

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ РОБОТИ ПІДНІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНОЇ ЛЕБІДКИ

Досліджено динаміку роботи піднімально-транспортної лебідки, як багатоланкової механічної моделі. Виведені диференціальні рівняння руху з визначенням силових і конструктивних параметрів робочих елементів лебідки. На основі теоретичних досліджень побудовані графічні залежності зміни лінійної деформації каната, кутової деформації вала між двигуном та муфтою в часі та кутової деформації елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт в часі під час піднімання вантажу.

Ключові слова: піднімально-транспортна лебідка, момент, динамічна модель, барабан, деформація, канат.

Постановка проблеми. Піднімально-транспортні машини (ПТЛ) і механізми є основою механізації та автоматизації виробництва. Від правильного вибору і розрахунку механізмів машин залежить їх експлуатаційна надійність і довговічність. Робота більшості транспортуючих пристроїв зазвичай супроводжується певними динамічними навантаженнями, які частково спричиняються неточністю монтажу ланок кінематичного ланцюга певного механізму. В практиці транспортування вантажів за допомогою ПТЛ часто спостерігаються випадки його пуску в завантаженому стані, після попередньої зупинки. Крім цього, зовнішні навантаження на робочі елементи цих лебідок носять не постійний характер, що призводить до зростання динамічних навантажень на елементи конвеєра, які можуть привести до виходу з ладу конструктивних його частин.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Теоретичні основи та методи визначення конструктивних, кінематичних, динамічних, технологічних, функціональних, експлуатаційних та інших параметрів і характеристик піднімально-транспортних лебідок викладені в багатьох літературних джерелах. Вивченню динаміки вантажопідіймальних канатів присвячені роботи багатьох вчених: Г.Н.Савіна, О.А.Горошко, Ф.В.Флоринського, Іванченко Ф.К. [1] та багато інших. В цих роботах автори обґрунтовують запаси міцності канатів в залежності від режиму роботи, а в області динаміки тягових і вантажопідіймальних канатів підвісних установок відомі роботи Мартинціва М.П. [2] Ловейкіна В. С. [3], Ляшука О.Л. [4-5], Колесника О.А. [6] та інші, в яких отримано основні залежності, які описують характер динаміки тягових і вантажопідіймальних канатів для найбільш небезпечних режимів роботи. Проте при цьому не враховано змінні навантаження, що виникають у піднімально-транспортних лебідках, та не розглянуто детально моменти інерції елементів системи.

Мета роботи. Метою роботи є дослідження динаміки піднімально-транспортних лебідок як багатоланкової механічної моделі широкого їх застосування.

Результати досліджень. Дана робота є вироблення теоретичних передумов забезпечення надійної роботи ПТЛ, які мають широке використання в сільськогосподарському виробництві для натягування канатів при вирощуванні хмелю, винограду, натягу ліній радіо і електропередач в ремонтних операціях та інше.

При виведенні диференціальних рівнянь динаміки лебідки виходили з таких основних припущень: конструктивні елементи лебідки є абсолютно тверді тіла із зосередженими масами та моментами інерції, що показані на рисунку 1: I_1 - зведений момент інерції ротора двигуна; I_2 - момент інерції ведучої півмуфти; I_3 - момент інерції веденої півмуфти; I_4 - зведений момент інерції барабана. Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів системи нехтували. Із всіх можливих дійсних перехідних процесів і характеристик зміни прикладених сил вибрали такі, щоб одержати максимально можливі в перехідному процесі значення моментів сил пружності в окремих елементах системи. З'єднання елементів лебідки – абсолютно пружні невагомні в'язі із постійними коефіцієнтами крутильної жорсткості. На рис. 1 позначені зведені коефіцієнти крутильної жорсткості ліній передач: C_{12} - зведена жорсткість вала між двигуном і ведучою півмуфтою, C_{23} - зведена жорсткість елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт, C_{34} - зведена жорсткість вала між веденою півмуфтою та барабаном, k_1 – коефіцієнт жорсткості каната, β_{12} – коефіцієнт демпфування вала між двигуном і ведучою півмуфтою, β_{23} – коефіцієнт демпфування елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт; β_{34} –

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

коефіцієнти демпфування вала між веденою півмуфтою та барабаном, β_1 – коефіцієнт демпфування каната.

Кінцевий вантаж m_1 пов'язаний з барабаном пружно-в'язкою нестационарною в'язкою – канатом змінної довжини.

До приводу I_1 прикладено крутний момент $M_1(t)$ від двигуна або від важеля ручного обертання. Крутний момент через муфту, барабан та канат передається до вантажу m_1 .

Вибираємо 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 буде мати вигляд:

$$T_k = \frac{I_1 \cdot \dot{\varphi}_1}{2} + \frac{I_2 \cdot \dot{\varphi}_2}{2} + \frac{I_3 \cdot \dot{\varphi}_3}{2} + \frac{I_4 \cdot \dot{\varphi}_4}{2} + \frac{m_1 \cdot \dot{x}_5}{2}. \quad (1)$$

Потенціальна енергія системи:

$$\Pi = \frac{C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4)^2}{2} + \frac{k_1(x_5 - r_5\varphi_4)^2}{2}. \quad (2)$$

Виведено диференціальні рівняння руху системи для вимушених коливань, застосувавши рівняння Лагранжа другого роду. При цьому для мас, що здійснюють крутильні коливання:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} = M_i. \quad (3)$$

Для мас, що здійснюють лінійні переміщення:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_5} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_5} = P_1, \dots \dots \dots (4)$$

На основі рівнянь Лагранжа другого роду складено систему диференціальних рівнянь вимушених коливань згідно розрахункової схеми на рис. 1.

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_1(t); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) = 0; \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_4 + C_{34} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + k_1 \cdot R(x_5 - R \cdot \varphi_4) = 0; \\ m_1(t) \cdot \ddot{x}_5 + k_1(x_5 - R \cdot \varphi_4) = P_1. \end{cases} \quad (5)$$

Якщо враховувати розсіювання енергії, то рівняння (5) запишуться так

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = -M_1(t); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \beta_{23} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = 0; \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + C_{34} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) - \beta_{23} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + \beta_{34} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) = 0; \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_4 - C_{34} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) - k_1 \cdot R \cdot (x_5 - R \cdot \varphi_4) - \beta_{34} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - \beta_1 \cdot R \cdot (\dot{x}_5 - R \cdot \dot{\varphi}_4) = 0; \\ m_1(t) \cdot \ddot{x}_5 + k_1 \cdot (x_5 - R \cdot \varphi_4) + \beta_1 \cdot (\dot{x}_5 - R \cdot \dot{\varphi}_4) = P_1. \end{cases} \quad (6)$$

Крутний момент на двигуні при плавному його пуску за допомогою реостата буде мати вигляд:

$$M_1(t) = (km_v + m_1(t))gR + (m_v + m_1(t))a_1 e^{-r_p t} R, \quad (7)$$

де k – коефіцієнт, що враховує опір руху вантажу, що піднімається; m_v – маса вантажу, кг; $m_1(t)$ – маса каната, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с²; R – радіус барабана, м; a_1 – початкове прискорення на ступені реостата, м/с²; r_p – коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження на систему.

Коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження на систему визначали за формулою:

$$r_p = \frac{F_k}{(m_v + m_1(t))V_0}, \quad (8)$$

де F_k – максимальне зусилля, що розвивається двигуном, постійне для кожної ступені реостата, Н; V_0 – швидкість, яка розвивається в кінці ступені реостатної характеристики, м/с;

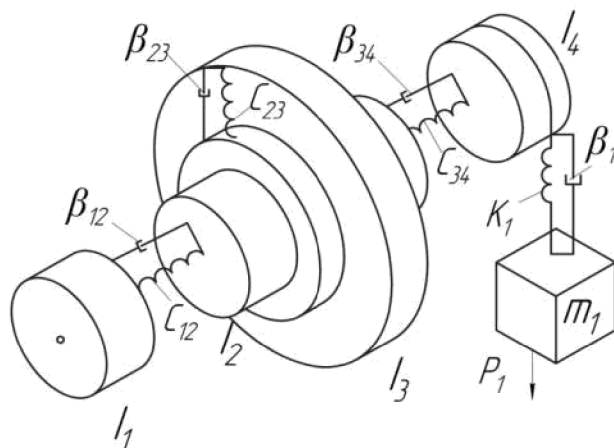


Рис. 1. Розрахункова схема динамічної моделі процесу переміщення вантажу лебідкою:
1 – ротор двигуна приводу; 2 – ведуча півмуфта; 3 – ведена півмуфта; 4 – барабан для намотування каната; 5 – канат; 6 – вантаж.

Масу каната знаходили за формулою:

$$m_1(t) = m_0 - m' \omega t R, \quad (9)$$

де m_0 – початкова вага звисаючої частини каната, кг; m' – вага одного погонного метра каната, кг/м; ω – частота обертання барабана, рад/с.

Зовнішнє навантаження на систему визначали за формулою:

$$P_1 = (km_v + m_1(t))g. \quad (10)$$

Початкові умови для системи рівнянь (6) записали з наступних міркувань. До моменту пуску двигуна, від якого і ведемо відлік часу, не відбувається відносної деформації пружних елементів системи. Тому початкові відносні координати і швидкості приймаємо рівними нулю. Подальша деформація відбувається за рахунок дії зовнішніх сил. Отже, для $t = 0$ маємо:

$$\begin{aligned} \varphi_1(0) = 0; \varphi_2(0) = 0; \varphi_3(0) = 0; \varphi_4(0) = 0, x_5(0) = 0; \\ \dot{\varphi}_1(0) = 0; \dot{\varphi}_2(0) = 0; \dot{\varphi}_3(0) = 0; \dot{\varphi}_4(0) = 0, \dot{x}_5(0) = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (6) з початковими умовами (11) проведено на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта.

За результатами досліджень представлено графічні залежності зміни лінійної деформації каната в часі (рис. 2), кутової деформації вала між двигуном та муфтою в часі (рис. 3) та кутової деформації елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт в часі (рис. 4) під час піднімання вантажу. Для перевірки адекватності запропонованої системи диференціальних рівнянь усі її складові визначались експериментально.

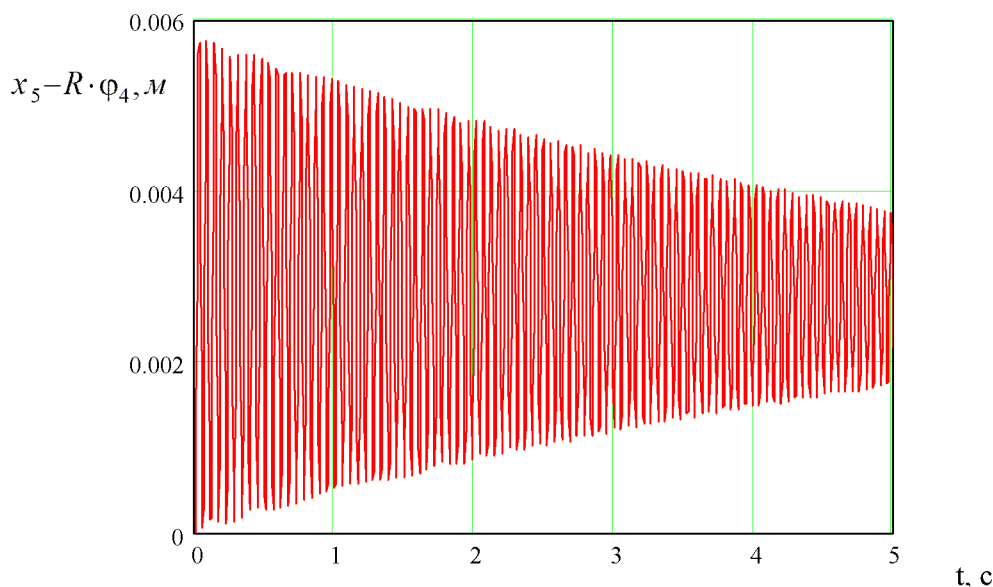


Рис. 2. Графік зміни лінійної деформації каната в часі

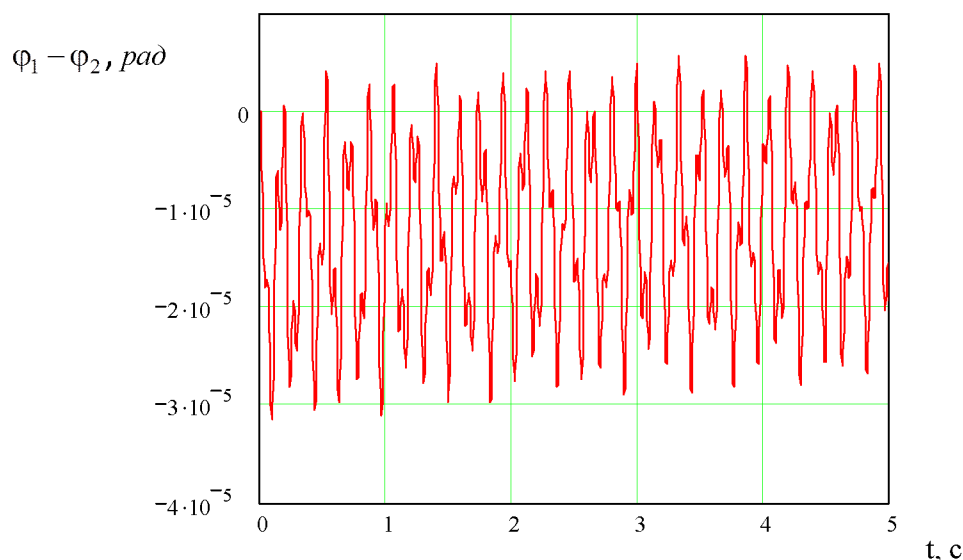


Рис. 3. Графік зміни куткової деформації вала між двигуном та ведучою півмуфтою в часі

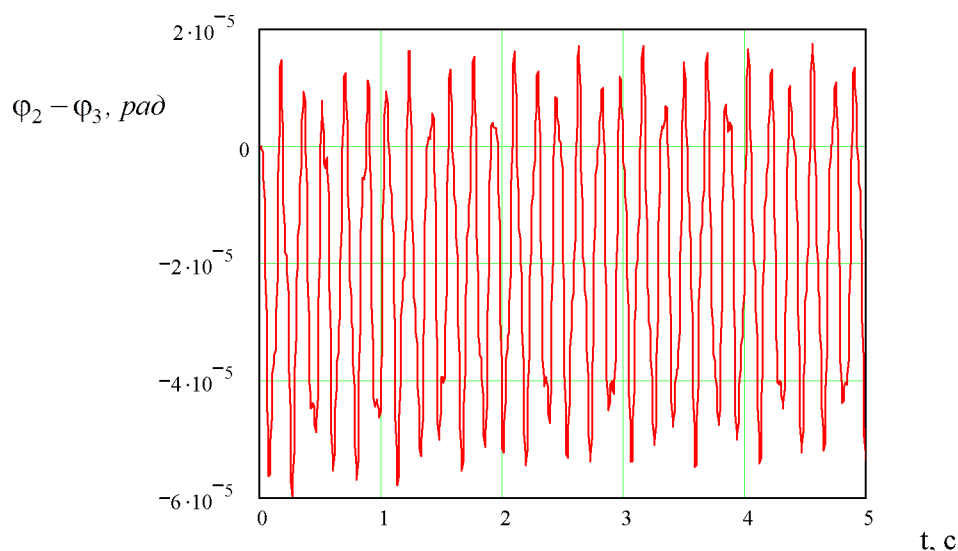


Рис. 4. Графік зміни куткової деформації елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт в часі

Із представлених графічних залежностей видно, що лінійна деформація каната в часі зменшується і процес транспортування вантажів стабілізується із зменшенням амплітуди коливань із поступовим наближенням динамічних деформацій каната до його статичних деформацій. Зокрема, на протязі 5 с. амплітуда коливання каната в поздовжньому напрямку зменшується із 0,003 м. до 0,001 м, що суттєво знижує динамічні навантаження на канат. Кутова деформація елементів з'єднання ведучої та веденої півмуфт в часі у 3 рази вища, ніж кутова деформації вала між двигуном та ведучою півмуфтою і досягає $6 \cdot 10^{-5}$ рад., що знаходиться в допустимих межах. Також не спостерігається значних перепадів амплітуд коливань цих елементів в наслідок застосування плавного пуску двигуна, а також їх низьких коефіцієнтів демпфування.

Циліндрична частина барабана лебідки під час роботи піддається стиску, згину і крученню (рис. 5).

На стінку барабана із сторони каната, що навивається діє тиск q , який можна вважати із достатньою точністю рівномірно розподіленим по колу, який можна визначити із залежності:

$$q = \frac{2 \cdot S}{D \cdot t}, \quad (12)$$

де S – натяг каната, Н; D – діаметр барабана, мм; t – крок навитого каната, мм.

Напруження стиску від тиску q при товщині стінки δ барабана визначаємо, як в тонкостінних оболонках [6]:

$$\sigma_{ст} = \frac{q \cdot D}{2 \cdot \delta}. \quad (13)$$

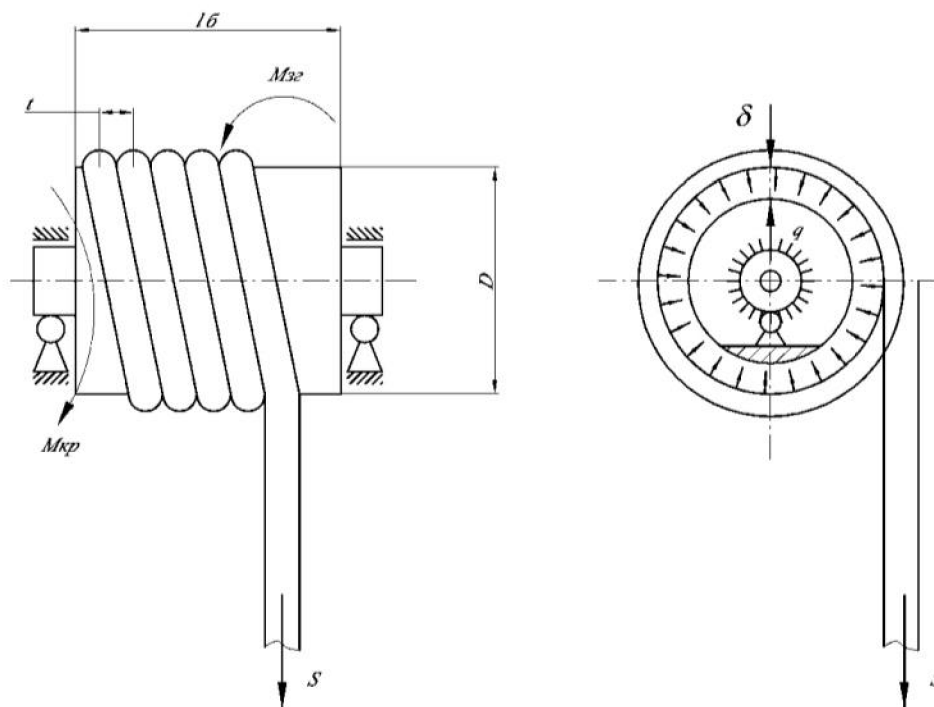


Рис. 5. Розрахункова схема барабана лебідки

Напруження згину визначаємо по залежності [2]:

$$\sigma_{зг} = \frac{32 \cdot M_{зг}}{\pi \cdot D^3 (1 - \alpha^4)}, \quad (14)$$

де $M_{зг}$ – згинний момент, Н·мм, $\alpha = 1 - \frac{2\delta}{D}$ – коефіцієнт, який визначає кільцеве сечення.

$$I_{зг} = \frac{S \cdot l_a}{4}, \quad (15)$$

де l_a – довжина барабана, мм.

Напруження кручення знаходимо наступним чином:

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot D^3 (1 - \alpha^4)}, \quad (16)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент, Н·мм.

У відповідності з енергетичною теорією:

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_{кр})^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (17)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження для матеріалу барабана, Н/мм².

На основі приведених досліджень піднімально-транспортної лебідки можна зробити наступні висновки:

1. Представлена динамічна модель піднімально-транспортної лебідки і виведені диференціальні рівняння руху з визначенням силових і конструктивних параметрів робочих елементів лебідки з відповідними припущеннями.

2. Приведена методика розрахунку приводного барабана з намотуванням на нього каната при підніманні відповідних вантажів. Дані практичні рекомендації при проектуванні відповідних механізмів піднімально-транспортних машин.

Інформаційні джерела

1. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини. [Текст] / Ф.К. Іванченко– К.: Вища школа, 1993. – 414с.
2. Мартинців М.П. Динаміка та надійність підвісних канатних систем Підвищення надійності канатних лісо транспортних систем. [Текст] / М.П. Мартинців, Б.В. Сологуб, М.В. Матвіїшин. –

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Львів: Вид-но НУ «Львівська політехніка», 2011. –188с.

3. Ловейкін В.С. Дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна / В.С. Ловейкін, А.П. Сачик (А.П. Ляшко) // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2014. – Вип. 196. – Ч. 2. – С. 57–63.

4. Гевко Б.М. Науково-прикладні основи проектування піднімально-транспортних лебідок підвищеної навантажувальної здатності з гвинтовими опорами [Текст] / Б.М. Гевко, О.А. Колесник, М.М. Марчук, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук // - Монографія. - Рівне:НУВГП, 2016.-197 с.

5. Ляшук О.Л. Дослідження динаміки гвинтового секційного конвеєра [Текст] / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, Р.О. Любачівський // – Вісник машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – Серія: «Машинобудування». – 2013. - № 69. – С.45-50.

6. Ляшук О.Л. Теоретичне обґрунтування сили натягу канату лебідкою [Текст] / О.Л. Ляшук, О.А. Колесник// Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка: зб. наук. праць. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 59, Т2 – С.119 – 124.

7. Колесник О.А. Динамічна модель роботи піднімально – транспортної лебідки. [Текст] Міжвідомчий тематичний науковий збірник. Механізація та електризація сільськогосподарського господарства. Випуск 92. Глеваха, 2008 – с. 535 – 541.

Гевко Б.М., д.т.н., Ляшук О.Л., д.т.н., Клендій В.М., Мельничук С.Л.

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЙ ЛЕБЕДКИ

Исследована динамика работы подъемно-транспортной лебедки, как многозвенной механической модели. Выведены дифференциальные уравнения движения с определением силовых и конструктивных параметров рабочих элементов лебедки. На основе теоретических исследований построены графические зависимости изменения линейной деформации каната, угловой деформации вала между двигателем и муфтой во времени и угловой деформации элементов соединения ведущей и ведомой тивмуфт во времени при подъеме груза.

Ключевые слова: подъемно-транспортная лебедка, момент, динамическая модель, барабан, деформация, канат.

B. Gevko, O. Lyashuk, V. Klendy S Melnichuk

Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University

DYNAMIC MODEL OF WORK WINCH LIFTING AND TRANSPORT

The dynamics of a lifting-transporting winch as a multi-element mechanical model is studied. The differential equations of motion with the definition of power and structural parameters of the winch working elements are deduced. Based on theoretical studies, the graphic dependences of changing the linear deformation of the rope are developed, as well as the angular deformation of the shaft between the engine and clutch in time and the angular deformation of elements connecting the driving and driven semi clutch in time when lifting cargo.

Keywords: Lifting-transport winch, time, dynamic model, drum, deformation, rope.