

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ

МЕЛЬНИЧУК СЕРГІЙ ЛЕОНІДОВИЧ

УДК 621.867

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНИХ СИСТЕМ З ЛЕБІДКАМИ НА
ГВИНТОВИХ ОПОРАХ**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Тернопіль – 2018

Дисертація на правах рукопису.

Роботу виконано в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Гевко Богдан Матвійович,
Тернопільський національний технічний
університет імені Івана Пулюя,
професор кафедри автомобілів,
заслужений винахідник України

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,
Малащенко Володимир Олександрович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
в.о. завідувача кафедри технічної механіки та динаміки
машин

кандидат технічних наук, доцент,
Клендій Микола Богданович,
Відокремлений підрозділ Національного університету
біоресурсів і природокористування України
«Бережанський агротехнічний інститут»,
доцент кафедри загальноінженерної підготовки

Захист відбудеться 2 березня 2018 року о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 58.052.03 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, ауд. 58.

З дисертацією можна ознайомитись в науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, корпус № 2.

Автореферат розіслано «2» лютого 2018 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

А.Є. Дячун

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В усьому великому комплексі піднімальної техніки для механізації будь-якого виробництва піднімально-транспортні машини і лебідки посідають одне з перших місць. Вони виконують функції піднімання й транспортування вантажів на підприємствах в усіх галузях промисловості – натягування ліній електро- і радіопередач, канатів при вирощуванні хмелю й винограду, прокладання різних типів проводів, трубопроводів у підводних траншеях, а також для виконання інших операцій.

Надзвичайно важливим завданням є прокладання трас для транспортування вантажів по пересіченій місцевості з різними перешкодами, зокрема тимчасових, особливо в умовах обмеженого часу для створення комунікацій. У цьому випадку багатофункціональні канатні системи (дороги) із використанням універсальних опор швидкого монтування практично не мають конкуренції.

Тому створення нових конструкцій канатних систем (КС) з гвинтовими опорами, які забезпечують розширення технологічних можливостей, зменшення енерго- і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації, а також розроблення методики проектування їх робочих і опорних елементів, є **актуальним завданням**, яке має важливе народногосподарське значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження, що складають основу дисертаційної роботи, відповідають науковому напрямку досліджень Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та виконані в рамках держбюджетних робіт «Синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів з розширеними технологічними можливостями на основі САПР «Гвинтові конвеєри»» (№ держ. реєстр. 0115U002450) та «Моделювання, синтез і розроблення енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів (№ держ. реєстр. 0117U002240).

Мета і завдання досліджень. *Мета роботи* – розширення технологічних можливостей і підвищення технологічних та конструктивних показників універсальних канатних систем для транспортування вантажів із опорами швидкого монтування.

Для досягнення мети поставлено і вирішено наступні завдання:

- проаналізувати відомі конструкції транспортних систем і на цій основі удосконалити їх конструкції та опорні елементи;
- вивести аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних параметрів КС із розширеними технологічними характеристиками механізмів для переміщення вантажів;
- провести розрахунок конструктивних параметрів профільних гвинтових опор машин для виконання піднімально-транспортних операцій і розробити рекомендації для їх проектування;
- розробити математичну модель динамічної системи натягування каната з виведенням аналітичних залежностей для визначення силових і конструктивних параметрів;

- розробити динамічну модель роботи піднімально-транспортних механізмів, вивести аналітичні залежності для визначення параметрів режимів технологічних операцій;

- спроектувати й виготовити функціонально здатні КС із гвинтовими опорами та провести комплекс експериментальних досліджень і вивести регресійні залежності для визначення їх конструктивних і технологічних параметрів;

- розробити інженерну методику проектування КС різного функціонального призначення.

Об'єкт дослідження – процес переміщення вантажу транспортуючими канатними системами із опорами швидкого монтування.

Предмет дослідження – встановлення впливу параметрів канатних систем багатофункціонального призначення з гвинтовими опорами на їх конструктивно-технологічні характеристики.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено з використанням методів механіко-математичного моделювання, інформатики, теорії пружності та пластичного деформування, теоретичної механіки, вибору раціональних технічних рішень. Апробацію розроблених алгоритмів, програм і методик здійснено методом комп'ютерного моделювання. Результати експериментальних досліджень отримано за допомогою спеціально розробленого оснащення з використанням сучасних засобів та методів вимірювань. Статистичне опрацювання експериментальних даних проведено з використанням прикладних програм для ПЕОМ.

Наукова новизна отриманих результатів. На основі системного підходу до проектування КС з профільними гвинтовими опорами різного функціонального призначення, вперше отримано нові наукові результати:

- виведено аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів КС із профільними гвинтовими опорами при переміщенні вантажів похилими ділянками із визначенням величини прогину каната залежно від параметрів траси при сталій довжині та сталому натягу від сил, які на нього діють;

- отримано подальший розвиток розроблення динамічної моделі КС під час переміщення вантажу, виведено диференційні рівняння відносних коливань та побудовано графічні залежності для визначення динамічних моментів під час їх роботи;

- досліджено динаміку розвантаження КС та виведено диференційні рівняння моменту переміщення вантажу з визначенням швидкісних характеристик і встановлено закономірності впливу конструктивних, кінематичних, технологічних параметрів розроблених профільних гвинтових опор підвищеної навантажувальної здатності на ефективність технологічного процесу.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено нові конструкції КС з розширеними технологічними можливостями для переміщення вантажів, встановлено їх раціональні конструктивно-технологічні параметри. Розроблено стендове обладнання, а також методики проведення досліджень для визначення енергосилових параметрів процесу переміщення вантажів залежно від режимів роботи. Основні теоретичні й експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи виконано автором самостійно. Здобувач розробив теоретичні й

практичні технологічні передумови роботи КС, провів комплекс експериментальних досліджень. Технічна новизна розробок захищена 5-ма деклараційними патентами України на корисні моделі.

Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації впроваджено у ТДВ «Булат» (сmt Микулинці), ПАТ «Рівнесільмаш».

Особистий внесок здобувача. Основні результати роботи автор отримав самостійно. У працях, опублікованих у співавторстві [1-5], автор обґрунтував основні параметри піднімально-транспортних машин, гвинтову опору і стенд для дослідження їх характеристик. У працях [6-8, 11-13] здобувач вивів аналітичні залежності для розрахунку конструктивних і силових параметрів гвинтових опор із різним поперечним перерізом, а також оцінки напружено-деформованого стану взаємодії опори з ґрунтом. У працях [1, 9, 10] внесок здобувача полягає в постановці та опрацюванні результатів експериментальних досліджень. Здобувач також запропонував елементи конструкцій машин та механізму привода [9]. За матеріалами досліджень у співавторстві отримано 5 деклараційних патентів на винаходи та корисні моделі [14-18].

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення виконаних досліджень доповідалися та обговорювалися на наукових конференціях та науково-технічних семінарах: IV Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів (м. Тернопіль, 2015 р.); XVI Міжнародній молодіжній науково-технічній конференції «Машинобудування очима молодих: перспективні ідеї – наука – виробництво» (м. Суми, 2016 р.); III Всеукраїнській науково-практичній інтернет конференції «Інноваційні розробки студентів та молодих науковців в галузі технічного сервісу машин» (м. Харків, 2017р.); на наукових конференціях Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (м. Тернопіль, 2016 – 2017 р.р.)

Публікації. Результати досліджень опубліковано в 24 наукових працях, у тому числі одна монографія, 12 статей – у фахових виданнях, одна з яких опублікована в журналі, що входить до міжнародної наукометричної бази Scopus, 6 – у тезах наукових конференцій, 5 деклараційних патентів України на корисні моделі.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, загальних висновків і додатків. Роботу викладено на 166 сторінках, вона містить 68 рисунків, 14 таблиць, а також додатки. Список літератури включає 127 позицій. Загальний обсяг дисертації становить 204 сторінки.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** дано загальну характеристику роботи, обґрунтовано актуальність теми, визначено мету й задачі дослідження, викладено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, наведено дані про їх апробацію, структуру та обсяг роботи.

У **першому розділі** проаналізовано відомі теоретичні й експериментальні дослідження пов'язані з проектуванням КС із гвинтовими опорами, з різними функціональними можливостями, проаналізовано їх технічні характеристики й особливості застосування.

У роботах М. Г. Адамовського, М. Б. Беркмана, Н. М. Белая, Г. Н. Бовського, О. О. Горошка, О. В. Денищенка, А. І. Дукельського, А. А. Короткого, М. П. Мартинціва, Д. І. Патарая, С. В. Ракші, Г. М. Савіна, Б. В. Сологуба, Л. О. Тисовського, В.Ф. Дідуха, О. С. Куроп'ятника, Г. А. Коранакіс, К. Hoffmann, М. Кнава, Р. Petrova та інших проаналізовано сучасний стан питання навантаженості елементів, визначено основні напрями досліджень та проектування підвісних канатних доріг.

Проаналізовано результати теоретичних і експериментальних досліджень піднімально-транспортних механізмів та процеси їх роботи. У формуванні наукових основ теорії проектування, а також розроблення прогресивних конструкцій з обґрунтуванням їх конструктивних і технологічних параметрів, вагомий вклад внесли такі вчені: Александров М.П., Вайсон А.А., Іванченко Ф.К., Співаковський А.О., Малащенко В.О., Ловейкін В.С., Красніков В.В, Зенков Р.Л., Ковальський Б.С., Бадішевський І.І., Гевко Б.М., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Колесник О.А. та багато інших.

У результаті аналізу наукової та патентної літератури проведено теоретичне узагальнення та поставлено й розв'язано нову науково-прикладну задачу, яка полягає у підвищенні конструктивно-технологічних показників КС із профільними гвинтовими опорами з обґрунтуванням їх раціональних конструктивних, силових і технологічних параметрів.

У другому розділі обґрунтовано параметри КС із профільними гвинтовими опорами для переміщення вантажів, виведено аналітичні залежності для визначення прогину каната й максимального кута канатної дороги та побудовано графічні залежності зміни тягового зусилля від кута й погонної маси канатної дороги.

Запропоновано конструкцію канатного механізму для переміщення вантажів (рис.1), яка має класичне компонування, у вигляді двох опор – передньої і задньої, що з'єднані між собою на певній висоті канатом.

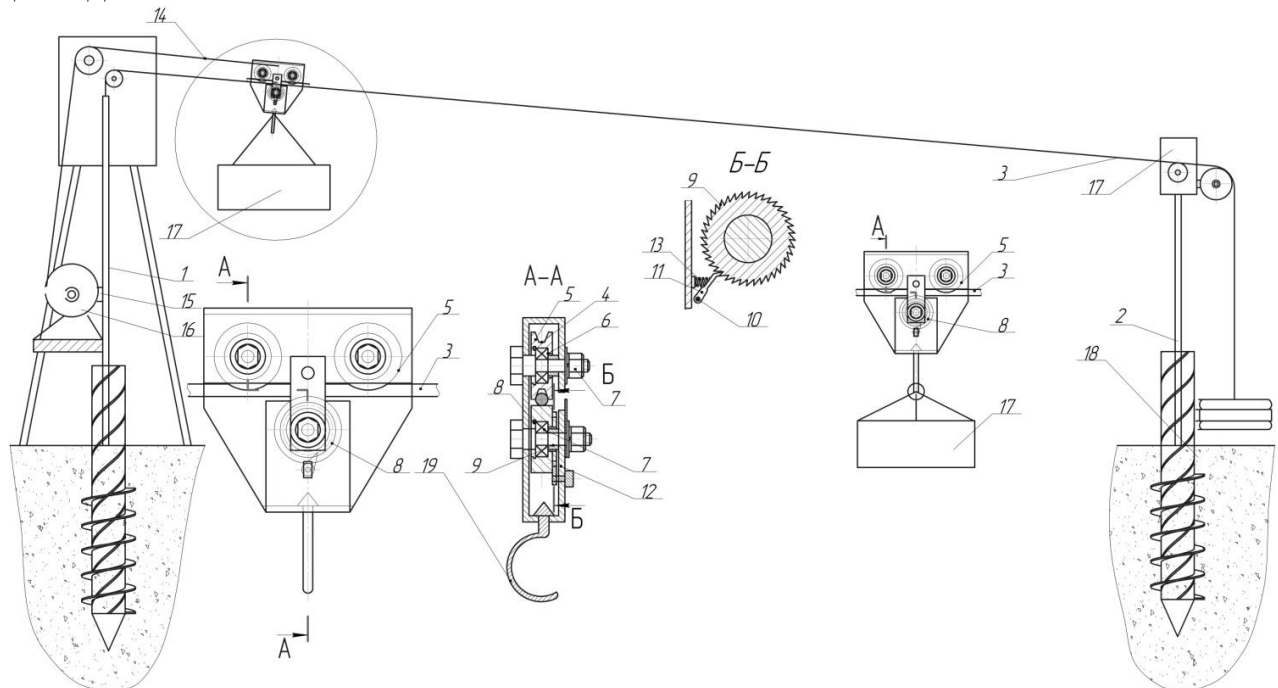


Рис.1. Конструктивна схема механізму для переміщення вантажів: 1 – гвинтова опора; 2 – канатна дорога; 3 – транспортна каретка; 4 – храповий механізм; 5 – електропривід

Причому перша із опор має більшу висоту, а друга – меншу. Відповідно буде спостерігатися провисання каната під власною вагою, а додаткове провисання забезпечує вага вантажу (рис.2).

Відстань між точками кріплення т.А і т.В каната на опорах становить $l_{AB} = c = \sqrt{L^2 + \Delta H^2}$, де L – відстань між опорами; ΔH – різниця висот кріплень у т. А та т. В, а довжина каната перевищує цю відстань на величину Δ , $\Delta = l_k - c = \varepsilon c$, де

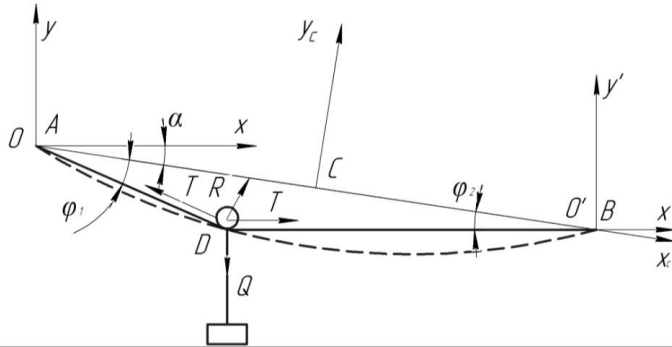


Рис. 2 Розрахункова схема дії сил на елементи канатної траси

ε – відносне перевищення довжин каната мінімально можливого значення; l_k – довжина каната.

Відповідно $l_k = (1 + \varepsilon)c$. За умови нерозтяжності каната довжиною l_k прийнято припущення, що ділянки каната $\cup AD$ та $\cup DB$ представлені прямолінійними відрізками AD та DB і $l_{AD} + l_{DB} = l_k = \text{const.}$

Відповідно траєкторія переміщення вантажу вагою Q_g (точки підвісу D вантажу) буде визначатися постійністю суми відстаней від точки підвісу D до фокусів A та B , що за визначенням є еліпсом, рівняння якого в системі координат $x_c O_c y_c$, центр якої розміщений посередині відрізка AB , а вісь $O_c x_c$ напрямлена у т. B має вигляд $(x_c/a)^2 + (y_c/b)^2 = 1$, де a та b – велика та мала півосі еліпса, $a = c(1 + \varepsilon)/2$; $b = c\sqrt{2\varepsilon + \varepsilon^2}/2$.

У базовій системі координат xOy , центр якої розміщений у точці підвісу канату A , рівняння еліпса отримано шляхом повороту системи координат $x_c O_c y_c$ відносно кута нахилу траси $\alpha = \arctg(\Delta H / L)$ та паралельним переносом з т. A (початку базової системи O) у т. O_c . Рівняння траєкторії переміщення вантажу отримано шляхом матричного перетворення однорідних систем координат

$$\begin{pmatrix} x_c \\ y_c \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & -c/2 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Відповідно отримане рівняння еліпса в системі координат xOy буде

$$\frac{[(x - L/2)\cos \alpha + (y + L \operatorname{tg} \alpha / 2)\sin \alpha]^2}{a^2} + \frac{[(y + L \operatorname{tg} \alpha / 2)\cos \alpha - (x - L/2)\sin \alpha]^2}{b^2} = 1. \quad (2)$$

Рівняння траєкторії переміщення вантажу має вигляд

$$y_r = \frac{(2x - L)^2 [\varepsilon(2 + \varepsilon)\cos^2 \alpha + (1 + \varepsilon)^2 \sin^2 \alpha] - c^2(1 + \varepsilon)^2 \cdot \varepsilon \cdot (2 + \varepsilon)}{-(2x - L)\sin 2\alpha} - \frac{L}{2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (3)$$

Проаналізовано вплив ваги каната Q_k на зміну його просторового розміщення й траєкторії переміщення вантажу. Показано, що при незначній масі каната порівняно з масою транспортованого вантажу ($Q_k \ll Q_g$) ділянки каната AD та DB є

практично прямолінійними. Залежність (3) з достатньою точністю описує траєкторію переміщення вантажу (рис.3), за якою визначались сили натягу каната й сили опору, а також умови переміщення вантажу без прикладання тягового зусилля.

З метою недопущення перевантаження каната передбачено механізм стабілізації натягу.

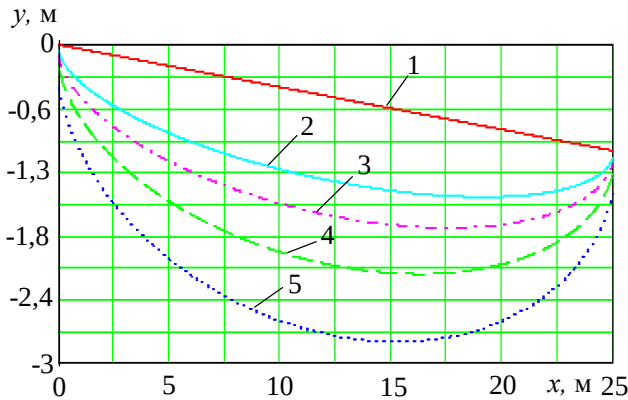


Рис. 3. Графік траєкторії переміщення вантажу масою: 1 – $m=10$ кг; 2 – $m=20$ кг; 3 – $m=30$ кг; 4 – $m=40$ кг; 5 – $m=50$ кг

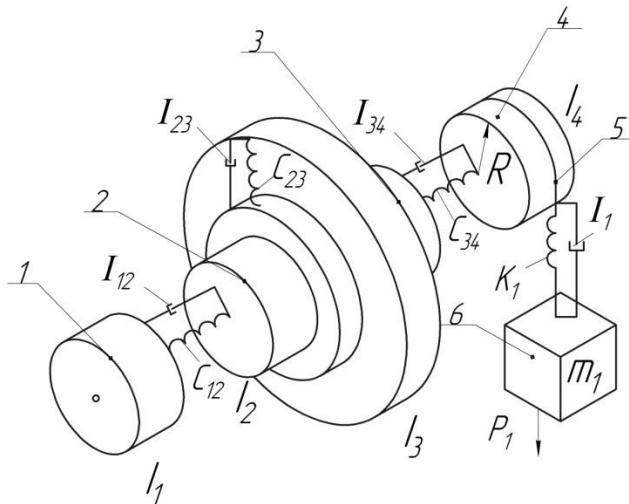


Рис. 4. Розрахункова схема динамічної моделі процесу переміщення вантажу лебідкою: 1 – ротор двигуна приводу; 2 – ведуча півмуфта; 3 – ведена півмуфта; 4 – барабан для намотування каната; 5 – канат; 6 – вантаж

елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт; β_{34} – коефіцієнти демпфування коливань вала між веденою півмуфтою та барабаном, β_1 – коефіцієнт демпфування коливань каната. До привода I_1 прикладено крутний момент $M_1(t)$ від двигуна або від важеля ручного обертання. Крутний момент через муфту, барабан і канат передається до вантажу m_1 .

Вибрано за узагальнені координати кути повороту інерційних мас $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ та переміщення маси m_1 , яке дорівнює x_5 . При цьому кінетична енергія системи має вигляд

Встановлено, що на значення величини тягового зусилля істотний вплив, як і очікувалося, мають довжина траси x і кут її нахилу α . Інші параметри незначно змінюють величину тягового зусилля, оскільки прямо залежать від вказаних вище величин. Встановлено, що зміна тягового зусилля знаходиться в межах 0,4...0,7% ваги вантажу, що не може істотно впливати на вибір елементів механізму.

На рис. 4. наведено розрахункову схему динамічної моделі процесу переміщення вантажу на якій позначено: I_1 – приведений момент інерції ротора двигуна; I_2 – момент інерції ведучої півмуфти; I_3 – момент інерції веденої півмуфти; I_4 – приведений момент інерції барабана. C_{12} – приведена жорсткість вала між двигуном і ведучою півмуфтою, C_{23} – приведена жорсткість елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт, C_{34} – приведена жорсткість вала між веденою півмуфтою та барабаном, k_1 – коефіцієнт жорсткості каната, β_{12} – коефіцієнт демпфування коливань вала між двигуном і ведучою півмуфтою, β_{23} – коефіцієнт демпфування коливань

$$T_k = \frac{I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{I_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2}{2} + \frac{I_4 \cdot \dot{\varphi}_4^2}{2} + \frac{m_1 \cdot \dot{x}_5^2}{2} \quad (4)$$

Потенціальна енергія системи

$$П = \frac{C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4)^2}{2} + \frac{k_1(x_5 - R\varphi_4)^2}{2}, \quad (5)$$

де R – радіус барабана, м.

На основі рівнянь Лагранжа другого роду складено систему диференціальних рівнянь вимушених коливань елементів системи згідно з розрахунковою схемою, що представлена на рис. 4.

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_1(t); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) = 0; \\ I_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 - C_{34} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) - k_1 \cdot R(x_5 - R \cdot \varphi_4) = 0; \\ m_1(t) \cdot x_5 + k_1(x_5 - R \cdot \varphi_4) = P_1, \end{cases} \quad (6)$$

де P_1 - зовнішнє навантаження на систему, Н.

До моменту пуску двигуна, від якого вели відлік часу, не відбувається відносної деформації пружних елементів системи. Відповідно початкові відносні координати й швидкості дорівнювали нулю. Подальша деформація відбувається за рахунок дії зовнішніх сил. Отже, для початкової умови розв'язку системи рівнянь (6) при $t = 0$

$$\begin{aligned} \varphi_1(0) = 0; \varphi_2(0) = 0; \varphi_3(0) = 0; \varphi_4(0) = 0, x_5(0) = 0; \\ \dot{\varphi}_1(0) = 0; \dot{\varphi}_2(0) = 0; \dot{\varphi}_3(0) = 0; \dot{\varphi}_4(0) = 0, \dot{x}_5(0) = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (6) з початковими умовами (7) проведено на комп'ютері з застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта. За результатами досліджень представлено графічні залежності зміни лінійної деформації каната в часі (рис. 5), кутової деформації вала між двигуном та муфтою в часі (рис. 6) та кутової деформації елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт у часі (рис. 7) під час піднімання вантажу. Для перевірки адекватності запропонованої системи диференціальних рівнянь усі її складові визначали експериментально.

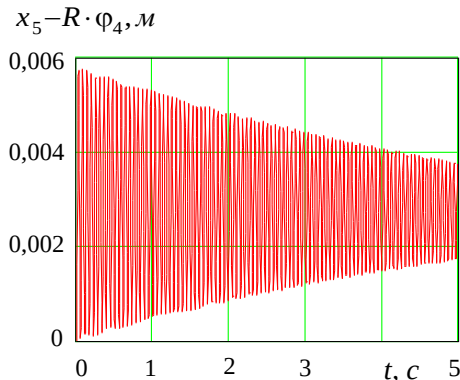


Рис. 5. Графік зміни лінійної деформації каната в часі

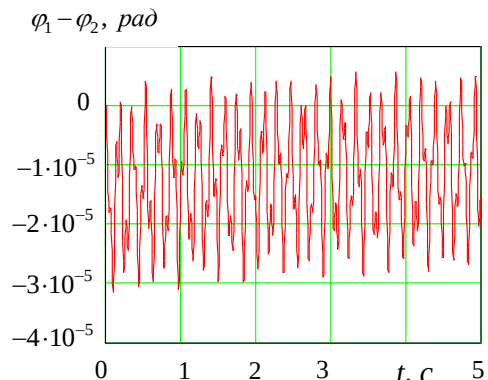


Рис. 6. Графік зміни кутової деформації вала між двигуном та ведучою півмуфтою в часі

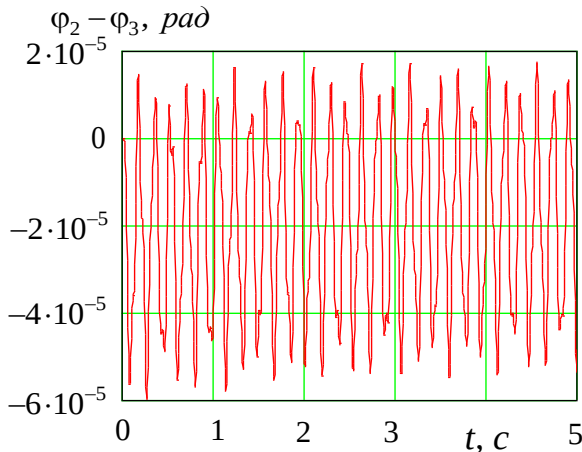


Рис. 7. Графік зміни кутової деформації елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт в часі з'єднання ведучої та веденої півмуфт досягає $6 \cdot 10^{-5}$ рад., що знаходиться у допустимих межах. Також не спостерігається значних перепадів амплітуд коливань цих елементів в наслідок застосування плавного пуску двигуна, а також їх низьких коефіцієнтів демпфування.

Розрахункову схему розвантаження в кінці переміщення вантажу з ковша наведено на рис. 8. Ця модель представлена у вигляді зосереджених мас, що з'єднані пружними зв'язками. Пружні зв'язки допустимо невагомі, що характеризуються постійним коефіцієнтом жорсткості.

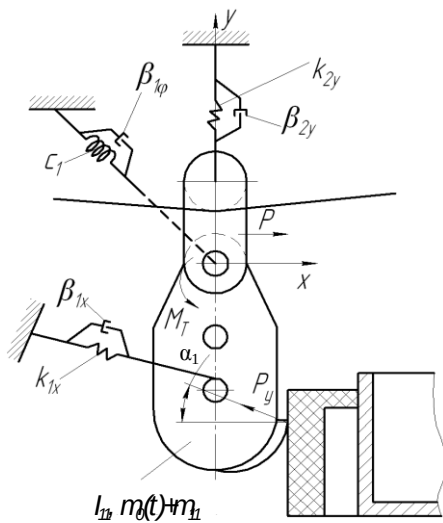


Рис. 8. Розрахункова схема розвантаження ковша канатної установки

в напрямку осі y . До канатного конвеєра прикладена сила подачі ковша P та сила удару P_y , що виникає під час розвантаження вантажу. Крім цього, до ковша прикладений момент тертя M_T , який протидіє його обертанню. Під час вивантаження вантажу зменшується його маса в ковші, що визначається за залежністю

$$m_0(t) = m_p - \frac{t}{t_v} \cdot V_k \cdot \rho, \quad (8)$$

де m_p – маса завантаженого вантажу; t – час; t_v – час вивантаження вантажу із ковша; V_k – об'єм завантаженого вантажу; ρ – густина вантажу.

Із представлених графічних залежностей бачимо, що лінійна деформація каната в часі зменшується і процес транспортування вантажів стабілізується із зменшенням амплітуди коливань та поступовим наближенням динамічних деформацій каната до його статичних деформацій. Зокрема, протягом 5 с. амплітуда коливання каната в поздовжньому напрямку зменшується з 0,003 м. до 0,001 м, що суттєво знижує динамічні навантаження на канат. Кутова деформація елементів

Місцевими напруженнями й деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів нехтували. До зосереджених мас віднесено $m_0(t)$ – маса вантажу; m_{11} – маса ковша; I_{11} – момент інерції ковша із вантажем. На рис. 8 наведено коефіцієнти жорсткості: k_{1x} – приведений коефіцієнт жорсткості вивантажувального каната, k_{2y} – приведений коефіцієнт жорсткості несучого каната, C_1 – приведена жорсткість на кручення ковша. Крім цього, позначено коефіцієнти демпфування: $\beta_{1\varphi}$ – коефіцієнт демпфування крутильних коливань ковша; β_{1x} – коефіцієнт демпфування лінійних коливань вивантажувального каната в напрямку осі x ; β_{2y} – коефіцієнт демпфування лінійних коливань несучого каната

Аналогічно змінюється і момент інерції ковша із вантажем I_{11} . Для коректного введення зміни величини маси вантажу в динамічній моделі використано допоміжну алгебологічну функцію

$$m'_0(t) = \frac{m_0(t) + M_C - |m_0(t) - M_C| + |m_0(t) + M_C - |m_0(t) - M_C||}{4}, \quad (9)$$

де M_C – допоміжний параметр, що визначає переміщення маси.

Кінетична та потенціальна енергія системи буде мати вигляд

$$T = \frac{1}{2} I_{11} \dot{\phi}^2 + \frac{m_{11} + m_0(t)}{2} (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2), \quad (10)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} C_1 \phi^2 + \frac{1}{2} k_{1x} (x_1 - R_1 \phi)^2 + \frac{1}{2} k_{2y} y_1^2, \quad (11)$$

де R_1 – відстань від центра маси ковша до осі його обертання.

Враховуючи розсіювання енергії на основі рівняння Лагранжа другого роду одержано

$$\begin{aligned} I_{11} \ddot{\phi} + [\beta_{1\phi} + R_1^2 \beta_{1x}] \dot{\phi} - \beta_{1x} R_1 \dot{x}_1 + [C_1 + R_1^2 k_{1x}] \phi - k_{1x} R_1 x_1 &= P_y R_2 \cos \alpha_1 - M_T, \\ (m_{11} + m_0(t)) \ddot{x}_1 + \beta_{1x} \dot{x}_1 - \beta_{1x} R_1 \dot{\phi} + k_{1x} (x_1 - R_1 \phi) &= P_y \cos \alpha_1 - P, \\ (m_{11} + m_0(t)) \ddot{y}_1 + \beta_{2y} \dot{y}_1 + k_{2y} y_1 &= P_y \sin \alpha_1 - (m_{11} + m_0(t)) g, \end{aligned} \quad (12)$$

де g – прискорення вільного падіння; R_2 – відстань від точки взаємодії ковша із опорою до осі обертання ковша; α_1 – кут взаємодії ковша та опори.

При переміщенні вантажу до моменту зіткнення ковша із опорою, від якого і ведемо відлік часу, не відбувається деформації пружних елементів системи. Тому початкові відносні координати й швидкості приймаємо такими, що дорівнюють нулю. Деформація відбувається за рахунок дії зовнішніх сил. Отже, для $t = 0$ маємо

$$\phi(0) = 0, \quad x_1(0) = 0, \quad y_1(0) = 0, \quad \dot{\phi}(0) = 0, \quad \dot{x}_1(0) = 0, \quad \dot{y}_1(0) = 0. \quad (13)$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (12) з початковими умовами (13) доцільно проводити на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта.

За результатами досліджень представлено графічні залежності зміни кута деформації ковша в часі (рис. 9а), лінійної горизонтальної деформації ковша в часі (рис. 9б) та лінійної вертикальної деформації ковша в часі (рис. 9в) під час розвантаження вантажу.

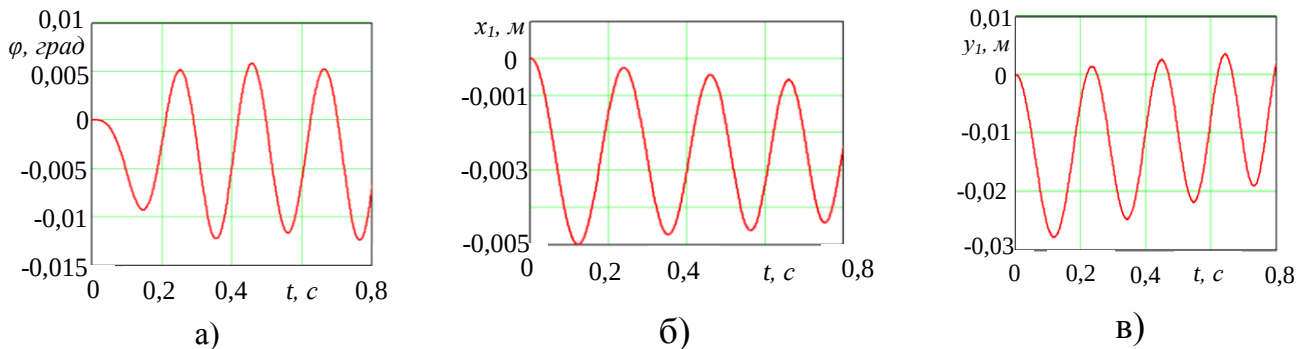


Рис. 9. Графік зміни кутowego а) лінійного горизонтального б) лінійного вертикального переміщення ковша в часі в)

Для перевірки адекватності запропонованої системи диференціальних рівнянь усі її складові визначали експериментально. Із представлених графічних залежностей бачимо, що зміна лінійної вертикальної деформації ковша в часі перевищує зміну лінійної горизонтальної деформації ковша в часі і досягає 0,028м за рахунок меншого приведенного коефіцієнта жорсткості несучого каната порівняно із приведеним коефіцієнтом жорсткості вивантажувального каната.

У третьому розділі наведено програму і методику експериментальних досліджень. На основі проведених теоретичних досліджень розроблено конструкцію експериментальної установки із механізмом переміщення вантажів та приладом для фіксації отриманих результатів (рис. 10), який складається з двох опор – передньої і задньої, які з'єднані між собою на певній висоті канатом.



Рис.10. Експериментальна установка механізму переміщення вантажів:

1– вантаж; 2 – механізм переміщення; 3 – канат; 4 – частотний перетворювач типу Altivar 71; 5 – персональний комп'ютер; 6 – електродвигун; 7 – гвинтова профільна опора; 8 – динамометр

З лівого кінця на тросі жорстко встановлено два транспортних пристрої для зменшення коливань при русі, кожен із транспортних пристроїв виконано у вигляді двох опорних роликів, які по зовнішньому діаметрі мають півкруглі канавки, що зверху є у взаємодії з канатом з можливістю осевого переміщення.

Також, експериментальна установка оснащена трифазним асинхронним двигуном, який керується і запускається через програму Power Suite для налаштування перетворювачів частоти серії «Altivar 71». Частота обертання електродвигуна регулювалась від 0 до 1460 об/хв. При потребі використовувались плавні і різкі пуски та реверсування.



а)



б)



в)

Рис. 11. Експериментальні зразки гвинтових опор різних типорозмірів:
а) стержневі опори піднімально-транспортних лебідок; б) гвинтові спіралі опор піднімально-транспортних лебідок; в) зразки гвинтових опор

Розроблено методику проведення експериментальних досліджень для визначення швидкості механізму переміщення вантажів та силу натягу каната, а також спроектовано серію гвинтових опор (рис.11) двох типів різних типорозмірів.

Перший характерний тим, що в якості осьової опори використовується суцільний стержень, а в другому – труба з гвинтовою спіраллю. Отримані експериментальні дані опрацьовували з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії.

У четвертому розділі наведено результати експериментальних досліджень з визначення залежності швидкості руху механізму переміщення вантажів V від маси вантажу, довжини проходження механізму, кута нахилу траси та час проходження механізму, а також тягове зусилля профільної гвинтової опори з різним конструктивним виконанням. При цьому досліджували навантажувальну здатність гвинтових опор. Випробування проводили на звичайних ґрунтах полів, що обробляються, а також на пасовиськах і піскових ґрунтах.

Для побудови вибраної математичної моделі з всього напрацьованого експериментального масиву даних складено таблиці результатів повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 (першого етапу). Вхідними змінними факторами ПФЕ 3^3 прийнято: масу вантажу $15 < m < 25$ кг, довжину проходження механізму $14 < L < 26$, м, кут нахилу траси $2,6^\circ < \alpha < 3,8^\circ$.

На основі проведених досліджень побудовано графічні залежності $V = f(m, L, \alpha)$ й отримано рівняння регресії для визначення основних параметрів механізму для переміщення вантажів при змінних факторах: маса вантажу m , довжина проходження механізму L , кут нахилу траси α (рис.12).

$$V = -4,21 + 3,24 \cdot \alpha + 0,59 \cdot 10^{-3} m^2 - 0,44 \alpha^2. \quad (14)$$

З рис. 12 бачимо, що швидкість механізму переміщення вантажу залежить від маси вантажу m , кута нахилу траси α , та довжини проходження механізму L . Отже, при збільшенні кута нахилу траси α і маси вантажу m швидкість механізму переміщення вантажу зростає і досягає 2,2 м/с. Із аналізу графічних залежностей встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення V , є величина α , а найменш впливовим – L .

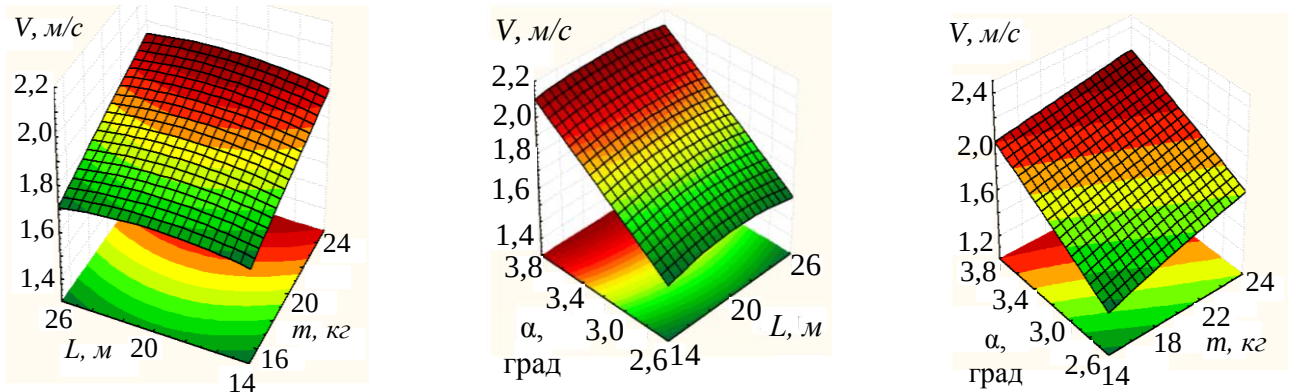


Рис.12. Поверхні відгуку залежностей швидкості переміщення вантажу: а) $V = f(m, L)$; б) $V = f(L, \alpha)$; в) $V = f(m, \alpha)$

Також проведено лабораторні дослідження, які складаються з окремих повнофакторних експериментів: у першій серії дослідів визначали залежність сили натягу каната P_2 від зовнішнього діаметра стержня гвинтової опори D , глибини загвинчування опори в ґрунт h , абсолютної вологості ґрунту W : $P_2 = f(D, h, W)$.

Загальний вигляд рівняння регресії зусилля натягу каната залежно від зміни діаметра стержня гвинтової опори, глибини загвинчування в ґрунт та абсолютної вологості ґрунту, тобто $P_{(x_1, x_2, x_3)} = f(D, h, W)$, за результатами проведених ПФЕ 3³ у натуральних величинах дорівнюють:

- для опор, загвинчених у дерн

$$P_{2(D,h,W)}^{\text{Дер}} = 296,05 - 21,83D - 0,28h - 39,85W + 1,41DW + 0,223Dh + 0,025hW + 0,17D^2 + 1,3W^2; \quad (15)$$

- для опор, загвинчених у чорнозем

$$P_{2(D,h,W)}^{\text{Чор}} = 266,18 - 20,53D + 0,18h - 31,89W + 1,14DW + 0,18Dh + 0,019hW + 0,18D^2 + 1,04W^2; \quad (16)$$

- для опор, загвинчених у піщаний ґрунт

$$P_{2(D,h,W)}^{\text{Піщ}} = 2895 + 21,175D - 0,97h - 55,395W + 0,81DW + 0,129Dh + 0,014hW - 0,5D^2 + 0,0011h^2 + 2,044W^2. \quad (17)$$

Отримані рівняння регресії (15 – 17) можуть бути використані для визначення зусилля натягу каната P_2 залежно від діаметра стержня гвинтової опори, глибини загвинчування гвинтової опори в ґрунт та абсолютної вологості ґрунту у таких межах зміни вхідних факторів: $80 \leq D \leq 120$ (мм); $400 \leq h \leq 800$ (мм); $15 \leq W \leq 45$ (%). На рис. 13 зображено графічні залежності зусилля натягу каната залежно від зміни діаметра стержня гвинтової опори, глибини загвинчування в ґрунт та абсолютної вологості ґрунту.

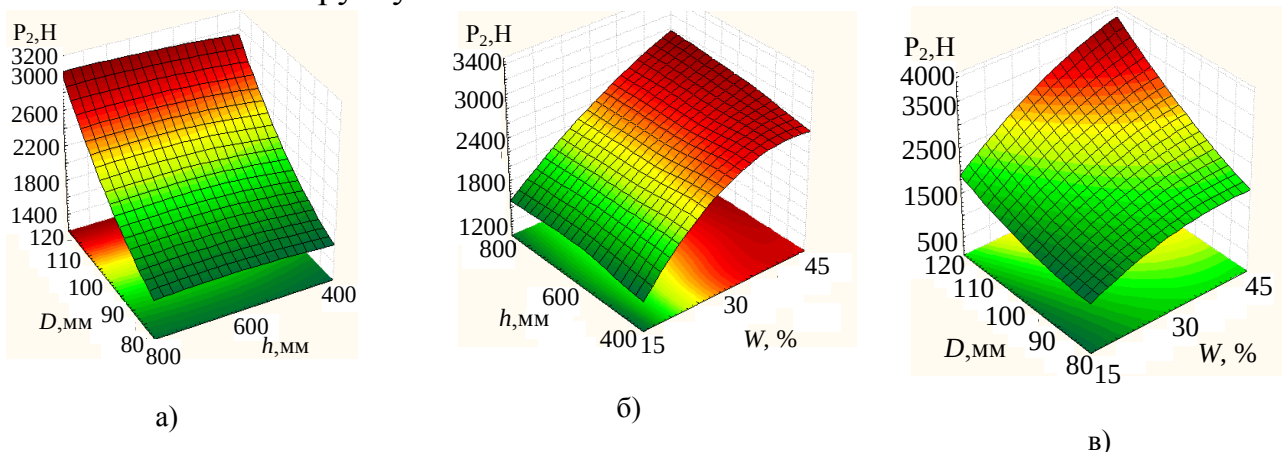


Рис.13. Поверхні відгуку залежностей зусилля натягу каната: а) $P_2 = f(D, h)$; б) $P_2 = f(h, W)$; в) $P_2 = f(D, W)$

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення зусилля натягу троса, є: фактори $x_1, x_2, (D, h)$; меншою мірою - фактор $x_3 (W)$ та комбінації усіх факторів. У загальному для збільшення навантажувальної здатності гвинтових опор піднімально-транспортних лебідок необхідно збільшувати діаметр стержня гвинтової опори, глибину загвинчування гвинтової опори в ґрунт за даних реологічних властивостей ґрунтів.

Результати експерименту апроксимовано експоненціальною функцією (рис. 14.)

$$V = C\alpha^{b_1}(1 - e^{-km}), \quad (18)$$

де m – маса вантажу; $k = 0,09$ – фіксована параметрична стала; $C = 0,33$; $b_1 = 1,6$ – параметричні коефіцієнти.

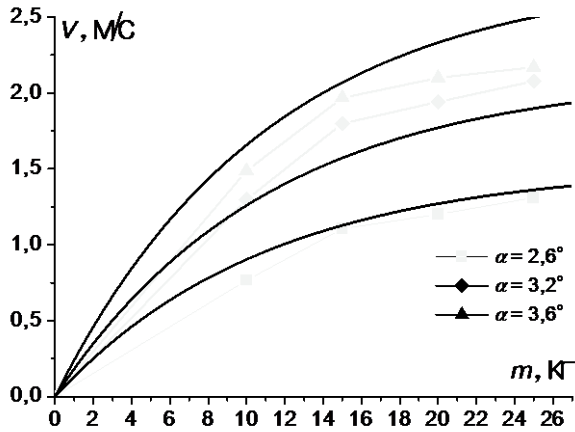


Рис. 14. Експериментальні дані та побудовані за формулою (18) криві зростання швидкості переміщення вантажу залежно від маси вантажу й кута нахилу траси

Для вибору раціональних конструктивних параметрів профільних опор проведено їх комп'ютерне моделювання для встановлення взаємозв'язку між силовими навантаженнями та відповідними деформаціями.

На рис. 15 наведено результати моделювання переміщення, напруження та деформації опори під дією згинального моменту.

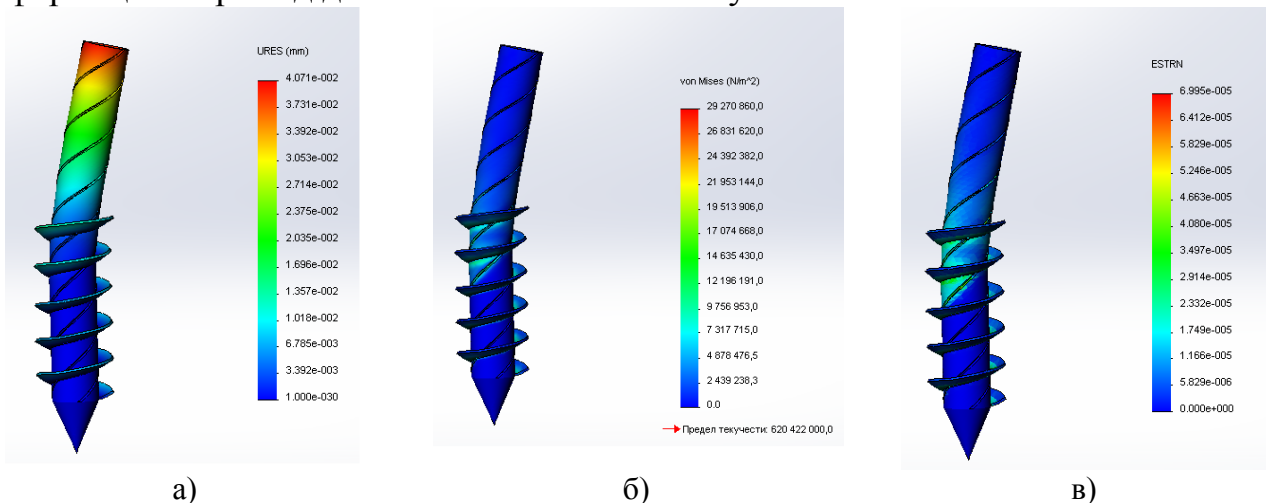


Рис.15. Результати моделювання переміщення (а), напруження (б) та деформації (в) профільної опори під дією прикладеного згинального моменту

Порівняння результатів комп'ютерного моделювання з отриманими експериментально дозволяє зробити висновок, що різниця між відповідними значеннями знаходиться в межах 8...16 %. Визначено перспективні напрямки подальших досліджень з метою підвищення експлуатаційних показників роботи підвісних піднімально-транспортних механізмів, а також вирішення проблемних

питань, виявлених у процесі проведених досліджень. Розрахунковий річний економічний ефект при впровадженні однієї гвинтової опори при застосуванні канатного механізму складає близько 896,2 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В дисертаційній роботі наведено теоретичне та практичне узагальнення й нове вирішення завдання дослідження параметрів і режимів роботи КС із профільними гвинтовими опорами підвищеної навантажувальної здатності. Це дозволяє забезпечити підвищення навантажувальної здатності КС й розширення її технологічних можливостей.

2. Теоретично обґрунтовано роботу канатних підвісних пристроїв при переміщенні вантажів нахиленими канатними дорогами. Виведено аналітичні залежності для визначення величини прогину канату і величини тягового зусилля, прикладеного до каретки, а також визначено кінематичні й силові параметри канатного механізму. Встановлено що раціональні значення величини тягового зусилля, яке впливає на вибір елементів механізму, а саме, на довжину траси l і кут її нахилу α знаходиться в межах 0,4...0,7% ваги вантажу.

3. Досліджено лінійні коливання канатної системи під час завантаження її вантажем, виведено диференціальні рівняння відносних коливань системи за допомогою рівняння Лагранжа другого роду, і проведено їх розв'язок із застосуванням програми чисельного методу Рунге-Кутта. Встановлено, що лінійна деформація каната в часі зменшується і процес переміщення вантажів стабілізується із зменшенням амплітуди коливань з поступовим наближенням динамічних деформацій канату до його статичних деформацій. Зокрема, протягом 5 с амплітуда коливання каната в поздовжньому напрямку зменшується із 0,003 м. до 0,001м, що суттєво знижує динамічні навантаження на канат. Кутова деформація елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт у часі в 3 рази вища, ніж кутова деформації вала між двигуном та ведучою півмуфтою й досягає $6 \cdot 10^{-5}$ рад., що знаходиться в допустимих межах.

4. Досліджено динаміку розвантаження вантажу із ковша канатної системи, виведено диференціальне рівняння на основі рівняння Лагранжа другого роду з його розв'язанням із використанням чисельного методу Рунге-Кутта. Встановлено, що зміна лінійної вертикальної деформації ковша перевищує зміну лінійної горизонтальної деформації ковша в часі й досягає 0,028 м за рахунок меншого приведенного коефіцієнта жорсткості несучого канату порівняно із приведеним коефіцієнтом жорсткості вивантажувального каната.

5. Вперше обґрунтовано параметри канатної системи з профільними гвинтовими опорами. При цьому виведено аналітичні залежності для визначення силових параметрів, осьового моменту інерції, зусилля згину профільної гвинтової опори. Встановлено раціональні параметри кута нахилу канатів, який доцільно вибирати в межах 2,6...3,8°, навантажувальна здатність КС з профільними гвинтовими опорами становить 5000..30000 Н, діаметри профільних опор доцільно вибирати в межах 80...120 мм, глибину загвинчування 400...800 мм, швидкість переміщення вантажу – в межах 2,2 м/с, при вологості ґрунту 15...45%.

6. Спроектовано й виготовлено канатний механізм для переміщення вантажів із гвинтовими профільними опорами і стенд для дослідження навантажувальних характеристик профільних гвинтових опор з використанням частотного перетворювача Altivar 71. Параметри канатного механізму: відстань між опорами 30м, висота передньої опори 3м, а задньої – 2,5 м. Зміна маси вантажу – до 100кг. Механізм оснащений електричним приводом, обмежувачем швидкості й храповим механізмом.

7. Наведено результати експериментальних досліджень окремих серій експериментів. У першій серії дослідів визначали кінематичні й силові характеристики переміщення вантажів канатним механізмом залежно від маси вантажу, довжини траси, часу переміщення і кута нахилу траси встановлено, що оптимальний кут нахилу траси становить $2,6 - 3,8^\circ$. У другій серії дослідів визначали силу натягу каната залежно від зовнішнього діаметра гвинтової опори, її глибини загвинчування та вологості ґрунту.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Науково-прикладні основи проектування піднімально-транспортних лебідок підвищеної навантажувальної здатності з гвинтовими опорами / Б.М. Гевко, О.А. Колесник, М.М. Марчук, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук. – Рівне, 2016. – 196 с. *(Автор запропонував лебідки підвищеної навантажувальної здатності з гвинтовими опорами).*

Публікації в наукових фахових виданнях

Публікації в наукових виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз

2. Investigation of the dynamics of unloading the sapropel from a bucket of a cable installation / B.M. Hevko, A.Y. Diachun, V.O. Dzyura, O.P. Skyba, S.L. Mel'nychuk / INMATEH «Agricultural Engineering ». – Bucharest, 2017. – Vol 52, no2. – P. 55-61. ISSN 2068-2239 (Scopus) *(Автор запропонував динаміку розвантаження сапропелів).*

Публікації в наукових виданнях України

3. Визначення параметрів піднімально-транспортної лебідки з використанням фрикційної запобіжної муфти / Б.М. Гевко, Р.В. Комар, С.Л. Мельничук, Т.С. Дубиняк // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2016. – Вип. 53. – С. 32–36. *(Автор запропонував лебідки з використанням фрикційної запобіжної муфти).*

4. Обґрунтування параметрів піднімально-транспортних лебідок / О.А. Колесник, О.Я. Гурик, А.І. Пік, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук. // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2017 – Вип. 57. – С.88–93. *(Автор запропонував та обґрунтував параметри піднімально-транспортних лебідок).*

5. Особливості конструкцій шнекових механізмів для добування сапропелів / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук, М.Д. Радик // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2017 – Вип. 57. – С. 57–60. *(Автор запропонував шнекові механізми для добування сапропелів).*

6. Динамічна модель роботи піднімально-транспортної лебідки / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук // Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади». – Луцьк, 2016 – Вип. №9 (2). – С. 7–12. *(Автор запропонував динамічну модель роботи піднімально-транспортної лебідки).*

7. Колесник О.Л. Обґрунтування параметрів лебідки переносної з підвищеною навантажувальною здатністю / О.Л. Колесник, С.Л. Мельничук // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2016. – №1 (93). – С.10-13. *(Автор запропонував та обґрунтував параметри лебідки пересувної з підвищеною навантажувальною здатністю).*

8. Дослідження лінійних коливань канатної системи під час завантаження / Б.М. Гевко, С.Л. Мельничук, С.Г. Білик, В.І. Диня // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2016. – №1 (93). – С.5–9. *(Автором запропоновано лінійні коливання канатної системи під час завантаження).*

9. Клендій В.М. Установка для дослідження силових і конструктивних параметрів канатних механізмів / В.М. Клендій, С.Л. Мельничук // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини». Луцького національного технічного університету. – Луцьк, 2015. – Вип. № 34. – С. 59–66. *(Автор запропонував установку для дослідження силових і конструктивних параметрів канатних механізмів).*

10. Обґрунтування параметрів лебідки переносної підвищеної навантажувальної здатності / Б.М. Гевко, О.П. Скиба, С.Л. Мельничук, О.А. Колесник // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини» Луцького національного технічного університету. – Луцьк, 2015. – Вип. № 33. – С. 52–57. *(Автор запропонував та обґрунтував параметри лебідки переносної підвищеної навантажувальної здатності).*

11. Ляшук О.Л. Теоретичне дослідження підвісних механізмів піднімально-транспортних лебідок / О.Л. Ляшук, О.А. Колесник, С.Л. Мельничук // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2016. – Вип. 53. – С. 97–101. *(Автор запропонував підвісні механізми піднімально-транспортних лебідок).*

12. Методика проектування гвинтових робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька, С.Л. Мельничук // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2017. – №1(96). – С.176–180. *(Автор запропонував гвинтові робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів).*

13. Дослідження кінематики вантажу у середньошвидкісному гвинтовому конвеєрі-змішувачі з осьовим коливанням шнека / А.Є. Дячун, Р.І. Чвартацький, С.Л. Мельничук, О.П. Маруніч // Всеукраїнський науково-технічний журнал

«Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2017. – №1(96). – С.181–186. (Автор запропонував гвинтовий конвеєр-змішувач із осьовим коливанням шнека).

Патенти на корисні моделі України

14. Пат. 112511 Україна, МПК В65G 33/08 (2006.01). Гнучкий вал / Дячун А.Є., Комар Р.В., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Гудь В.З.; заявники і патентоотримувачі Дячун А.Є., Комар Р.В., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Гудь В.З. – № u201604729; заявл. 28.04.16; опубл. 26.12.16, Бюл. № 24. (Частка всіх авторів однакова).

15. Пат. 112544 Україна, МПК В65G 25/00(2006.01). Канатна установка для видобування сапропелів / Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П.; заявники і патентоотримувачі Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П. – № u201605417; заявл. 19.05.16; опубл. 26.12.16, Бюл. №24. (Частка всіх авторів однакова).

16. Пат. 112545 Україна, МПК В21F 35/00 (2006.01). Пристрій для формування гвинтових пружних елементів на крок / Клендій В.М. Мельничук С.Л., Казмірчук П.В., Третяков О.Л. Котик Р.М.; заявники і патентоотримувачі: Клендій В.М. Мельничук С.Л., Казмірчук П.В., Третяков О.Л. Котик Р.М. – № u201605418; заявл. 19.05.16; опубл. 26.12.16, Бюл. №24. (Частка всіх авторів однакова).

17. Пат. 118404 Україна, МПК E02F 3/88 (2006.01). Гвинтовий добувний модуль озерних сапропелів / Гевко Б.М., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Навроцька Т.Д., Шуст І.М.; заявники і патентоотримувачі Гевко Б.М., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Навроцька Т.Д., Шуст І.М. – № u201701003; заявл. 03.02.17; опубл. 10.08.17, Бюл. 15. (Частка всіх авторів однакова).

18. Пат. 108172 Україна, МПК В65G 33/08 (2006.01). Стенд для дослідження характеристик опор гвинтових лебідок / Марчук М.М., Кондратюк О.М., Марчук Н.М., Гевко Іг.Б., Мельничук С.Л.; заявники і патентоотримувачі Марчук М.М., Кондратюк О.М., Марчук Н.М., Гевко Іг.Б., Мельничук С.Л. – № u2015 12118; заявл. 07.12.15; опубл. 11.07.16, Бюл. №13. (Частка всіх авторів однакова).

Матеріали і тези конференцій

19. Мельничук С.Л. Обґрунтування параметрів лебідки переносної навантажувальної здатності / С.Л. Мельничук // Збірник тез доповідей IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій»: 25–26 листопада 2015р.: тези доп. – Тернопіль, 2015. – Т.1. – С. 116–117.

20. Мельничук С.Л. Канатний механізм для переміщення вантажів / С.Л. Мельничук // XVI Міжнародна молодіжна науково-технічна конференція «Машинобудування очима молодих: перспективні ідеї – наука – виробництво»: 26–29 жовтня 2016р.: тези доп. – Суми, 2016. – С. 48–50.

21. Мельничук С.Л. Канатна установка для добування сапропелю / С.Л. Мельничук, Б.М. Гевко // XIX наукова конференція ТНТУ ім. І.Пулюя: 18–19

травня 2016р.: тези доп. – Тернопіль, 2016. – С. 29–30. *(Автор запропонував канатну установку для добування сапропелю).*

22. Мельничук С.Л. Область використання піднімально-транспортних лебідок в народному господарстві держави / С.Л. Мельничук, Т.Б. Пиндус // Актуальні задачі сучасних технологій: Збірник тез доповідей V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів: 17–18 листопада 2016р.: тези доп. – Тернопіль, 2016. – Т.1 – С. 277–278. *(Автор запропонував піднімально-транспортні лебідки в народному господарстві держави).*

23. Радик М.Д. Гвинтовий добувальний модуль озерних сапропелів / М.Д. Радик, С.Л. Мельничук // XX Наукова конференція Тернопільського національного технічного університету ім. Івана Пулюя: 17–18 травня 2017.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 48. *(Автор запропонував гвинтовий добувальний модуль озерних сапропелів).*

24. Мельничук С.Л. Дослідження динаміки розвантаження сапропеля із ковша канатної установки / С.Л. Мельничук // Матеріали III Всеукраїнської науково-практичної інтернет конференції «Інноваційні розробки студентів та молодих науковців в галузі технічного сервісу машин»: 1–2 грудня 2016р.: тези доп. – Харків, 2016. – С. 91.

АНОТАЦІЯ

Мельничук С.Л. Обґрунтування параметрів канатних систем з лебідками на гвинтових опорах. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини». – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2018.

Робота присвячена підвищенню ефективності піднімально-транспортних лебідок з профільними гвинтовими опорами. Виведено аналітичні залежності визначення кінематичних і динамічних навантажень у лебідках, встановлених на профільні гвинтові опори при переміщенні вантажів. Обґрунтовано аналітичні залежності для визначення сумарних динамічних навантажень від поздовжніх і поперечних коливань каната, а також диференціальні рівняння динаміки лебідки з визначенням силових і конструктивних параметрів із використанням числового методу розв'язання диференціальних рівнянь Рунге-Кутта.

Для проведення експериментальних досліджень виготовлено канатно-транспортну установку довжиною 30м, висотою опор 2...3 м і кутом нахилу траси транспортування 2,6...3,8°. Параметри гвинтових профільних опор: зовнішні діаметри 80, 100, 120 мм, діаметри гвинтових елементів опор 130...160 мм з кількістю витків 6...12, кроком 20...40 мм. Встановлено максимальні значення навантажувальної здатності опор, які знаходились у межах 8000...30000 Н залежно від виду ґрунту. Представлено результати експериментальних досліджень впливу конструктивних і технологічних параметрів транспортно-канатної установки і параметрів гвинтових опор на динамічні навантаження.

Ключові слова: піднімально-транспортна лебідка, гвинтові профільні опори, канат, процеси транспортування, кінематичні й динамічні процеси.

АННОТАЦИЯ

Мельничук С.Л. Обоснование параметров канатных систем с лебедками на винтовых опорах. – Квалификационный научный труд на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.05 «Подъемно-транспортные машины». – Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2018.

Целью диссертационной работы является расширение технологических возможностей и повышение конструктивно-технологических показателей подъемно-транспортных канатных систем с профильными винтовыми опорами.

Теоретически обосновано работу канатных подвесных механизмов при транспортировке грузов по наклонным поверхностям. Выведены аналитические зависимости для определения величины прогиба трасы, на которую действует усилия массы вагонетки и величины тягового усилия. Установлены и построены графические зависимости изменения величины тягового усилия от угла наклона трасы, массы груза и изменения величины тягового усилия от погонной массы каната.

Выведены аналитические зависимости для определения кинематических и динамических нагрузок в лебедках, установленных на профильные винтовые опоры при перемещении грузов. Обоснованы аналитические зависимости для определения суммарных динамических нагрузок от продольных и поперечных колебаний каната, а также выведены дифференциальные уравнения динамики лебедки с определением силовых и конструктивных параметров с использованием численного метода решения дифференциальных уравнений Рунге-Кутты.

Для проведения экспериментальных исследований экспериментальным путем определили величину угла наклона каната, которая должна находиться в пределах $2,6...3,8^\circ$. Изготовлена канатно-транспортная установка длиной 30м из разной высотой опор: передняя – 3м и задняя – 2м. Параметры винтовых профильных опор: наружные диаметры 80, 100 и 120мм, диаметры винтовых элементов опор 130...160 мм, с количеством витков 6...12 и шагом 20...40мм. Установлены максимальные значения усилий натяжения троса в пределах 5000...30000 Н в зависимости от вида почвы. Виды почв – дерн, чернозем, песчаная почва. Установлены результаты экспериментальных исследования влияния конструктивных и технологических параметров транспортно-канатной установки и параметров винтовых профильных опор на динамические нагрузки.

Исследовано влияние основных факторов, влияющих на эксплуатационную надежность и долговечность трасы и выведены аналитические зависимости для определения напряжения в канате. Разработаны рекомендации по выбору канатов при условии эксплуатационной надежности и долговечности.

Ключевые слова: подъемно-транспортные лебедки, винтовые профильные опоры, канат, процессы транспортирования, кинематические и динамические процессы.

SUMMARY

Melnychuk S.L. Substantiation of the parameters of rope systems with winches on screw supports. – The qualification scientific work on the manuscript copyright.

Ph.D. thesis in Engineering Sciences with major in 05.05.05 “Lifting-and-Transport Vehicles”. – Ternopil Ivan Pul’uj National Technical University, Ternopil, 2018.

The objective of the thesis is to improve the performance of lifting-transport winches with profile screw supports. The analytical dependencies for determining kinematic and dynamic loads in winches mounted on profile screw supports during the movement of loads are developed. The analytical dependencies for determining the total dynamic loads on the longitudinal and lateral vibrations of the rope are derived. The differential equations of winch dynamics with the definition of power and design parameters are deduced applying the numerical method for solving differential Runge-Kutta equations.

To provide experimental studies, the ropeway transport installation was manufactured. Its length is 30 m, the height of supports varies from 3 to 2 m, the inclination angle of transportation routing ranges from 2.6 to 3.8°. Parameters of screw profile supports: outer diameters 80, 100 and 120 mm, diameters of screw elements of supports from 130 to 160 mm with the number of turns from 6 to 12 and with the step from 20 to 40 mm.

The maximum values of loading capabilities of supports in the range from 500 to 30000 N are defined depending on the type of soil. The results of experimental studies of the effect of structural and technological parameters of the ropeway transport system and the parameters of the screw profile supports on dynamic loads are analyzed.

Key words: ropeway transport installation, screw profile supports, rope, transportation processes, kinematic and dynamic processes.