

В. О. ПРОЦЕНКО

доктор технічних наук, професор,
професор кафедри транспортних систем і технічного сервісу
Херсонський національний технічний університет
ORCID: 0000-0002-3468-4952

В. О. МАЛАЩЕНКО

доктор технічних наук, професор,
професор кафедри технічної механіки та інженерної графіки
Національний університет «Львівська політехніка»
ORCID: 0000-0001-7889-7303

В. В. ІВЧЕНКО

кандидат фізико-математичних наук, доцент,
доцент кафедри енергетики, електротехніки і фізики
Херсонський національний технічний університет
ORCID: 0000-0001-7367-3669

Б. Р. ЛИСЯК

здобувач кафедри технічної механіки та інженерної графіки
Національний університет «Львівська політехніка»

ОСОБЛИВОСТІ ДИНАМІКИ ПРИВОДУ КУЛЬОВОГО БАРАБАННОГО МЛИНА ПІД ЧАС ЗУПИНКИ

Стаття стосується динаміки великомасових систем, зокрема приводів барабанних млинів, які поширені в енергетиці, гірничозбагачувальній та переробній промисловості. В роботі розроблено динамічні моделі приводу кульового барабанного вуглєрозмелювального млина: двомасову та тримасову з урахуванням зазорів у зачепленні відкритої зубчастої передачі та втрат у приводі. Для розроблених моделей складено та розв'язано диференціальні рівняння руху мас при вільному вибігові млина за відключеного електродвигуна. Результати моделювання дають можливість стверджувати, що під час вільного вибігу млина при відключеному двигуні вал підвінцевої шестерні (найслабша ланка) зазнає інтенсивних коливних навантажень, а крутний момент у ньому змінюється за знакозмінним асиметричним циклом. Такий характер навантажень прискорює виникнення втомних тріщин і пояснює наявний в експлуатації барабанних млинів факт поломок цих валів при їх роботі саме в режимі вільного вибігу. Встановлено, що для описаних умов розрахунок із використанням двомасової моделі дає зниження коефіцієнта динамічності для вала підвінцевої шестерні на 17%, що підтверджує доцільність використання тримасової моделі для виконання уточнених розрахунків. Отримані результати формують умови для виконання подальших досліджень, спрямованих на дослідження впливу величини бічного зазору між зубцями відкритої передачі на навантаження вала підвінцевої шестерні при пускові та зупинці млина. Серед заходів із підвищення безвідмовності вала підвінцевої шестерні слід відзначити доцільність встановлення у приводі муфти, що забезпечуватимуть відєднання ротора двигуна від решти приводу після його відключення. За рахунок цього можливе зменшення простоїв млинів і витрат на їх експлуатацію, а відтак на собівартість розмелюваного матеріалу.

Ключові слова: динамічні навантаження, барабанний млин, привід, відмова, вал, відкрита зубчаста передача, запобіжна муфта.



V. O. PROTSENKO

Sc. D., Professor,
Professor at Transport Systems and Technical Service Department
Kherson National Technical University
ORCID: 0000-0002-3468-4952

V. O. MALASHCHENKO

Sc. D., Professor,
Professor at the Technical Mechanics and Engineering Graphics Department
Lviv Polytechnic National University
ORCID: 0000-0001-7889-7303

V. V. IVCHENKO

Ph. D., Associate Professor,
Associate Professor at the Energy, Electrical Engineering and Physics Department
Kherson National Technical University
ORCID: 0000-0001-7367-3669

B. R. LYSIAK

Postgraduate Student at the Technical Mechanics
and Engineering Graphics Department
Lviv Polytechnic National University

DYNAMICS FEATURES OF THE BALL DRUM MILL DRIVE DURING STOPPING

The article deals with the dynamics of large-mass systems, in particular, drum mill drives, which are common in the energy, mining and processing industries. The paper develops dynamic models of the ball drum coal grinding mill drive: two-mass and three-mass, taking into account the gaps in the meshing of the open gear transmission and losses in the drive. For the developed models, differential equations of mass motion during free coasting of the mill with the electric motor switched off were compiled and solved. The modeling results make it possible to state that during free coasting of the mill with the motor switched off, the pinion gear shaft (the weakest link) is subjected to intense oscillatory loads, and the torque in it changes in a sign-changing asymmetric cycle. This nature of the loads accelerates the occurrence of fatigue cracks and explains the fact of breakage of these shafts during operation of drum mills when they operate in the free coasting mode. It was found that for the described conditions, the calculation using the two-mass model gives an underestimation of the dynamic coefficient for the pinion shaft by 17%, which confirms the feasibility of using the three-mass model to perform refined calculations. The results obtained form the conditions for further research aimed at studying the influence of the lateral clearance between the teeth of the open gear on the load on the pinion shaft during the start-up and stop of the mill. Among the measures to increase the reliability of the pinion shaft, it should be noted the feasibility of installing couplings in the drive that will ensure the separation of the motor rotor from the rest of the drive after it is turned off. Due to this, it is possible to reduce the downtime of the mills and the costs of their operation, and therefore the cost of the ground material.

Key words: dynamic loads, drum mill, drive, failure, shaft, open gear transmission, safety clutch.

Постановка проблеми

Розмелювальні машини характеризуються високою динамічністю приводів через ударне прикладення навантажень в процесі подрібнення та великі значення сполучених приводом мас. Крім цього, наявність зазорів у кінематичних ланцюгах та електромагнітні процеси у привідних двигунах суттєво підвищують коефіцієнти динамічності ланок та ускладнюють моделювання динамічних процесів у приводах таких машин [1]. Приводи барабанних млинів особливі тим, що містять барабан із пересувним вмістом, поведінка якого міняється залежно від заповнення, режиму роботи та ін. Такі приводи дещо відрізняються за конструкцією залежно від призначення, наприклад, вуглерозмелювальні млини із кульовим заповненням барабана, рудорозмелювальні млини самоподрібнення чи інші. Загальним превалюючим видом відмови для крупних барабанних млинів є поломка вала підвінцевої шестерні (рис. 1), для рудо розмелювальних млинів такі поломки спричиняють до 25% простоїв [2, 3]. Тому дослідження динамічних навантажень цієї слабкої ланки приводу барабанних млинів та розроблення заходів для підвищення її безвідмовності є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Сучасні дослідження барабанних млинів стосуються, в основному, робочого процесу подрібнення матеріалу в барабані, зокрема його енергоємності [4], так вивчення поведінки зсувного шару завантаження барабана методом відеоспостереження виконано в [5]. Робота [6] містить дослідження геометричних параметрів зсувного шару методом рентгенівської спектроскопії за рахунок чого виконано уточнення та структурування елементів цієї

зони та її геометричних характеристик. У [7] виконано дослідження положення центру циркуляції навантаження в барабані. Робота [8] присвячена урахуванню абразивного ефекту за рахунок імпульсної взаємодії при взаємному хаотичному русі гранульованих частинок у зсувному шарі навантаження. Деяка увага приділяється власне працездатності деталей барабанів, зокрема робота [9] присвячена вивченню процесів зношування футеровки барабанів рудорозмелювальних млинів. В той же час, дослідженню працездатності елементів приводних систем присвячено менше уваги, в основному останнім часом досліджується працездатність великогабаритних зубчастих передач цементних млинів [10, 11]. Дослідження динаміки барабаних млинів обмежувались, в основному, динамікою пуску [12], в тому числі з урахуванням електромагнітних процесів у двигуні. Поступове уточнення розрахункових моделей відбувалось за рахунок дослідження жорсткості та демпфування елементів приводу [13, 14]. Останнім часом досліджувався також вплив жорсткості фундаменту та опор валів [15], а також жорсткості зубців зубчастих передач на динамічні навантаження приводу [16, 17].



Рис. 1. Характер руйнування вала підвінцевої шестерні кульового вуглерозмелювального млина Ш-12 [18]

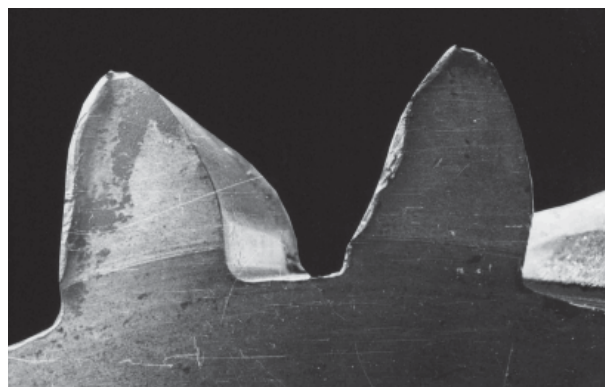


Рис. 2. Зношені профілі зубців підвінцевої шестерні обертової цементної печі [10]

У відомих роботах не розглянуто динаміку зупинки процесу вільного вибігу млина, подекуди вказано, що це не являє практичного інтересу, проте поломка вала підвінцевої шестерні у вуглерозмелювальних млинах (рис. 1) відбувається якраз під час зупинки [18]. Крім цього, специфікою умов роботи барабаних млинів є запиленість, що викликає абразивне зношування зубців відкритої передачі та виникнення значних зазорів у зачепленні (рис. 2) [10, 11, 18]. Представлені у відомих роботах динамічні моделі приводів млинів крім іншого, не враховують цю практичну особливість, що стало одним з мотивів виконання даної роботи.

Динамічна система, яку утворюють головні елементи приводу під час вільного вибігу є еквівалентною фізичному маятнику з періодичними зупинками барабану в крайніх положеннях із наступними розгонами за рахунок накопиченої потенційної енергії заповнення барабану. В такій системі виникають інтенсивні коливання, що обумовлює знакозмінний цикл зміни напружень у валу підвінцевої шестерні. Це і призводить до показаної на рис. 1 поломки під час зупинки млина. Інший фактор, що потребує урахування, накладають умови роботи відкритої зубчастої передачі барабана за наявності інтенсивного абразивного зношування робочих поверхонь зубців. В такому випадку необхідно враховувати наявність зазорів в зачепленні при дослідженні навантаження вала під вінцевої шестерні. Вивчення зміни пружного моменту у валу підвінцевої шестерні та розроблення заходів щодо його зменшення потребує складання динамічної моделі, яку часто в такому випадку беруть двомасовою, не враховуючи описані практичні особливості функціонування приводу в реальних млинах.

Мета та завдання роботи

Метою роботи є розроблення динамічної моделі приводу барабанного млина при його вільному вибігу за відключеного двигуна і встановлення раціональних заходів для підвищення безвідмовності вала підвінцевої шестерні.

Задачі роботи:

- розробити дво- та тримасову динамічні моделі приводу барабанного млина під час його зупинки, в тримасовій моделі урахувати зазори в зачепленні та жорсткість зубців відкритої зубчастої передачі;
- записати та розв'язати рівняння руху мас моделі відносно найслабшої ланки – вала підвінцевої шестерні;
- порівняти результати розрахунків та зробити висновок про доцільність використання розроблених моделей;
- намітити раціональні заходи щодо підвищення безвідмовності вала підвінцевої шестерні.

Методологія

Аналіз динаміки виконуватимемо на прикладі приводу вуглерозмелювального млина Ш-16 (ШБМ 287/470) продуктивністю 16 т/год, схема якого показана на рис. 3. Привід містить електродвигун 1 потужністю 500 кВт (740 об/хв), що через пружну втулково-пальцеву муфту (МПВП) 2 приєднано до одноступінчастого редуктора 3

із передавальним числом $u_{ред} = 5,077$, тихохідний вал якого через зубчасту муфту (МЗ) 4 сполучено з валом 5 підвінцевої шестерні 6, яка введена в зачеплення з вінцевим колесом 7 барабана 8 (номінальна частота обертання $n_6 = 19,22$ об/хв), утворюючи відкриту зубчасту передачу з передавальним числом $u_{взн} = 7,58$ ($m = 20$ мм, $z_1/z_2 = 29/220$, $b_1/b_2 = 440/430$ мм/мм). Барабан масою $M_6 = 41$ т заповнено кулями масою $M_k = 35$ т та завантажено розмелюваним паливом (антрацитом) масою $M_n = 2$ т.

Розрахунки за відомими методиками [19 – 21] дали можливість визначити момент інерції барабану та кульового навантаження, моменти від ваги завантаження та тертя в опорах і передачах, крутильні піддатливості e валів, муфт та передач, виконати зведення мас і піддатливостей до вала підвінцевої шестерні.

При складанні рівнянь руху використані методи теоретичної механіки та динаміки обертального руху, зокрема метод рівноваги. Для вирішення системи нелінійних рівнянь динаміки користувались чисельним методом Рунге-Кутти-Фельберга (RK45), реалізованим застосуванням програмного комплексу Mathematica.

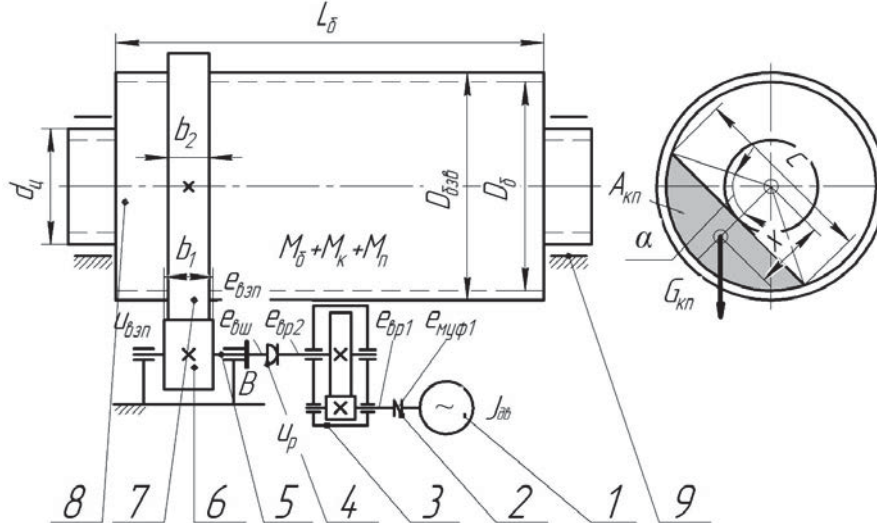


Рис. 3. Кінематична схема приводу кульового барабанного вуглерозмелювального млина

Викладення основного матеріалу дослідження

Розроблена двомасова крутильна динамічна модель показана на рис. 4, де ланкою зведення є вал під вінцевою шестерні. Основні припущення, використані при розробленні цієї моделі наступні:

- фундамент млина абсолютно жорсткий;
- процес подрібнення матеріалу припиняється одразу після відключення двигуна;
- зазори в зачепленні відкритої зубчастої передачі відсутні, а зубці абсолютно жорсткі;
- втрати на тертя не залежать від швидкості та напрямку руху;
- демпфування муфт та стиків не враховується;
- жорсткість пружних ланок лінійна.

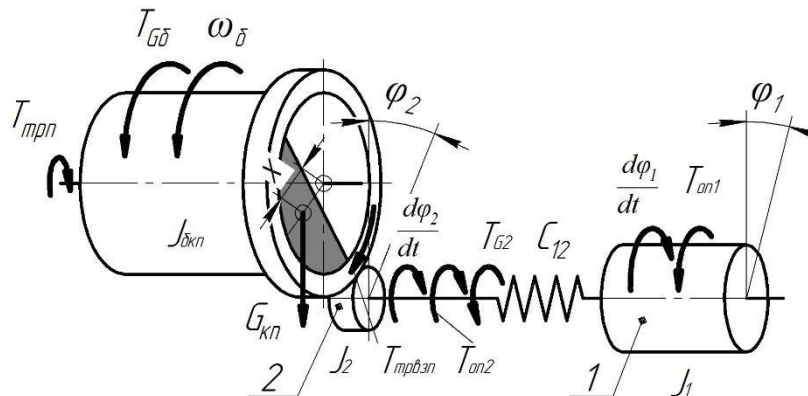


Рис. 4. Двомасова модель приводу барабанного млина

Для такої системи справедливі наступні рівняння руху:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} = C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) - T_{on1}; \\ J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = -T_{G2} - C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) - T_{on2}; \\ T_{G2} = 38,56 \sin \frac{\varphi_2}{u_{взм}}; \\ T_{on1} = C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1)(1 - \eta_{рм}), \\ T_{on2} = T_{тпрп} + T_{трезп} = \\ = T_{тпрп} + C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1)(1 - \eta_{взм}), \end{cases} \quad (1)$$

де φ_1 та φ_2 – кутові координати обертових мас;

$J_1 = 1,40 \text{ т} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора електродвигуна, муфт (МПВП та МЗ) та обертових деталей редуктора, зведений до вала підвінцевої шестерні;

$J_2 = 3,00 \text{ т} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції барабана із заповненням, зведений до вала підвінцевої шестерні;

T_{G2} – обертальний момент від завантаження барабана;

T_{on1} та T_{on2} – момент опору, прикладені до відповідних мас;

$T_{тпрп} = 1,0 \text{ кН} \cdot \text{м}$ – момент тертя в підшипниках барабана, зведений до вала підвінцевої шестерні;

$T_{трезп}$ – момент тертя в зачепленні відкритої зубчастої передачі, зведений до вала підвінцевої шестерні;

$T_{тпрред}$ – момент опору в зачепленні та опорах редуктора і муфті МПВП, зведений до вала підвінцевої шестерні;

$\eta_{взм} = 0,94$ – ККД відкритої зубчастої передачі;

$\eta_{рм} = 0,96$ – ККД редуктора та муфт;

$C_{12} = 3525 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}$ – крутильна жорсткість пружних ланок, зведена до вала підвінцевої шестерні.

Початкові умови: одразу після відключення двигуна ($t = 0$) – кутова швидкість вала підвінцевої шестерні

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{\pi n_{дв}}{30 u_p} = \frac{3,14 \times 740}{30 \times 5,077} = 15,26 \text{ рад/с},$$

кутова координата вантажу у барабані $\frac{\varphi_2}{u_{зм}} = \frac{\varphi_2}{7,58} = \frac{\pi}{4} \text{ рад}$, а кут закручування пружної ланки $\varphi_2 - \varphi_1 = 0,00793 \text{ рад}$, що відповідає номінальному моменту на валу підвінцевої шестерні $27,95 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Розв’язання наведеної системи (1), відносно кутової швидкості $\frac{d\varphi_2}{dt} = f(t)$ та пружного моменту $T = C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) = f(t)$ у валу підвінцевої шестерні, виконане засобами програмного комплексу, дало можливість побудувати графіки, показані на рис. 5 та рис. 6.

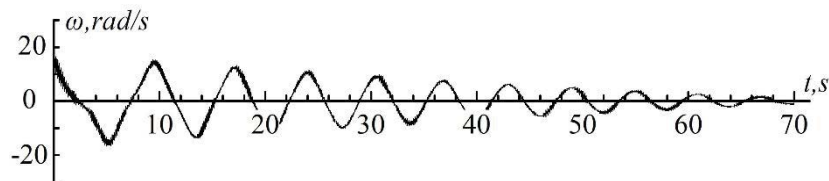


Рис. 5. Графік зміни кутової швидкості вала підвінцевої шестерні ω в часі t

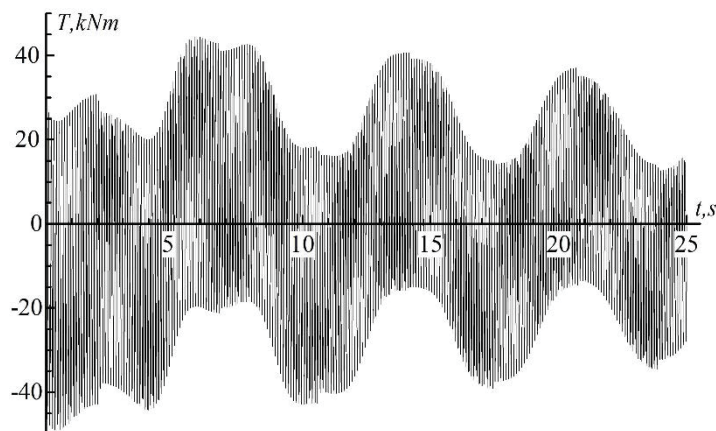


Рис. 6. Графік зміни пружного моменту T у валу підвінцевої шестерні в часі t для двомасової моделі приводу барабанного млина

Графіки демонструють, що зупинка приводу відбувається понад 70 секунд, а у валу підвінцевої шестерні розвиваються інтенсивні крутильні коливання. Крутний момент T у валу (відповідно і напруження згину та кручення) має знакозмінний асиметричний характер (коефіцієнт асиметрії близько $R \approx 2$), а його величина сягає 44 кН·м, що відповідає коефіцієнту динамічності $K_d \approx 1,58$. Перевантаження в такому випадку порівняно з пуском невелике, але якраз характер зміни напружень викликає втомне руйнування вала.

Абразивне зношування профілів зубців відкритої передачі (рис. 2) призводить до появи значного бічного зазора Δ в зачепленні (рис. 7, а). Знакозмінне вибирання цього зазора при зупинці млина викликає появу додаткових динамічних навантажень, оскільки в межах зазорів кожна маса може рухатись без опору, збільшуючи свою енергію. З метою оцінки впливу бічного зазора була складена тримасова крутильна модель (рис. 6, б), де маса 1 – барабан, маса 2 – підвінцева шестерня, маса 3 – ротор двигуна. Крутильна жорсткість зачеплення відкритої зубчастої передачі C_{23} обчислена за рахунок відомої питомої лінійної жорсткості зубців $c_{взпл} = 1 \times 10^4$ Н/мм² [17] та геометричних параметрів відкритої зубчастої передачі [18].

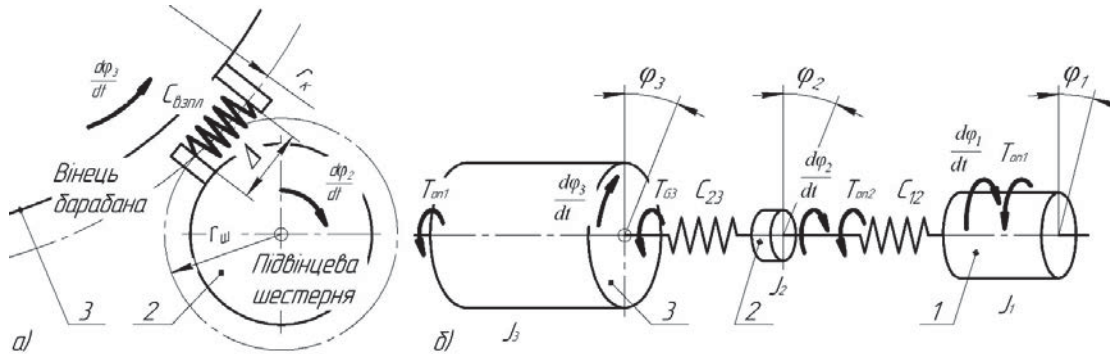


Рис. 7. Схема до визначення жорсткості зачеплення (а) та тримасова модель приводу барабанного млина (б)

Рівняння руху мас тримасової моделі за рис. 6, б зведені в систему (2).

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) - T_{on1}; \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = C_{23} (\varphi_3 - \varphi_2) - C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) - T_{on2}; \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = -T_{G3} - C_{23} (\varphi_3 - \varphi_2) - T_{on3}; \\ C_{23} = 0, \text{ if } |0,5d_w (\varphi_3 - \varphi_2)| \leq \Delta; \\ C_{23} = C_{23}, \text{ if } |0,5d_w (\varphi_3 - \varphi_2)| > \Delta; \\ T_{on1} = C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) (1 - \eta_{пв}); \\ T_{on2} = T_{тпрт} = C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) (1 - \eta_{взн}); \\ T_{on3} = T_{тпрт}, \end{cases} \quad (2)$$

де φ_1, φ_2 та φ_3 – кутові координати обертових мас;

$J_2 = 0,05 \text{ т} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції підвінцевої шестерні;

$J_3 = 2,95 \text{ т} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції барабана із заповненням, зведений до вала підвінцевої шестерні;

T_{G3} – обертальний момент від завантаження барабана (рівний T_{G2} у (1));

T_{on1}, T_{on2} та T_{on3} – момент опору, прикладені до мас;

$T_{тпрт} = 1,00 \text{ кН} \cdot \text{м}$ – момент тертя в підшипниках барабана, зведений до вала підвінцевої шестерні;

$C_{23} = 252300 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}$ – крутильна жорсткість зачеплення відкритої зубчастої передачі.

Початкові умови: одразу після відключення двигуна ($t = 0$) – кутова швидкість вала підвінцевої шестерні

$\frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{d\varphi_3}{dt} = 15,26 \text{ рад/с}$, кутова координата вантажу у барабані $\frac{\varphi_2}{u_{мн}} = \frac{\varphi_2}{7,58} = \frac{\pi}{4} \text{ рад}$, а кути закручування пружних ланок $\varphi_2 - \varphi_1 = 0,007930 \text{ рад}$, $\varphi_3 - \varphi_2 = 0,000104 \text{ рад}$.

Розв’язання системи (2), відносно пружного моменту $T = C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) = f(t)$ у валу підвінцевої шестерні у вигляді графіка показано на рис. 8. З цього графіка видно, що наявність зазора ($\Delta = 4 \text{ мм}$) в зачепленні суттєво збільшує динамічні навантаження (коефіцієнт динамічності $K_d \approx 1,85$) та коефіцієнт асиметрії (збільшується місцями до $R \approx 3 \dots 4$).

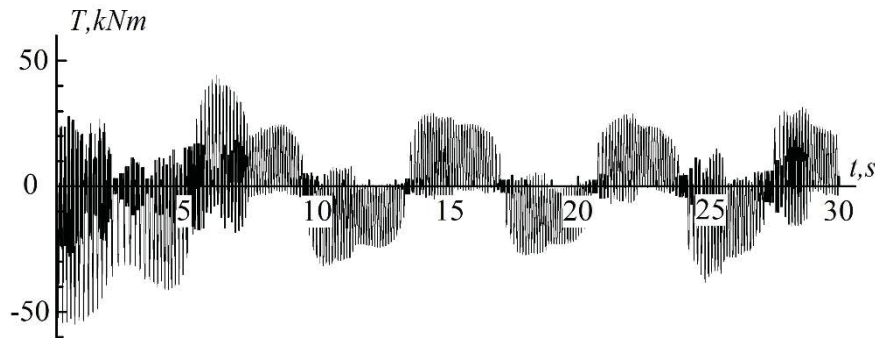


Рис. 8. Графік зміни пружного моменту T у валу підвінцевої шестерні в часі t для тримасової моделі за наявності бічного зазору в зачепленні відкритої передачі

Розрахунки парціальних кругових частот елементарних двомасових систем (3), власних кругових частот тримасової системи (4), коефіцієнта інерційного зв'язку (5) та коефіцієнта зв'язаності між парціальними системами (6) [21]: $\omega_{12} = 270,22$ рад/с, $\omega_{23} = 2265,29$ рад/с, $\beta_1 = 2280,55$ рад/с, $\beta_2 = 60,36$ рад/с, $\gamma = 0,974$, $\sigma = 0,236$, дають можливість стверджувати, що умова $\sigma \ll 1$ тут не виконується. Це свідчить про високу зв'язаність парціальних систем і підтверджує неможливість в даному випадку зведення до двомасової моделі. Таким чином, отримані результати свідчать на користь застосування тримасової моделі, оскільки вона дозволяє отримати більш точні результати.

$$\omega_{12} = \sqrt{C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}},$$

$$\omega_{23} = \sqrt{C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3}}. \quad (3)$$

$$\beta_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\omega_{12}^2 + \omega_{23}^2 \pm \sqrt{(\omega_{12}^2 - \omega_{23}^2)^2 + 4\omega_{12}^2 \omega_{23}^2 \gamma^2} \right]}. \quad (4)$$

$$\gamma = \sqrt{\frac{J_1 J_3}{(J_1 + J_2)(J_2 + J_3)}}. \quad (5)$$

$$\sigma = 2\gamma \sqrt{\frac{\omega_{12} \omega_{23}}{|\omega_{12}^2 - \omega_{23}^2|}}. \quad (6)$$

Захист вала підвінцевої шестерні в роботі [18] запропоновано виконувати за рахунок вбудови у привід муфти вільного ходу. При великих навантаженнях це може бути реалізовано застосуванням кулькових муфт зачеплення високої навантажувальної здатності, розроблених авторами [22], але таке рішення забере лише половину циклів навантаження вала при зупинці млина. Тому, базуючись на виконаних в даній роботі дослідженнях, є потреба у розробленні заходів, що забезпечили б повніше розвантаження вала підвінцевої шестерні під час зупинки млина, чи за рахунок зниження, чи-то повного усунення динамічних навантажень. Цього можливо досягнути встановленням керованої чи самокерованої муфти, що забезпечуватиме від'єднання маси J_1 від маси J_2 після відмикання електродвигуна і переходу приводу млина у режим вибігу. Керування муфтою може бути пов'язано з живленням двигуна, але більш раціональним є застосування самокерованої муфти, що реагуватиме на власне момент двигуна. Таку муфту доцільно встановлювати між підвінцевою шестернею і редуктором, чи-то між редуктором та електродвигуном. Перший варіант є кращим, оскільки виводить з кінематичного ланцюга не тільки ротор двигуна, а і редуктор, але складнішим конструктивно і вимагає додаткових досліджень.

Висновки

1. В статті розглянуто особливості динаміки приводу кульового барабанного вуглерозмелювального млина під час вільного вибігу при відключеному двигуні. Проаналізовано динамічні навантаження найслабшої ланки – вала підвінцевої шестерні, що має практичне значення для подальшого обґрунтування заходів із підвищення його безвідмовності.

2. Розроблені дво- та тримасова крутильні моделі приводу барабанного млина, що враховують жорсткості валів, муфт, передач та бічний зазор в зачепленні відкритої зубчастій передачі млина.

3. Розв'язання систем рівнянь динаміки приводу дозволило встановити, що за використання двомасової моделі коефіцієнт динамічності для вала підвінцевої шестерні сягає $K_d \approx 1,58$, цикл зміни крутного моменту асиметричний знакозмінний з коефіцієнтом асиметрії $R \approx 2$. Урахування впливу бічного зазора у зубчастому зачепленні відкритої передачі і застосування тримасової моделі показало, що в цьому випадку (за величини бічного зазора $\Delta = 4$ мм),

коефіцієнт динамічності збільшується до $K_D \approx 1,85$, а асиметрії циклу до $R \approx 3...4$. Отримані результати динамічного аналізу та обчислений коефіцієнт зв'язаності елементарних двомасових парціальних систем підтверджує доцільність представлення у наступних дослідженнях динамічної схеми приводу млина як тримасової системи.

4. З метою підвищення довговічності вала підвінцевої шестерні раціонально одночасно з відключенням живлення двигуна від'єднувати його ротор від решти приводу, що можна забезпечити застосуванням керованих чи самокерованих муфт.

Напрямки подальших досліджень

– вивчення впливу величини бічного зазора відкритої зубчастої передачі на динамічні навантаження приводу при вибігу та пуску приводу млина;

– розроблення та дослідження самокерованих муфт для захисту приводу млина від перевантажень під час вибігу;

– дослідження динаміки приводу млина із захисними самокерованими муфтами та встановлення раціонального місця розміщення захисної муфти у приводі.

Список використаної літератури

1. Wu D., Chen W., Yan H. та ін. Identifying grinding mill dynamics using acoustic beamforming and numerical modelling // Powder Technology. 2020. DOI: 10.1016/j.powtec.2020.05.092.

2. Сокур М., Аргат Р., Білецький В., Божик Д. Дослідження параметрів надійності млинів самоподрібнення руд в умовах Криворізького басейну // Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. 2022. Вип. 2(133). С. 108–115. DOI: 10.32782/1995-0519.2022.2.14.

3. Сокур М. І., Білецький В. С. Барабанні млини самоподрібнення : монографія. Київ : ФОП Халіков Р. Х., 2022. 225 с.

4. Silva M., Casali A. Modelling SAG milling power and specific energy consumption including the feed percentage of intermediate size particles // Minerals Engineering. 2015. Vol. 70. P. 156–161. DOI: 10.1016/j.mineng.2014.09.013.

5. Naumenko Y., Deineka K. Building a model of the impact grinding mechanism in a tumbling mill based on data visualization // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2023. Vol. 3, № 7(123). P. 65–73. DOI: 10.15587/1729-4061.2023.283073.

6. Morrison A. J., Govender I., Mainza A. N., Parker D. J. The shape and behaviour of a granular bed in a rotating drum using Eulerian flow fields obtained from PEPT // Chemical Engineering Science. 2016. Vol. 152. P. 186–198. DOI: 10.1016/j.ces.2016.06.022.

7. de Klerk D. N., Govender I., Mainza A. N. Geometric features of tumbling mill flows: A positron emission particle tracking investigation // Chemical Engineering Science. 2019. Vol. 206. P. 41–49. DOI: 10.1016/j.ces.2019.05.020.

8. Naumenko Y., Deineka K., Zabchuk S. Building a model of the abrasion grinding mechanism in a tumbling mill based on data visualization // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2024. Vol. 2, № 1(128). P. 21–33. DOI: 10.15587/1729-4061.2024.301653.

9. Sokur M., Biletskyi V., Fyk M., Fyk O., Zaslavskiy I. The study of the lining layer abrading wear in the semi-autogenous grinding mill // The International Conference on Sustainable Futures: Environmental, Technological, Social and Economic Matters (ICSF 2020). 2020. Article Number 03008. 7 p. DOI: 10.1051/e3sconf/202016603008.

10. Кичма А. О., Данило Я. Я., Гнаткович С. А. Визначення кінематичних характеристик відкритих зубчастих передач із зношенням профілем зубців // Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Серія: Динаміка, міцність та проектування машин та приладів. 2008. № 614. С. 88 – 93.

11. Кичма А. О., Новицький Ю. Я., Предко Р. Я. Проблеми приводних механізмів технологічних ділянок випалу і помелу при виробництві цементу // Вісник Національного технічного університету «ХП». Серія: Машинознавство та САПР. 2021. № 2. С. 44–50. DOI: 10.20998/2079-0775.2021.2.07.

12. Виноградов Б. В. Статика і динаміка барабанних млинів. Дніпропетровськ : УДХТУ, 2016. 202 с.

13. Vynohradov B. V., Fedin D. O., Ved V. V. Impact of flexibility of support on gear mesh dynamics // Scientific Bulletin of the National Mining University. 2019. № 4. P. 37–41. DOI: 10.29202/nvngu/2019-4/6.

14. Виноградов Б. В., Федін Д. А. Жорсткість відкритих зубчастих передач барабанних млинів // Науковий вісник НГУ. 2016. № 2. С. 24–30.

15. Fedin D. O., Vinogradov B. V. Mechanical system dynamics of tumbling mill drives under steady state operation // Scientific Journal of Silesian University of Technology. 2018. Vol. 99. P. 43–52. DOI: 10.20858/sjsutst.2018.99.4.

16. Васильєва О. Е. Динамічні навантаження зубчастих передач приводів пожежного устаткування // Пожежна безпека. 2004. № 4. С. 102–108.

17. Гутьєра С. С., Бережной В. А. Определение балансовых показателей жесткости зубчатых передач // Вісник Академії митної служби України. Серія: Технічні науки. 2012. № 1. С. 132–137.

18. Малащенко В. О., Куновський Г. П. Навантажувальна здатність приводів великомасових систем : монографія. Львів : Новий Світ – 2000, 2022. 150 с.

19. Крюков Д. К. Усовершенствование размольного оборудования горнообогатительных предприятий. Москва: Недра, 1966. 184 с.
20. Летин Л. А., Роддатис К. Ф. Среднеходные и тихоходные мельницы. Москва: Энергоиздат, 1981. 259 с.
21. Адамия Р. Ш. Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов. Москва: Металлургия, 1978. 232 с.
22. Protsenko V., Malashchenko V., Klysz S., Avramenko O. Safety-overrunning clutch elastic torque operation characteristic study // Diagnostyka. 2023. Vol. 24, № 4. P. 1–7. DOI: 10.29354/diag/175721.

References

1. Wu, D., Chen, W., Yan, H., et al. (2019). Identifying grinding mill dynamics using acoustic beamforming and numerical modelling. *Powder Technology*. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2020.05.092>
2. Sokur, M., Arhat, R., Biletskyi, V., & Bozhyk, D. (2022). Investigation of reliability parameters of ore self-grinding mills under conditions of the Kryvyi Rih basin. *Visnyk of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University*, 2(133), 108–115. <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2022.2.14>
3. Sokur, M. I., & Biletskyi, V. S. (2022). Semi-autogenous tumbling mills. *FOP Khalikov R. Kh.*
4. Silva, M., & Casali, A. (2015). Modelling SAG milling power and specific energy consumption including the feed percentage of intermediate size particles. *Minerals Engineering*, 70, 156–161. <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2014.09.013>
5. Naumenko, Y., & Deineka, K. (2023). Building a model of the impact grinding mechanism in a tumbling mill based on data visualization. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(7(123)), 65–73. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.283073>
6. Morrison, A. J., Govender, I., Mainza, A. N., & Parker, D. J. (2016). The shape and behaviour of a granular bed in a rotating drum using Eulerian flow fields obtained from PEPT. *Chemical Engineering Science*, 152, 186–198. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2016.06.022>
7. de Klerk, D. N., Govender, I., & Mainza, A. N. (2019). Geometric features of tumbling mill flows: A positron emission particle tracking investigation. *Chemical Engineering Science*, 206, 41–49. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2019.05.020>
8. Naumenko, Y., Deineka, K., & Zabchuk, S. (2024). Building a model of the abrasion grinding mechanism in a tumbling mill based on data visualization. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2(1(128)), 21–33. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.301653>
9. Sokur, M., Biletskyi, V., Fyk, M., Fyk, O., & Zaselskiy, I. (2020). The study of the lining layer abrading wear in the semi-autogenous grinding mill. In *The International Conference on Sustainable Futures: Environmental, Technological, Social and Economic Matters (ICSF 2020) (Article 03008)*. E3S Web of Conferences. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016603008>
10. Kychma, A. O., Danylo, Ya. Ya., & Hnatkovych, S. A. (2008). Determination of kinematic characteristics of open gear drives with worn tooth profiles. *Bulletin of Lviv Polytechnic National University. Series: Dynamics, Strength and Design of Machines and Instruments*, 614, 88–93.
11. Kychma, A. O., Novitskyi, Yu. Ya., & Predko, R. Ya. (2021). Problems of drive mechanisms of technological sections for firing and grinding in cement production. *Bulletin of the National Technical University “KhPI”. Series: Mechanical Engineering and CAD*, 2, 44–50. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2021.2.07>
12. Vynohradov, B. V. (2016). Statics and dynamics of tumbling mills. *UDKhTU*.
13. Vynohradov, B. V., Fedin, D. O., & Ved, V. V. (2019). Impact of flexibility of support on gear mesh dynamics. *Scientific Bulletin of the National Mining University*, 4, 37–41. <https://doi.org/10.29202/nvngu/2019-4/6>
14. Vynohradov, B. V., & Fedin, D. A. (2016). Stiffness of open gear drives of tumbling mills. *Scientific Bulletin of NMU*, 2, 24–30.
15. Fedin, D. O., & Vinogradov, B. V. (2018). Mechanical system dynamics of tumbling mill drives under steady state operation. *Scientific Journal of Silesian University of Technology*, 99, 43–52. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2018.99.4>
16. Vasylieva, O. E. (2004). Dynamic loads of gear transmissions of fire-fighting equipment drives. *Fire Safety*, 4, 102–108.
17. Hutyria, S. S., & Berezhnoi, V. A. (2012). Determination of balance stiffness indicators of gear transmissions. *Bulletin of the Academy of Customs Service of Ukraine. Series: Technical Sciences*, 1, 132–137.
18. Malashchenko, V. O., & Kunovskyi, H. P. (2022). Load-carrying capacity of drives of large-mass systems. *Novyi Svit – 2000*.
19. Kryukov, D. K. (1966). Improvement of grinding equipment of mining and processing enterprises. *Nedra*.
20. Letin, L. A., & Roddatis, K. F. (1981). Medium-speed and low-speed mills. *Energoizdat*.
21. Adamiya, R. Sh. (1978). Optimization of dynamic loads of rolling mills. *Metallurgiya*.
22. Protsenko, V., Malashchenko, V., Klysz, S., & Avramenko, O. (2023). Safety-overrunning clutch elastic torque operation characteristic study. *Diagnostyka*, 24(4), 1–7. <https://doi.org/10.29354/diag/175721>

Дата першого надходження статті до видання: 20.04.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 11.05.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 26.05.2026