

Роман Рогатинський, професор; Олена Рогатинська, доцент
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, Руська, 56

МОДЕЛЬ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

Roman Rogatynskyi; Olena Rogatynska

MODEL OF THE SCRAPER TRANSPORTER

This article describes model of the scraper transporter and deduces dependencies for definition of kinematics parameters of the conveyor

Метою даного дослідження є створення моделі скребкового конвеєра на основі уніфікованого формалізованого опису, який дозволяв би описувати довільні траси розміщення конвеєра та рух ватажу по них.

Оскільки полотно конвеєра є нерозривною стрічкою і рухається по замкнутій траєкторії, то кожна точка полотна, в ідеалі, має однакову лінійну швидкість $v_0 = R_0 \omega_0$, де R_0 та ω_0 радіус та кутова швидкість привідного барабана.

Базову нерухому систему координат $Oxuz$ доцільно розмістити співвісно осі приводного барабана з напрямленням осі Oy паралельно земній поверхні. Для приводного, направляючих, натяжних барабанів (зірочок, дисків) власні системи координат, що обертаються разом із ними, також розміщують співвісно їхнім осям. Тоді довільна точка $A_i(x_{iA}, y_{iA}, z_{iA}, 1)$ в системі однорідних координат обертових барабанів в базовій системі матиме координати $A_0(x_{0A}, y_{0A}, z_{0A}, 1)$. Їх зв'язок записується в матричному вигляді $P = PM_{Li}M_{\Omega i}; P_i$, де $P = (x, y, z, 1)$ - матриця координат системи координат $Oxuz$; $P_i = (x_i, y_i, z_i, 1)$ - матриця координат системи координат $O_i x_i y_i z_i$; M_{Li} та $M_{\Omega i}$ - відповідно матриці лінійних та обертових переміщень. В розгорнутому вигляді система має вигляд

$$\begin{pmatrix} x_{0A} \\ y_{0A} \\ z_{0A} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & \sin(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & 0 & \Delta x_i \\ \sin(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & \cos(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & 0 & \Delta y_i \\ 0 & 0 & 1 & \Delta z_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_{iA} \\ y_{iA} \\ z_{iA} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

де ω_i - кутова швидкість i -го барабана (диска); $\Delta\varphi_i$ - кутове початкове зміщення i -го барабана (диска); Δx_i , Δy_i та Δz_i - координати барабанів (дисків) в базовій системі

На основі аналізу траси робиться розбиття траєкторії на ділянки, та реалізується перехід від системи координат скребка $X_{ck}O_{ck}Y_{ck}$ до системи координат вантажу, який знаходиться на полотні конвеєра $X_kO_kY_k$. Координати скребка будуть

$$x_i(\tau) = -R_i \sin[s_i(\tau)/R]; y_i(\tau) = -R_i \sin[s_i(\tau)/R]; z_i(\tau) = u_i(\tau), \quad (2)$$

де для прямолінійних віток розроблені відповідні алгоритми їх зв'язку із ділянкою на барабані.

Нульова точка координат системи $X_i Z_i Y_i$ знаходиться на початку ділянки. Якщо центр кривої знаходиться в контурі конвеєра, то $R_i \geq 0$, якщо $O_i X_i$ - спрямоване проти напрямку транспортування, то $s_i(\tau) \geq 0$. $O_i Y_i$ - спрямоване від контуру конвеєра.

Прийmemo, що система координат i -ої ділянки відносно система координат $(i-1)$ -ої ділянки буде повертатися проти годинникової стрілки на кут $\psi_i = S_{(i-1)\max} / R_{(i-1)}$, де $S_{(i-1)\max}$ - максимальна довжина попередньої ділянки. Для плоского конвеєра переміщення вздовж осі

OZ рівне 0. Відносні системи координат $X_iO_iY_i$ кожної окремої ділянки конвеєра до загальної системи координат XOY за допомогою матриць перетворення.

Для визначення переміщення точки вздовж ділянки S_i приймаємо за l величину шляху від початкової точки конвеєра до даної точки:

$$l(t) = (n-1)T + L_0 + v\tau, \quad (3)$$

де n – кількість скребків до точки на конвеєрі від точки початку руху скребків.

Тоді:

$$s_i(t) = l(t) - \left(\sum_{j=1}^i S_{j\max} \right) + S_{i\max} - N_p L_s = v(\tau - \tau_i), \quad (4)$$

де $S_{j\max}$ – максимальний шлях на попередніх ділянках; $S_{i\max}$ – максимальний шлях на заданій ділянці; N_p – кількість повних обертів стрічки конвеєра за час τ ; L_s – довжина стрічки конвеєра, $L_s = \sum S_{j\max}$; τ_i – момент часу, коли починається рух на ділянці i .

Скребок під час транспортування відхиляється від свого положення під дією постійного навантаження на кут γ_k і коливних сил на кут $\Delta\gamma_k$. Одночасно скребок робить коливні рухи за рахунок поперечних коливань тягового органу конвеєра.

Колівання стрічки обумовлюється конструкційними та технічними особливостями конвеєра і характеру його експлуатації. В загальному вигляді це можна записати так:

$$\Delta x_k(U, \tau) = A_x(U) \sin(\omega_{xk}\tau + \varphi_k), \quad \Delta y_k(U, \tau) = A_y(U) \sin(\omega_{yk}\tau + \varphi_k), \quad (5)$$

де $A_x(U)$, $A_y(U)$ – амплітуди коливань стрічки вздовж осей O_kX_k і O_kY_k відповідно; U – матриця параметрів амплітуди коливань полотна; ω_{xk} , ω_{yk} – циклічна частота коливань полотна вздовж вісі $X_kO_kY_k$; φ_k – кут зміщення коливань полотна.

Колівні рухи скребка залежать від конструкційних параметрів, а також від характеру дій зовнішніх зусиль:

$$\Delta\gamma_k(M, \tau) = \gamma(M) \sin(\omega_{ck}\tau + \varphi_{ck}), \quad (6)$$

де $\gamma(M)$ – амплітуда змінної частини кута повороту скребка; M – матриця параметрів амплітуди $\gamma(M)$; ω_{ck} – циклічна частота кутових коливань скребка; φ_{ck} – кут зміщення коливань скребка.

Матриця розташування частинки вантажу в системі плоского полотна конвеєра має вигляд $P_k = (x_k, y_k, 1)$, скребка $P_{ck} = (x_{ck}, y_{ck}, 1)$, де

$$P_k = P_{ck} M_{\gamma k} M_{\Delta\gamma k} M_{\Delta t} = P_{ck} M_{\gamma k + \Delta\gamma k} M_{\Delta t}, \quad (7)$$

$$\text{Тут } M_{\gamma k + \Delta\gamma k} = M_{\gamma k} M_{\Delta\gamma k} = \begin{pmatrix} \cos(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & \sin(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & 0 \\ -\sin(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & \cos(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad M_{\Delta t} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ \Delta x_k & \Delta y_k & 1 \end{pmatrix}.$$

Звідси можливий перехід до власної системи координат ділянки конвеєра $X_iO_iY_i$ за аналогічною залежністю $P_{(i)} = P_k P_{i\alpha} P_{i0}$. Перехід до абсолютної системи координат XOY реалізується за залежністю $P_a = P_{(i)} M_{\alpha i} M_{ii}$, де $P_a = (x_a, y_a, 1)$ – матриця абсолютних координат положення точкового тіла вантажу на конвеєрі; x_a – координата точки вантажу на вісі OX ; y_a – координата точки вантажу на вісі OY .

Ці залежності дають можливість побудувати ефективну комп'ютерну модель процесу, отримати координати тіла вантажу в будь-який момент часу і в будь-якій системі координат.

Швидкості і прискорення тіла в різних системах координат визначаються через просте диференціювання у часі.



УДК 621.8

Ігор Луців, професор; Іван Дубецький

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

КІНЕМАТИКА САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО КЛИНОПАСОВОГО ВАРІАТОРА

Ihor Lutsiv, Ivan Dubetsky

SELF-ADJUSTING WEDGE BELT VARIATOR KINEMATICS

The question of possibility of wedge belt variator use in self-adjusting of kinematic machines parameters is discussed. The dependence between variator driven shift rotating speed and resistive torque applied is given.

В ряді випадків при модернізації існуючого обладнання або при створенні спеціальних машин виникає необхідність застосовувати в системах адаптивного керування автоматичне регулювання певних кінематичних параметрів. З цією метою в якості ланки керування можна використовувати нескладні механічні системи, які б працювали у автоматичному режимі, зокрема механічні варіатори швидкості.

Зокрема, у звичайному клинопасовому варіаторі для сприйняття осьової сили, що виникає на ведених дисках, можна встановити систему пружин, як показано на рис. 1, а. При цьому неважко переконатись, що частота обертання веденого валу буде залежати від моменту опору на цьому валу. Для визначення характеру цієї залежності розглянуто схему сил, що діють на ведений диск такої зміненої механічної системи варіатора (рис. 1, б).

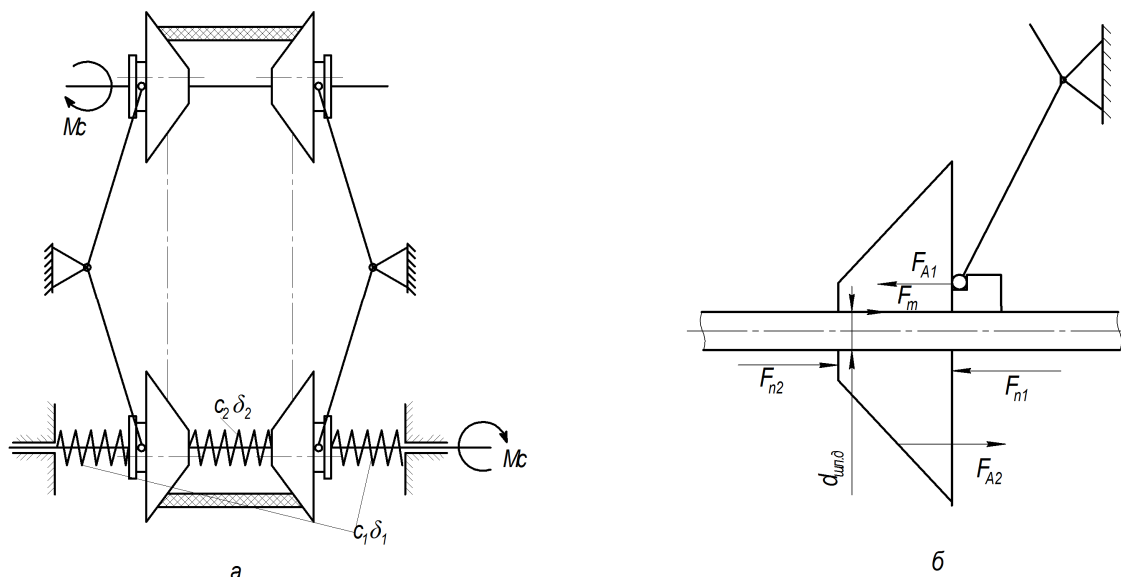


Рисунок 1. Схема клинопасового варіатора із двостороннім розміщенням пружин (а) і схема сил, що діють на ведений диск варіатора (б)

При передачі обертового моменту M_0 , що дорівнює моменту опору M_c , з боку паса на ведений шків діятиме деяке осьове зусилля F_{A2} , а з боку ведучого диску – сила F_{A1} , причому $F_{A1} - F_{A2} = f (F_t/2) (\beta_1 - \beta_2) \cos \varphi/2$ і $(F_{A1} > F_{A2})$, де F_t – колова сила, f – коефіцієнт тертя паса по диску; $\varphi/2$ – кут нахилу твірної диска, β_1 і β_2 – коефіцієнти зчеплення для ведучого і веденого