z_k$  – проекції можливих переміщень, сукупних із зв'язками для даного моменту часу.



$J_1$  – момент інерції приводу ножиць (шпindelь, електропривод),  $J_2$  – момент інерції системи контрвантажів,  $C$  – приведена жорсткість стрижня системи пружинного врівноваження

**Рисунок 2** – Схема до розрахунку вільних коливань, що виникають у приводі ножиць з паралельними ножами

Виходячи із загального рівняння механіки (1), рівняння Лагранжа приймає вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q} + \frac{\partial E_{II}}{\partial q} = Q_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2)$$

де  $q_i$  – узагальнена координата (кут закручування  $\phi_i$  чи переміщення  $s_i$ );  $\dot{q}_i$  – узагальнена швидкість (кутова  $\dot{\phi}$  чи лінійна  $\dot{s}$ );  $Q_i$  – узагальнена сила, що прикладена до  $i$ -тої маси системи (момент чи зусилля),  $Q_i = Q_{R_i} + Q_{F_i}$ ;  $Q_{R_i}$  – узагальнена сила, що відповідає силам опору (дисипативним силам)  $R_i$ ;  $Q_{F_i}$  – узагальнена сила, що відповідає збуджуючим (зовнішнім) силам  $F_i$ ;  $n$  – число ступенів свободи механічної системи;  $E_{II}$ ,  $E_K$  – відповідно потенціальна та кінетична енергія системи,  $E_K = 0,5 J_1 \cdot \dot{\phi}_1 + 0,5 J_2 \cdot \dot{\phi}_2$  [10];  $E_{II} = 0,5 C_1 \cdot (\phi_1 - \phi_2)^2$ .

У разі вільних коливань без врахування сил опору рівняння Лагранжа має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q} + \frac{\partial E_{II}}{\partial q} = 0. \quad (3)$$

Для двомасової системи рівняння Лагранжа можна записати у формі:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_1} + \frac{\partial E_{II}}{\partial q_1} = 0; \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_2} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_2} + \frac{\partial E_{II}}{\partial q_2} = 0. \quad (5)$$

Знаходять похідні, що входять до рівнянь (4) та (5):

$$\frac{\partial E_K}{\partial \phi_1} = \frac{\partial E_K}{\partial \phi_2} = 0; \quad \frac{\partial E_K}{\partial \dot{\phi}_1} = J_1 \cdot \dot{\phi}_1; \quad \frac{\partial E_K}{\partial \dot{\phi}_2} = J_2 \cdot \dot{\phi}_2;$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_1} \right) = J_1 \cdot \ddot{\phi}_1; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_2} \right) = J_2 \cdot \ddot{\phi}_2;$$

$$\frac{\partial E_{II}}{\partial \phi_1} = C_1 \cdot (\phi_1 - \phi_2);$$

$$\frac{\partial E_{II}}{\partial \phi_2} = (C_1 + C_2 \cdot \phi_2 - C_1 \cdot \phi_1) \quad (6)$$

Підставляючи співвідношення (6) до рівнянь (4) і (5), отримують систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 + C_1 \cdot (\phi_1 - \phi_2) &= 0 \\ J_2 \cdot \ddot{\phi}_2 - C_1 \cdot (\phi_1 - \phi_2) + C_2 \cdot (\phi_2 - \phi_3) &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (7)$$

Для рівнянь (7) члени  $C_1 \cdot (\phi_1 - \phi_2)$  та  $C_2 \cdot (\phi_2 - \phi_3)$  є моментами сил пружності або свого роду динамічним надбавленням до статичних. Отже, маючи чисельне значення наведених жорсткостей і розв'язавши систему таких рівнянь щодо фактичних пружних деформацій  $\phi_1$ ,  $\phi_2$ ,  $\phi_3$ , обчислюють чисельні значення динамічних навантажень.

Якщо у рівняннях (7) прийняти  $C_1 = C_0$  та  $C_2 = 0$ , то можна записати

$$\left. \begin{aligned} J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 + C_0 \cdot (\phi_1 - \phi_2) &= 0 \\ J_2 \cdot \ddot{\phi}_2 - C_0 \cdot (\phi_1 - \phi_2) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Для розв'язання системи рівнянь (10) доцільно застосувати ЕОМ. Вихідними даними для таких розрахунків є моменти інерції  $J_1$ ,  $J_2$  і приведена жорсткість стрижня пружинної системи врівноваження  $C_0$ .

**Висновки.** Під час досліджень динамічних процесів, що виникають у вузлах приводу ножиць з паралельними ножами встановлено, що за переходом системи з одного стійкого положення на інше, а саме під час процесу різання прокату, виникають так звані перехідні процеси, які впливають на виникнення додаткових динамічних навантажень. Такі навантаження дещо відрізняються від статичних та інерційних навантажень за своїм значенням та характером змінності, що пояснюється їх коливальною природою. Складання наведеної розрахункової схеми вільних коливань у приводі ножиць з паралельними ножами дозволяє отримати систему рівнянь, спільне розв'язання яких виявляє амплітуду та період вільних коливань, виникаючих у

приводі ножиць, під час процесу різання. Одночасно встановлено, що вихідними даними до таких розрахунків є моменти інерції приводу но-

жиць та контрвантажів, а також приведена жорсткість стрижня пружинної системи врівноваження.

### Бібліографічний перелік

1. **Гречаний, О. М.** Обґрунтування вибору технічних параметрів гільйотинних ножиць прокатного стану [Текст] / О. М. Гречаний // *Металургія : наукові праці Запорізької державної інженерної академії*. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2017. – Вип. 2 (38). – С. 126-130.
2. **Королев, А. А.** Конструкция и расчет машин и механизмов, прокатных станов [Текст] / А. А. Королев; учеб. пособие. – М. : *Металлургия*, 1985. – 376 с.
3. **Иванченко, Ф. К.** Динамика и прочность прокатного оборудования [Текст] / Ф. К. Иванченко, П. И. Полушин, М. А. Тылкин, В. П. Полухин. – М. : *Металлургия*, 1970. – 486 с.
4. **Кожевников, С. Н.** Динамика машин с упругими звеньями [Текст] / С. Н. Кожевников. – Киев : Изд-во АН УССР, 1961. – 160 с.
5. **Веренев, В. В.** Снижение динамических нагрузок и диагностика широкополосных станов в переходных режимах [Текст] / В. В. Веренев. – Николаполь : СПД Фельдман О.О., 2014. – 203 с.
6. **Жук, А. Я.** Основи розрахунків приводів машин [Текст] / А. Я. Жук, Н. К. Желябіна; навч. посібник. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 1996. – 145 с.
7. **Целиков, А. И.** Машины и агрегаты металлургических заводов [Текст] / А. И. Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребенник и др. В 3-х томах. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : *Металлургия*, 1988. – 680 с.
8. **Жук, А. Я.** Основи наукових досліджень. Кн. 1. Теоретичні дослідження: [Текст] / А. Я. Жук, Н. К. Желябіна, Г. П. Малишев; навч. посібник. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2008. – 195 с.
9. **Никитин, Н. Н.** Курс теоретической механики [Текст] / Н. Н. Никитин; учебник. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1990. – 607 с.
10. **Павловский, М. А.** Теоретическая механика. Динамика / М. А. Павловский, Л. Ю. Акинфиева, О. Ф. Бойчук; учебник. – Киев : Выща школа, 1990. – 480 с.

**Гречаний Алексей Николаевич**, аспирант кафедры машин и агрегатов металлургического производства, Национальная металлургическая академия Украины (Украина, Днепр). E-mail: tartalet@ukr.net

**Кобрин Юрий Григорьевич**, аспирант кафедры машин и агрегатов металлургического производства, Национальная металлургическая академия Украины (Украина, Днепр). E-mail: ku\_76@yahoo.com

**Васильченко Татьяна Александровна**, кандидат технических наук, доцент кафедры металлургического оборудования, Запорожская государственная инженерная академия (Украина, Запорожье), E-mail: pepipp@mail.ru

**Шевченко Ирина Артуровна**, кандидат технических наук, доцент кафедры металлургического оборудования, Запорожская государственная инженерная академия (Украина, Запорожье). E-mail: iashevia@yahoo.com

**Тесленко Оксана Викторовна**, магистрант кафедры металлургического оборудования, Запорожская государственная инженерная академия (Украина, Запорожье). E-mail: admin@zgia.zp.ua,

### ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ, ВОЗНИКАЮЩИХ В УЗЛАХ ПРИВОДА НОЖНИЦ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ НОЖАМИ

Определено влияние свободных колебаний на нагрузки в приводе ножниц с параллельными ножами. Составлена приведенная схема для расчета свободных колебаний, возникающих в приводе ножниц, и получена система уравнений, позволяющая рассчитать амплитуду и период свободных колебаний при известных моментах инерции привода и приведенной жесткости стержня пружинной системы уравновешивания.

Ключевые слова: прокатный стан, ножницы, свободные колебания, частотная характеристика, амплитуда, период колебаний

**Hrechanyi Aleksey**, Graduate Student of Department Machines and Aggregates of Metallurgical Production, National metallurgical academy of Ukraine (Ukraine, Dnieper). E-mail: tartalet@ukr.net

**Kobrin Yuri**, Graduate Student of Department Machines and Aggregates of Metallurgical Production, National metallurgical academy of Ukraine (Ukraine, Dnieper). E-mail: ku\_76@yahoo.com

**Vasilchenko Tatiana**, candidate of technical sciences, Associate Professor of Department of Metallurgical Equipment, Zaporizhzhia State Engineering Academy (Ukraine, Zaporizhzhia). E-mail: pepipp@mail.ru

**Shevchenko Irene**, candidate of technical sciences, Associate Professor of Department of Metallurgical Equipment, Zaporizhzhia State Engineering Academy (Ukraine, Zaporizhzhia). E-mail: iashevia@yahoo.com

**Teslenko Oksana**, Postgraduate of Department of Metallurgical Equipment, Zaporizhzhia State Engineering Academy (Ukraine, Zaporizhzhia). E-mail: [admin@zgia.zp.ua](mailto:admin@zgia.zp.ua)

### **STUDY OF DYNAMIC PROCESSES, ARISING UP IN KNOTS OF SCISSORS DRIVE WITH PARALLEL KNIVES**

The influence of free oscillations on the emerging loads in the drive of scissors with parallel knives is determined. The reduced scheme for calculating the free oscillations of the scissors in the drive is compiled and a system of equations that allows calculating the amplitude and period of free oscillations, with known moments of inertia of the drive and the reduced stiffness of the rod of the spring equilibrium system is obtained.

Keywords: rolling mill, scissors, free oscillations, frequency response, amplitude, oscillation period

Стаття надійшла до редакції 28.01.2019 р.  
Рецензент, проф. О.В. Явтушенко

Текст даної статті знаходиться на сайті ЗДІА в розділі Наука  
<http://www.zgia.zp.ua>