

рабочей скорости движения машины, массы ножевого механизма, диаметра ножей (в определенных пределах), а также отклонения растений от прямолинейности посадки в рядах позволяет снизить силовую нагрузку на растения.

Ключевые слова: *маточник клоновых подвоев, отделение отводков, двухдисковый рабочий орган, эффективность*

SUBSTANTIATION OF RATIONAL PARAMETERS OF DISC WORKING BODY OF MACHINE FOR SEPARATING CUTTINGS

S. G. Fryshev, I. V. Timoshok

Abstract. *The lack of an effective mechanized technology for separation of layers is one of the main reasons for the widespread use of clonal rootstocks for growing planting material. Published studies on the justification of schemes and rational parameters of machines with a two-disc working organ in the available literature do not. The article contains the fundamentals of the theoretical analysis of the process of separating the layers in the queen cells with the use of a two-disc working tool, as well as the method for substantiating its rational operating parameters.*

On the basis of theoretical studies of the work of a two-disc working organ, its rational parameters are found, under which the necessary quality of the technological operation is ensured. Reduction, first of all, of the working speed of the machine, the mass of the knife mechanism, the diameter of the blades (within certain limits), as well as the deviation of plants from the straightness of planting in the rows, reduces the force load on the plants.

Key words: *cells of clonal rootstocks, jigging separation, two-disc working body, efficiency*

УДК 624.87

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМА ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА

В. С. Ловейкін, С. Ф. Пилипака, доктори технічних наук

І. О. Кадикало, аспірант*

e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. *Дана робота присвячена визначенню динамічних навантажень в елементах привода механізму повороту стрілового крана. В статті наведена динамічна модель механізму повороту баштового крана та система диференціальних рівнянь,*

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін**

© В. С. Ловейкін, С. Ф. Пилипака, І. О. Кадикало, 2017

яка отримана за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду та описує рух механізму повороту з вантажем. Для розв'язку рівнянь використано чисельне інтегрування, результатом якого стали графічні залежності динаміки руху системи. Аналіз графічних залежностей показав, що під час роботи механізму повороту стрілового крана присутні динамічні навантаження як в приводі, так і в несучій конструкції, які передаються на вантаж і призводять до його розгойдування. Розгойдування вантажу – це небажаний процес, котрий погіршує роботу кранівнику, підвищує час та зменшує точність позиціонування, знижує надійність та може призвести до аварійної ситуації. Поставлена задача є досить актуальною і потребує глибшого вивчення та пошуку шляхів її вирішення. Тому існує потреба в усуненні впливів, котрі перешкоджають нормальній роботі механізму повороту стрілового крана обумовлених руйнуваннями від «втоми» матеріалу та динамічними перевантаженнями. Рішення цієї задачі полягає в тому, щоб розганяти привод механізму повороту на стадії пуску в такому режимі, який дозволить системі рухатись плавно без додаткових різких коливань. Для вирішення задачі доцільно провести оптимізацію, яка дозволить зменшити динамічні навантаження у елементах привода та конструкції, тим самим підвищить продуктивність та надійність механізму повороту та конструкції крана в цілому.

Ключові слова: баштовий кран, привод, пуск, динамічна модель, математична модель, режими руху, механізм повороту, динамічні навантаження, аналіз

Постановка проблеми. Баштові крани широко використовуються для переміщення різного вантажу в багатьох галузях: машинобудуванні, металургії, будівництві, енергетиці, хімічній промисловості, сільському господарстві, ремонтних майстернях тощо. Баштові крани виконують різноманітні операції з вантажем: завантажують – розвантажують транспортні засоби, піднімають та опускають вантажі, піднімають та переміщують вантаж на потрібний кут за допомогою механізму повороту стрілового крана тощо. Відомо, що при обертанні стріли та переміщенні вантажу в елементах привода механізму повороту, а також і в несучій конструкції протікають небажані процеси, які приводять до виникнення динамічних навантажень. Проблема мінімізації динамічних навантажень у приводі та металоконструкції, зумовлена зростанням швидкостей робочих рухів є дуже актуальною на даний час. Суть цієї задачі полягає в зменшенні впливів, які заважають коректній роботі (експлуатації), зумовлених динамічними

перевантаженнями конструкції або її руйнуванням від «втоми» матеріалу. Слід відзначити, що найбільші динамічні навантаження виникають в процесах пуску та гальмування механізму повороту баштового крана, а також і в інших вантажопідйомних машинах. Вони приводять систему до циклічних перевантажень та пошкоджень від «втоми» матеріалу. Також коливання вантажу, котре виникає при повороті крана сприяє зростанню динамічних навантажень, котрі впливають на роботу баштового крана. Таким чином, зменшується продуктивність крану, його надійність і, як наслідок, підвищується можливість виникнення під час роботи аварійних ситуацій.

Отже задача по вивченню динаміки руху елементів привода під час повороту баштового крана є досить актуальною.

Аналіз останніх досліджень. Динамікою руху вантажопідйомних машин займалися багато науковців та вчених [1–19]. Ними були розглянуті різні способи дослідження коливань вантажу на гнучкому підвісі. Здебільшого ця увага була приділена для механізмів зміни вильоту та підйому вантажу різних типів кранів. Досліджувалася їх динаміка руху [1–6, 11, 13, 16], конструкційні особливості [4, 5, 7–9, 17]. Досліджувався також і механізм повороту крана, як його динаміка [1–5, 13, 16], так і конструкційні особливості [4, 5, 7–9, 17]. Звичайно кожним вченим, дослідником певного механізму було запропоновано свої методи покращення його роботи. Це були, як конструктивні зміни [4, 5, 7–9, 17], так і більшою кількістю дослідників було запропоновано використовувати певні чисельні методи для аналізу та мінімізації динамічних навантажень в приводі, а також оптимізації режиму руху або керування приводом механізму [3–5, 14, 15, 18, 19]. Однак слід зазначити, що попри всі дослідження проведені з різними механізмами вантажопідйомних машин найменшої уваги було приділено механізму повороту баштового крана. Тому це питання є актуальним і, враховуючи розвиток будівельної сфери, потребує більш глибокої уваги.

Мета досліджень полягає у визначенні рівня динамічних характеристик механізму повороту стрілового крана, а також запровадженні шляхів підвищення ефективності роботи крана, за рахунок зменшення динамічних навантажень.

Результати досліджень. Для динамічного аналізу механізма повороту стрілового крана обрано тримасову динамічну модель (рис. 1). В цій моделі вважається, що всі елементи крана є абсолютно тверді тіла, крім елементів передавального механізму приводу та гнучкого підвісу вантажу.

За узагальнені координати динамічної моделі прийняті кутові координати повороту зведеної до осі повороту крана маси елементів

приводу φ_o , поворотної башти зі стрілою відносно власної осі обертання φ_1 та вантажу φ_2 .

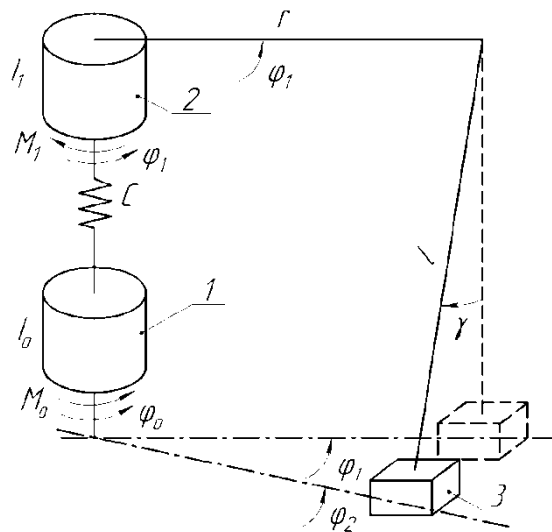


Рис. 1. Динамічна модель механізму повороту крана.

На основі обраної динамічної моделі за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду побудовано математичну модель, яка являє собою систему трьох диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{cases} I_o \ddot{\varphi}_o = M_o - C(\varphi_o - \varphi_1); \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 = C(\varphi_o - \varphi_1) - mr^2 g(\varphi_1 - \varphi_2)/l - M_1; \\ \ddot{\varphi}_2 = g(\varphi_1 - \varphi_2)/l, \end{cases} \quad (1)$$

де: I_o – момент інерції приводного механізму, зведений до осі повороту крана; I_1 – момент інерції башти та стріли, зведений до осі повороту крана; m – маса вантажу; M_o – рушійний момент на валу приводного електродвигуна, зведений до осі повороту крана; M_1 – момент сил статичного опору, зведений до осі повороту крана; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; r – виліт вантажу; C – коефіцієнт жорсткості приводного механізму, зведений до осі повороту крана; g – прискорення вільного падіння.

В системі рівнянь (1) рушійний момент приводного механізму визначається зі статичної механічної характеристики за допомогою формули Клосса:

$$M_o = \frac{2M_{кр} \cdot u \cdot \eta}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s}}, \quad (2)$$

де: $M_{кр}$ – критичний момент на валу електродвигуна; u – передаточне число приводного механізму; η – коефіцієнт корисної дії приводного механізму; s , $s_{кр}$ – відповідно ковзання і критичне ковзання асинхронного електродвигуна, які визначаються залежностями:

$$s = 1 - \frac{\dot{\phi}_1 u}{\omega_o}; \quad s_{кр} = s_H \left(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right). \quad (3)$$

Тут: $s_H = 1 - \omega_H / \omega_o$ – номінальне ковзання електродвигуна; ω_H , ω_o – відповідно номінальна і синхронна кутові швидкості ротора електродвигуна; $\lambda = M_{кр} / M_H$ – перевантажувальна здатність електродвигуна; M_H – номінальний момент на валу електродвигуна.

Підставивши залежності (2) і (3) в систему рівнянь (1), отримаємо кінцевий вигляд математичної моделі для дослідження динаміки руху механізму повороту стрілового крана, яка являє собою систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Такі рівняння не вдається аналітично проінтегрувати, тому для їхнього розв'язку необхідно використовувати чисельні методи, наприклад, з використанням програмного продукту «Mathematica».

Для механізму повороту стрілового крана з параметрами: $I_o = 71626,115 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_1 = 4920738,85 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $C = 6626669,045 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад}$; $m = 2000 \text{ кг}$; $r = 40 \text{ м}$; $l = 30 \text{ м}$; $M_{кр} = 85 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_H = 36,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $u = 1355,2$; $\eta = 0,86$; $\omega_o = 104,67 \text{ рад} / \text{с}$; $\omega_H = 95,04 \text{ рад} / \text{с}$; $\lambda = 2,8$; $g = 9,81 \text{ м} / \text{с}^2$ проведені розрахунки за допомогою побудованої математичної моделі, які представлені у вигляді графічних залежностей (рис. 2–5).

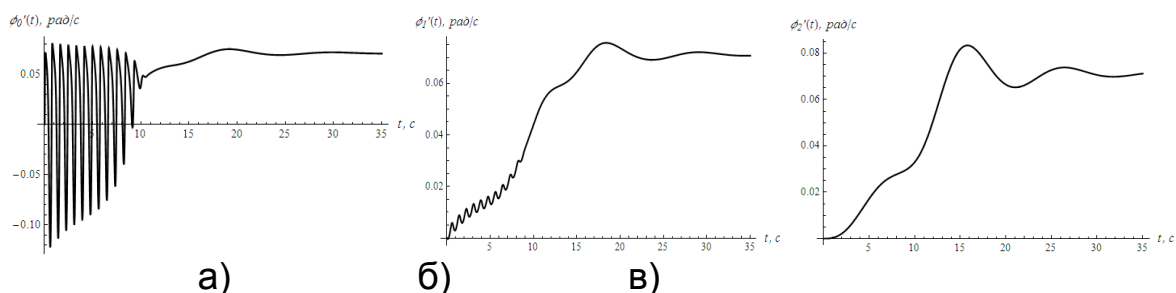


Рис. 2. Графіки зміни кутової швидкості: а) – приводу; б) – поворотної башти; в) – вантажу.

Проаналізуємо отримані графіки кінематичних характеристик при тривалості пуску $t = 35 \text{ с}$. Графіки функції кутової швидкості: а) – приводу; б) – поворотної башти; в) – вантажу (рис. 2) показують, що система виходить на усталений рух починаючи з $t = 25 \text{ с}$, а

початок руху характеризується значними коливальними процесами кутової швидкості привода механізму повороту, поворотна башта плавніше набирає швидкість, однак коливні процеси присутні на стадії розгону, вантаж також набирає плавно швидкість і слідує за стріловою системою.

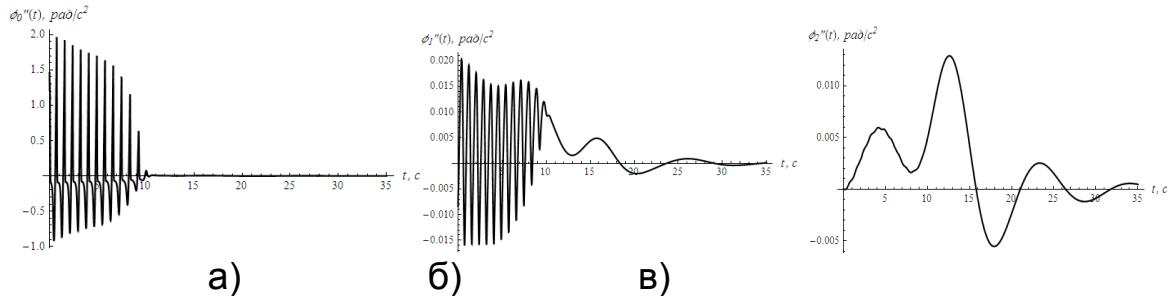


Рис. 3. Графіки зміни кутового прискорення: а) – приводу; б) – поворотної башти; в) – вантажу.

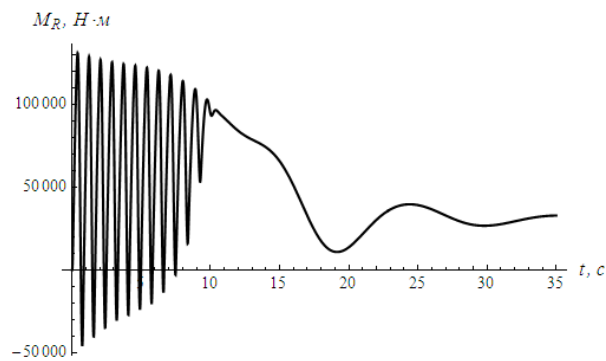


Рис. 4. Графік зміни пружного моменту в приводі від часу.

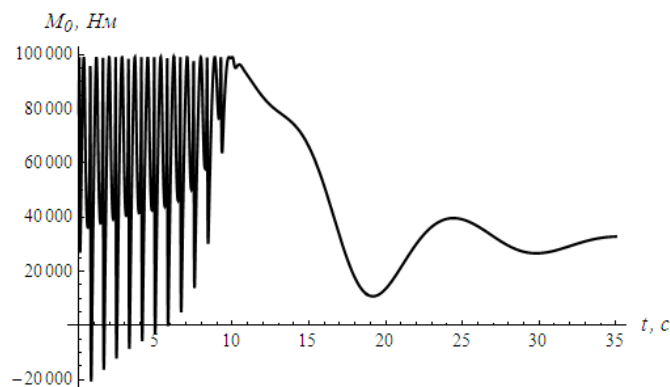


Рис. 5. Графік зміни рушійного моменту приводу від часу.

Графіки кутового прискорення: а) – приводу; б) – поворотної башти; в) – вантажу (рис. 3), характеризуються значними коливними процесами на початку руху, котрі в момент зародження у 2 рази перевищують усталені значення, які в приводі стабілізуються починаючи з $t \approx 12$ c, а прискорення поворотної частини стабілізується лише на $t \approx 25$ c, а вантаж в свою чергу маючи

відносно невелику частоту коливань, яка становить $t \approx 5c^{-1}$, має значну амплітуду відхилень, яка з часом загасає.

Аналізуючи графічну залежність зміни динамічного зусилля в пружному елементі (рис. 4), видно, що значні динамічні навантаження набирають силу на початку руху системи. Коливні процеси в пружному елементі досягають свого пікового значення $M_{R\max} \cong 130000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і протягом $t=10 \text{ с}$ незначно зменшуються. Потім протягом наступних $t=10 \text{ с}$ момент плавно зменшує своє значення і наближається до номінального, яке становить $M_R \cong 30000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Отже динамічні зусилля в пружному елементі в 4,3 рази перевищують номінальні навантаження.

Рушійний момент на валу приводного електродвигуна, зведений до осі повороту крана (рис. 5) має схожий характер зміни з моментом, що описує динамічне зусилля в пружному елементі (рис. 4). Відзначимо, що максимальне значення приведенного моменту у 2,9 разів перевищує усталене значення.

Висновки

Побудовано тримасову динамічну модель (рис. 1) механізму повороту стрілового крана, а також виведено для неї математичну модель (1) за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду, які стали основою для проведення динамічного аналізу механізму повороту крана.

Розв'язано систему диференційних рівнянь за допомогою програмного забезпечення «Wolfram Mathematica». Також отримано у результаті розв'язку графічні залежності, проаналізувавши які було встановлено, що динамічні зусилля в пружному елементі в 4,3 рази перевищують номінальні навантаження, а максимальне значення рушійного моменту у 2,9 разів перевищує усталене значення.

Також було встановлено, що пікові (максимальні) значення навантажень зароджуються на початку руху, тобто в період пуску системи механізму повороту стрілового крана, що характеризуються значною амплітудою та частотою коливань, які затухають з часом. Ці динамічні навантаження (коливні процеси) є дуже небажані при роботі механізму повороту баштового крана. Вони призводять до зменшення продуктивності, надійності та швидшого виходу з ладу привода та конструкції, і, як наслідок, можуть призвести до аварійних ситуацій під час роботи.

Таким чином, існує потреба в мінімізації чинників, котрі діють на систему та призводять до виникнення динамічних навантажень, які, в свою чергу, негативно впливають на роботу стрілового крана. Щоб досягти мінімізації динамічних навантажень потрібно провести оптимізацію, яка дозволить зменшити навантаження у елементах привода та конструкції і тим самим дасть можливість підвищити

продуктивність та надійність роботи механізму повороту та конструкції крана в цілому.

Список літератури

1. Казак С. А. Статическая динамика и надежность подъемно-транспортных машин. Свердловск. Изд.-во УПИ им. С.М. Кирова. 1987. 86 с.
2. Орлов А. Н. Общая динамическая модель грузоподъемных кранов. Оптимизация параметров строительных и дорожных машин. Ярославль. Изд-во Яросл. политех. ин-та. 1992. С. 13—20.
3. Герасимяк Р. П., Найденко О. В. Особливості керування електроприводом механізму вильоту стріли під час обертання крана з підвішеним вантажем. Електромашинобудування та електрообладнання. 2007. Вип. 68. С. 11—15.
4. Герасимяк Р. П., Лещёв В. А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса. СМІЛ. 2008. 192 с.
5. Rubio-Avila J. J., R. Alcantara-Ramirez, J. Jaimes-Ponce, I. I. Siller-Alcala. Design, construction, and control of a novel tower crane. International Journal of Mathematics and Computers in Simulation. Issue 2. Volume 1. 2007. 24.
6. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. Москва. Машиностроение. 1968. 332 с.
7. Анненкова О. С., Францен Г. Е. Строительные башенные краны и подъемники для возведения многоэтажных зданий. Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. Барнаул. Изд-во АлтГТУ. 2008. 206 с.
8. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Ленинград. Машиностроение. 1969. 2. 520 с.
9. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини. Київ. Вища школа. 1993. 413 с.
10. Григоров О. В., Петренко Н. О. Вантажопідйомні машини: навчальний посібник. Харків. НТУ „ХПІ”. 2006. 304 с.
11. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динамічний аналіз процесу розгону візка на природній механічній характеристиці. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2011. Вип. 166. Ч. 1. С. 46—49.
12. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах. Москва. СОЛОН-Пресс. 2004. 696 с.
13. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динаміка машин. Київ. Компринт. 2013. 227 с.
14. Ловейкін В. С. Мінімізація динамічних навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. Київ. 1998. Вип. 52. С. 63—68.
15. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Аналіз і синтез оптимального керування рухом вантажопідйомного крана прямим варіаційним методом. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2014. Вип. 196. Ч. 1. С. 129—139.
16. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Лимар П. В., Мельниченко В. В. Динамічна модель руху грейфера, підвішеного на гнучкому підвісі, при повороті крана. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2014. Вип. 196. Ч. 1. С. 162—171.
17. Афтанділянц Є. Г., Ловейкін В. С., Шевчук О. Г. Аналіз конструкції стрілових систем баштових кранів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 121—130.
18. Ловейкін В. С., Паламарчук Д. А. Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана. Київ. Компринт. 2015. 224 с.

19. *Лове́йкін В. С., Лимар П. В.* Оптимізація режиму руху тримасової системи крана за комплексним критерієм. Підйомно-транспортна техніка. №3 (47). 2015. С. 4—12.

References

1. *Kazak S. A.* (1987). *Statische dynamika i nadezhnost podemno-transportnyh mashin* [Static Dynamics and Reliability of Hoisting Machines]. Sverdlovsk: izd. UPI im. S.M. Kirova. 86.
2. *Orlov A. N.* (1992). *Obshchaya dinamicheskaya model gruzopodemnyh kranov* [General Dynamic Model of Cranes]. Collection "Optimization of the parameters of construction and road machinery". Yaroslavl, izd-vo Yarosl. polit. in-ta. 13–20.
3. *Gerasimyak R. P., Naydenko O. V.* (2007). *Osoblivosti keruvannya elektroprivodom mehanizmu vilotu strili pid chas obertannya kрана z pidvishenim vantazhem* [Features of the electric drive control of the boom mechanism during the rotation of the crane with suspended load]. *Electrical machinery and electrical equipment*. 68. 11-15.
4. *Gerasimyak R. P., Leshchev V. A.* (2008). *Analiz i sintez kranovyh elektromekhanicheskikh sistem* [Analysis and synthesis of crane electromechanical systems]. Odessa: SMIL. 192.
5. *Rubio-Avila J. J., Alcantara-Ramirez R., Siller-Alcala I. I.* (2007). Design, construction, and control of a novel tower crane. *International Journal of Mathematics and Computers in Simulation*. 12.
6. *Kazak S. A.* (1968). *Dinamika mostovyh kranov* [Dynamics of overhead cranes]. izd-vo «Mashinostroenie». 332.
7. *Annenkova O. S., Frantsen G. E.* (2008). *Stroitelnye bashennyye krany i podemniki dlya vozvedeniya mnogoetazhnyh zdaniy* [Construction tower cranes and lifts for the erection of multi-storey buildings]. Barnau. Izd-vo AltGTU. 206.
8. *Gohberg M. M.* (1969). *Metallicheskie konstruktsii podemno-transportnyh mashin* [Metal constructions of hoisting-and-transport machines]. Leningrad. Mashinostroenie. 2. 520.
9. *Ivanchenko F. K.* (1993). *Pidyomno-transportni mashini* [Hoisting machinery]. *Vishcha shkola*. 413.
10. *Grigorov O. V., Petrenko N. O.* (2006). *Vantazhopidyomni mashini* [Hoisting machinery]. NTU „HPI”. 304.
11. *Loveykin V. S., Romasevich Yu. O.* (2011). *Dinamichniy analiz protsesu rozgonu vizka na prirodniy mehanichniy harakteristitsi* [Dynamic analysis of the acceleration of the trolley on the natural mechanical characterization]. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannya Ukrainy. Seriya: tekhnika ta enerhetyka APK*, 166 (1). 46-49.
12. *Dyakonov V. P.* (2004). *Mathematica 4.1/4.2/5.0 v matematicheskikh i nauchno-tehnicheskikh raschetah* [Mathematica 4.1 / 4.2 / 5.0 in mathematical and scientific-technical calculation]. SOLON-Press. 696.
13. *Loveykin V. S., Romasevich Yu. O.* (2013). *Dinamika mashin* [Dynamics of machines]. «KOMPRINT». 227.
14. *Loveykin V. S.* (1998). *Minimizatsiya dinamichnih navantazhen v pruzhnykh elementah vantazhopidyomnyh mashin* [Minimizing dynamic loads in elastic elements of lifting equipment]. *Girnichy, budivelni, dorozhni i meliorativni mashini*. 52. 63-68.
15. *Loveykin V. S., Romasevich Yu. O.* (2014). *Analiz i sintez optimalnogo keruvannya ruhom vantazhopidyomnogo kрана pryamim variatsiynim metodom* [Analysis and synthesis of optimal control movement lifting crane direct variational

- method]. Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Serii: tekhnika ta enerhetyka APK. 196 (1). 129-139.
16. Loveykin V. S., Chovnyuk Yu. V., Limar P. V., Melnichenko V. V. (2014). Dinamichna model ruhu greyfera, pidvishenogo na gnuchkomu pidvisi, pri povoroti kрана [Dynamic model motion bunk suspended on a flexible suspension, while turning the tap]. Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Serii: tekhnika ta enerhetyka APK. 196 (1). 162-171.
17. Aftandilyants E. G., Loveykin V. S., Shevchuk O. G. (2015). Analiz konstruktsiyi strilovih sistem bashtovih kraniv [Analysis of the construction boom cranes]. Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Serii: tekhnika ta enerhetyka APK. 212 (1). 121-130.
18. Loveykin V. S., Palamarchuk D. A. (2015). Optimizatsiya rezhimiv ruhu sharnirno-zchlenovanoi strilovoyi sistemi kрана [Optimization of motion hinge-articulated jib crane system]. TsP «KOMPRINT». 224.
19. Loveykin V. S., Limar P. V. (2015). Optimizatsiya rezhimu ruhu trimasovoyi sistemi kрана za kompleksnim kriteriem [Optimization motion mode three massive crane system integrated criterion]. Naukovo-tehnichniy ta virobniichiy zhurnal «Pidyomno-transportna tekhnika». 3 (47). 4–12.

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА СТРЕЛОВОГО КРАНА

В. С. Ловеikin, С. Ф. Пилипака, И. А. Кадикало

Аннотация. *Данная работа посвящена определению динамических нагрузок в элементах привода механизма поворота стрелового крана. В статье приведена динамическая модель механизма поворота башенного крана и система дифференциальных уравнений, полученной с помощью уравнений Лагранжа второго рода и описывает движение механизма поворота с грузом. Для решения уравнений использовано численное интегрирование, результатом которого стали графические зависимости динамики движения системы. Анализ графических зависимостей показал, что во время работы механизма поворота стрелового крана присутствуют динамические нагрузки как в приводе, так и в несущей конструкции, которые передаются на груз и приводят к его раскачиванию. Раскачивание груза – это нежелательный процесс, который ухудшает работу крановщика, повышает время и уменьшает точность позиционирования, снижает надежность и может привести к аварийной ситуации. Поставленная задача является очень актуальной и требует более глубокого изучения, а также поиска путей ее решения. Поэтому существует потребность в устранении влияний, которые препятствуют нормальной работе механизма поворота стрелового крана обусловленных разрушениями от «усталости» материала и динамическими перегрузками. Решение этой задачи заключается в том, чтобы разогнать привод механизма поворота на стадии*

пуска в таком режиме, который позволит системе двигаться плавно без дополнительных резких колебаний. Для решения задачи целесообразно провести оптимизацию, которая позволит уменьшить динамические нагрузки в элементах привода и конструкции, тем самым повысит производительность и надежность механизма поворота и конструкции крана в целом.

Ключевые слова: башенный кран, привод, пуск, динамическая модель, математическая модель, режимы движения, механизм поворота, динамические нагрузки, анализ

DYNAMIC ANALYSIS OF ROTATION MECHANISM OF ILLICIT SMALL CRANE

V. S. Loveykin, S. F. Pylypaka, I. O. Kadykalo

Abstract. *This work is dedicated to determination of dynamic loads in the elements of gear of the boom crane turning mechanism. Dynamic model of turning mechanism of the boom crane is described in the article, and the system of differential equations is presented. This system describes the movement of turning mechanism with cargo, it was developed using Lagrange second-degree equations. Numerical integration was used to resolve the equations; its results are the graphic functions of dynamics of the system movement. Analysis of graphic functions demonstrated that during the work of turning mechanism of boom crane the dynamic loads are present in gear and load-bearing structure as well; these dynamic loads are transmitted to the cargo and result in its rocking. Cargo rocking is a non-desirable process, it aggravates the work of crane operator, increases the time and decreases accuracy of positioning, decreases reliability and may create emergency situations. The fixed task is rather important, it requires detailed investigation and search of the ways to resolve it. That's why there is the need to eliminate the impacts which disturb the normal operation of turning mechanism of the boom crane as a result of destruction caused by fatigue of material and dynamic overloads. Resolution of this task means acceleration of gear of turning mechanism of the crane at the stage of its start in the mode which enables smooth movement of the system without additional abrupt fluctuations. In order to resolve this task, it is reasonable to perform optimization enabling to decrease dynamic loads in the elements of gear and structure, increasing in such a way efficiency and reliability of turning mechanism and crane structure in general.*

Key words: *tower crane, drive, start, dynamic model, mathematical model, modes of motion, steering, driving time, dynamic load analysis*