

УДК 621.01

Лисюк¹ Д.С., Талімонова¹ О.Ю., Трубачев² С.І. к.т.н., доц.

1–Інститут механіки ім. С. П. Тимошенка НАН України, м. Київ, Україна

2–НТТУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

ПРО УДАРНЕ ЗБУРЕННЯ КОЛИВАЛЬНИХ ПРОЦЕСІВ У ВАЖКИХ МАШИНАХ

Lisyuk¹ D., Talimonova¹ O., Trubachov² S.

1- Institute of Mechanics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine;

2- National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine (mmi@kpi.ua)

ON SHOCK EXCITATION OF SHAKE PROCESSES IN HEAVY MACHINES

Представлена математична модель, яка описує динамічні процеси в механізмах важких машин, збуджених співударними суміжних ланок у зв'язку з наявністю зазорів та інших елементів з зоною нечутливості або негладкості кінематичних передаточних функцій механічних ланцюгів. Модель побудована з урахуванням змінної структури системи, в залежності від накладених обмежень геометричного або силового характеру. Співудар розглядається як пружний в зоні контакту взаємодіючих тіл, величина реакції знаходиться у відповідності з законом Герца в функції зближення тіл. Враховується характеристика електродвигуна згідно формули Кюсса. З метою покращення числового інтегрування системи диференціальних рівнянь з розривною правою частиною використовується процедура «згладжування». За отриманими результатами розв'язку представлені графіки кінематичних та динамічних змінних у процесі руху. Відзначається висока інтенсивність динамічної навантаженості в зв'язку з розривами геометричних та фрикційних в'язів. Для розрахунку знайдено реальні параметри конкретного стану гарячої прокатки, які дозволяють оцінити його реальну навантаженість. Отримані результати можуть бути використані при розрахунку на надійність та довговічність, а також точність руху розглянутих механізмів стану.

Ключові слова: пружно-інерційна система, рівняння руху, зіткнення ланок, кінематика, динамічна навантаженість.

1. Вступ

Для машин металургійного, гірського виробництва, крупних сільськогосподарських комбайнів, транспортних багатоопорних комплексів на колісному і гусеничному ході (і багато інших) характерна висока інтенсивність динамічних процесів. Надійність і довговічність таких машин тісно пов'язані з кінематикою руху і, в першу чергу, із зусиллями, що діють на ланки і елементи рухомих з'єднань.

У більшості таких машин діють значні інерційні зусилля, які за наявності в кінематичних ланцюгах зазорів і інших елементів із зоною нечутливості або негладкості передавальних функцій можуть приводити до зіткнень і багатократних змін структури динамічної системи.

Як правило, динамічні зусилля, що виникають при цьому, багато разів перевищують статичні. Тому розрахунок динамічної навантаженості унікальних важких машин слід проводити на стадії проектування або модернізації, оскільки їх удосконалення в процесі експлуатації практично неможливе. Відповідно набувають важливого значення математичні моделі динамічних систем машин, які в належній мірі повинні відображати основні механічні властивості, але при цьому не допускати надмірної деталізації, що приводить до спотворення процесів. У справжній статті розглядається зіткнення ланок, що знаходяться в складному відносному русі, і геометрією зони зіткнення, що змінюється. Як об'єкт дослідження розглянуто ударну взаємодію заготовки з рольгангом стану гарячого плющення і подальші вимушені коливання кінематичного ланцюга приводу рольганга.

2. Постановка задачі

Показники кінематики і динаміки реальних машин унаслідок неминучих відхилень розмірів і форми робочих поверхонь ланок, наявності пружності нерідко істотно відрізняється від ідеальних аналогів. При цьому значну роль грають зазори в кінематичних парах, елементи змінної структури, змінні кінематичні передавальні функції, внутрішні збудники коливальних процесів. Ці чинники часто викликають зіткнення в динамічній системі, що істотно впливають на надійність машин.

Як правило, порушені в системі удари оцінюються імпульсами сил при порівняно простих схемах зіткнення тіл [1]. У даній статті досліджуються динамічні процеси в механічній системі, ланки якої в момент співудару беруть участь в складному відносному русі. Ударна взаємодія приймається згідно закону Герца. Враховуються змінна зона деформації і направлені по дотичній сили тертя в процесі зіткнення.

При розробці моделі використані матеріали, викладені в [2 – 10]. Розрахункова схема системи зображена на рис. 1, на якій позначено: 1 – заготівка, 2 – перший ролик рольганга, 3 – двигун приводу ролика 2, 4 – підвіска ролика 2, що складається з кількох послідовно сполучених пружних гумових пластин, 5 – ділянка валу з двома зубчатыми муфтами, що забезпечують статичну визначеність при русі ролика 2 уздовж осі Oy .

3. Математична модель

Рух заготівки приймаємо поступальним і прямолінійним, ролика 2 – плоско-паралельним (вертикальним переміщенням геометричної осі ролика уздовж осі координат Oy і обертанням щодо поперечної осі симетрії, що проходить через точку O'_2). У моделі враховані пружно-дисипативна крутильна деформація валу 32 і лінійна – підвіски ролика вздовж осі Oy . Відлік вертикального переміщення осі ролика проводиться від положення статичної рівноваги.

Система на рис. 1 має 4 ступені вільності що характеризуються наступними узагальненими координатами: x_1 – переміщення заготівки, φ_2 – кут повороту ролика 2 щодо поперечної горизонтальної осі, y_2 – вертикальне переміщення осі O'_2 ролика 2, φ_3 – кут повороту ротора двигуна 3. З огляду на те, що система є голономною (всі в'язі геометричні, тобто їх рівняння залежать тільки від координат), диференціальних рівнянь руху теж буде чотири, а саме:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= -N_{21} \sin \beta + F_{21} \cos \beta - F_A - N_x, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= -F_{21} r_2 + H_{32} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + c_{32} (\varphi_3 - \varphi_2) + M_{12} + M_2, \\ m_2 \ddot{y}_2 &= -N_{21} \cos \beta - F_{21} \sin \beta - H_2 \dot{y}_2 - c_2 y_2 - F_O \text{sign } \dot{y}_2, \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 &= -H_{32} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) - c_{32} (\varphi_3 - \varphi_2) + M_3. \end{aligned} \quad (1)$$

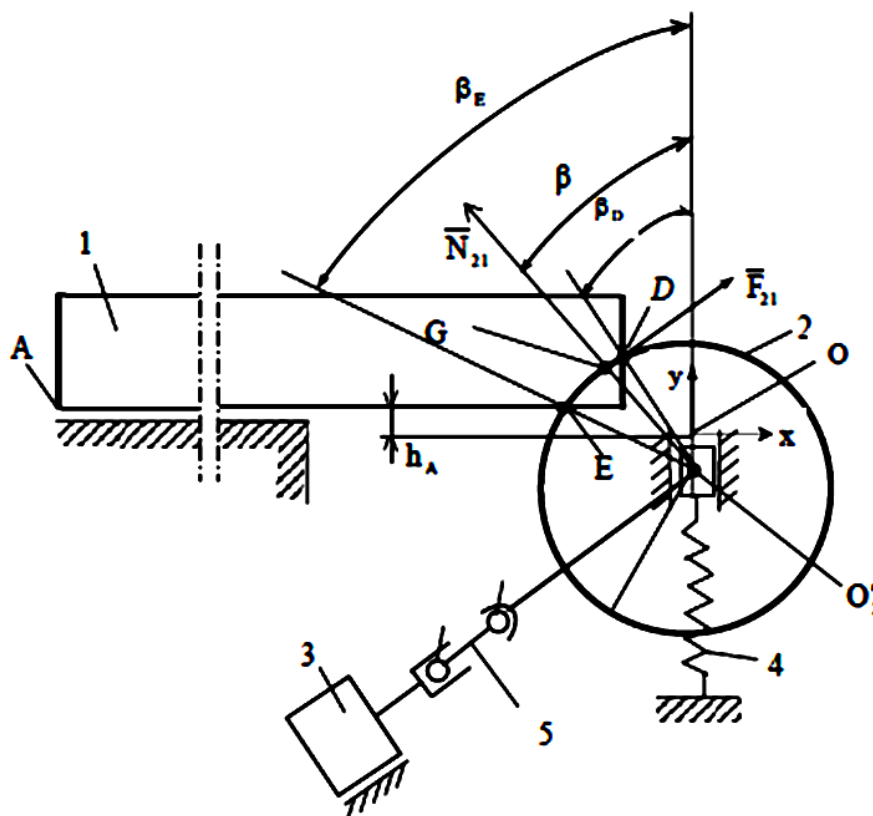


Рис. 1. Розрахункова схема

Поворот заготівки щодо горизонтальної поперечної осі не розглядається. У системі рівнянь (1) позначено: m_1 і m_2 – маси заготівки 1 і ролика 2; J_2 і J_3 – центральні моменти інерції ролика і ротора двигуна 3; N_{21} – нормальна сила дії ролика 2 на заготівку в зоні контакту (точка G); F_{21} – сила тертя в цій зоні; β – розрахунковий кут контакту ролика із заготівкою; F_A – горизонтальне зусилля опору руху, що діє на заготівку в точці A; N_x – горизонтальне зусилля, що діє на заготівку, обумовлене її деформацією в зоні контакту з роликом [8]; M_{12} – момент сил опору деформації заготівки, що діє на ролик; H_{32} і H_2 – коефіцієнти

дисипативних опорів при крученні валу 32 і деформації пакету гумових елементів 4; c_{32} і c_2 – жорсткості відмічених вище за вал і гумовий пакет; F_Q – сила тертя при вертикальному переміщенні опор ролика 2; r_2 – радіус зовнішньої поверхні ролика 2; M_2 – момент сил опору обертанню ролика 2 в підшипниках.

Електромагнітний момент, що розвивається асинхронним електродвигуном (ARC 355 MXB), приймаємо по формулі Клосса [9]

$$M_3 = \frac{2M_{\max}}{S/S_K + S_K/S}, \quad (2)$$

де $S = (\omega_0 - \omega_3)/\omega_0$ – ковзання ротора щодо магнітного поля статора двигуна, що обертається; ω_0 і $\omega_3 = \dot{\phi}_3$ – синхронна, тобто магнітного поля статора, і поточна (обертання ротора 3 двигуна) кутові швидкості; S і S_K – поточне і критичне ковзання; M_{\max} – максимальний електромагнітний момент, що діє на ротор двигуна (при $S = S_K$).

Інші залежності, що входять в (1):

направлене по нормалі до робочої поверхні ролика ударне зусилля $P = N_{21}$ між роликом і заготівкою, таке, що викликається односторонньою в'яззю, яка визначається згідно формули Герца [1, 2], тобто

$$P = \begin{cases} n\alpha^{3/2}, & \alpha \geq 0, \\ 0, & \alpha < 0, \end{cases} \quad (3)$$

α – зближення тіл співударяння (ролика і заготівки)

$$\alpha = \begin{cases} r_2 - \frac{h_A - y_2}{\cos\beta}, & r_2 - \frac{h_A - y_2}{\cos\beta} \geq 0, \\ 0, & r_2 - \frac{h_A - y_2}{\cos\beta} < 0; \end{cases} \quad (4)$$

сила тертя ковзання ролика, що обертається, щодо заготівки

$$F_{21} = N_{21} f_{21} \text{sign}\left(v_Q^T / r_2\right); \quad (5)$$

швидкість ковзання ролика щодо заготівки

$$v_Q^T = -\dot{x}_1 \cos\beta + \dot{y}_2 \sin\beta + \dot{\phi}_2 r_2, \quad (6)$$

коефіцієнт n у формулі Герца (3)

$$n = \frac{4}{3 \left[(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2 \right]} \sqrt{\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}, \quad (7)$$

де μ_i ($i = \overline{1,2}$) – коефіцієнт Пуасона для матеріалу заготівки і ролика, E_i – їх модулі пружності (беремо до уваги, що температура заготівки вища, ніж у ролика), R_i – радіуси кривизни тіл в точці контакту (для заготівки $R_1 = 0$, для ролика $R_2 = r_2$).

З огляду на те, що аналітичні залежності для N_{21} і F_{21} описуються розривними функціями P і $\text{sign}z$, при чисельному розв'язку використовуються їх «згладжені» аналоги, тобто

$$N_{21} = P \left(0,5 + \frac{1}{\pi} \arctg \frac{\alpha}{k_n} \right), \quad (8)$$

де k_n – мале число ($10^{-3}, 10^{-4}$) відповідної розмірності. Силою тертя за відсутності прослизання ролика щодо заготівки нехтуємо, тобто приймаємо $F_{21}(0) = 0$.

Розрахунковий кут β представлений у вигляді залежності

$$\beta = \frac{2}{3} \beta_D + \frac{1}{3} \beta_E, \quad \beta_D = \begin{cases} \arctg(-x_D/y_D), & x_D \leq 0, \\ 0, & x_D > 0. \end{cases} \quad (9)$$

$$\beta_E = \arctg(-x_E/y_E).$$

Координати точок D і E –

$$x_D = S_{B_0} + x_1, \quad y_D = \begin{cases} y_2 + \sqrt{r_2^2 - x_D^2}, & x_D \leq -S_{B_0}, \\ 0, & x_D > 0. \end{cases} \quad (10)$$

$$x_E = \begin{cases} -\sqrt{r_2^2 - (h_A - y_2)^2}, & \Delta + y_2 > 0, \\ 0, & \Delta + y_2 \leq 0, \end{cases} \quad y_E = h_A = r_2 - \Delta, \quad S_{B_0} = -\sqrt{r^2 - h_A^2} = -\sqrt{2\Delta r_2 - \Delta^2}.$$

При чисельному інтегруванні системи (1) були прийняті наступні параметри, відповідні товстолистовому стану гарячої прокатки:

$m_1 = 31,4 \cdot 10^3$ кг, $m_2 = 2800$ кг, $I_2 = 110$ кгм², $I_3 = 12,8$ кгм², $r_2 = 0,2$ м, $H_{32} = 40$ кгмс⁻¹, $c_{32} = 3,8 \cdot 10^3$ Нм, $H_2 = 0,9 \cdot 10^5$ кгс⁻¹, $c_2 = 0,88 \cdot 10^7$ Нм⁻¹, $F_A = 0$, $M_{\max} = 5300$ Нм, $M_2 = -103,4$ Нм, $S_k = 0,284$, $\omega_0 = 19$ с⁻¹, $\omega_k = 13,6$ с⁻¹, $f_{21} = 0,3$, $f_2 = 0,1$, $\psi = 0,4$, $\Delta = 0,02$ м, $E_1 = 1,7 \cdot 10^{11}$ Па, $E_2 = 2,2 \cdot 10^{11}$ Па.

Початкові умови системи (1): $x_1(0) = 0$, $\dot{x}_1(0) = 3,5i\ddot{n}^{-1}$, $\varphi_2(0) = 0$, $\dot{\varphi}_2(0) = 18,94$ с⁻¹, $y_2(0) = 0$, $\dot{y}_2(0) = 0$, $\varphi_3(0) = 0,0263$, $\dot{\varphi}_3(0) = 18,94$, $\dot{\varphi}_3(0) = 18,94$ с⁻¹.

4. Аналіз результатів чисельного дослідження

На рисунках 2 – 6 в графічному вигляді представлені характеристики процесів в системі (1). Має місце висока інтенсивність динамічних процесів. Зображений на рис. 2 графік нормальних сил зіткнення (N_{21})

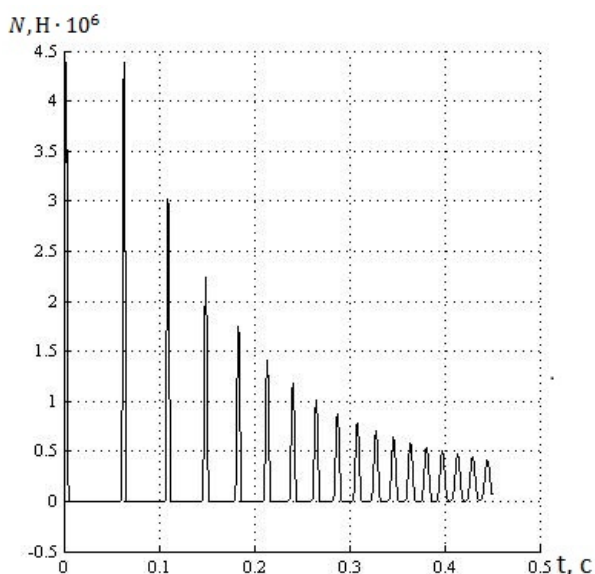


Рис. 2. Графік нормальних сил

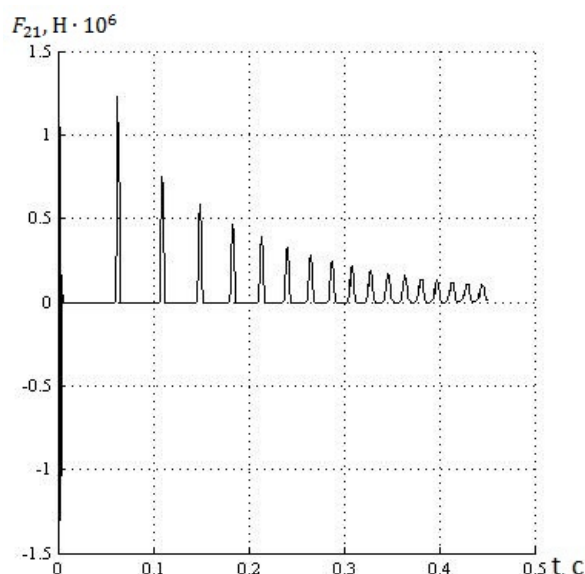


Рис. 3. Графік сил тертя між роликом і заготовкою

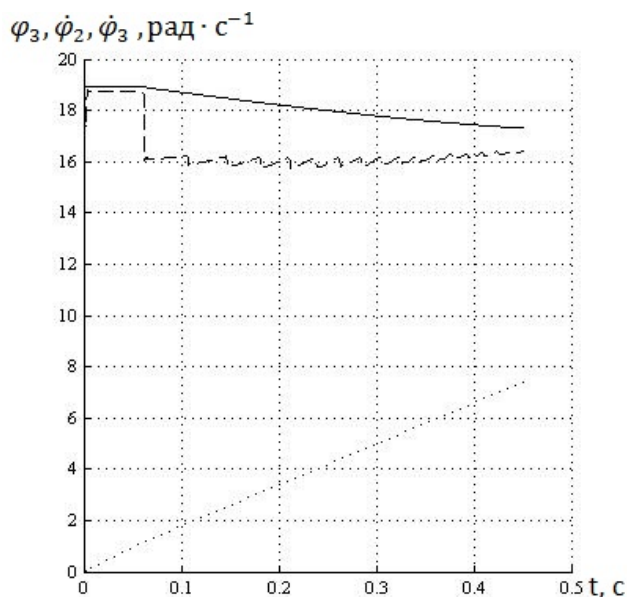


Рис. 4. Графіки швидкостей і кутів обертання ротора і ролика

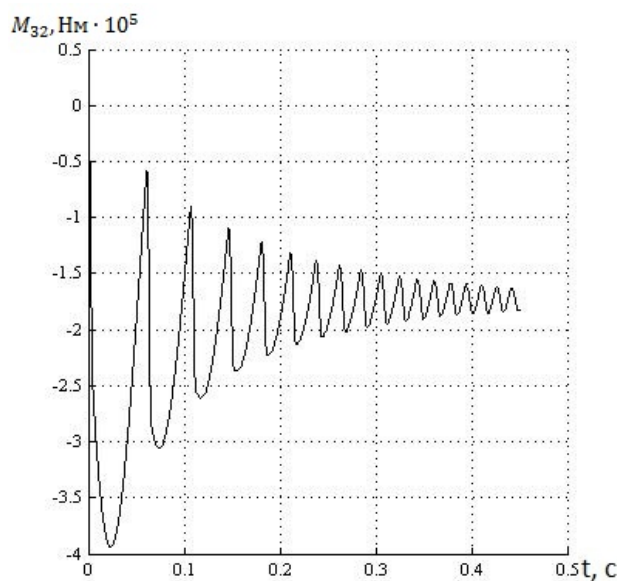


Рис. 5. Графік моменту сил пружності на валу привода ролика

носить розривний характер, оскільки вони формуються односторонніми в'язями. Інтервали часу між черговими зіткненнями зменшуються внаслідок зниження величини опускання (y_2) ролика при кожному подальшому зіткненні.

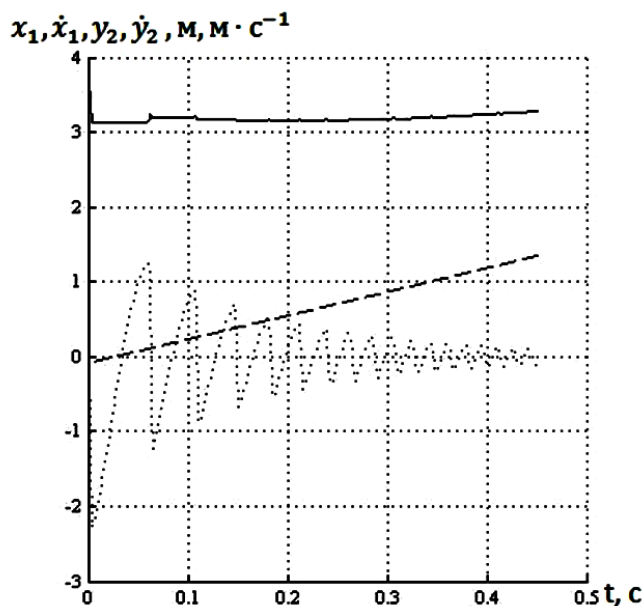


Рис. 6. Графіки швидкостей і переміщень заготовки і ролика

Відповідно виникають розривні сили тертя F_{21} (рис. 3) з тими ж інтервалами нульових значень, що і у N_{21} . При першому зіткненні сила тертя носить знакозмінний характер, який надалі переходить до знакопостійного. Зіткнення ролика, що повторюються, із заготовкою (рис. 2) зберігаються до 0,4с, після чого наступає безвідривний затухаючий коливальний процес з відносно невисоким розмахом і постійною частотою. Зміна куткових швидкостей ролика 2 (суцільна лінія), ротора двигуна 3 (пунктирна лінія) і кута повороту ротора (точкова лінія) при ударному збудженні ілюструється графіками на рис. 4. Відновлення початкових значень швидкостей практично відбувається при $t \gg 0,45c$. На рис. 5 представлений графік крутильного моменту M_{32} на валу приводу ролика. Післяударні значення цього моменту достатньо швидко затухають, локалізуючись до його статичного значення. З рис. 6 видно, що швидкість \dot{x}_1 руху заготовки (зображена суцільною лінією) різко знижується при першому зіткненні заготовки з роликом (за час 0,005с); подальші ударні імпульси роблять менший вплив на зміну цієї швидкості. Швидкість вертикальних коливань центру ролика (представлена точковою лінією) практично повністю затухає до $t = 0,45c$, переміщення x_1 заготовки зображене пунктиром. Екстремальні значення зусиль реакції $P_4 = -H_2\dot{y}_2 - c_2y_2 + m_2g$ пружного елемента 4 (рис. 1) і моменту M_{32} співпадають за часом з піковими значеннями імпульсів N_{21} (по рис.2). Максимум сил тертя між заготовкою та роликом у 12 разів перевищує величину в період стійкого руху. Зіткнення заготовки з подальшими роликами рольганга носить практично аналогічний характер, який розглянуто, тобто ці динамічні процеси можуть бути узяті за основу при розрахунку на надійність.

5. Висновки

На прикладі стану гарячої прокатки викладено математичну модель зіткнення заготовки з рольгангом. Математичне описання руху механічного об'єкта сформовано так, що в максимальній мірі відображає головні фізичні властивості його динамічної системи, тобто враховано пружність та дисипативний опір ланок механізмів, характеристику типу «зазор», нелінійні кінематичні передаточні функції, які частково мають зону з нульовою реакцією, та інші елементи змінної структури. В моделі використано процедури «згладжування» розривних функцій, що дозволяє отримати коректний результат розв'язку. Враховано сили тертя, які супроводжують роботу механізмів в процесі співударів між ланками. Розраховані показники динамічних процесів дають уяву про високий рівень впливу фізичних компонентів змінної структури. Чисельні розрахунки показали, що динамічні навантаження реально в багато разів перевищують їх статичні аналоги: наприклад зусилля дії ролика на заготовку в 30 разів, реакції сил пружності, що діє на вісь ролика, – в 2,3 рази. Об'єктивніші значення навантажень, що отримуються по викладеній моделі, дозволяють визначати реальну надійність і довговічність розглянутого кінематичного ланцюга стану.

Аннотация. Представлена математическая модель, описывающая динамические процессы в механизмах тяжелых машин, возбужденные соударением смежных звеньев в связи с наличием зазоров и других элементов с зоной нечувствительности или негладкости кинематических передаточных функций механических цепей. Модель построена с учетом переменной структуры системы, меняющейся в процессе движения в зависимости от наложенных ограничений геометрического или силового характера. Соударение рассматривается как упругое в зоне контакта взаимодействующих тел, величина реакции определяется в соответствии с законом Герца в функции сближения тел. Учитывается характеристика электродвигателя согласно зависимости Клосса. С целью улучшения численного интегрирования системы дифференциальных уравнений с разрывной правой частью используется процедура «сглаживания». По полученным результатам решения представлены графики кинематических и динамических переменных в процессе движения. Отличается высокая интенсивность динамической нагруженности с разрывами геометрических и фрикционных связей. Для расчета были определены необходимые параметры конкретного стана горячей прокатки, позволившие оценить его реальную нагруженность. Полученные результаты могут быть использованы при расчете надежности и долговечности, а также точности движения рассмотренных механизмов стана.

Ключевые слова: упруго-инерционная система, уравнение движения, соударение звеньев, кинематика, динамическая нагруженность.

Abstract. A mathematical model describing dynamic processes in the mechanisms of heavy machines is presented. A model is built taking into account the variable structure of the system, changing in the process of motion depending on the imposed limitations of geometrical or power character. Hitting is examined as resilient in the area of contact of interactive bodies. The magnitude of reaction is determined under the law of Hertz in the function of rapprochement of contiguous links. Loading characteristic of electric motor is taken into account in obedience to dependence of Kloss. With the purpose of improvement of numeral integration of the system of differential equations with break right part the procedure of "smoothing" out is used. Thus results of decision charts of kinematics and dynamic variables are presented in the process of motion. High intensity of dynamic loading differs with the breaks of geometrical and friction constraints. Such mechanisms qualities as variable structure are taken into account. Specificity of gaps and other elements with the area of insensitivity or unsmoothness of kinematics transmission functions are entered into mathematical description. The necessary parameters of concrete figure of the hot rolling, allowing to estimate his real loading, were certain. The got results can be drawn on at the calculation of reliability and longevity, and also exactness of motion of the considered mechanisms of figure.

Keywords: rolling mill, roller bed, elasto-plastic impact, mathematical model, dynamic load.

Бібліографічний список використаної літератури

1. Pars L.A. Analytical Dynamics. London. – 1964. – P. 636.
2. Zukas J. A., Nicholas T., Swift H.F., Greszczuk L.B. Curran D. Impact Dynamics. – New York. –1982. – P. 296.
3. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремьянц В.Э. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах // М.: Наука, 1985. – 358.
4. Голубенцев А.Н. Интегральные методы в динамике // К.: Техніка. –1967. –352 с.
5. Khoroshun A.S. Stability of Motion of a Particle with Variable Constraints // Int. Appl. Mech.– 2011.– 47, N 2.– P. 203–214.
6. Labou M. Numerical Schemes for Stability in Probability of Pertyrbed Dynamical Systems // Int. Appl. Mech. – 2012. – 48, N 4. – P. 465–484.
7. Anik'ev I.I., Mikhailova M.I., Sushchenko E.A. Experimental Determination of the Reaction of an Elastic Cantilever-Rod Systems to a Shok Wave // Int. Appl. Mech. – 2012. – 48, N 6. – P. 736– 743.
8. Целиков А.И., Томленов А.Д., Зюзин В.И., Третьяков А.В., Никитин Г.С. Теория прокатки. М: Металлургия. – 1982. – 335 с.
9. Ключев В.И. Теория электропривода // М.: Энергоатомиздат. – 1985. – 560 с.
10. Gulyaev V.I., Lugovoi P.Z., Borshch E.I. Self-Excited Vibrations of a Drillstring Bit // Int. Appl. Mech. – 2013. – 49, N 3. – P. 350 – 360.

References

1. Pars L.A. Analytical Dynamics. London. 1964. P. 636.
2. Zukas J. A., Nicholas T., Swift H.F., Greszczuk L.B. Curran D. Impact Dynamics. New York.1982. P. 296.
3. Alimov O.D., Manzhosov V.K., Erem'janc V.Ie. Udar. Rasprostranenie voln deformacij v udarnyh sistemah. Moscow: Nauka, 1985. P. 358.
4. Golubencev A.N. Integral'nye metody v dinamike . Kyiv: Tehnika. 1967. p. 352.
5. Khoroshun A.S. Stability of Motion of a Particle with Variable Constraints. Int. Appl. Mech. 2011. 47, N 2. P. 203–214.
6. Labou M. Numerical Schemes for Stability in Probability of Pertyrbed Dynamical Systems. Int. Appl. Mech. 2012. 48, N 4. P. 465–484.
7. Anik'ev I.I., Mikhailova M.I., Sushchenko E.A. Experimental Determination of the Reaction of an Elastic Cantilever-Rod Systems to a Shok Wave. Int. Appl. Mech. 2012. 48, N 6. P. 736– 743.
8. Celikov A.I., Tomlenov A.D., Zjuzin V.I., Tret'jakov A.V., Nikitin G.S. Teorija prokatki. Moscow: Metallurgija. 1982. 335 p.
9. Kljuchev V.I. Teorija jelektroprivoda. Moscow: Jenergoatomizdat. 1985. 560 p.
10. Gulyaev V.I., Lugovoi P.Z., Borshch E.I. Self-Excited Vibrations of a Drillstring Bit . Int. Appl. Mech. 2013. 49, N 3. P. 350 – 360.