

УДК 621.87

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РУХУ СТІЛИ ТА РУКОЯТІ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА

В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, О. О. Сподоба, М. О. Сподоба

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: sp1309@ukr.net.

*Історія статті: отримано – січень 2021, акцептовано – червень 2021, опубліковано – 30 липня 2021 року.
Бібл. 20, рис. 3, табл. 0.*

Анотація. З метою підвищення продуктивності та надійності крана-маніпулятора з гідроприводом згідно з нормативно-технічною документацією, яка регламентує безпечну експлуатацію багатоланкових кранів-маніпуляторів допускається суміщення рухів з одночасним переміщенням декількох ланок стрілової системи.

В результаті в роботі розглянута методика проведення експериментальних досліджень в площині зміни вильоту стрілової системи із вантажем крана-маніпулятора. Експериментальні дослідження проводились за умови одночасного кутового переміщення стріли та рукояті.

Для проведення експериментальних досліджень спроектовано та виготовлено експериментальну установку крана-маніпулятора з гідравлічним приводом. Підібрано та налаштовано вимірювально-реєструюче обладнання.

В рамках проведення експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем розроблено систему керування механізмами приводу, яка дає можливість реалізувати оптимальні режими руху ланок стрілової системи.

В результаті проведено експериментальні дослідження за умови одночасного кутового переміщення стріли та рукояті з вантажем на кінці стрілової системи. Отримано пакет даних за реальними та оптимальними режимами руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора. Оброблені дані наведені в графічному вигляді та проведено порівняльний аналіз за реальними та оптимальними режимами руху.

Розроблена методика проведення експериментальних досліджень дала змогу визначити вплив одночасного переміщення стріли та рукояті на коливання вантажу, та вплив коливання вантажу на динамічні навантаження, які виникають в стріловій системі та елементах приводу крана-маніпулятора.

Ключові слова: експериментальні дослідження, зміна вильоту, суміщення рухів, кран-маніпулятор, динамічні навантаження, коливання вантажу.

Постановка проблеми

В процесі виконання технологічного процесу розвантажувально-завантажувальних операцій в елементах стрілової системи та елементах приводу крана-маніпулятора виникають динамічні навантаження, в наслідок нерівномірного обертання стрілової системи при рівномірному переміщенні штоків гідроциліндрів. Динамічні навантаження залежать від кінематичних параметрів крана-маніпулятора та від характеру зміни швидкості переміщення ланок стрілової системи з вантажем. Згідно з нормативно-технічною документацією, яка регламентує роботу багатоланкових кранів-маніпуляторів [1, 2] допускається суміщення операцій одночасного переміщення декількох ланок стрілової системи крана-маніпулятора. При суміщенні операцій одночасного переміщення двох ланок стрілової системи з вантажем можна значно знизити динамічні навантаження і відповідно підвищити продуктивність, надійність елементів стрілової системи та гідравлічного обладнання крана-маніпулятора. Для визначення дійсних динамічних навантажень в елементах конструкції крана-маніпулятора при суміщенні рухів ланок стрілової системи необхідно мати адекватні математичні моделі [3-8].

Аналіз останніх досліджень

Відомі [6-13] методи побудови математичної моделі крана-маніпулятора. В даних роботах стрілова система крана-маніпулятора представлена, як голономна механічна система, в якій центр ваги ланок металоконструкції співпадає з їх геометричними параметрами. В роботах [6-17] розглянуто побудову математичної моделі крана-маніпулятора, встановлено зв'язок між кінематичними залежностями привідної ланки крана-маніпулятора та вантажу. Проаналізовано вплив динамічних навантажень на елементи металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора. В роботах [10, 11] розглянуто аналіз впливу суміщення рухів трьох ланок стрілової системи на динамічну навантаженість крана-маніпулятора. В

роботі [18-20] розглянуто методику проведення експериментальних досліджень в площині зміни вильоту стрілової системи із вантажем за умови одночасного кутового переміщення рукояті та зменшення лінійного переміщення телескопічної секції крана-маніпулятора.

При досить великому обсязі розгляду проблеми динамічного аналізу суміщення одночасного руху ланок стрілової системи, розв'язок даної задачі для кранів-маніпуляторів з гідроприводом не розглянуто з врахуванням коливання вантажу на кінці стрілової системи.

Мета досліджень

Метою проведення експериментальних досліджень при суміщенні одночасного кутового переміщення кутового переміщення стріли та рукояті є отримання фактичних результатів динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом та шарнірно закріпленим вантажем на жорсткому підвісі за реальним та оптимальним режимами руху.

Результати досліджень

Проведені теоретичні дослідження динаміки гідравлічного приводу із золотниковим розподільником [19] дали можливість визначити залежності привідних зусиль, які розвивають гідравлічні циліндри в початковий момент руху при різних законах зміни прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника.

Для забезпечення оптимального режиму руху, необхідно визначити залежність зміни прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника, що забезпечить необхідну об'ємну подачу робочої рідини до камери гідравлічного циліндра та тим самим надасть йому оптимальні початкові умови зміни рушійного зусилля. Розрахунок проводився для двох випадків переміщення. В першому випадку шток гідравлічного циліндра починав рух з крайнього положення, а в другому випадку із середнього положення, для врахування піддатливості елементів гідравлічної системи та відповідно робочої рідини.

Використовуючи базові золотники з лінійною залежністю зміни прохідної площі, неможливо відтворити оптимальний режим руху елементів стрілової системи. Тому постає завдання, використовуючи даний корпус гідравлічного розподільника, створити золотник із такими геометричними параметрами, який дасть можливість реалізувати оптимальний режим руху. Для цього на ущілюючих кромках циліндричного золотника радіально осі золотника виконуються дросельні щілини. Це дає можливість забезпечити оптимальну об'ємну пропускну здатність гідравлічного розподільника в початковий момент руху, та відповідно зменшити пікові значення рушійних зусиль. Саме за таких умов можливо досягти плавного пуску та гальмування штоків гідравлічних циліндрів.

Оскільки дросельні щілини можуть набувати різноманітної форми та відповідно різноманітних геометричних параметрів, проведено дослідження з утворення дросельних щілин за різними геометричними параметрами. Для досягнення даної мети повинні виконуватись наступні умови: переміщення конструктивно зміненого золотника повинно відповідати переміщенню базового золотника (переміщення базового золотника становить $\Delta z = 3 \text{ мм}$); діаметр золотника залишається незмінним, $d_3 = 14 \text{ мм}$; максимальна утворена площа конструктивно зміненої золотникової пари повинна дорівнювати максимальній утвореній площі базової золотникової пари, тобто: $f_{\text{проектована}} \geq f_{\text{базова}}$.

Згідно з вище переліченими умовами розглянуто наступні типи утворення дросельних щілин на циліндричному золотнику.

Для визначення зміни рушійного зусилля використано рівняння руху штоку гідравлічного циліндра (1) [19]

$$m_{np} \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} = P_a \cdot A_a - P_b \cdot A_b - m_{np} \cdot g, \quad (1)$$

де m_{np} – приведена маса рухомих частин та робочої рідини, кг; x – переміщення штоку гідроциліндра, м; B – коефіцієнт демпфуючої сили, зв'язаної з наявністю сил в'язкого та сухого тертя в елементах гідравлічної системи, Н/(м/с); g – прискорення вільного падіння, м/с².

Розглянуто гідравлічний золотниковий розподільник, у якого на робочих кромках золотника радіально розміщені дросельні щілини у вигляді трикутної призми змінного перерізу по осі золотника та кільцевою проточкою в корпусі (рис. 1).

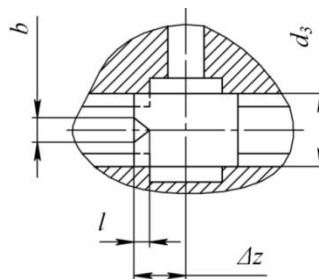


Рис. 1. Схема розміщення дросельних щілин на золотнику.

Fig. 1. The scheme of the throttle slots on the spool.

Зміна прохідної площі для даного конструктивного виконання дросельних щілин визначається наступним виразом:

$$f = n \cdot \frac{b \cdot \Delta z^2}{2 \cdot l}, \quad (2)$$

де n – кількість дросельних щілин, $n=4$; b – ширина дросельної щілини, $b=4,7 \text{ мм}$; l – довжина дросельної щілини, $l=3 \text{ мм}$; Δz – переміщення золотника, $\Delta z = 3 \text{ мм}$.

Використовуючи рівняння руху штоку гідравлічного циліндра (1), отримано залежність зміни рушійного зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр в початковий момент руху в залежності від зміни

прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника. При цьому прийнято, що: золотник переміщується з нейтрального положення в максимальне робоче за час $t=0,25$ с; максимальна утворена площа становить $f=28,2$ мм². Результати розрахунку зображено на рис. 2.

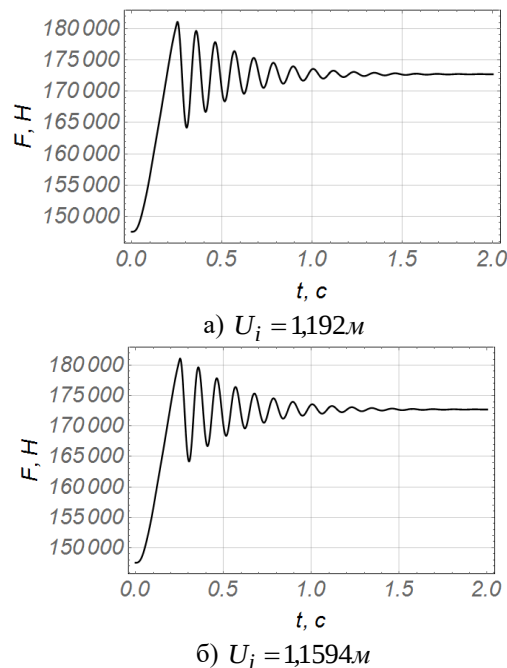


Рис. 2. Зміна рушійного зусилля при переміщенні штоку а) з крайнього положення; б) із середнього положення.

Fig. 2. Changing the driving force when moving the rod a) from the extreme position; b) from the middle position.

Розглянуто гідравлічний золотниковий розподільник, у якого на робочих кромках золотника радіально розміщені дросельні щілини у вигляді циліндричних виточок змінного перерізу по осі золотника та кільцевою проточною в корпусі (рис. 3).

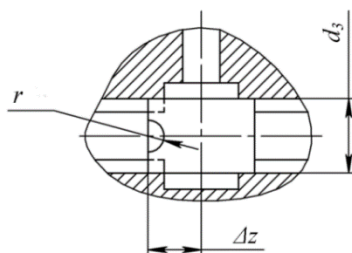


Рис. 3. Схема розміщення дросельних щілин на золотнику.

Fig. 3. The scheme of the throttle slots on the spool.

Зміна прохідної площі для даного конструктивного виконання дросельних щілин визначається наступним виразом:

$$f = n \frac{r^2}{2} \left(2 \arccos \left(\frac{r - \Delta z}{r} \right) - \sin \left(2 \arccos \left(\frac{r - \Delta z}{r} \right) \right) \right), \quad (3)$$

де n – кількість дросельних щілин, $n=4$; r – радіус дросельної щілини, $r=3$ мм; Δz – переміщення золотника, $\Delta z = 3$ мм.

Використовуючи рівняння руху штоку гідравлічного циліндра (1), отримано залежність зміни рушійного зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр в початковий момент руху в залежності від зміни прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника. При цьому прийнято, що: золотник переміщується з нейтрального положення в максимальне робоче за час $t=0,25$ с; максимальна утворена площа становить $f=28,27$ мм². Результати розрахунку зображено на рис. 4.

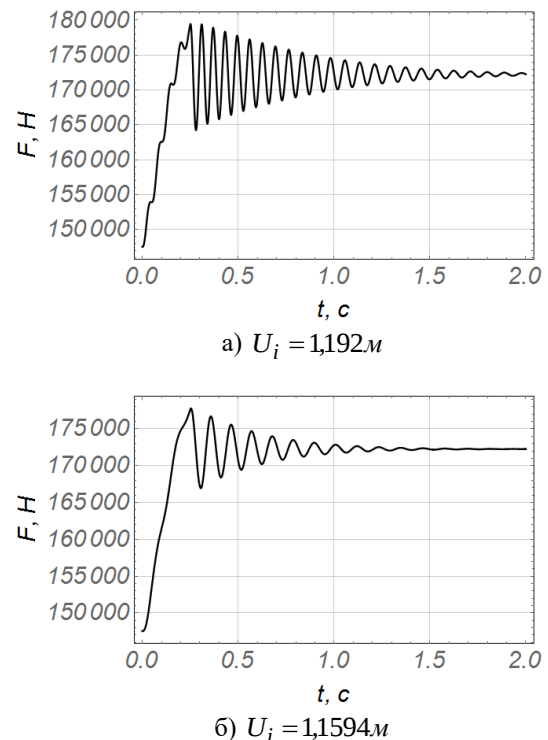


Рис. 4. Зміна рушійного зусилля при переміщенні штоку а) з крайнього положення; б) із середнього положення.

Fig. 4. Changing the driving force when moving the rod a) from the extreme position; b) from the middle position.

Розглянуто гідравлічний золотниковий розподільник, у якого на робочих кромках золотника радіально розміщені дросельні щілини у вигляді конусних виточок змінного перерізу по осі золотника та кільцевою проточною в корпусі (рис. 5).

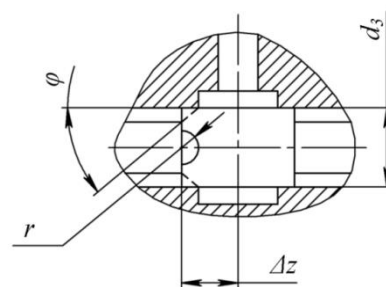


Рис. 5. Схема розміщення дросельних щілин на золотнику.

Fig. 5. The scheme of the throttle slots on the spool.

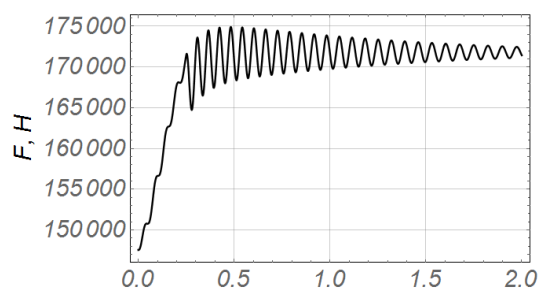
Зміна прохідної площі для даного

конструктивного виконання дросельних щілин визначається наступним чином:

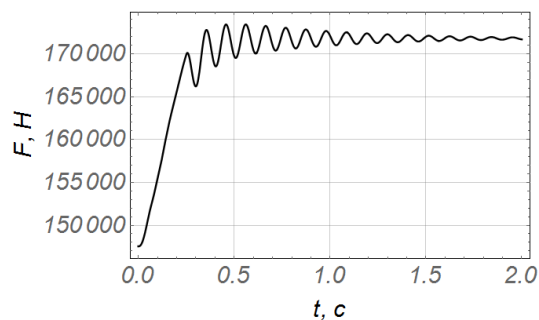
$$f = n \cdot \frac{r^2}{2} \cdot \left(2 \cdot \arccos\left(\frac{r - \Delta z}{r}\right) - \sin\left(2 \cdot \arccos\left(\frac{r - \Delta z}{r}\right)\right) \right) \cdot \sin(\varphi) \quad (4)$$

де n – кількість дросельних щілин, $n=4$; r – радіус дросельної щілини, $r=3$ мм; φ – кут утворення конусу, $\varphi = 30^\circ$; Δz – переміщення золотника, $\Delta z = 3$ мм.

Використовуючи рівняння руху штоку гідравлічного циліндра (1), отримано залежність зміни рушійного зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр в початковий момент руху в залежності від зміни прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника. При цьому прийнято, що: золотник переміщується з нейтрального положення в максимальне робоче за час $t=0,25$ с; максимальна утворена площа становить $f=28,27$ мм². Результати розрахунку зображено на рис. 6.



а) $U_i = 1,192$ м



б) $U_i = 1,1594$ м

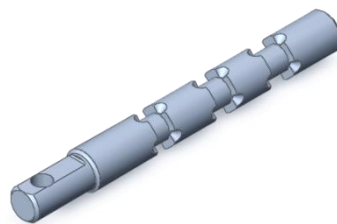
Рис. 6. Зміна рушійного зусилля при переміщенні штоку а) з крайнього положення; б) із середнього положення.

Fig. 6. Changing the driving force when moving the rod a) from the extreme position; b) from the middle position.

Порівнявши між собою отримані результати конструктивного виконання утворених дросельних щілин, видно, що в усіх трьох випадках зміна прохідної площі приймає вигляд параболічної кривої, але з різними параметрами пропускної здатності робочої рідини в часі. Враховуючи отримані графічні залежності зображені на рис. 7, за яких можливо реалізувати оптимальний режим руху, для виготовлення золотника прийнято варіант, коли

дросельні щілини виконані у вигляді конусних виточок змінного перерізу по осі золотника. Оскільки за таких геометричних параметрів дросельних щілин найбільше мінімізуються рушійні зусилля в початковий момент руху.

Прийнявши до уваги вищеописані припущення та розрахунки, було виготовлено золотник із дросельними щілинами. На рис. 7 зображено конструктивно змінений золотник, за допомогою якого виконується керування механізмами приводу та надання ланкам стрілової системи умов оптимального режиму руху.



а)



б)

Рис. 7. Конструктивно змінений золотник: а) 3D-модель; б) виготовлений золотник.

Fig. 7. Structurally changed spool: a) 3D-model; b) manufactured spool.

Експериментальні дослідження режимів руху ланок стрілової системи проводились на власноруч спроектованій та виготовленій експериментальній установці крана-маніпулятора з гідравлічним приводом (рис. 8).



Рис. 8. Розроблена експериментальна установка крана-маніпулятора.

Fig. 8. The experimental installation of the loader crane is developed.

Експериментальні дослідження одночасного кутового переміщення стріли та рукояті проводились за таких початкових умов:

- Початок руху стріли та рукояті відбувався одночасно;
- початок руху стріли починався із положення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли $U_1 = 0,73\text{ м}$, що відповідає кутовій координаті $\alpha = 0,01\text{ рад}$;
- початок руху рукояті починався із положення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті $U_2 = 0,81\text{ м}$, що відповідає кутовій координаті $\beta = -0,79\text{ рад}$.
- виліт телескопічної секції дорівнював $U_3 = 0\text{ м}$;
- маса вантажу становила 50 кг (рис. 9).

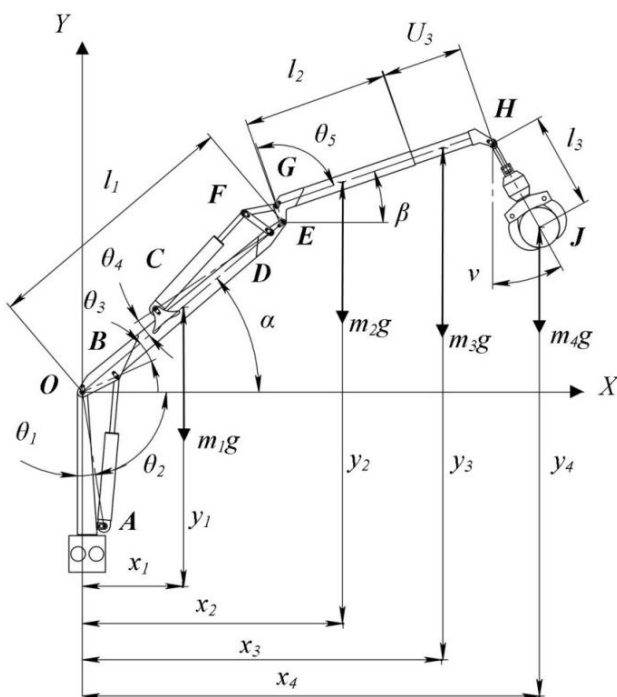
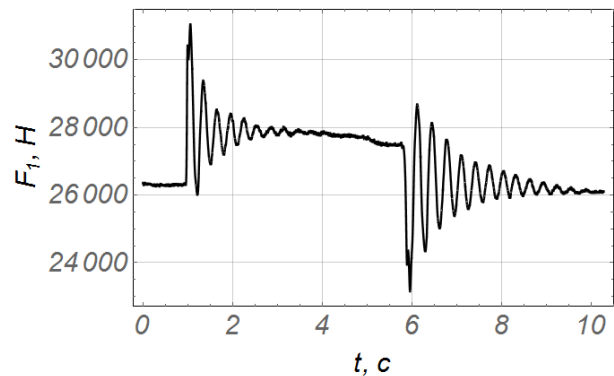


Рис. 9. Схема крана-маніпулятора.
Fig. 9. The scheme of the loader crane.

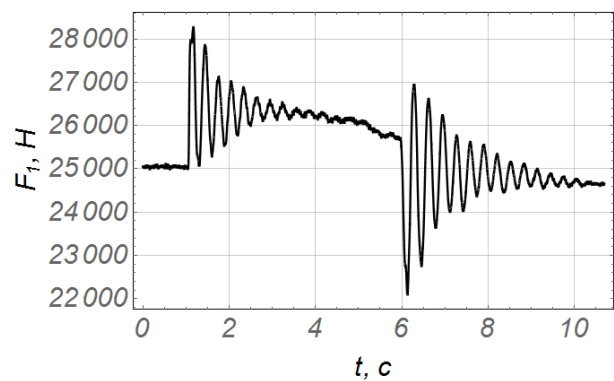
На рис. 9 наведено такі позначення: l_1 – довжина стріли; l_2 – довжина рукояті; l_3 – довжина шарнірного підвісу; m_1 – маса стріли; m_2 – маса рукояті; m_3 – маса телескопічної секції; m_4 – маса вантажу; $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5$ – кути, що утворені геометричними параметрами елементів стрілової системи та приводних гідравлічних циліндрів крана-маніпулятора; x_1, x_2, x_3, x_4 – горизонтальні координати центрів мас стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу; y_1, y_2, y_3, y_4 – вертикальні координати центрів мас відповідно стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу; α, β, v – кутові координати положення стріли, рукояті та вантажу; U_3 – лінійна координата положення телескопічної секції.

Отримані результати експериментального дослідження режимів руху стрілової системи при поєднанні одночасного кутового переміщення стріли

та рукояті з використанням базового та конструктивно зміненого золотників наведено в графічному вигляді на рис. 11 – рис. 16.



а)



б)

Рис. 10. Графік зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр приводу стріли: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 10. The schedule of effort which develops the hydraulic cylinder of the drive of the boom: а) a factory spool; б) structurally changed spool.

Аналізуючи графіки зусилля (рис. 10 а), видно, що на початку руху стріли із використанням базових золотників виникає миттєве зростання відповідно зусилля, значення якого рівне $F_1 = 31149\text{ Н}$. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання зусилля затухаючого характеру, розмах якого становить $\Delta F_1 = 5124\text{ Н}$, протягом 2,5 с.

При гальмуванні розмах коливання зусилля становить: $\Delta F_1 = 5526\text{ Н}$, протягом 4 с. При гальмуванні значення розмаху зусилля на 7% більші ніж при пуску.

За умови використання конструктивно змінених золотників з графіку зусилля (рис. 10 б) видно, що на початку руху стріли виникає миттєве зростання зусилля, значення якого рівне $F_1 = 28385\text{ Н}$. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання зусилля затухаючого характеру, розмах якого становить $\Delta F_1 = 3265\text{ Н}$, протягом 4 с.

При гальмуванні розмах коливання зусилля становить: $\Delta F_1 = 4773\text{ Н}$, протягом 4 с. Та відповідно під час гальмування значення розмаху зусилля на 32% більші ніж при старті.

При порівнянні між собою обох режимів руху

видно, що при використанні конструктивно змінених золотників пікові значення зусиль на початку руху менші на 9%, а розмах значень зусилля зменшився на 36%. При гальмуванні розмах значень зусилля зменшився на 14%.

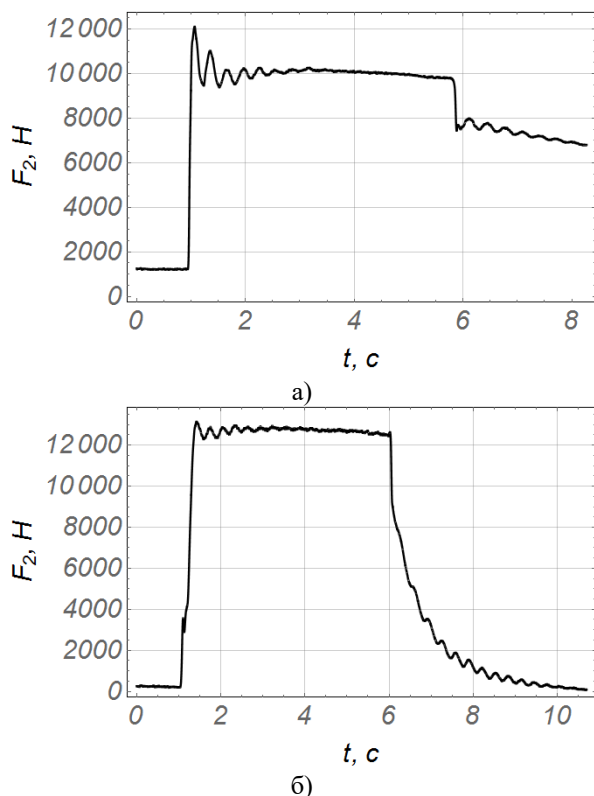


Рис. 11. Графік зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу рукояті: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 11. Graph of the force that develops the hydraulic cylinder of the drive of the jib: a) factory spool; b) structurally changed spool.

В початковий момент руху рукояті при використанні базових золотників виникає миттєве зростання зусилля (рис. 11, а), яке набуває пікового значення $F_2 = 12246$ Н. Надалі при переміщенні рукояті номінальне значення зусилля становить $F_2 = 10174$ Н. Різниця між піковим та номінальним значенням зусилля складає 17%.

Процес гальмування відбувається миттєво, після чого спостерігаються явно виражені коливання вантажу (рис. 14, а)

При використанні конструктивно змінених золотників зростання зусилля на початку руху (рис. 11 б) відбувається плавно, набуваючи пікового значення $F_2 = 13188$ Н. Надалі при переміщенні рукояті номінальне значення зусилля складає $F_2 = 12811$ Н. Різниця між піковим та номінальним значенням зусилля складає 3%. Процес гальмування відбувається плавно, після чого мають місце виражені незначні коливання вантажу (рис. 14, б)

При порівнянні між собою обох режимів руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників пікові значення зусиль на початку руху зменшилися на 82% в порівнянні з базовими

золотниками.

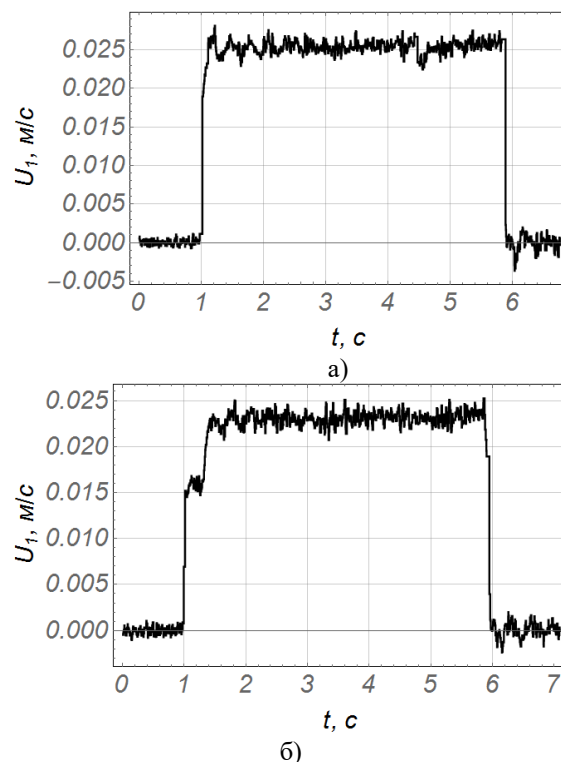


Рис. 12. Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу стріли: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 12. Graph of the speed of movement of the rod of the hydraulic cylinder of the boom drive: a) factory spool; b) structurally changed spool.

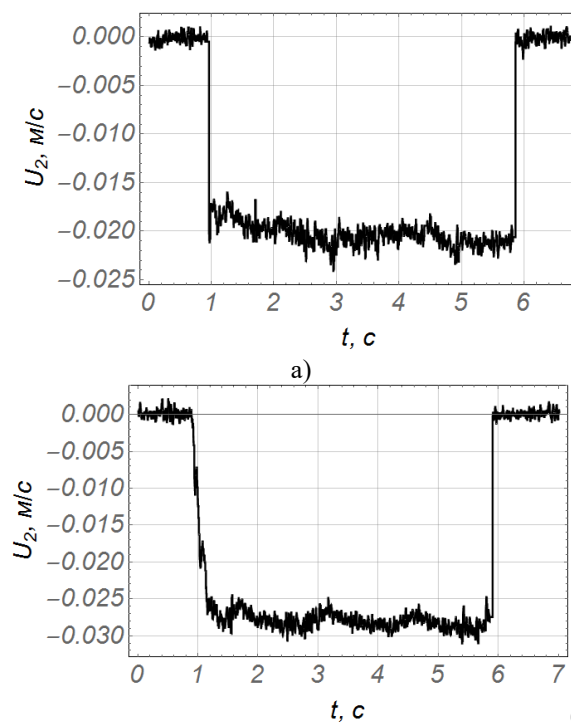


Рис. 13. Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 13. Graph of the speed of movement of the rod of the hydraulic cylinder of the drive of the jib: a) factory spool; b) structurally changed spool.

Із графічних залежностей швидкостей переміщення вихідних ланок механізмів приводу (рис. 12 а, рис. 13 а) видно, що при застосуванні базових золотників розгін відбувається миттєво. При подальшому переміщенні спостерігаються відхилення швидкості від номінального значення, які зумовлені коливаннями металоконструкції стрілової системи та вантажу. При цьому середня швидкість усталеного руху штоку гідравлічного циліндра приводу стріли становить 0,025 м/с, а рукояті 0,021 м/с.

При використанні конструктивно змінених золотників (рис. 12 б, рис. 13 б) для стріли розгін відбувається плавно, але з невеликим провалом, що зумовлено відхиленням вантажу, яке співпадає з напрямком переміщення стріли.

Швидкість усталеного руху штоку гідравлічного циліндра приводу стріли становить 0,023 м/с. Момент розгону та виходу на усталений рух штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті відбувається плавно, при цьому швидкість усталеного руху становить 0,027 м/с.

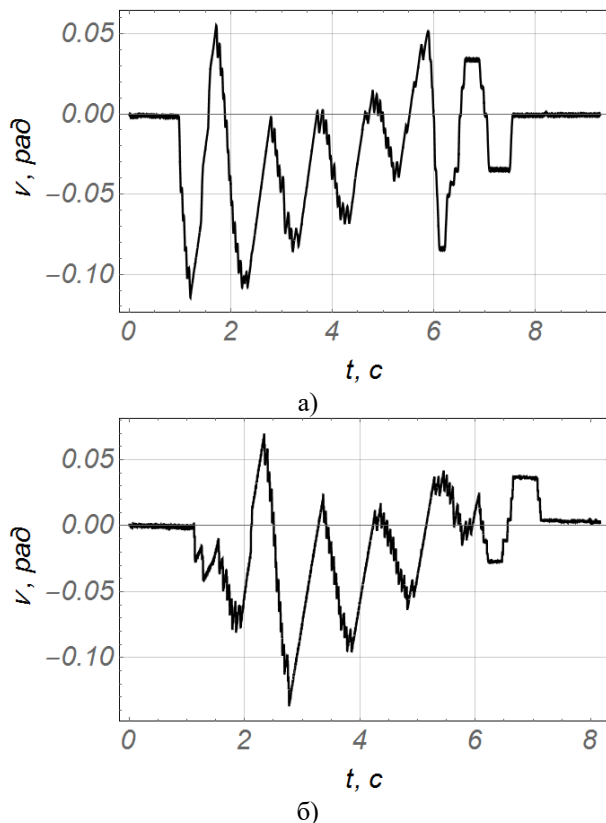


Рис. 14. Графік кутового відхилення вантажу: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 14. Graph of angular deviation of cargo: a) factory spool; b) structurally changed spool.

За умови одночасного переміщення стріли та рукояті відбувається знакозмінне відхилення вантажу від вертикалі. Максимальне відхилення вантажу на початку руху при використанні базових золотників (рис. 14 а) набуває значення $\nu = -0,12$ рад. При цьому розмах коливання складає $\Delta\nu = 0,18$ рад. При гальмуванні розмах коливаний становить

$\Delta\nu = 0,135$ рад. Тривалість затухання коливаний становить 1,7 с.

Використовуючи конструктивно змінені золотники, максимальне значення відхилення вантажу (рис. 14 б) на початку руху становить $\nu = -0,08$ рад. При цьому розмах відхилення складає $\Delta\nu = 0,15$ рад.

При гальмуванні розмах коливаний становить $\Delta\nu = 0,07$ рад. При цьому тривалість затухання коливаний вантажу дорівнює 1 с.

Порівнюючи між собою обидва режими, можна відмітити, що розмах значень відхилення вантажу на початку руху за роботи із конструктивно зміненим золотником на 17% зменшився, а під час гальмування розмах коливаний вантажу зменшився на 48%. При цьому час затухання коливаний вантажу зменшився на 41%.

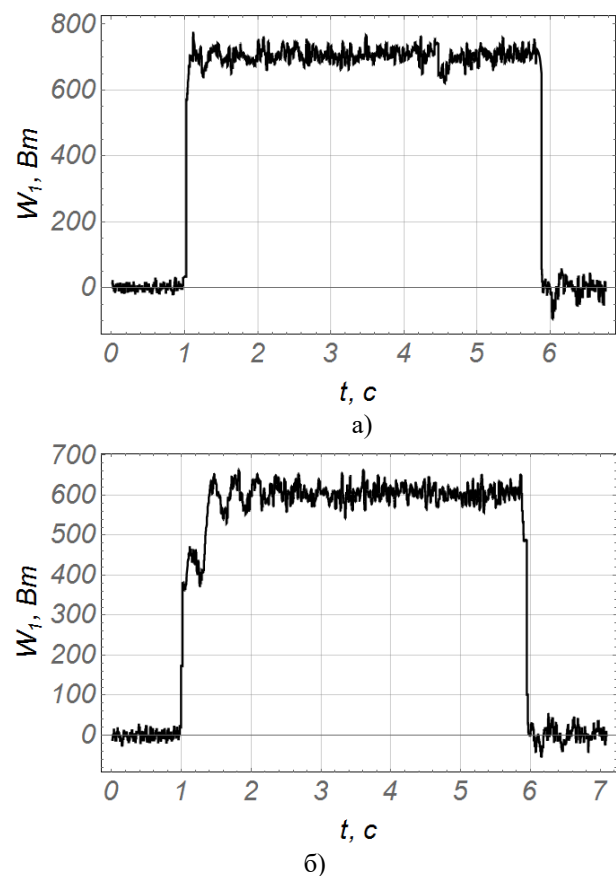


Рис. 15. Графік затраченої потужності для переміщення стріли з вантажем: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 15. The schedule of the spent power for the movement of the boom with cargo: a) a factory spool; b) structurally changed spool.

Аналізуючи графіки затраченої потужності для переміщення стріли та рукояті з вантажем (рис. 15 а та рис. 16 а) при використанні базового золотника, видно, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається миттєво та в подальшому супроводжується незначними відхиленнями від номінального значення. Для стріли максимальні відхилення від номінальної потужності складають 15%, а для рукояті 21%.

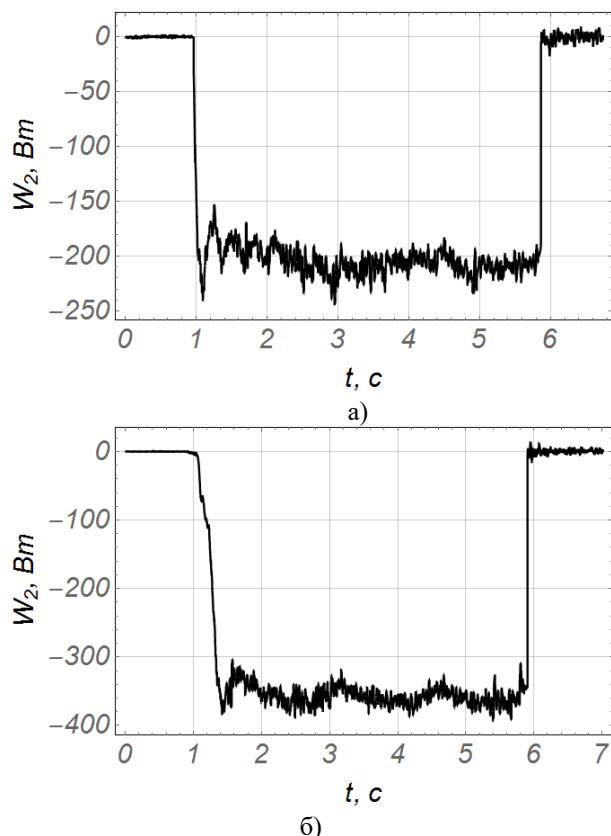


Рис. 16. Графік затраченої потужності для переміщення рукояті з вантажем: а) базовий золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 16. Graph of power consumption for moving the jib with cargo: a) factory spool; b) structurally changed spool.

Аналізуючи графік затраченої потужності для переміщення стріли та рукояті з вантажем (рис. 15, б та рис. 16, б), видно, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається плавно. При подальшому переміщенні стрілової системи з вантажем відхилення потужності від номінального значення є незначними та становить для стріли 12%, а для рукояті 7%.

Висновки

1. В результаті проведених експериментальних досліджень за одночасного кутового переміщення стріли та рукояті. При порівнянні між собою за обома режимами руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників пікові значення зусиль на початку руху менші на 9%, а розмах значень зусиль зменшився на 36%. При гальмуванні розмах значень зусиль зменшився на 14%. А для рукояті пікові значення зусиль на початку руху зменшилися на 82% в порівнянні з базовими золотниками.

2. Розмах значень відхилення вантажу на початку руху за роботи із конструктивно зміненим золотником на 17% зменшився, а під час гальмування розмах коливань вантажу зменшився на 48%. При цьому час затухання коливань вантажу зменшився на 41%.

Список літератури

1. Руководство по эксплуатации крана манипулятора ОМТЛ-70.00.000РЭ и его модификаций: веб-сайт URL: <http://service-palfinger.ru/images/OMTL-70.pdf> (Дата звернення 02.06.2021).
2. Wang D., He H., Liu D. Intelligent Optimal Control With Critic Learning for a Nonlinear Overhead Crane System. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*. 2018. Vol. 14(7), P. 2932–2940. doi: 10.1109/tii.2017.2771256.
3. Ковальський В. Ф. Математическое моделирование динамики манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины с учетом упругости звеньев. *Известия МАМИ*. 2016. №3. С. 9–15.
4. Мильто А. А. Динамический и прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин: дисс. ... канд. техн. наук. Москва. МАДИ ГТУ МАДИ. 2016. 172 с.
5. Бакай Б. Я. Попереднє представлення рівняння динаміки маніпулятора методом Лагранжа-Ейлера. *Науковий вісник НЛТУ України: Львів. Видавництво НЛТУ України*, 2011. Вип. 21.18. С. 322–327.
6. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Сподоба О. О. Математична модель динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем при суміщенні рухів. *Machinery & Energetics. Journal of Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 1. P. 141–149.
7. Ловейкін В. С. Мищук Д. О. Математичне моделювання зміни вильоту вантажу маніпулятором з гідроприводом. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. Київ. 2012. С. 9–15.
8. Zhang X., Xue R., Yang Y., Cheng L., Fang Y. Learning Time-optimal Anti-Swing Trajectories for Overhead Crane Systems. *Lecture Notes in Computer Science*. 2016. P. 338–345. doi: 10.1007/978-3-319-40663-3_39.
9. Ловейкін В. С. Мищук Д. О. Експериментальне дослідження динаміки руху штока гідроциліндра підйому шарнірнозчленованої стрілової системи крана-маніпулятора з гідроприводом. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2011. № 78. С. 28–34.
10. Doktian J., Pongyart W., Vanichchanunt P. Passivity-Based Approach for Overhead Crane Anti-Sway Controller Design. *Research, Invention, and Innovation Congress (RI2C)*. 2019. doi: 10.1109/ri2c48728.2019.8999961.
11. Engelbrecht Andries P. *Computational intelligence: an introduction*. 2nd ed. John Wiley & Sons Ltd. 2007. 597 p.
12. Cybenko G. Approximations by superpositions of sigmoidal functions. *Mathematics of Control, Signals, and Systems*. 1989. Vol. 2(4). P. 303–314. doi: 10.1007/BF02551274.
13. Мищук Д. О. Дослідження динамічної моделі гідралічного циліндра об'ємного гідроприводу Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2016. № 87. С. 74–81.

14. Тертычный-Даури В. Ю. Динамика робототехнических систем. Санкт-Петербург. НИУ ИТМО. 2012. 128 с.

15. Заболотный К. С. Сирченко А. А. Жупиев А. Л. Использование прямой задачи динамики для расчета манипулятора тоннельного укладчика. Вибрації в техніці та технологіях. 2016. №2 (82). С. 22–27.

16. Dobrachev A. A., Raevskaya L. T., Shvets A. V. Simulating the dynamic reaction of manipulator supports. Russian Engineering Research. 2010. Vol. 30. No 1. P. 11–16.

17. Ловейкин В. С., Мищук Д. А. Синтез оптимального динамического режима движения стрелы манипулятора, установленного на упругом основании. Наука и Техника. 2019. Том 18. № 1. С. 55–61.

18. Ловейкин В. С., Сподоба О. О. Експериментальні дослідження режимів руху крана-маніпулятора з вантажем при суміщенні рухів. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv, Ukraine. 2020. Vol. 11. No 3. P. 5–15.

19. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.

20. Loveikin V., Spodoba O., Spodoba M., Romasevych Y. Research of dynamics of hydraulic drive with a hydraulic distributor. TEKA. Quarterly journal of agri-food industry. Rzeszow. 2019. Vol. 19. No 3. P. 45–54.

References

1. Operation manual of the crane of the OMTL-70.00.000RE manipulator and its modifications: website <http://service-palfinger.ru/images/OMTL-70.pdf> (Date beast 09.06.2019).

2. Wang D., He H., Liu D. (2017). Adaptive Critic Nonlinear Robust Control: A Survey. IEEE Transactions on Cybernetics. 47(10). 34293451. doi: 10.1109/tcyb.2017.2712188.

3. Kovalsky V. F. (2016). Mathematical modeling of the dynamics of the handling system of a mobile transport-technological machine, taking into account the elasticity of the links. MAMI. 3. 9–15.

4. Milto A. A. (2016). Dynamic and strength analysis of hydraulic crane-manipulators of mobile transport-technological machines (Unpublished candidate thesis). Moscow.

5. Bakai B. Ya. (2011). The previous presentation of the dynamic of the manipulator by the Lagrange-Euler method. NLTU Ukraine. Lviv. 322–327.

6. Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Spodoba O. O. (2019). Mathematical model of dynamics of change of departure of boom system of the loader crane with load at the combined movements. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 10(1). 141–149.

7. Loveykin V. S., Mischuk D. O. (2012). Mathematical modeling of changes in cargo departure with

a hydraulic drive. Girmichi, budivelni, dorozhni i meliorativni mashini, Kyiv. 9–15.

8. Zhang X., Xue R., Yang Y., Cheng L., Fang Y. (2016). Learning Time-optimal Anti-Swing Trajectories for Overhead Crane Systems. Lecture Notes in Computer Science. 338–345. doi: 10.1007/978-3-319-40663-3_39.

9. Loveykin V. S., Mischuk D. O. (2011). Experimental study of dynamics of the stock of a hydraulic cylinder for lifting a hinged articulated boom system of a crane-manipulator with a hydraulic drive. Girmichi, budivelni, dorozhni i meliorativni mashini. Kyiv. 78. 28–34.

10. Doktian J., Pongyart W., Vanichchanunt P. (2019). Passivity-Based Approach for Overhead Crane Anti-Sway Controller Design. Research, Invention, and Innovation Congress (RI2C). doi: 10.1109/ri2c48728.2019.8999961.

11. Engelbrecht Andries P. (2007). Computational intelligence: an introduction. 2nd ed. John Wiley & Sons Ltd. 597.

12. Cybenko G. (1989). Approximations by superpositions of sigmoidal functions. Mathematics of Control, Signals, and Systems. 2(4). 303–314. doi: 10.1007/BF02551274.

13. Mishuk D. O. (2016). Research of a dynamic model of a hydraulic cylinder of a volumetric hydraulic drive. Girmichi, budivelni, dorozhni i meliorativni mashini. Kyiv. 87. 74–81.

14. Tertychny-Dauri V. Yu. (2012). The dynamics of robotic systems. NRU ITMO. 128.

15. Zabolotny K. S., Sirchenko A. A., Zhupiev A. L. (2016). Use of the direct problem of dynamics for calculating the manipulator of a tunnel stacker. Vibration in technology and technology. 2(82). 22–27.

16. Dobrachev A. A., Raevskaya L. T., Shvets A. V. (2010). Simulating the dynamic reaction of manipulator supports. Russian Engineering Research. № 1. 11–16.

17. Loveykin V. S., Mischuk D. A. (2019). Synthesis of the optimal dynamic mode of movement of the boom of the manipulator mounted on an elastic base. Science and Technology. 18(1). 55–61.

18. Loveikin V. S., Spodoba O. O. (2020). Experimental researches of modes of movement of the loader crane with cargo at the combined movements. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 11(3). 5–15.

19. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. (2020). Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 164.

20. Loveikin V., Spodoba O., Spodoba M., Romasevych Y. (2019). Research of dynamics of hydraulic drive with a hydraulic distributor. TEKA. Quarterly journal of agri-food industry. Rzeszow. 19(3). 45–54.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ СТРЕЛЫ И РУКОЯТИ КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА

В. С. Ловейкин, Ю. А. Ромасевич, А. А. Сподоба, М. А. Сподоба

Аннотация. С целью повышения производительности и надежности крана-манипулятора с гидроприводом согласно нормативно-технической документацией, регламентирующей безопасную эксплуатацию многозвенных кранов-манипуляторов, допускается совмещение движений с одновременным перемещением нескольких звеньев стреловой системы.

В результате в работе рассмотрена методика проведения экспериментальных исследований в плоскости изменения вылета стреловой системы крана-манипулятора с грузом. Экспериментальные исследования проводились при условии одновременного углового перемещения стрелы и рукояти.

Для проведения экспериментальных исследований спроектировано и изготовлено экспериментальную установку крана-манипулятора с гидравлическим приводом. Подобрано и настроено измерительно-регистрирующее оборудование.

В рамках проведения экспериментальных исследований динамики перемещения стреловой системы крана-манипулятора с грузом разработана система управления механизмами привода, которая дает возможность реализовать оптимальные режимы движения звеньев стреловой системы.

В результате проведены экспериментальные исследования при условии одновременного перемещения стрелы и рукояти с грузом на конце стреловой системы. Получено пакет данных по реальным и оптимальным режимам движения звеньев стреловой системы крана-манипулятора. Обработанные данные приведены в графическом виде и проведен сравнительный анализ с реальными и оптимальными режимами движения.

Разработана методика проведения экспериментальных исследований, позволила определить влияние одновременного перемещения стрелы и рукояти на колебания груза, и влияние колебания груза на динамические нагрузки, возникающие в стреловой системе и механизмах привода крана-манипулятора.

Ключевые слова: экспериментальные исследования, изменение вылета, совмещение движений, кран-манипулятор, динамические нагрузки, колебания груза.

of simultaneous angular movement of the main boom and jib.

To carry out experimental studies, an experimental installation of a hydraulic-driven loader crane was designed and manufactured. Measuring and recording equipment has been selected and adjusted.

In the framework of experimental studies of the dynamics of movement of the boom system of a loader crane with a load, a control system for drive mechanisms has been developed, which makes it possible to realize the optimal modes of movement of the links of the boom system.

As a result, experimental studies were carried out under the condition of simultaneous movement of the main boom and jib with a load at the end of the boom system. A package of data on real and optimal modes of movement of the links of the boom system of the loader crane was received. The processed data are presented in graphical form and a comparative analysis with real and optimal modes of movement is carried out.

The developed method of experimental research has made it possible to determine the effect of the simultaneous movement of the boom and jib on the oscillations of the load, and the effect of the oscillations of the load on the dynamic loads arising in the boom system and the drive mechanisms of the loader crane.

Key words: experimental research, change in departure, the combination of movements, loader crane, dynamic loads, load vibrations.

В. С. Ловеikin ORCID 0000-0003-4259-3900.

Ю. О. Ромасевич ORCID 0000-0001-5069-5929.

О. О. Сподоба ORCID: 0000-0001-8217-866X.

М. О. Сподоба ORCID: 0000-0001-6179-0825.

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE MOTION MODES OF THE MAIN BOOM AND JIB OF LOADER CRANE

*V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevych, O. O. Spodoba,
M. O. Spodoba*

Abstract. In order to increase the productivity and reliability of a hydraulic-powered loader crane, according to the normative-technical documentation regulating the safe operation of multi-link cranes, it is allowed to combine movements with the simultaneous movement of several links of the boom system.

As a result, the paper considers a technique for conducting experimental studies in the plane of changing the boom system of a loader crane with a load. Experimental studies were carried out under the condition