УДК 621.873
DOI: 10.15276/pidtt.2.66.2021.01
Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Пилипенко А. П., Муштин Д. І.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СУМІСНОГО РУХУ МЕХАНІЗМІВ ПОВОРОТУ ТА ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА БАШТОВОГО КРАНА. ЧАСТИНА 2

Анотація. *У статті проведено аналіз експериментальних даних при сумісному русі механізмів повороту баштового крана та переміщення візка по балочній стрілі. Встановлено основні кінематичні, динамічні і електричні характеристики та показники, які відображають значну напруженість роботи механізмів у перехідних режимах руху. Досліджено причини виникнення коливань вантажу на гнучкому підвісі у нормальному і тангенціальному напрямках та встановлено фактори, які впливають на їх еволюцію. Досліджено струмові навантаження електроприводів механізмів з урахуванням того, що електродвигун механізму переміщення візка живиться від частотного перетворювача.*

Проведено аналіз причин розбіжності експериментальних даних та даних, які відповідають розробленим раніше математичним моделям сумісного руху механізмів повороту баштового крана та зміни вильоту вантажу. Аналіз виконано за максимальними і середньоквадратичними показниками, а також із використанням графічних залежностей. Серед основних причин розбіжності даних виступає вплив високочастотних коливань металоконструкції установки. Однак, теоретичні результати доволі точно описують низькочастотні маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі та їх динамічну дію на систему. Це стосується, зокрема, затухаючого характеру коливань та їх періоду.

Ключові слова: *показники, експериментальні дані, баштовий кран, модель, аналіз.*

Постановка проблеми. Актуальність досліджень режимів руху механізмів баштових кранів зумовлена тим, що вони дозволяють підвищувати показники ефективності експлуатації існуючих кранів та проектувати перспективні конструкції вантажопідйомних машин. До таких показників ефективності відносяться: енергоефективність, продуктивність, надійність, зручність експлуатації тощо.

Розробка науково-обґрунтованих рекомендацій у цій частині повинна базуватись на адекватних математичних моделях кранових

© Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Пилипенко А. П., Муштин Д. І., 2021

механізмів. Дослідження адекватності моделей можливо провести шляхом виконання порівняльного аналізу теоретичних та експериментальних даних. Крім того, експериментальні дані дають змогу оцінити якість реалізації керувань механізмами (у тому числі оптимальних керувань) та, у разі необхідності, розробити рекомендації щодо їх покращення.

Аналіз публікацій по темі досліджень.

В роботі [1] автор за допомогою випробувального крана-стенда провів експериментальні дослідження тупикових упор СК-2.02 та УТК-1. У роботі встановлено характеристики виникнення динамічних навантажень у елементах крана та показники їх затухання. На основі порівняння теоретичних та експериментальних даних встановлено, що їх розбіг не перевищує 12%.

У статті [2] проведені експериментальні дослідження бістатичної радіолокаційної станції (SAR) із багатоканальною системою, яка може встановлюватись на баштовому крані. Метою цих досліджень є розробка алгоритмів для ефективної передачі візуальних зображень (наприклад, із камер).

У роботі [3] на основі експериментальних та теоретичних даних було виявлено причини аварії баштового крана КБ-473, яка мала місце 14 грудня 2015 року у м. Самара. При подачі розчину на дах будівлі відбувся розрив відтяжки стріли і її падіння на будівлю. У результаті автором встановлено, що причинами аварії могли стати повторні навантаження, які перевищували допустимі у 1,25…1,8 разів. Вони призвели до вичерпання ресурсу пластичності та міцності матеріалу відтяжки [3].

У роботі [4] наведено аналіз експериментальних досліджень зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стрілою. Встановлено основні закономірності виникнення маятникових коливань на гнучкому підвісі та їх вплив на рух візка.

Таким чином, експериментальні дослідження роботи баштових кранів дозволяють отримати цінну інформацію стосовно динамічних процесів, які мають місце у їхніх механізмах. Вона, у свою чергу, дає змогу обґрунтовано підходити до питань конструювання механізмів, забезпечення високого рівня безпеки експлуатації кранів, підвищенні їх енергоефективності тощо.

Мета данного дослідження.

Метою другої частини роботи є аналіз експериментальних даних, які отримані у ході досліджень сумісного руху механізмів повороту та переміщення візка баштового крана. Для досягнення мети необхідно вирішити такі завдання: 1) визначити оціночні показники, які відповідають кінематичним, динамічним та електричним характеристикам руху системи; 2) провести аналіз отриманих показників; 3) на основі порівняльного аналізу теоретичних та

експериментальних даних встановити адекватність використаних математичних моделей механізмів повороту та зміни вильоту вантажу баштового крана.

Виклад основного матеріалу.

Оцінка експериментальних даних була проведена за комплексом показників, які наведені у табл. 1.

Таблиця 1. – Оціночні показники, які відповідають експериментальним даним сумісного руху механізмів повороту та зміни вильоту вантажу баштового крана

Номер експерименту**	Значення показників						
	Коефіцієнт нерівномірності руху		Максимальний кут відхилення вантажу від вертикалі, град		Максимальне прискорення стріли, град/с^2	Кратність максимального струму приводу	
	переміщення візка	поворот крана	у нормальному напрямку	у тангенціаль-ному напрямку		переміщення візка*	поворот крана
1	0,39	0,50	9,8	11,4	**43,7**	11,8	1,9
2	0,50	0,44	6,0	6,0	42,5	11,3	1,8
3	**0,54**	0,53	8,4	9,3	43,0	10,9	1,3
4	0,40	0,49	6,5	6,3	41,5	**12,0**	2,1
5	0,43	0,66	10,4	11,2	40,4	11,5	1,9
6	0,40	0,40	5,3	6,7	43,3	11,5	1,5
7	0,39	0,62	9,3	9,9	39,2	11,3	1,4
8	0,42	0,69	7,6	6,6	39,8	11,0	1,1
9	0,44	0,54	9,6	8,4	40,2	11,1	4,1
10	0,53	0,51	6,6	7,2	41,9	10,8	4,0
11	0,43	0,53	9,9	11,2	41,9	11,2	**4,8**
12	0,46	0,82	5,6	7,3	42,4	10,9	1,1
13	0,39	0,72	**12,2**	**12,1**	42,5	11,4	4,4
14	0,38	0,78	7,8	5,7	40,5	10,0	4,4
15	0,46	0,74	8,5	11,9	42,5	10,2	4,1
16	0,40	**0,83**	7,2	6,5	42,0	11,3	4,3

* кратність максимального струму приводу переміщення візка визначено як відношення максимального (пікового) значення струму, який споживає частотний перетворювач, та амплітуди усталеного значення струму, яке визначається розрахунковим шляхом виходячи з паспортних даних двигуна механізму;

** умови, за яких проведені експериментальні дослідження, наведено у першій частині роботи.

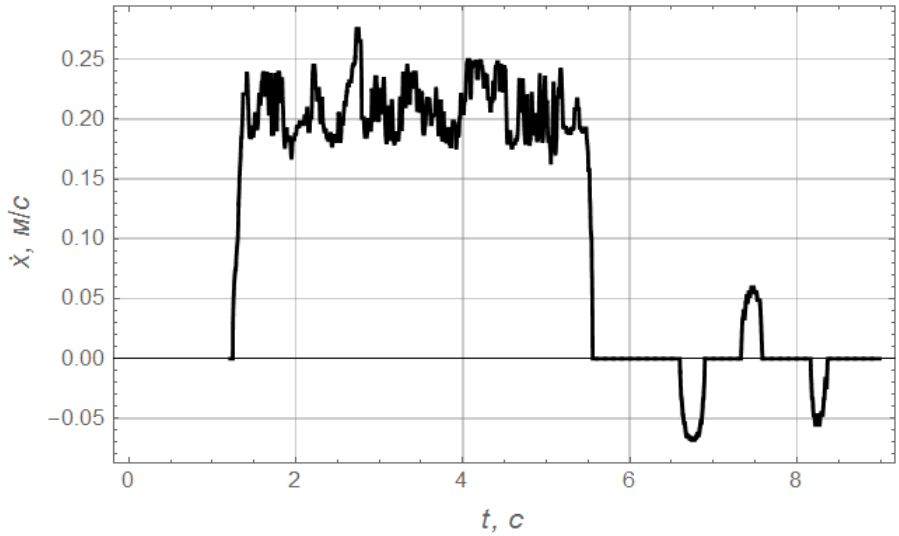
Найбільші значення показників виділені жирним шрифтом.

Крім того, аналіз проведемо за графічними залежностями, які наведено на рис. 1. Всі графічні залежності, які представлені на рис. 1,

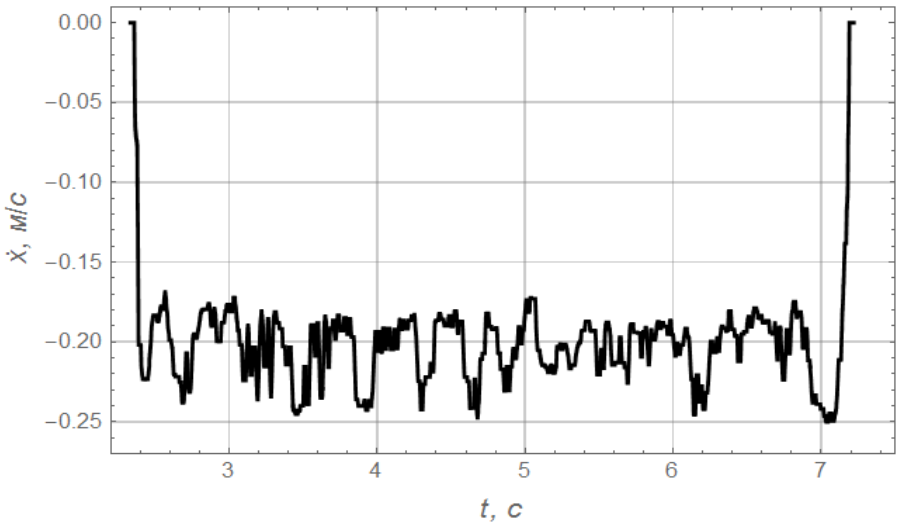
ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

відповідають максимальним та мінімальним значенням коефіцієнтів нерівномірності руху (табл. 1)..

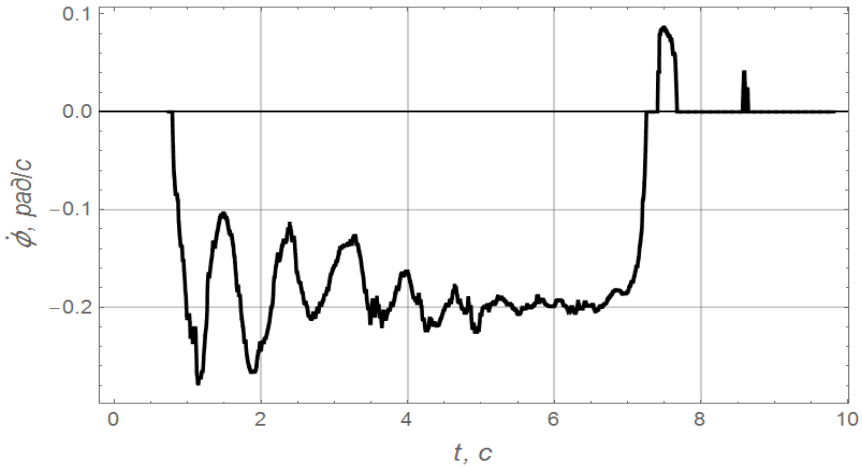
З рис. 1, а видно, що візок доволі швидко (протягом 0,2 с) виходить на усталену швидкість руху, яка становить 0,2 м/с. Коливання швидкості візка протягом усталеного руху спричинено двома факторами: високочастотними коливаннями металоконструкції (зокрема, балочної стріли) крана та низькочастотними маятниковими коливаннями вантажу на гнучкому підвісі.



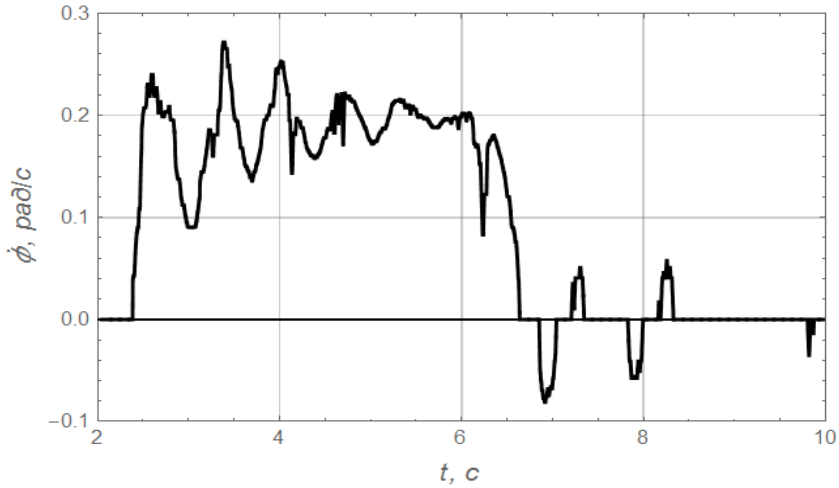
а)



б)



в)



г)

Рисунок 1 – Графіки кінематичних характеристик сумісного руху механізмів повороту крана та зміни вильоту його вантажу: а) швидкість візка при максимальному коефіцієнті нерівномірності руху; б) швидкість візка при мінімальному коефіцієнті нерівномірності руху; в) швидкість повороту крана при максимальному коефіцієнті нерівномірності руху; г) швидкість повороту крана при мінімальному коефіцієнті нерівномірності руху

З рис. 1, а видно, що після зупинки візка залишкові коливання вантажу викликають неконтрольоване переміщення візка. Вони виникають у моменти, коли сила, яка спричинена відхиленням вантажу від вертикалі, долає силу статичного опору переміщення візка. На рис. 1, а видно три таких переміщення візка. Аналогічні залишкові переміщення характерні і для стріли крана (рис. 1, в, г).

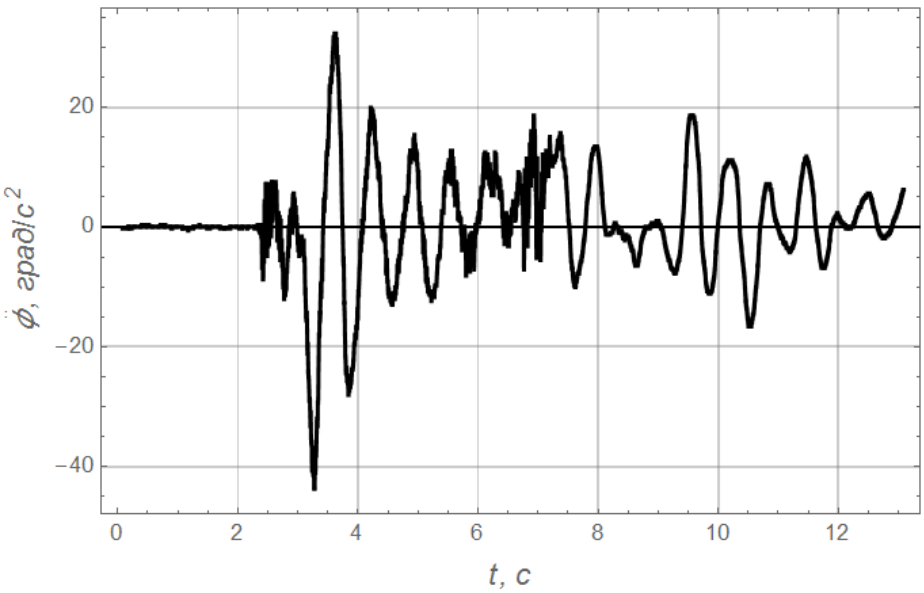
Дія високочастотних коливань металоконструкції менше проявляється при повороті крана (рис. 1, б, в). Це зумовлено тим, що

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

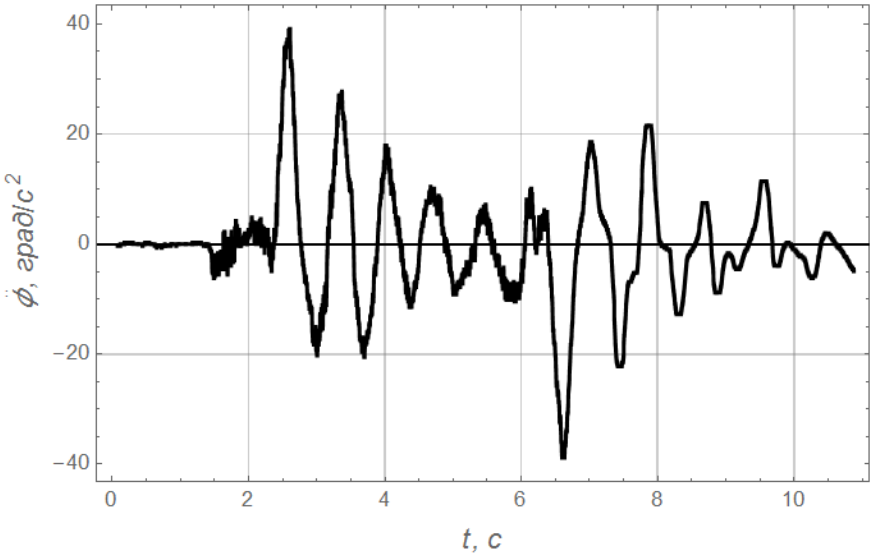
інерційність механізму повороту крана є більшою, ніж механізму переміщення візка, що зумовлено більшим передаточним числом його приводу. Коливання вантажу також викликають нерівномірність повороту крана.

Загалом коефіцієнти нерівномірності руху механізму переміщення візка є доволі значними, вони змінюються у діапазоні 0,38…0,54. Для механізму повороту крана цей діапазон складає 0,40…0,83 (табл. 1). Середній коефіцієнт нерівномірності переміщення візка складає 0,44. Аналогічний показник для механізму повороту крана рівний 0,61. Він більший через те, що до стріли при прямому пуску двигуна механізму повороту крана прикладається значний момент, який зумовлює швидкий розгін механізму, що, у свою чергу, викликає коливання вантажу значної амплітуди. Саме вони приводять до коливання кутової швидкості повороту крана.

Максимальні кутові прискорення повороту стріли приблизно однакові для всіх експериментів (табл. 1). Прискорення стріли виникає при розгоні механізму повороту. Амплітуда коливань з плином часу зменшується до моменту гальмування. Під час гальмування механізму повороту амплітуда коливань прискорення стріли знову збільшується (рис. 2). Значні величини кутового прискорення є результатом дії крутних моментів, які прикладаються до стріли. Отже, розгін і гальмування є найбільш динамічно навантаженими режимами руху механізму повороту крана.



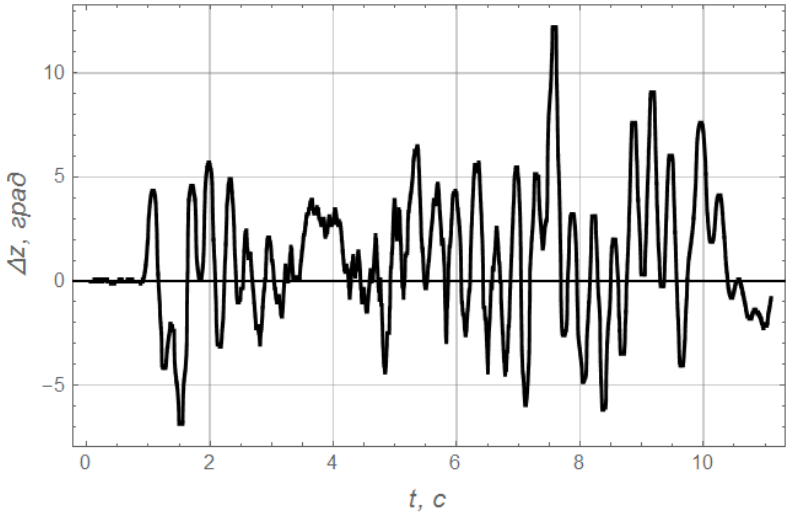
а)



б)

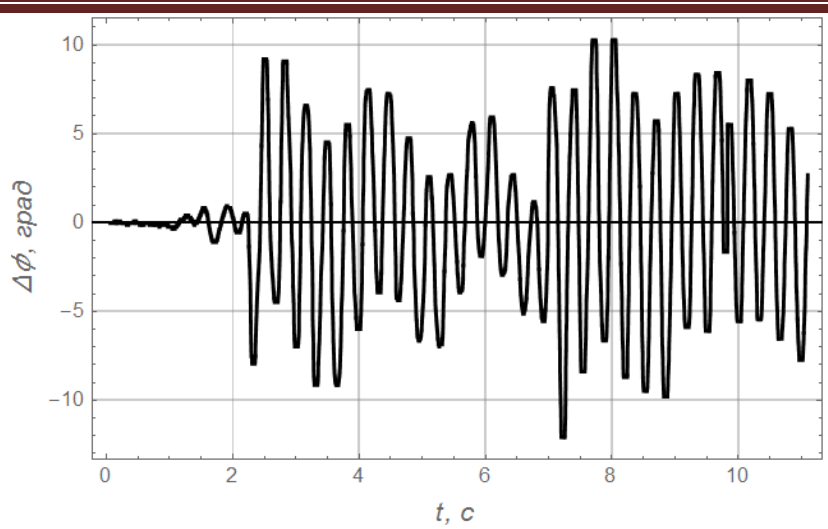
Рисунок 2 – Графіки кутових прискорень стріли крана: а) для максимального прискорення стріли; б) для мінімального прискорення стріли

Графіки кутової координати відхилення канату з вантажем від вертикалі (рис. 3), а також дані, які занесені до табл. 1, показують, що максимальні коливання вантажу виникають у процесі гальмування механізмів. Це спричинено фазою коливань вантажу на початку гальмування. З рис. 3 видно, що коливання вантажу виникають під час розгону механізмів, продовжуються протягом їх усталеного руху та збільшують (рис. 3, а, б) чи зменшують амплітуду коливань (рис. 3, в) при гальмуванні.

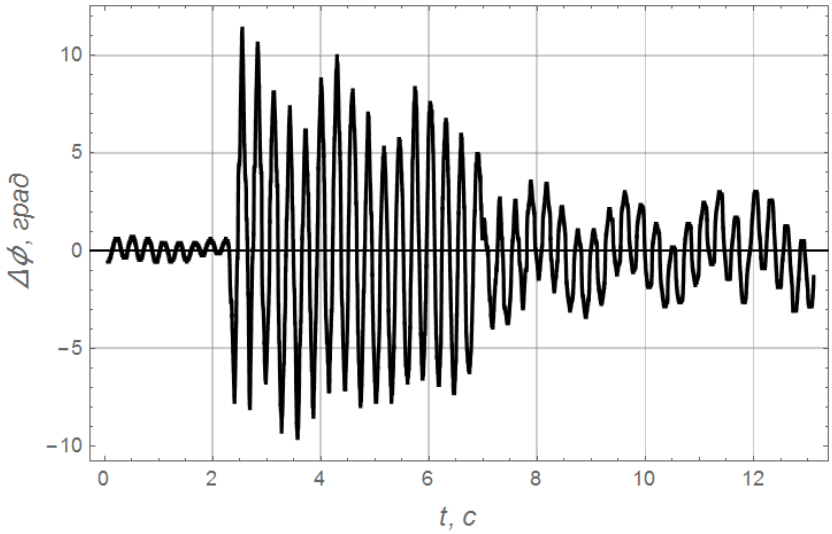


а)

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)



б)



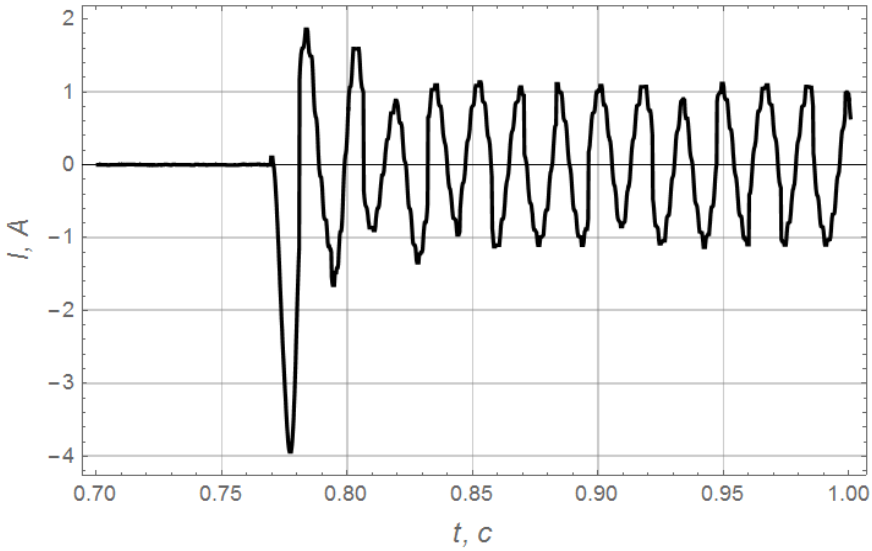
в)

Рисунок 3 – Графіки кутових координат відхилення вантажу від вертикалі: а) у нормальному напрямку (при збільшенні амплітуди протягом гальмування); б) у тангенціальному напрямку (при збільшенні амплітуди протягом гальмування); в) у нормальному напрямку (при зменшенні амплітуди протягом гальмування)

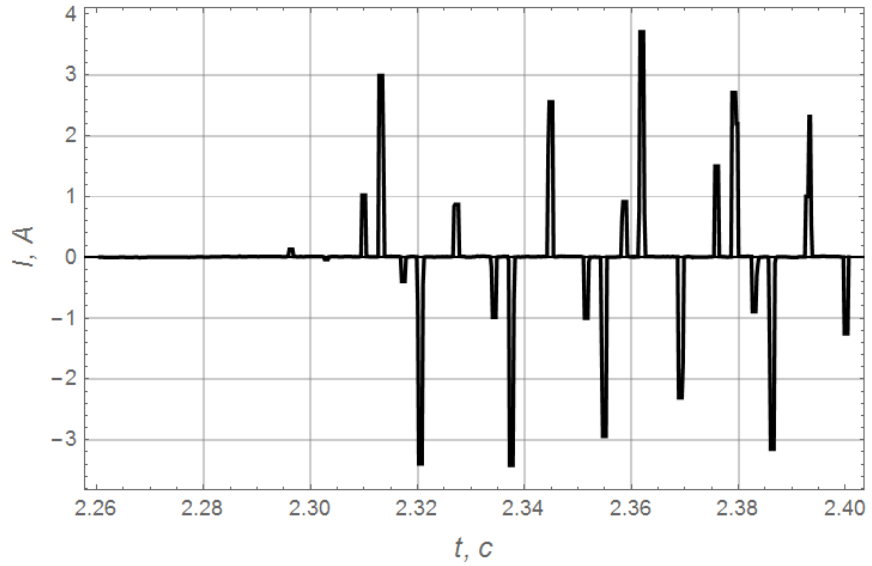
Після зупинки механізмів залишкові коливання вантажу спостерігались в усіх експериментах. Це зумовлює зниження продуктивності роботи крана, тому виникає необхідність усунення коливань вантажу в обох площинах.

Аналіз струмів, які протікають у привідниках механізмів (табл. 1), показує значний розкид максимумів для механізму повороту крана (розкид цього показника знаходиться у межах 1,1…4,8) та мінімальний

розкид для механізму переміщення візка (у межах 10,0…12,0). Пояснимо ці значення. Оскільки при проведенні експериментальних досліджень вимірювався струм у одній фазі, то максимальний струм механізму повороту міг виникати у фазі, в якій не було датчика. Однак, нас цікавить максимальний показник, який рівний 4,8 (рис. 4, а), тобто максимальний струм може перевищувати номінальний майже у 5 разів, що, звичайно ж, негативно впливає на електропривод механізму.

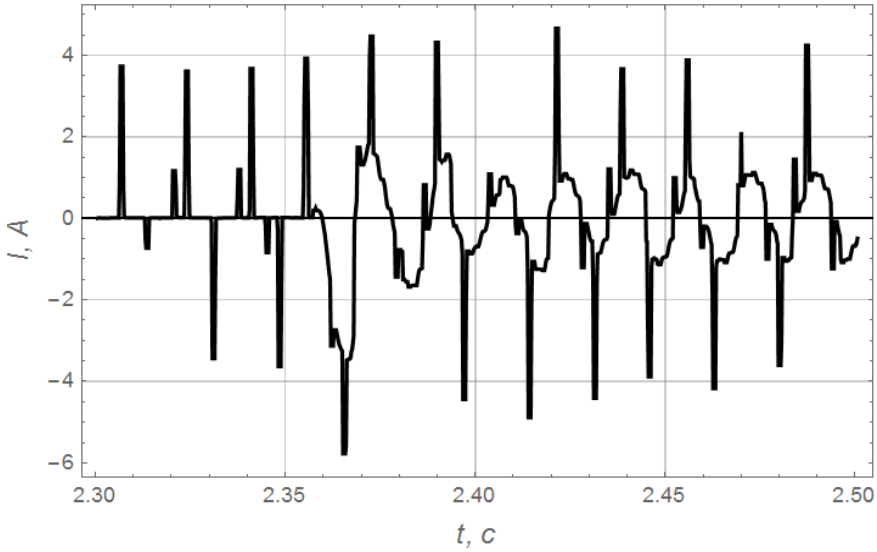


а)

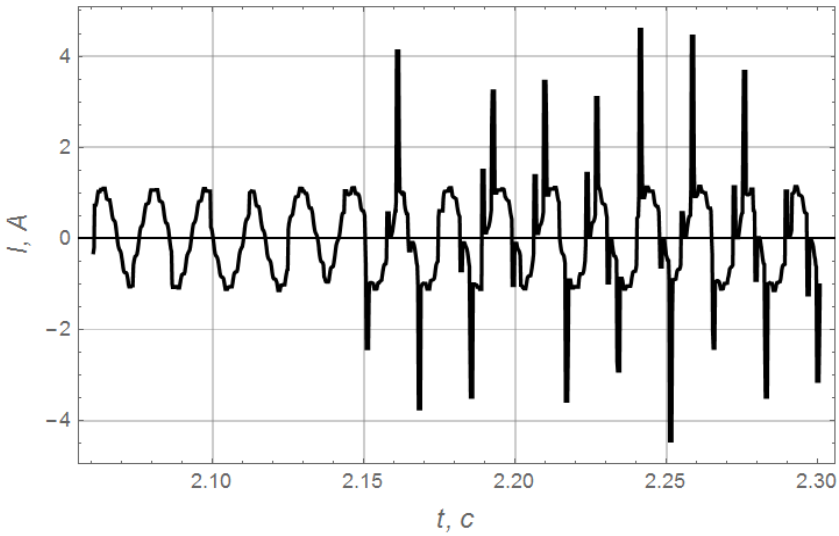


б)

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)



в)



г)

Рисунок 4 – Графіки споживаних лабораторною установкою струмів при розгоні двигунів: а) початок руху механізму повороту крана; б) початок руху механізму переміщення візка; в) початок руху механізму повороту крана при усталеному русі механізму переміщення візка; г) початок руху механізму переміщення візка при усталеному русі повороту крана

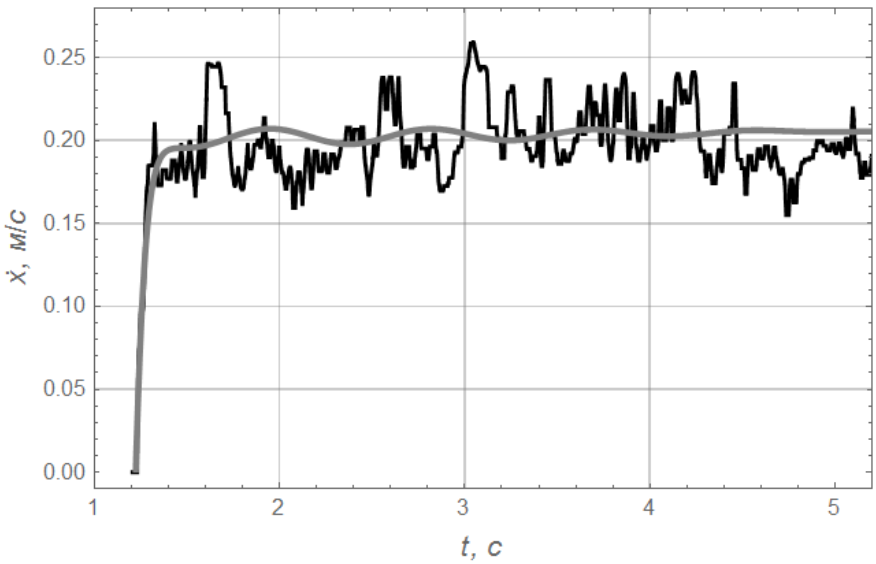
Для механізму переміщення візка кратність струму більша, що викликано впливом частотного перетворювача, який виступав джерелом живлення двигуна. Запуск двигуна, який живиться від частотного перетворювача, викликає плавне наростання струму в обмотках двигуна, однак споживання струму частотним

перетворювачем з мережі відбувається імпульсами значної амплітуди (рис. 4, б). У подальшому, при запуску механізму повороту крана, обидва струми поєднуються (рис. 4, в). Протилежний випадок показано на рис. 4, г: двигун механізму повороту працює в усталеному режимі, а запуск двигуна механізму переміщення візка зумовлює виникнення піків на графіку функції струму.

Для того, щоб встановити адекватність математичних моделей, які були використані для проведення теоретичних досліджень сумісного руху механізмів повороту крана та переміщення візка по балочній стрілі баштового крана [5], проведемо порівняльний аналіз. Він ґрунтується на комплексі показників, які дають змогу оцінити відхилення експериментальних та теоретичних даних. Зведемо їх до табл. 2 та табл. 3. Показник RMS у цих таблицях відповідає середньоквадратичному значенню, він розрахований для періоду розгону відповідного механізму.

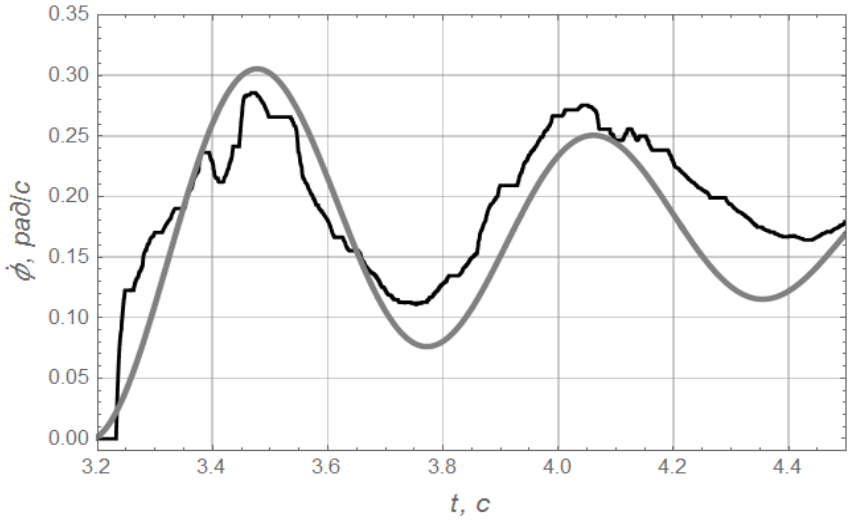
Дані, які наведені у табл. 2, показують деяку розбіжність між експериментальними та теоретичними показниками. Їх величини не значні. Особливо це стосується середньоквадратичних показників. Для випадку механізму повороту крана середньоквадратичні показники відхилень швидкостей більші, ніж для механізму переміщення візка.

Для ілюстрації даних, які відображені у табл. 2, наведемо графічні залежності (рис. 5). Сірі лінії на рис. 5 відповідають теоретичним розрахункам, а чорні – експериментальним даним.



а)

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)



б)

Рисунок 5 – Графіки, які відповідають теоретичним та експериментальним даним: а) швидкість руху візка; б) швидкість повороту крана

Таблиця 2. – Показники розбіжності теоретичних та експериментальних даних сумісного руху механізмів повороту крана та переміщення візка за швидкостями механізмів

Номер експерименту	Механізм переміщення візка		Механізм повороту крана	
	max, м/с	RMS, м/с	max, рад/с	RMS, рад/с
1	0,061	0,014	0,031	0,025
2	0,033	0,010	0,045	0,036
3	0,072	0,024	0,035	0,022
4	0,055	0,021	0,011	0,007
5	0,045	0,014	0,016	0,012
6	0,058	0,018	0,020	0,018
7	0,055	0,019	0,033	0,026
8	0,061	0,020	0,037	0,026
9	0,030	0,011	0,017	0,012
10	0,037	0,017	0,022	0,014
11	0,045	0,021	0,050	0,037
12	0,063	0,020	0,032	0,025
13	0,052	0,031	0,028	0,021
14	0,058	0,024	0,019	0,009
15	0,071	0,031	0,011	0,009
16	0,031	0,012	0,019	0,014

З рис. 5 видно, що інерційні характеристики механізмів відповідають тим, які закладені у модель: про це свідчить тривалість досягнення усталених швидкостей руху візка (рис. 5, а) та механізму повороту крана (рис. 5, б). З рис. 5, б видно, що коливання швидкості

повороту співпадають за частотами, однак, вони дещо відрізняються за амплітудами (табл. 2).

Проведемо подібний порівняльний аналіз за кутами відхилень вантажу від вертикалі. Для цього всі розраховані показники відхилень теоретичних та експериментальних даних щодо коливань вантажу на гнучкому підвісі занесемо до табл. 3. Для ілюстрації отриманих даних побудуємо також графічні залежності (рис. 6), на яких сірі лінії відповідатимуть за теоретичні результати, а чорні – за експериментальні дані.

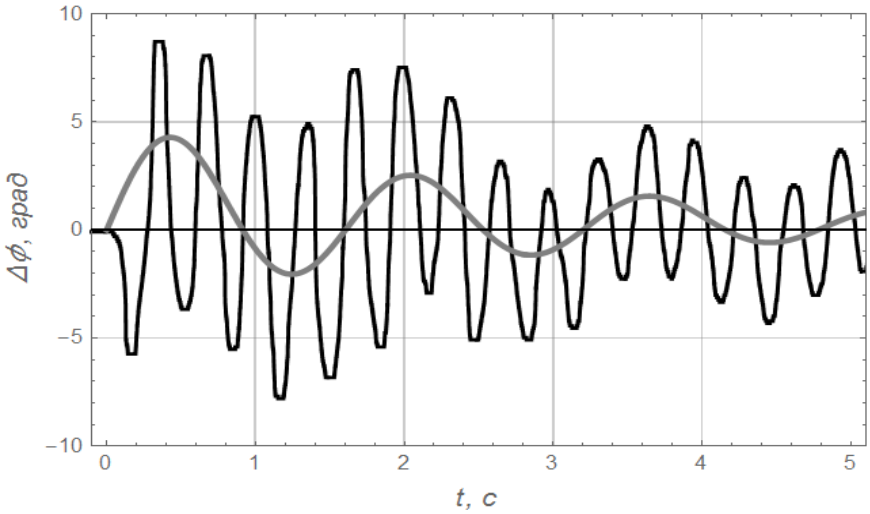
Таблиця 3. – Показники розбіжності теоретичних та експериментальних даних сумісного руху механізмів повороту крана та переміщення візка за кутами відхилення канату з вантажем від вертикалі

Номер експерименту	У нормальному напрямку		У тангенціальному напрямку	
	max, град	RMS, град	max, град	RMS, град
1	5,1	6,4	3,1	2,1
2	3,8	4,2	2,8	1,8
3	2,9	3,8	4,6	2,7
4	5,0	4,5	2,9	1,5
5	5,4	5,0	3,4	1,4
6	4,9	5,5	4,1	2,2
7	3,8	4,8	3,2	1,6
8	3,9	4,8	3,4	1,2
9	3,7	4,9	2,9	1,4
10	5,2	5,9	4,2	2,6
11	5,2	6,2	3,7	2,0
12	4,6	5,5	3,6	1,5
13	3,9	4,0	3,4	1,8
14	4,6	4,9	4,1	2,0
15	2,9	3,9	4,0	1,7
16	3,7	4,7	4,9	2,2

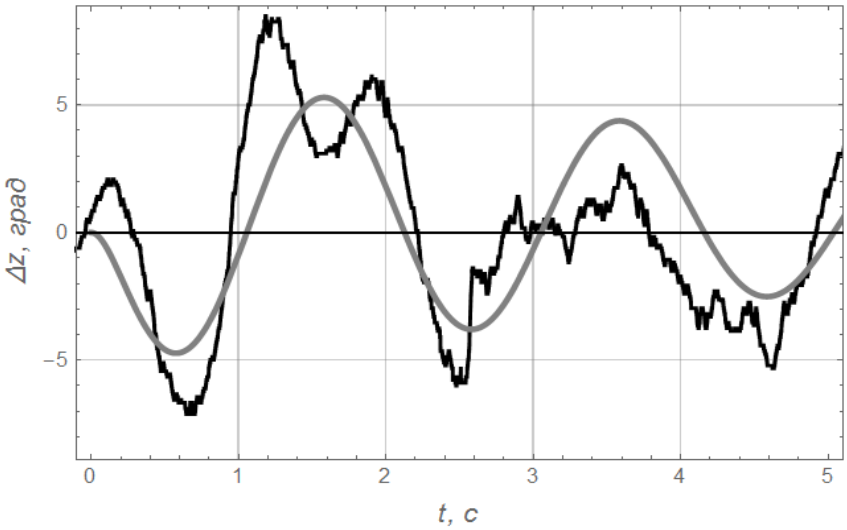
Більші значення середньоквадратичних показників, які наведені у табл. 3, зумовлені тим, що у математичній моделі руху механізмів не враховані високочастотні коливання, які передаються на канат і які при проведенні експериментів фіксуються датчиком. Однак, з рис. 6, а можна спостерігати, що нижча гармоніка маятникових коливань вантажу відповідає характеру кривої із теоретичних розрахунків. Вони обидві мають затухаючий характер та однакий період.

Аналогічну природу розбігу теоретичних та експериментальних даних можна спостерігати на рис. 6, б. Тут також співпадають основні (нижчі) гармоніки коливань вантажу. Однак, високочастотні впливи присутні і вони накладаються на основну гармоніку та спричиняють відхилення експериментальних даних від теоретичних.

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)



а)



б)

Рисунок 6 – Графіки, які відповідають теоретичним та експериментальним даним: а) кутова координата відхилення вантажу у нормальному напрямку; б) кутова координата відхилення вантажу у тангенціальному напрямку

Загалом, відхилення теоретичних та експериментальних даних спричинені декількома факторами: пружними коливаннями металоконструкції установки; неврахованими зазорами і люфтами у механізмах; неточністю визначення параметрів системи; неврахованими силами в’язкого та сухого тертя; нерівностями поверхонь, по яких рухався візок тощо.

Графіки на рис. 5 та рис. 6, а також дані табл. 2 та табл. 3 підтверджують те, що математична модель сумісного руху механізмів

баштового крана, яка представлена у роботі [5], може використовуватись для дослідження коливань вантажу на гнучкому підвісі.

Висновки.

Таким чином, аналіз експериментальних даних дав змогу встановити значну динамічну навантаженість перехідних режимів руху механізмів повороту крана та переміщення візка. Окрім низькочастотних маятникових коливань вантажу у нормальному і тангенціальному напрямках виникають високочастотні коливання металоконструкції установки, які вдалось зафіксувати. Встановлено значну нерівномірність руху механізмів, а також досліджено характер струмових навантажень у електроприводах механізмів.

Аналіз розбіжності теоретичних (отриманих на основі розробленої раніше математичної моделі сумісного руху механізмів) та експериментальних даних дав змогу встановити адекватність моделі для випадку дослідження маятникових коливань вантажу.

Список використаної літератури

1. Жуков В.Г. Повышение безопасности эксплуатации башенных кранов на рельсовом ходу: автореф. дис. на соиск наук. степ. канд. техн. наук : спец. 05.05.04 „Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины” / Жуков Валентин Георгиевич; Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования „Южно-Российский государственный технический университет (Новочеркасский политехнический институт)”. – Новочеркасск, 2004. – 20 с.

2. Chenghao W., Feifeng L., Zhanze W., Lingzhi Zh Translational Invariant Bistatic SAR Based on Tower Crane: Experiments and Results / 2019 6th Asia-Pacific Conference on Synthetic Aperture Radar (APSAR), 2019, 19493139, IEEE, Xiamen, China

3. Горелов В.М. Проведение экспериментальных исследований при определении причин аварии башенного крана / Современные материалы, техника и технологии, 2016, №4 (7), С. 32-39.

4. Ловейкін В.С., Шевчук О.Г. Експериментальне дослідження зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою / Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2015, 85, С. 37-42

5. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Ловейкін А.В., Муштин Д.І. Динамічний аналіз руху механізмів змін вльоту та повороту баштового крана з балочною стрілою / Науковий журнал «Техніка та енергетика», 2020, № 11(1), С. 5-11.

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

EXPERIMENTAL STUDIES OF SIMULTANEOUS MOVEMENT OF SLEWING AND TROLLEY MOVEMENT MECHANISMS OF TOWER CRANE. PART 2

Loveikin V. S., Romasevych Yu. A., Pilipenko A. P., Mushtyn D. I.
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Abstract. The analysis of experimental data at simultaneous movement of slewing and trolley movement mechanisms of tower crane is carried out in the article. The main kinematic, dynamic and electrical characteristics and indicators, which showed a significant intensity of the mechanisms in transient modes of motion, are established. The causes of oscillations of the load on the flexible suspension in the normal and tangential directions are investigated and the factors influencing their evolution are established. The current loads of the electric drives of the mechanisms are investigated taking into account the fact that the electric motor of the trolley movement mechanism is supplied by the frequency invertor.

An analysis of the reasons for the deviation between the experimental data and the data corresponding to the previously developed mathematical models of the simultaneous movement of slewing and trolley movement mechanisms of tower crane is carried out. The analysis is performed on base of the maximum and root-mean-square indicators, as well as using graphical dependencies. Among the main reasons for the deviation of the data is the influence of high-frequency oscillations of the metal structure of the installation. However, the theoretical results fairly accurately describe the low-frequency pendulum oscillations of the load on the flexible suspension and their dynamic effect on the system. This applies, in particular, to the damped nature of oscillations and their period

Keywords: indicators, experimental data, tower crane, model, analysis.