

УДК 621.87

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ**

**©Подоляк О. С., Мельниченко О. А.**

*Українська інженерно-педагогічна академія*

### **Інформація про авторів:**

**Подоляк Олег Степанович:** ORCID: 0000-0002-1477-8548; podoliak.09@rambler.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри металоріжучого обладання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

**Мельниченко Олександр Анатолійович:** ORCID: 0000-0003-0648-2218; podoliak.09@rambler.ru; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Встановлено найбільш ефективну робочу характеристику гідравлічного гасителя коливань, який може використовуватися в стріловій системі самохідних кранів з метою зменшення динамічних навантажень при підніманні вантажу з жорсткої основи.

Дослідження проводились числовими методами за допомогою математичної моделі, яка описує перехідні процеси, що виникають в стріловій системі самохідного крана з електроприводом при підніманні вантажу. Для визначення впливу різних робочих характеристик на динамічні навантаження було побудовано двохмасову динамічну модель, яка описує зміну сили опору гасителя по трьом законам: лінійному, прогресивному і регресивному. Для реалізації моделі був використаний числовий метод кінцевих різниць.

Динамічна навантаженість системи оцінювалась методом порівняльного аналізу графіків зусиль, переміщень і швидкостей приведених мас стрілової системи. При підніманні вантажу «з підхватом» і застосуванні гідравлічного гасителя коливань з різними робочими характеристиками встановлено, що найбільш ефективним є включення в силовий ланцюг підвіски вантажу гасителя коливань з регресивною робочою характеристикою.

**Ключові слова:** стріла; вантаж; підвіска; гідравлічний гаситель; коливання, сила опору.

*Подоляк О. С., Мельниченко А. А.* «Исследование влияния рабочих характеристик гасителей колебаний на динамические нагрузки стреловой системы».

Установлена наиболее эффективная рабочая характеристика гидравлического гасителя колебаний, который может использоваться в стреловой системе самоходных кранов с целью уменьшения динамических нагрузок при подъеме груза с жесткой основы.

Исследования проводились численными методами с помощью математической модели, которая описывает переходные процессы, возникающие в стреловой системе самоходного крана с электроприводом при подъеме груза. Для определения влияния различных рабочих характеристик на динамические нагрузки была построена двухмассовая динамическая модель, которая описывает изменение силы сопротивления гидравлического гасителя по трем законам: линейному, прогрессивному и регрессивному. Для реализации модели использовался метод конечных разностей.

Динамическая нагруженность системы оценивалась методом сравнительного анализа графиков усилий, перемещений и скоростей приведенных масс стреловой системы. При подъеме груза «с подхватом» и применении гидравлического гасителя колебаний с различными рабочими характеристиками, установлено, что наиболее эффективным является включение в силовую цепь грузовой подвески гасителя колебаний с регрессивной рабочей характеристикой.

**Ключевые слова:** стрела; груз; подвеска; гидравлический гаситель; колебания, сила сопротивления.

**Podoliak O., Melnichenko. O.** “Research of the influence of operating characteristics of dampers on dynamic loads of the boom system”.

The most effective operating characteristic of hydraulic damper that can be used in boom system of mobile cranes for decrease dynamic loads during lifting a load from a rigid base is determined.

Research by numerical methods with a mathematical model describing transition processes arising in boom system of mobile crane with electric drive during load lifting were conducted. The two-mass dynamic model for estimation of the influence of different operating characteristics on dynamic loads was built. It is describing the resisting force changing of hydraulic damper according to the three laws: linear, progressive and regressive. The method of finite differences for model realization was used.

Dynamic stress loading of system by method of comparative analysis of curves of efforts, displacements and velocities of reduced mass of boom system was estimated. It during load lifting with snatching and applying a hydraulic damper with different operating characteristics is determined that most effective is including in power circuit a load suspension of the damper with regressive operating characteristic.

**Key words:** boom; load; suspension; hydraulic damper; vibrations; resisting force.

### **1. Актуальність роботи**

Від вибору раціональних робочих характеристик гасителів коливань залежить ефективність їх використання в тих чи інших умовах. Робочі характеристики гідравлічного гасителя являють собою залежність сили його непружного опору від кінематичних параметрів: переміщення, швидкості та прискорення; переміщення відносно рухомих частин: поршень – циліндр (в телескопічних гасителях) або важіль – корпус (важільні і крильчасті гасителі). Найбільш ефективним вважається комбінований тип характеристики, коли регулюються одразу декілька основних робочих параметрів. Але конструкція гасителів з такою характеристикою є більш трудомісткою в виробництві і в обслуговуванні. До того ж, на практиці іноді достатньо вплинути на якийсь один з робочих параметрів гасителя, щоб досягти бажаного результату. При виборі конструктивних рішень в першу чергу потрібно враховувати, якій характеристиці повинен відповідати гідравлічний гаситель.

### **2. Огляд опублікованої літератури**

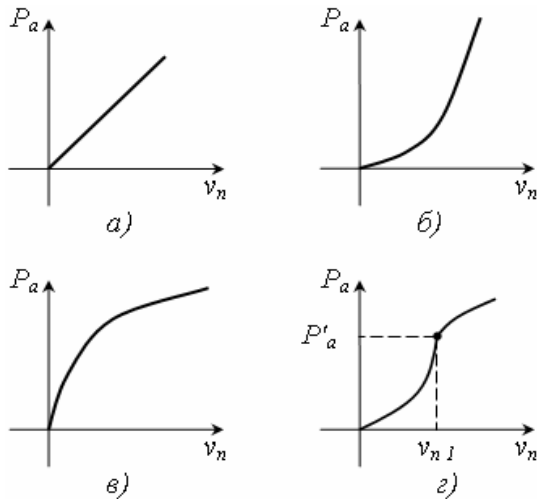
В роботах [1, 2] автори пропонують визначати раціональні параметри гасителів і буферів за допомогою математичного моделювання, реалізуючи системи рівнянь числовими методами.

Демпферні характеристики телескопічних гасителів мають різний вигляд і будуються в координатах: сила опору  $P_a$  - швидкість руху поршня  $v_n$  (рис. 1, *a-z*). Приведені криві не завжди можуть бути описані точними аналітичними залежностями в повному діапазоні швидкостей. Для спрощення розглядають окремі ділянки характеристики, які можуть бути з достатньою точністю описані аналітичними виразами.

Закономірності зміни сили непружного опору розрізняють в основному по показнику степеня  $n$ : лінійний,  $n = 1$ ; прогресивний,  $n > 1$ ; регресивний  $n < 1$  (рис. 1, *a-в*); співвідношенню між коефіцієнтами опору при стисканні  $k_{nc}$  і віддачі  $k_{nv}$ : односторонні, наприклад  $k_{nc}$ , або  $k_{nv} = 0$ ;

**Піднімально-транспортні машини**

двосторонні,  $k_{nc}$ , і  $k_{ne} \neq 0$ ; несиметричні,  $k_{nc} \neq k_{ne}$ ; симетричні,  $k_{nc} = k_{ne}$ ; наявності або відсутності другої (клапанної) ділянки характеристики (рис. 1, г), на якій можуть бути розповсюдженні два перших признаки (починаючи з точки з координатами  $P'_a$  і  $|v_{nI}|$ ).



**Рис. 1** – Характеристики опору гідравлічних гасителів: *a* – лінійна; *б* – прогресивна (квадратична); *в* – регресивна; *г* – комбінована

Диференціальні рівняння руху описані в роботах [3, 4].

Другий етап руху

$$\begin{aligned}
 m_n \cdot \frac{d^2 y_n}{dt^2} + P_{K2} - P_{\Gamma n} - P_{dq} &= 0; \\
 m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - (P_{K2} - P_{\Gamma n}) + k_{Dc} \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0. \\
 P_{K2} = c_e (y_n - y_c) + k_{De} \cdot (\dot{y}_n - \dot{y}_c) &= Q.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Третій етап руху

$$\begin{aligned}
 m_n \cdot \frac{d^2 y_n}{dt^2} + P_{K3} - P_{\Gamma n} - P_{dq} &= 0, \\
 m_c \cdot \frac{d^2 y_c}{dt^2} - (P_{K3} - P_{\Gamma n}) + k_{Dc} \cdot \frac{dy_c}{dt} + c_c \cdot y_c &= 0, \\
 m_e \cdot \frac{d^2 y_e}{dt^2} - (P_{K3} - P_{\Gamma n}) + m_e \cdot g &= 0, \\
 P_{K3} = c_e (y_n - y_c - y_e) + k_{De} \cdot (\dot{y}_n - \dot{y}_c - \dot{y}_e)
 \end{aligned} \tag{2}$$

В диференціальні рівняння (1), (2) введено робочу характеристику гасителя у вигляді сили опору  $P_{\Gamma n}$ , яка відповідає лінійній, прогресивній і регресивній характеристиці:

$$\begin{aligned}
 P_{\Gamma 1} &= c_{\Gamma} (y_n - y_e) + \psi (\dot{y}_n - \dot{y}_e); \\
 P_{\Gamma 2} &= c_{\Gamma} (y_n - y_e) + \psi (\dot{y}_n - \dot{y}_e)^2; \\
 P_{\Gamma 3} &= c_{\Gamma} (y_n - y_e) + \psi (\dot{y}_n - \dot{y}_e)^{1/2}.
 \end{aligned}$$

З метою визначення сили опору гасителя  $P_{\Gamma n}$  побудована розрахункова схема (рис. 2).

**3. Мета статті**

Знайти найбільш ефективний закон зміни сили опору гідравлічного гасителя коливань, при якому коефіцієнт динаміки стрілової системи буде мати мінімальні значення.

**4. Основна частина**

Для оцінки впливу робочої характеристики (лінійної, прогресивної, регресивної) гасителя коливань, включеного в систему підвіски вантажу на перехідний процес був змодельований рух стрілової системи на цих режимах.

Тут:

$c_{\Gamma}$  – жорсткість пружного елемента гасителя коливань;

$y_n, y_e$  – шляхи, пройдені масами  $m_n, m_e$  від початку координат;

$\psi$  – коефіцієнт гідравлічного тертя (опору);

$Q$  – вага вантажу.

Введемо наступні позначення:

$$\begin{aligned} y_n &= Y_1; & \dot{y}_n &= Y_2; \\ y_c &= Y_3; & \dot{y}_c &= Y_4; \\ y_e &= Y_5; & \dot{y}_e &= Y_6. \end{aligned}$$

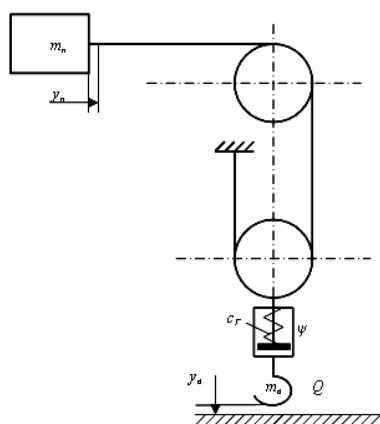
Тоді замість системи диференціальних рівнянь другого порядку (1, 2) отримана система рівнянь першого порядку:

- другий етап руху:

$$\begin{cases} \dot{y}_n = Y_2; \\ \ddot{y}_n = (P_{dq} + P_{\Gamma n} - P_{k2})/m_n; \\ \dot{y}_c = Y_4; \\ \ddot{y}_c = [(P_{k2} - P_{\Gamma n}) - P_c]/m_c. \end{cases} \quad (3)$$

- третій етап руху:

$$\begin{cases} \dot{y}_n = Y_2; \\ \ddot{y}_n = (P_{dq} + P_{\Gamma n} - P_{k3})/m_n; \\ \dot{y}_c = Y_4; \\ \ddot{y}_c = [(P_{k3} - P_{\Gamma n}) - P_c]/m_c; \\ \dot{y}_e = Y_6; \\ \ddot{y}_e = (P_{k3} - P_{\Gamma 3}) - m_e \cdot g/m_e. \end{cases} \quad (4)$$



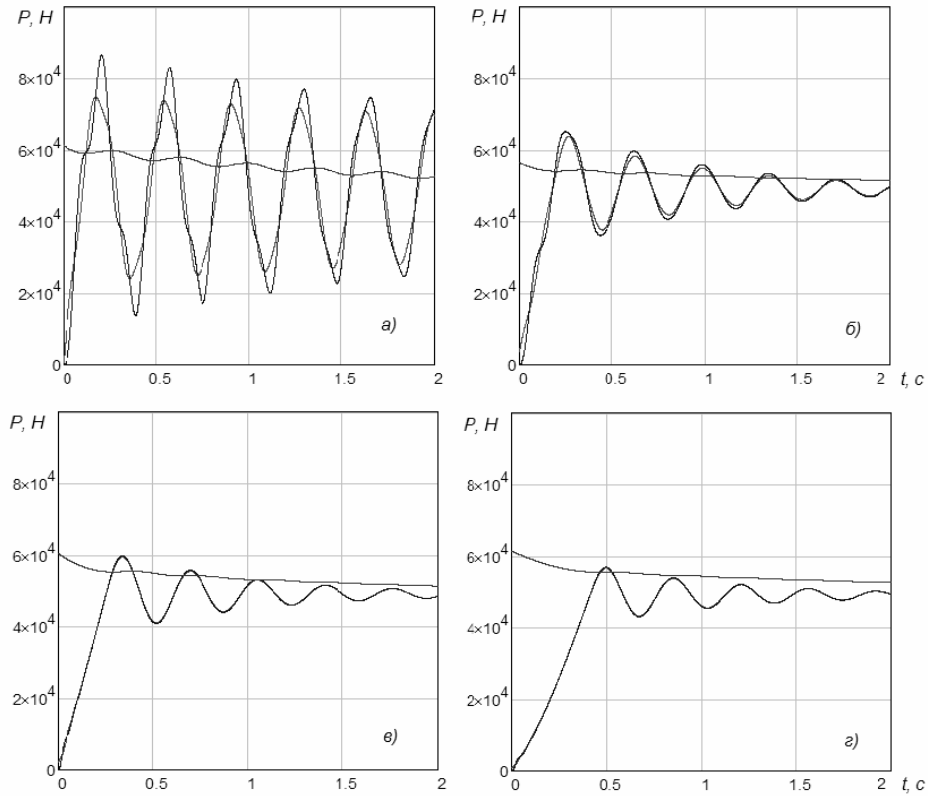
**Рис. 2** – Розрахункова схема для визначення сили опору гасителя коливань

Підставивши в рівняння (3), (4) початкові умови для другого і третього етапу руху [4, 5], отримуємо залежності, які характеризують перехідний процес піднімання вантажу (рис. 3–5) з урахуванням робочої характеристики гасителя коливань.

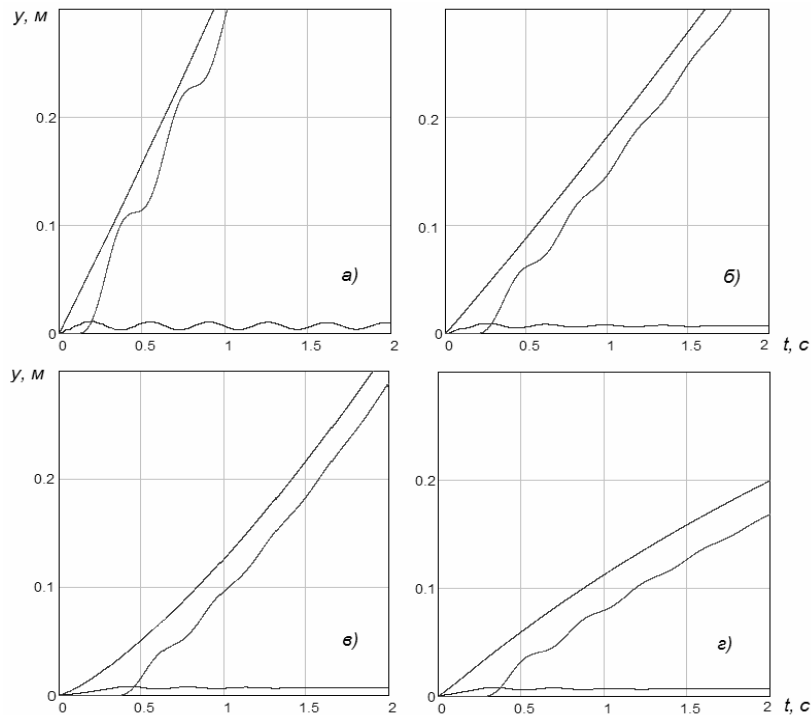
З рисунку 3 видно, як змінюється амплітуда коливань зусиль в вантажних канатах, стрілі і приводі механізму піднімання при різних робочих характеристиках гасителя коливань. Так в порівнянні з графіком (рис. 3, а), коли гаситель коливань відсутній видно, що закон зміни опору гасителя суттєво впливає на амплітуду і час затухання коливань зусиль. Очевидно, що найбільш ефективно на ці показники впливає регресивний закон (рис. 3, з) на відміну від лінійного (рис. 3, б) і прогресивного (рис. 3, в).

Переміщення приведених мас, що моделюють рух стрілової системи приведені на рис. 4.

**Піднімально-транспортні машини**



**Рис. 3** – Графіки зміни зусиль в часі при різних робочих характеристиках гасителя коливань:  
*a* – без гасителя; *б* – лінійна характеристика; *в* – прогресивна характеристика;  
*г* – регресивна характеристика;  
 – зусилля в вантажних канатах ( $P_k$ ); – зусилля в стрілі ( $P_c$ ); – зусилля привода ( $P_d$ )

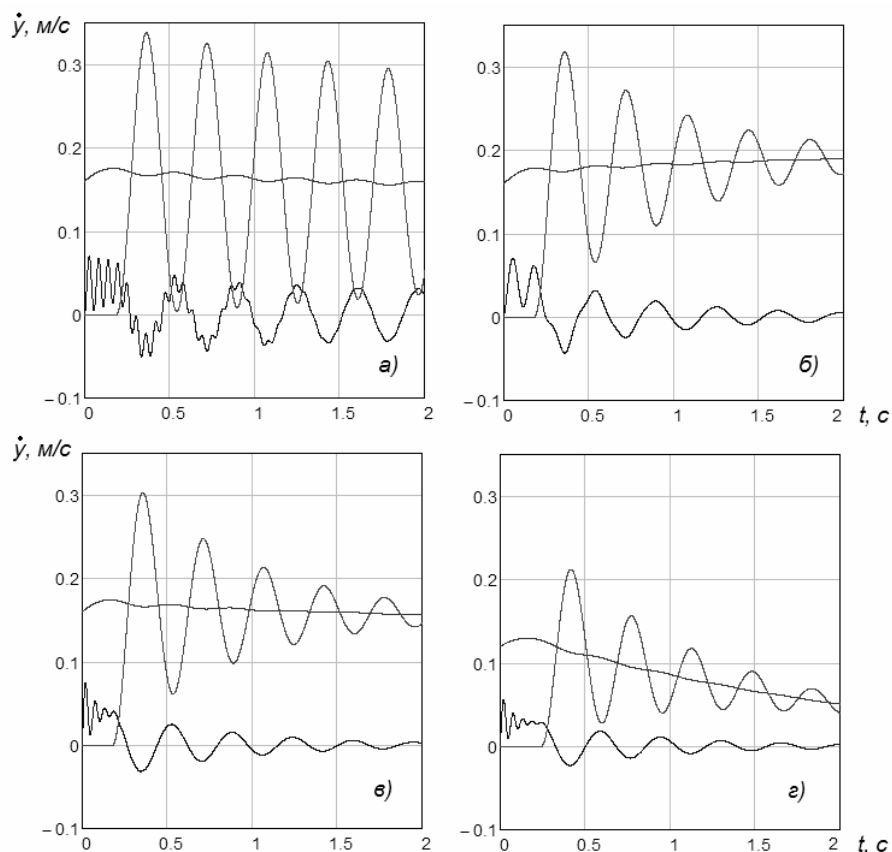


**Рис. 4** – Графік переміщень при різних робочих характеристиках гасителя коливань:  
*a* – без гасителя коливань; *б* – лінійна характеристика; *в* – прогресивна характеристика;  
*г* – регресивна характеристика; – переміщення вантажних канатів ( $y_k$ );  
 – переміщення в стрілі ( $y_c$ ); – переміщення привода ( $y_n$ )

## Піднімально-транспортні машини

Аналіз графіків (рис. 4) свідчить, що при різних характеристиках гасителя коливань змінюється закономірність переміщень приведених мас і розмах коливань мас вантажу і стріли.

Графіки зміни швидкості приведених мас при різних характеристиках гасителя коливань показані на рис. 5.



**Рис. 5** – Графік швидкостей при різних робочих характеристиках гасителя коливань: *а* – без гасителя коливань; *б* – лінійна характеристика; *в* – прогресивна характеристика; *г* – регресивна характеристика; – швидкість приведеної маси вантажу ( $\dot{y}_g$ ); – швидкість приведеної маси стріли ( $\dot{y}_c$ ); – швидкість приведеної маси привода ( $\dot{y}_n$ )

З рисунка 5 видно, що застосування різних робочих характеристик гасителя коливань приводить до зміни розмаху і часу затухання коливань швидкостей приведених мас стрілової системи.

### 5. Обговорення результатів експерименту

Отже з порівняльного аналізу графіків зусиль, переміщень і швидкостей елементів стрілової системи при підніманні вантажу «з підхватом» і застосуванні гідравлічного гасителя коливань з різними робочими характеристиками видно, що найбільш ефективним є включення в силовий ланцюг підвіски вантажу гасителя коливань з регресивною робочою характеристикою. Так графік зусиль показав (рис. 3), що коефіцієнт динамічності металоконструкції стріли при відсутності гасителя (рис. 3, *а*) становить 1,7, при застосуванні гасителя з лінійною характеристикою (рис. 3, *б*) 1,35, гасителя з прогресивною характеристикою (рис. 3, *в*) 1,22 і гасителя з регресивною характеристикою (рис. 3, *г*) 1,11. Суттєве зменшення амплітуди коливань зусиль спостерігається і в вантажних канатах.

## Піднімально-транспортні машини

---

Слід також зазначити, що застосування гасителя коливань з регресивною робочою характеристикою приводить до значного згасання коливань зусиль, переміщень і швидкостей елементів стрілової системи на другій секунді руху.

### Висновки

Проведені дослідження дозволили встановити найбільш ефективний закон зміни сили опору гідравлічного гасителя коливань, що дозволило зменшити коефіцієнт динаміки стрілової системи на 60%.

### Список використаних джерел:

1. Семенов В. Ф. Математическая модель процесса гашения колебаний металлоконструкции козлового крана / В. Ф. Семенов, А. П. Марцинкевич // Підвищення ефективності технології та техніки для виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і колійних робіт на залізничному транспорті. – Харків : ХарДАЗТУ. – 1999. – № 36. – С. 3-11.
2. Ісьєміні І. І. Визначення параметрів пневмогідравлічного буфера, що забезпечують безпечну зупинку крана / І. І. Ісьєміні, Г. І. Фесенко // *Машинобудування* : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2014. – № 14. – С. 10-14.
3. О. С. Подоляк. Исследование динамических нагрузок при подъеме груза с жесткого основания автомобильным краном / О. С. Подоляк // *Східно-Європейський журнал передових технологій*. – Харків, 2009. – № 1/5(37). – С. 43-47.
4. Подоляк О. С. Анализ динамики подъема груза автомобильным краном / О. С. Подоляк // *Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства*. – 2009. – Вип. 77. – С. 162-169.
5. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа : монографія / Л. Я. Будиков. – Луганск, 2003. – 210 с.

### References

1. Semenyuk, V & Martsinkevich, A 1999, 'Matematicheskaya model protsessha gasheniya kolebaniy metallokonstruktsii kozlovogo kрана', *Pidvyshchennia efektyvnosti tekhnolohii ta tekhniky dlia vykonannia vantazhno-rozvantazhuvalnykh, budivelnykh i koliinykh robіt na zaliznychnomu transporti*, no. 36, pp. 3-11.
2. Isyemini, I & Fesenko, H 2014, 'Estimation of parameters of the pneumohydraulic buffer that provide safety stop of a crane', *Mashynobuduvannia*, iss. 14, pp. 10-14.
3. Podolyak, O 2009, 'Issledovaniye dinamicheskikh nagruzok pri podyeme gruzha s zhestkogo osnovaniya avtomobilnym kranom', *Skhidno-Ievropeiskiy zhurnal peredovykh tekhnolohii*, no. 1/5(37), pp. 43-47.
4. Podolyak, O 2009, 'Analiz dinamiki podyema gruzha avtomobilnym kranom', *Visnyk kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva*, iss. 77, pp. 162 – 169.
5. Budikov, L 2003, *Mnogoparametricheskyy analiz dinamiki gruzopodyemnykh kranov mostovogo tipa*, SNU im. V. Dalya, Lugansk.

Стаття надійшла до редакції 13 червня 2016 р.