

*І.В. Кузьо¹, д-р техн. наук, проф., В.В. Баріляк², канд. техн. наук, ст. викл.
Л.Ф. Дзюба³, канд. техн. наук, доцент, О.І. Хитряк⁴, канд. техн. наук, ст. викл.
(¹Національний університет «Львівська політехніка»,
²Національний лісотехнічний університет України, м. Львів,
³Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
⁴Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного)*

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИВОДА МОБІЛЬНОЇ ПІДВІСНОЇ КАНАТНОЇ ЛІСОТРАНСПОРТНОЇ УСТАНОВКИ

На підставі методу д'Аламбера розроблено динамічну модель привода мобільної підвісної канатної лісотransпортної установки, оснащеного двигуном внутрішнього згорання й фрикційною муфтою. Динамічна модель містить ряд теоретичних залежностей, розрахункові схеми й системи диференціальних рівнянь, які описують динамічні процеси у приводі. Розрахункові схеми подано у вигляді три- і чотиримасових систем зі зведеними до вала двигуна параметрами. Для чисельного інтегрування систем диференціальних рівнянь застосовано модифікований метод Ейлера. Визначено динамічні навантаження на ланки привода підвісної канатної лісотransпортної установки з урахуванням взаємозв'язків між експлуатаційними параметрами фрикційної муфти й значенням коефіцієнта динамічності.

Ключові слова: підвісна канатна лісотransпортна установка, динамічна модель привода, динамічні навантаження, фрикційна муфта.

І.В. Кузьо, В.В. Баріляк, Л.Ф. Дзюба, О.І. Хитряк

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИВОДА МОБИЛЬНОЙ ПОДВЕСНОЙ КАНАТНОЙ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ

На основании метода Д'Аламбера разработана динамическая модель привода мобильной подвесной канатной лесотransпортной установки, оснащенной двигателем внутреннего сгорания и фрикционной муфтой. Динамическую модель составляют теоретические зависимости, расчетные схемы и системы дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы в приводе. Расчетные схемы представлены в виде трех- и четырехмассовых систем со сведенными к валу двигателя параметрами. Для чисельного интегрирования систем дифференциальных уравнений использован модифицированный метод Эйлера. Определены динамические нагрузки на звенья привода подвесной канатной лесотransпортной установки с учетом взаимной связи между эксплуатационными параметрами фрикционной муфты и значениями коэффициента динамичности.

Ключевые слова: подвесная канатная лесотransпортная установка, динамическая модель привода, динамические нагрузки, фрикционная муфта

I. V. Kuzio, V. V. Barliak, L. F. Dzyuba, O. I. Khytriak

THE DYNAMIC LOADS SIMULATION OF SUSPENDED TIMBERTRANSPORTING ROPE SYSTEM DRIVE

The dynamic drive's model of the suspended timbertransporting rope system, which is equipped with an internal combustion engine and a friction clutch, is designed based on the d'Alembert method. The dynamic model is composed of theoretical relationships, calculation schemes and systems of differential equations, which describe the dynamic processes in the drive. Computational schemes are presented in the form of three- and four mass systems with consolidated to the motor shaft parameters. The modified Euler method is used for the numerical integration of systems of differential equations. The dynamic loads on the drive of suspended timbertransporting rope system are defined taking into account the mutual relationship between the operational parameters of the friction clutch and dynamic coefficient values.

Key words: suspended timbertransporting rope system, dynamic model of drive, dynamic force, friction clutch.

Постановка проблеми. Техногенна та пожежна безпека під час проведення лісогосподарських робіт певною мірою залежить від машин, які для цього використовують. Екологічно ошадливими та достатньо безпечними для довкілля засобами первинного транспортування деревини у гірській місцевості є мобільні підвісні канатні лісотransпортні установки [1, 2, 3]. Базою для мобільних короткодистанційних самохідних канатних лісотransпортних установок можуть слугувати поширені у лісовій промисловості трактори МТЗ-82, МТЗ-100. Тоді привод мобільної канатної установки працює від двигуна внутрішнього згоряння та оснащений фрикційною муфтою. Під час певних етапів технологічного циклу роботи канатної лісотransпортної установки у приводі виникають динамічні навантаження. Причинами додаткових динамічних навантажень є змінна сила натягу тягово-вантажопідіймального каната під час виконання різних технологічних операцій, багатшарове намотування каната на барабан, характеристики двигуна тощо. Окрім того, динамічна завантаженість привода залежить від типу і конструкції муфти [4,5]. У приводах підвісних канатних лісотransпортних установок використовують переважно фрикційні конусні муфти (наприклад, установки ТЛ-4, ТЛ-5, ТЛ-7, ТЛ-7М, ЛЛ-26) і, рідше, фрикційні дискові муфти (наприклад, установки ЛЛ-12А, ВU-99 „Skagit ВU”) з механічною або пневматичною системою керування [2, 3].

Як відомо [6, 7], значне зростання періодичної завантаженості привода негативно відображається на довговічності елементів його конструкції. Якщо вплив багатшарового намотування канату на барабан на його динамічні характеристики досліджено в [7], то вплив параметрів фрикційної муфти на величину динамічних навантажень привода мобільної канатної установки з двигуном внутрішнього згоряння на різних етапах технологічного циклу на сьогодні не досліджений. Тому метою роботи є дослідження динамічних навантажень у приводі мобільної підвісної канатної лісотransпортної установки на певних етапах технологічного циклу роботи установки з урахуванням впливу параметрів фрикційної муфти.

Динамічна модель привода. Схема мобільної підвісної канатної лісотransпортної установки з однобарабанным приводом показана на рис. 1, де L – довжина прольоту канатної установки; $x_K(t_0)$ – координата вантажної каретки у початковий момент часу t_0 ; l_A – довжина запасного канату, яка залежить від типу установки [3].

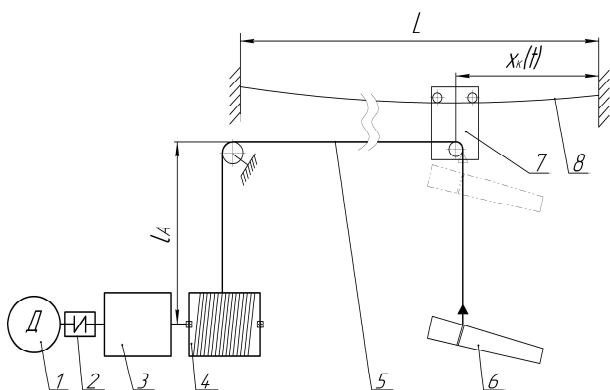


Рисунок 1 – Схема мобільної підвісної канатної лісотransпортної установки з однобарабанным приводом: 1 – двигун; 2 – фрикційна муфта; 3 – механічні передачі; 4 – приводний барабан робочого ходу; 5 – тягово-вантажопідіймальний канат; 6 – вантаж; 7 – вантажна каретка; 8 – несний канат

Оскільки моделювання процесу вмикання фрикційної муфти можна умовно розділити на два етапи, то для подальшого дослідження однобарабанный привод підвісної канатної установки подамо двома розрахунковими схемами зі зведеними до вала такими параметрами: моменти сил, обертові маси, коефіцієнти крутильної жорсткості та коефіцієнти в'язкого опору (рис. 2). На першому етапі вмикання фрикційні елементи муфти проковзують, момент тертя між ними наростає поступово. Тому на цьому етапі робочі елементи муфти зчеплення обертаються з різною кутовою швидкістю, що відображено в розрахунковій схемі на рис. 2а. На другому етапі проковзування відсутнє, а тяговий і тяжкий елементи фрикційної муфти обертаються з однаковою кутовою швидкістю, як одне ціле (рис. 2 б).

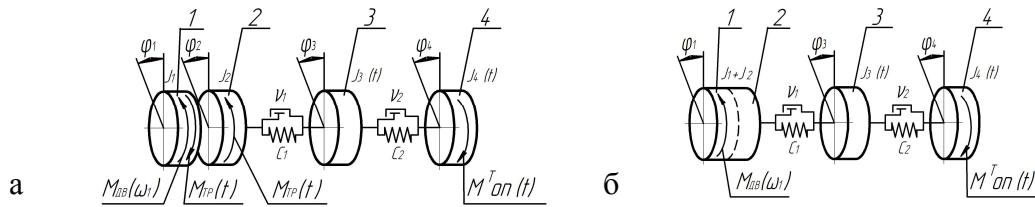


Рисунок 2 – Розрахункова схема однобарабанного привода канатної лісотранспортної установки з фрикційною муфтою: а – при проковзуванні робочих фрикційних поверхонь муфти; б – при повному увімкненні фрикційної муфти

На рис. 2 прийнято такі позначення: 1 – зведена обертова маса рухомих частин двигуна та ведучої частини фрикційної муфти; 2 – зведена обертова маса веденої частини фрикційної муфти; 3 – зведена обертова маса механічних передач привода; 4 – зведена обертова маса приводного барабана, тягово-вантажопідіймального канату та транспортованого вантажу з вантажною кареткою; $M_{дв}(\omega_1)$ – обертовий момент двигуна; $M_{оп}^T(t)$ – зведений момент сили опору, що діє на приводний барабан; $M_{ТР}(t)$ – момент тертя між робочими поверхнями фрикційної муфти; I_1 – зведений момент інерції рухомих мас двигуна, маховика й тягової частини фрикційної муфти; I_2 – зведений момент інерції тяжкої частини фрикційної муфти; I_3 – зведений момент інерції механічних передач привода; $I_4(t)$ – зведений момент інерції обертової маси, яка еквівалентна масам приводного барабана, тягово-вантажопідіймального канату та транспортованого вантажу разом з вантажною кареткою; c_1, v_1 – зведені коефіцієнти крутильної жорсткості та в'язкого опору фрикційної муфти та вхідного вала механічної передачі; c_2, v_2 – зведені коефіцієнти крутильної жорсткості та в'язкого опору пружних ланок, розташованих між приводним барабаном й механічними передачами привода; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – узагальнені координати відповідних обертових мас динамічної моделі привода; t – час.

Диференціальні рівняння руху привода на першому етапі вмикання муфти (рис. 2 а) запишемо на підставі принципу д'Аламбера [4, 6]:

$$\begin{cases} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_{дв}(\omega_1) - M_{ТР}(t); \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + v_1 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + c_1 (\varphi_2 - \varphi_3) = M_{ТР}(t); \\ I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} - v_1 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - c_1 (\varphi_2 - \varphi_3) + v_2 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) + c_2 (\varphi_3 - \varphi_4) = 0; \\ I_4(t) \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{d\varphi_4}{dt} \frac{d[I_4(t)]}{dt} - v_2 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - c_2 (\varphi_3 - \varphi_4) = -M_{оп}^T(t). \end{cases} \quad (1)$$

Зведений момент інерції рухомих мас двигуна внутрішнього I_1 згоряння можна визначити за формулою [4]:

$$I_1 = \frac{a_M \cdot N_{e\max}}{\left(\frac{n_N}{100} \right)^3}, \quad (2)$$

де a_M – коефіцієнт, який залежить від типу двигуна ($a_M = 150 \dots 180$, [4]); n_N – частота обертання вала двигуна за максимальної потужності $N_{e \max}$.

Особливістю роботи приводів підвісних канатних лісотранспортних установок з фрикційними муфтами зчеплення, є те, що увімкнення приводних барабанів проводять при встановленій частоті обертання вала двигуна. Тому перехідні процеси, які відбуваються в двигуні внутрішнього згорання при запуску, не впливають на привод. Отже розраховувати рушійний обертовий момент двигуна внутрішнього згорання можна в області низькочастотного діапазону коливань, урахувуючи тільки постійну складову моменту. Тому обертовий момент двигуна на регуляторній вітці швидкісної характеристики опишемо лінійною залежністю [4,5]:

$$M_{дв}(\omega_1) = \frac{M_N(\omega_1 - \omega_{\max})}{\omega_N - \omega_{\max}}, \quad (3)$$

де M_N , ω_N – обертовий момент та кутова швидкість вала двигуна при максимальній потужності; ω_{\max} – максимальна кутова швидкість вала двигуна; ω_1 – поточне значення кутової швидкості вала двигуна.

Максимальне значення кутової швидкості ω_{\max} обчислюємо за формулою [5]:

$$\omega_{\max} = \frac{n_N \cdot \pi}{30} \cdot \frac{2 + k_p}{2 - k_p}, \quad (4)$$

де k_p – коефіцієнт нерівномірності регулятора частоти обертання вала двигуна ($k_p = 0,05 \dots 0,1$) [5].

Момент тертя в фрикційній муфті сприймається валами привода як зовнішнє збурення, тому динамічні навантаження в приводі суттєво залежать від параметрів муфти зчеплення. Аналіз наукових досліджень показав, що зростання моменту тертя в муфті зчеплення від нуля до максимального значення можна моделювати лінійною [4] або експонентною [5] залежностями. Експонентна залежність для моменту тертя в фрикційній муфті з урахуванням темпу її вмикання має вигляд [5]:

$$M_{TP}(t) = M_{TP \max}(1 - e^{-kt}), \quad (5)$$

де $M_{TP \max}$ – максимальний статичний момент тертя у муфті зчеплення; $k = \frac{3}{t_M}$ – константа, що характеризує темп вмикання муфти зчеплення та нахил кривої кінетичної характеристики тертя між робочими фрикційними поверхнями муфти; t_M – час вмикання муфти зчеплення ($t_M = 0,015 \text{ с} \dots 1,5 \text{ с}$).

Максимальний статичний момент тертя у фрикційній муфті можна визначити з урахуванням коефіцієнта запасу зчеплення [4]:

$$M_{TP \max} = \beta_{зч} \cdot M_{e \max}, \quad (6)$$

де $M_{e \max}$ – максимальний обертовий момент, якого може досягнути двигун внутрішнього згорання; $\beta_{зч}$ – коефіцієнт запасу зчеплення ($\beta_{зч} = 1,2 \dots 1,5$).

Фрикційна муфта зчеплення працює без проковзування тоді, коли кутові швидкості тягової і тяжкої робочих частин муфти однакові та величина моменту тертя між фрикційними поверхнями $M_{TP}(t)$ є більшою за динамічний момент на ділянці між зведеною обертовою масою 2 та зведеною масою передач 3 (рис. 2 а). Тому умови вмикання муфти такі:

$$\begin{cases} \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{d\varphi_2}{dt}; \\ v_1 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + c_1 (\varphi_2 - \varphi_3) \leq M_{TP}(t). \end{cases} \quad (7)$$

У разі не виконання умови (7) відбудеться пробуксовування. Тоді кут повороту φ_2 й кутову швидкість тяжкої частини муфти $\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}$ можна визначити у такий спосіб:

$$\begin{cases} \varphi_2 = \frac{M_{TP}(t) + c_1 \cdot \varphi_3}{c_1}; \\ \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{M_{TP}(t) - \left[v_1 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + c_1 (\varphi_2 - \varphi_3) \right] + v_1 \cdot \frac{d\varphi_3}{dt}}{v_1}. \end{cases} \quad (8)$$

Диференціальні рівняння руху привода [4, 6] після повного вмикання фрикційної муфти (рис. 2 б) набувають вигляду:

$$\begin{cases} (I_1 + I_2) \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + v_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + c_1 (\varphi_1 - \varphi_3) = M_{ДВ}(\omega_1); \\ I_3 \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} - v_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - c_1 (\varphi_1 - \varphi_3) + v_2 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) + c_2 (\varphi_3 - \varphi_4) = 0; \\ I_4(t) \frac{d^2\varphi_4}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{d\varphi_4}{dt} \frac{d[I_4(t)]}{dt} - v_2 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - c_2 (\varphi_3 - \varphi_4) = -M_{оп}^T(t). \end{cases} \quad (9)$$

Момент сил опору на приводному барабані залежить від змінних параметрів: сили натягу тягово-вантажопідіймального канату $S(t)$ та радіуса барабана з намотаним канатом $r_H(t)$:

$$M_{оп}^T(t) = S(t) \cdot r_H(t). \quad (10)$$

На кожному з етапів технологічного циклу роботи канатної лісотранспортної установки силу натягу $S(t)$ у виразі (10) описують відповідними залежностями [8]. Для обчислення сили $S(t)$ у тягово-вантажопідіймальному канаті необхідно визначити тривалість чотирьох основних етапів технологічного циклу. На тривалість кожного з цих етапів впливають: вага вантажу, довжина прольоту установки, координата розташування вантажної каретки у початковий момент часу, висота підймання вантажу, кут нахилу хорди прольоту до горизонту.

Перший етап тривалістю t_1 , коли відбувається вибір слабину канату, характеризується поступовим зростанням сили натягу до величини, яка дорівнює вазі вантажу. Часові межі цього етапу:

$$0 \leq t_1 \leq \frac{Q[L - x_K(t_0)]}{C_{ЗВ} \cdot v}, \quad (11)$$

де $C_{ЗВ}$ – поздовжня жорсткість тягово-вантажопідіймального канату; Q – вага авантажу; v – швидкість намотування канату.

Часові межі другого етапу t_2 , коли підіймається вантаж на висоту $H_{I_{2A}}$, залежать від швидкості намотування канату на приводний барабан:

$$\frac{Q[L - x_K(t_0)]}{C_{3B} \cdot v} < t_2 \leq \frac{1}{v} \left(\frac{Q[L - x_K(t_0)]}{C_{3B}} + H_{\text{пд}} \right). \quad (12)$$

Тривалість третього етапу t_3 , коли вантаж стикують з вантажною кареткою, залежить, переважно, від кваліфікації оператора лебідки і триває 0,3..0,8 с. Проте в окремих випадках час стопоріння може досягати 2 с [1, 3]. Тоді при прийнятому значенні t_C – часу стикування (стопоріння) вантажу з вантажною кареткою:

$$\begin{cases} \frac{1}{v} \left(\frac{Q[L - x_K(t_0)]}{C_{3B}} + H_{\text{пд}} \right) < t_3; \\ t_3 \leq \frac{1}{v} \left(\frac{Q[L - x_K(t_0)]}{C_{3B}} + H_{\text{пд}} \right) + t_C. \end{cases} \quad (13)$$

Четвертий етап технологічного циклу, коли вантажна каретка переміщується по несному канату, залежить від загальної довжини прольоту і координати точки розташування вантажної каретки у початковий момент часу (рис. 1). Для визначення тривалості цього етапу необхідно врахувати провисання вільної ділянки канату між кареткою та приводом. Оскільки стрілки провисання канатів мобільних лісотранспортних установок є малими, то довжину вільної ділянки тягово-вантажопідіймального канату обчислюють за умови провисання канату по параболі [1, 3]. З урахуванням цього вирази для визначення тривалості переміщення вантажної каретки запишемо так:

$$\begin{cases} t_4 > \frac{1}{v} \left(\frac{Q[L - x_K(t_0)]}{C_{3B}} + H_{\text{пд}} \right) + t_C; \\ t_4 \leq \frac{1}{v} \left(\frac{Q[L - x_K(t_0)]}{C_{3B}} + H_{\text{пд}} + \frac{(L - x_K(t_0))}{\cos \beta} + \frac{(gq_K)^2 \cdot (L - x_K(t_0))^3}{24 \cdot H^2} \cos \beta \right) + t_C, \end{cases} \quad (14)$$

де β – кут нахилу хорди прольоту; H – горизонтальна складова сили натягу канату [1,3]; q_K – погонна маса канату.

Змінний радіус барабана з намотаним канатом у довільний момент часу обчислюємо за залежністю [7]:

$$r_H(t) = \frac{d_{B3}}{2} + d_K \cdot (n'(t) - 0,5), \quad (15)$$

де d_{B3} – діаметр барабана без канату; d_K – діаметр канату; $n'(t)$ – кількість шарів намотаного канату.

Кути повороту $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ і кутові швидкості $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ зведених обертових мас привода визначаємо методом числового інтегрування систем диференціальних рівнянь (1) і (9). Зведені динамічні моменти у фрикційній муфті та механічних передачах привода обчислюємо так:

– у муфті:

$$M_{Д1} = c_{3B1} [\varphi_2 - \varphi_3] + v_1 [\omega_2 - \omega_3]; \quad (16)$$

– у механічних передачах:

$$M_{Д2} = c_{3B2} [\varphi_3 - \varphi_4] + v_2 [\omega_3 - \omega_4]. \quad (17)$$

Чисельне інтегрування систем диференціальних рівнянь (1) і (9) та подальший розрахунок динамічних моментів за формулами (16), (17) виконано у системі Mathcad 15.0 за допомогою розробленої прикладної програми. На кожному кроці числового інтегрування систем диференціальних рівнянь руху привода (1) та (9) обчислювали такі змінні величини: мо-

мент тертя в фрикційній муфті $M_{TP}(t)$ з урахуванням умови вмикання (7) та пробуксовування (8); обертовий момент двигуна $M_{ДВ}(\omega_1)$ за формулою Лейдермана з урахуванням виразів, які моделюють роботу двигуна на регуляторній вітці швидкісної характеристики; момент інерції приводного барабана $I_4(t)$, а також складову, яка враховує зміну моменту інерції барабана $\frac{dI_4(t)}{dt}$ унаслідок багатошарового намотування канату; момент сили опору, що діє на приводний барабан, $M_{оп}^T(t)$ з урахуванням залежностей (10) – (15).

У початковий момент часу t_0 кутова швидкість вала двигуна внутрішнього згорання не дорівнює нулеві, вал обертається з початковою частотою n_0 . Решта елементів привода у початковий момент часу є нерухомими, тому кути обертання зведених мас φ_i та кутові швидкості ω_i зведених мас динамічної моделі дорівнюють нулеві. Виходячи з цього запишемо початкові умови для чисельного інтегрування систем диференціальних рівнянь (1) та (9): $t_0 = 0$, $\varphi_1(t_0) = 0$, $\varphi_2(t_0) = 0$, $\varphi_3(t_0) = 0$, $\varphi_4(t_0) = 0$, $\omega_1(t_0) = \frac{\pi \cdot n_0}{30}$, $\omega_2(t_0) = 0$, $\omega_3(t_0) = 0$, $\omega_4(t_0) = 0$.

Результати числового моделювання динаміки однобарабанного привода з передавальним відношенням $u = 20$ наведено на рис. 3 – 5. Графіки на рис. 3 – 5 отримані на підставі розв'язку систем диференціальних рівнянь (1), (9) методом Ейлера у системі Mathcad 15.0. Для розрахунків прийняті такі дані: $N_{e\max} = 60$ кВт; $n_N = 2200 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$; $M_N = 260$ Н·м; $t_C = 0,55$ с; $\beta_{3ч} = 1,5$; $I_2 = 0,2$ кг·м²; $t_M = 0,1 \dots 1,9$ с; $L = 400$ м; $Q = 16$ кН; $\beta = 30^\circ$; $c_1 = 25 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$; $c_2 = 40 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$; $v_1 = 18 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$; $v_2 = 2,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$; $x_K(t_0) = 80$ м; $n_0 = 1000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

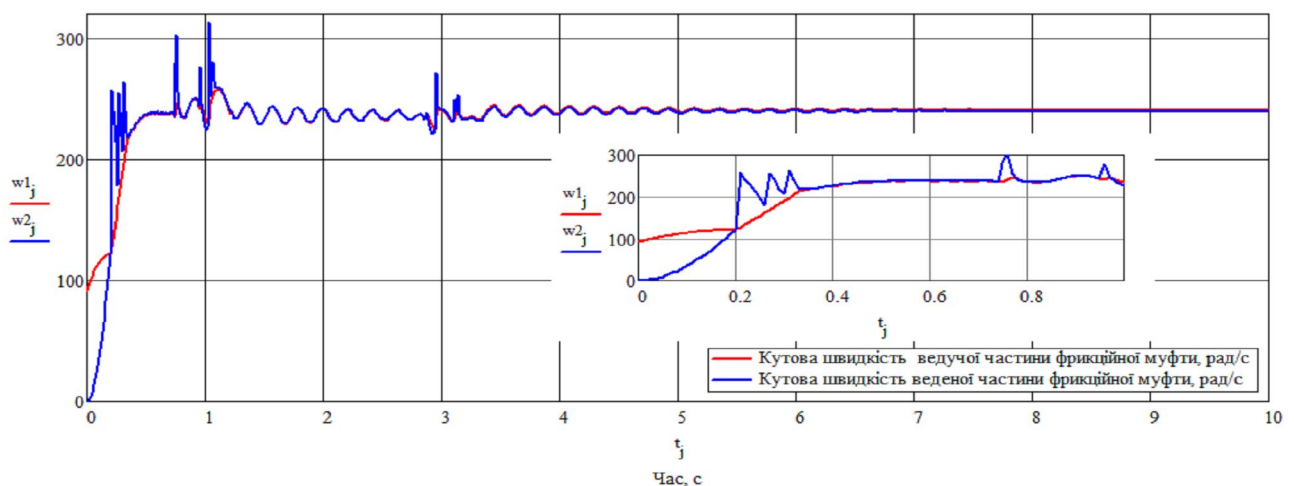


Рисунок 3 – Зміна кутових швидкостей валів привода

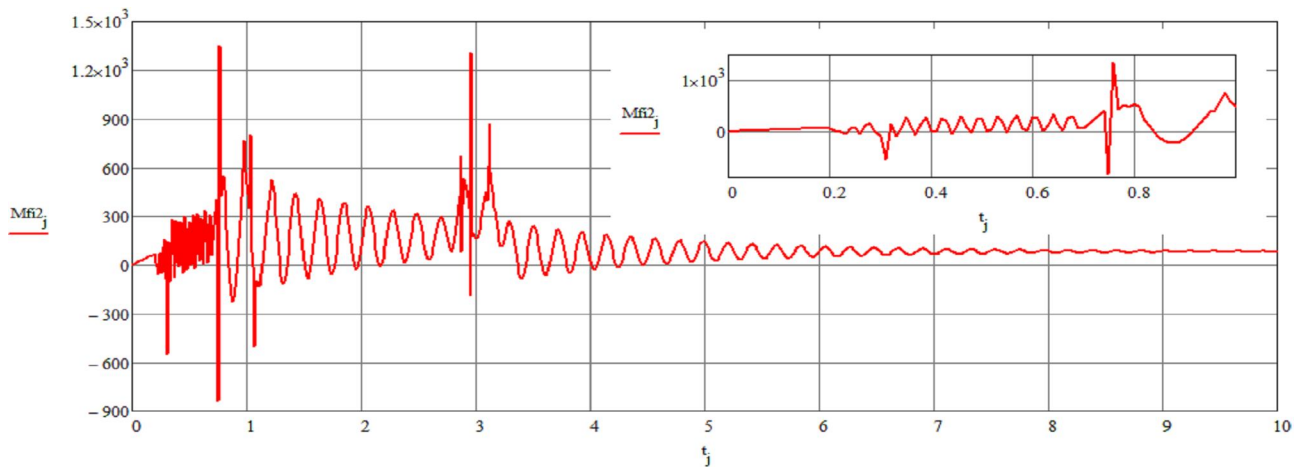


Рисунок 4 – Зміна зведеного динамічного моменту у фрикційній муфті

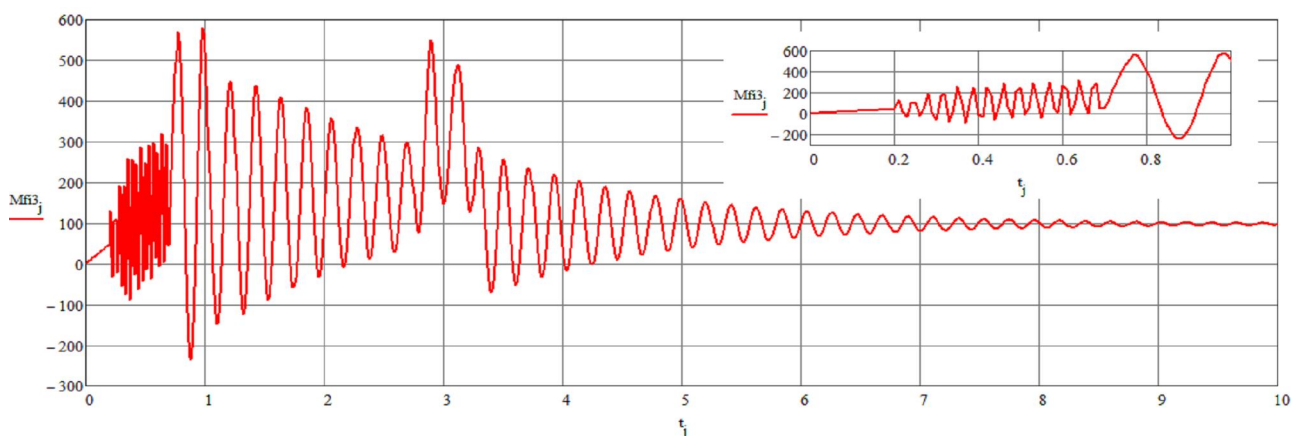


Рисунок 5 – Зміна зведеного динамічного моменту у механічних передачах привода

На збільшеному (рис. 3) фрагменті графіка видно, що під час вмикання фрикційної муфти ($t = 0,2 \dots 0,35$ с) та відриву вантажу від опорної поверхні ($t = 0,7$ с) кутові швидкості тягової та тяжкої частин муфти не збігаються, оскільки відбувається буксування. У муфті в цей час виникають короточасні пікові динамічні моменти (до $1,3 \text{ кН} \cdot \text{м}$), які швидко згасають (рис. 4, збільшений фрагмент графіка). Значення пікових динамічних моментів перевищують значення номінального моменту в 2,5-3 рази. На графіку зміни зведеного динамічного моменту в механічних передачах (рис. 5) такі короточасні перевантаження під час буксування відсутні. Отже графіки на рис. 4 та рис. 5 ілюструють реалізацію захисних функцій фрикційної муфти від перевантажень передач привода й узгоджуються з результатами відомих наукових досліджень [5]. Для привода підвісної канатної лісотранспортної установки за наведеними вище даними динамічний момент у передачах сягає максимальних значень під час вмикання фрикційної муфти (на 0,2 с), в момент відриву вантажу від поверхні (на 0,7-0,8 с) та під час стопоріння вантажу з вантажною кареткою (на 2,8-3 с).

Оцінку динамічних навантажень у приводі виконано за допомогою коефіцієнта динамічності:

$$k_d = \frac{M_{d \max}}{M_n}, \quad (18)$$

де $M_{d \max}$ – максимальне значення зведеного динамічного моменту в механічних передачах, обчислене за (11); M_n – зведений момент за номінального навантаження, який дорівнює

$$M_n = \frac{Q \cdot r_H'(t)}{u}$$

Важливим експлуатаційним параметром привода з фрикційною муфтою є темп вмикання муфти, який задають або часом вмикання, або швидкістю наростання моменту тертя в муфті [4,5]. Результати обчислення коефіцієнта динамічності залежно від часу вмикання фрикційної муфти ($t_M \in [0,1; 1,9]$) показано на рис. 6 у вигляді графіків при різних частотах обертання вала двигуна.

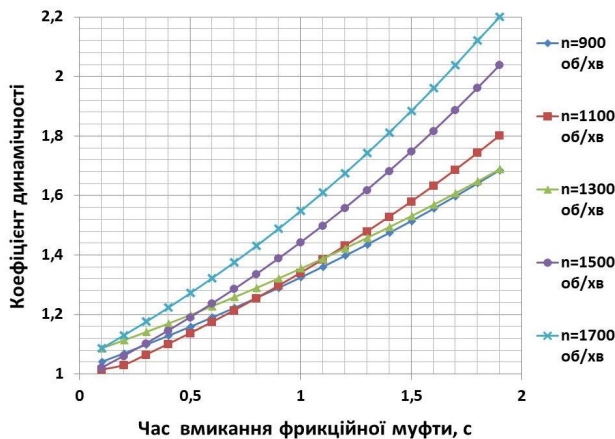


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнта динамічності навантаження передач привода від часу вмикання фрикційної муфти зчеплення

Висновки. 1. Динамічний момент у передачах привода мобільної канатної лісотранспортної установки з двигуном внутрішнього згоряння та фрикційною муфтою сягає максимальних значень у момент відриву вантажу від поверхні (590 Н·м) та під час стопоріння вантажу з вантажною кареткою (580 Н·м). Тому найбільш потенційно небезпечні

режими роботи приводів підвісних канатних лісотранспортних установок виникають під час відриву вантажу від вантажної поверхні та стопоріння вантажу із вантажною кареткою, а не в момент пуску двигуна чи вмикання фрикційної муфти.

2. Збільшення часу вмикання муфти зчеплення призводить до зростання коефіцієнта динамічності. Менші значення коефіцієнта динамічності при швидшому темпі вмикання муфти (рис. 6) пояснюються тим, що на першому етапі технологічного циклу роботи сила натягу тягово-вантажопідіймального канату та момент сили опору зростають поступово за лінійною залежністю. Тоді меншим значенням часу вмикання муфти t_M відповідають менші значення моменту сил опору $M_{оп}^T(t)$ на приводному барабані. Отже для зменшення динамічних навантажень на передачі приводів канатних лісотранспортних установок з фрикційними муфтами слід зменшувати час вмикання муфти до 0,2...0,4 с. Точні значення часу вмикання муфти і швидкості наростання моменту тертя можна реалізувати, впроваджуючи в конструкцію приводів канатних лісотранспортних установок елементи автоматизованого управління.

Список літератури:

1. Адамовський М. Г. Підвісні канатні лісотранспортні системи [Текст] / М. Г. Адамовський, М. П. Мартинців М. П., Й. С. Бадера. – Київ. ІЗМН, 1997, 156 с.
2. Коржов В. Л. Конструктивно-технологічні особливості мобільних канатних лісотранспортних установок вмонтованого типу [Текст] / В. Л. Коржов, В. С. Кудра // Промислова гідравліка і автоматика. – 2010. – № 3 (29). – С. 18-20.
3. Занегин Л. А. Машины и механизмы для канатной трелёвки.[Текст] / Занегин Л. А., Воскобойников И. В., Еремеев Н. С. – М.: МГУЛ, 2004. – 446 с.
4. Білик Б. В. Теорія самохідних лісових машин [Текст] / Б. В. Білик, М. Г. Адамовський. – Київ-Львів: ІЗМН, 1998. – 208 с.
5. Нгуен Хак Туан. Выбор путей снижения динамических нагрузок в механической трансмиссии автомобиля с гибридными силовыми установками – дисс... канд. техн. наук: 05.05.03 [Текст] / Нгуен Хак Туан. – М: МГТУ "МАМИ, 2011. – 188 с.

6. Kharchenko Ye., Sobkowski S. (2005), "Mathematical modelling of transients in drives of building elevating devices", *Diagnostyka. Quarterly published by the Polish Society of Technical Diagnostics*. Vol. 35, pp. 37-42, Warsaw.

7. Малащенко В.О. Дослідження роботи приводів канатних лісотранспортних установок із врахуванням багатшарового намотування канату [Текст] / В. О. Малащенко, М. П. Мартинців, В. В. Бариляк // Підйомно-транспортна техніка. – Дніпропетровськ, 2013. – № 2. – С. 29–38.

8. Ye. M. Lutyu, V.V. Barylyak, O.M. Udovytskyu (2015), "Calculation features of variables process loads acting on the cable timbertransporting plants drive". *Fo-restry, Forest, Paper and Woodworking Industry. Interdepartmental scientific and technical research collection*. no. 41, pp. 29-39.

References:

1. Adamovsky M., Martyntsv M., Badera J. (1997), "Suspended cable timbertransporting plants". – Kyiv-Lviv. IZMN, 156 p.

2. Korzhov V., Cudra V. (2010), "Constructive-technological features of mobile cable timbertransporting plants of built up type". *Industrial hydraulics and automation*. no. 3.29, pp.18-20.

3. Zanehyn L., Voskoboinikov I., Yeremeev N. (2004), "Machines and Mechanisms for cable logging". – Moscow. MHUL, 446 p.

4. Bilyk B.V. and Adamovsky M.G. (1998) "Theory propelled forest machines"- Kyiv-Lviv: IZMN, 208 p.

5. Nguyen Hak Tuan (2011) "Choosing ways to reduce the dynamic loads in the mechanical transmission of the car with hybrid power plants". Dissertation for the degree of the Cand. of Technical Sciences. – Moscow, 188 p.

6. Kharchenko Ye., Sobkowski S. (2005), "Mathematical modelling of transients in drives of building elevating devices", *Diagnostyka. Quarterly published by the Polish Society of Technical Diagnostics*. Vol. 35, pp. 37-42, Warsaw.

7. Malashhenko V., Martynciv M., Baryliak V. (2013). „Research of work of cable timber transporting plants drives with regard multilayer winding rope”. *Lifting and conveying equipment*. no.2, pp. 29-38.

8. Ye. M. Lutyu, V.V. Barylyak, O.M. Udovytskyu (2015), "Calculation features of variables process loads acting on the cable timbertransporting plants drive". *Fo-restry, Forest, Paper and Woodworking Industry. Interdepartmental scientific and technical research collection*. no. 41, pp. 29-39.

