



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

**Підйомно-  
транспортна  
техніка**

**Подъёмно-  
транспортная  
техника**

**Hebezeuge  
und  
Fördermittel**

**2(66)  
2021**

DOI: 10.15276/pidtt.2.66.2021

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

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

2(66)

Подъемно-транспортная техника

2021

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

**ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ**

Засновник: Національний університет «Одеська політехніка»,

Підйомно-транспортна академія наук України

---

**Редакційна колегія**

Бойко А. О. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)

Дімітров Л. (проф., д.т.н.; м. Софія, Болгарія)

Іванов В. В. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)

Караїванов Д. (доц. д.т.н.; м. Софія, Болгарія)

Малашенко В. О. (проф., д.т.н.; м. Львів, Україна)

Ракша С. В. (проф., д.т.н.; м. Дніпро, Україна)

Ромасевич Ю. О. (доц., д.т.н.; м. Київ, Україна)

Семенюк В. Ф. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)

Суглобов В. В. (проф., д.т.н.; м. Маріуполь, Україна)

**Головний редактор:** Семенюк В. Ф.

**Заступник голови редакції:** Бойко А. О.

**Відповідальний секретар редакції:** Вудвуд О. М.

---

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України 13 вересня 2001 р. Реєстраційний номер КВ-5475 і входить у перелік наукових видань України, в яких публікуються результати дисертаційних робіт на присудження наукових ступенів доктора наук й доктора філософії (входить до категорії «Б» наукових фахових видань, спеціальності: 131 - Прикладна механіка та 133 - Галузеве машинобудування, наказ МОН України № 1643 від 28.12.2019).

Друкується за рішенням вченої ради Національного університету «Одеська політехніка».

Адреса редакції: 65044, м. Одеса,

пр. Шевченка 1, ОНПУ

Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.

E-mail: uni06450@gmail.com

Електронна версія журналу – <http://ptt-journals.net>

Здано у набір 10.12.2021.

Підписано до друку 14.12.2021.

Формат 17x26. Тираж 100.



**ЗМІСТ**

Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Пилипенко А. П., Муштин Д. І. <b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СУМІСНОГО РУХУ МЕХАНІЗМІВ ПОВОРОТУ ТА ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА БАШТОВОГО КРАНА. ЧАСТИНА 2.....</b>	4
Кириченко І. Г., Резніков О. О., Розенфельд М. В., Момотов А. В., Шаламов М. А., Кохан І. Р. <b>МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ МОБІЛЬНИХ ПІДЙОМНИКІВ З РОБОЧИМИ ПЛАТФОРМАМИ В ТРАНСПОРТНОМУ ПОЛОЖЕННІ.....</b>	20
Човнюк Ю. В., Остапушенко О. П., Кравчук В. Т., Кравченко І. М. <b>ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ СТАЦІОНАРНОЇ ФАЗИ У АНАЛІЗІ ДИСПЕРСІЇ ПОЗДОВЖНІХ ІМПУЛЬСІВ НАПРУЖЕНЬ У КАНАТАХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МЕХАНІЗМІВ КРАНІВ.....</b>	30
Семенюк В. Ф., Стрілець О. Р., Малащенко В. О., Сологуб Б. В. <b>3-D МОДЕЛЮВАННЯ РОЗМІРІВ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДІВ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ШВИДКІСЦЮ РУХУ ЧЕРЕЗ ВОДИЛО ЗУБЧАСТОГО ДИФЕРЕНЦІАЛА ІЗ ЗАМКНЕНОЮ ГИДРОСИСТЕМОЮ.....</b>	41
Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Сподоба О. О. <b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РУХУ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА. ЧАСТИНА 2.....</b>	49
Колісник М. П., Березюк А. М., Шевченко А. Ф., Заєць Г. В., Червоноштан А. Л. <b>ОБґРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ПРИВІДНИХ БАРАБАНІВ ІЗ БОКОВИМИ ГВИНТОВИМИ НАРІЗНИМИ ПОВЕРХНЯМИ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ.....</b>	62
Фидровська Н. М., Нестеренко В. В., Писарцов А. С. <b>ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ВІДХИЛЕННЯ КАНАТА НА ЙОГО ДОВГОВІЧНІСТЬ.....</b>	71
Коваленко В. О., Стрижак В. В., Іглін С. П., Коваленко О. О., Стрижак М. Г. <b>ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КРАНУ НА КОЛОНІ.....</b>	80

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 вільноту 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 вантажопідійомних 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

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 даного 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 <sup>2</sup>	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	<b>43,7</b>	11,8	1,9
2	0,50	0,44	6,0	6,0	42,5	11,3	1,8
3	<b>0,54</b>	0,53	8,4	9,3	43,0	10,9	1,3
4	0,40	0,49	6,5	6,3	41,5	<b>12,0</b>	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	<b>4,8</b>
12	0,46	0,82	5,6	7,3	42,4	10,9	1,1
13	0,39	0,72	<b>12,2</b>	<b>12,1</b>	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	<b>0,83</b>	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;

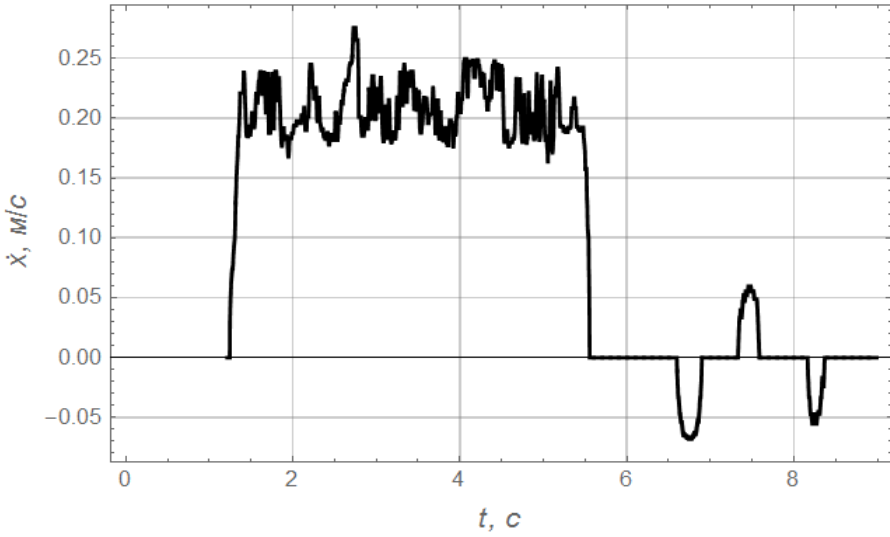
\*\* умови, за яких проведені експериментальні дослідження, наведено у першій частині роботи.

Найбільші значення показників виділені жирним шрифтом.

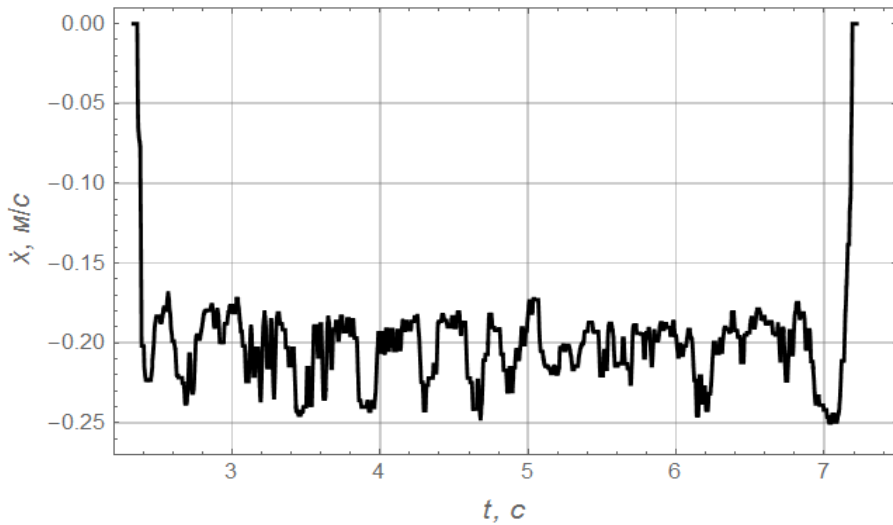
Крім того, аналіз проведемо за графічними залежностями, які наведено на рис. 1. Всі графічні залежності, які представлені на рис. 1,

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

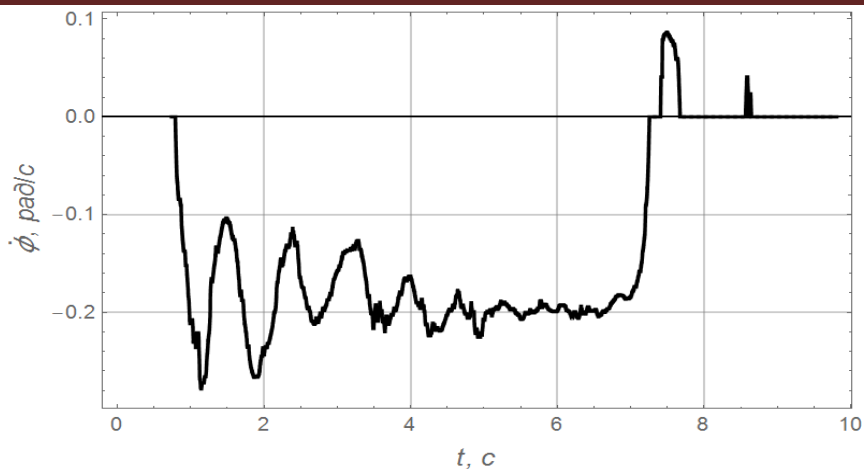
З рис. 1, а видно, що візок доволі швидко (протягом 0,2 с) виходить на ustalену швидкість руху, яка становить 0,2 м/с. Коливання швидкості візка протягом ustalеного руху спричинено двома факторами: високочастотними коливаннями металокопструкції (зокрема, балочної стріли) крана та низькочастотними маятниковими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



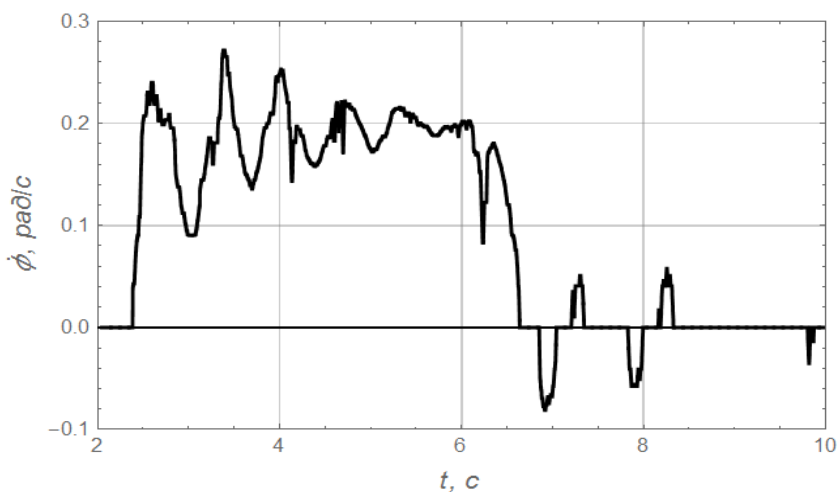
а)



б)



б)



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).

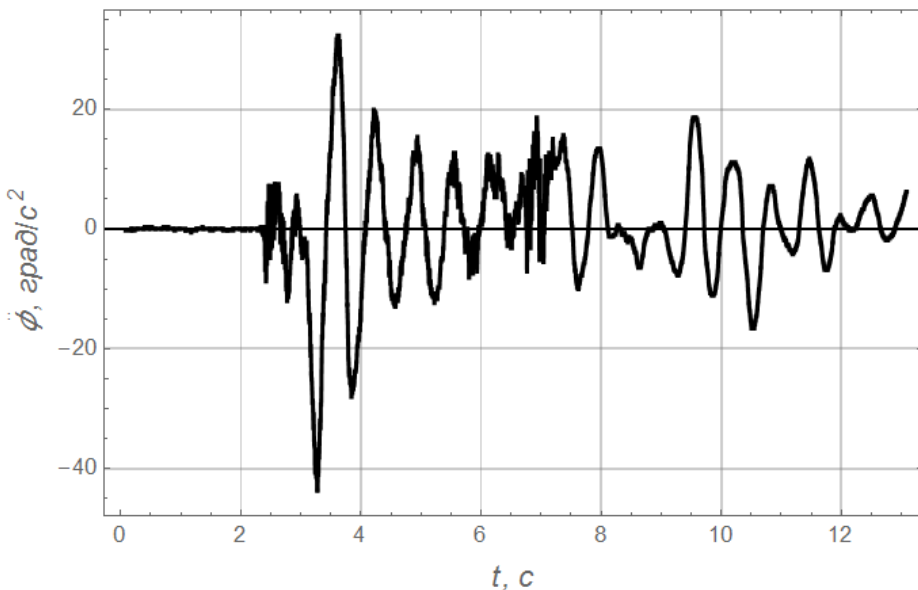
Дія високочастотних коливань металоконструкції менше проявляється при повороті крана (рис. 1, б, в). Це зумовлено тим, що



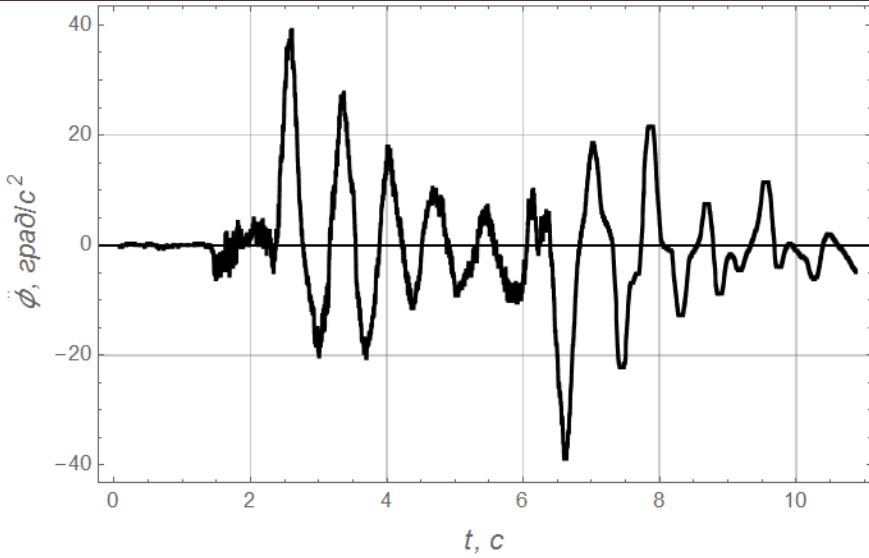
інерційність механізму повороту крана є більшою, ніж механізму переміщення візка, що зумовлено більшим передаточним числом його приводу. Коливання вантажу також викликають нерівномірність повороту крана.

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.



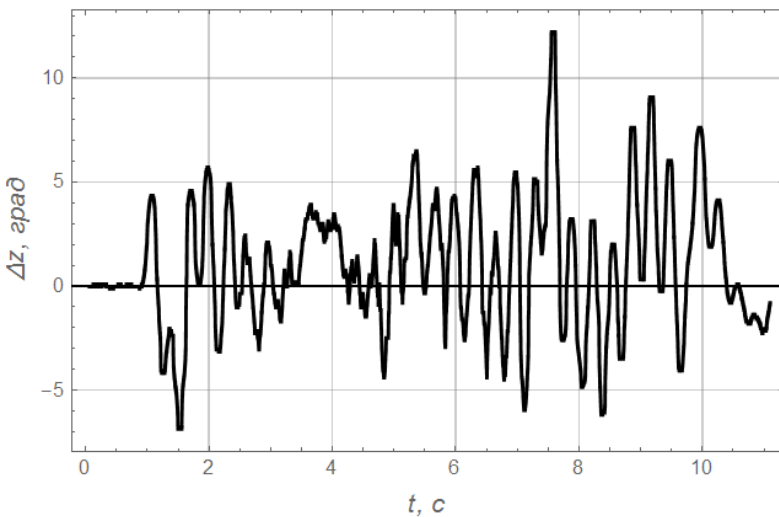
а)



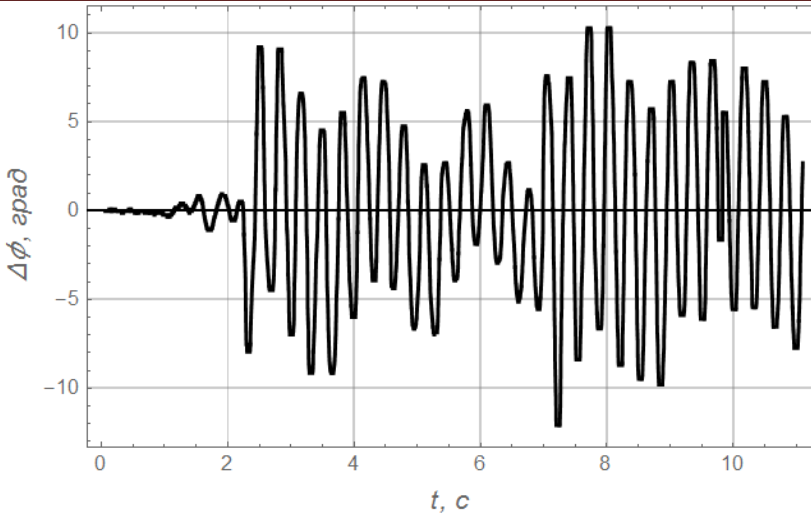
б)

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

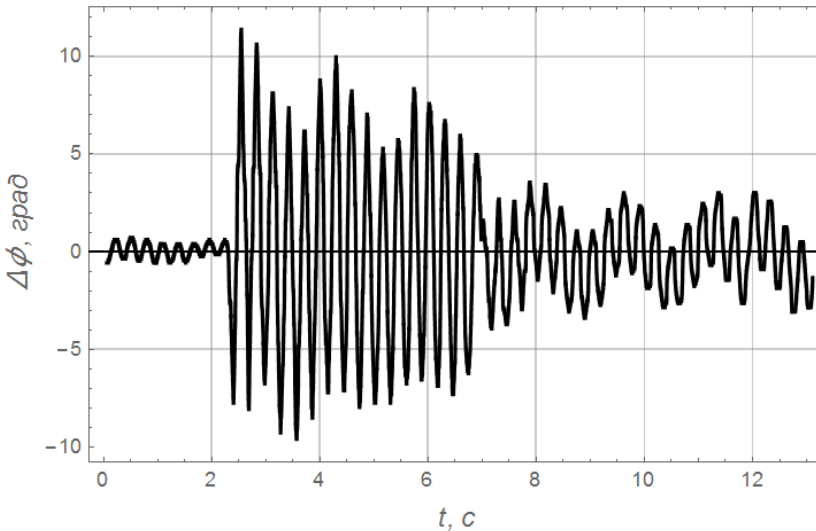
Графіки кутової координати відхилення канату з вантажем від вертикалі (рис. 3), а також дані, які занесені до табл. 1, показують, що максимальні коливання вантажу виникають у процесі гальмування механізмів. Це спричинено фазою коливань вантажу на початку гальмування. З рис. 3 видно, що коливання вантажу 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)



б)



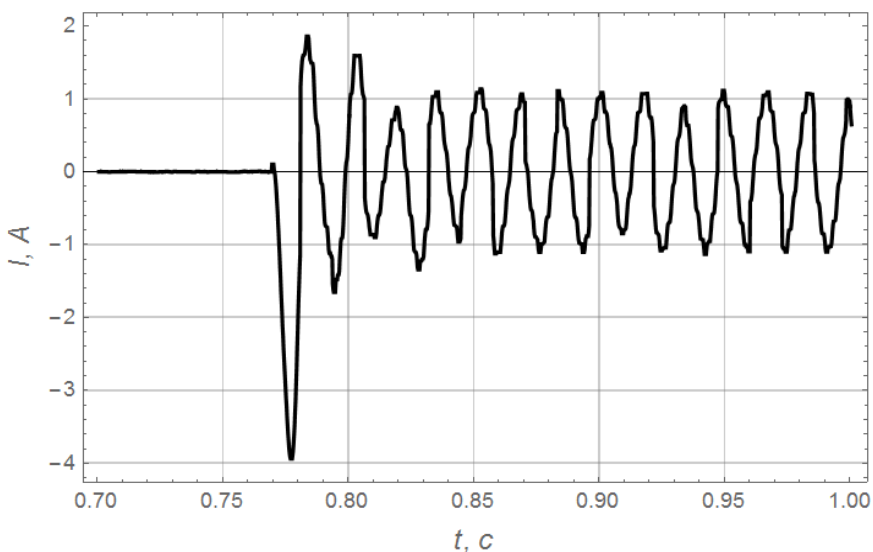
в)

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)

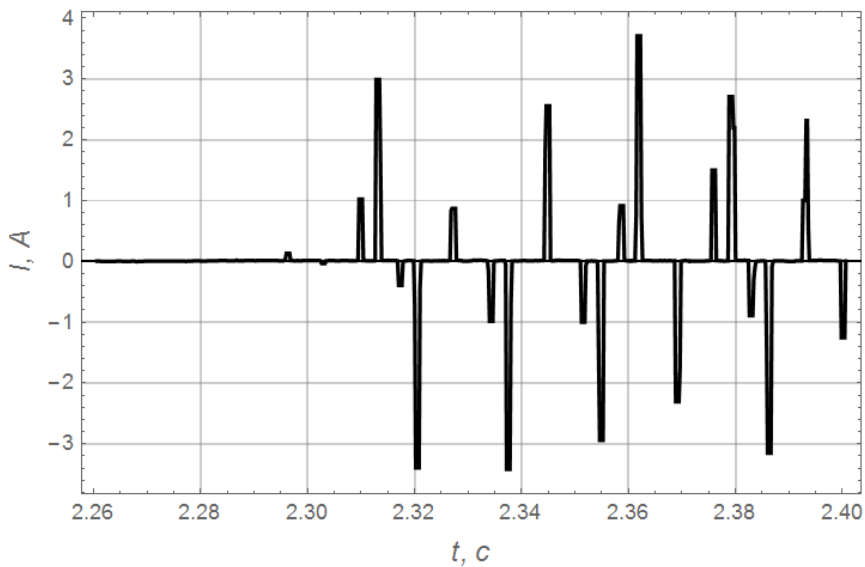
Після зупинки механізмів залишкові коливання вантажу спостерігались в усіх експериментах. Це зумовлює зниження продуктивності роботи крана, тому виникає необхідність усунення коливань вантажу в обох площинах.

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

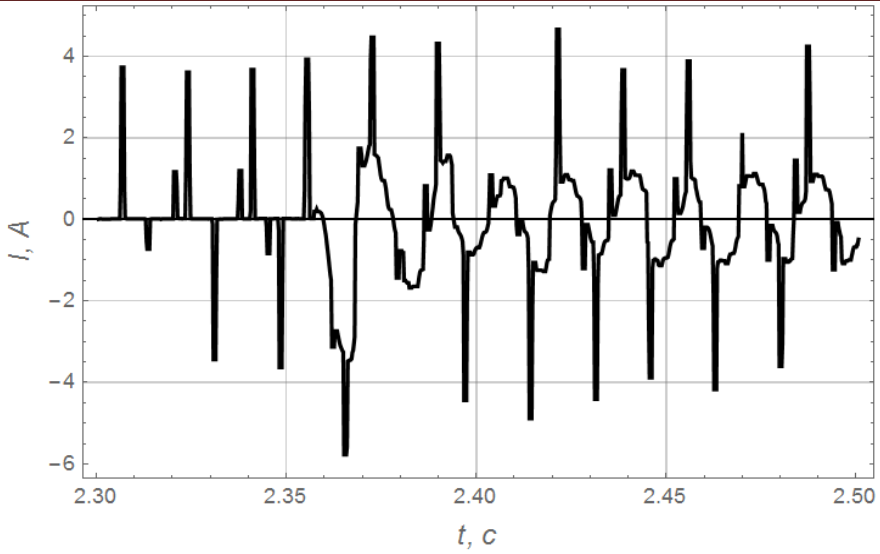
розкид для механізму переміщення візка (у межах 10,0...12,0). Пояснимо ці значення. Оскільки при проведенні експериментальних досліджень вимірювався струм у одній фазі, то максимальний струм механізму повороту міг виникати у фазі, в якій не було датчика. Однак, нас цікавить максимальний показник, який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



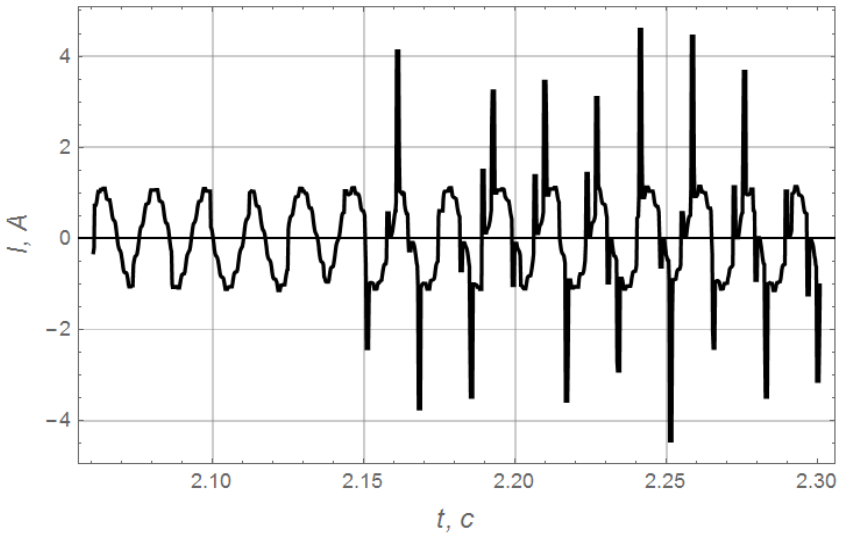
а)



б)



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

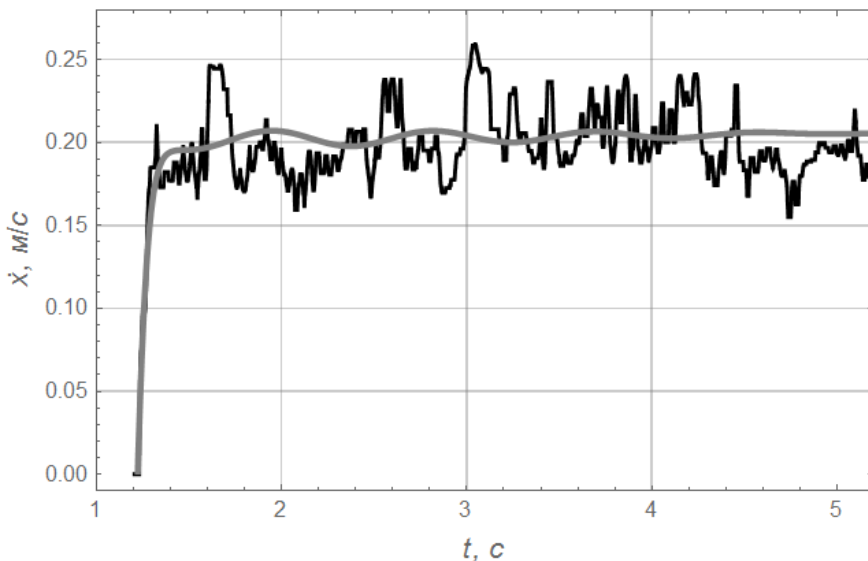
Для механізму переміщення візка кратність струму більша, що викликано впливом частотного перетворювача, який виступав джерелом живлення двигуна. Запуск двигуна, який живиться від частотного перетворювача, викликає плавне наростання струму в обмотках двигуна, однак споживання струму частотним

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.

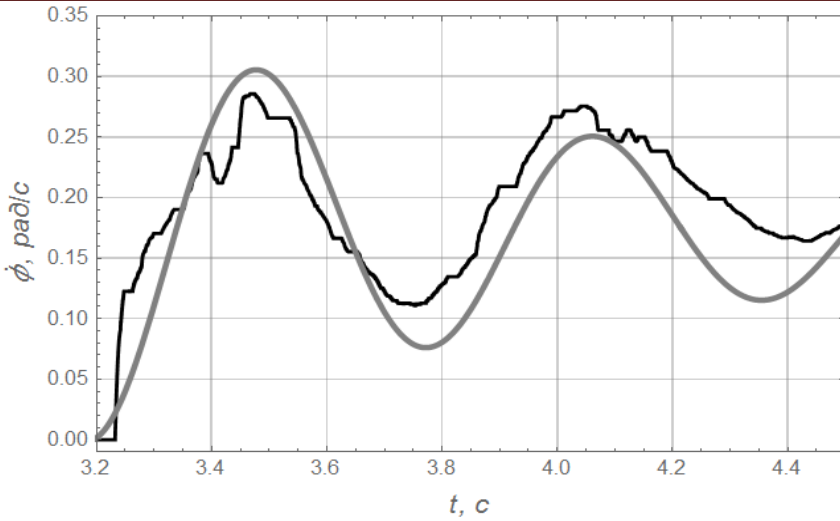
Для того, щоб встановити адекватність математичних моделей, які були використані для проведення теоретичних досліджень сумісного руху механізмів повороту крана та переміщення візка по балочній стрілі баштового крана [5], проведемо порівняльний аналіз. Він ґрунтується на комплексі показників, які дають 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)



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.

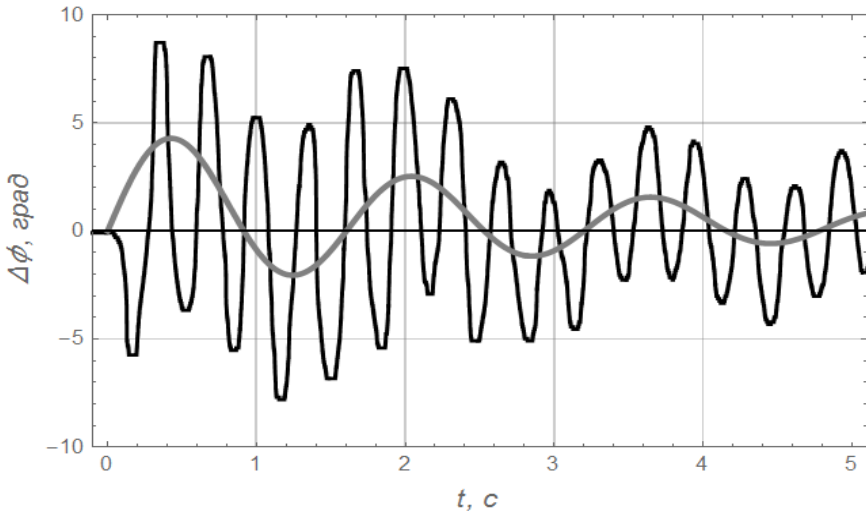
Таблиця 3. – Показники розбіжності теоретичних та експериментальних даних сумісного руху механізмів повороту крана та переміщення візка за кутами відхилення канату з вантажем від вертикалі

Номер експерименту у	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

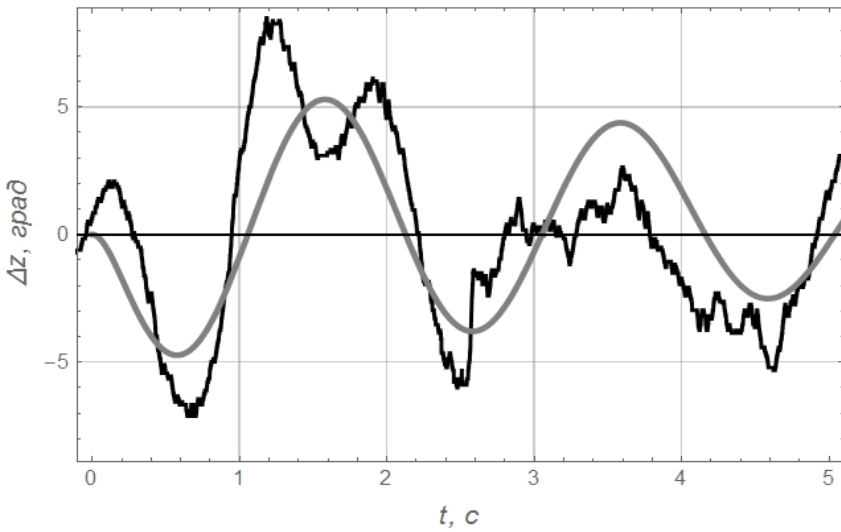
Більші значення середньоквадратичних показників, які наведені у табл. 3, зумовлені тим, що у математичній моделі руху механізмів не враховані високочастотні коливання, які передаються на канат і які при проведенні експериментів фіксуються датчиком. Однак, з рис. 6, а можна спостерігати, що нижча гармоніка 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.





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 вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою / Науковий журнал «Техніка та енергетика», 2020, № 11(1), С. 5-11.

---

## 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 inverter.

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.

УДК 681.532:69.002.5

DOI: 10.15276/pidtt.2.66.2021.02

<sup>1</sup>Кириченко І. Г., <sup>1</sup>Резніков О. О., <sup>1</sup>Розенфельд М. В., <sup>1</sup>Момотов А. В.,  
<sup>2</sup>Шаламов М. А., <sup>2</sup>Кохан І. Р.

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет,

<sup>2</sup>Харківський державний автомобільно-дорожній коледж

## МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ МОБІЛЬНИХ ПІДЙОМНИКІВ З РОБОЧИМИ ПЛАТФОРМАМИ В ТРАНСПОРТНОМУ ПОЛОЖЕННІ

***Анотація.** Розроблено метод визначення стійкості мобільних підйомників з робочими платформами під час аварійної зупинки у транспортному положенні. У розглянутій двовимірній моделі підйомника прийняті такі припущення: підйомник є жорсткою незмінною конструкцією, зв'язок миттєво накладено в точці, що знаходиться на осі перекидання. В результаті моделювання отримані залежності зміни максимального кута нахилу мобільного підйомника з робочою платформою (МПП) та залежність зміни куткової швидкості щодо осі перекидання машини, який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із заздалегідь заданою швидкістю.*

***Ключові слова:** мобільний підйомник, стійкість, транспортне положення, моделювання, швидкість.*

### **Постановка проблеми.**

Мобільні підйомники з робочими платформами - це машини стрілового компонування з робочим органом, винесеним за базу машини. Конструкція підйомника повинна забезпечувати безпечну експлуатацію, монтаж (демонтаж) та технічне обслуговування.

Тенденції розвитку сучасних підйомників вказують на те, що велика кількість виробників відмовляються від класичної конструкції машин та переходять на випуск мобільних підйомників, конструкція яких не передбачає аутригерів та кабіни з органами керування (рис. 1). При цьому керування машиною здійснюється безпосередньо з робочої платформи як у робочому так і у транспортному режимах. Відповідно для цих машин важливим є питання стійкості як у робочому положенні так і в транспортному.

Питанню дослідження стійкості підйомно-транспортних машин присвячено безліч робіт, переважна більшість яких спрямована на розгляд стійкості кранового обладнання. Аналіз причин аварій будівельних кранів детально проведено у роботах [1-3], питання

взаємодії опорних пристроїв самохідних кранів з опорними поверхнями висвітлено в роботах [4-5]. У роботах [6-7] наведено основи моделювання режимів навантаження та забезпечення стійкості будівельних стрілових кранів.



Рисунок 1 – Мобільний підйомник з органами керування в робочій платформі.

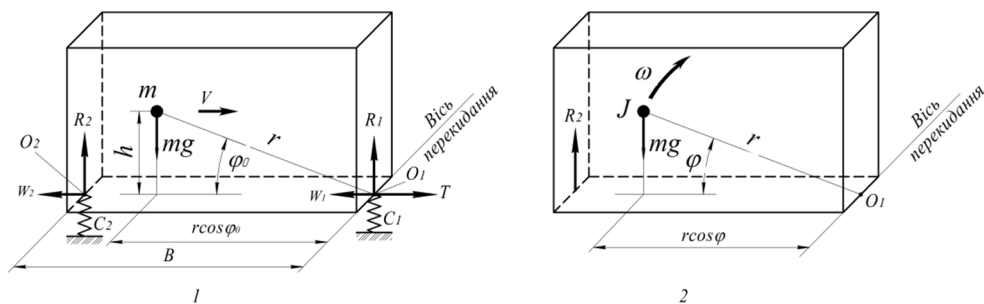
Одним із факторів, що створює перекидний момент і впливає на стійкість автогідропідйомника, є інерційні навантаження при рушанні з місця та при гальмуванні машини. У нормативній літературі [8], у навчальній літературі [9,10] розглядається випадок плавного торкання з місця та плавного гальмування, коли всі точки маси мають те саме прискорення. Передбачається, що інерційна сила та гальмівне зусилля прикладені до центру мас машини.

**Мета роботи.** Дослідити тимчасові залежності зміни максимального кута нахилу та зміни кутової швидкості мобільного підйомника, який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із заздалегідь заданою швидкістю.

**Виклад основного матеріалу.** Фактично гальмівне зусилля виникає в місці контакту коліс машини з опорною поверхнею. При різкому гальмуванні, яке не можна виключати, зусилля гальма виникає дуже швидко, фактично миттєво. При цьому на колеса накладається зв'язок із опорною поверхнею. Поступальний рух машини миттєво перетворюється на поворот щодо точки контакту передніх коліс з опорною поверхнею. За певних значень параметрів підйомника та його швидкості підйомник може повернутися на такий кут, що центр мас

перейде через вертикальну площину, що проходить через вісь перекидання. Відбудеться аварія.

У цій роботі розглядається випадок раптової зупинки МПРП, що рухається горизонтальною поверхнею зі швидкістю  $V$ . Відповідно до розробленої двовимірної моделі підйомника (рис.2).



1 – до гальмування; 2 – відразу після гальмування

Рисунок 2 – Динамічна модель підйомника при раптовому гальмуванні

Машина має масу  $m$ , власний момент інерції  $J_0$ , початкове положення центру мас задано відстанню  $r$  до осі перекидання та кутом  $\varphi_0$ .

Сили, що діють на підйомник перед гальмуванням:

$mg$  – вага машини;

$R_1$  – реакція ґрунту на передню вісь машини;

$R_2$  – реакції ґрунту на задню вісь машини;

$C_1$  та  $C_2$  – жорсткості пневматичних коліс передньої та задньої осі підйомника;

$W_1$  та  $W_2$  – опір коченню коліс передньої та задньої осі;

$T$  – тягове зусилля.

$$R_1 = mg \frac{B - r \cos \varphi_0}{B}. \quad (1)$$

$$R_2 = mg \frac{r \cos \varphi_0}{B}; \quad (2)$$

Робляться такі припущення: підйомник є жорсткою незмінною конструкцією, зв'язок миттєво накладено в точці  $O_1$ , що знаходиться на осі перекидання. Для розв'язання задачі використовується закон збереження моменту кількості руху [11].

Момент кількості руху  $L_1$  перед гальмуванням щодо осі перекидання

$$L_1 = mVr \sin \varphi_0. \quad (3)$$

де  $\varphi_0$  – значення кута  $\varphi$  в момент гальмування.

Відразу після накладання зв'язку вираз для моменту кількості руху матиме вигляд

$$L_2 = J\omega, \quad (4)$$

де  $J = J_0 + mr^2$  – момент інерції підйомника щодо осі перекидання;

$J_0$  - власний момент інерції підйомника.

Відповідно до закону збереження моменту кількості руху  $L_1 = L_2$ , з чого випливає, що відразу після гальмування кутова швидкість повороту машини щодо осі перекидання складе

$$\omega_0 = \frac{mVr \sin \varphi_0}{J}. \quad (5)$$

Оскільки вважаємо, що гальмування відбувається миттєво, деформація коліс не встигає відбутися, тобто реакції в шинах залишаються незмінними. Сума моментів сили ваги та реакцій у шинах залишається рівною нулю. Сили гальмування діють у площині дороги, тобто проходять через вісь перекидання та моменту щодо цієї осі не дають.

З моменту гальмування підйомник починає повертатися щодо осі перекидання, задня вісь розвантажується, пружні деформації задніх коліс і реакція  $R_2$  зменшуються. Рух може відбуватися за трьома варіантами: 1) поворот підйомника припиняється перш ніж розвантажиться задня вісь; 2) задня вісь підйомника розвантажиться, а поворот підйомника продовжуватиметься, але центр мас машини в крайньому верхньому положенні ще не опинився над точкою  $O_1$ ; 3) центр мас перейшов за точку  $O_1$ . Третій варіант відповідає втраті стійкості.

Рух машини на першому етапі описуватиметься рівнянням

$$J\ddot{\varphi} = -mgr \cos \varphi + R_2 B \cos(\varphi - \varphi_0), \quad (6)$$

Реакція поверхні  $R_2$  на задню вісь дорівнює силі пружності, що виникає в пневматичних шинах задньої осі. Ця сила змінюватиметься від величини  $R_2$  до нуля з поворотом всієї машини. Нульове значення сила  $R_2$  досягне за вертикального переміщення задньої осі машини на величину статичної деформації шин.

Передбачається, що пневматичні колеса підйомника мають лінійну пружну характеристику.

При жорсткості шин задньої осі, що дорівнює  $C_2$ , максимальна статична деформація шин задньої осі складе

$$\Delta_2 = \frac{mgr}{C_2} \cos \varphi_0. \quad (7)$$

Таким чином, рішення рівняння (6) розпадається на два етапи: від початкового значення  $\varphi = \varphi_0$  до значення  $\varphi = \varphi_1$ , при якому  $B(\varphi_1 - \varphi_0) \leq \Delta_2$ , тобто коли вертикальне переміщення задньої осі входе у величину статичної деформації шин.

Максимальна статична реакція ґрунту на задню вісь підйомника

$$R_{2\max} = \frac{mgr \cos \varphi_0}{B}, \quad (8)$$

Цьому зусиллю відповідає максимальна статична деформація задніх шин

$$\Delta_{\max} = \frac{R_{2\max}}{C} = \frac{mgr \cos \varphi_0}{BC}. \quad (9)$$

З іншого боку, переміщення задньої осі

$$\Delta = B \sin(\varphi - \varphi_0). \quad (10)$$

За деяких значень  $\varphi = \varphi_1$  значення  $\Delta_{\max}$  і  $\Delta$  зрівнюються, тобто

$$\frac{mgr \cos \varphi_0}{BC} = B \sin(\varphi_1 - \varphi_0). \quad (11)$$

Кут  $\varphi_1$ , при якому задні колеса відірвуться від опорної поверхні,

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{mgr \cos \varphi_0}{B^2 C} + \varphi_0. \quad (12)$$

Рух підйомника після гальмування до моменту відриву задніх коліс від дорожньої поверхні описується рівнянням

$$J\ddot{\varphi} = -mgr \cos \varphi + R_2 B \cos(\varphi - \varphi_0), \quad (13)$$

Початковими умовами для цього рівняння будуть  $t = 0$ ,  $\varphi = \varphi_0$ ,  $\dot{\varphi} = \omega_0$ .



У певний момент  $t = t_1$  кут  $\varphi$  досягне значення  $\varphi_1$ , реакція  $R_2$  стане рівною нулю, і подальший рух підйомника описуватиметься рівнянням

$$J\ddot{\varphi} = -mgr \cos \varphi. \quad (14)$$

З початковими умовами  $t = t_1$ ,  $\varphi = \varphi_1$  и  $\dot{\varphi} = \dot{\omega}_1$ .

Якщо припустити, що величина статичної деформації шин задньої осі незначні і що кут  $\varphi = \varphi_1$  досягається майже миттєво, можна відразу вирішувати отримані рівняння.

Після множення обох частин рівняння на  $d\varphi$  та інтегрування отримуємо

$$\frac{1}{2} \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = -A \sin \varphi + C_1. \quad (15)$$

Постійне інтегрування знаходиться за початковими умовами:

$$\text{при } t = 0 \quad \varphi = \varphi_0, \quad \frac{d\varphi}{dt} = \omega_0.$$

$$(\omega_0)^2 = -2A \sin \varphi_0 + C_1.$$

$$C_1 = (\omega_0)^2 + 2A \sin \varphi_0. \quad (16)$$

Після підстановки значення постійної  $C_1$  у вираз (15) отримуємо рівняння

$$\left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = -2A \sin \varphi + \omega_0^2 + 2A \sin \varphi_0.$$

$$\left( \frac{d\varphi}{dt} \right) = \sqrt{2A(\sin \varphi_0 - \sin \varphi) + \omega_0^2}. \quad (17)$$

Визначивши  $F = \sqrt{2 \frac{mgr}{J}}$  та  $K = \sin \varphi_0 + \frac{J\omega_0^2}{2mgr}$ , отримаємо вираз

$$\frac{d\varphi}{dt} = F \sqrt{K - \sin \varphi}. \quad (18)$$

Рішення за допомогою пакета символічної математики WolframAlfa має вигляд

$$B \int \sqrt{D - \sin \varphi} d\varphi = - \frac{2B \sqrt{D - \sin \varphi} E \left( \frac{1}{4}(\pi - 2\varphi) \mid -\frac{2}{D-1} \right)}{\sqrt{\frac{D - \sin \varphi}{D-1}}} + Const. \quad (19)$$

де  $E(\varphi|m)$  – еліптичний інтеграл другого роду із параметром  $m = k_2$ .

Еліптичний інтеграл може бути формально виражений в елементарних функціях. Є таблиці значень еліптичних інтегралів, наприклад [12].

У такому випадку ставиться завдання визначення стійкості підйомника за різкого гальмування. Завдання точного визначення положення машини в кожний момент часу не ставиться. Для стійкості підйомника необхідно, щоб кут  $\varphi$  не перевищив значення  $\pi/2$  (тобто машина не дійшла до положення, за якого центр мас знаходиться над віссю перекидання, що є необхідною умовою). Окрім того, в момент, коли центр мас підніметься на максимальну висоту, має задовольнятися умова стійкості

$$K_{уст} = \frac{M_{вост}}{M_{опр}}. \quad (20)$$

Домагатися точного рішення доцільно, якщо відомі точні значення коефіцієнтів, що входять у рівняння: маси машини, її моменту інерції, положення центру мас. Фактично ці величини визначені з деякою похибкою, особливо момент інерції. Крім того, неможливо миттєво загальмувати машину. За цих причин чисельне інтегрування рівняння руху не збільшить похибки результату.

Надалі рівняння диференціального руху підйомника (6) вирішувалося чисельним методом Рунге-Кутти з адаптованим кроком  $Rk_{adapt}$ . При параметрах підйомника  $m = 8000$  кг,  $r = 2$  м,  $V_0 = 0,8$  м/с,  $J = 6000$  кг·м<sup>2</sup>,  $\varphi_0 = 60^\circ$ .

Для вирішення поставленого завдання використовувався пакет MathCAD.

У результаті моделювання отримані часові залежності зміни максимального кута нахилу  $\varphi_{max}$  машини (рис. 3) та залежність зміни кутової швидкості щодо осі перекидання мобільного підйомника (рис. 4), який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із задалегідь заданою швидкістю.

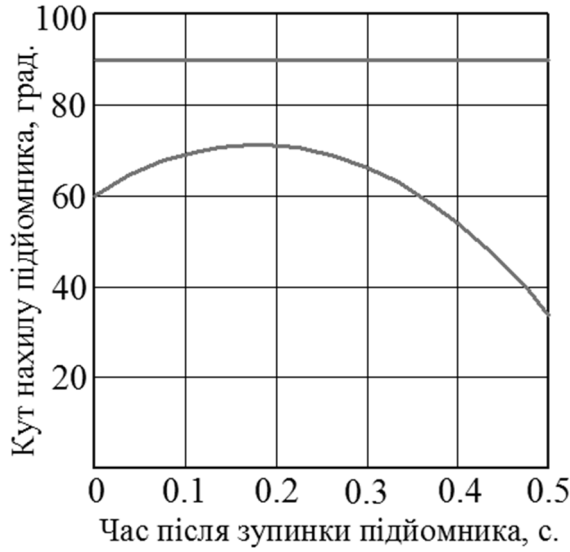


Рисунок 3 – Залежність зміни максимального кута нахилу  $\varphi_{max}$  мобільного підйомника, який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із заздалегідь заданою швидкістю

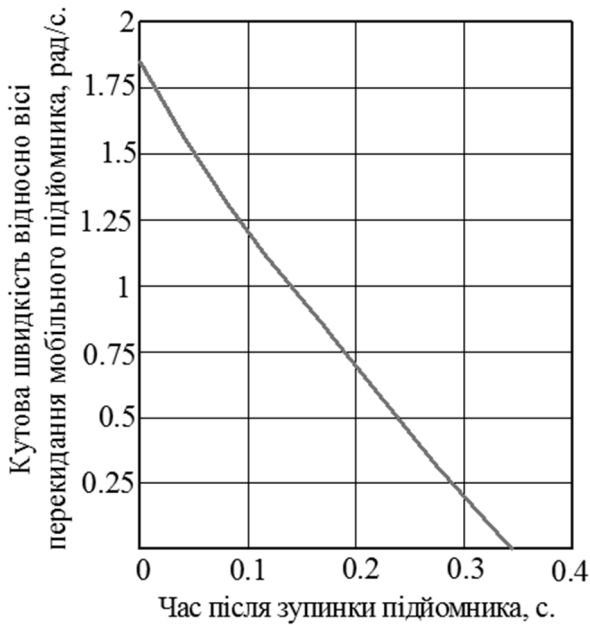


Рисунок 4 – Залежність зміни кутової швидкості щодо осі перекидання мобільного підйомника, який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із заздалегідь заданою швидкістю

**Висновки.** В результаті моделювання отримані залежності зміни максимального кута нахилу МПРП та залежність зміни кутової швидкості щодо осі перекидання мобільного підйомника, який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із заздалегідь заданою швидкістю. Аналіз отриманих залежностей вказує, що кутова швидкість щодо осі перекидання МПРП із зазначеними параметрами наближається до 0 за 0,32 с, при цьому слід відзначити зростання максимального кута нахилу мобільного підйомника з 60° до 72° за 0,2 з моменту стопоріння машини.

Стійкість підйомника, що розглядається, забезпечена, оскільки кут максимального нахилу МПРП не перевищив значення  $\pi/2$  (тобто машина не дійшла до такого положення, за якого центр мас знаходиться над віссю перекидання).

### Список використаної літератури

1. Михеев, В.А. Анализ причин аварий башенного строительного крана БК-1000 / В.А. Михеев, В.Т. Власов // Захист металургійних машин від поломок: зб. Наукових праць / ПДТУ. – Маріуполь, 2008. – Вип. 10 – С.211-214

2. Аналіз причини падіння баштового крану КБ-674А / М.П. Колісник, Г.В. Заєць, А.Л. Червоноштан, Д.В. Калашник // Строительство, материаловедение, машиностроение. – 2016. – Вип. 88. – С. 185-193.

3. Арискин, М.В. Анализ причин падения башенного крана на основе построения модели в SCAD 11.5 / М.В. Арискин, И.Н. Гарькин // Фундаментальные исследования. Научно-технічний та виробничий журнал. – 2016. – Вип. №10 (2). – С. 52-57.

4. Анализ работы и способов обеспечения устойчивости стреловых самоходных кранов на слабонесущих грунтах / П.А. Григорьев, В.В. Крылов, М.В. Горелова, Л.А. Сладкова // Наземные транспортно-технологические комплексы и средства. Материалы международной научно-технической конференции. – 2019. – С. 55-60.

5. Єрмакова С.О. Основні шляхи підвищення безпеки і надійності експлуатації стрілових кранів / С.О. Єрмакова, В.Г. Крупко // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2014. – Вип. 65-66. – С. 189 – 192.

6. Розрахунки будівельних стрілових кранів : навчальний посібник. / М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, С.В. Ракша, В.В. Мелашич. – Дніпропетровськ: Пороги, 2015. – 816 с.

7. Основы модернизации строительных машин / И.И. Назаренко, В.А. Пенчук, В.И. Сердюк, Л.А. Хмара. – К.: «МП Леся», 2003. – 14 с.

8. Атлас грузоподъемных машин и машин непрерывного транспорта. Под ред. М.П. Александрова и Д.Н. Решетова. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1987. - 122 с.

9. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайнсон. - М.: Машиностроение, 1989. - 536 с.

10. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / [Иванченко Ф.К. и др.]. - Киев, Вища школа, 1988. - 422 с.

11. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин // Динамика, Т. II. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. - 544 с.

12. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. - М.: Наука, 1970. - 720 с.

## METHOD TO DETERMINE STABILITY OF MOBILE ELEVATING WORK PLATFORMS IN TRANSPORT MODE

Kyrychenko I. G., Reznikov O. O., Rosenfeld M. V., Momotov A. V., Shalamov M. A., Kokhan I. R.

**Abstract.** Mobile elevating work platforms are boom-type machines with a working body attached to the base of the machine. The design of the elevator must ensure safe operation, assembly (disassembly) and maintenance. Accordingly, for these machines, the issue of stability is important both in the working position and in the transport position. In this work, a method has been developed to determine the stability of mobile elevating work platforms for an emergency stop in the transport position. In the developed two-dimensional model of the elevator, the following assumptions are made: the elevator is a rigid unchangeable structure, the connection is instantly imposed at a point located on the tipping axis. As a result of the simulation, the following dependences were obtained: the time dependences of the change in the maximum inclination angle of the MEWP and the dependence of the change in the angular speed relative to the tipping axis of the mobile elevator, which until a sudden stop moves uniformly along the horizontal surface at a predetermined speed. The analysis of the obtained dependences indicates that the angular speed relative to the tipping axis of the machine with the indicated parameters approaches 0 in 0.32s, while it should be noted that the maximum inclination angle of the machine increases from 60° to 72° in 0.2s from the moment the machine was stopped. The stability of the elevator under consideration is ensured since the angle of the maximum inclination of the MEWP did not exceed the value of  $\pi/2$  (i.e., the machine did not reach such a position where the center of mass is above the tipping axis).

**Keywords:** mobile elevator, stability, transport position, modelling, speed.

УДК 539.3

DOI: 10.15276/pidtt.2.66.2021.03

<sup>1</sup>Човнюк Ю. В., <sup>2</sup>Остапущенко О. П., <sup>2</sup>Кравчук В. Т., <sup>2</sup>Кравченко І. М.

<sup>1</sup> Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

<sup>2</sup> Київський Національний університет будівництва і архітектури

## **ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ СТАЦІОНАРНОЇ ФАЗИ У АНАЛІЗІ ДИСПЕРСІЇ ПОЗДОВЖНІХ ІМПУЛЬСІВ НАПРУЖЕНЬ У КАНАТАХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МЕХАНІЗМІВ КРАНІВ**

***Анотація.** У роботі використаний метод стаціонарної фази задля аналізу дисперсійних ефектів, що виникають при розповсюдженні поздовжніх імпульсів напружень у канатах вантажопідйомних механізмів кранів. Використана модель циліндричного пружного стрижня з круговим поперечним перерізом, в якій врахована (за А.Лявом) інерція поперечних рухів стрижня, котра краще узгоджується з тривимірною теорією пружності. Отриманий асимптотичний розв'язок відповідного хвильового рівняння для деформації стрижня суттєво відрізняється від отриманого за елементарною теорією розв'язку вказаного рівняння при тих самих початкових й граничних умовах. Отримані у роботі результати можуть бути використані при уточненні і вдосконаленні інженерних методів розрахунку параметрів, що характеризують напружений стан канатів вантажопідйомних механізмів кранів при підйомі вантажів “з підхватом”/“з основи”.*

***Ключові слова:** метод стаціонарної фази, аналіз, дисперсія, поздовжня деформація, імпульси напружень, канати, вантажопідйомні механізми, крани.*

### **Постановка проблеми.**

Низка важливих вузлів та деталей сучасних пристроїв (наприклад, канатів вантажопідйомних механізмів кранів) працює у різко нестаціонарних режимах внаслідок швидкої зміни у часі діючих на них зовнішніх сил. Так, при підйомі вантажу “з підхватом”/“з основи” (“з землі”) у канатах вантажопідйомних механізмів кранів виникають динамічні напруження, котрі повинні бути враховані при оцінці міцності й працездатності (канатів), а також при обранні оптимальних умов функціонування тих чи інших пружних елементів (зокрема, канатів, тросів та ін.). Останнє є особливо важливим для тих технічних пристроїв, принцип дії котрих заснований на використанні нестаціонарних хвильових полів та пов'язаних з ними механічних ефектів (зокрема, при функціонуванні канатних систем вантажопідйомних механізмів кранів у т.з. перехідних режимах –

пуску/гальмуванні чи реверсу). Науковою основою для такого розрахунку є теорія нестационарних коливань та хвиль у пружних тілах.

Характер напружень деформованого стану пружного тіла (канату) багато в чому визначається швидкістю зміни у часі прикладених до нього сил. При швидкому перебігу змін навантажень у пружному тілі (канат, що підіймає вантаж “з підхватом”) відбуваються процеси, котрі мають яскраво виражений хвильовий характер. У цьому випадку адекватною фізиці явища є динамічна задача теорії пружності. Поряд з силами пружності значний вплив на розподіл напружень (у канатах) справляють сили інерції, котрі необхідно враховувати при теоретичному аналізі.

Нестационарна динамічна задача (для канатів) зазвичай формулюється й для механічних систем з імпульсним збудженням. Повна постановка цієї задачі передбачає задання початкового стану (переміщень та швидкостей точок) пружного тіла, доповнених відповідними граничними умовами.

Інтегральна теорема Фур’є дозволяє в принципі описати загальний нестационарний випадок набором гармонічних складових. Однак відтворення нестационарного руху за його гармонічними складовими є математично доволі складною процедурою. Розв’язки нестационарних задач, хоча й математично дуже складних, можуть бути досить глибоко проаналізовані аналітичними методами. Зусилля, які витрачаються на такого роду аналіз, виправдовують себе отриманням порівняно простих фізичних закономірностей, які не можна вгледіти у первісній формі розв’язку.

У даній роботі дослідження закономірностей дисперсійного розповсюдження хвиль у пружних хвилеводах (стрижнева модель канату вантажопідйомного механізму крана) базується на методі стаціонарної фази й понятті групової швидкості, що застосовується до імпульсів напружень. Дається порівняльний аналіз дисперсійного розв’язку для стрижня, отриманого у межах теорії стрижнів Лява й елементарного бездисперсійного розв’язку хвильового рівняння.

#### **Аналіз публікацій по темі дослідження.**

Використаний у даній роботі метод стаціонарної фази є одним з багатьох методів асимптотичного обчислення інтегралів [1]. Детальний виклад теорії асимптотичних розкладів і, зокрема, методів отримання таких розкладів для інтегралів є у роботах [2-5].

Глибокий аналіз понять фазової та групової швидкості даний у роботі [6]. Зокрема, для групової швидкості крім її кінематичного визначення є ще й енергетичне. Зв’язок між цими визначеннями обговорюється у [7] й цитованій там літературі.

Рівняння коливань циліндричного стрижня (кругового поперечного перерізу) отримане у [8] за допомогою варіаційного

методу. Відповідне цьому рівнянню дисперсійне співвідношення може бути отримане також при асимптотичному аналізі дисперсійних співвідношень, отриманих при розв'язуванні тривимірних рівнянь руху для циліндра [9].

Гармонічні хвилі у нескінченному циліндрі вивчені досить повно у книзі [7]. Однак настільки ж повні дослідження дисперсійного розповсюдження пружних імпульсів у циліндрі на основі тривимірної теорії відсутні. Найбільш задовільною з наближених теорій, що описують вісесиметричні хвилі у циліндрі, є теорія Міндліна-Макнівена [10]. Ця одновимірна теорія враховує три перші гілки дисперсійного спектру нормальних хвиль у тривимірному циліндрі. Розповсюдження пружних імпульсів на основі теорії Міндліна-Макнівена вивчалось асимптотичними методами у [11]. Порівняння теоретичних результатів, отриманих шляхом чисельного інтегрування наближених рівнянь й даних експерименту, проведеного у [12], виявило задовільну відповідність між ними.

Уточнене рівняння поперечних коливань стрижнів отримане С.П.Тимошенком [9, 13]. Значний експериментальний матеріал щодо розповсюдження імпульсів у пружних хвилеводах наведений у [9, 14, 15].

Огляд історії розвитку й основних досягнень у теорії пружних хвиль у твердих тілах даний у роботі [16].

**Мета роботи** полягає у обґрунтуванні методу стаціонарної фази для аналізу дисперсії поздовжніх імпульсів напружень у канатах вантажопідйомних механізмів кранів за підйому вантажу “з підхватом”/“з основи” (“з землі”).

#### **Виклад основного змісту дослідження.**

У даному дослідженні розглянуте розповсюдження пружних імпульсів навантаження у канатах вантажопідйомних механізмів кранів при підйомі вантажів “з підхватом”/“з основи” для тих випадків, коли має місце дисперсія хвилеутворень, що виникають у таких механічних системах. Згідно визначенню, даному у [17], дисперсією хвиль називається залежність фазової швидкості гармонічної хвилі від її частоти. Дисперсія хвиль може бути обумовлена як фізичними властивостями середовища (у даному випадку канату), так й присутністю у ньому сторонніх включень і наявністю границь тіла (канату), в якому розповсюджується пружна хвиля (напружень).

Дисперсія хвиль, пов'язана з фізичними властивостями середовища, виникає, коли вплив хвилі призводить до нерівноважного стану середовища, збуджуючи його внутрішні ступені вільності руху (коливні та обертальні рухи молекул) та ін. Вирівнювання енергії між поступальними й внутрішніми ступенями вільності руху відбувається за час, котрий називають часом релаксації  $\tau_p$ . Якщо період  $T$  пружної



хвилі (наприклад, напружень) малий у порівнянні з  $\tau_p$  ( $T \ll \tau_p$ , тобто високі частоти), тоді за час  $T$  внутрішні ступені вільності руху не встигають збуджуватись, тому середовище буде вести себе таким чином, ніби внутрішні ступені вільності руху відсутні. Якщо ж  $T \gg \tau_p$  (низькі частоти), тоді частина енергії поступального руху встигає перерозподілитись на внутрішні ступені вільності руху. При цьому, внаслідок зменшення енергії поступального руху, пружність середовища й швидкість хвиль буде менше, ніж у випадку високих частот. Таким чином, при наявності релаксації швидкість хвиль збільшується зі зростанням частоти.

Принципово іншим типом дисперсії хвиль є геометрична дисперсія, обумовлена наявністю границь тіла. Вона проявляє себе при розповсюдженні хвиль у стрижнях, пластинах і взагалі будь-яких твердих хвилеводах. Так, наприклад, у тонких пластинах і стрижнях спостерігається дисперсія згинних хвиль. При згинанні тонкого стрижня жорсткість на згин тим більше, чим менше ділянка, яку згинають. При розповсюдженні згинної хвилі довжина ділянки, яка згинається, визначається довжиною хвилі. Тому зі зменшенням довжини хвилі (з підвищенням частоти) збільшується жорсткість, а відповідно, й швидкість розповсюдження хвилі. Фазова швидкість такої хвилі пропорціональна кореню квадратному з частоти.

Дисперсія обох типів призводить до спотворення будь-якого монохроматичного сигналу внаслідок відмінностей по величині швидкостей його фур'є-компонент.

Розглянемо далі дисперсію поздовжніх імпульсів напружень у циліндричних стрижнях кругового поперечного перерізу, котрі моделюють функціонування канатів вантажопідйомних механізмів кранів у процесі підйому вантажів способом, який має у літературі назву “з підхватом”/“з основи” (або “з землі”).

Якщо вивчаються закономірності розповсюдження імпульсів у скінченних (по довжині) й нескінченних стрижнях з використанням класичного хвильового рівняння:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}, \quad (1)$$

де  $u(x,t)$  – переміщення поздовжнього типу, яке спрямоване вподовж осі  $Ox$  стрижня й залежить від просторової ( $x$ ) та часової ( $t$ ) координат,  $c = \sqrt{E/\rho}$  – швидкість розповсюдження хвиль,  $E$  – модуль пружності матеріалу стрижня,  $\rho$  – його щільність. Хвилі, котрі описуються рівнянням (1), є бездисперсійними, оскільки при підстановці у (1) виразу

$$u(x, t) = \exp\{i \cdot (\lambda x - \omega t)\}, \quad i^2 = -1, \quad (2)$$

де  $\lambda$  – хвильовий вектор,  $\omega$  – кругова частота хвилі, матимемо  $\omega = \lambda c$ , тобто фазова ( $V_\phi$ ) й групова ( $V_g$ ) швидкості дорівнюють  $c$ , оскільки

$$V_\phi = \frac{\omega}{\lambda} = c, \quad V_g = \frac{d\omega}{d\lambda} = c. \quad (3)$$

Більш детальний аналіз деформування стрижня, який враховує інерцію поперечних рухів й краще узгоджується з тривимірною теорією, призводить до наступного рівняння руху циліндричного стрижня:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{v^2 a^2}{2c^2} \cdot \frac{\partial^4 u}{\partial x^2 \partial t^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (4)$$

котре вперше розглянуто А.Лявом [8]. Тут, у [4],  $a$  – радіус поперечного перерізу стрижня,  $v$  – коефіцієнт Пуассона. Рівняння (4) є рівнянням четвертого порядку. Однак, завдяки тій обставині, що порядки похідних по  $x$  та  $t$  рівні двом, нових у порівнянні з хвильовим рівнянням граничних та початкових умов не треба.

Розглянемо напівнескінченний стрижень  $x \geq 0$ , до торця якого  $x = 0$  у момент часу  $t = 0$  прикладене зусилля  $P = mg$  (де  $P$  – вага вантажу,  $m$  – його маса,  $g$  – прискорення вільного падіння) й,

відповідно, тиск  $p_0 = \frac{P}{S} = \frac{mg}{S}$  (де  $S$  – площа поперечного кругового перерізу стрижня), який прикладений миттєво (у момент відриву вантажу від опори), тому ця обставина дозволяє вказаний тиск ( $p_0$ ) у залежності від часу  $t$  подати наступним чином:  $p_0 \cdot H(t)$ , де  $H(t)$  – функція стрибка (функція Хевісайда), яка задається виразом:

$$H(t) = \begin{cases} 1, & t > 0; \\ 0, & t \leq 0. \end{cases} \quad (5)$$

Отже, гранична умова у перерізі  $x = 0$  стрижня має вид:

$$E \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=0} = -\frac{mg}{S} \cdot H(t) = -p_0 \cdot H(t). \quad (6)$$

Застосовуючи до рівняння (4) й граничної умови (6) комплексне перетворення Фур'є по часу  $t$ , за нульових початкових умов :

$$u \Big|_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0, \quad (7)$$

отримаємо:

$$\left(1 - \frac{v^2 a^2 \omega^2}{2c^2}\right) \cdot \frac{d^2 u^F}{dx^2} + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \cdot u^F = 0, \quad (8)$$

$$\left. \frac{du^F}{dx} \right|_{x=0} = \frac{p_0}{E} \cdot \frac{i}{\omega}, \quad (9)$$

де  $u^F$  – образ Фур’є переміщення  $u(x, t)$ .

Для того, щоб отримати хвилю, яка йде на  $(+\infty)$ , розв’язок (8) обираємо у вигляді:

$$u^F = A \cdot \exp \left\{ \left( \frac{i\omega x}{c} \right) \cdot \left( 1 - \frac{v^2 a^2 \omega^2}{2c^2} \right)^{-1/2} \right\}. \quad (10)$$

З граничної умови (9) маємо:

$$A = -\frac{p_0 c}{E} \cdot \left( 1 - \frac{v^2 a^2 \omega^2}{2c^2} \right)^{-1/2}, \quad (11)$$

а зображення Фур’є поздовжньої деформації стрижня  $\varepsilon_x^F = du^F/dx$  є наступним:

$$\varepsilon_x^F = -\frac{p_0}{E} \cdot \frac{i}{\omega} \cdot \exp \left\{ \frac{i\omega x}{c} \cdot \left( 1 - \frac{v^2 a^2 \omega^2}{2c^2} \right)^{-1/2} \right\}. \quad (12)$$

Підставляючи отриманий вираз у формулу оберненого перетворення:

$$f(x, t) = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_L f^F(x, \omega) \cdot \exp(-i\omega t) d\omega, \quad (13)$$

де у якості контура  $L$  у формулі (13) можна обрати будь-яку пряму, паралельну дійсній вісі, й таку, що проходить вище всіх особливих точок  $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n, \dots$  функції  $f^F$ , причому  $\text{Im } \omega > 0$  (остання умова забезпечує збіжність інтегралу (14) для функцій, які зростають не швидше експоненти), причому

$$f^F(x, \omega) = \int_0^\infty f(x, t) \exp(i\omega t) dt, \quad (14)$$

знаходимо:

$$\varepsilon_x = -\frac{p_0}{E} \cdot \frac{1}{2\pi} \int_{i\delta-\infty}^{i\delta+\infty} \frac{i}{\omega} \exp \left\{ -i\omega t + \frac{i\omega x}{c} \left( 1 - \frac{v^2 a^2 \omega^2}{2c^2} \right)^{-1/2} \right\} d\omega. \quad (15)$$

Даний інтеграл (15) у явному вигляді не обчислюється, тому для

аналізу деформацій стрижня/канату у віддаленому полі необхідно отримати асимптотичний розклад.

Зазначимо, що у (15)  $\omega$  – незалежна змінна, а  $\lambda$  (хвильовий вектор) залежить від  $\omega$  :

$$\lambda(\omega) = \frac{\omega}{c} \cdot \left( 1 - \frac{v^2 a^2 \omega^2}{2c^2} \right)^{-1/2}. \quad (16)$$

Легко показати, що при дійсному значенні  $\omega$  групова швидкість хвилі ( $V_g$ ) може бути подана наступним чином:

$$C_g \equiv V_g = \frac{d\omega}{d\lambda} = \left( \frac{d\lambda}{d\omega} \right)^{-1}. \quad (17)$$

Причому  $C_g$  ( $V_g$ ) має єдине стаціонарне значення  $C_{gs} = V_{gs} = c$  при  $\omega = 0$ , причому це значення є максимумом. Розкладаючи  $\lambda(\omega)$  у ряд Тейлора у околі  $\omega = 0$ , матимемо:

$$\lambda(\omega) = \frac{\omega}{c} \cdot \left( 1 - \frac{v^2 a^2 \omega^2}{4c^2} \right) + o(\omega^5), \quad (18)$$

й підставляючи (18) у (15), отримаємо:

$$\varepsilon_x \sim \left( -\frac{p_0}{E} \right) \frac{1}{2\pi} \int_{i\delta-\infty}^{i\delta+\infty} \frac{i}{\omega} \exp \left\{ -i\omega \left( t - \frac{x}{c} \right) + \frac{i\omega x}{c} \cdot \frac{v^2 a^2 \omega^2}{4c^2} \right\} d\omega. \quad (19)$$

Виконуючи заміну змінної

$$z = \left( \frac{3v^2}{4} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{x}{a} \right)^{1/3} \cdot \frac{\omega a}{c}, \quad (20)$$

й позначаючи

$$\sigma = \left( \frac{4}{3v^2} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{a}{x} \right)^{1/3} \cdot \frac{(ct - x)}{a}, \quad (21)$$

отримаємо формулу:

$$\varepsilon_x \sim \left( -\frac{p_0}{E} \right) \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{i\delta'-\infty}^{i\delta'+\infty} \frac{i}{z} \cdot \exp \left\{ i \left( \frac{1}{3} z^3 - \sigma z \right) \right\} dz, \quad (22)$$

де  $\delta'$  – довільне додатне число.

Для обчислення інтегралу (22) знайдемо похідну функції:

$$\Phi(\sigma) = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{i\delta'-\infty}^{i\delta'+\infty} \frac{i}{z} \cdot \exp \left\{ i \left( \frac{1}{3} z^3 - \sigma z \right) \right\} dz \quad (23)$$

по змінній  $\sigma$ . Матимемо:

$$\Phi'(\sigma) = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{i\delta'_{-\infty}}^{i\delta'_{+\infty}} \exp\left\{i\left(\frac{1}{3}z^3 - \sigma z\right)\right\} dz. \quad (24)$$

Порівняємо останню формулу (24) з представленням функції Ейрі (першого роду) [1]:

$$\begin{aligned} Ai(\sigma) &= \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} \exp\left\{i\left(\frac{1}{3}z^3 + \sigma z\right)\right\} dz \equiv \\ &\equiv \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} \cos\left(\frac{1}{3}z^3 + \sigma z\right) dz. \end{aligned} \quad (25)$$

Враховуючи, що у (24) пряму інтегрування можна змістити на вісь  $\text{Im } z = 0$ , знаходимо:

$$\Phi'(\sigma) = Ai(-\sigma), \quad (26)$$

звідки

$$\Phi(\sigma) = \Phi(0) + \int_0^{\sigma} Ai(-\alpha) d\alpha. \quad (27)$$

Оскільки  $\varepsilon_x$  обчислюється інтегруванням вдовж дійсної вісі, застосування методу стаціонарної фази обґрунтоване.

Знайдемо далі значення постійної:

$$\Phi(0) = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{i\delta'_{-\infty}}^{i\delta'_{+\infty}} \frac{i}{z} \cdot \exp\left(\frac{1}{3}iz^3\right) dz. \quad (28)$$

Нехай шлях інтегрування деформується у контур, котрий складається з променів  $(-\infty, -\varepsilon)$  та  $(\varepsilon, +\infty)$  вісі  $\text{Im } z = 0$ , які з'єднані між собою півколом малого радіусу  $\varepsilon$  у верхній напівплощині для обходу полюсу  $z = 0$ . Не зупиняючись на деталях (подробицях), наведемо лише результат обчислень:  $\Phi(0) = 1/3$ . Підставляючи це значення у (27), а потім у (22), остаточно отримуємо:

$$\varepsilon_x \sim \left(-\frac{p_0}{E}\right) \cdot \left[\frac{1}{3} + \int_0^{\sigma} Ai(-\alpha) d\alpha\right]. \quad (29)$$

Асимптотичний розв'язок (29) суттєво відрізняється від такого, що може бути отриманий, виходячи з елементарної теорії розв'язку хвильового рівняння (1) при тих самих початкових й граничних умовах. Елементарний (бездисперсійний) розв'язок  $\varepsilon_x^{(0)}$  має той самий вигляд, що й імпульс навантаження (канату):

$$\varepsilon_x^{(0)} = \left(-\frac{p_0}{E}\right) \cdot H\left(t - \frac{x}{c}\right). \quad (30)$$

Введемо позначення змінних:

$$\frac{(ct - x)}{a} = \tau; \quad \frac{x}{a} = X; \quad \left(\frac{4}{3v^2}\right)^{1/3} = \bar{m}; \quad \tilde{\varepsilon}_x = \left(-\frac{p_0}{E}\right)^{-1} \varepsilon_x, \quad (31)$$

після чого формули (29), (30) набувають вигляду:

$$\tilde{\varepsilon}_x \sim \frac{1}{3} + \int_0^{(\bar{m} \cdot X^{-1/3} \cdot \tau)} Ai(-\alpha) d\alpha, \quad \tilde{\varepsilon}_x^{(0)} = H(\tau) . \quad (32)$$

На рис.1 зображені графіки  $\tilde{\varepsilon}_x$  для  $X = X_1$ ,  $X = 8X_1$  й  $\tilde{\varepsilon}_x^{(0)}$ , де  $X_1$  – довільна лінійна величина, велика у порівнянні з  $a$ . У відповідності з останніми формулами, графік  $\tilde{\varepsilon}_x$  для  $X = 8X_1$  отриманий з графіка, який відповідає  $X = X_1$  розтягом по вісі абсцис у 2 рази. Для будь-якого  $X$   $\tilde{\varepsilon}_x = 1/3$  при  $\tau = 0$ . У рухомій зі швидкістю  $c$  системі координат імпульс напруження подовжується пропорційно  $X^{1/3}$ . Бездисперсійний розв'язок  $\tilde{\varepsilon}_x^{(0)}$  не змінюється з просуванням імпульсу напруження.

### Висновки.

1. Зі збільшенням  $\tau$  дисперсійний розв'язок все більше наближається до дисперсійного. Осцилюючий характер  $\varepsilon_x$  при  $\tau > 0$  є наслідком інтерференції хвиль з груповими швидкостями, меншими за  $c$ . Важливим наслідком з закономірності пропорційної зміни форми імпульсу напруження, як впливає з графіка (рис.1), є зменшення коефіцієнту крутості переднього фронту хвилеутворення зі зростанням  $X$ .

2. Максимальне значення  $\tilde{\varepsilon}_x$ , як функція  $(\bar{m} \cdot X_1^{-1/3} \cdot \tau)$  перевищує  $\tilde{\varepsilon}_x^{(0)}$  приблизно у 1,33 рази, як для графіка вказаної залежності при  $X = X_1$ , так і для графіка при  $X = 8X_1$ .

3. Більш складна ситуація виникає у пружному хвилеводі (наприклад, циліндричному стрижні кругового поперечного перерізу, який має порожнину, а тому може бути описаний у межах моделі циліндричної пружної оболонки, а порожнина її заповнена іншим матеріалом – щось на кшталт композиційного матеріалу зі штучною обгорткою), оскільки у цьому випадку існує кілька типів диспергуючих хвиль, й первісний імпульс напруження розділяється на кілька порцій, котрі рухаються з різними швидкостями. Ця проблема вимагає окремого розгляду.

4. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних

методів розрахунку основних параметрів канатних систем вантажопідйомних механізмів кранів як на стадіях їх проектування (конструювання), так і у режимах реальної експлуатації.

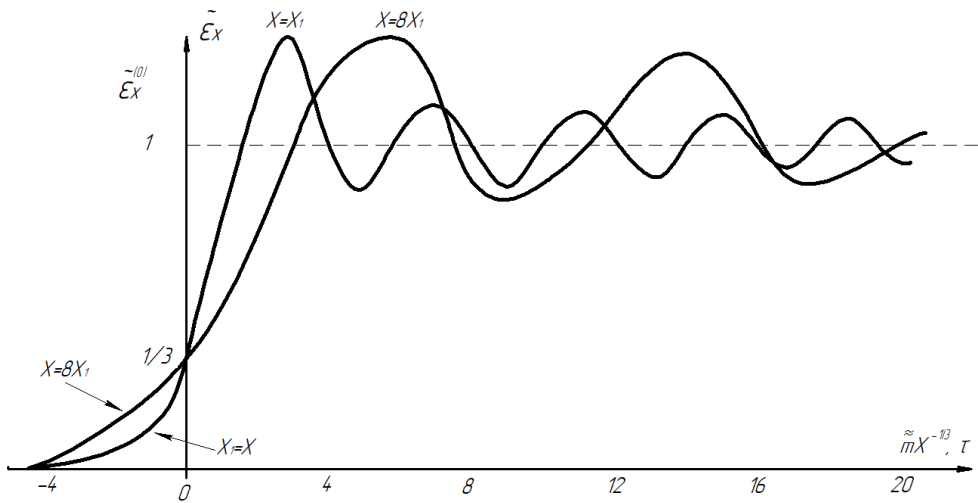


Рисунок 1 –Графік поздовжньої деформації для дисперсійної (суцільні) й бездисперсійної (штрихова) теорій поздовжніх хвиль у стрижнях/канатах

### Список використаної літератури

- 1.Жарий О.Ю., Улитко А.Ф. Введение в механику нестационарных колебаний и волн. К.: Выща школа, 1989. 184 с.
- 2.Копсон Э.Т. Асимптотические разложения. М.: Мир, 1966. 159 с.
- 3.Фелсен Л., Маркувиц Н. Излучение и рассеяние волн. М.: Мир, 1978. Т.1. 547 с.
- 4.Эрдейи А. Асимптотические разложения. М.: Физматгиз, 1962. 127 с.
- 5.Achenbach J.D. Wave propagation in elastic solids. Amsterdam: North-Holland Publ. Co., 1973. 425 p.
- 6.Мандельштам Л.И. Лекции по оптике, теории относительности и квантовой механике. М.: Наука, 1972. 437 с.
- 7.Гринченко В.Т., Мелешко В.В. Гармонические колебания и волны в упругих телах. К.: Наукова думка, 1981. 283 с.
- 8.Ляв А. Математическая теория упругости. М.; Л.: ОНТИ, 1935. 674 с.
- 9.Кольский Г. Волны напряжения в твердых телах. М.: Изд-во иностр. лит., 1955. 192 с.
- 10.Mindlin R.D., McNiven H.D. Axially symmetric waves in elastic rods. Trans. ASME. J. Appl. Mech. 1960. V.27. P.145-151.

11. Kaul R.K., McCoy J.J. Propagation of axisymmetrical waves in circular semi-infinite elastic rods. *J. Acoust. Soc. Amer.* 1964. V.36. P.653-660.
12. McNiven H.D., Mengi Y. Experimental assessment of the Mindlin–McNiven rod theory. *J. Acoust. Soc. Amer.* 1972. V.62, №3. P.589-594.
13. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1975. 575 с.
14. Белл Дж.Ф. Экспериментальные основы механики деформируемых твердых тел. М.: Наука, 1984. Т.1. 596 с.
15. Дейвис Р.М. Волны напряжений в твердых телах. М.: Изд-во иностр. лит., 1961. 104 с.
16. Пао У.-Н. Elastic waves in solids. *Trans. ASME. J. Appl. Mech.* 1983. V.50. P. 1152-1164.
17. Физический энциклопедический словарь. М., 1984. – С.166.

## **STATIONARY PHASE METHOD APPLICATION IN THE LONGITUDINAL STRESS PULSES DISPERSION ANALYSIS IN ROPE OF THE CRANE HOISTING MECHANISMS**

Chovnyuk Y.V., Ostapushchenko O.P., Kravchyuk V.T., Kravchenko I.M.

**Annotation.** The stationary phase method is used to analyze the dispersion effects that occur during the longitudinal stress pulses in the cranes ropes propagation. A cylindrical elastic rod model with a circular cross section is used, which takes into account (according to A. Lyav) the inertia of the rod transverse movements, which is better consistent with the three-dimensional elasticity theory. The obtained asymptotic solution of the corresponding wave equation for the deformation of the rod differs significantly from the solution obtained by elementary theory of this equation under the same initial and boundary conditions. The results obtained in this work can be used to refine and improve engineering methods for calculating the parameters that characterize the stress state of the crane ropes when lifting loads "with a pickup" / "from the base".

**Key words:** stationary phase method, analysis, dispersion, longitudinal deformation, stress pulses, ropes, lifting mechanisms, cranes.



УДК 621.833.65

DOI: 10.15276/pidtt.2.66.2021.04

<sup>1</sup>Семенюк В. Ф., <sup>2</sup>Стрілець О. Р., <sup>3</sup>Малашенко В. О., <sup>3</sup>Сологуб Б. В.<sup>1</sup>Державний університет «Одеська політехніка»,<sup>2</sup>Національного університету водного господарства та природокористування,<sup>3</sup>Національний університет «Львівська політехніка»

### **3-D МОДЕЛЮВАННЯ РОЗМІРІВ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДІВ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ШВИДКІСЦЮ РУХУ ЧЕРЕЗ ВОДИЛО ЗУБЧАСТОГО ДИФЕРЕНЦІАЛА ІЗ ЗАМКНЕНОЮ ГІДРОСИСТЕМОЮ**

***Анотація:** Робота присвячена розв'язанню задачі штибу вибору оптимальних геометричних параметрів елементів механічного приводу такого, що здійснює процеси керування його швидкістю руху через водило зубчастого диференціала із замкненою гідросистемою. Запропоновано алгоритм моделювання основних елементів механічного приводу з розробленням їхніх 3-D моделей. Використана розроблена схема запропонованого алгоритму дає уявлення про послідовність операцій вибору оптимальних геометричних параметрів, послідовності виконання складальних робіт та практичного виконання процесу керування швидкістю руху через водило та спеціально вибраною замкненою гідросистемою. Зроблено висновки щодо використання запропонованого алгоритму для розв'язання конкретної задачі оптимізації конструкцій основних елементів механічних приводів за допомогою замкнутої гідросистеми. Запропоновано подальші шляхи вдосконалення та розвитку цієї методології проектування.*

***Ключові слова:** проектування, гідросистема, раціональні параметри, алгоритм моделювання.*

**Постановка проблеми.** У приводах різноманітних машин та механізмів широко застосовуються планетарні редуктори, конструкції, принцип роботи тощо яких достатньо повно описано в існуючій технічній літературі. Однак, виконання технологічних операцій машинами в різних галузях промисловості вимагає керування змінами швидкістю їх виконавчих механізмів. У техніці широко відомі способи і пристрої ступеневого і безступінчатого керування швидкістю у вигляді східчастих і безступінчатих коробок швидкостей [1]. Але слід зауважити, що відомі способи керування змінами швидкості мають суттєві недоліки. Основними недоліками ступеневої зміни швидкості

руху є певна складність конструкцій пристроїв. Першою чергою це їх велика матеріаломісткість, виникнення динамічних навантажень під час переходу з однієї швидкості на іншу. Це часто має місце навіть при наявності синхронізаторів. Для безступінчатого керування швидкістю з'являється характерне інтенсивне спрацювання деталей внаслідок використання фрикційних гальм і фрикційних муфт. Внаслідок цього зменшується довговічність і надійність деталей приводів і машин в цілому. Тому виникають завдання створення нових способів і пристроїв керування змінами швидкості, які усувають зазначені недоліки.

Розроблені на рівні винаходів зупинники вантажу механізмом підйому у вигляді замкнутої гідросистеми [2; 3] і застосування його в зубчастих диференціалах [4] є предметом особливого інтересу вчених та приводить до створення нових пристроїв для керування змінами швидкості. Розроблені пристрої [5-8] істотно усувають частину зазначених недоліків.

**Метою роботи** є розробка методичних основ для комп'ютерного 3-D моделювання зубчастого диференціала з керуванням швидкістю через водило за допомогою замкнутої гідросистеми, що істотно зменшує процес вибору економічніших механізмів.

**Виклад основного матеріалу.** На рис. 1,а приведена схема замкнутої гідросистеми. Вона складається з гідронасоса 1, трубопроводів 2, регулювального крана 3, зворотного клапана 4 і ємності 5 з рідиною.

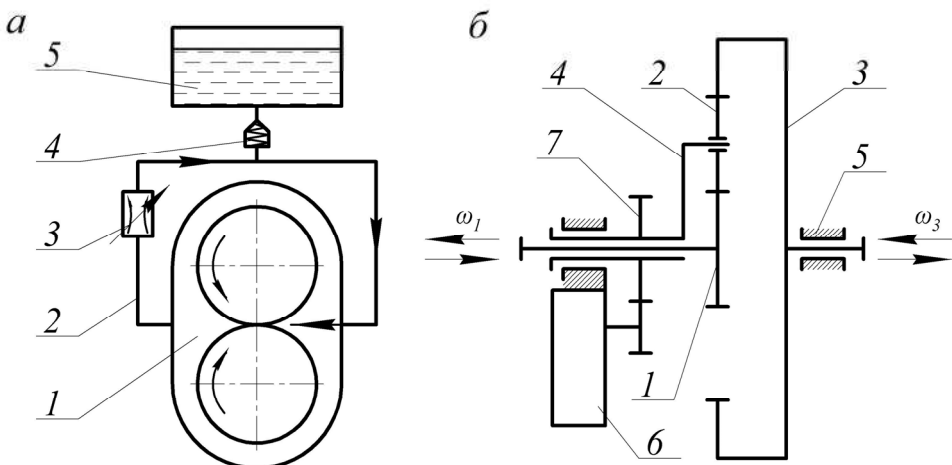


Рисунок 1 - Схема замкнутої гідросистеми і зубчастого диференціала з керуванням швидкістю за допомогою водила

Замкнута гідросистема працює за таким принципом. Зрозуміло, що гідронасос перекачує рідину в замкнутій гідросистемі тоді, коли

регулювальний кран 3 відкритий. Після його закриття гідронасос зупиняється і, при цьому, ланка на який встановлено гідронасос буде зупинена. Цей принцип роботи замкнутої гідросистеми вигідно використаний для керування швидкістю веденої ланки зубчастого диференціала.

На рис. 1,б показаний один із зубчастих диференціалів, що вибрано як приклад пояснення суті даної роботи. Цей зубчастий диференціал складається з сонячного зубчастого колеса 1, сателітів 2, епіциклу 3 і водила 4. Ці елементи розміщені в корпусі 5, на якому встановлена гідросистема 6, що пов'язана з водилом 4 через зубчасту передачу 7. На прикладі цього зубчастого диференціала і замкнутої гідросистеми виконано побудову 3-D моделі важливої частини механічного привода. Модель будуємо способом - "знизу-догори", тобто спочатку створюємо по черзі всі тривимірні моделі пристрою для плавної зміни швидкості за допомогою водила. моделі деталей, які входять до складу зубчастого диференціала. Починаємо з створення моделі сонячного зубчастого колеса. Далі моделюємо провідний вал, на якому буде встановлено змодельоване сонячне зубчасте колесо, водило з сателітами, кришка корпусу і зубчасте колесо привода шестеренчастого насоса (рис. 2, а). Після цього виконуємо модель конструкції ведучого вала зубчастого диференціала так, як наведено на рис. 2,б.

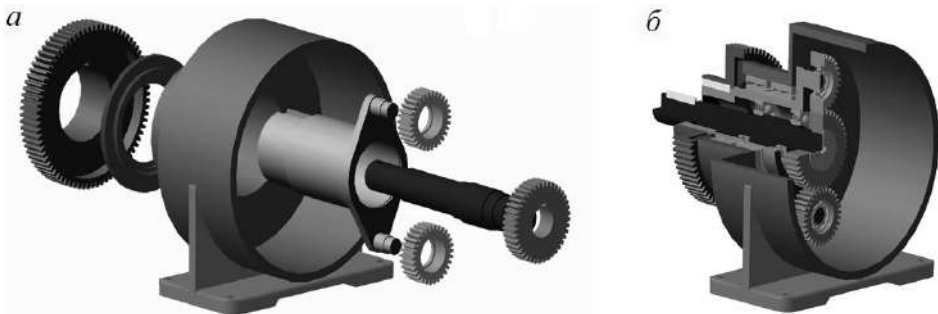


Рисунок 2 - Моделі деталей сонячного зубчастого колеса і водила та їх складальна одиниця

Потім моделюємо зубчасте колесо - епіцикл, вал ведений, кришку корпусу і наскрізну кришку підшипника (рис 3, а). Після цього можна виконувати модель збірки веденого вала так, як показано на рис. 3,б. Підшипники кочення, шпонки, шайби і гвинти вибирають з бібліотеки системи, наприклад, КОМПАС-3D.



Рисунок 3 – Комп'ютерні моделі деталей зубчастого колеса – епіцикла, введеного вала, елементів корпуса

Після завершення моделювання окремих деталей зубчастого диференціала і пристроїв у вигляді замкнутої гідросистеми для плавного керування змінами швидкості виконано складання загального вигляду моделі (рис. 4,*а*). І, нарешті, для виконаної моделі пристрою керування змінами швидкості через зубчастий диференціал із замкнутою гідросистемою за допомогою водила, при необхідності, можна виконати розрізи, щоб максимально відобразити та зрозуміти її внутрішню будову (див. рис. 4,*б*).

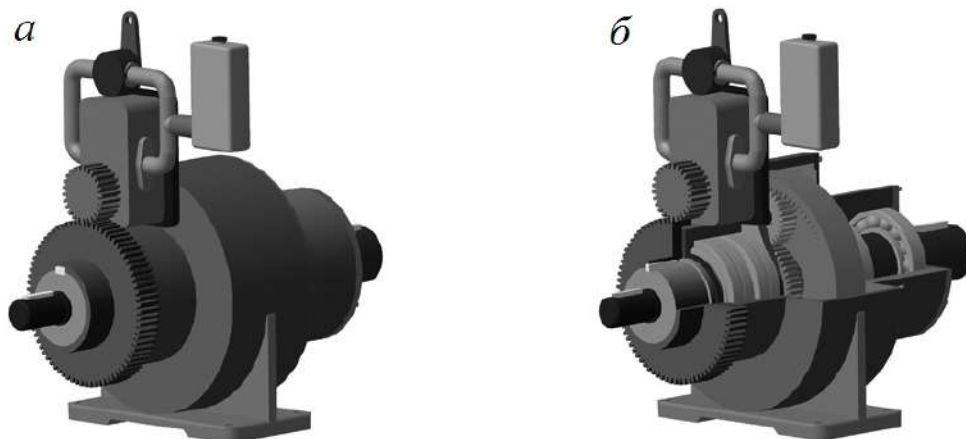


Рисунок 4 – Складальна комп'ютерна модель диференціала із замкнутою гідросистемою для керування змінами швидкості руху

У роботі також запропоновані практичні можливості розширення діапазону регулювання зміною швидкості в механічних приводах застосуванням зубчастого диференціала з замкнутою гідросистемою. Для таких випадків рекомендується застосовувати зубчастого диференціалу з двома та більше ступенів, які частіше послідовно з'єднані між собою. Для прикладу на рис. 5 показана схема двоступеневого зубчастого

диференціала, у якому зубчасте колесо - епіцикл першої ступені 3 (1) пов'язане з сонячним зубчасті колесом 1 другого ступеня, а керування змінами швидкості здійснюється за рахунок водила першої 4 (1) і другий 4 ступенів за допомогою встановлення на них замкнутих гідросистем 6(1) і 6. Ведучою ланкою такого двоступеневого диференціала є сонячне зубчасте колесо 1 (1) першого ступеня, а веденою - зубчасте колесо ( епіцикл) 3 другого ступеня.

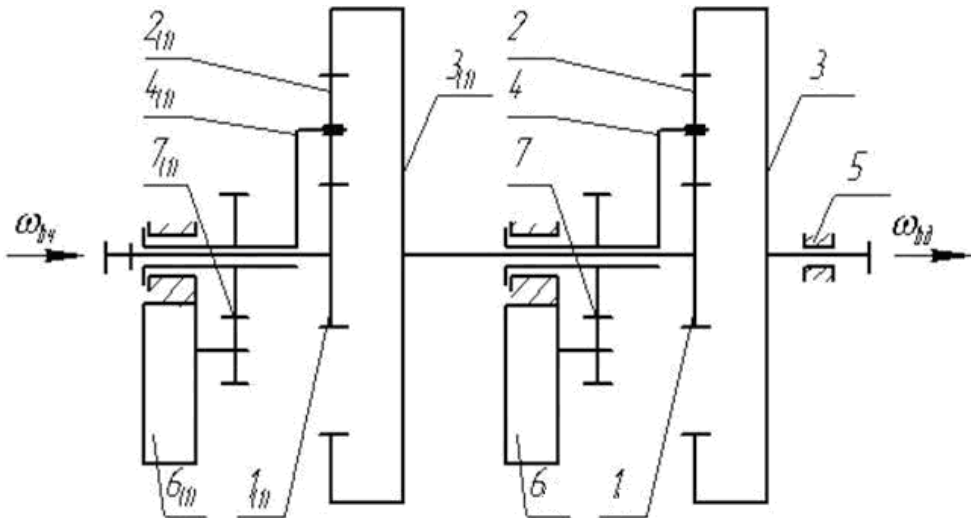


Рисунок 5 - Схема двоступінчатого зубчастого диференціала з замкнутими гідросистемами

Для створення моделі двоступеневого зубчастого диференціала з замкнутими гідросистемами, де керування змінами швидкості виконується за допомогою водил, використана модель-збірка одноступеневого зубчастого диференціала із замкнутою гідросистемою (рис. 4). При цьому взято до уваги те, що ведений вал першого ступеня і ведучий вал другого ступеня мають рівні діаметри, виконані з одного матеріалу, передають однакові потужності, крутні моменти і кутові швидкості. Тоді розміри моделі другого ступеня можна збільшити використавши коефіцієнт відношення діаметра веденого вала першого ступеня в порівнянні з діаметром ведучого вала другого ступеня, з огляду на те, що деталі передачі другого ступеня виконані відповідно з тих же матеріалів, що і деталі передачі першого ступеня. Це підтвердили проведені перевірочні кінематичні і силові розрахунки та розрахунки на міцність. Деякі, з багатьох можливих варіантів моделей пристроїв керування змінами швидкості за допомогою двоступеневого диференціала і замкнутих гідросистем за допомогою водила показані на рис. 6, де на рис. 6,а наведена модель з роздільними корпусами ступенів, на рис. 6,б - всі компоненти змонтовані в одному корпусі.



Рисунок 6 - Моделі пристроїв керування змінами швидкості за допомогою двоступеневого диференціала і замкнутих гідросистем через водило

### **Висновки:**

1. При проектуванні пристроїв зміни швидкості рекомендується широко використовувати програми 3-D, розроблені та наведені, наприклад, у [9; 10] та ін.

2. Економічно вигідним є те, що на початковій стадії проектування можна отримати візуальне представлення про пристрій, оглянути його з будь-якої точки зору, отримати велику кількість можливих варіантів проектних рішень та на підставі глибокого аналізу вибрати найкращий із варіантів і приступити до розробки технічної його документації та впровадження.

3. Розроблену методику економічно вигідно використовувати для створення моделей різних розмірів з одноступінчастими і багатоступінчастими зубчастими диференціалами із замкнутими гідросистемами для випадків таких, коли керування швидкістю виконується за допомогою епіциклу або сонячного зубчастого колеса [11-13], при їх проектуванні на основі створення базових комп'ютерних моделей для різних підйомно-транспортних механізмів та машин.

### **Список використаної літератури**

1. Малащенко В.О. Класифікація способів і пристроїв керування процесом зміни швидкості у техніці / В.О. Малащенко, О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець // Підйомно-транспортна техніка. – Одеса: 2015. - №1. – С. 70–78.

2. Пат. № 44135 UA. Вантажоупорний зупинник. МПК B66D5/32 / Куденко М.М., Стрілець В.М.; заявник та патентовласник Український державний університет водного господарства та природокористування. – № 2001053400; заявл. 21.05.2001; опубл. 15.03.2005, Бюл. №3.

3. Пат. №2211796 RU. Останов для груза, перемещаемого механизмом подъема. МПК В66D5/00 / Куденко Н.М., Стрелец В.Н.; заявитель и патентообладатель Украинский государственный университет водного хозяйства и природопользования. – № 2001107699/28; заявл. 21.03.2001; опубл. 10.09.2003, Бюл. №25.

4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Машиностроение, 1988. – 640с.

5. Стрілець О.Р. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі через водило / О.Р. Стрілець // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – № 6 (95), ч.1. – Кременчук: КрНУ, 2015. – С. 87–92.

6 Малащенко В.А. Новый способ бесступенчатого изменения скорости при помощи зубчатых дифференциальных передач с замкнутой гидросистемой / В.А. Малащенко, О.Р. Стрелец, В.Н. Стрелец // Международный инженерный журнал «Механические передачи. Приводы и компоненты машин». – М.: 2015. – № 4-5.– С. 7–10.

7 Вавилов А.В. Совершенствование трансмиссий дорожных машин для повышения их конкурентоспособности и обеспечения импортозамещения». / А.В. Вавилов, В.А.Малащенко, О.Р.Стрелец, В.Н. Стрелец // Автомобильные дороги и мосты. – №4. – Минск: БНТУ, 2016. – С.140–150.

8. Malashenko V. Investigation of the energy effectiveness of multistage differential gears when the speed is changed by the carrier / V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets, S. Klysz // PTDT DIAGNOSTYKA. – Warchava, 2019. – Vol. 20, № 4. – p. 57–64.

9. Дудаева Н. Самоучитель Solid Works 2010 / Н. Дудаева, С. Загайко. – Санкт-Петербург: BHV-СПб, 2011. – 416с.

10. Кидрук М.И. Компас – 3D V9. Учебный курс / М.И. Кидрук – Санкт-Петербург: Питер, 2007. – 496 с.

11. Стрілець О.Р. Керування процесом зміни швидкості за допомогою диференціальної передачі через сонячне зубчасте колесо / О.Р. Стрілець // Науковий журнал «Вісник Хмельницького національного університету». – № 5(229).2015. – Хмельницький: ХНУ, 2015. – С. 68–72.

12 Стрілець О.Р. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі через епіцикл / О.Р. Стрілець // Науковий журнал «Вісник Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя». – № 4 (80). – Тернопіль: ТНТУ, 2015. – С. 129–135.

13. Малащенко В.О. Керування змінами швидкості за допомогою багатосходинової зубчастої передачі через сонячне зубчасте колесо / В.О. Малащенко, О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник

---

наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ «ХПІ», 2016. – №23(1195). – С. 87–92.

### **3-D MODELING OF DIMENSIONS OF DRIVE ELEMENTS FOR CONTROLLING THE SPEED OF MOVEMENT THROUGH THE GEAR OF A GEAR DIFFERENTIAL WITH CLOSED HYDRO**

Semenyuk V. F., Strilets O. R., Malashchenko V. O., Sologub B. V.

**Abstract:** The work is devoted to solving the problem of choosing the optimal geometric parameters of the elements of a mechanical drive that carries out the processes of controlling its speed through the gear of the gear differential with a closed hydraulic system. An algorithm for modeling the main elements of a mechanical drive with the development of their 3-d models is proposed. The developed scheme of the proposed algorithm gives an idea of the sequence of operations for selecting the optimal geometric parameters, the sequence of assembly work and the practical implementation of the process of controlling the speed through the carrier and a specially selected closed hydraulic system. Conclusions are made on the use of the proposed algorithm to solve a specific problem of optimizing the structures of the main elements of mechanical drives using a closed hydraulic system. Further ways to improve and develop this design methodology are suggested.

**Keywords:** design, hydraulic system, rational parameters, modeling algorithm.



УДК 621.87

DOI: 10.15276/pidtt.2.66.2021.05

Ловеїкін В. С., Ромасевич Ю. О., Сподоба О. О.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РУХУ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА. ЧАСТИНА 2

***Анотація.** З метою підвищення продуктивності та надійності крана-маніпулятора з гідравлічним приводом в роботі розглянута методика проведення експериментальних досліджень в площині зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора із вантажем. Експериментальні дослідження проводились за умови тільки кутового переміщення стріли. Для проведення експериментальних досліджень спроектовано та виготовлено експериментальну установку крана-маніпулятора з гідравлічним приводом. Підібрано та налаштовано вимірjuвальню-ресструюче 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.*

*Розроблена методика проведення експериментальних досліджень дала змогу визначити вплив переміщення стріли 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 переміщені штоків гідроциліндрів та відповідно від коливання вантажу на кінці стрілової системи. Динамічні навантаження залежать від кінематичних параметрів крана-маніпулятора та від характеру зміни швидкості переміщення ланок стрілової системи з вантажем. Тому для визначення дійсних динамічних навантажень в елементах конструкції крана-маніпулятора та механізмах приводу при переміщені ланок стрілової системи необхідно мати адекватні експериментальні дані.

**Аналіз останніх досліджень.** Відомі [3-13] 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 [6-13] 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 завантаженість крана-маніпулятора. В роботі [14] розглянуто методика проведення експериментальних досліджень в площині зміни вильоту стрілової системи із вантажем крана-маніпулятора за умови одночасного кутового переміщення рукояті та зменшення лінійного переміщення телескопічної секції.

При досить великому обсязі теоретичного розгляду проблеми динамічного аналізу руху ланок стрілової системи, не до кінця розглянуто фактичні динамічні навантаження. Які виникають при виконанні технологічного процесу розвантажувально-завантажувальних операціях.

**Мета і задача дослідження.** Метою проведення експериментальних досліджень режимів руху ланок стрілової системи є отримання фактичних результатів динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом та шарнірно закріпленням вантажем на жорсткому підвісі за реальним та оптимальним режимами руху, та проведення порівняльного аналізу між обома режимами руху.

**Виклад основного матеріалу.** Експериментальні дослідження динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора були проведені в два етапи. На першому етапі проводились дослідження динаміки переміщення ланок стрілової системи за реального режиму руху. На другому етапі проводились дослідження динаміки переміщення ланок стрілової системи за оптимального режиму руху.

Керування рухом штоків гідравлічних циліндрів виконувалось вручну за допомогою шестисекційного гідравлічного золотникового розподільника. Прийнято, що золотники переміщуються ривком одразу на повну величину переміщення.

В перших трьох секціях гідравлічного розподільника було встановлено заводські золотники для реалізації реального режиму руху. В наступних трьох секціях встановлено конструктивно змінені золотники для реалізації оптимального режиму руху. На першому етапі для реалізації реального режиму руху до перших трьох секцій із заводськими золотниками було підключено через рукава високого

тиску гідравлічні циліндри приводу стріли, рукояті та телескопічної секції, а на секції з конструктивно зміненими золотниками було встановлено заглушки. На другому етапі для реалізації оптимального режиму руху рукава високого тиску були пере підключені з перших трьох секцій до наступних трьох секцій із встановленими конструктивно зміненими золотниками, а на секції із заводськими золотниками було встановлено заглушки. Перед початком проведення експериментальних досліджень за допомогою окремо встановлених дроселів була відрегульована швидкість переміщення ланок стрілової системи, яка приймалась однаковою, як для реального так і оптимального режимів руху.

Експериментальні дослідження режимів руху ланок стрілової системи проводились на власноруч спроектованій та виготовленій експериментальній установці крана-маніпулятора з гідравлічним приводом (рис. 1).



Рисунок 1 – Розроблена експериментальна установка крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

Початок руху починався із положення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли  $U_1 = 0,66$  м, що відповідає кутовому

положенню стріли  $\alpha = -0,25$  рад, відносно горизонту. При цьому положення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті дорівнювало  $U_2 = 0,68$  м, що відповідає кутовому положенню рукояті координаті  $\beta = -0,25$  рад, відносно горизонту. Виліт телескопічної секції дорівнював  $U_3 = 0$  м. (Рис.2)

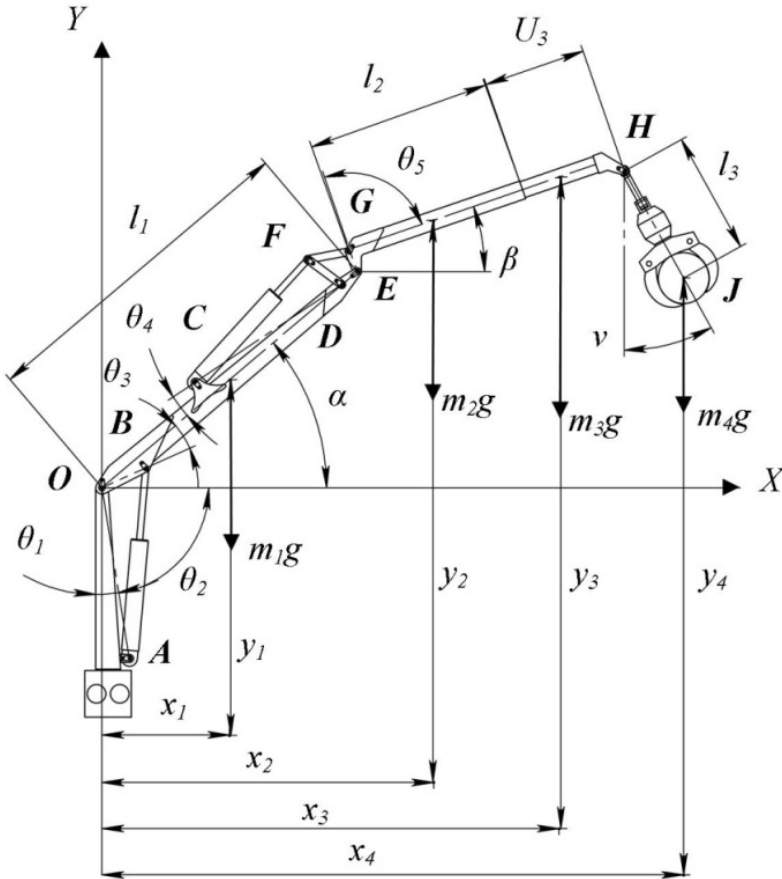


Рисунок 2 - Розрахункова схема крана-маніпулятора

На рис. 2 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. За узагальнені координати прийнято кутові координати  $\alpha, \beta, v$  – кутові координати положення стріли, рукояті та вантажу;  $U_3$  – лінійна координата положення телескопічної

секції.

В рамках проведення експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем за реального та оптимального режимів руху використано шестисекційний моноблочний золотниковий розподільник OLEODINAMICA O.R.T.A. S.R.L. MB 25/6, в якому було встановлено заводський золотник (рис. 3 а) за реального режиму руху. А для надання ланкам стрілової системи крана-маніпулятора оптимальних режимів руху спроектовано та виготовлено конструктивно змінений золотник з дросельними щілинами (рис. 3 б).

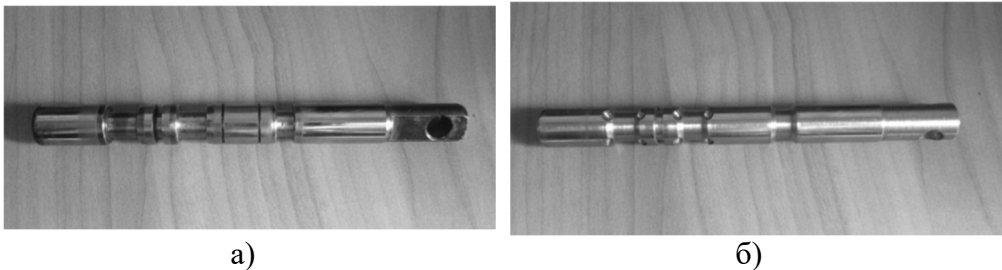


Рисунок 3 – Золотник гідравлічного розподільника: а) базовий (заводського виконання); б) конструктивно змінений

При проведенні експериментальних досліджень характеристики режимів руху переміщення ланок стрілової системи, виготовленої фізичної моделі крана-маніпулятора з гідравлічним приводом, застосовувалось високоточне електронне обладнання.

Для визначення характеристик тиску та відповідно зусиль, які розвивають гідравлічні циліндри використано тензOMETричні датчики тиску марки BOSCH 0 281 002 522. Датчики тиску вмонтовані в напірну гідравлічну лінію через виготовлені різьбові адаптери.

Для визначення положень та переміщень штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли рукояті та телескопічної секції використано аналоговий резистивний датчик СП5-39А. Датчик СП5-39А має обмежену кількість обертів (10,5 повних обертів). Тому для зняття характеристик переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли та рукояті на ротор датчика було виготовлено колесо діаметром  $d=11,323$  мм, що відповідає переміщенню штока на 320 мм при 9 повних обертах датчика.

Попередньо датчики тиску були відтаровані заводом виробником, про що засвідчено в їх паспорті. Проте вони були відтаровані безпосередньо на експериментальній установці за допомогою еталонного аналогового манометра. Тарування датчику переміщення штоку відбувалось також безпосередньо на експериментальній установці. Тарувальні характеристики датчиків наведено в роботі [15]

Розміщення датчиків тиску та переміщення на експериментальній установці зображено на рис. 4.

В подальшому еталонний манометр був вмонтований в гідравлічну лінію високого тиску для проведення візуального контролю створеного тиску робочої рідини в гідравлічній системі приводу ланок стрілової системи.

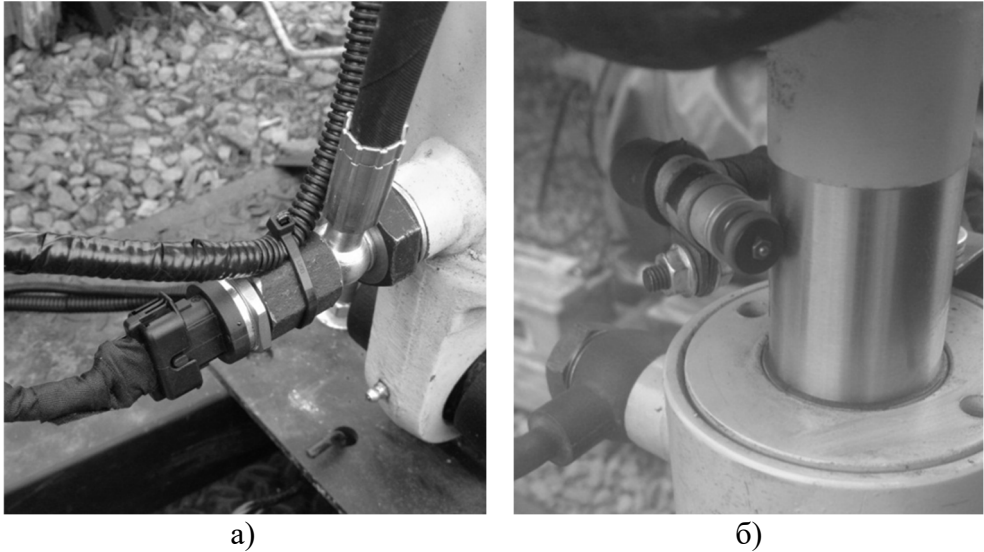


Рисунок 4 – Розміщення датчиків тиску а) та переміщення штоку гідравлічного циліндру б) на експериментальній установці

В процесі переміщення ланок стрілової системи за різними законами руху в результаті виникає коливання вантажу, який закріплений на жорсткому шарнірному підвісі на кінці стрілової системи. Кріплення вантажу виконано таким чином, що вантаж може здійснювати коливання тільки в площині зміни вильоту. Тому для відслідковування величини кута відхилення вантажу від вертикалі використано аналоговий резистивний датчик кутового переміщення DDR RFT 5KTGL39x28/2,5W.

Корпус датчика нерухомо закріплений на кінці телескопічної секції співвісно шарнірного кріплення вантажу, а рухомий ротор датчика з'єднано з вантажем через жорстку штангу. Отже, при жорсткому зв'язку ротора датчика та вантажу, при відхиленні останнього, буде провертатись ротор датчика, тим самим змінюючи вихідну напругу. Розміщення датчика вимірювання кутового відхилення вантажу на експериментальній установці зображено на рис. 5. А тарувальна характеристики датчика наведена в роботі [15]



Рисунок 5 – Розміщення датчика вимірювання кутового відхилення вантажу на експериментальній установці крана-маніпулятора

Для отримання аналогових сигналів з датчиків застосовано мікросхему збору даних m-DAQ14, «ХОЛИТ™ Дэйта Системс», яка була під’єднана через USB 2.0 High Speed інтерфейс до персонального комп’ютера HP Elite Book 8440p із встановленим програмним забезпеченням.

В процесі проведення експериментальних досліджень отримані числові дані вимірювання з датчиків, оброблені мікросхемою збору даних, передавались на персональний комп’ютер та зберігались в ньому у форматі «txt» документа для їх подальшої обробки.

Отримані результати експериментального дослідження режимів руху стрілової системи з використанням заводського та конструктивно зміненого золотників наведено в графічному вигляді на рис. 6 – рис. 11.

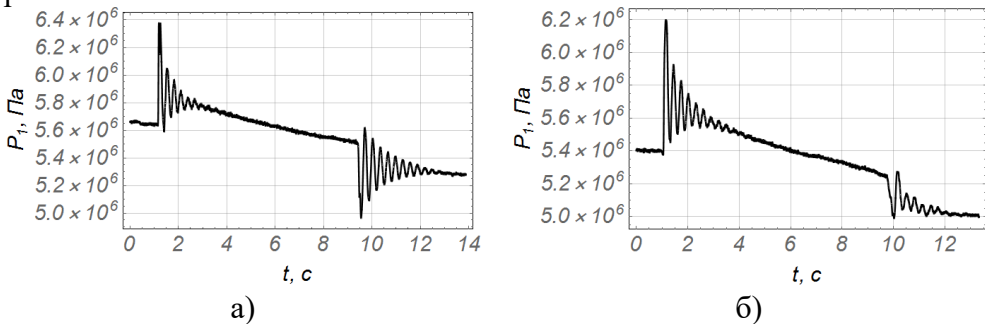


Рисунок – 6 Графік зміни тиску в гідравлічному циліндрі приводу стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

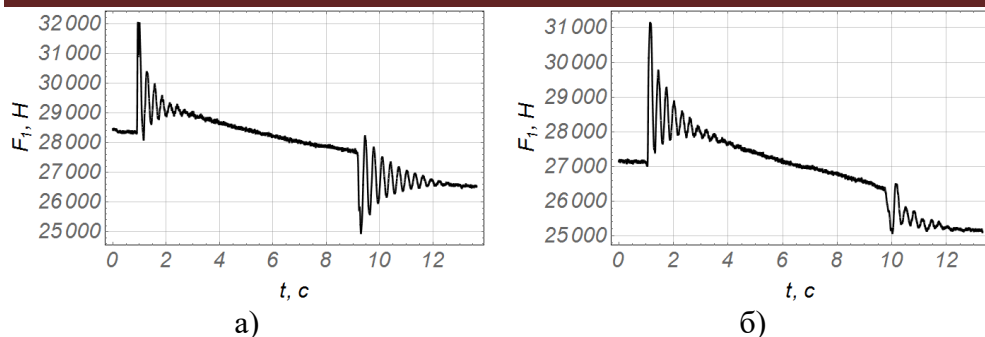


Рисунок – 7 Графік зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр приводу стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графік тиску (рис 6 а) та графік зусилля (рис. 7 а), видно, що при пуску стріли із використанням заводських золотників виникає миттєве зростання тиску та відповідно зусилля, які становлять:  $P_1 = 6,4 \cdot 10^6$  Па та  $F_1 = 32153$  Н. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру тиску та зусилля, розмах яких становить  $\Delta P_1 = 8 \cdot 10^5$  Па та  $\Delta F_1 = 4019$  Н, протягом 3 с. При гальмуванні розмах коливання тиску та зусилля становить:  $\Delta P_1 = 7 \cdot 10^5$  та  $\Delta F_1 = 3467$  Н, протягом 3,5 с. Різниця між розмахом значення зусилля при старті та гальмуванні становить 14%. Така незначна різниця між зусиллями на початку руху та при гальмуванні викликає небажані коливання металоконструкції та вантажу в площині зміни вильоту стрілової системи.

Аналізуючи графік тиску (рис 6 б) та графік зусилля (рис. 7 б), видно, що при пуску стріли із використанням конструктивно змінених золотників аналогічно виникає миттєве зростання тиску та відповідно зусилля, які становлять:  $P_1 = 6,2 \cdot 10^6$  Па та  $F_1 = 31148$  Н, протягом 3,5 с. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру тиску та зусилля, розмах яких становить  $\Delta P_1 = 8 \cdot 10^5$  Па та  $\Delta F_1 = 4019$  Н, протягом 3,5 с. При гальмуванні спостерігається незначне коливання тиску та зусилля, розмах яких становить  $\Delta P_1 = 2,5 \cdot 10^5$  та  $\Delta F_1 = 1256$  Н, протягом 2,5 с. Різниця між розмахом значення зусилля при старті та гальмуванні становить 69%.

При порівнянні між собою обох режимів руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників різниця між значеннями зусиль при гальмуванні менша на 64%, при цьому тривалість затухання коливань зменшилась на 29%.



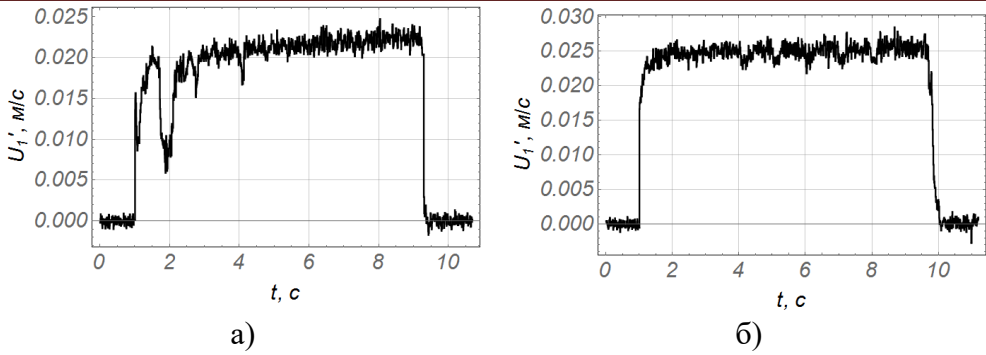


Рисунок – 8 Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

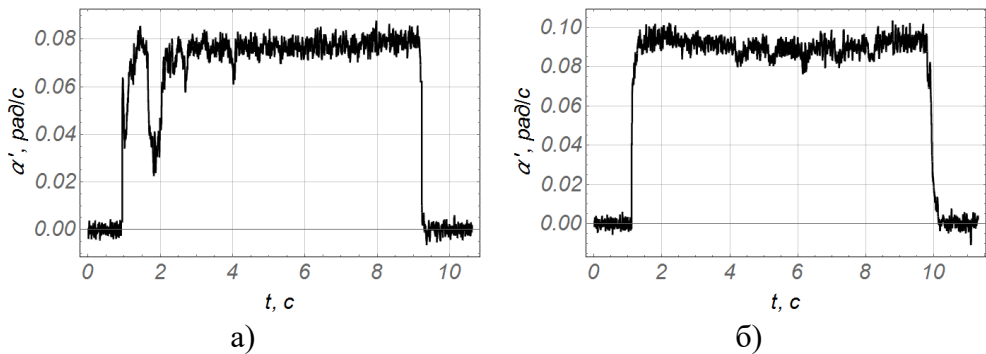


Рисунок – 9 Графік кутової швидкості переміщення стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Шляхом диференціювання за часом переміщення штока гідравлічного циліндра, отримано графіки швидкості його переміщення (рис. 8). Відповідно до геометричних параметрів з'єднання ланок стрілової системи та відповідно механізмів приводу розраховано кутове переміщення стріли та аналогічно, диференціюючи кутове переміщення стріли по часу розраховано кутову швидкість її переміщення (рис. 9).

Аналізуючи графічні залежності швидкостей переміщення штоку гідравлічного циліндру та стріли (рис. 8 а та рис. 9 а) можна зазначити наступне, що при застосуванні заводських золотників в момент розгону та виходу на усталений рух виникають коливання швидкості, розмах яких становить 0,015 м/с для штоку гідравлічного циліндру та відповідно 0,058 рад/с для кутової швидкості стріли в момент часу 2 с.

Дане явище викликано високим значенням розмаху зусилля в початковий момент переміщення вихідної ланки механізму приводу та відповідно коливаннями металоконструкції стрілової системи та вантажу. Середня швидкість усталеного руху штоку гідравлічного циліндру становить 0,023 м/с, а кутова швидкість стріли 0,075 рад/с.

При використанні конструктивно змінених золотників зростання швидкості переміщення штока гідравлічного циліндра (рис. 8 а) та відповідно кутова швидкість переміщення стріли (рис. 9 а) змінюється плавно без явних пікових значень. Середня швидкість усталеного руху штока гідравлічного циліндра становить 0,024 м/с.

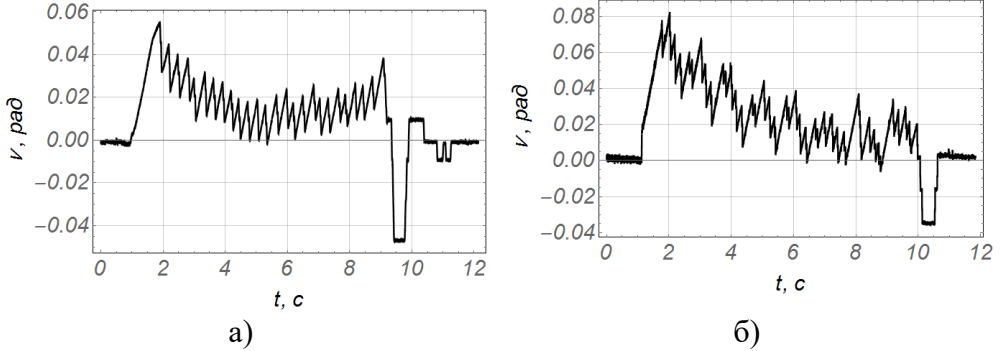


Рисунок – 10 Графік кутового відхилення вантажу: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графічні залежності кутового відхилення вантажу (рис 10) видно, що для обох випадків режимів руху, під час розгону стрілової системи виникає відхилення вантажу від вертикалі, яке, в свою чергу, при гальмуванні перетворюється у коливання.

Для режиму руху стріли із застосуванням заводського золотника (рис. 10 а) відхилення вантажу на початку руху становить  $\nu = 0,055$  рад. При гальмуванні максимальний розмах коливань становить  $\Delta \nu = 0,087$  рад, протягом 2,25 с.

Для режиму руху стріли із застосуванням конструктивно зміненого золотника (рис. 10 б) відхилення вантажу на початку руху становить  $\nu = 0,08$  рад. При гальмуванні максимальний розмах коливань становить  $\Delta \nu = 0,055$  рад, протягом 0,7 с.

Порівнюючи між собою обидва режими, можна відмітити, що відхилення вантажу на початку руху за роботи із конструктивно зміненим золотником на 45,5% збільшилось, а під час гальмування розмах коливань зменшився на 37% при цьому тривалість затухання коливань зменшилась на 69%. Зменшення часу коливань вантажу при гальмуванні несе позитивний характер та дає можливість скоротити час позиціонування вантажу.

За результатами експериментальних досліджень переміщення стрілової системи за роботи тільки гідравлічного циліндра приводу стріли визначено енергетичну ефективність за режимами руху із використанням заводського та конструктивно зміненого золотників (рис. 11).

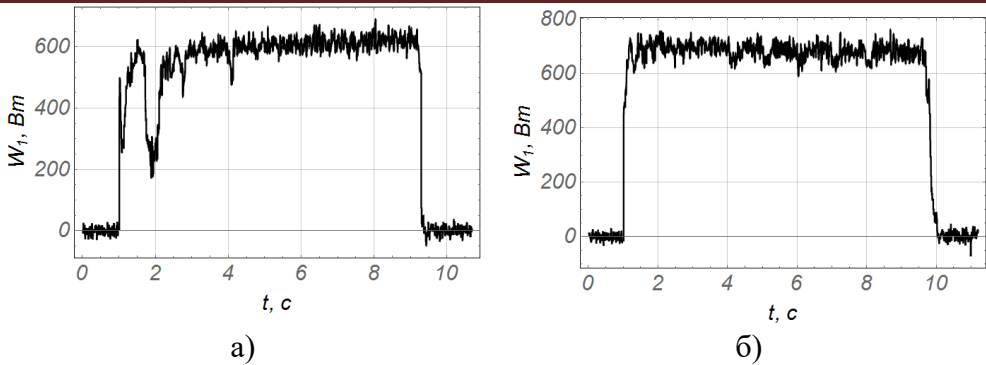


Рисунок – 11 Графік затраченої потужності для переміщення стріли з вантажем: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графік затраченої потужності для переміщення стріли з вантажем при застосуванні заводських золотників (рис. 11 а), виявлено, що вихід на номінальну споживану потужність супроводжується відхиленнями від номінального значення. При цьому максимальне відхилення становить 450 Вт.

Аналізуючи графік затраченої потужності для переміщення стріли з вантажем при застосуванні конструктивно змінених золотників (рис. 11 б), видно, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається миттєво. При подальшому переміщенні стрілової системи з вантажем відхилення потужності від номінального значення є незначними.

**Висновки.** В результаті проведених експериментальних досліджень переміщення стріли, та при порівнянні між собою за обома режимами руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників різниця між значеннями зусиль при гальмуванні менша на 64%, при цьому тривалість затухання коливань зменшилась на 29%.

При використанні конструктивно змінених золотників зростання швидкості переміщення штока гідравлічного циліндра та відповідно кутова швидкість переміщення стріли змінюється плавно без явних пікових значень.

Відповідно можна відмітити, що відхилення вантажу на початку руху за роботи із конструктивно зміненим золотником на 45,5% збільшилось, а під час гальмування розмах коливань зменшився на 37%, а тривалість затухання коливань зменшилась на 69%.

### Список літератури

1. Ковальский В.Ф. Математическое моделирование динамики манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической

---

машины с учетом упругости звеньев / В.Ф. Ковальский // Известия МАМИ. 2016. №3. С. 9-15.

2. Мильто А.А. Динамический и прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин / А.А. Мильто // дисс. ... канд. техн. наук: М.: МАДГТУ (МАДИ), 2016. 172 с.

3. Бакай Б.Я. Попереднє представлення рівняння динаміки маніпулятора методом Лагранжа-Ейлера / Б.Я. Бакай // Науковий вісник НЛТУ України – Львів. Видавництво НЛТУ України, 2011 – Вип. 21.18. с. 322 – 327.

4. Ловейкін В.С. Математична модель динаміки зміни вильоту крана маніпулятора з жорсткими ланками. / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук // Журнал «Техніка будівництва». – К.: КНУБА, 2006. Вип. №19. – с. 26-29.

5. Ловейкін В.С. Математичне моделювання зміни вильоту вантажу маніпулятором з гідроприводом / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. Київ. 2012. с. 9-15.

6. Лагерев И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. / И.А. Лагерев. Монография. Брянск изд. РИО БГУ. 2016. – 371 с.

7. Ловейкін, В.С. Експериментальне дослідження динаміки руху штока гідроциліндра підйому шарнірнозчленованої стрілової системи крана-маніпулятора з гідроприводом / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2011. № 78. С. 28-34.

8. Емтыль З.К. О влияние податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода на динамическую нагруженность гидроманипулятора при совмещении движений звеньев / З.К. Емтыль, Н.М. Бартнев, А.П. Татаренко // Труды ФОРА (Физического Общества Республики Адыгея) Майкоп: Изд-во АГУ, 2000. № 6. С. 83–87.

9. Емтыль З.К. Гидроманипулятори и лесотехническое оборудование: монографія / З.К. Емтыль, Н.М. Бартнев, М.В. Драплюк, П.И. Попиков, А.П. Татаренко, Л.Д. Бухтояров М.:ФЛИНТА: Наука, 2011. 408 с.

10. Добрачев А.А. Кинематические схемы, структуры и расчет параметров лесопромышленных манипуляторных машин / А.А. Добрачев, Л.Т. Раевская, А.В. Швец монография. Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2014. – 128 с.

11. Міщук Д.О. Дослідження динамічної моделі гідравлічного циліндра об'ємного гідроприводу / Д.О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2016. № 87. С. 74-81.

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

13. Ловейкин В.С. Синтез оптимального динамического режима движения стрелы манипулятора, установленного на упругом основании / В.С. Ловейкин, Д.О. Міщук // НАУКА и ТЕХНИКА. 2019. Том 18.№1. С. 55-61.

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

15. Сподоба О.О. Оптимізація режимів руху крана-маніпулятора з гідроприводом / О.О. Сподоба дисертація доктора філософії: Київ: НУБіП, 2021, 245 с

## EXPERIMENTAL STUDIES OF MOTION MODES OF THE LOADER CRANE. PART 2

Loveykin, V. S., Romasevich Yu. O., Spodoba O. O.

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

**Abstract.** In order to increase the productivity and reliability of a hydraulic-powered loader crane, the paper considers a method for conducting experimental studies in the plane of changing the outreach of the boom system of a loader crane with a load. Experimental studies were carried out under the condition of only angular movement of the main boom. To carry out experimental studies, an experimental installation of a hydraulic-driven loader crane was designed and manufactured. The measuring and recording equipment has been selected and adjusted. Within 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.

A method of experimental research has been developed, which made it possible to determine the effect of the simultaneous movement of the boom and stick 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.

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

УДК: 621.867.2

DOI: 10.15276/pidtt.2.66.2021.06

Колісник М. П., Березюк А. М., Шевченко А. Ф., Засць Г. В., Червоноштан А. Л.

*Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»*

## **ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ПРИВІДНИХ БАРАБАНІВ ІЗ БОКОВИМИ ГВИНТОВИМИ НАРІЗНИМИ ПОВЕРХНЯМИ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ**

***Анотація.** У статті наведені, розглянуті та проаналізовані конструкції привідних барабанів циліндричних, циліндрично-конічних, бочковидних, бочковидних із конусностями, із ввігнутими поверхнями центра і бокових частин, із конусами до середини, циліндричної форми у середині та кінцевими участками лінійної та нелінійної форми. Виявлені їх недоліки: у частині зміщування стрічки на барабані, нерівномірності зношування стрічки по її ширині при проходженні через перерізи барабана більших радіусів поверхні та перегину стрічки у середній частині під час роботи конвеєрів. Обґрунтована конструкція привідного барабана стрічкового конвеєра більш раціональної конструкції циліндричної форми із боковими гвинтовидними нарізними поверхнями.*

***Ключові слова:** обґрунтування, привідний барабан, стрічковий конвеєр, стрічка, стійкість, зношування, торці барабана, гвинтова нарізка.*

### **Постановка задачі.**

Стрічкові конвеєри були і залишаються провідними технологічними транспортувальними машинами безперервної дії у всіх галузях світового та вітчизняного промислово-господарського сектору економіки які спонукають до подальшого збільшення виробництва ефективних і високоякісних засобів механізації транспортувальних операцій. Сучасні автоматизовані технологічні лінії, міжцеховий і внутрішньоцеховий транспорт потребують застосування транспортуючих машин, а саме стрічкових конвеєрів, які мають забезпечувати безперервність, ритмічність та ефективність виробництва загалом.

### **Аналіз наявних досліджень та актуальність.**

Стрічкові конвеєри, як машини безперервного технологічного транспорту, повинні бути довговічними, надійними, економічними при виготовленні та використанні на протязі всього експлуатаційного циклу. Як показує досвід розробки, проектування та експлуатації,

стрічковим конвеєрам присутні негативні фактори: недостатня стійкість центрального положення стрічки на привідному барабані відносно осі конвеєра під час роботи, нерівномірне зношування стрічки у центральній частині та на крайніх торцевих частинах у зв'язку із різними діаметрами барабанів по їх довжині.

Рішенням названих задач займалися і займаються багато вчених і винахідників: Александров М.П. [1], Вайнсон А.А. [2], Дмитриев В.Г. [3, 4], Зенков Р.Л. [5], Іванченко Ф.К. [6], Покушалов М.П. [7], Бондарев В.С. [8], Співаковський А.О. [9], Яхентов Ю.А. [13], Шахмейстер Л.Г. [14], Семенюк В.Ф. [15], Суглобов В.В. [11, 16] та інші.

Огляд літературних джерел показав, що їх авторами розглядалися та пропонувалися різні технічні розробки: бочковидні барабани, центрувальні ролики, датчики зусилля стрічки, прикінцеві конусні ділянки барабанів лінійної та нелінійної залежності збільшення діаметрів, циліндричні та конусні центральні частини барабанів та інші.

Але розроблені рекомендовані пропозиції не дозволяють у повій мірі ліквідувати явища нестійкого центрування стрічок по всіх барабанах конвеєрів та їх зношування у місцях зміни діаметрів по довжині барабанів. Тому, проблема стійкого руху стрічки у процесі роботи стрічкового конвеєра та підвищення її строку служби залишається актуальною науково-технічною задачею.

**Мета досліджень** полягає у обґрунтуванні конструктивних параметрів привідних барабанів стрічкових конвеєрів для досягнення стійкості руху стрічки повздовж осі конвеєра при його роботі та підвищення її строку служби.

#### **Задачі дослідження.**

1) виявити або підтвердити причини, які впливають на стійкість центрального руху стрічки, та зміни її строку служби;

2) обґрунтувати та запропонувати нову конструкцію привідного барабана стрічкового конвеєра для забезпечення центрального стійкого руху стрічки із одночасним усуненням причин, що зменшують її строки служби.

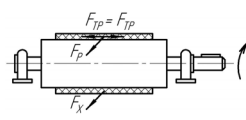

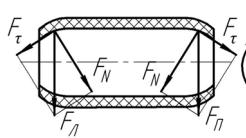

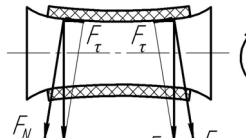
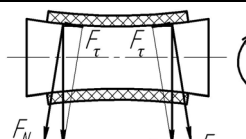
#### **Основний зміст роботи.**

Розглядаємо та аналізуємо літературні джерела, виходячи із конструктивних особливостей привідного барабана стрічкового конвеєра, табл. 1, за схемами:

- 1 – барабан циліндричної форми;
- 2 – барабан бочковидної форми;
- 3 – барабан циліндричної форми із конічними кінцями;
- 4 – барабан із конусностями до середини лінійної форми;
- 5 – барабан із вогнустю на середині нелінійної форми та нелінійними приторцевими частинами менших радіусів;

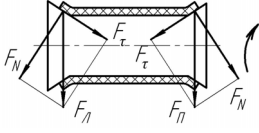
- 6 – барабан конусностями до середини нелінійної форми;  
7 – барабан циліндричної форми середньої частини і боковими конусними частинами лінійної або нелінійної форми;  
8 – барабан циліндричний із середнім робочим участком і боковими нарізними участками (запропонований рис. 1; 2).

Таблиця 1 – Схеми конструкцій барабанів, діючі сили та недоліки

№	Схема барабана та діючі сили	Позначки	Схема привідного барабана, характер-ристика, недоліки
1	2	3	4
1		Зусилля у двох вітках стрічки $F = F_p + F_x$ . Центруюча сила $-F_{TP} = F \cdot \mu$ . $F_p$ ; $F_x$ – зусилля у набігаючій (робочій) і збіжній (холостій) вітках стрічки.	Барабан циліндричної форми. Стрічка утримується на барабані силами тертя ( $F_{TP}$ ), осьові сили відсутні при відсутності дефектів виготовлення та монтажу, [8] с. 406; [1] с. 252
2		$F_{II}$ ; $F_{II}$ – зусилля сумарні на ліву і праву частину барабана; $F_N$ ; $F_\tau$ – нор-мальні і дотичні складові зусиль сумарних;	Барабан бочкообразної форми. Більша трудоемність виготовлення ніж циліндричний, різні діаметри перерізів барабана приводять до тертя стрічки та нерівномірного зношування різних частин стрічки по вісі барабана; при будь-кому зміщенні стрічки від центру буде збільшуватись складова дотичної ( $F_\tau$ ) правої або лівої та сходження стрічки, [1] с. 248
3		$F_{II}$ ; $F_{II}$ – зусилля сумарні на ліву і праву конічну частину барабана; $F_N$ ; $F_\tau$ – нор-мальні і дотичні складові зусиль сумарних;	Барабан бочковидної форми із конічними краями. Недоліки аналогічні схемі 2, [11] с. 38
4		$F_{II}$ ; $F_{II}$ – зусилля сумарні на ліву і праву половину барабана; $F_N$ ; $F_\tau$ – нор-мальні і дотичні складові зусиль сумарних;	Барабан із конусностями лівої і правої частини $6^\circ - 10^\circ$ . Недоліки аналогічні схемі №2, але більш виражені, можливе явище продольного перегину стрічки під час роботи та місцеве додаткове зношування.
5		$F_{II}$ ; $F_{II}$ – зусилля сумарні на ліву і праву половину барабана; $F_N$ ; $F_\tau$ – нор-мальні і дотичні складові зусиль сумарних;	Барабан із вогнутою робочою поверхнею у середній частині радіусом більше радіусів дуг торцевих частин поверхні барабана. Недоліки аналогічні схемам №2, №4, [15].
6		$F_{II}$ ; $F_{II}$ – зусилля сумарні на ліву і праву половину барабана; $F_N$ ; $F_\tau$ – нор-мальні і дотичні складові зусиль сумарних;	Барабан із конусами до середини нелінійної форми. Недоліки аналогічні схемам №2, №4.



## Продовження таблиці 1

1	2	3	4
7		$F_{II}$ – зусилля на праву частину барабана; $F_N$ ; $F_T$ – нормальна і дотична складові зусилля.	Барабан циліндричної форми в середині та боковими конусними участками лінійної або нелінійної форми із збільшенням діаметрів перерізів до торцевих частин. Недоліки аналогічні схемам №2 – №6 із значно меншою інтенсивністю зношування бокових частин стрічки за рахунок місцевого тертя при контактах на різних діаметрах барабана [17].

Приймаючи, що у всіх розрахункових схемах відсутні дефекти виготовлення привідного та натяжного барабанів, непаралельність вісів барабанів, дефекти з'єднання кінців стрічки, недостатній натяг стрічки, або вони можуть бути усунені регулюванням при монтажі та випробуваннях, або ідеальні умови, яких неможливо досягти, табл. 1.

Як слідує із аналізу роботи конструкцій привідних барабанів стрічкових конвеєрів, основними важливими недоліками автори розглядали наступні, а саме:

- підвищення натягу у вузькій центральній частині стрічки та її зношування;
- утворення продольного перегину стрічки у центральному місці та місцях з'єднання горизонтальних та нахилених ділянок;
- випуклість та циліндричність форми поверхні барабана яка є такою, що не має надійного зчеплення стрічки з поверхнею барабана;
- недостатність у повному обсязі центрування стрічки під час роботи конвеєра із барабаном ввігнутої форми;
- неефективність центрування стрічки у зв'язку із проковзуванням стрічки та пульсації навантаження, що виникає передчасне зношування стрічки;
- складність виготовлення торцевих поверхонь із кривизною (конусністю) різного порядку.

Розглянувши приведені недоліки відомих конструкцій привідних барабанів [10, 12], автори запропонували конструкцію привідного барабана стрічкового конвеєра рис. 1, загальний вид привідного барабана конвеєра циліндричної форми, та рис. 2 а, б – прикінцеві ділянки однакового діаметра із середнім участком [18]. Прикінцеві ділянки мають гвинтоподібні нарізки (у осьовому перерізі барабана – хвильової форми), які розходяться на кінцеві торці барабана, рис. 2 (вид А), рис. 2 (вид В), де 1 середня частина, 2а і 2б – нарізні частини, 3 і 4 – набігаючі та збігаючі вітки стрічки, 5 – підшипники, 6 – вал барабана. Вал барабана муфтою з'єднаний із редуктором та проміжною муфтою із електродвигуном.

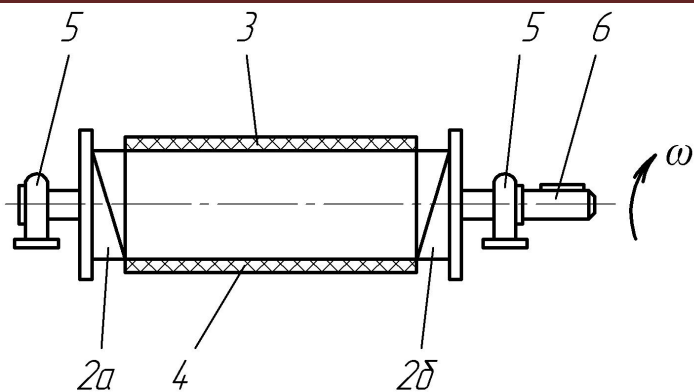


Рисунок 1 – Схема привідного барабана

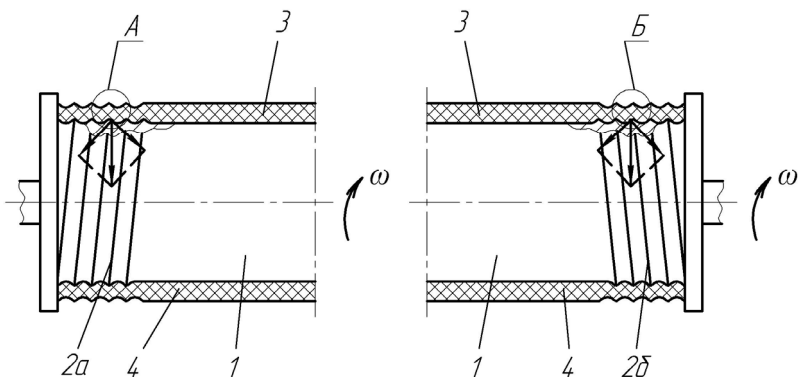


Рисунок 2 – Розрізи привідного барабана

На рис. 3 показані зусилля між гвинтовими нарізками та стрічкою:  $F'_{л}$  – складова частина зусилля у стрічці при набіганні стрічки на барабан, що може набігати на нарізну частину барабана,  $F'_{N}$  – нормальна складова зусилля прикладена до витка нарізки,  $F'_{τ}$  – дотична складова, що прикладена до стрічки і рухає її до середини барабана,  $t_{л}$  і  $t_{п}$  – крок витків нарізки.

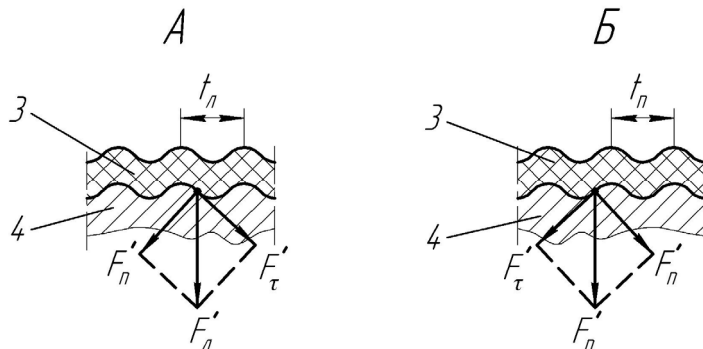


Рисунок 3 – Розріз стрічки на нарізній частині:  
А – лівого кінця барабана; Б – правого кінця барабана

При обертанні барабана поверхневий шар внутрішньої сторони стрічки спочатку стикається із барабаном та у подальшому обкочується по нарізній частині та за один оберт переміщує продольну лінію розміщення точки дотику на величину одного кроку нарізки  $t_L$  (лівої частини) або  $t_R$  (правої частини).

Для запропонованого варіанту, аналогічно [11], привідного барабана, табл. 2, приведені результати розрахунків основних параметрів стрічкового конвеєра, табл. 3.

Таблиця 2 – Значення параметрів стрічкового конвеєра

Транс-порту-емий матеріал	Продуктивність, т/ч	Ширина стрічки, мм	Швидкість стрічки, м/с	Кут нахилу площини нарізки до перерізу барабана, град	Довжина, м	Нарізка, мм	
						крок	висота
Руднико-ва суміш	500	800	1	30°	90	10	3

Таблиця 3 – Розрахункові значення зусиль

Зусилля у вітках, кН		Здвигаче зусилля, кН	Сила тертя стрічки, кН	Відношення зусиль здвигачих до сил тертя
Набігаючій	Збігаючій			
27,5	10	18,75	11,25	1,6

Виготовлення привідного барабана здійснюється виточуванням горизонтальної ділянки та нарізанням гвинтових нарізок із округленими вершинами витків.

### Висновки:

Запропоновані та обґрунтовані конструктивні рішення привідних барабанів стрічкових конвеєрів які забезпечують:

- автоматичне центрування стрічки на барабані із нарізними гвинтовими кінцевими участками;
- стале надійне зчеплення контактуючих поверхонь стрічки і барабана певного діаметра;
- переваги використання привідних барабанів із нарізними гвинтовими поверхнями на кінцях перед випуклими або ввігнутими поверхнями.

## Список використаної літератури

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. / М.П. Александров // Учеб. для машиностроит. спец. вузов. – 6-е изд., перераб. – М.: Высшая школа, 1985. – 520 с.
2. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1989. – 356 с.
3. Дмитриев В.Г. Анализ поперечного движения ленты на ставе конвейера / В.Г. Дмитриев // Шахтный и карьерный транспорт. – М.: Недра, 1974. Вып. 1. – С. 102-109.
4. Дмитриев В.Г. Исследование боковых смещений ленты порошковой ветви конвейера, оборудованной центрирующими роликсопорами. / В.Г. Дмитриев, А.А. Реутов // Горный журнал. – 1980. – №11. С. 43-47.
5. Зенков Р.Л., Иванков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. – 1980. – 304 с.
6. Иванченко Ф.К. Підручник. – К.: Вища шк., – 1993. – 413с.
7. Покушалов М.П. Исследование и выбор способов центрирования конвейерных лент / М.П. Покушалов // Горнорудные машины и автоматика. – М.: Недра, 1967. – С. 58-63.
8. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин. Підручник / В.С. Бондарев, О.І. Дубінець, М.П. Колісник та ін. – К.: Вища шк., 2009. – 734с.
9. Спиваковский А.О. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев. – М.: Наука, 1977. – 152с.
10. Технология подъемно-транспортного машиностроения. Учебник.: М.П. Колесник, С.И. Козарь, А.А. Лабuzов, В.А. Шишковец. – М.: Машиностроение, 1988. – 280 с.
11. Суглобов В.В. Обоснование конструктив-ных параметров барабанов ленточных конвейеров, обеспечивающих центрированное движение ленты / Суглобов В.В., Семенюк В.Ф., Гринько П.А. // Підйомно-транспортна техніка. – 2015. – №3. – С. 36-45.
12. Хлусов А.Е. Грузоподъемное и транспортное оборудование заводов строительных деталей. М.: Машгис, 1961. – 356 с.
13. Яхтонтов Ю.А. Боковой сход грузовой ветви ленты. / Ю.А. Яхтонтов // Шахтный и карьерный транспорт. М.: 1974. – Вып. 1. – С. 113-116.
14. Шахмейстер Л.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.

15. Патент № 62968 України, МПК В65G 15/28. Барабан стрічкового конвеєра / Гринько П.А., Семенюк В.Ф., Щеглов О.М. (Україна) // №u201101587. – Заявл. 11.02.2011; опубл. 26.09.2011, Бюл. №18. – 4 с.
16. Патент № 45062 України / МПК В65G 15/00. Барабан стрічкового конвеєра / Щеглов О.М., Суглобов В.В., Гринько П.А. (Україна) // №u200904862. – Заявл. 18.05.2009; опубл. 26.10.2009, Бюл. №20. – 4 с.
17. Патент № 3078 України, МПК В65G 15/00. Привідний барабан стрічкового конвеєра / Щеглов О.М., Кіпреев О.І. Гринько П.А., (Україна) // №2004010142. – Заявл. 09.01.2004; опубл. 15.10.2004, Бюл. №10. – 4 с.
18. Патент № 147299 України / МПК В65G 15/00. Привідний барабан стрічкового конвеєра / Колісник М.П., Березюк А.М., Шевченко А.Ф., Заяц Г.В., Червоноштан А.Л. (Україна) // №u202007123. – Заявл. 06.11.2020; опубл. 28.04.2021, Бюл. №17. – 5 с.

#### **SUBSTANTIATION OF THE CONSTRUCTION SOLUTIONS OF DRIVING DRUMS OF THE BELT CONVEYORS WITH LATERAL SCREWED SURFACES**

Kolisnyk M. P., Berezyek A. M., Shevchenko A. F., Zaiats H. V, Chervonoshtan A. L.

*State Higher Education Establishment «Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture»*

**Annotation.** The belt conveyors are the main type of continuous machine, which are widely used in various industries. The main units and elements of the belt conveyors are: a drive station with a drive drum, a tensioning station with a tension drum, a frame and a closed belt. The drive drum is used to transmit torque to the belt and to move it. The main requirements for the drive drums are as follows: ensuring adhesion to the belt; ratio of different diameters of drums with tape; the ratio of the number of tape pads to the drum diameter.

The geometrical diameters of the drums can be either the same along the length of the drums or different. The working surfaces of the drums can be of various shapes, as well as with or without lining.

The article presents, discusses and analyzes the design of the drive drums cylindrical, cylindrical-conical, barrel-shaped, barrel-shaped with tapers, with concave surfaces of the center and side parts, with cones towards the middle, cylindrical in the middle and end sections of linear and nonlinear shape. The geometries of the drums are provided upon manufacture.

The process of manufacturing components, assembling and finishing drums of various shapes, as well as cutting curved sections are complex technological operations.

The studies carried out made it possible to identify shortcomings in terms of belt displacement on drums with uneven increased wear of the belt along its width and a significant reduction in its resource.

To ensure the centering of the belt, a new design of the drive drum of the belt conveyor of a more rational design of a cylindrical shape with lateral screw-shaped cut surfaces is proposed.

**Keywords:** justification, drive drum, belt conveyor, belt, stability, wear, drum ends, screw thread.

УДК 621.863

DOI: 10.15276/pidtt.2.66.2021.07

Фидровська Н. М., Нестеренко В. В., Писарцов А. С.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ВІДХИЛЕННЯ КАНАТА НА ЙОГО ДОВГОВІЧНІСТЬ

*Анотація.* Всі канати розраховують на статичне навантаження без урахування напружень згину і кручення. При розрахунку каната виходять з його щільності та прямо вісної довжини. Реальні умови роботи каната дуже відрізняються від їх роботи на пробіжній машині. Але експериментальні дослідження, які були проведені вченими, визначити вплив різних факторів на довговічність канатів. На основі цих етих експериментів були розроблені методи розрахунків канатів. Використання запропонованої машини з кулісним механізмом для дослідження на сталість дозволили розширити емпіричні дані про знос каната під різними кутами, що в свою чергу дозволяє підвищити довговічність використання канатів в вантажопідйомних машинах. Основною причиною зносу канату є його перегини на блоках. Оцінка напруженого стану дротинок канату дуже складна, крім цього, наближені методики розрахунків, які ми маємо на теперішній час, не дозволяють зробити чіткі висновки про вплив великої кількості параметрів підйомного пристрою на роботу дротинок канату. Реальні умови роботи каната очень отличаются от их работы на пробегной машине. Но экспериментальные исследования, проведенные учеными определили влияние разных факторов на долговечность канатов. На основе этих экспериментов были разработаны методы расчетов канатов. Использование предложенной машины с кулисным механизмом для исследования на устойчивость позволили расширить эмпирические данные про износ каната под разными углами, что в свою очередь, позволяет повысить долговечность использования канатов в грузоподъемных машинах. Допустимый угол отклонения канату на блоці знаходиться із умови обмеження перегину канату при виході із рівчака блоку.

**Ключові слова:** канат, барабан, довговічність, кут відхилення, блок, експериментальні дослідження.

**Вступ** Сучасний рівень розвитку техніки потребує все нові вимоги до надійності і довговічності підйомних канатів. При виборі конструкції канатів необхідно виходити з тих умов, в яких вони будуть експлуатуватися і проводити розрахунки саме для цих умов.

Експериментальні дослідження, які проводилися Б.С.Ковальським, Д.Г.Житковым, К.М.Масленіковим, А.І.Колчіним, І.Ф.Нікітіним та іншими показали, що довговічність каната залежить від його конструкції, режимів експлуатації і не може визначатися тільки статичною міцністю.

**Постановка проблеми.** При навивці каната на барабан або при згибі каната на блоках полиспаствів виникає відхилення канатів від площини обертання блоків. При збільшенні кутів відхилення можуть виникати дуже негативні моменти, які викликані тим, що відхилений проск канат просковзує по борту канавки блока, при цьому знощується сам та приводить до зносу канавки блока. Із збільшенням кута відхилення збільшується контактна лінія каната з бортом канавки блока і відносна швидкість зміщення каната. Кути відхилення обмежують з урахуванням відношення  $D/d$ , де  $D$  – діаметр блока,  $d$  – діаметр каната і режима роботи підйомного механізму.

При відхиленні каната на барабані необхідно враховувати і можливість перескакування каната в іншу канавку і злом каната на гребні канавки. Цим питанням були присвячені роботи Унольда, Маттіаса і Б.С.Ковальського.

#### **Огляд останніх публікацій**

В роботі [1] розглянуто моделювання металевих дротяних канатів під дією осевого та згибного навантаження. Дослідження авторів оснований на гіпотезі відсутності тертя між дротинками, які прийняті у вигляді кривого бруса. Було визначено, що з одного боку кручення каната приводить до збільшення напружень в поперечних перерізах дротинки, з іншого боку закріплення кінців каната приводить до збільшення контактних напружень, особливо при точковому контакті. Автори роблять висновок, що проблеми контактних напружень в багаторядних канатах являється доволі складною задачею і потребує подальшого вивчення

В роботі [2] визначається дійсний напружений стан елементів сталевих прядних канатів. Доказана залежність напружено-деформованного стану каната від величини ефективних напружень. Авторами зроблений висновок, що збільшення кроку звивки каната уменьшує контактне напруження і тим самим збільшує безпеку підйомних робіт.

Робота [3] присвячена теоретичним дослідженням сталевих канатів з осьовим навантаженням, яке розтягує. В ілюстрованому прикладі показано, що центральна дротинка навантажена 15,58% загального навантаженням спірального каната, в інших перерізах дротинок 84,4% навантаження/ Загальний момент кручення викликає у зовнішніх дротинках напруження 5400,4Нмм. Автори роблять висновок, що напруження розтягнення в центральній дротині набагато менші, ніж у зовнішніх дротинах.



В роботі [4] розглянуто технічне моделювання сталевих розтягнутих канатів під дією розтягнення, кручення та згину. В дослідженнях було визначено, що напруження від дії контактних сил збільшуються при зменшенні осевих сил в дротинках. Запропонована формула напруженого стану поперечного перерізу виконана в трьохвимірному кінцевому елементі у вигляді кінцевої балки. Для цього виконаний статичний і динамічний аналіз цього елемента під дією зсуву і обертання. Особливу увагу приділено контактним силам, які відповідають процесу згину.

В роботі [5] розглянута задача визначення напружень в дротинках каната, який навивається на барабан чи на блок. Була отримана формула для визначення додаткового навантаження в канаті в залежності від геометричних параметрів каната і радіусу згину каната при згині його на барабані чи блоці. Розрахунки, які отримані по цій формулі, порівнювалися з експериментальними даними, які отримані І.Ф.Нікітіним. Різниця склала приблизно 5%.

В роботі [6] досліджувалось вплив кута відхилення на довговічність каната і блоків. На основі проведених досліджень зроблений вистовок, що чим більший кут відхилення каната, який набегає на блок, тим більше знос канатного блока і менше кількість годин роботи каната.

### Викладення основного матеріала

Нами була отримана аналітична залежність для визначення допустимого кута відхилення каната, який набігає на блок. Якщо ми можемо допустити прилягання каната до борту блока на довжині  $s$ , то максимальний кут буде визначатися за формулою

$$tg\gamma = \frac{4(\omega l - th\omega l)}{D\omega l} + tg\theta \quad (1)$$

де  $tg\theta$  – кут поворота в точці відрива його від поверхні блока;

$D$  – діаметр блока;

$2l$  – відстань між блоками;

$T$  – натягнення каната;

$B$  – жорсткість згину каната;

$k$  – постійна для канатів визначеної конструкції;

$d$  – діаметр канату

$$де \quad tg\theta = \left(\frac{dt}{dv}\right)_{v=c} = \left(\frac{vtg\beta}{\sqrt{a^2+c^2}}\right)_{v=c} = \frac{ctg\beta}{\sqrt{\left(\frac{D}{2}-h\right)^2+c^2}} \quad (2)$$

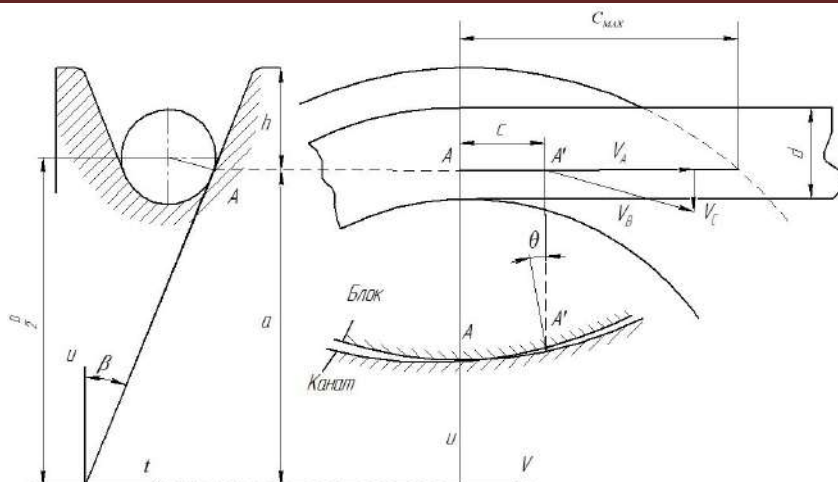


Рис.1 Відхилення каната на блоці

Об'єкт експериментальних досліджень представляє собою лабораторну установку для визначення довговічності каната в залежності від геометричних параметрів каната і канатного блока (рис.2).

Для проведення експериментальних досліджень нами була виготовлена машина з кулісним механізмом, яка складається з електродвигуна, циліндричної передачі, черв'ячного редуктора і канатних блоків. В машину додатково введений кривошипно-кулісний механізм, який з'єднаний з вихідним валом черв'ячного редуктора, а канатні блоки закріплені окремо від механізму для регулювання кутів нахилу каната.

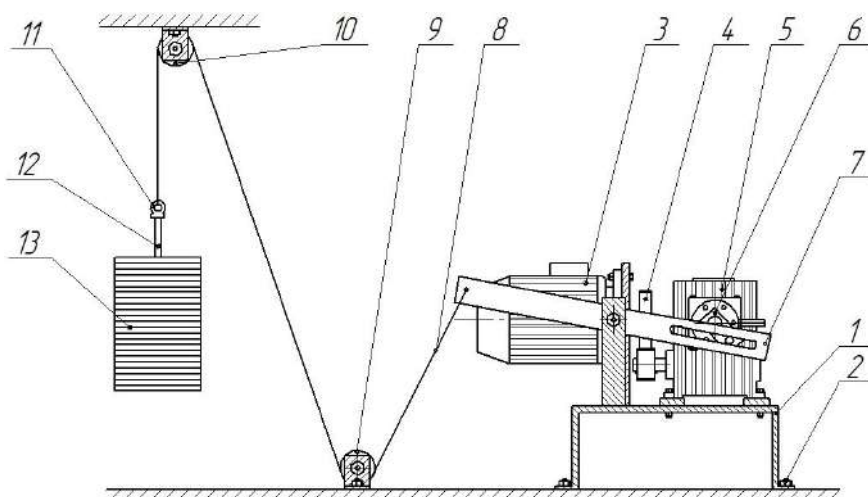


Рис.2 Схема експериментальної установки. 1 – станина, 2 – анкерне кріплення, 3 – електродвигун, 4 – циліндрична передача, 5 – черв'ячний редуктор, 6 – кривошип, 7 – коромисло, 8 – канат, 9, 10 – канатні блоки, 11 – рем гайка, 12 – стрижень, 13 – вантаж.



а)



б)

Рис.3 . Експериментальний стенд, а – вид зверху, б – вид збоку

Машина з кулісним механізмом для утомлених досліджень каната складається з станини 1, яка за допомогою анкерного кріплення 2 з'єднана з полом. На станині закріплений електродвигун 3, який за

допомогою циліндричної передачі 4 приводить до руху черв'ячний редуктор 5, на кінці якого закріплений кривошип 6, який входить в паз коромисла 7, яке шарнірно закріплено із станиною 1. На другому кінці коромисла закріплюється канат 8, який проходить через блоки 9 і 10, та за допомогою ремгайки 11 з'єднується зі стрижнем 12, безпосередньо на який одягається вантаж 13.

На першому етапі проводились дослідження впливу кута відхилення каната, який збігає з блока. Були вибрані три значення кута 3°, 5°, і 7° та три блока діаметрами 96мм, 72мм і 48мм. Кут  $2\beta = 11^\circ$ . Канат був натянутий вантажем 500Н. Результати отриманих значень наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Дослідження каната ЛК-0 на довговічність при різних кутах відхилення на блоці діаметром 48мм.

№ дослідження	Кути відхилення каната		
	3°	5°	7°
1	9959	9572 9375	2654 2795
2	10134 9993	9468 9377	2807
3	9973	9260 9395	2789
4	9853 9979	9396	2689 2777
5	10031 9984	9347	2815
6	9968	9284 9398	2795
7	9899 9966	9254 9385	2699 2755
8	9916 9993	9511 9395	2824
9	10054 9972	9436	2789
10	9973	9456	2694

На основі отриманих експериментальних даних була виведена формула для коефіцієнта впливу відхилення каната на його довговічність

$$f = 0,01045\gamma^2 - 0,1672\gamma + 1,361 \quad (3)$$

Проведені нами дослідження дали можливість уточнити методику розрахунку каната по строку служби. Для цього введемо у формулу Ковальського додатковий коефіцієнт

$$D = \frac{ABC}{f} \left( d + abc \frac{T}{d} \right) \quad (4)$$

$f$  – коефіцієнт, який враховує кут відхилення каната при сході з блока (3) (рис.4);

де  $a$  – коефіцієнт, який залежить від матеріала блока (сталь – 1,1; чівун – 1,0; дюралюміній – 0,8; капрон – 0,6);

$b$  – коефіцієнт, який відображає вплив радіуса закруглення рівчака  $r$  і залежить від натягнення каната і напрямлення звивки;

$c$  – коефіцієнт, який враховує металеве заповнення перерізу каната. Для шестипрядних канатів типа ТК  $c = 0,21$ , ЛК  $c = 0,20$ , для восьми прядних  $c = 0,23$ :

$A$  – коефіцієнт, який встановлює зв'язок величини  $\frac{D}{d}$  з кількістю циклів  $N$ ;

$B$  – коефіцієнт, який враховує вплив конструкції каната;

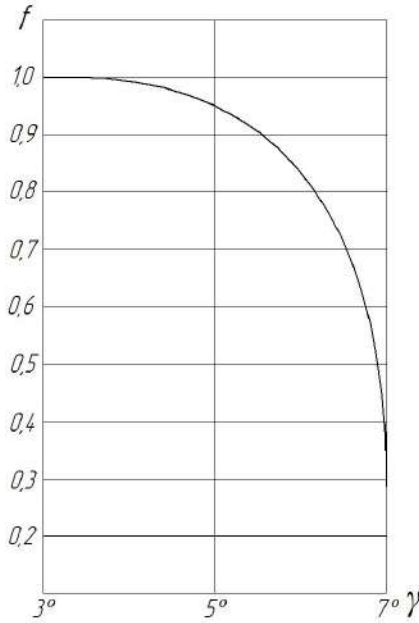


Рис.4. Коефіцієнт  $f$

$C$  – коефіцієнт, який враховує вплив розміра дротинки на межу витривалості при пульсуючих контактних напруженнях.

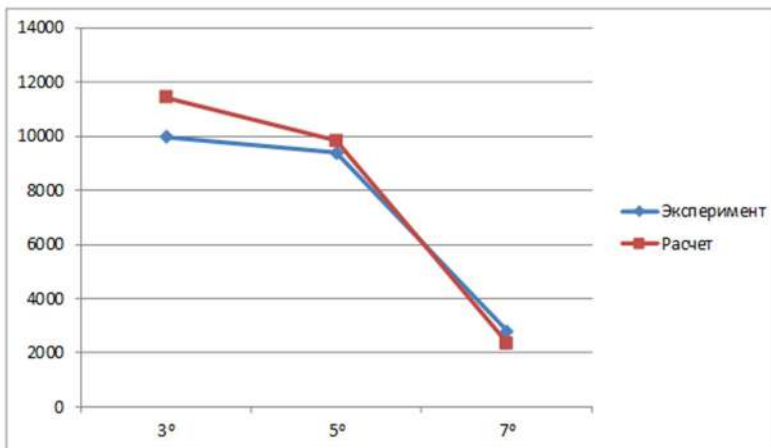


Рис.5 Розрахункові і середні значення досліджень каната на довговічність при різних кутах відхилення.

### **Висновки.**

Питання відхилення каната на барабані і блоці являються об'єктом особливого обговорення в процесі проектування вантажопідійомних машин. При рішенні задачі про граничний кут відхилення каната на барабані приймалися деякі допущення, які зменшували точність розрахунку. В статті приводяться нові залежності, які дозволяють враховувати відстань між блоками і являються більш точними. Проведені експерименти підтвердили отримані аналітичні рішення.

### **Список використаних джерел**

1. I.Xiang, H.Y.Wang, Y.Chen, Y.J.Guan, L.N.Dai A lastic-plastic modeling of metallic strands and wire ropes under axial tension and torsion loads. *International Journal of Solids and Structures*, 129 (2017) S,103-118.
2. V.A. Musikhin. Determination of Real Strain- stress State of the Steel – wire Rope Elements. *International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016/ 1848-1852.*
3. Y.A.Onur. Theoretical investigation of rope strand subjected to axial tensile load. *Im. Rev. Appl. Sci.Eng.* 10.(2019) 2. 141- 145.
4. L. Foti, L.Martineli. Mechanical modeling of metallic subjected to tension, torsion and bending. *International Journal of Solids and Structures* 9 (2016) 1-17.
5. Фідровська Н. М. Визначення напруження в дротині канату при набіганні на блоки і барабани / Н. М. Фідровська, А. О. Ломакін // *Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2016. – Вип. 18. – С. 29-32.*
6. Фідровська Н. М. Вплив кута відхилення на довговічність канату та блоків / Н. М. Фідровська, В. П. Водолажський, О. С. Писарцов. // *Збірник наукових праць. Машинобудування № 19. Українська інженерно-педагогічна академія. – Харків 2017. – С.72-76*

### **RESEARCH INFLUENCE OF THE DEFLECTION ANGLE OF A ROPE ON ITS DURABILITY.**

Fidrovska N. M., Pisartsov O. S., Nesterenko V. V.

**Abstract.** All ropes are designed for static load without considering bending and torsion stresses. When calculating the rape, one proceeds from its density and straight-weight length. The actual working conditions of the rope is very different from their operation on a running maching. But the experimental studies conducted by scientists have determined the effect of various factors on the durability of ropes. On the basis of these experiments were developed methods for calculating ropes. The use of the proposed

---

machine with a rocker to study the stability allowed to expand the empirical data on the wear of the rope at different angles, which in turn allows you to increase the durability of the use of ropes in lifting machines. Permissible kut ot dilennya rope on the block is based on the condition of limiting the overkill of the rope when it comes out of the arm of the block.

To increase the service life of the rope required to take the diameter of the block is larger than the diameter of the drum, because passing through the block rope has a sub-rotation, and on the drum it is bent once.

**Keywords:** rope, drum, durability, deflection angle of a rope, block, experimental studies.

УДК 621.8

DOI: 10.15276/pidtt.2.66.2021.08

Коваленко В. О., Стрижак В. В., Іглін С. П., Коваленко О. О.,  
Стрижак М. Г.

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний  
інститут»*

## **ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КРАНУ НА КОЛОНІ**

***Анотація.** Стаття присвячена дослідженню коливань і динамічних процесів у механізмах повороту з урахуванням усіх складових динамічного навантаження – високочастотних складових, розгойдування вантажу, дисипації.*

*Наведена кінематична схема механізму повороту крана на колоні. Розглянуто двомасову динамічну модель привід - поворотна частина крану і отримано її аналітичний розв'язок.*

***Ключові слова.** кран, механізм повороту, динаміка*

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питанням динаміки кранів присвячено велику кількість робіт, що своєю чергою свідчить про актуальність вивчення цього питання. Класичною моделлю для дослідження механізмів повороту і пересування є система «візок (стріла) – вантаж» на гнучкому підвісі. В роботі [1] проведено моделювання динаміки системи «візок-вантаж на гнучкому підвісі» з різними підходами до постановки задачі. Проведено порівняння результатів моделювання руху механічної системи, що описується рівняннями Лагранжа 2-го роду також і з припущенням малих коливань вантажу, традиційних рівнянь системи візок-вантаж із заміною змінних при інтегруванні; традиційних рівнянь, де з переміщення вантажу береться відхилення каната від вертикалі; модифікації систем рівнянь шляхом заміни рівняння руху візка рівняннями руху приводу. Недоліком даного дослідження є те, що розглядається тільки взаємодія візка та вантажу, без урахування динамічних явищ в елементах приводних механізмів та металоконструкції несучих елементів крана.

У роботі [2] представлено нелінійну модель візка крана. Рівняння складені в незалежних узагальнених координатах: рух візка та кута відхилення вантажу. Керуючим параметром є рушійне зусилля, яке прикладається через канат тягової лебідки. Аналогічна модель використовується в роботі [3], в якій також як друга узагальнена координата використовується кут відхилення каната від вертикалі. У роботі [4] на основі рівнянь Лагранжа отримано математичну модель

© Коваленко В. О., Стрижак В. В., Іглін С. П., Коваленко О. О., Стрижак М. Г.,  
2021



---

маятника зі змінною довжиною підвісу вантажу з метою моделювання одночасного підйому та горизонтального переміщення вантажу.

Якщо маса підвішеного вантажу сильно розподілена за висотою, розглядається модель візка з подвійним маятником [5]. Аналогічна система розглядається в роботі [6], де запропонована система керування візком крана з вантажем, що представляє собою подвійний маятник. Представлена адаптивна стратегія керування усунення коливання подвійного маятника з невідомими входними параметрами. Математична модель заснована на нелінійній динаміці. Недоліком даної роботи є те, що динаміка системи візок-вантаж описана в плоскій постановці задачі.

Відомі моделі, в яких враховуються геометричні особливості точки підвісу вантажу та траєкторії її руху. Заслуговує на увагу модель транспортування довгомірного вантажу двома мостовими кранами, що знаходяться на різних рівнях по висоті та працюють спільно [7]. У роботі [8] на основі лінеаризованих рівнянь Лагранжа отримано модель, що описує коливання сферичного маятника.

У роботі [9] отримано математичну модель системи візок-вантаж для кабельного крану, що дозволяє врахувати кривизну несучого каната, а також сили опору руху за наявності тертя та вітру.

В роботі [10] розглянуто механізм вильоту вантажу баштового крану. Оптимізовано рух вантажного візка, що пересувається горизонтальною балковою стрілою. Оптимізацію виконано за допомогою рівняння Ейлера-Пуассона за інтегральним критерієм. Таким чином досягнуто зменшення динамічних навантажень і втрат енергії.

В роботі [11] розглянуто динамічну модель поворотного баштового крану з балковою стрілою, і переміщуваним візком з вантажем на гнучкому підвісі. Побудовано рівняння руху даної механічної системи, які є рівняннями Лагранжу. Досліджено тангенціальні та радіальні коливання вантажу. Основна увага при цьому зосереджена на динамічних процесах, пов'язаних з низькочастотними коливаннями, спричиненими вантажем на гнучкому підвісі і приводі механізму обертання крану. Динамічні процеси в ланках металоконструкції крану не досліджуються

Таким чином, в існуючих математичних моделях основна увага приділяється динамічним процесам, пов'язаними з низькочастотними коливаннями вантажу. Питання високочастотних коливань і динамічних процесів в механізмах повороту потребують додаткового висвітлення з урахуванням всіх складових динамічних навантажень, що дозволить більш точно визначати величину зусиль, що виникають в несучих елементах, тим самим підвищуючи надійність і безпечність експлуатації вантажопідйомних машин.

**Мета і задачі досліджень.** Метою дослідження є визначення характеру зміни динамічних навантажень в механізмі повороту крану на колоні з урахуванням пружного зв'язку приведених мас, дисипації та розгойдування вантажу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

1) представити механізм повороту крану на колоні у вигляді двомасової моделі;

2) отримати аналітичний розв'язок системи диференціальних рівнянь, що описують рух динамічної моделі;

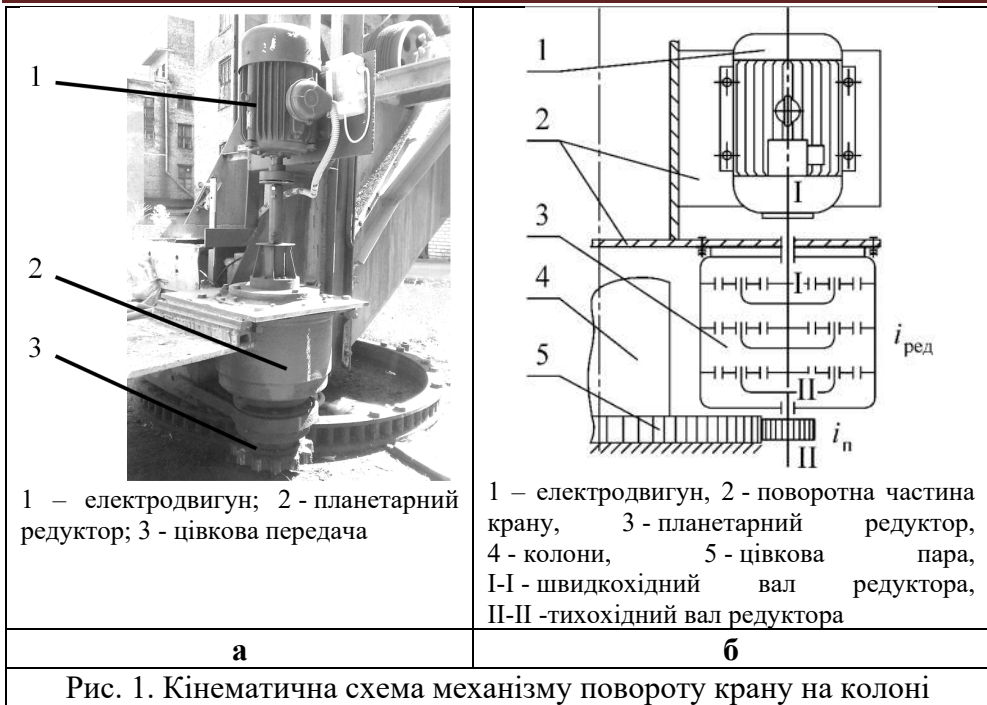
3) визначити залежності, що характеризують дисипативні явища і вплив розгойдування вантажу на коливальний процес механізму повороту крану на колоні.

**Виклад основного матеріалу.** Використаємо традиційні припущення: розгойдування вантажу не враховується, між двигуном і веденим валом механізму повороту пружний зв'язок, з приведеними до нього усіма іншими масами крану. У зв'язку з цим стає можливим розглядати окремо двомасову систему привід – поворотна частина крана. Використовуючи рівняння Лагранжа для кожної маси запишемо рівняння руху:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = M_1 & (1 \text{ а}) \end{cases}$$

$$\begin{cases} J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_c & (1 \text{ б}) \end{cases}$$

Для визначення динамічних навантажень на останньому тихохідному валу механізму здійснимо приведення всіх мас, моментів і кутів повороту до пружної ланки II – II (рис. 1).



Така приведена схема представлена на рис. 2, де:

$J_1 = J_p \cdot i_{ред}^2 \cdot \eta_{ред}$  – момент інерції ротора  $J_p$ , приведений до вала II – II;

$J_2 = \frac{J_{кр}}{i_n^2 \cdot \eta_n}$  – момент інерції крану  $J_{кр}$ , приведений до вала II – II;

$M_1 = M_{дв} \cdot i_{ред} \cdot \eta_{ред}$  – рушійний момент двигуна приведений до вала II – II;

$M_c = \frac{M_{с.кр.}}{i_n \cdot \eta_n}$  – статичний момент опору обертання крану приведений до вала II – II;

$c_2$  – кутова жорсткість елементів передач, приведена до вала II – II;

$\varphi_1, \varphi_2$  – відповідно кути повороту мас  $J_1, J_2$ .

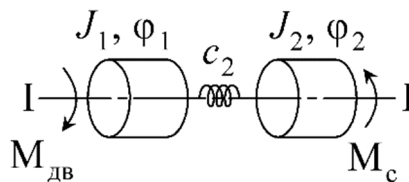


Рис. 2. Приведена до вала I – I схема механізму повороту крану на колоні

$$M_1^{\text{дин}} = M_1 - M_c \quad (2)$$

Перепишемо рівняння (1) з урахуванням (2)

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_2 (\varphi_1 - \varphi_2) = M_1^{\text{дин}} + M_c \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_2 (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_c \end{cases} \quad (3. \text{ а})$$

$$\quad (3. \text{ б})$$

Розділивши перше рівняння на  $J_1$ , друге на  $J_2$ , і віднімаючи з першого друге, одержимо

$$\ddot{\varphi} + \omega^2 \varphi = \frac{M_1^{\text{дин}}}{J_1} + \varphi_1(t_1) \omega^2 \quad (4)$$

$$\text{де } \varphi = \varphi_1 - \varphi_2, \quad \varphi_1(t_1) = \frac{M_c}{c_2}, \quad \omega = \sqrt{\frac{c_2 (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}}.$$

$\omega$  – власна частота приведеної двомасової системи.

Розв'язок (4) представимо у вигляді

$$\varphi = \varphi_1(t_1) + A_1 \sin \omega t + A_2 \cos \omega t + \frac{M_1^{\text{дин}}}{\omega \cdot J_1} \int \sin \omega(t - \tau) d\tau$$

або після інтегрування

$$\varphi = \varphi_1(t_1) + A_1 \sin \omega t + A_2 \cos \omega t + \frac{M_1^{\text{дин}}}{\omega^2 J_1} (1 - \cos \omega t)$$

постійні  $A_1$  й  $A_2$  визначаються із початкових умов: при  $t=0$ ,  $\varphi(0) = \varphi_1(t_1)$ ;  $\dot{\varphi}(0) = \dot{\varphi}_1(t_1)$ . З першої умови знаходимо  $A_2 = 0$ , із другої –  $A_1 = \frac{\dot{\varphi}_1(t_1)}{\omega}$ .

остаточно

$$\varphi = \varphi_1(t_1) + \frac{\dot{\varphi}_1(t_1)}{\omega} \sin \omega t + \frac{M_1^{\text{дин}}}{\omega^2 J_1} \cos \omega t (1 - \cos \omega t) \quad (5)$$

Помножуючи ліву й праву частини (5) на крутильну жорсткість  $c_2$ , одержимо загальний вираз динамічного моменту, що сприймає пружна ланка II – II у процесі розгону механізму:

$$M_{\text{пр}} = M_c + c_2 \frac{\dot{\varphi}_1(t_1)}{\omega} \sin \omega t + c_2 \frac{M_1^{\text{дин}}}{\omega^2 J_1} (1 - \cos \omega t) \quad (6)$$

Зауважуючи, що

$$c_2 \frac{M_1^{\text{дин}}}{\omega^2 J_1} = \frac{M_1^{\text{дин}}}{J_1 + J_2} J_2,$$

а

$$\frac{c_2 \dot{\varphi}_1(t_1)}{\omega} \sin \omega t - \frac{M_1^{\text{дин}}}{J_1 + J_2} J_2 \cos \omega t = - \frac{M_1^{\text{дин}} J_2 \cos(\omega t + \beta)}{(J_1 + J_2) \cos \beta}$$

де

$$tg\beta = \frac{\omega \cdot \dot{\phi}_1(t_1) \cdot J_1}{M_1^{дин}}, \tag{7}$$

остаточно одержимо

$$M_{пр} = M_c + \frac{M_1^{дин}}{J_1 + J_2} J_2 - \frac{M_1^{дин} J_2}{(J_1 + J_2) \cos\beta} \cos(\omega t + \beta) \tag{8}$$

Вираз (8) показує, що крутний момент у пружних елементах механізму складається з:

- моменту опору обертанню крана:  $M_{пр}^1 = M_c$ ,
- інерційного моменту маси  $J_2$ :  $M_{пр}^2 = \frac{M_1^{дин}}{J_1 + J_2} J_2 = J_2 \cdot \ddot{\phi}_2 = L$
- пружного моменту  $M_{пр}^3$ , викликаного вільними коливаннями приведеної двомасової системи із частотою коливань  $\omega$ , зсунутих за фазою на кут  $\beta$ .

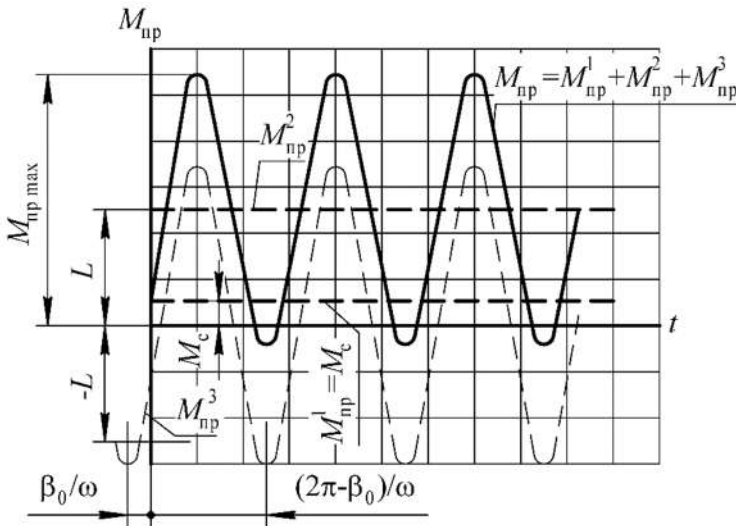


Рис. 3. Зміна динамічних навантажень при розгоні механізму.  
 $M_1 = const$ .

Множник  $1/\cos\beta$  збільшує амплітуду вільних коливань, внаслідок ударного додатка рушійного моменту, що викликається наявністю зазорів у кінематичних парах механізму.

Максимальний динамічний момент буде при  $t = (\pi - \beta)/\omega$

$$M_{пр\ max} = M_c + \frac{M_1^{дин}}{J_1 + J_2} J_2 - \frac{M_1^{дин} J_2}{(J_1 + J_2) \cos\beta} \tag{9}$$

Аналізуючи вирази (8) і (9), згідно яким на рис. 3 побудований графік, можна зробити наступні висновки:

- при визначенні динамічних навантажень не можна не враховувати пружних властивостей елементів механізму, тому що пружний момент, викликаний вільними коливаннями системи, перевищує за величиною динамічний момент  $M_{np}^2$ , що виникає при розгоні маси  $J_2$ ;

- величина динамічних навантажень обернено пропорційна  $J_1$ , тому з метою їхнього зменшення необхідно мінімізувати момент інерції на першому валу механізму;

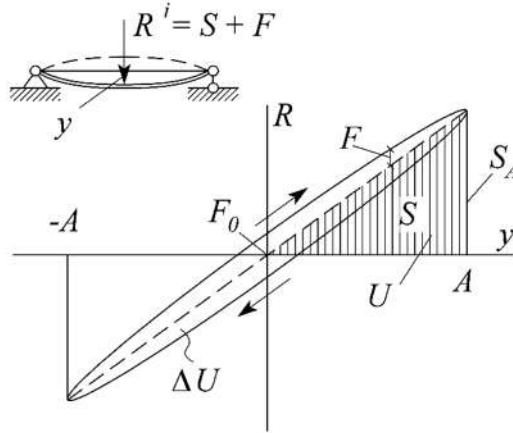
- наявність зазорів у кінематичних парах механізму збільшує амплітуду пружного моменту вільних коливань на величину  $1/\cos\beta$ . Наблизити цей множник до одиниці можна тільки за рахунок зменшення початкової швидкості  $\dot{\phi}_1(t_1)$  (7), що можна здійснити шляхом плавного пуску, зменшення зазорів, поліпшивши точність виготовлення передач механізму і їхній монтаж або посиленням попереднього керуючого імпульсу на приводний двигун.

Вирази (8) і (9) хоча й дозволяють зробити практичні виводи, однак вони не зовсім точно відбивають дійсний характер динамічних навантажень. Після закінчення розгону  $M_{np}$  повинен наближатися до  $M_1$ , однак цього не видно з (7) і (8). Тому розглянемо зміну динамічних навантажень із урахуванням демпфіруючих опорів, які є визначальним чинником для загасань вільних коливань. Причиною їх виникнення служать різні процеси, що супроводжують пружні коливання: тертя в опорних закріпленнях, взаємодія коливної системи із зовнішнім середовищем (зовнішній опір); тертя в з'єднаннях, що мають пружний натяг (конструкційне тертя), відступ від ідеальних умов деформування конструкції і її основи, викликані пружними недосконалостями реальних матеріалів, опір у самому матеріалі конструкції і пов'язані з цим втрати на внутрішнє тертя при їхній деформації (внутрішній опір). Через ці опори, частина енергії деформації за кожний цикл напруг, поглинається і розсіюється у вигляді тепла. Всі опори будемо враховувати одним коефіцієнтом (до речі, такий коефіцієнт може бути легко знайдений експериментальним шляхом) – коефіцієнтом поглинання  $\psi$ , який дорівнює відношенню

$$\psi = \frac{\Delta U}{U} \quad (10)$$

де:  $\Delta U$  – необоротно поглинена елементом енергія за один цикл деформації;

$U$  – потенційна енергія, накопичена в елементі й відповідна амплітуді деформації  $A$  за той же цикл (рис. 4).



$y$  – переміщення з амплітудою  $A$ ,  $R$  – сумарна сила,  $S$  – пружна сила,  $F$  – сила непружного опору,  $\Delta U$  – енергія, що поглинається за один цикл деформації,  $U$  – амплітудне значення потенційної енергії деформації

Рис. 4. Діаграма робіт

Для виявлення характеру й величини динамічних навантажень, що виникають у пружних елементах механізму з урахуванням розсіювання енергії, скористаємося основними положеннями теорії непружного поглинання енергії коливань.

Відповідно до цієї теорії, рівняння вимушених коливань (4) в комплексній формі прийме вид:

$$\ddot{\varphi}^* + \omega^{*2} \varphi^* = D + \varphi_1(t_1) \cdot \omega^{*2} \tag{11}$$

де  $\varphi^*$  – комплексне переміщення,

$$D = \frac{M_1^{дін}}{J_1},$$

$$\omega^{*2} = \omega^2 (U_0 + i\nu_0) \tag{12}$$

тут  $U_0$  і  $\nu_0$  – параметри, що залежать від коефіцієнта  $\gamma = \frac{\Psi}{2\pi}$  й дорівнюють

$$U_0 = \left(1 - \frac{\gamma_0}{4}\right) / \left(1 + \frac{\gamma_0}{4}\right), \nu_0 = \gamma_0 / \left(1 - \frac{\gamma_0}{4}\right) \tag{13}$$

Підставляючи (12) в (13) і витягуючи корінь, одержимо

$$\omega^* = \omega_0 \left(1 + i \frac{\gamma_0}{2}\right) \tag{14}$$

де

$$\omega_0 = \frac{\omega}{\sqrt{1 + \frac{\gamma_0^2}{4}}} \tag{15}$$

розв'язок рівняння (11) одержується у вигляді

$$\varphi^* = c^* e^{i\omega^* t} + y_1^* + y_2^* \quad (16)$$

де:  $c^* = a_0 + ib_0$  – довільна комплексна постійна, що визначається з початкових умов;

$y_1^*, y_2^*$  – частинні інтеграли, що відповідають правій частині (11)

Обчислимо інтеграл

$$y_1^* = \frac{De^{i\omega^* t}}{2i\omega^*} - \frac{De^{-i\omega^* t}}{2i\omega^*} = \frac{D}{\omega^*{}^2} \quad (17)$$

Підставивши вирази (12) для  $\delta^*$  й (14) для  $\omega^*$  в (17), одержимо

$$y_1^* = D \frac{1}{\omega_0^2 \left(1 - \frac{\gamma^2}{4}\right) + i\omega_0^2 \gamma}$$

або, якщо позначити  $D_0 = \omega_0^2 \left(1 - \frac{\gamma_0^2}{4}\right)$ ,  $B_0 = \omega_0^2 \gamma_0$ , то

$$y_1^* = D \frac{D_0 - iB_0}{D_0^2 + B_0^2} \quad (18)$$

Другий частинний інтеграл рівняння (11) очевидний і дорівнює  $y_2^* = \varphi_1(t_1)$

Тепер вираз (16) можна переписати у вигляді

$$\varphi^* = (a_0 + ib_0) e^{i\omega^* t} + D \frac{D_0 - iB_0}{D_0^2 + B_0^2} + \varphi_1(t_1) \quad (19)$$

Комплексну довільну постійну  $c^* = a_0 + ib_0$  визначимо з початкових умов:  $Re\varphi^*(0) = \varphi_1(t_1)$ ,  $Re\dot{\varphi}^*(0) = \dot{\varphi}_1(t_1)$ .

Використовуючи першу умову, знаходимо

$$Re\varphi^*(0) = \varphi_1(t_1) = a_0 + D \frac{D_0}{D_0^2 + B_0^2} + \varphi_1(t_1)$$

або

$$a_0 = -D \frac{D_0}{D_0^2 + B_0^2} \quad (20)$$

знайдемо  $\dot{\varphi}^*$  й використаємо другу умову

$$\dot{\varphi}^* = i\omega^* (a_0 + ib_0) e^{i\omega^* t}$$

$$Re\dot{\varphi}^*(0) = \dot{\varphi}_1(t_1) = -\omega_0 b_0 - a_0 \frac{\gamma_0}{2} \omega_0$$

Або

$$b_0 = - \left[ \frac{\varphi_1(t_1)}{\omega_0} + a_0 \frac{\gamma_0}{2} \right] \quad (21)$$

Представимо комплексну постійну в іншому вигляді, а саме:



$$c^* = a_0 + ib_0 = c_0 e^{i\beta_0} = c_0 (\cos \beta_0 + i \sin \beta_0),$$

звідки

$$a_0 = c_0 \cos \beta_0, \quad b_0 = c_0 \sin \beta_0.$$

де

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{b_0}{a_0}, \quad c_0 = \sqrt{a_0^2 + b_0^2} = a_0 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_0} = \frac{1}{\cos \beta_0}$$

Тепер комплексний розв'язок (3.24) повністю визначений

$$\varphi^* = \frac{a_0}{\cos \beta_0} e^{i(\omega_0 t + \beta_0)} e^{-\frac{\gamma_0}{2} \omega_0 t} + D \frac{D_0 - iB_0}{D_0^2 + B_0^2} + \varphi_1(t_1)$$

Дійсний розв'язок представиться його дійсною частиною:

$$\varphi = \varphi_1(t_1) + \frac{a_0}{\cos \beta_0} e^{-\frac{\gamma_0}{2} \omega_0 t} \cos(\omega_0 t + \beta_0) + D \frac{D_0}{D_0^2 + B_0^2}$$

Відповідно пружний момент

$$M_{\text{пр}} = M_c + c_2 D \frac{D_0}{D_0^2 + B_0^2} - c_2 D \frac{D_0 e^{-\frac{\gamma_0}{2} \omega_0 t}}{(D_0^2 + B_0^2) \cos \beta_0} \cos(\omega_0 t + \beta_0) \quad (22)$$

Аналізуючи (22), можна побачити, що якщо не враховувати загасання, ( $\gamma_0 = 0$ ), то вираз (22) прийме вигляд (8). За цих умов:  $\omega_0 = \omega$ , коефіцієнт

$$c_2 D \frac{D_0}{D_0^2 + B_0^2} = \frac{M_1^{\text{дин}}}{J_1 + J_2} J_2,$$

а

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{b_0}{a_0} = \frac{\dot{\varphi}_1(t_1) D_0}{\omega D} = \frac{\dot{\varphi}_1(t_1) \omega J_1}{M_1^{\text{дин}}} = \operatorname{tg} \beta$$

Максимальний пружний момент буде при  $t = t^{\text{max}} = (\pi - \beta_0) / \omega_0$

$$M_{\text{прmax}} = M_c + c_2 D \frac{D_0}{D_0^2 + B_0^2} \cdot \frac{e^{-\frac{\gamma_0}{2} \omega_0 t^{\text{max}}}}{\cos \beta_0} \quad (23)$$

Вираз (22) представляє величину динамічних навантажень у пружному елементі механізму (вал II – II, рис. 2) у самому загальному виді з урахуванням таких факторів як: наявність зазорів у кінематичних парах механізму (коэф.  $\beta_0$ ) і демпфіруючих опорів (коэф.  $\gamma_0$ ). Тут, як і раніше, другий член виражає інерційний момент маси  $J_2$ , третій член – пружний момент, викликаний вільними коливаннями системи, амплітуда якого зменшується залежно від значення коефіцієнта поглинання  $\psi$ , тому що  $\gamma_0 = \frac{\psi}{2\pi}$ .

Для механізмів повороту  $\psi$  високий і лежить у межах  $\psi = 0,6 \div 1,4$  і ми можемо прийняти, що амплітуда пружного моменту, викликана вільними коливаннями системи, до кінця розгону механізму загасає. Перевіримо таке припущення:

Логарифмічний декремент загасання:

$$\delta_0 = \frac{\Delta U}{2U} = \frac{\psi}{2} \quad (24)$$

З іншої сторони логарифмічний декремент загасання можна розглядати як натуральний логарифм відношення двох послідовних амплітуд пружного моменту.

$$\delta_0 = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}}$$

підставляючи значення  $\delta$  з (24), одержимо:

$$A_{i+1} = A_i / e^{\psi/2} \quad (25)$$

Через те, що механізми повороту баштових кранів мають менші швидкості обертання ніж порталні, то перші мають більшу кількість передатних ланок і тому для них можна прийняти  $\psi = 1,4$ .

Підставляючи значення  $\psi = 1,4$  в (25), знайдемо ряд послідовних амплітуд пружного моменту, викликаного вільними коливаннями  $A_2 = 0,5A_1$ ,  $A_3 = 0,25A_1$ ,  $A_4 = 0,125A_1$  і т.д.

Таким чином, після закінчення часу, рівним чотирьом періодам коливань амплітуда пружного моменту складе  $12 \div 13\%$  амплітуди пружного моменту першої гармоніки коливання.

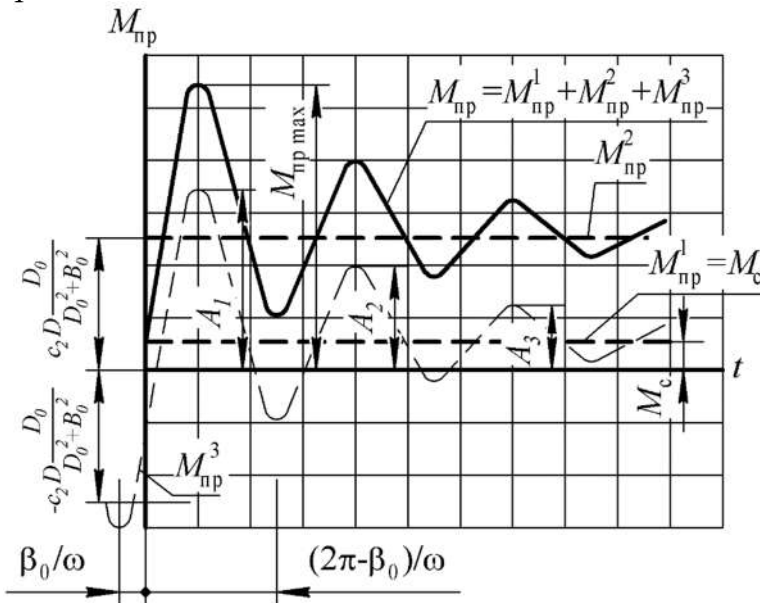


Рис. 5. Зміна динамічних навантажень в процесі розгону механізму  $\psi = 1,4$

На рис. 5 представлено графік, побудований згідно (22) при  $\psi = 1,4$ , який якісно характеризує зміну динамічних навантажень у пружних ланках механізму повороту в процесі його розгону.

Вираз (22) для визначення динамічних навантажень у пружних елементах механізму дозволяє простежити характер зміни цих навантажень у часі. Останнє є важливим, оскільки воно дає можливість підійти до вирішення питання про вплив додаткових динамічних навантажень, викликаних відхиленням вантажних канатів.

В процесі розгону механізму повороту, вантаж, вільно підвішений на вантажних канатах, під дією сил інерції виходить зі стану рівноваги й починає здійснювати коливальний рух, що викликає додаткове динамічне навантаження в елементах передач механізму.

На рис. 5 представлена, приведена до вісі обертання крана, схема елементів крана й вантажу при пуску механізму повороту. У цій схемі, крім раніше введених величин, позначені:

$l$  – довжина підвісу вантажу;

$\alpha$  – кут відхилення вантажних канатів від вертикалі в площині, перпендикулярній площині стріли.

$$J_{\frac{1}{3}} = J_1 \cdot i_{\text{ред}}^2 \cdot i_{\text{п}}^2 \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{п}} \quad \text{– приведений до вісі крана момент інерції } J_1$$

;

$$\varphi_{\frac{1}{3}} = \frac{\varphi_1}{i_{\text{ред}} \cdot i_{\text{п}}} \quad \text{– приведений до осі крана кут повороту маси } J_1;$$

$$M_{\frac{1}{3}} = M_{\frac{1}{2}} \cdot i_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot i_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{п}} \quad \text{– приведений до вісі крана крутний}$$

момент двигуна.

Для спрощення розрахункової схеми механізму приймемо ряд припущень:

- знехтуємо вагою й жорсткістю вантажних канатів;
- масу вантажу й вантажозахватного органу зосередимо в одній точці;

- розглянемо відхилення вантажних канатів тільки в площині перпендикулярній площині стріли. Відхилення вантажу внаслідок дії відцентрової й коріолісової сил інерції, що мають напрямок уздовж стріли не враховуємо.

- поперечні коливання вантажу будемо досліджувати в зоні малих кутів відхилення, при яких допустимо припускати  $\sin \alpha = \operatorname{tg} \alpha = \alpha$ ,  $\cos \alpha = 1$ ;

- амплітуди коливань пружної ланки й деформації стріли крана в горизонтальній площині малі в порівнянні з амплітудами вантажу, що розгойдується, і на величину останніх суттєво впливати не будуть, тобто

приймемо, що  $\varphi_{\frac{1}{3}} = \varphi_2$ ,  $v_1 = r \cdot \dot{\varphi}_2$ , де  $v_1$  – окружна швидкість кінця стріли;

Перераховані припущення звичайні для аналогічних досліджень і дають достатню для практики точність [1].

Для визначення кута  $\alpha$  знайдемо кінематичну й потенційну енергії системи.

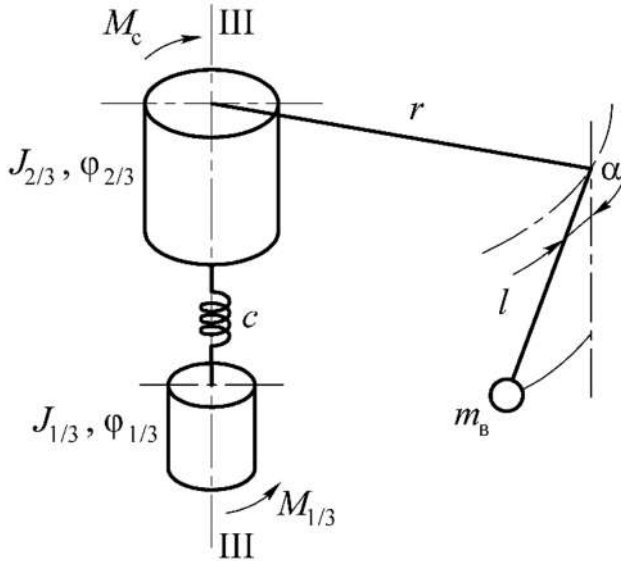


Рис. 6. Приведена до вісі крана схема механізму повороту.

$$T = \frac{(J_{1/3} + J_{2/3}) \cdot \dot{\phi}_{1/3}^2}{2} + m_B \frac{v^2}{2}$$

де:  $v = v_1 - v_2$ , а  $v_2 = l \cdot \dot{\alpha}$ .

$$П = Q \cdot l \cdot (1 - \cos \alpha),$$

де  $Q$  – вага підвішеного вантажу.

Користуючись рівнянням Лагранжа, одержимо:

$$\left\{ (J_{1/3} + J_{2/3}) \cdot \ddot{\phi}_2 + \frac{Q}{g} (r^2 \cdot \ddot{\phi}_3 - r \cdot l \cdot \ddot{\alpha}) = M_{1/3} \right. \quad (26 \text{ а})$$

$$\left. \ddot{\alpha} \cdot l - \ddot{\phi}_2 \cdot r + g \cdot \alpha = 0 \right. \quad (26 \text{ б})$$

Підставивши  $\ddot{\phi}_2$  (26 а) в (26 б), знайдемо:

$$\ddot{\alpha} + p^2 \alpha = \frac{M_c \cdot r}{l \cdot (J_{1/3} + J_{2/3})} + \frac{M_{1/3}^0 - M_c}{l \cdot (J_{1/3} + J_{2/3})} \quad (27)$$

$$де: p = \sqrt{\frac{g}{l} \left( 1 + \frac{m_B \cdot r^2}{(J_{1/3} + J_{2/3})} \right)}$$

– частота коливання вантажу.

Розв'язок (27) має вигляд:

$$\alpha = A_1 \cdot \sin pt + A_2 \cdot \cos pt + \frac{r \cdot M_c}{l \cdot p^2 \cdot \left( J_{1/3} + J_{2/3} \right)} + \frac{r \cdot \left( M_{1/3}^0 - M_c \right)}{l \cdot \left( J_{1/3} + J_{2/3} \right) \left( \delta^2 + p^2 \right)} \cdot \left( 1 - \cos pt \right) \quad (28)$$

Довільні постійні  $A_1$  й  $A_2$  знаходимо із початкових умов: при  $t = 0$ ,  $\alpha = 0$ ,  $\dot{\alpha} = 0$ .

$$A_1 = 0, \quad A_2 = \frac{r \cdot M_c}{l \cdot p^2 \cdot \left( J_{1/3} + J_{2/3} \right)}$$

Підставляючи  $A_1$  й  $A_2$  в (27), одержимо вираз для визначення кутів відхилення вантажних канатів

$$\alpha = \frac{M_{1/3}^0 \cdot r}{g \cdot \left( J_{1/3} + J_{2/3} + m_b \cdot r^2 \right)} \cdot \left( 1 - \cos pt \right) \quad (29)$$

Оскільки кут  $\alpha$  невеликий, то натяг у гілках канату

$$S \approx m_b \cdot g,$$

а момент, створюваний відхиленням вантажу щодо вісі обертання крана:

$$M_b = m_b \cdot g \cdot r \cdot \alpha,$$

або, підставляючи замість  $\alpha$  вираз (29), знаходимо

$$M_b = \frac{M_{1/3}^0 \cdot m_b \cdot r^2}{J_{1/3} + J_{2/3} + m_b \cdot r^2} \cdot \left( 1 - \cos pt \right) \quad (30)$$

Знаючи,  $M_b = f(t)$ , визначимо динамічні навантаження, що виникають у пружній ланці П-П з урахуванням відхилення вантажу. З цією метою знову приведемо всі величини до розглядуваної ланки П-П, (рис. 2). Тепер система рівнянь (3) запишеться так:

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + c_2 (\varphi_1 - \varphi_2) = M_1 \quad (31 \text{ а})$$

$$J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - c_2 (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_c - M_b \quad (31 \text{ б})$$

де  $M_b = \frac{M_1 \cdot m_b \cdot r^2}{J_{1/3} + J_{2/3} + m_b \cdot r^2} (1 - \cos pt)$  – приведений до вала П – П момент від вантажу.

Заміняючи  $\varphi_1 - \varphi_2 = \varphi$ , перепишемо (31):

$$\ddot{\varphi} + \omega^2 \varphi = \frac{M_1^0}{J_1} + \frac{M_c^0 + A_0}{J_2} - \frac{A_0}{J_2} \cos pt \quad (32)$$

де

$$A_0 = \frac{M_1^0 \cdot m_B \cdot r^2}{J_{1/3} + J_{2/3} + m_B \cdot r^2} \quad (33)$$

загальний розв'язок (3.38) можна представити так

$$\begin{aligned} \varphi = & A_1 \sin \omega t + A_2 \cos \omega t + \\ & + \frac{M_1}{J_1 \cdot \omega^2} + \frac{M_c + A_0}{J_2 \cdot \omega^2} - \frac{A_0}{J_2 (\omega^2 - p^2)} \cos pt \end{aligned} \quad (34)$$

Постійні  $A_1$  й  $A_2$  знайдемо з початкових умов: при  $t = 0$ ,  $\varphi = \varphi_1(t_1)$ ,  $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_1(t_1)$ , тоді

$$A_1 = \frac{\varphi_1(t_1)}{\omega}, \quad A_2 = \varphi_1(t_1) - \frac{M_1}{J_1 \cdot \omega^2} - \frac{M_c + A_0}{J_2 \cdot \omega^2} - \frac{A_0}{J_2 (\omega^2 - p^2)}$$

Помножуючи (34) на крутильну жорсткість  $c_2$  і, підставляючи значення постійних, одержимо:

$$\begin{aligned} M_{\text{нр}} = & \frac{\dot{\varphi}_1(t_1)}{\omega} c_2 \sin \omega t + M_c \cos \omega t + c_2 \left( \frac{M_1}{J_1 \cdot \omega^2} + \frac{M_c + A_0}{J_2 \cdot \omega^2} \right) + \\ & + c_2 \left[ \frac{A_0}{J_2 (\omega^2 - p^2)} - \frac{M_1^0}{J_1 \cdot \omega^2} - \frac{M_c + A_0}{J_2 \cdot \omega^2} \right] \cdot \cos \omega t - \frac{A_0 \cdot c_2}{J_2 (\omega^2 - p^2)} \cdot \cos pt \end{aligned} \quad (35)$$

Зауважуючи, що

$$c_2 \left( \frac{M_1}{J_1 \cdot \omega^2} - \frac{M_c}{J_2 \cdot \omega^2} \right) = \frac{M_1 - M_c}{J_1 + J_2} \cdot J_2 + M_c,$$

а

$$\begin{aligned} \frac{\dot{\varphi}_1(t_1)}{\omega} c_2 \sin \omega t - \frac{M_1 - M_c}{J_1 + J_2} \cdot J_2 \cos \omega t = \\ = - \frac{(M_1 - M_c) \cdot J_2 \cdot \cos(\omega t + \beta)}{(J_1 + J_2) \cdot \cos \beta} \end{aligned} \quad ,$$

де, як і раніше,  $\operatorname{tg} \beta = \frac{\omega \cdot \dot{\varphi}_1(t_1) \cdot J_1}{M_1 - M_c}$ ,

перепишемо (35) у вигляді:

$$M_{np} = M_c + \frac{M_1 - M_c}{J_1 + J_2} \cdot J_2 - \frac{(M_1 - M_c)}{(J_1 + J_2) \cdot \cos \beta} \cdot J_2 \cdot \cos(\omega t + \beta) +$$

$$+ \frac{A_0 \cdot c_2}{J_2(\omega^2 - p^2)} (\cos \omega t - \cos pt) + \frac{A_0 \cdot c_2}{J_2 \cdot \omega^2} - \frac{A_0 \cdot c_2}{J_2 \cdot \omega^2} \cos \omega t$$

або, оскільки частота  $p \ll \omega$ , то нехтуючи  $p^2$  в порівнянні з  $\omega^2$ , остаточно одержимо

$$M_{np} = M_c + \frac{M_1 - M_c}{J_1 + J_2} \cdot J_2 - \frac{(M_1 - M_c)}{(J_1 + J_2) \cdot \cos \beta} \times$$

$$\times J_2 \cdot \cos(\omega t + \beta) + \frac{A_0 \cdot J_1}{J_1 + J_2} (1 - \cos pt) \tag{36}$$

Отриманий вираз (36) для визначення динамічних навантажень у пружній ланці механізму з урахуванням коливань вантажу відрізняється від виразу (8), отриманого без врахування коливань вантажу, тільки останнім членом.

На рис. 7 зображений графік  $M_{np}$  згідно (36), де на графік  $M_{np}$ , що представляє вираз (8) накладений графік пружного моменту  $M_{np}^2$ , викликаний коливаннями вантажу із частотою  $p$  в п'ять раз менше частоти  $\omega$ .

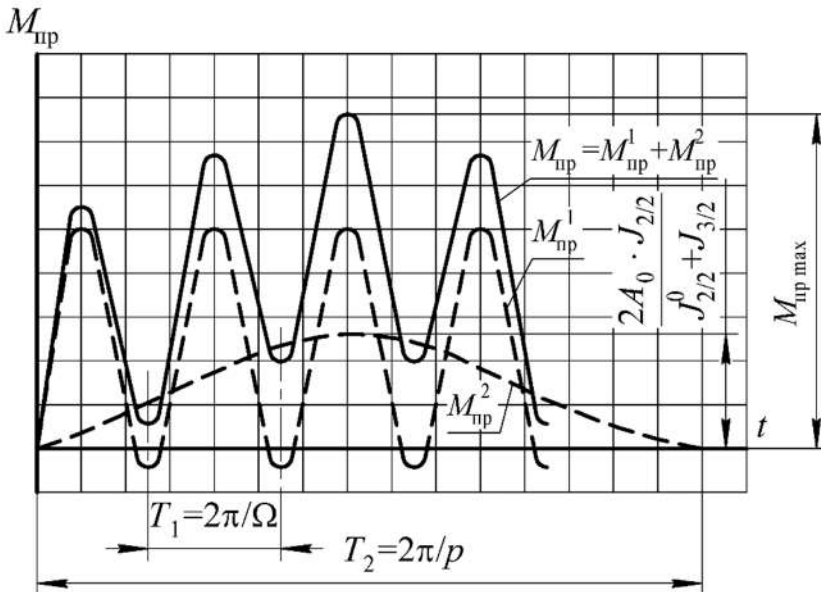


Рис. 7. Зміна динамічних навантажень в елементах механізму з урахуванням відхилення вантажних канатів  $M_1 = \text{const}$ ,  $\psi = 0$ .

Як видно з рис. 7 після закінчення часу  $t = \pi / p$ ,  $M_{\text{пр}}$  досягає свого максимального значення  $M_{\text{пр max}}$ , величина якого більше значення  $M_{\text{пр max}}$  виразу (8) на величину  $\frac{2 \cdot A_0 \cdot J_1}{J_1 + J_2}$ .

У дійсності, динамічні навантаження в елементах механізму швидко загасають. Тому якщо на графік пружного моменту рис. 5 отриманого з урахуванням демпфіруючих опорів накласти графік пружного моменту, викликаного відхиленням вантажного канату, то одержимо картину, зображену рис. 8.

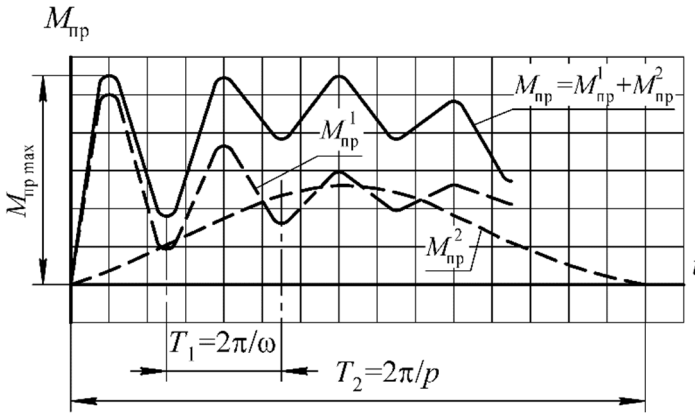


Рис 8. Зміна динамічних навантажень в елементах механізму з урахуванням відхилення вантажних канатів  $\psi = 1,4$ .

Із рис. 8 видно, що додаткове динамічне навантаження  $M_{\text{пр}}^2$ , викликане відхиленням вантажних канатів, змінює характер навантажень, а на величину максимальних навантажень може позначатися незначно.

Спробуємо знайти умови, що визначають ступінь впливу додаткових навантажень, на максимальну величину динамічних навантажень, що виникають внаслідок розгону крана без вантажу. Розглядаючи це питання, приймемо коефіцієнт поглинання  $\psi = 1,4$ .

Знайдемо величину максимальних динамічних навантажень без врахування впливу відхилення вантажних канатів з (8). Нехтуючи  $M_c$  й зазорами в кінематичних парах механізму, одержимо:

$$M_{\text{пр max}}^1 = \frac{2 \cdot M_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2} \quad (37)$$

Максимальна амплітуда пружного моменту, викликана відхиленням

вантажних канатів  $M_{\text{пр max}}^2 = \frac{2 \cdot A_0 \cdot J_1}{J_1 + J_2}$ , або підставляючи значення  $A_0$  з (24)



$$M_{\text{прmax}}^2 = \frac{2 \cdot M_1 \cdot m_b \cdot r^2 \cdot J_1}{(J_1 + J_2)(J_{1/3} + J_{2/3} + m_b \cdot r^2)} \quad (38)$$

Порівнюючи вирази (3.42) і (3.43) доходимо висновку. Якщо

$$J_2 < J_{1/3} \frac{m_b \cdot r^2}{(J_{1/3} + J_{2/3} + m_b \cdot r^2)} \quad (39)$$

то величина  $M_{\text{прmax}}^2$  більше ніж  $M_{\text{прmax}}^1$  й при визначенні максимальних динамічних навантажень в елементах передач механізму необхідно враховувати додаткове навантаження, викликане відхиленням вантажних канатів.

Для цього треба побудувати графік  $M_{\text{пр}}$  згідно (22), наклавши на нього графік  $M_{\text{пр}}$  вантажного моменту останній член виразу (36), при цьому частоту коливання вантажу  $P$  потрібно вибрати найвищу, виходячи з експериментальних умов роботи крана. Якщо

$$J_2 > J_1 \frac{m_b \cdot r^2}{(J_{1/3} + J_{2/3} + m_b \cdot r^2)} \quad (40)$$

то визначальним фактором врахування динамічних навантажень, крім умови (40) буде ще відношення частот  $\omega_0 / P$ .

Так на рис. 8 видно, якщо  $\omega_0 / P \geq 5$  й виконується умова (3.45), то при визначенні максимальних динамічних навантажень вплив відхилення вантажних канатів можна не враховувати. Якщо  $\omega_0 / P < 5$ , то необхідно побудувати сумарний графік, подібний рис. 8. У цьому випадку може виявитися, що сумарна амплітуда другої або третьої гармоніки  $M_{\text{пр}}^1$  з амплітудою вантажного моменту  $M_{\text{пр}}^2$  буде по величині більше амплітуди першої гармоніки.

Інакше кажучи, при виконанні умови (40) ступінь впливу додаткових навантажень  $Q$ , викликаних відхиленням вантажних канатів на величину максимальних динамічних навантажень залежить від відношень:

$$\mu = \frac{J_2 \cdot (J_{1/3} + J_{2/3} + m_b \cdot r^2) m_b \cdot r^2}{(J_1 \cdot m_b \cdot r^2)} \quad \text{і} \quad \frac{\omega_0}{P} \approx \frac{\omega}{P} \quad (41)$$

Якщо для механізмів обертання баштових кранів прийняти  $\psi = 1,4$ , то неважко побудувати криві, представлені на рис. 9, які показують у відсотковому відношенні збільшення основних навантажень за рахунок додаткових.

$$M_{\text{пр max}} = \frac{2 \cdot M_{M/3}^0 \cdot (m_{\text{зп}} \cdot \rho_0^2 + I_3)}{m_{\text{зп}} \cdot \rho_0^2 + I_{2/3}^0 + I_3}, \quad (42)$$

Так, при  $\mu = 2$  й  $\omega_0 / p = 1$  додаткові навантаження, викликані відхиленням вантажних канатів, збільшують динамічні навантаження на 50%; при тій же величині  $\mu = 2$ , але при  $\omega / p = 5$  – на 5%.

Тому якщо просто підсумувати максимальні амплітуди  $M_{\text{пр max}}^1$  (37) і  $M_{\text{пр max}}^2$  (38) може привести до завищених результатів.

**Висновки.** Визначено характер зміни динамічних навантажень в механізмі повороту крану на колоні з урахуванням пружного зв'язку приведених мас, дисипації та розгойдування вантажу. Складена двомасова модель механізму повороту крану на колоні. Система рівнянь, що описує дану модель, розв'язана в аналітичному вигляді. Отримані аналітичні залежності характеризують коливальний процес і дають змогу більш точно оцінити величину зусиль, що виникають в несучих елементах механізму повороту крану на колоні.

### Список використаних джерел

1. Grigorov, O., Druzhynin, E., Anishchenko, G., Strizhak, M., & Strizhak, V. (2018). Analysis of various approaches to modeling of dynamics of lifting-transport vehicles. *International Journal of Engineering and Technology(UAE)*, 7(4). <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19553>
2. Hazriq, I. J. Optimal performance of a nonlinear gantry crane system via priority-based fitness scheme in binary PSO algorithm / I. J. Hazriq, M. A. Nursabillilah, Z. Mohamed and all // *Processing of IOP Conference. Series: Materials Science and Engineering*. – 2011. – Vol. 53. – P. 1-6.
3. Cakan, A. Position regulation and sway control of a nonlinear gantry crane system / A. Cakan, O. Umit // *International journal of scientific & technology research*. – 2016. – Vol. 5 (11). – P. 121-124.
4. Arabasi, S. Simultaneous travel and hoist maneuver input shaping control using frequency modulation / S. Arabasi, Z. Masoud // *Hindawi Shock and Vibration*. – 2016. – Vol. 10 (3). – P. 179-188.
5. O'Connor, W. Gantry crane control of a double-pendulum, distributed-mass load, using mechanical wave concepts / W. O'Connor, H. Habibi // *Mechanical Sciences*. – 2013. – Vol. 4. – P. 251-261.
6. N. Sun Nonlinear Antiswing Control for Crane Systems With Double-Pendulum Swing Effects and Uncertain Parameters: Design and Experiments / N. Sun, Y. Wu, Y. Fang and H. Chen // *Transactions on*

- 
- Automation Science and Engineering*, vol. 15, no. 3, pp. 1413-1422, July 2018, doi: 10.1109/TASE.2017.2723539.
7. Perig, A. V. Research into 2D dynamics and control of small oscillations of a cross-beam during transportation by two overhead cranes / A. V. Perig, A. N. Stadnik, A. A. Kostikov and all // *Hindawi Shock and Vibration*. – 2017. – Vol. 12 (1). – P. 1-21.
  8. Perig, A. V. Spherical pendulum small oscillations for slewing crane motion / A. V. Perig, A. N. Stadnik, A. I. Deriglazov // *Hindawi Shock and Vibration*. – 2014. – Vol. 2. – P. 24-31.
  9. Hryhorov, O. Improvement of the «carriage-cargo» system motion mathematical model for solving the problem of lifting and transport machines control / O. Hryhorov, A. Okun // *Автомобильный транспорт*. – 2017. – Вып. 40. – С. 120-124.
  10. Ловейкін В. С. Оптимізація режиму руху механізму зміни вильоту вантажу баштового крана з горизонтальною стрілою / В.С.Ловейкін, Ю.О.Ромасевич, О.В.Стехно // *Машинобудування*, 2017, №20
  11. Loveikin V. Analysis of the start-up process of the tower crane slewing mechanism with a steady state motion mode of its load trolley / Viacheslav Loveikin, Yuriy Romasevych, Vitalii Kurka, Denis Mushtyn, Kostiantyn Pochka // *Опір матеріалів і теорія споруд/Strength of Materials and Theory of Structures* – 2020. № 105

## **DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE CRANE ROTATION MECHANISM ON THE COLUMN**

Valentyn Kovalenko, Vsevolod Stryzhak, Sergii Iglin, Oleg Kovalenko,  
Mariana Stryzhak

*National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"*

**Abstract.** The literature review showed that in the existing mathematical models, the main attention is paid to dynamic processes associated with low-frequency oscillations of the load. The issues of high-frequency vibrations and dynamic processes in metal structures require additional lighting, taking into account all the components of the dynamic load. This approach will make it possible to more accurately determine the magnitude of the forces arising in the bearing elements, thereby increasing the reliability and safety of the operation of hoisting machines. The kinematic diagram of the crane swing mechanism on the column is presented. A two-mass dynamic model of the drive system - the slewing part of the crane is considered. A mathematical model has been compiled, in which standard assumptions are accepted: the swinging of the load is not taken into account, there is an elastic connection between the engine and the driven shaft of the swing mechanism, with all other crane masses reduced to it. Separately presented are graphs calculated from the obtained

dependencies: change in dynamic loads during acceleration of the mechanism with constant torque, change in dynamic loads during acceleration of the mechanism, taking into account dissipation, change in dynamic loads in the elements of the mechanism, taking into account the deviation of the cargo ropes, changes in dynamic loads in the elements of the mechanism, taking into account deflections of cargo ropes and dissipation.

**Keywords:** crane, rotation mechanism, dynamics