

## ДИНАМІКА ПРИВОДУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА ІЗ ПРЯМОЛІНІЙНОЮ ДІЛЯНКОЮ

У статті розглянуто модель приводу скребкового конвеєра та виведені залежності для визначення крутних моментів, які передаються з двигуна на ведучий вал транспортера. Наведено необхідні розрахункові схеми для отримання характеру нерівномірності руху механізмів, які пов'язані з особливостями зміни тиску на робочий орган транспортера при динамічному завантаженні сипким матеріалом на прямолінійній ділянці. Вказано практичні рекомендації щодо вибору конструктивних і технологічних параметрів транспортування вантажу в зоні завантаження.

### Умовні позначення

$B$  - робоча ширина жолоба;

$h_c$  - висота скребка;

$h$  - робоча висота скребка,  $h = 0,8h_c$  [1];

$T$  - довжина кроку між скребками;

$l_g$  - довжина траєкторії руху вантажу на скребковому конвеєрі;

$R_1$  - радіус траєкторії руху центра мас порції сипкого вантажу відносно вісі привідного вала;

$\gamma$  - насипна густина сипкого вантажу,  $\gamma = 700$  кг/м<sup>3</sup> для гороху;

$\dot{\varphi}_1$  - кутова швидкість валу півмуфти вихідного вала редуктора;

$\varphi_2$  - кут повороту привідного вала транспортера;

$\dot{\varphi}_2$  - кутова швидкість обертання привідного вала транспортера;

$I_1$  - приведений момент інерції двигуна та редуктора до вала пружної півмуфти;

$I_2$  - приведений момент інерції скребкового конвеєра без вантажу відносно ведучого вала.

Для визначення технічних характеристик транспортної системи, яка включає скребковий конвеєр із прямолінійною ділянкою завантаження, в першу чергу постає задача побудови її динамічної моделі, яка описує скребковий конвеєр із його приводом [1]. У попередній роботі [2] розглядалося питання визначення оптимальної довжини завантаження скребкового транспортера із прямолінійною ділянкою завантаження без урахування процесів, які виникають внаслідок взаємодії приводу із транспортером. Тому мета даної роботи полягає в дослідженні динамічних навантажень на привідному валі скребкового транспортера, які циклічно змінюються внаслідок періодичного захоплення сипкого вантажу в зоні прямолінійної ділянки завантаження.

При вивченні даних процесів були зроблені такі припущення: вантаж є абсолютно сипким тілом; величина об'єму вантажу, яка поступає у зону захоплення вантажу скребком, періодично повторюється з періодом початку роботи нового скребка у зоні завантаження; силами тертя в пружній муфті нехтується.

В основу динамічної моделі транспортера із приводом покладена система рівнянь Лагранжа II роду з двома степенями вільності внаслідок наявності пружної муфти на привідному валі транспортера (рис.1) [3].

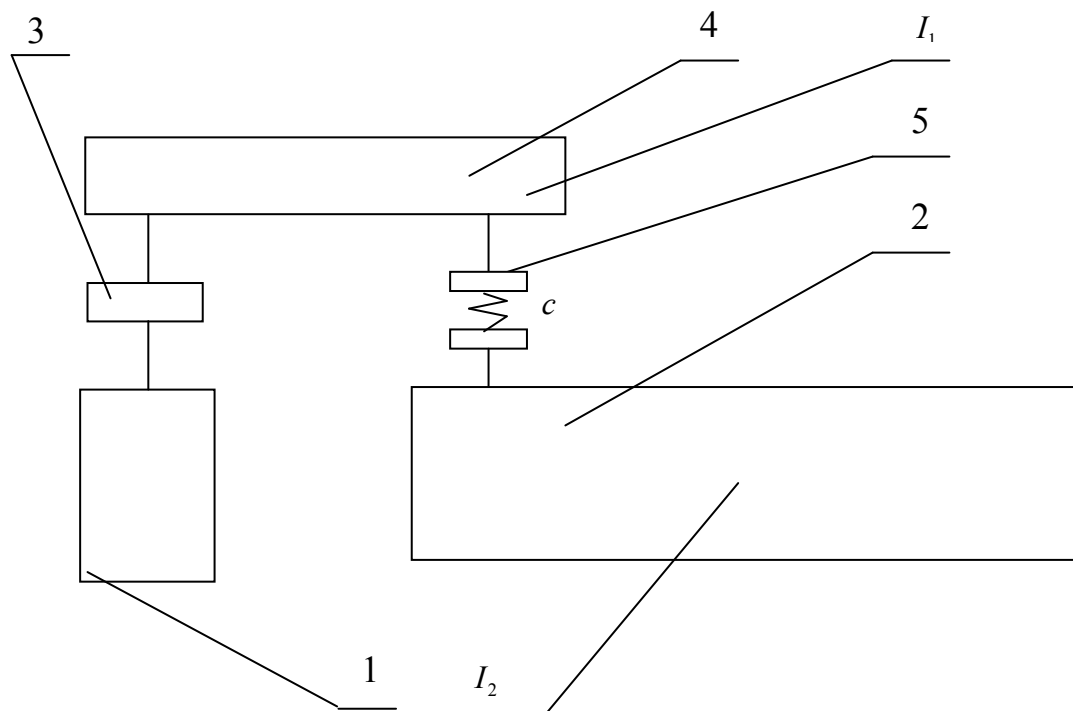


Рис.1. Компоновка схеми приводу скрепкового конвеєра:  
 1 - двигун; 2 – скрепковий конвеєр; 3- запобіжна муфта; 4 – редуктор; 5 – пружня муфта;  
 $I_1$  - приведений момент інерції двигуна, запобіжної муфти, редуктора;  $I_2$  - приведений момент інерції скрепкового транспортера та пружної півмуфти;  
 $c$  - приведена жорсткість приводу

Загальна кінетична енергія системи складається із кінетичної енергії приводу (двигуна, редуктора) та кінетичної енергії скрепкового конвеєра із вантажем:

$$K = \frac{I_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{\dot{\varphi}_2^2}{2} (I_2 + m_v R_1^2), \quad (1)$$

де  $m_v$  - маса всього сипкого вантажу на конвеєрі.

Елементарна робота сил системи:

$$\delta A = (T_d - T_r) i \delta \varphi_1 - (T_0 + T_v + T_z) \delta \varphi_2, \quad (2)$$

де  $T_d$  - момент двигуна;  $T_r$  - постійний момент опору редуктора;  $T_0$  - момент опору конвеєра при його холостому ході;  $T_v$  - момент від опору вантажу при прямолінійному транспортуванні;  $T_z$  - момент опору вантажу при завантаженні;  $\varphi_1$  - кут повороту вихідного вала редуктора;  $i$  - передаточне число [3].

Динамічна характеристика двигуна апроксимується за залежністю визначення його моменту [4]:

$$T_d = \frac{2T_m}{\sigma_m} - \frac{2T_m}{\omega_0 \sigma_m} \omega - \frac{1}{\omega_0 \sigma_m} \dot{T}_d,$$

де  $\omega$  - кутова швидкість ротора двигуна;  $T_m$  - максимальний момент двигуна;  $\sigma_m$  - величина ковзання двигуна при  $T_m$ ;  $\omega_0$  - синхронна кутова швидкість двигуна.

Момент опору сипкого вантажу у зоні транспортування на ведучий вал при горизонтальному транспортуванні сипких матеріалів:

$$T_v = 1.1 f l_r B \gamma \psi g R_1 = 1.1 f m_v g R_1,$$

$$R_1 = R_d + h_c$$

де  $R_d$  - ділильний радіус привідної зірочки;  $f$  - коефіцієнт тертя сипкого вантажу із робочими поверхнями скребкового конвеєра,  $f = 0.35$  для горох – сталева поверхня;  $l_r$  - довжина робочої гілки конвеєра,  $l_r = l_g - T$ ;  $\gamma$  - насипна густина сипкого вантажу,  $\gamma = 700 \text{ кг/м}^3$  для гороху;  $\psi$  - коефіцієнт заповнення жолоба сипким матеріалом;  $g$  - гравітаційна постійна,  $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ .

Момент сили, який діє на скребок при захопленні вантажу, пропорційна коефіцієнту заповненню жолобу конвеєра внаслідок рівномірного захоплення вантажу на прямолінійній ділянці скребкового конвеєра, відповідно, момент завантаження:

$$T_z = k_t \psi. \quad (3)$$

де  $k_t$  - коефіцієнт моменту завантаження,  $k_t = K_t l_t B h \gamma g R_1$ ;  $K_t$  - коефіцієнт сили тиску на скребок під час завантаження, який залежить від геометрії транспортера та вантажу – визначається експериментально;  $l_t$  - біжуча довжина, яка пройдена скребком у зоні завантаження;  $\psi$  - коефіцієнт заповнення жолобу.

Коефіцієнт заповнення залежить від повздовжньої площі, яку проходить скребок у сипкому вантажі:

$$\psi = \lambda_0 \frac{S_t}{l_t h}, \quad (4)$$

де  $\lambda_0$  - коефіцієнт, який залежить від сипкості матеріалу – визначається експериментально.

Потенційна енергія системи:

$$\Pi = \frac{c(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2}. \quad (5)$$

де  $c$  - приведена жорсткість пружної муфти.

Система рівнянь Лагранжа 2-го роду [3]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} = \frac{\partial A}{\partial \varphi_i}.$$

Для змінного параметру  $\varphi_1$  похідні приймуть наступний вигляд:

$$\frac{\partial K}{\partial \dot{\varphi}_1} = I_1 \dot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial K}{\partial \varphi_1} = 0; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = c(\varphi_1 - \varphi_2); \quad \frac{\partial A}{\partial \varphi_1} = i(T_d - T_r); \quad \frac{d}{dt} \left\langle \frac{\delta K}{\delta \dot{\varphi}_1} \right\rangle = I_1 \ddot{\varphi}_1.$$

Для змінного параметру  $\varphi_2$  похідні приймуть наступний вигляд:

$$\frac{\partial K}{\partial \dot{\varphi}_2} = (I_2 + m_v R_1^2) \dot{\varphi}_2; \quad \frac{\partial K}{\partial \varphi_2} = 0; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = -c(\varphi_1 - \varphi_2); \quad \frac{\delta A}{\delta \varphi_2} = -(T_0 + T_v + T_z);$$

$$\frac{d}{dt} \left\langle \frac{\partial K}{\partial \dot{\varphi}_2} \right\rangle = (I_2 + m_v R_1^2) \ddot{\varphi}_2.$$

Система рівнянь для скребкового конвеєра:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) = i(T_d - T_r); \\ (I_2 + m_v R_1^2) \ddot{\varphi}_2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) = -(T_0 + T_v + T_z). \end{cases} \quad (6)$$

Для аналізу побудованої системи визначається наступні параметри:

$\dot{\varphi}_{2\max}$  - максимальна кутова швидкість привідного вала транспортера за цикл;  
 $\dot{\varphi}_{2\min}$  - мінімальна кутова швидкість привідного вала транспортера за цикл;  
 $\dot{\varphi}_{2cp}$  - середня кутова швидкість вала пружної півмуфти зі сторони транспортера за

цикл,  $\dot{\varphi}_{2cp} = \frac{\int_{\tau_0}^{\tau_1} \dot{\varphi}_2 d\tau}{\tau_1 - \tau_0}$ , де  $\tau$  - змінна часу;  $\tau_1$  - значення часу в кінці циклу;  $\tau_0$  - значення часу на початку циклу;  $\delta$  - коефіцієнт нерівномірності руху механізму,  $\delta = \frac{\dot{\varphi}_{2\max} - \dot{\varphi}_{2\min}}{\dot{\varphi}_{2cp}}$ ;  $T_{pr\max}$  - максимальний крутний момент, який знімається з пружної муфти;  $T_{pr\min}$  - мінімальний крутний момент, який знімається з пружної муфти;

$T_{prcp}$  - середній крутний момент на пружній муфті,  $T_{prcp} = \frac{\int_{\tau_0}^{\tau_1} T_{pr} d\tau}{\tau_1 - \tau_0}$ , де  $T_{pr} = c(\varphi_1 - \varphi_2)$ .

Система рівнянь (5) вирішується чисельним методом за допомогою ППП Matlab65, де основні рівняння мають наступний вигляд:

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{i(T_d - T_r) - c(\varphi_1 - \varphi_2)}{I_1}; \quad \ddot{\varphi}_2 = \frac{c(\varphi_1 - \varphi_2) - (T_0 + T_v + T_z)}{I_2 + m_v R_1^2};$$

$$\dot{T}_d = -\omega_0 \sigma_m \left( T_d - \frac{2T_m}{\sigma_m} + \frac{2T_m}{\omega_0 \sigma_m} i \dot{\varphi}_1 \right);$$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_1 dt; \quad \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 dt; \quad \varphi_1 = \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 dt; \quad \varphi_2 = \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 dt.$$

$$T_d = T_d + \dot{T}_d dt.$$
(7)

Початкові умови приймають:  $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2$ ;  $\varphi_2 = 0$ ;  $\varphi_1 = i \frac{T_d - T_r}{c}$ ;

$T_d = \frac{T_0 + T_v + T_z}{i} + T_r$ ;  $T_z = 0$  - при стаціонарному режимі момент двигуна рівний моменту опору транспортера, тоді із механічної характеристики двигуна отримується значення кутової швидкості на приводі пружної муфти зі сторони редуктора:

$$\dot{\varphi}_1 = \frac{\omega_0}{i} \left( 1 - \sigma_m \left[ \frac{T_m}{T_d} - \sqrt{\left( \frac{T_m}{T_d} \right)^2 - 1} \right] \right).$$
(8)

На рис.2 приведена зміна кутової швидкості привідного вала скребкового конвеєра. Транспортер представлений у вигляді дослідної моделі скребкового конвеєра із прямолінійною ділянкою завантаження з наступними параметрами: кут нахилу прямолінійної ділянки завантаження до горизонталі  $65^\circ$ ; робоча ширина жолоба  $B = 80$  мм; висота скребка  $h_c = 37$  мм; крок між скребками  $T = 75$  мм; швидкість транспортування  $0.1$  м/с;  $R_1 = 0.08$  м; в якості сипкого матеріалу використовувався горох. Конвеєр приводиться в рух асинхронним двигуном АОЛ-42-2: номінальна потужність  $N_H = 2.8$  кВт;  $T_m = 24.5$  Н\*м;  $\sigma_m = 0.213$ ;  $\sigma_H = 0.039$ ;  $n_H = 2880$   $\frac{\text{об}}{\text{хв}}$ ; номінальний крутний момент двигуна  $T_H = 0.4T_m$ ,  $p = 1$  (кількість обертів при

синхронній кутовій швидкості  $3000 \text{ об/хв}$ ;  $\omega_c = 314 \text{ с}^{-1}$ ) [3]. Як видно із рис.2 прийнята модель після 8-11 циклів завантажень описує стаціонарний процес, а отже прийняті допущення моделі є обґрунтованими. Крім цього, результати досліджень показують, що дана система має частоту власних коливань в три рази вищі від частоти вимушених коливань скребків.

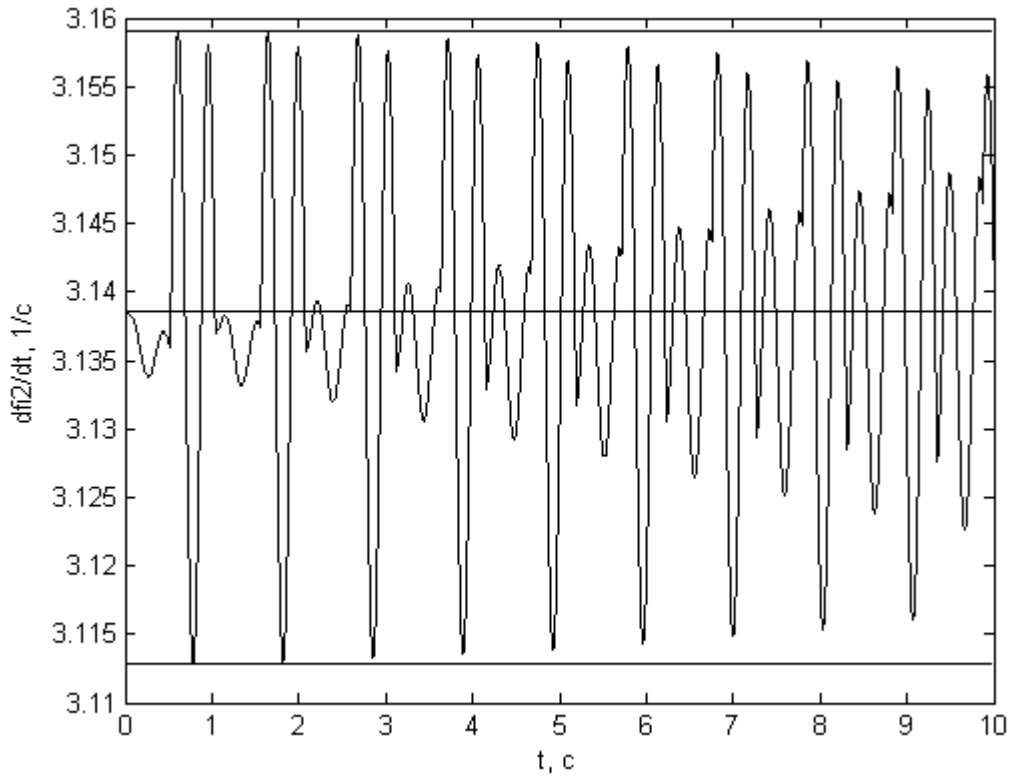


Рис.2. Зміна кутової швидкості привідного вала в часі (коефіцієнт нерівномірності руху механізму  $\delta = 0.0147$ )

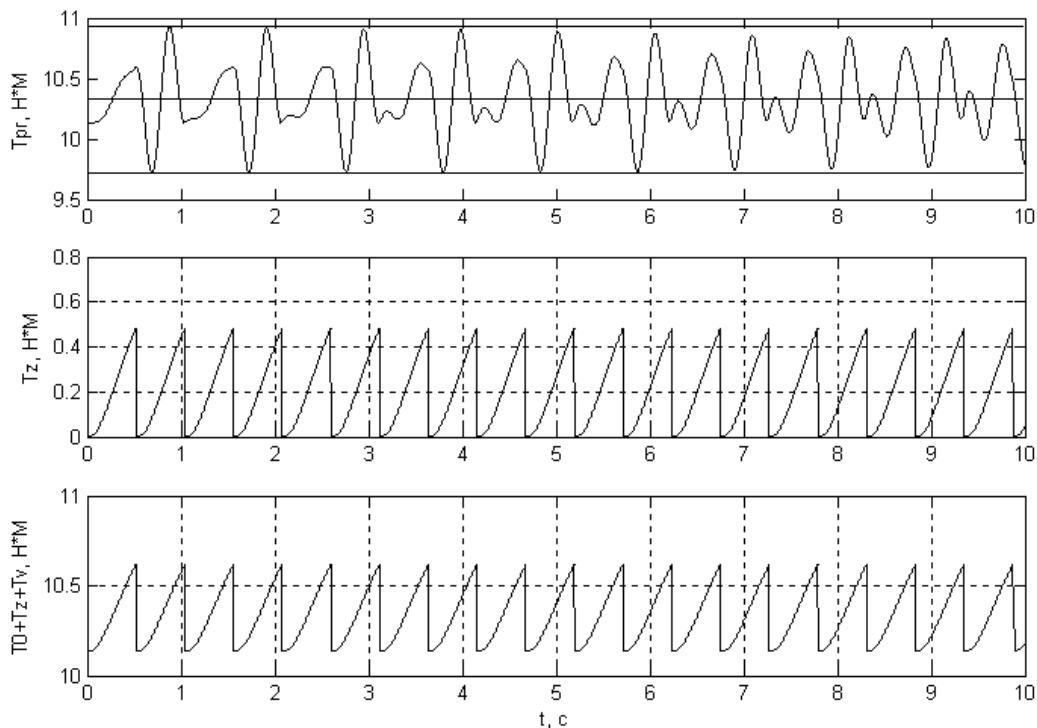


Рис.3. Моменти опору, які діють на транспортер та значення крутного моменту на пружній муфті

### **Висновки**

1. Розроблено модель приводу скребкового конвеєра із похилою прямолінійною ділянкою завантаження дає можливість отримати значення крутних моментів, які виникають на привідному валі транспортера та, відповідно, знайти їх екстремальні значення.

2. Подано графічні результати досліджень, що описують кінематику коливань, які виникають в пружній муфті у процесі завантаження конвеєра сипким матеріалом, а саме, зміну значення кутової швидкості привідного вала транспортера.

3. Виведено залежності впливу моментів, які виникають у процесі завантаження скребкового конвеєра на зміну кутової швидкості привідного вала транспортера.

4. Визначений коефіцієнт нерівномірності руху транспортера, який складає 0.015, що має мале значення у порівнянні із найбільш поширеними для транспортерів сільського господарства - 0.2..0.02 [4].

*This article describes model of the drive of the scraper transporter. The dependences for definition of the torsional moments are given which are transmitted from the drive to the drive shaft of the conveyor. The necessary calculated schemes for definition of character of non-uniformity of driving of mechanisms are given which are connected to features of change of pressure on an end-effector of the conveyor at dynamic loading by the loose material on the rectilinear site. The practical recommendations of the choice of constructive and technological parameters of transportation of the weight in the zone to loading are given.*

### **Література**

1. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1968. – 504 с.
2. Дудін О. Визначення оптимальної довжини зони завантаження скребкового транспортера // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Т.8, №4. – Тернопіль: ТДТУ – 2003 р. – С.49-55.
3. Столярчук В.Ф. и др. Исследование движения и динамики машин, оборудованных электроприводом. – Львов: Львовский ун-т, 1972, - 171 с.
4. Пинчук И.С. Переходные процессы в асинхронных двигателях при периодической нагрузке. – Электричество, 1957, № 9.

*Одержано 18.02.2005 р.*