

УДК 621.873

**АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ СИСТЕМИ «ВІЗОК-
ВАНТАЖ» ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ПІДВІСУ ВАНТАЖУ ОДИНАРНИМ
ТА ПОДВІЙНИМ МАТЕМАТИЧНИМИ МАЯТНИКАМИ**

В. С. ЛОВЕЙКІН, д.т.н., проф.
Ю. О. РОМАСЕВИЧ, д.т.н., проф.;;
О. СТЕХНО, PhD,

Національний університет біоресурсів і природокористування України

E

-

Актуальними залишаються питання дослідження динамічних навантажень в елементах механізмів баштових кранів, зокрема у системі «візок вантаж». В цій системі коливання закріпленого на гнучкому підвісі вантажу на певних етапах руху може моделюватися в формі подвійного математичного маятника, що має вплив на достовірність отриманих результатів при виконанні динамічного аналізу.

При виконанні досліджень в прийнятій динамічній моделі системи коливання вантажу на гнучкому підвісі представимо моделлю у формі

подвійного математичного маятника. Така динамічна модель представлена на рис. 1 [1].

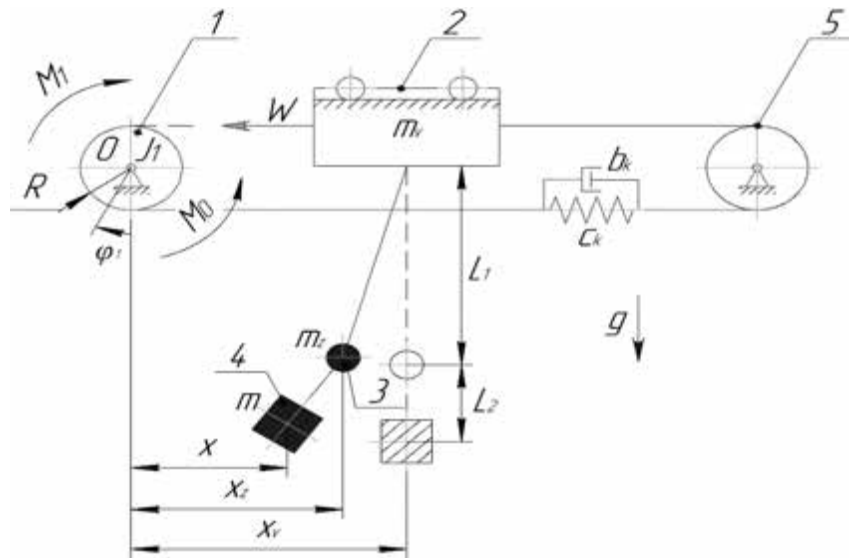


Рис. 1. Розрахункова динамічна модель системи «візок-вантаж»

На рис. 1 використано наступні позначення: 1 – канатний барабан приводу механізму переміщення вантажного візка; 2 – вантажний візок; 3 – захватний пристрій (гакова підвіска); 4 – вантаж; 5 – канатний блок; R – радіус канатного барабану; L_1 та L_2 – відповідно довжини гнучкого підвісу захватного пристрою та вантажу; W – зведена сила статичного опору переміщення вантажного візка; J_1 – зведений до осі приводного барабану момент інерції приводу механізму візка; m_v , m_z та m – зведені маси вантажного візка, захватного пристрою та вантажу відповідно; c_k та b_k – зведені коефіцієнти жорсткості та демпфування тягового канату; g – прискорення вільного падіння; φ_1 – кутова координата повороту канатного барабану; x_v , x_z та x – узагальнені лінійні координати переміщення центрів мас вантажного візка, захватного пристрою та вантажу відповідно; M_1 M_0 – зведені до канатного барабану відповідно рушійний момент приводу електродвигуна та момент від сили статичного опору переміщення візка.

Рушійний момент приводу визначається за рівнянням статичної механічної характеристики електродвигуна [1]:

$$M_1 = \frac{2 \cdot M_{MAX} \cdot U \cdot \eta}{\omega_0 - \dot{\varphi}_1 \cdot U} \cdot \frac{\omega_0}{s_{kr}} + \frac{s_{kr}}{\omega_0 - \dot{\varphi}_1 \cdot U} \cdot \omega_0, \quad (1)$$

де M_{MAX} – максимальний обертовий момент електродвигуна; U – загальне передавальне число приводу; η – ККД приводу; ω_0 – кутова швидкість ідеального холостого ходу електродвигуна; s_{kr} – критичне ковзання електродвигуна [1].

Рух у часі представленої на рис 1, динамічної моделі, описується за допомогою системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_1 - M_0 - c_k \cdot (\varphi_1 \cdot R - x_v) \cdot R - b_k \cdot (\dot{\varphi}_1 \cdot R - \dot{x}_1) \cdot R; \\ W + m_v \cdot \ddot{x}_v = c_k \cdot (\varphi_1 \cdot R - x_v) + b_k \cdot (\dot{\varphi}_1 \cdot R - \dot{x}_v) - m \cdot \frac{g}{L_1} \cdot (x_v - x); \\ m_z \cdot \ddot{x}_z - m_z \cdot \frac{g}{L_1} \cdot (x_v - x) + m \cdot \frac{g}{L_2} \cdot (x_v - (x_z - x)) = 0; \\ m \cdot \ddot{x} - m \cdot \frac{g}{L_2} \cdot (x_v - (x_z - x)) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Оскільки рух системи починає відбуватися у кінці другого етапу $t = t_2$, тоді початкові умови для системи диференціальних рівнянь (2) мають вигляд [1]:

$$\begin{cases} \varphi_1(t_2) = \omega \cdot (t_1 - t_2); \\ \dot{\varphi}_1(t_2) = \omega; \\ x_v(t_2) = \dot{x}_v(t_2) = x_z(t_2) = \dot{x}_z(t_2) = x(t_2) = \dot{x}(t_2) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

де ω – кутова швидкість обертання канатного барабану; t_1 – тривалість першого етапу руху механізму (вибір слабину тягового канату).

Для порівняння отриманих результатів чисельних інтегрувань, наведемо математичну модель, у якій коливання закріпленого на гнучкому підвісі вантажу описуються у формі одинарного математичного маятника. Такі рівняння руху із відповідними до них початковими умовами виглядають наступним чином [1]:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_1 - M_0 - c_k \cdot (\varphi_1 \cdot R - x_v) \cdot R - b \cdot (\dot{\varphi}_1 \cdot R - \dot{x}_1) \cdot R; \\ W + m_v \cdot \ddot{x}_v = c_k \cdot (\varphi_1 \cdot R - x_v) + b_k \cdot (\dot{\varphi}_1 \cdot R - \dot{x}_v) - m \cdot \frac{g}{L} \cdot (x_v - x); \\ \ddot{x} = \frac{g}{L} \cdot (x_v - x). \\ \varphi_1(t_2) = \omega \cdot (t_1 - t_2); \\ \dot{\varphi}_1(t_2) = \omega; \\ x_v(t_2) = \dot{x}_v(t_2) = x(t_2) = \dot{x}(t_2) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

У системі диференціальних рівнянь (4) довжина гнучкого підвісу L виражається наступним чином: $L = L_1 + L_2$, а до маси вантажу m додається маса захватного пристрою m_z . Чисельний розв'язок системи диференціальних рівнянь (4) здійснено за наступними параметрами: $P_{nom} = 180$ Вт; $U = 20$; $R = 0,065$ м; $W = 35$ Н; $J_1 = 256$ кг · м²; $L_1 = 0,7$ м; $L_2 = 0,5$ м; $\eta = 0,85$; $M_0 = 0,19$ Нм; $m_v = 6$ кг; $m_z = 6$ кг; $m = 13$ кг; $c_k = 8.25 \cdot 10^3$ Н/м; $b_k = 75.3$ Н · с/м; $g = 9,81$ м/с²; $\omega_{nom} = 143,3$ рад/с; $\omega_0 = 157,0$ рад/с; $\omega = 7,1$ рад/с.

В результаті розв'язування систем диференціальних рівнянь (3) та (4), отримано графічні залежності, що відповідають коливанням гнучкого підвісу при моделюванні одинарним і подвійним математичним маятником, а також наведена залежність отримана експериментальним шляхом (рис. 2):

З аналізу графічних залежностей (рис 2) можна зробити наступні висновки: величина похибки максимального відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу під час першої секунди руху системи при порівнянні експериментальних даних з теоретичними з моделлю коливань подвійного ма-

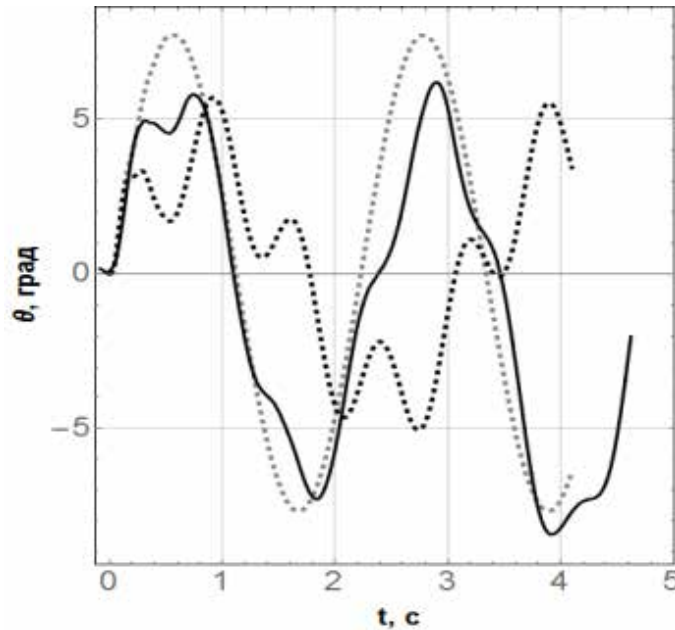


Рис. 2. – Графічні залежності відхилення від вертикалі тягового канату із вантажем: сіра пунктирна крива - одинарний математичний маятник; чорна пунктирна крива - подвійний математичний маятник; чорна суцільна крива експериментальна залежність

тематичного маятника становить 0,5 %, а з моделлю одинарного маятника - 20 %. Після першої секунди руху системи, значення похибки при порівнянні експериментального значення із аналогічним показником, отриманим з моделлю подвійного математичного маятника становить 28.5 % і 13.3 % з моделлю одинарного математичного маятника. Тому гнучкий підвіс вантажу на початку руху доцільно моделювати математичним маятником, а у подальшому русі, моделлю одинарного маятника.

Список використаних джерел

- 1) В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, О. В. Стехно. Порівняльний аналіз динаміки зміни вильоту вантажу баштового крана з одинарним та подвійним математичним маятниками. Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобілетракторобудування Вип. 2. 2024. С. 42-50. DOI: 10.20998/2078-6840.2024.2.05.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ МЕХАНІКИ ТА АВТОМАТИКИ АПВ НААН
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**



***ЗБІРНИК
ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ***

***XII Міжнародної науково-технічної конференції з нагоди
118-ї річниці від дня народження
доктора технічних наук, професора,
віцепрезидента УАСГН
КРАМАРОВА
Володимира Савовича
(1906-1987)***

«КРАМАРОВСЬКІ ЧИТАННЯ»

***20-21 лютого 2025 року
м. Київ***

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
NATIONAL UNIVERSITY OF LIFE AND ENVIRONMENTAL
SCIENCES OF UKRAINE
INSTITUTE OF MECHANICS AND AUTOMATICS OF
AGROINDUSTRIAL PRODUCTION OF THE NATIONAL
ACADEMY OF AGRARIAN SCIENCES OF UKRAINE
STATE BIOTECHNOLOGICAL UNIVERSITY



PROCEEDINGS

*XII International Scientific and Technical Conference dedicated
to the 118th anniversary of the birth of
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Vice President of the UAAS
KRAMAROV
Volodymyr Savovych
(1906-1987)*

«KRAMAROV'S READINGS»

*February 20-21, 2025
Kyiv*

УДК 631.17+62-52-631.3

Збірник тез доповідей XII Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 118-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 20-21 лют. 2025 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2025. 662 с.

Proceeding of the XII International Scientific and Technical Conference dedicated to the 118th anniversary of the birth of Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice President of the UAAS Kramarov Volodymyr Savovych (1906–1987), February 20–21, 2025, Kyiv / MES of Ukraine, National University of Life And Environmental Sciences of Ukraine. Kyiv: Publishing center of NULES of Ukraine, 2025. 662 p.

В збірнику представлені тези доповідей науково-педагогічних працівників, наукових співробітників, аспірантів та студентів НУБіП України, провідних вітчизняних і закордонних вищих навчальних закладів та наукових установ, в яких розглядаються завершені етапи розробок.

The Proceedings presents abstracts of reports of scientific and pedagogical workers, research staff, graduate students and students of the NULES of Ukraine, leading domestic and foreign higher educational institutions and scientific institutions, in which completed stages of development are considered.

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ:

- Ткачук В. А.** – ректор НУБіП України, голова організаційного комітету;
Тонха О. Л. – проректор з наукової роботи та інноваційної діяльності НУБіП України, заступник голови організаційного комітету;
Ружило З. В. – декан факультету конструювання та дизайну НУБіП України, заступник голови організаційного комітету;
Мельник В. І. – доцент кафедри надійності техніки НУБіП України, секретар організаційного комітету;

Члени організаційного комітету:

- Автухов А. К.** – завідувач кафедри сервісної інженерії та технології матеріалів в машинобудуванні імені О. І. Сідашенка ДБУ;
Адамчук В. В. – директор «ІМА АПВ НААН», академік НААН;
Альмейда А. – професор Політехнічного університету Браганси (Португальська Республіка);
Аулін В. В. – професор кафедри експлуатації та ремонту машин ЦНТУ;
Арак М. – директор Тартуського технічного коледжу м. Тарту (Естонська Республіка);
Банний О. О. – заступник декана факультету конструювання та дизайну НУБіП України;
Бєлоєв Х. – радник ректора Університету «Ангел Кънчев» в м. Русе, академік Болгарської АН (Республіка Болгарія);
Борак К. В. – заступник директора ЖАТФК;
Братішко В. В. – декан МТФ НУБіП України;
Будяй О. В. – директор ТОВ «Манн+Хуммель Фільтрейшн Текнолоджі Україна»;
Булгаков В. М. – завідувач кафедри механіки НУБіП України, академік НААН;
Василенко М. О. – завідувач відділу «ІМА АПВ НААН»;
Васильковський О. М. – завідувач кафедри сільсько-господарського машинобудування ЦНТУ;
Войтюк Д. Г. – професор кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки ім. акад. П.М. Василенка НУБіП України, член-кореспондент НААН;
Герук С. М. – завідувач кафедри агроінженерії ЖАТФК;
Джеонг Ілля – Голова представництва в Україні «HYUNDAI XITESOLUTION» (Республіка Корея);
Домейка Р. – декан відділення Агроінженірингу, Університету Вітаутаса Великого (Литовська Республіка);
Захарчук О. В. – завідувач відділу ННЦ «ІАЕ», член-кореспондент НААН;
Іванишин В. В. – ректор ЗВО «Подільський ДУ», академік НААН;
Ковалишин С. Й. – декан факультету механіки, енергетики та інформаційних технологій ЛНУП;
Коренко М. – професор Інституту проєктування та інженерних технологій Словацького аграрного університету в м. Нітра (Словацька Республіка);

- Кувачов В. П.** – декан МТФ ТДАТУ імені Дмитра Моторного;
- Кульгавий В. Ф.** – генеральний директор ВГО «Українська асоціація аграрних інженерів»;
- Кюрчев С. В.** – ректор ТДАТУ імені Дмитра Моторного;
- Литовченко О. В.** – директор ВСП «Ніжинський ФК НУБіП України»;
- Ловейкін В. С.** – завідувач кафедри конструювання машин і обладнання НУБіП України;
- Лопатько К. Г.** – завідувач кафедри технології конструкційних матеріалів і матеріалознавства НУБіП України;
- Лукач В. С.** – директор ВП «Ніжинський агротехнічний інститут» НУБіП України;
- Мельник В. І.** – провідний науковий співробітник відділу науково-технічної інформації НДЧ НУБіП України;
- Мельник В. І.** – професор кафедри оптимізації технологічних систем в рослинництві ДБУ;
- Надикто В. Т.** – професор ТДАТУ імені Дмитра Моторного, член-кореспондент НААН;
- Науменко О. А.** – професор кафедри сервісної інженерії та технології матеріалів в машинобудуванні імені О. І. Сідашенка ДБУ;
- Новак Я.** – професор Університету природничих наук у Любліні (Республіка Польща);
- Новицький А. В.** – завідувач кафедри надійності техніки НУБіП України;
- Ольт Ю.** – професор Інженерного інституту Естонського університету наук про життя (Естонська Республіка);
- Паскуці С.** – професор Департаменту агроекологічних і територіальних наук (DISAAT) університету Альдо Моро в м. Барі (Італійська Республіка);
- Пилипака С. Ф.** – завідувач кафедри нарисної геометрії, комп'ютерної графіки та дизайну НУБіП України;
- Полянський П. М.** – завідувач кафедри загальнотехнічних дисциплін МНАУ;
- Пона Лукреція** – науковий дослідник Національного інституту досліджень і розробок машин і установок для сільського господарства та харчової промисловості (Румунія);
- Продеус О. В.** – керівник відділу збуту Манн+Хуммель GmbH;
- Роговський І. Л.** – завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту імені М. П. Момотенка НУБіП України;
- Ромасевич Ю. О.** – заступник декана факультету конструювання та дизайну НУБіП України;
- Ревенко Ю. І.** – доцент кафедри надійності техніки НУБіП України;
- Русінс А.** – директор Улброкського наукового центру Латвійського університету природничих наук і технологій (Латвійська Республіка);
- Саченко В. І.** – Голова Ради Асоціації «Укрмашибуд»;
- Савченко В. М.** – доцент кафедри агроінженерії та технічного сервісу ПНУ;
- Сайчук О. В.** – директор ХДФПК імені В. І. Вернадського;
- Сиволапов О. В.** – директор ТОВ «Індустрія техногруп»;

Тін Ю Чен - голова китайського офісу філії університету в Лінї (Китайська Народна Республіка);

Фіндура П. – проректор Словацького аграрного університету в м. Нітра (Словацька Республіка).

Шарибура А. О. – завідувач кафедри агроінженерії та технічного сервісу ім. О. Семковича ЛНУП;

Яковенко І. А. – завідувач кафедри будівництва НУБіП України.