

АНАЛІЗ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ ПРИ РУСІ СТРИЛИ

В.С. Ловейкін, доктор технічних наук

О.Г. Шевчук, молодший науковий співробітник

Проведений динамічний аналіз руху шарнірно-зчленованої стрілової системи під час пуску та усталеного режимів руху. Встановлено, що під час пуску електродвигуна за природною механічною характеристики виникає різкий стрибок обертового моменту на його валу, що призводить до виникнення динамічних навантажень на ланки приводного механізму та металоконструкції крана.

Ключові слова: баштовий кран, шарнірно-зчленована стрілова система, аналіз руху, коливання вантажу.

Баштові крани з шарнірно-зчленованою стріловою системою використовуються для висотного будівництва [11]. Стрілова система таких кранів складається з основної та допоміжної секцій, що з'єднуються між собою шарнірно. Допоміжна секція знаходиться в горизонтальному положенні за рахунок приєднаного чотириланкового механізму по якій рухається вантажний візок (рис. 1).

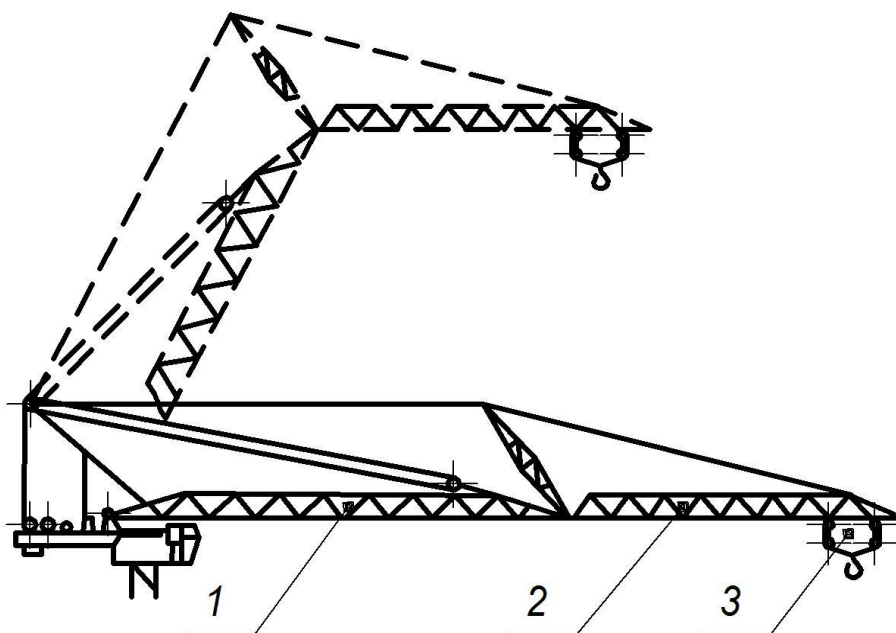


Рис. 1 Шарнірно-зчленована стрілова система:

**1 – основна секція; 2 – допоміжна секція;
3 – вантажний візок**

Зміна вильоту в таких кранах здійснюється як при русі візка, так і за рахунок підйому(опускання) стрілової системи. При зміні вильоту за рахунок переміщення стрілової системи, в процесі пуску виникають динамічні навантаження в металоконструкції та у механізмі зміни вильоту, а також коливання вантажу, що тривають протягом усталеного режиму руху. Для визначення причин виникнення та характеру зміни динамічних навантажень, а також коливань вантажу реального баштового крану з шарнірно-зчленованою стріловою системою необхідно провести динамічний аналіз цього руху.

З визначення причин виникнення динамічних навантажень написано значну кількість праць. Так, у роботах [3,5,6] розроблено розрахункові схеми, які дозволяють описувати реальну роботу механізмів вантажопідйомних машин для визначення динамічних навантажень, що виникають у перехідних режимах руху.

У роботі [10] систематизовано і розглянуто питання розрахунку динамічних процесів в кранах, а також можливі причини виникнення динамічних навантажень під час роботи різних механізмів вантажопідйомних машин в роботі [8].

Результати досліджень С.Т. Сергєєва свідчать, що коливальні зусилля, які виникають в канатах механізмів вантажопідйомних машин, суттєво впливають на їх надійність та довговічність[12].

Методи динамічного розрахунку машин розглянуті в роботі С.Н. Кожевникова [7]. При цьому основну увагу приділено дослідженню математичних моделей динамічних систем і наведено методи спрощення динамічних моделей, що дозволяють скласти математичну модель системи за структурною схемою.

У монографії Л.Я. Будікова викладена концепція багатопараметричного аналізу динаміки вантажопідйомних кранів як єдиних електромеханічних систем, розроблені на її основі розрахункові методи та технічні рішення, які забезпечують покращення техніко-експлуатаційних характеристик кранів [1].

Способи побудови математичних моделей і принципи оптимізації параметрів підйомно-транспортних машин розглянуто також у роботі А.А. Сміхова і Н.І. Єрофєєва [13].

Горський Б.Є. запропонував загальні динамічні критерії механічних систем – питомі дії і визначив їх зв'язки з основними економічними критеріями собівартості одиниці ефекту та надійності системи, а також з конструктивними критеріями [4].

У цих роботах встановлений зв'язок між зниженням динамічних навантажень і підвищенням надійності та довговічності машин. Крім того, наголошується, що розв'язок математичних моделей руху машин є складною задачею, тому у роботах автори намагаються спростити математичні моделі, використовуючи цілий ряд припущень, це зменшує адекватність моделі реальній машині та точність отриманих результатів. Також у більшості робіт проведено динамічний аналіз руху різних механізмів вантажопідйомних машин. Разом з тим, аналіз зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою при русі стріли не проводився.

Тому, спираючись на попередні дослідження, пропонується здійснити аналіз зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою при русі стріли.

Мета роботи полягає у визначенні кінематичних та динамічних характеристик основних елементів механізму зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою під час пуску та усталеного режиму руху.

Виклад основного матеріалу. Для проведення динамічного аналізу зміни вильоту вибрана чотиримасова динамічна модель шарнірно-зчленованої стрілової системи, що є механічною системою з двома ступенями вільності, де за узагальнені координати прийнято кутову координату повороту основної секції стрілової системи та кутову координату відхилення вантажу від вертикалі (рис. 2). Припускаємо, що всі ланки стрілової системи абсолютно жорсткі, канат абсолютно гнучкий та невагомий, тертям в кінематичних парах нехтуємо.

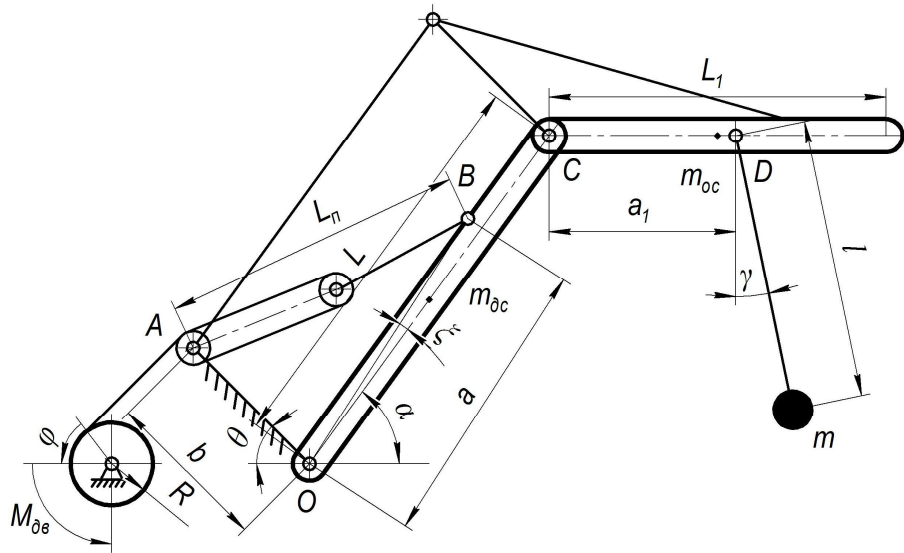


Рис. 2 Динамічна модель зміни вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи

На основі рівнянь Лагранжа другого роду складено диференціальні рівняння руху цієї системи.

$$\left\{ \begin{aligned} & \ddot{\alpha} \cdot \left(J_{np} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \right)^2 + J_0 + (m + m_{oc}) \cdot L^2 \right) + \dot{\alpha}^2 \cdot J_{np} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} \cdot \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha^2} - \dot{\gamma} \cdot m \cdot L \cdot \sin \alpha = \\ & = M_{oe} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial \alpha} - \frac{1}{2} \cdot m_{oc} \cdot g \cdot L \cdot \cos \alpha - m_{oc} \cdot g \cdot (L \cdot \cos \alpha + \frac{1}{2} L_1) - m \cdot g \cdot (L \cdot \cos \alpha + a_1 + l \cdot \sin \gamma); \quad (1) \\ & \ddot{\alpha} \cdot m \cdot L \cdot \sin \alpha - \dot{\alpha}^2 \cdot m \cdot l \cdot \cos \alpha + \dot{\gamma} \cdot m \cdot l^2 = m \cdot g \cdot l \cdot \sin \gamma, \end{aligned} \right.$$

де α - кутова координата повороту основної секції стрілової системи; J_{np} - зведений момент інерції привідного механізму підйому стрілової системи; φ - кутова координата повороту двигуна приводу зміни вильоту стрілової системи; J_0 - момент інерції основної секції стрілової системи; m - маса вантажу; m_{oc} - маса допоміжної секції стрілової системи; L - довжина основної секції стрілової системи; γ - кутова координата відхилення вантажу від вертикалі; M_{oe} - обертальний момент на валу привідного двигуна механізму зміни вильоту стрілової системи; m_{oc} - маса основної секції стрілової системи; g - прискорення вільного падіння; L_1 - довжина допоміжної секції стрілової системи; a_1 - відстань між шарнірами C та D ; l - довжина підвісу вантажу.

Кутова координата повороту двигуна приводу зміни вильоту стрілової системи φ визначається таким рівнянням [9]:

$$\varphi = \frac{\left(L_{\max} - \sqrt{a^2 + b^2 + 2 \cdot a \cdot \cos(\alpha + \zeta + \theta)} \right) \cdot i_n \cdot i_m}{R}, \quad (2)$$

де L_{\max} - довжина поліспасти при горизонтально розміщеній стріловій системі; a - відстань між шарнірами O та B ; b - відстань між шарнірами O та A ; θ - кут нахилу стійки OA до горизонту; i_n - кратність поліспасти механізму зміни вильоту стрілової системи; i_p - передаточне число редуктора механізму зміни вильоту стрілової системи; R - радіус барабану механізму зміни вильоту стрілової системи.

Обертальний момент на валу приводного двигуна механізму зміни вильоту стрілової системи визначається формулою Клосса [2]:

$$M_{\text{об}} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{\frac{S}{S_{\text{кр}}} + \frac{S_{\text{кр}}}{S}}, \quad (3)$$

де $M_{\text{кр}} = 9.55 \frac{\lambda \cdot P_{\text{ном}}}{n_{\text{ном}}}$ - критичний момент двигуна; λ - перевантажувальна здатність двигуна; $P_{\text{ном}}$ - номінальна потужність двигуна; $n_{\text{ном}}$ - номінальна частота обертання ротора двигуна; $S = \frac{n_1 - n}{n_1}$ - ковзання двигуна; $n_1 = \frac{60 \cdot f}{P}$ - синхронна швидкість поля статора; f - промислова частота змінного струму живильної мережі; P - число пар полюсів; $n = \frac{\dot{\varphi} \cdot 30}{\pi}$ - частота обертання ротора двигуна; $S_{\text{кр}} = S_{\text{ном}} \cdot (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1})$ - критичне ковзання двигуна; $S_{\text{ном}} = \frac{n_1 - n_{\text{ном}}}{n_1}$ - номінальне ковзання двигуна.

Аналіз цієї системи дозволить оцінити реальну поведінку стрілової системи при підключенні асинхронного приводного електродвигуна безпосередньо до живильної мережі змінного струму.

Розв'яжемо систему диференціальних рівнянь (1) для таких параметрів, взятих зі специфікації крана «РессоSKK 140»:

$$J_n = 0.7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_0 = 3.8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; m_{\text{oc}} = 2500 \text{ кг}; L = 26 \text{ м}; m_{\text{oc}} = 5500 \text{ кг}; g = 9.81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

$$L_1 = 29.9 \text{ м}; a_1 = 10 \text{ м}; l = 60 \text{ м}; L_{\max} = 28.66 \text{ м}; a = 19.92 \text{ м}; b = 11.1 \text{ м}; \theta = 0.785 \text{ рад}; i_n = 8;$$

$i_p = 24,36$; $R = 0.5$ м; $P_{\text{ном}} = 45$ кВт. Відповідно до потужності двигуна, заявленої в специфікації, приймемо асинхронний крановий електродвигун 4МТМ280s10 з такими параметрами: $P_{\text{ном}} = 45$ кВт; $n_{\text{ном}} = 570$ об/хв; $\lambda = 3$; $P = 5$, а масу вантажу – $m = 500$ кг.

Побудуємо графіки зміни основних параметрів механізму зміни вильоту стрілової системи

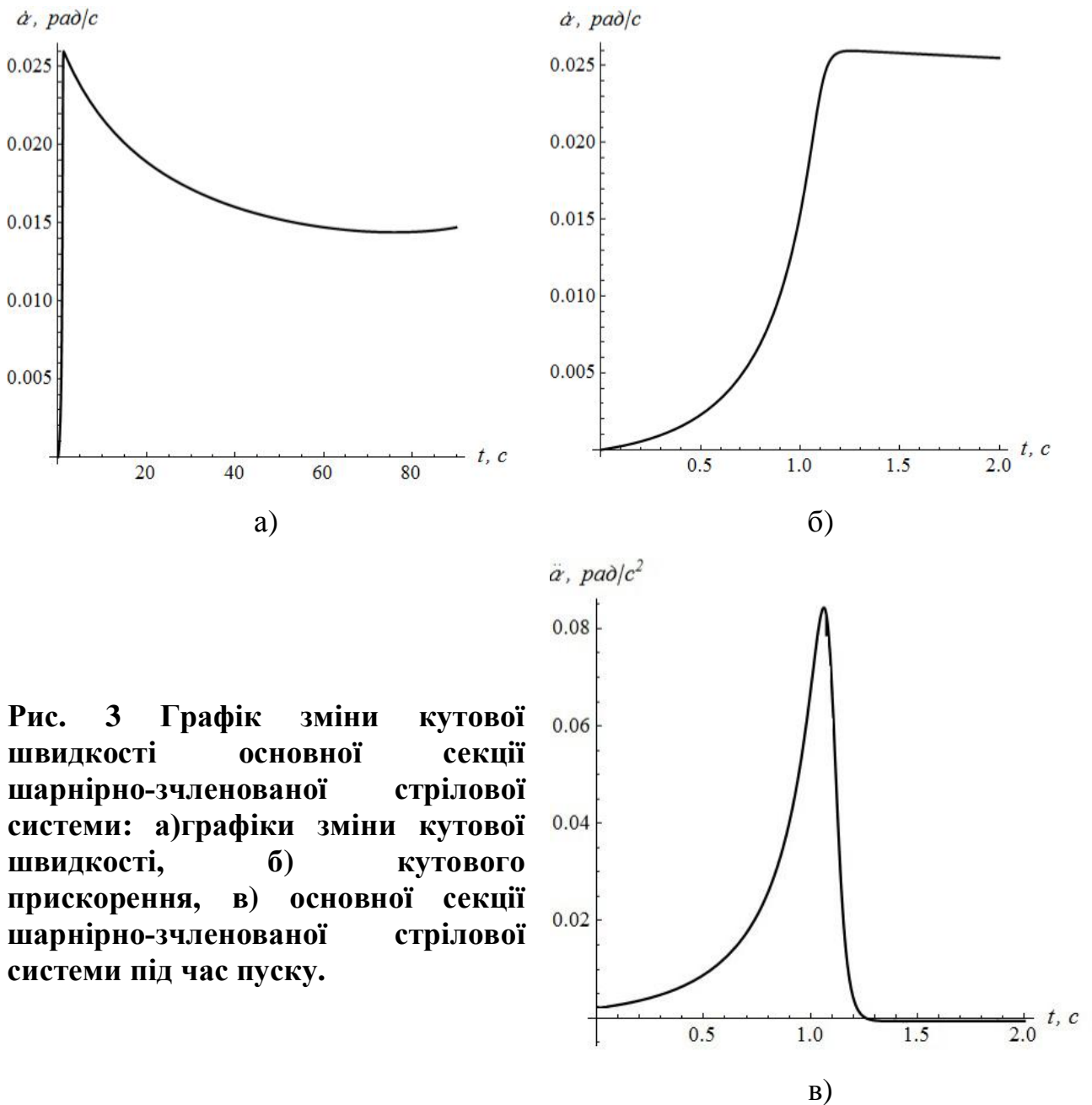
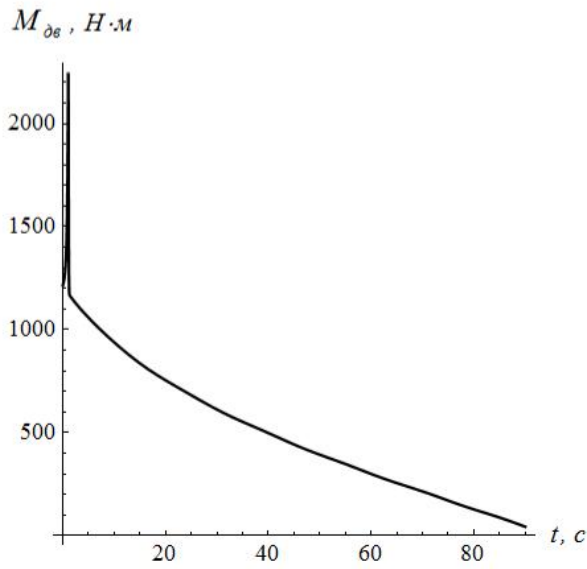
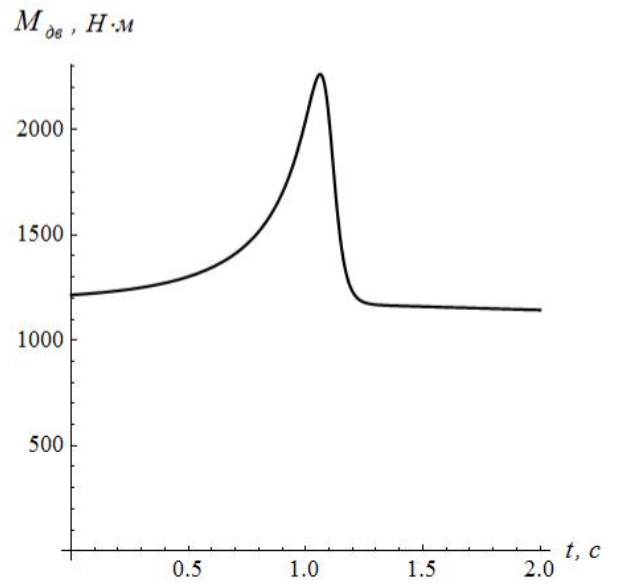


Рис. 3 Графік зміни кутової швидкості основної секції шарнірно-зчленованої стрілової системи: а) графіки зміни кутової швидкості, б) кутового прискорення, в) основної секції шарнірно-зчленованої стрілової системи під час пуску.

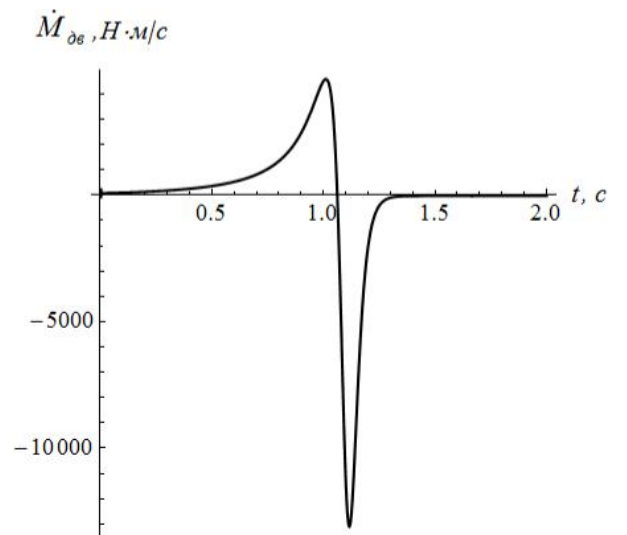


а)



б)

Рис. 4 Графік зміни обертового моменту на валу привідного двигуна: а) графіки зміни обертового моменту, б) швидкості зміни обертового моменту, в) на валу привідного двигуна



в)

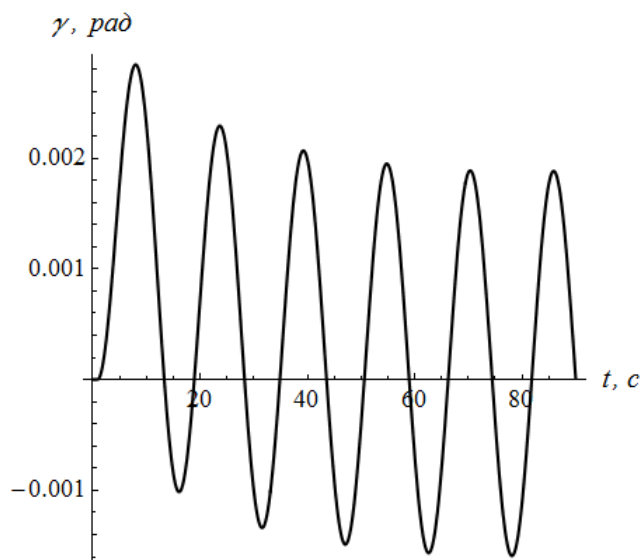


Рис. 5 Графік зміни кутової координати відхилення вантажу від вертикалі

Отримані графіки показують, що кутова швидкість у момент пуску різко зростає, потім плавно змінюється відповідно до положення основної секції стрілової системи (рис.3). Під час пуску спостерігається різкий стрибок обертального моменту на валу привідного двигуна (рис. 4а), що детальніше показаний на рис. 4б, а при усталеному русі момент поступово зменшується. Коливання вантажу спочатку зміщені у додатному напрямку вісі ординат, потім синхронізуються відносно нульового значення кута (рис. 5) і відбуваються з малою амплітудою та з низькою частотою, отже на роботу механізму практично не впливають.

Висновки

1. Під час пуску електродвигуна за природної механічної характеристики виникає різкий стрибок моменту на його валу, що призводить до виникнення динамічних навантажень на ланки приводного механізму та металоконструкції крана.

2. Виникають коливання вантажу, які тривають протягом усталеного руху стрілової системи. Проте ці коливання незначні і на роботу крана практично не впливають.

3. Для зменшення динамічних навантажень та коливань вантажу необхідно здійснювати керування моментом на привідному двигуні під час пуску та усталеного режиму руху.

Список літератури

1. Будіков Л.Я. Багатопараметричний аналіз динаміки вантажопідйомних кранів мостового типу: Монографія / Л.Я. Будіков – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2003. – 210с.
2. Будіщев М.С. Електротехніка, електроніка та мікропроцесорна техніка. Підруч – Львів: Афіша, 2001. – 424с.
3. Волков Д.П. Динамические загрузки универсальных экскаваторов-кранов / Д.П. Волков – М.: Машгиз, 1958. – 268с.
4. Горський Б.Є. Динамічне удосконалення механічних систем [Монографія. – 3-тє вид., переробл. і доповн.] / Б.Є. Горський – К., 1995. – 292с.

5. Григоров О.В., Офій В.В., Рахманий А.С. Динамічні навантаження у вантажопідійомних машинах: [навч.-метод. посібник] / О.В. Григоров, В.В. Офій, А.С. Рахманий – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – 69с.
6. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак – М.: Машиностроение, 1968. – 332 с.
7. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С.Н. Кожевников – К.: Наук, думка, 1986. – 288с.
8. Крамаров М.С. Динамика механизмов и машин / М.С. Крамаров – М.: Машиностроение, 1969. – 206с.
9. Ловейкін В.С. Спосіб зрівноваження шарнірно зчленованої-стрілової системи баштового крана / В.С. Ловейкін, О.Г. Шевчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини – 2011. – 78. – С. 35-39.
10. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов – М.: Машиностроение, 1987. – 160с.
11. Невзоров Л.А. Башенные краны: учебник для сред. проф.-техн. училищ – 4-е изд., перераб., и доп.] / Л.А. Невзоров – М.: Высш. Школа, 1980. – 326с.
12. Сергеев С.Т. Надёжность и долговечность подъёмных кранов / С.Т. Сергеев – К.: Техніка, 1968. – 238с.
13. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортных машин / А.А. Смехов, Н.И. Єрофеев – М.: Машиностроение, 1975. – 239с.

**АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОЙ
СТРЕЛОВОЙ СИСТЕМЫ БАШЕННОГО КРАНА
ПРИ ДВИЖЕНИИ СТРЕЛЫ**

В.С. Ловейкин, А.Г. Шевчук

Проведен динамический анализ движения шарнирно-сочлененной стреловой системы во время пуска и установившегося режима движения. Установлено, что во время пуска электродвигателя на естественной механической характеристике возникает резкий скачок крутящего момента на его валу, что приводит к возникновению динамических нагрузок на звенья приводного механизма и металлоконструкции крана, а так же к появлению маятниковых колебаний груза.

Ключевые слова: башенный кран, шарнирно-сочлененная стреловая система, анализ движения, колебания груза.

ANALYSIS OF LUFFING ARTICULATED JIB TOWER CRANE OCCURRING BY JIB MOTION

V. Loveykin, O. Shevchuk

This paper deals with the problem of dynamic behaviour of the articulated jib tower crane in case of operation by a jib lifting mechanism during start-up and stable motion. It has been found that during the starting of the motor at the natural mechanical characteristics arises a torque spike on its shaft, which gives a rise to dynamic loads on the links of the driving mechanism and the crane's frame, as well as the appearance of the pendulum oscillation of the payload.

Key words: *tower crane, articulated jib, motion analysis, pendulum oscillation.*