

УДК 621.86.063.2

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНОГО РЕЖИМУ ПУСКУ КАНАТНОЇ ЛЕБІДКИ

Сердюченко Ю.Ю., Ловейкін В.С., д.т.н.

(Національний університет біоресурсів і природокористування України)

В статті розглянуто моделювання перехідного режиму пуску канатної лебідки під час горизонтального переміщення вантажу. Наведено закони руху та їх графічну інтерпретацію.

Постановка проблеми. Як відомо, під час роботи канатних лебідок (особливо при великих швидкостях переміщення вантажу), у приводі та канаті виникають пульсуючі навантаження, які під час перехідних режимів руху (розгін-гальмування) можуть сягати великих значень [1]. Це може призвести до руйнування канату чи елементів приводу. Тому визначення пікових навантажень у тяговому органі є необхідною умовою під час аналізу режимів роботи канатних лебідок.

Аналіз досліджень. Дослідженню динамічних навантажень у лебідкових механізмах присвячена значна кількість наукових робіт [2, 3]. Це обумовлено широким використанням лебідкових механізмів в багатьох галузях народного господарства.

В лісовому господарстві для переміщення (трелювання) вантажів застосовуються різноманітні трелювальні лебідки [3]. Основною проблемою при роботі таких лебідок є високі зусилля у канаті на перехідних режимах роботи.

Для аналізу пікових зусиль у канаті розглянемо процес роботи мобільної канатної лебідки. Динамічна модель системи «трелювальна лебідка – канат – вантаж» приведена на рис. 1.

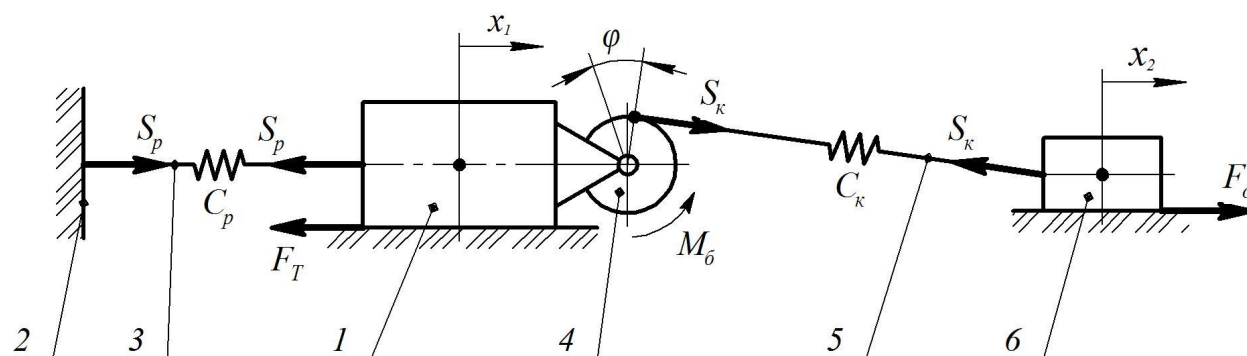


Рисунок 1. Динамічна модель системи «лебідка – канат – вантаж»: 1 – візок; 2 – нерухома опора; 3 – розтяжка; 4 – приводний барабан; 5 – тяговий канат; 6 – вантаж.

Згідно рис. 1 динамічна модель досліджуваної системи містить три маси – приводний барабан 4, візок 1 та вантаж 6. Дві останні маси рухаються лінійно, а

барабан є обертовим елементом. За узагальнені координати прийнято лінійні координати положення візка x_1 і вантажу x_2 , а також кутову координату φ повороту барабана.

При побудові динамічної моделі були використані такі припущення:

- візок та вантаж є абсолютно жорсткими тілами із зосередженими та незмінними масами m_1 і m_2 відповідно;
- приводний барабан є абсолютно жорстким тілом із зосередженим та незмінним моментом інерції J_p ;
- не враховуються коливання приводного механізму, оскільки їх частота на порядок вище, ніж частоти коливань розтяжки та тягового канату;
- через невелику довжину масою розтяжки нехтують;
- жорсткості розтяжки C_p та тягового канату C_k приймаються постійними та зосередженими;
- вертикальні коливання тягового канату та розтяжки не враховуються, тобто розглядається плоска задача.

В наведеній динамічній моделі (рис. 1) візок 1 фіксується біля нерухомої основи 2 (дерева, пенька тощо) за допомогою розтяжки 3. На візку 1 розміщена приводна станція, що обертає барабан 4, на який намотується тяговий канат 5 із вантажем 6, що трелюється (умовно зображений у вигляді прямокутника).

З боку приводного двигуна на барабан 4 діє крутний момент M_b , величина якого в загальному випадку є змінною і залежить від механічних характеристик двигуна та привода. Також на візок діє сила тертя F_T , яка залежить від зчеплення рушіїв із ґрунтом, а на трельований вантаж – сила опору F_0 . Для дослідження характеру зміни робочих зусиль та моментів у наведеній системі «трельовальна лебідка – канат – вантаж» для неї необхідно скласти та розв’язати рівняння руху при певних зовнішніх впливах.

Перший етап. Починає обертатись приводний барабан із канатом, відбувається вибирання сумарного зазору Δ_x в приводі (провисання канату, зазори у виконавчих механізмах привода). Приводний двигун не навантажено, тобто він працює у режимі холостого ходу. Рух системи описується диференціальним рівнянням:

$$J_p \ddot{\varphi} = M_b - m_k g \frac{D}{2}, \quad (1)$$

де J_p – приведений момент інерції барабана; M_b – крутний момент на канатному барабані (визначається з механічної характеристики приводного двигуна); m_k – маса тягового канату; g – прискорення вільного падіння; D – діаметр барабану.

Крапка над символом означає диференціювання за часом. Рух барабану починається із стану спокою, тому початкові умови для розв’язування рівняння (1) є нульовими, тому:

$$\begin{cases} \varphi(0) = 0; \\ \dot{\varphi}(0) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Другий етап. При умові $\Delta_x = 0$ тяговий канат натягується. Зусилля S_k в канаті починає зростати до значення $S_k = F_T$. Маси m_1 і m_2 знаходяться в стані

спокою, а приводний барабан продовжує рух, котрий описується диференціальним рівнянням 2-го порядку:

$$J_p \ddot{\varphi} = M_{\text{б}} - C_{\text{к}}(\varphi - \varphi_1) \frac{D^2}{4} - b_{\text{к}} \dot{\varphi} \frac{D^2}{4}, \quad (3)$$

де $C_{\text{к}}$ – приведений коефіцієнт жорсткості тягового канату; $b_{\text{к}}$ – коефіцієнт дисипації тягового канату;

Початкові умови другого етапу наступні:

$$\begin{cases} \varphi(t_1) = \varphi_1; \\ \dot{\varphi}(t_1) = \dot{\varphi}_1. \end{cases} \quad (4)$$

де t_1 – час закінчення першого етапу; $\dot{\varphi}_1$ – кутова швидкість барабана в кінці 1-го етапу.

Третій етап. Подальше обертання приводного барабану призводить до зростання зусилля $S_{\text{к}}$ у тяговому канаті в межах $F_{\text{т}} < S_{\text{к}} < F_{\text{о}}$. Оскільки зусилля в канаті $S_{\text{к}}$ вже перевищує силу тертя $F_{\text{т}}$, починає рухатись візок, тобто маса m_1 . Вантаж залишається нерухомим. Рух двох мас описується системою диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{cases} J_p \ddot{\varphi} = M_{\text{б}} - C_{\text{к}} \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2x_1}{D} \right) \frac{D^2}{4} - b_{\text{к}} \left(\dot{\varphi} - \frac{2\dot{x}_1}{D} \right) \frac{D^2}{4}; \\ m_1 \ddot{x}_1 = C_{\text{к}} \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2x_1}{D} \right) \frac{D}{2} + b_{\text{к}} \left(\dot{\varphi} - \frac{2\dot{x}_1}{D} \right) \frac{D}{2} - C_{\text{п}} x_1 - b_{\text{п}} \dot{x}_1 - F_{\text{т}} \text{sign}(\dot{x}_1), \end{cases} \quad (5)$$

де $C_{\text{к}}$ – приведений коефіцієнт жорсткості тягового канату; $b_{\text{к}}$ – коефіцієнт дисипації тягового канату; φ_1 – кутова координата приводного барабану в кінці 1-го етапу.

Початкові умови третього етапу – це кінцеві умови для другого:

$$\begin{cases} \varphi(t_2) = \varphi_2; \\ \dot{\varphi}(t_2) = \dot{\varphi}_2; \\ x_1(t_2) = 0; \\ \dot{x}_1(t_2) = 0, \end{cases} \quad (6)$$

де t_2 – час закінчення другого етапу; φ_2 та $\dot{\varphi}_2$ – відповідні кутові координата та швидкість приводного барабану в кінці другого етапу.

Четвертий етап. Зусилля в канаті продовжує зростати та сягає значення $F_{\text{о}} < S_{\text{к}}$, що призводить до зрушування маси m_2 . Зміна сили опору $F_{\text{о}}$ під час переміщення вантажу є незначною, тому подальший режим роботи можна охарактеризувати, як усталений рух. Таким чином, режим трелювання описується системою з трьох диференціальних рівнянь другого порядку. Слід зауважити, що ліва частина третього рівняння має знак «-» оскільки лінійна координата x_2 вантажу зменшується:

Початкові умови для четвертого етапу мають вигляд:

$$\begin{cases} \varphi(t_3) = \varphi_3; \\ \dot{\varphi}(t_3) = \dot{\varphi}_3; \\ x_1(t_3) = x_{13}; \\ \dot{x}_1(t_3) = \dot{x}_{13}; \\ x_2(t_3) = 0; \\ \dot{x}_2(t_3) = 0, \end{cases} \quad (7)$$

де t_3 – час закінчення третього етапу; φ_3 та $\dot{\varphi}_3$ – відповідні кутові координата та швидкість приводного барабану в кінці третього етапу; x_{13} та \dot{x}_{13} – відповідні координата та швидкість руху візка в кінці третього етапу.

У виразі (5) зусилля F_0 та F_T визначаються, як зусилля опору руху мас m_1 та m_2 по поверхні трелювальної траси (переважно ґрунт). При їх визначенні необхідно враховувати поверхню елементів, які представлені зосередженими масами: для m_1 – це гума (рушії лісової машини), а для m_2 – кора дерева (стовбура, хлиста, сортименту).

У приводу лебідки використовується гідравлічний двигун об'ємного регулювання. Динамічна характеристика такого двигуна описується наступним рівнянням [5]:

$$\dot{M}_6 \frac{V_0}{E g_B} + M_6 = \frac{k_d W_H}{g_B u} - \phi \frac{k_d^2}{g_B u^2} \quad (8)$$

де V_0 – внутрішній об'єм гідравлічної магістралі високого тиску; g_B – коефіцієнт витоку робочої рідини; E – модуль об'ємної пружності робочої рідини; W_H – продуктивність насоса; u – передавальне число привода; k_d – характеристичний об'єм гідравлічного двигуна.

Моделювання роботи канатної лебідки виконано при наступних параметрах системи:

$V_0 = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$	$g_B = 53 \cdot 10^{-11}$	$E = 1,5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$
$W_H = 1,14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$	$k_d = 2 \cdot 10^{-3}$	$u = 16;$
$\Delta x = 0,5 \text{ м}$	$L_K = 15 \text{ м}$	$L_p = 3 \text{ м};$
$m_1 = 450 \text{ кг}$	$m_2 = 850 \text{ кг}$	
$F_T = 1987 \text{ Н}$	$F_0 = 4126 \text{ Н}$	
$b_K = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$	$b_p = 5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$	
$C_K = 4,64 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$	$C_p = 7,12 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$	

Підставляємо необхідні параметри в рівняння (9) та отримуємо графік динамічної механічної характеристики гідроприводу трелювальної лебідки (рис. 2).

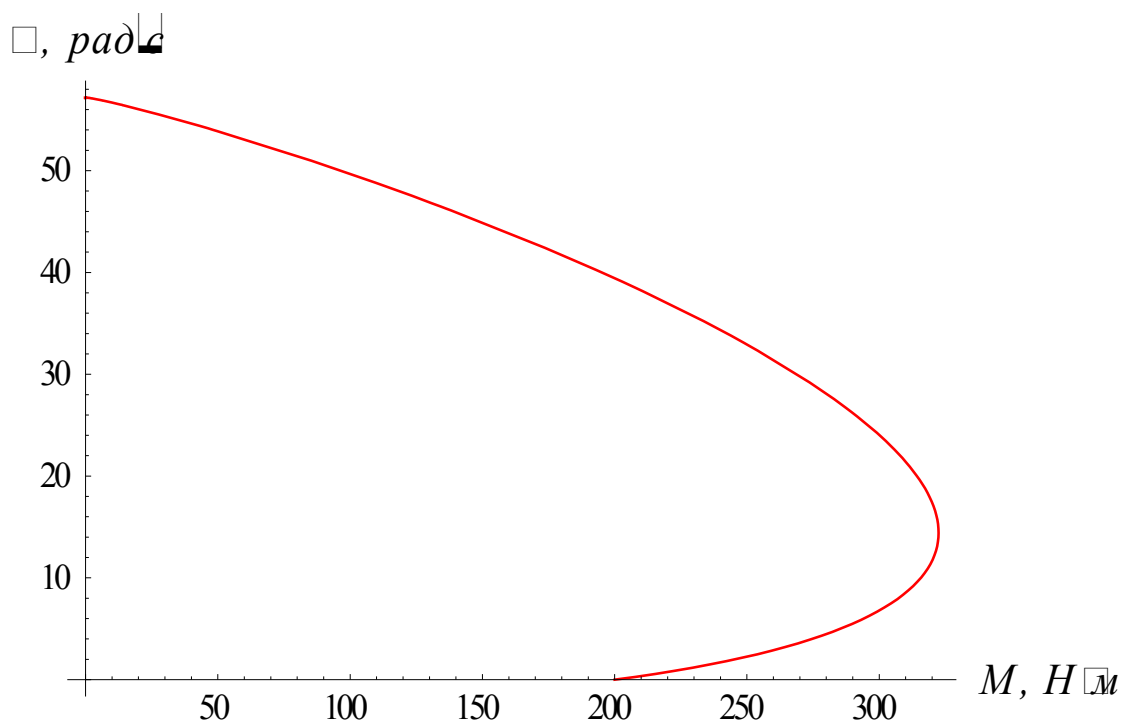


Рисунок 2. Динамічна механічна характеристика гідроприводу лебідки.

Для оцінки перехідного режиму роботи канатної лебідки слід розв'язати рівняння (1), (3), (5) та (7) із відповідними початковими умовами (2), (4), (6) і (8). За результатами чисельного інтегрування рівнянь (1), (3), (5) та (7), за допомогою пакету Wolfram Mathematica, отримано графічну інтерпретацію поведінки системи «лебідка – тяговий канат – вантаж». Для зручності аналізу графіків, що представлені на рис. 3 – 4, етапи руху системи відображаються різними кольорами. Аналіз графіків, що наведені на рис. 3 – рис. 4, дозволяє встановити, що характер зміни параметрів системи є коливним, а пікові значення досягають великих значень. Такий режим пуску лебідки є небажаним. Для зменшення наявних динамічних навантажень на елементи системи доцільно провести оптимізацію перехідного режиму роботи.

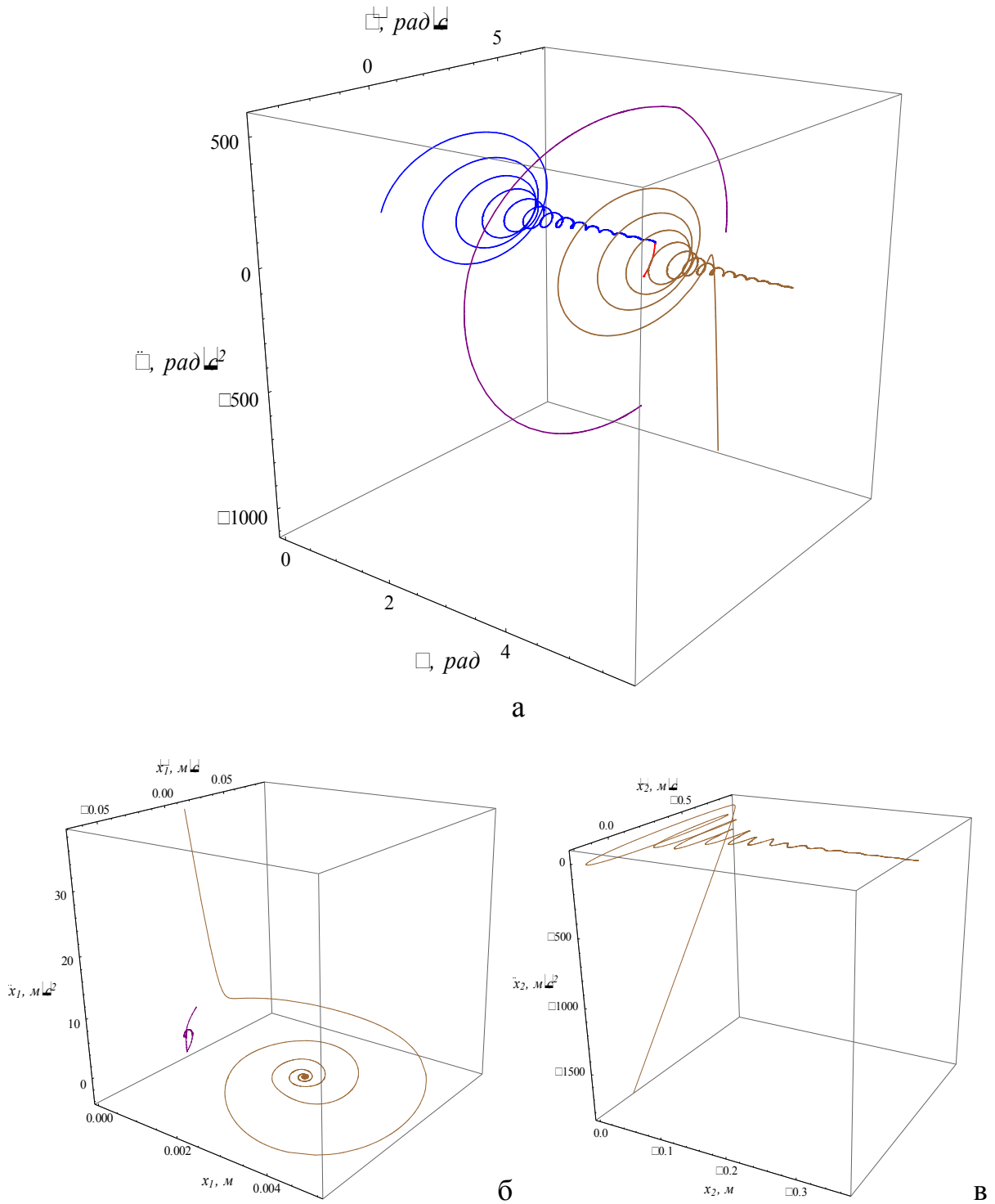


Рисунок 3. 3D фазові портрети руху мас привода: а – рух барабана; б – рух візка; в – рух вантажу.

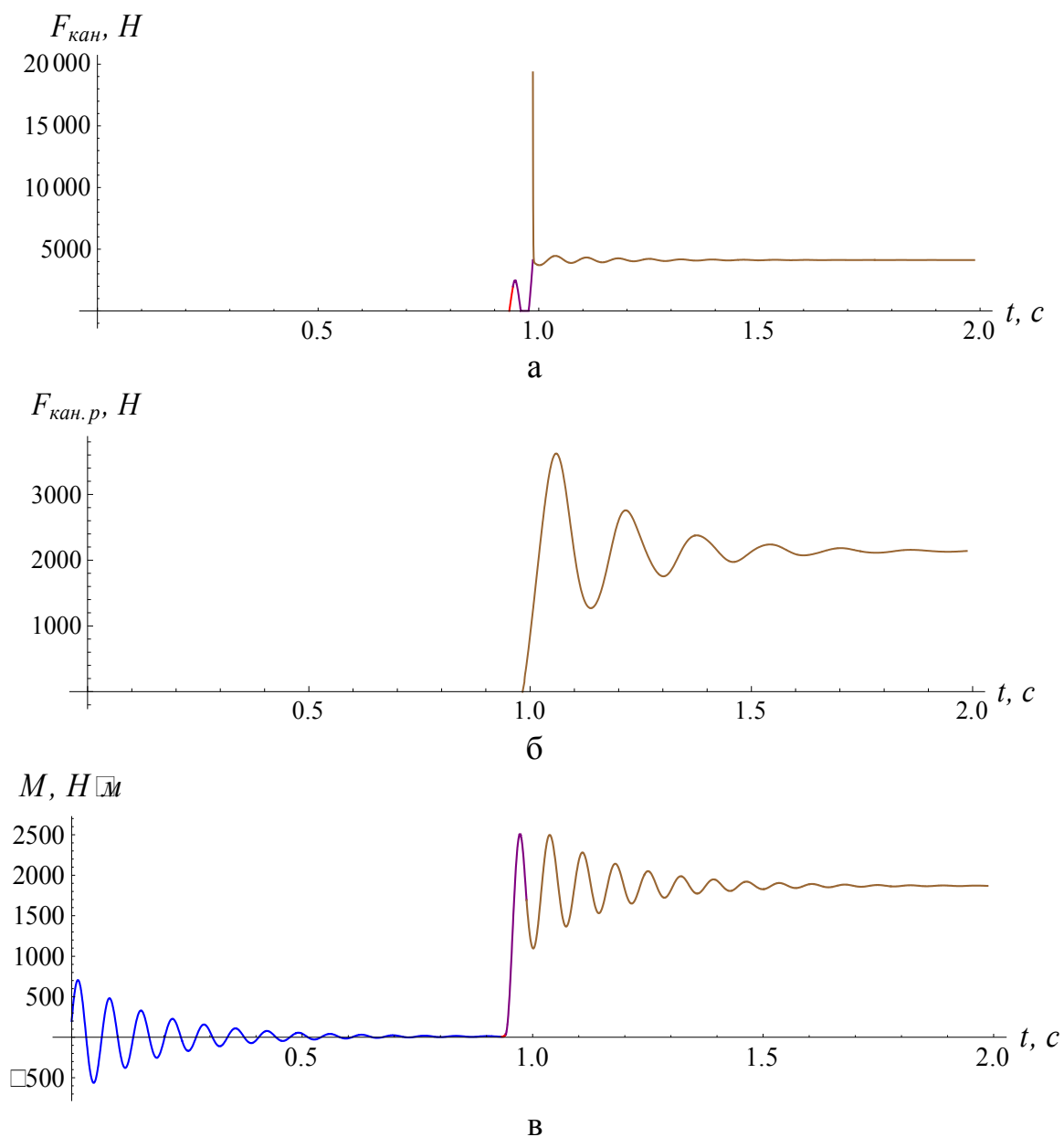


Рисунок 4. Силова характеристика привода: а – зусилля в тяговому канаті; б – зусилля в канаті-розтяжці; в – крутний момент на валу барабана.

Висновок. В роботі розглянуто перехідний режим роботи канатної лебідки при горизонтальному переміщенні вантажу. Наведено динамічну модель досліджуваної системи. Робочий процес поділено на 4 етапи. Для кожного етапу складені рівняння руху та отримано графічну інтерпретацію поведінки системи. На основі аналізу отриманих даних доцільно провести оптимізацію перехідного режиму роботи лебідки.

Список літератури

1. Малащенко В.О. Дослідження перехідних процесів роботи приводів транспортуючих і вантажопіднімальних машин із канатною тягою /

В.О. Малащенко, М.П. Мартинців, В.В. Бариляк // Підйомно-транспортна техніка. – Дніпропетровск, 2004. – №4. – С. 41–48.

2. Мартинців М.П. Дослідження перехідних процесів роботи, привідної системи канатної установки / М.П. Мартинців, О.М. Удовицький, В.М. Мартинців // Науковий вісник. Лісівницькі дослідження в Україні. – Львів: УкрДЛТУ, 1999. – Вип. 9.12. – С. 277–286.
3. Мартинців М.П. Розробка математичних моделей та аналіз роботи канатних лісотransпортних систем / М.П. Мартинців, В.М. Мартинців // Машинознавство. – 2001. – №3. – С. 40–45.

Аннотация

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНОГО РЕЖИМА ПУСКА КАНАТНОЙ ЛЕБЁДКИ

Сердюченко Ю.Ю., Ловейкин В.С.

В статье рассмотрено моделирование переходного режима пуска канатной лебёдки при горизонтальном перемещении груза. Приведены законы движения и их графическая интерпретация.

Abstract

MODELLING OF STARTER ROPE WINCHES

Serdyuchenko Yu.Yu., Loveykin V.S.

In paper the modelling of the starting rope winch for horizontal movement of cargo. Given the laws of motion and their graphic interpretation.