

$$W_{\text{вк}} = \frac{3 \cdot [P] \cdot k_c \cdot \sqrt{a \cdot b}}{4 \cdot R_1} = 291 \frac{R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot k_c \cdot [\sigma]^4}{n_p \cdot E^3 \cdot (2R_2 - R_1)^3} \cdot \sqrt{n_a \cdot n_b} \quad (11)$$

Опір коченню для цього випадку становить

$$W_{\text{мк}} = 124 \cdot \frac{n_b \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot [\sigma]^4}{n_p^4 \cdot E^3 \cdot (2R_2 - R_1)^3} \quad (12)$$

Загальне зусилля опору руху становить

$$W = W_{\text{мк}} + W_{\text{вк}} = 124 \frac{n_b \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot [\sigma]^4}{n_p^4 \cdot E^3 \cdot (2R_2 - R_1)^3} \cdot \left( 1 + 2,34 \sqrt{\frac{n_a}{n_b}} \cdot k_c \right) \quad (13)$$

Оскільки коефіцієнти рівняння еліпса дотику

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{R_1} - \frac{1}{1,03 \cdot R_1} = 0,029,$$

то  $n_a=3,9$ ;  $n_b=0,4$  то  $n_p=0,6$ , а рівняння (13) буде мати вигляд: 7.07010601

$$W = W_{\text{мк}} + W_{\text{вк}} = 124 \frac{n_b \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot [\sigma]^4}{n_p^4 \cdot E^3 \cdot (2R_2 - R_1)^3} \cdot (1 + 7,3k_c) \quad (14)$$

Частки залежності опору коченню та вертінню кульки біговою доріжкою ОПК наведено на рисунку. Аналіз аналітичної (14) і графічних залежностей (рис.) дає змогу зробити попередній висновок, що зусилля як вертіння, так і кочення кульки біговою доріжкою кільця ОПК залежать від співвідношення коефіцієнтів рівняння еліпса плями контакту.

Наприклад, для другої схеми (сферична кулька контактує з біговою доріжкою кільця:  $R_2=1,03R_1$  і  $\mu=0,15$ ) опір вертінню становить близько 30 %, тобто в 3 рази більше, ніж для першої схеми, по якій сферична кулька контактує з площиною:  $R_2=\infty$ ,  $R_1=0,5d_{\text{кульки}}$  і  $k_c=0,05$ .

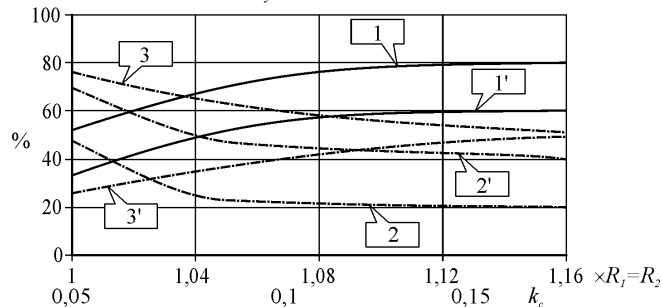


Рис. Частка залежності опору коченню та вертінню, %: 1, 1' – від  $R_2$  при  $f=0,05$  відповідно; 2, 2' – від  $R_2$  при  $f=0,15$  відповідно; 3, 3' – від коефіцієнта тертя ковзання при  $R_2=1,04R_1$ , відповідно

**Висновки:**

1. У нормативній величині коефіцієнта тертя кочення кульки кільцем опорно-поворотного круга близько 30 % припадає на опір кульки вертінню.

2. При проектуванні кулькових опорно-поворотних кругів будівельних машин потрібно приймати конструктивні рішення як зі зменшення коефіцієнта опору коченню, так і зменшення коефіцієнта опору вертінню.

**Література**

1. Александров М.П. Справочник по кранам. – В 2 т. – Т.2: Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Коровин / под общ. ред. М.М. Гохберга. – М.: Изд-во "Машиностроение", 1988. – 559 с.
2. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев А.П., В.В. Матвеев. – К.: Вид-во "Наук. думка", 1988. – 736 с.
3. Ковальский Б.С. Вопросы передвижения мостовых кранов / Б.С. Ковальский. – Луганск: Изд-во ВНУ, 2000. – 63 с.
4. Гулиа Н.В. Методика расчета основных параметров фрикционного дискового вариатора / Н.В. Гулиа, С.А. Юрков, Е.А. Петракова, Д.А. Ковчегин, Д.Б. Волков // Инженерный журнал: справочник. – 2001. – № 1. – С. 123-128.
5. Ромашкин О.Г. О влиянии геометрии основного контакта фрикционной бесступенчатой передачи на коэффициент трения / О.Г. Ромашкин // Трение и износ. – 1986. – Т.7, № 5. – С. 26-29.

**Заяць Г.В. Исследование влияния вращения на сопротивление качению при движении шариков по кольцу опорно-поворотного круга строительной машины**

Рассмотрена нагрузочная способность опорно-поворотного круга с учетом трения качения для строительной машины. Установлено, что усилие как вращения, так и качения шарика по беговой дорожке кольца ОПК зависят от соотношения коэффициентов уравнения эллипса пятна контакта.

**Zayac' G.V. Researches of influence of rotation on resistances to woobling at motion of marbles on a ring persistently – turn-table of a build machine**

Loading ability of persistently-turning circle is considered taking into account the friction of woobling for a build machine. It is set that effort both rotation and woobling of marble on the racecourse of ring of OPK depend on correlation of coefficients of equalization the ellipse of heel contact.

УДК. 621.86.065

Асист. В.В. Бариляк – НЛТУ України, м. Львів

**ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В ПРИВОДАХ ПІДВІСНИХ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК**

Розроблено математичну модель електромеханічного привода канатної лісо-транспортної установки, у якій враховано змінний момент інерції приводного барабану, а також змінні зовнішні моменти від рушійних сил та сил опору. Досліджено динамічні навантаження, які виникають у приводах канатних установок, із врахуванням жорсткості ліній передач привода та вантажопідймальності канатної установки.

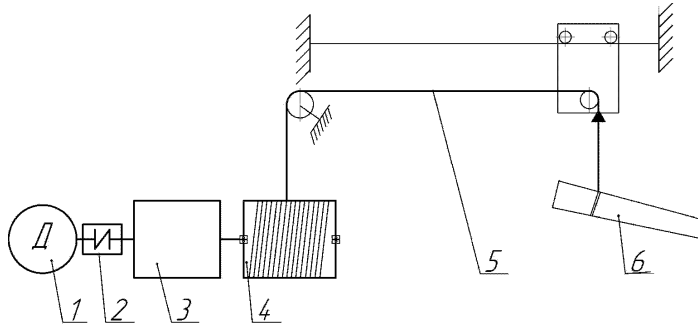
**Ключові слова:** привід канатної установки, математична модель, динамічні зусилля, жорсткість ліній передач.

Багаторічні дослідження лісозаготівельників і лісоводів показали, що при освоєнні гірських лісів найбільш ефективним видом первинного транспортування деревини є канатні лісотransпортні установки. Привод є одним із найбільш складних і відповідальних елементів, від якого значною мірою залежать функціональні можливості та надійність всієї канатної лісотransпортної установки. Залежно від технологічних умов роботи канатних уста-

новок, приводи можуть істотно відрізнитись конструктивними параметрами: кількістю приводних барабанів, типом приводних двигунів, гальмівних систем і систем керування, механічними передачами й ін.

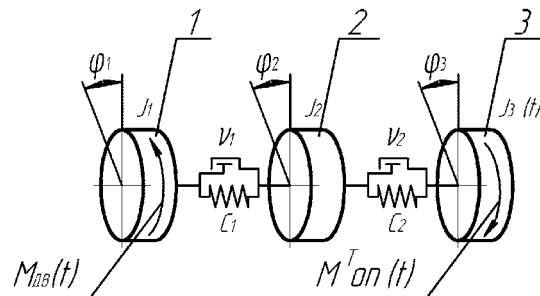
Аналіз наукових досліджень показав, що роботу приводів канатних лісотransпортних установок вивчено не достатньо, а в наявних наукових дослідженнях не враховано важливі особливості, притаманні таким приводним системам. Найбільш істотними факторами, які впливають на роботу приводів, є змінні моменти інерції приводних барабанів та характер зміни зовнішніх навантажень, які діють на елементи привода.

Аналіз роботи канатних лісотransпортних установок показав, що здебільшого одночасно в роботі бере участь не більше двох приводних барабанів. Тому, незалежно від кількості приводних барабанів, теоретичні дослідження роботи приводів лісотransпортних канатних установок можна проводити за допомогою одно- та двобарабаних розрахункових схем. Ми навели результати досліджень роботи однобарабанного привода, лісотransпортної канатної установки, принципову схему якого зображено на рис. 1.



**Рис. 1. Принципова схема однобарабанного привода лісотransпортної канатної установки:** 1) двигун; 2) муфта; 3) механічна передача; 4) приводний барабан робочого ходу; 5) тягово-вантажопідіймальний канат; 6) вантаж

Однобарабаний привод (рис. 1) замінюємо еквівалентною веденою тримасовою динамічною моделлю із трьома ступенями вільності. Динамічна модель привода складається із розрахункової моделі (схеми) та математичної моделі (математичних рівнянь) [3]. Розрахункову модель привода зображено на рис. 2.



**Рис. 2. Розрахункова модель однобарабанного привода**

На розрахунковій моделі привода (рис. 2) прийнято такі позначення: 1 – рухома обертова маса двигуна і муфти; 2 – зведена обертова маса механічних передач привода; 3 – зведена обертова маса приводного барабана, тягово-вантажопідіймального канату та транспортованого вантажу з вантажною кареткою;  $M_{ДВ}(t)$  – крутний момент рушійних сил двигуна;  $M_{ОП}^T(t)$  – зведений до вала двигуна момент сил опору, що діє на приводний барабан із тяговим канатом;  $I_1$  – момент інерції обертових рухомих мас двигуна та муфти;  $I_2$  – зведений до вала двигуна момент інерції механічних передач привода;  $I_3(t)$  – зведений до вала двигуна момент інерції обертової маси, яка еквівалентна масам приводного барабана, тягово-вантажопідіймального канату та транспортованого вантажу з вантажною кареткою;  $c_1, c_2$  – зведені коефіцієнти крутильної жорсткості ліній передач;  $\nu_1, \nu_2$  – зведені коефіцієнти дисипації (коефіцієнти в'язкого опору) ліній передач;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – узагальнені координати рухомих обертових мас привода.

Рівняння руху (математичну модель) привода складаємо за методом кінестатики на основі принципу Д'Аламбера:

$$\begin{cases} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + \nu_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{ДВ}(t); \\ -I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - \nu_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + \nu_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ I_3(t) \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} - \nu_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = -M_{ОП}^T(t). \end{cases} \quad (1)$$

У лівій частині системи рівнянь (1) враховано інерційні крутні моменти відповідних зведених обертових мас привода, а також моменти сил пружного опору ліній передач привода та в'язкого опору тертя. У правій частині системи рівнянь – зведені зовнішні крутні моменти і зусилля.

Електромагнітний крутний момент електродвигуна можна визначити із чотирьох нелінійних диференціальних рівнянь електромагнітного стану машини [2, 4, 5], які запишемо в матричній формі:

$$\begin{cases} \frac{di_S}{dt} = A_S(u_S + \Omega_S \psi_S - R_S i_S) + B_S(\Omega_R \psi_R - R_R i_R); \\ \frac{di_R}{dt} = A_R(\Omega_R \psi_R - R_R i_R) + B_R(u_S + \Omega_S \psi_S - R_S i_S), \end{cases} \quad (2)$$

де:  $i_S, i_R, u_S$  – матриці-стовбці струмів і напруг;  $A_S, B_S, A_R, B_R$  – квадратні матриці зв'язку;  $\Omega_S, \Omega_R$  – матриці частот обертання;  $\psi_S, \psi_R$  – матриці-стовбці повних потокозчеплень;  $R_S, R_R$  – активні опори. Індекс  $R$  вказує на належність величини до обмотки ротора, а  $S$  – статора.

Електромагнітний крутний момент електродвигуна можна обчислити за формулою [2, 4, 5]:

$$M_{ДВ}(t) = M_E = \frac{2}{3} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{Rx} i_{Sy} - i_{Ry} i_{Sx}), \quad (3)$$

де  $p_0$  – кількість пар магнітних полюсів. Під час визначення моменту сил опору  $M_{ОП}^T(t)$  необхідно врахувати змінний радіус намотування та змінне зусилля натягу тягово-вантажопідіймального канату:

$$M_{ОП}^T(t) = S(t) \cdot r_H(t), \quad (4)$$

де:  $S(t)$  – зусилля натягу тягово-вантажопідіймального канату;  $r_H(t)$  – радіус намотування канату.

Для того, щоб зведена розрахункова модель, представлена на рис. 2, була за динамічними параметрами еквівалентна первинній моделі привода, наведеній на рис. 1, необхідно розрахувати її зведені параметри [2, 3]. Під час визначення змінного зведеного моменту інерції приводного барабана із канатом та вантажем необхідно також враховувати режим роботи канатної установки. На етапі підймання та стопоріння формуючими чинниками для моменту інерції є маси вантажу і рухомого каната, а на етапі переміщення потрібно додатково врахувати масу вантажної каретки.

Рівняння (1) і (2) разом утворюють замкнену систему, яка описує динамічний стан електромеханічного привода. Для її розв'язування необхідно використати числові методи, які дають змогу проінтегрувати системи диференціальних рівнянь першого порядку на заданому часовому проміжку. Щоб застосувати для розв'язування систем диференціальних рівнянь числові методи, необхідно кожне з рівнянь розв'язати відносно вищої похідної та привести систему до нормального виду Коші. Після перетворень можна представити математичну модель однобарабанного електромеханічного привода канатної установки у вигляді системи з десяти нелінійних диференціальних рівнянь першого порядку.

Розв'язання систем рівнянь (1) і (2) дає можливість визначити кути повороту і кутові швидкості зведених обертових мас динамічної моделі привода (параметри руху механічної частини привода). Окрім параметрів руху механічної частини, можна також визначити електромагнітні параметри приводного двигуна і побудувати часову залежність його електромагнітного крутного моменту. За відомими кутовими параметрами руху мас привода можна побудувати часові залежності динамічних моментів, які навантажують лінії передач привода [2, 3]:

$$M_{Дj} = c_{3Bj} [\varphi_j - \varphi_{j+1}] + v_j [\omega_j - \omega_{j+1}], \quad (5)$$

де:  $M_{Дj}$  – динамічний момент у лінії передач привода, яка відповідає  $j$ -й ділянці розрахункової моделі;  $\varphi_j - \varphi_{j+1}$  – відносна кутова деформація  $j$ -ї ділянки розрахункової моделі;  $\omega_j - \omega_{j+1}$  – швидкість зміни відносної кутової деформації  $j$ -ї ділянки розрахункової моделі.

Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці, а результати досліджень роботи однобарабанного привода, оснащеного електродвигуном та

пружною муфтою, зображено на рис. 3-6 у вигляді графіків. Розрахунок параметрів динамічної моделі привода виконано за допомогою розробленої прикладної програми в системі MathCad 15.0 на часовому проміжку  $t \in (1; 300)$ .

Табл. Вхідні дані для дослідження роботи однобарабанного привода

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Позначення двигуна			4A180M4
Номинальна потужність двигуна	$P_{НОМ}$	кВт	30
Момент інерції ротора двигуна	$J_{Д.Р.}$	кг·м <sup>2</sup>	23
Вантажопідіймальність	$Q$	кН	16
Зведений момент інерції ротора двигуна та муфти привода	$J_1$	кг·м <sup>2</sup>	23,5
Зведений до валу двигуна момент інерції обертових мас передач привода	$J_2$	кг·м <sup>2</sup>	0,02
Коефіцієнт жорсткості муфти привода	$c_1$	$\frac{Н \cdot м}{рад} \cdot 10^3$	25
Коефіцієнт жорсткості лінії передач привода	$c_2$	$\frac{Н \cdot м}{рад} \cdot 10^3$	40
Зведений коефіцієнт в'язкого опору ділянки динамічної моделі привода від маси двигуна до зведеної маси передач	$v_1$	$\frac{Н \cdot м \cdot с}{рад}$	15
Зведений коефіцієнт в'язкого опору ділянки динамічної моделі привода від зведеної маси передач до зведеної маси барабана	$v_2$	$\frac{Н \cdot м \cdot с}{рад}$	$2,96 \cdot 10^{-3}$

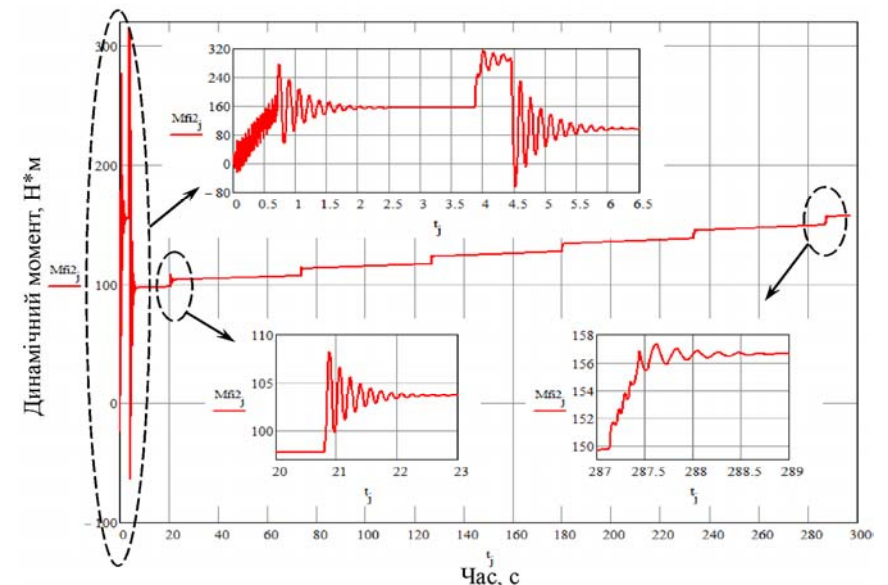


Рис. 3. Часова залежність динамічного моменту в лінії передач привода

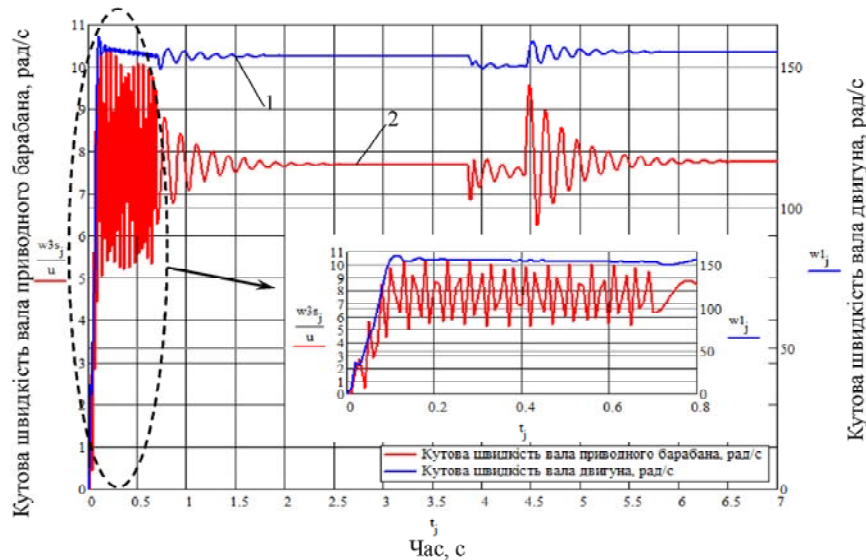


Рис. 4. Часові залежності кутових швидкостей валів привода:  
1) вала двигуна; 2) вала барабана

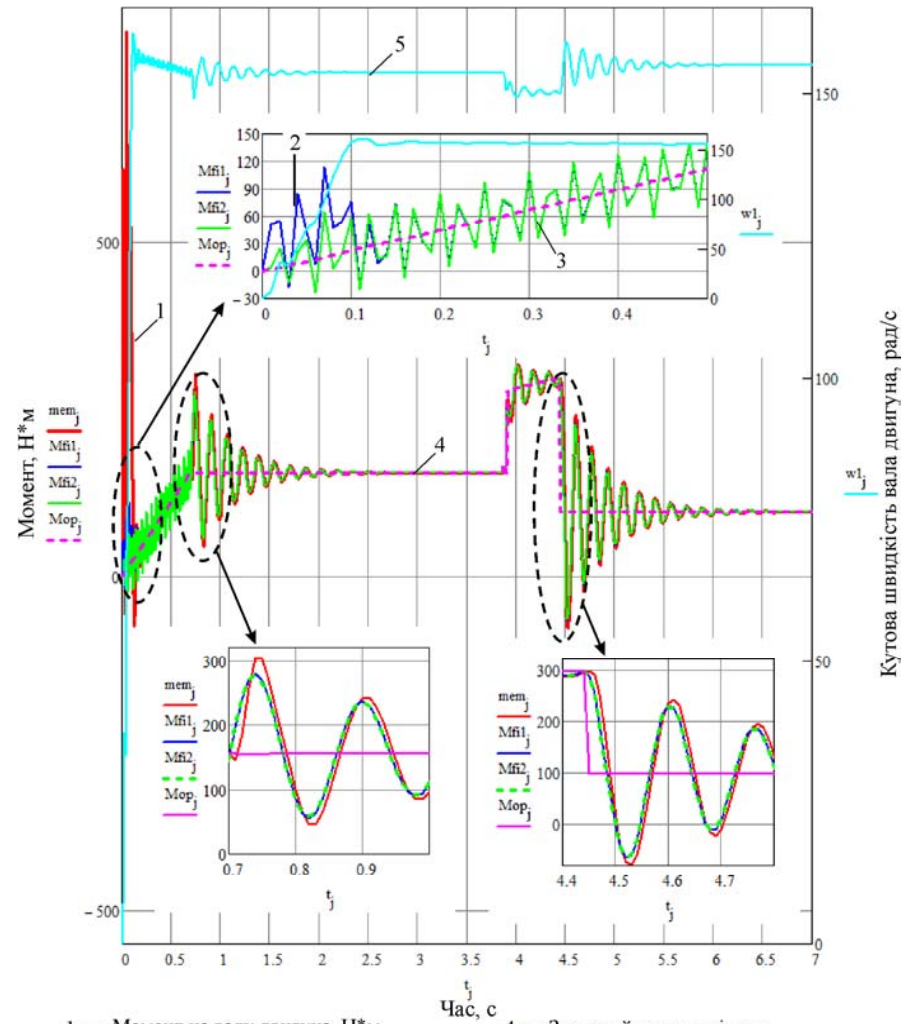
Із графіка динамічного моменту в приводі, наведеного на рис. 3, видно, що перших 7-8 с. роботи характеризуються максимальними значеннями та високочастотними коливаннями динамічного моменту в лінії передач привода. Наступні періоди роботи привода характеризуються поступовим зростанням динамічного моменту за величиною та припинення його коливань. Зростання величини моменту пов'язане із збільшенням радіусу намотування канату і, як наслідок, збільшенням зовнішнього моменту від сил опору за умови переходу на нові витки, а поступове припинення коливань відбувається внаслідок зростання моменту інерції приводного барабана під час намотування канату.

На величину динамічних моментів у передачах привода впливають багато зовнішніх факторів, найбільш істотними серед яких є: конструктивні та кінематичні параметри привода (тип приводного двигуна та діаметр приводного барабана, величина передавального відношення передач, тип механічних передач й ін.), а також експлуатаційні параметри канатної установки (вага транспортованого вантажу, довжина прольоту та місце розташування вантажної каретки в прольоті, ухил несучого каната, спосіб транспортування й ін.). Для дослідження впливу деяких із зазначених вище параметрів на динамічні навантаження у приводі й оцінювання динамічних навантажень можна використати коефіцієнт динамічності  $k_d$ :

$$k_d = \frac{M_{D_{max}}}{M_{ном}} \quad (6)$$

де:  $M_{D_{max}}$  – максимальне значення динамічного крутного моменту в лінії передач привода;  $M_{ном}$  – значення моменту в лінії передач привода при нерухо-

мому жорстко закріпленому (умовно) валу двигуна під дією зведеного статичного номінального зовнішнього навантаження.



1 — Момент на валу двигуна, Н\*м  
2 — Динамічний момент в муфті, Н\*м  
3 — Динамічний момент в лінії передач, Н\*м  
4 — Зведений момент від сил опору на приводному барабані, Н\*м  
5 — Кутова швидкість вала двигуна, рад/с  
Рис. 5. Суміщені графіки моментів та кутової швидкості вала двигуна

Як номінальне зовнішнє навантаження приймемо значення зусилля натягу тягово-вантажопідіймального каната, яке дорівнює вазі вантажу Зведений крутний момент від номінального статичного навантаження можна обчислити за формулою

$$M_{ном} = \frac{Q \cdot r_H'(t)}{u_{ПР}}, \quad (7)$$

де:  $r_H'(t)$  – значення радіуса намотування каната на приводний барабан при дії максимального динамічного моменту в лінії передач привода;  $Q$  – вага вантажу;  $u_{ПР}$  – передавальне відношення передач привода.

Для детального дослідження впливу жорсткості ліній передач на величину і характер зміни динамічних навантажень у приводі було проведено розрахунок коефіцієнта динамічності для різних значень ваги вантажу та коефіцієнтів жорсткості. Залежність величини коефіцієнта динамічності від жорсткості передач привода із врахуванням вантажопідймальності канатної установки наведено на рис. 6.

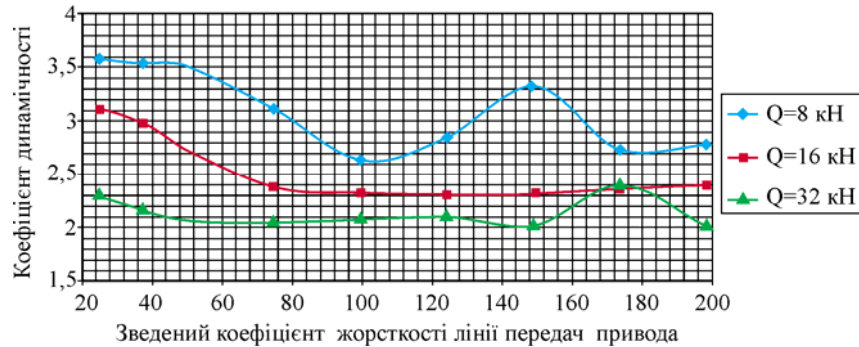


Рис. 6. Залежність коефіцієнта динамічності від жорсткості передач привода

На основі результативних графіків, наведених на рис. 3-6, можна зробити такі висновки:

1. Час розгону електродвигуна є меншим від однієї секунди, що узгоджується із результатами досліджень роботи приводів, наведених у роботах інших авторів [2, 4, 5].
2. Значення динамічного моменту, який виникає в муфті під час розгону двигуна, є більшими, ніж у лінії передач привода. Динамічні моменти в муфті та передачах за величиною вирівнюються тільки після розгону і досягнення номінальної кутової швидкості обертання валу двигуна. Це пояснюють дисипативними властивостями передач і значною інерційністю рухомих мас привода та підтверджують у висновках, зроблені в роботах [4], про те, що приводна система не встигає повною мірою відреагувати на внутрішні високочастотні перехідні процеси, які відбуваються в приводних двигунах.
3. Динамічний момент у лінії передач привода досягає максимальних значень у випадку стопоріння вантажу з кареткою, а не під час запуску двигуна, як зазначено в роботі [4], оскільки тоді зовнішній крутний момент від сил опору на приводному барабані зростає поступово від нульового значення. Пуск двигуна, хоча і характеризується високочастотними коливаннями кутової швидкості та рушійного крутного моменту на валу приводного двигуна, є менш небезпечним режимом роботи привода канатної установки, порівняно із стопорінням, оскільки відбувається при

дуже малих значеннях зовнішнього навантаження на приводному барабані та при пуску є значно меншими період і амплітуди коливань динамічного моменту в приводі. Графічні залежності та висновки, зроблені в роботі [4], не враховують цієї важливої особливості, яка притаманна приводам лісотранспортних канатних установок.

4. Стикування вантажу з вантажною кареткою характеризується синхронним коливанням кутових швидкостей приводних валів електродвигуна і приводного барабана. При цьому амплітуда коливань кутової швидкості вала електродвигуна є більшою, а частота коливань – значно меншою, ніж у період пуску, оскільки так електромеханічна система реагує на значне зростання зовнішнього навантаження на приводному барабані до максимальних значень. Коливання кутової швидкості та моменту електродвигуна внаслідок зміни зовнішнього навантаження (як при зростанні, так і при спаданні) заперечує висновки, наведені в роботі [6], про те, що електродвигун не реагує на механічні коливання та аналіз динаміки привода можна спростити, вважаючи момент двигуна функцією часу або постійним за величиною.
5. Збільшення жорсткостей муфти та передач привода призводить до зменшення тривалості перехідних процесів та швидшого сповільнення.
6. Збільшення ваги вантажу призводить до зростання величини динамічного моменту, а також до зменшення тривалості перехідних процесів у приводі та коефіцієнта динамічності. Тому рекомендовано під час експлуатації максимально використовувати вантажопідймальність канатної установки.

### Література

1. Адамовський М.Г. Підвісні канатні лісотранспортні системи / М.Г. Адамовський, М.П. Мартинців, Й.С. Бадера. – К.: Вид-во ІЗМН, 1997. – 156 с.
2. Костинюк Л.Д. Моделирование электроприводов : навч. посібн. / Л.Д. Костинюк, В.І. Мороз, Я.С. Паранчук. – Львів: Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2004. – 404 с.
3. Смит Дж.М. Математическое и цифровое моделирование для инженеров и исследователей : пер. с англ. / Дж.М. Смит. – М.: Изд-во "Машиностроение", 1980. – 271 с.
4. Удовийський О.М. Обґрунтування основних параметрів та розроблення привода мобільної канатної лісотранспортної установки : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.07 – "Машини та процеси лісівничого комплексу" / УкрДЛТУ. – Львів, 1999. – 20 с.
5. Семчук Л.В. Вплив нестационарних режимів роботи шахтних підймальних установок на навантаження елементів конструкцій : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – "Динаміка та міцність машин" / Л.В. Семчук / НУ "Львівська політехніка". – Львів, 2008. – 20 с.
6. Цехнович Л.И. Неустановившиеся процессы в крутильно-колебательной системе и её моделирование / Л.И. Цехнович // Труды второго всесоюзного совещания по основным проблемам теории машин и механизмам. Динамика машин. – М.: Изд-во "Машгиз", 1960. – С. 33-36.

### Барыляк В.В. Динамические нагрузки в приводах подвесных канатных лесотранспортных установок

Разработана математическая модель электромеханического привода канатной лесотранспортной установки, с учётом сменного момента инерции приводного барабана, а также внешних моментов от движущих сил и сил сопротивления. Исследованы динамические нагрузки, возникающие в приводах канатных установок, с учетом жесткости линий передач привода и грузоподъемности канатной установки.

**Ключевые слова:** привод канатной установки, математическая модель, динамические усилия, жесткость линии передач.

**Barylyak W.W. Dynamic efforts in the drives of the suspended cable timbertransporting plants**

The mathematical model of electromechanic drive of timbertransporting plant that takes into account the variable drive drum inertia moment, and also variable external moments from motive forces and forces of resistance is worked out. The dynamic efforts that arise up in the drives of cable plants taking into account inflexibility of lines of transmissions of drives and lifting capacity of timbertransporting plants is investigated.

**Keywords:** drive of the cable timbertransporting plants, the mathematical model, dynamic efforts, inflexibility of lines of transmissions.

УДК 674:621.928.93

Аспір. Л.М. Дорундяк<sup>1</sup> – НЛТУ України, м. Львів

**РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ПИЛОВЛОВЛЕННЯ У ЦИКЛОНІ ДЛЯ СИСТЕМИ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ДЕРЕВНИХ ВІДХОДІВ**

Представлено результати дослідження ефективності процесу очищення повітряного потоку від деревного пилу. Описано конструкцію експериментального стенда та обладнання, яке використовували для проведення дослідів. Вивчено вплив конструктивних параметрів циклона на процес очищення запиленого потоку повітря.

Сучасна деревообробна промисловість, виробництво меблів, фанери, деревостружкових (ДСП) і деревоволокнистих (ДВП) плит мають різноманітні види відходів, що забруднюють навколишнє середовище. Окремі технологічні процеси зазначених виробництв супроводжуються виділенням і викидом в атмосферу забруднюючих речовин, які утворюються як в основних технологічних процесах, так і в допоміжних підрозділах (котельні, зварювальні пости, кузні й ін.).

Важливим на сьогодні завданням є розроблення нових підходів до питань пиловловлення та використання відходів на деревообробних підприємствах. Необхідним є комплексний підхід до питань енергозбереження. У попередніх дослідженнях [1, 2] ми проаналізували доцільність використання різноманітного повітроочищувального обладнання на деревообробному підприємстві. Встановлено, що для очищення аспірованого повітря від деревообробного цеху найбільш доцільно використовувати фільтрувальні станції, оскільки, порівняно з традиційними донедавна циклонами, вони мають менший гідравлічний опір, вищий ступінь очищення повітряного потоку та існує можливість в холодний період року повертати тепле очищене повітря у цех. Циклони теж не можуть бути повністю усунені з сучасного деревообробного виробництва. Їх "ніша" – очищення повітря від станцій перекачування відходів, де концентрація пилу може становити до 60 %. Тому обґрунтування конструкції таких апаратів є актуальним. Теоретично процес очищення запиленого потоку в циклонах ми описали у роботах [3-5]. Також були проведені експериментальні дослідження впливу геометричних розмірів циклона на його гідравлічний опір. У дослідженні [6] запропоновано напрям розроблення нової конструкції циклона для систем перекачування деревних відходів.

<sup>1</sup> Наук. керівник: проф. С.М. Лютий, д-р техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

У цій роботі описано результати дослідження ефективності процесу очищення повітряного потоку від деревного пилу в циклоні нової конструкції та стенд, на якому проводили дослідження. Експериментальний стенд (рис. 1) для дослідження ефективності процесу очищення запиленого потоку повітря в циклонах розробляли відповідно до методики [7]. За основу прийнято стенд для випробування сухих циклонів, що встановлені на нагнітальній стороні мережі. Під час проведення досліджень використовували рекомендації, які були описані в роботах [8-10]. Випробування проводилося на штучно запиленому повітрі, яке забиралося з приміщення. Температура повітря знаходилася в межах 15-25°C, відносна вологість – 50-75 % [7].

Основним обладнанням стенда є: пиловловлювач, що досліджується, циклон, який був розроблений для роботи в системах перекачування відходів [5, 6] з фільтрувальним рукавом, який встановлено на бункері для відведення частини повітря в атмосферу; вентилятор ВРП–118-43.1-3.15.1; подавач пилу шнекового типу; вакуум-насос ВН–461 продуктивністю  $8,3 \times 10^4$  м<sup>3</sup>/с для відкачування частини пилогозового потоку – відбору пилових проб; ротаметри типу РМ для вимірювання витрат повітря, що відсмоктується через фільтри; аспіратор; прилад TESTOVENT4000/07.88-1 використовували для замірів швидкості потоку повітря; пилозабірні трубки; ртутний термометр із ціною поділок – 0,2°C; аспіраційний психрометр з вентилятором.

Геометричні розміри циклона представлено у табл. 1. Конструкція циклона передбачала можливість зміни висоти циліндричної частини та глибини занурення вихлопної труби для вивчення їх впливу на ефективність апарата.

**Табл. 1. Геометричні розміри циклона**

Параметр	Позначення	Од. вимірювання	Значення
Діаметр циклона	D	мм	400
Висота циліндричної частини	H <sub>ц</sub>	мм	650 (250-850)
Висота конічної частини	H <sub>к</sub>	мм	800
Діаметр вихлопної труби	d	мм	240
Глибина занурення вихлопної труби	h <sub>з</sub>	мм	316 (56-716)
Діаметр пиловипускного отвору	d <sub>0</sub>	мм	150
Швидкість потоку повітря у вхідному патрубку	V	м/с	20

Для регулювання витрат повітря через циклон на всмоктувальній вітці вентилятора встановлено шибер 15 (рис. 1).

Відповідно до [7], для подавання пилу в сепаратор необхідно використовувати механічний живильник через повітряний ежектор або через діагломерацийний пристрій конструкції Фізико-хімічного інституту ім. Л.Я. Карпова. Ця методика орієнтована переважно на схеми роботи циклона під розрідженням і прийнятий вибір мотивований тим, що безпосереднє введення струменя пилового концентрату через відкритий отвір трубопроводу стенда приводить до повільного перемішування пилу з газом і компактний струмінь запиленого стисненого повітря зберігається на великій відстані [7]. У випадку використання схеми з розміщенням циклона на нагнітальній вітці мережі