Ловейкін В. Модель транспортування сипкого вантажу швидкохідними гвинтовими конвеєрами з еластичними робочими органами / Ловейкін В., Рогатинська Л. // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 16. — № 4. — С.66-70. — (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 621.867

В. Ловейкін[1], докт. техн. наук; Л. Рогатинська[2]

[1]Національний університет біоресурсів і природокористування України
[2]Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

МОДЕЛЬ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКОГО ВАНТАЖУ ШВИДКОХІДНИМИ ГВИНТОВИМИ КОНВЕЄРАМИ З ЕЛАСТИЧНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Резюме. *Побудовано модель транспортування сипкого вантажу гвинтовими конвеєрами з еластичними гвинтовими органами (спіралями). У моделі вплив навантаження на еластичну спіраль і поверхню жолоба розглядається як розподілене навантаження. Показано, що прогин еластичної спіралі швидкохідних гвинтових конвеєрів впливає на процес транспортування сипкого вантажу аналогічно впливу від підвищення коефіцієнта тертя вантажу до жолоба, що може бути використано при їх наближених розрахунках.*

Ключові слова: *модель транспортування, гвинтовий конвеєр, еластична спіраль.*

V. Loveikin, L. Rogatynska

MODEL TRANSPORTATION OF BULK MATERIALS BY HIGH-SPEED SCREW CONVEYORS WITH ELASTIC WORKING ORGANS

The summary. *The model of transportation of bulk materials by screw conveyors with elastic working organs (spiral) is developed. In this model effect of load on elastic spiral and gutters surface is considered as a distributed load. It is shown that the flexure of elastic spiral of high-speed screw conveyers affects the process of transporting of bulk materials similarly to effect of increasing of the coefficient of friction of load to the gutter, and this property is able to be used during their approximate calculations.*

Key words: *model of transportation, screw conveyor, elastic spiral.*

Постановка проблеми. Конструктивно та за принципом роботи гвинтові конвеєри з еластичним робочим органом (спіраллю) не відрізняються від конвеєрів з жорстким робочим органом. Основними особливостями їх роботи є те, що при навантаженні еластична спіраль прогинається і, відповідно, математичні моделі, в яких вантаж моделюється зосередженою силою, є неприйнятні. А тому побудова математичних моделей транспортування сипких вантажів гвинтовими конвеєрами з еластичними робочими органами є важливим завданням, направленим на вирішення проблеми підвищення технічного рівня швидкохідних гвинтових конвеєрів з еластичними робочими органами та зниження їх енергоємності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основи теорії транспортування вантажів швидкохідними гвинтовими конвеєрами найповніше висвітлені в роботі А.М. Григор'єва [1]. Методики інженерного розрахунку швидкохідних конвеєрів наведено в багатьох інших працях, зокрема [2, 3]. Проте такі методики розрахунку для визначення параметрів конвеєрів із необхідними режимами транспортування передбачають або трудомісткі наближені обчислення чи використання табличних даних, що утруднює їх використання в оптимізаційних моделях. У роботах [4, 5, 6] встановлено закономірності зміни швидкості руху транспортованого руху в діапазоні кутових швидкостей швидкохідних гвинтових конвеєрів, вибрано відповідні апроксимуючі залежності для їх відображення та встановлені критерії кінематичної та динамічної подібності, вибір раціональних значень яких мінімізує енергоємність швидкохідних конвеєрів. Як показано в роботі [7], при використанні швидкохідних гвинтових конвеєрів з еластичними гвинтовими робочими органами, останні при навантаженні прогинаються, що істотно змінює співвідношення діючих сил на вантаж з боку еластичної спіралі. Крім цього, унеможливлюється низка припущень, що передбачають поширення закономірностей, отриманих для виділеного елемента вантажу на весь потік.

Мета роботи. Встановлення особливостей транспортування вантажу швидкохідними гвинтовими конвеєрами з еластичними робочими органами, визначення впливу зміни еластичного профілю при навантаженні на параметри транспортування.

Постановка задачі. Розглянемо процес транспортування сипкого вантажу для прямого гвинтового конвеєра діаметром кожуха $D_0 = 2R_0$ із гвинтовим робочим органом (гвинтом) зовнішнім радіусом R та кроком T. При навантаженні еластичної спіралі її поверхня прогинається і, в загальному випадку, радіальна твірна деформованого гелікоїда має вигляд [7]

$$\bar{r}_c(u,v) = u_c \cos v_c \cdot \bar{i} + u_c \sin v_c \cdot \bar{j} + [f(u_c) + cv_c] \cdot \bar{k}\,, \qquad (1)$$

де u_c та v_c – відповідно лінійний і кутовий незалежні параметри гвинтового робочого органу (спіралі); $c = T/(2\pi)$ – параметр кроку спіралі; $f(u)$ – функція прогину спіралі.

В інерційній системі координат $Oxyz$ розміщення довільно виділеного елементарного об'єму вантажу ΔV, поданого у вигляді кутового сектора з параметром $\Delta\theta$, визначається координатами

$$x_A = \rho\cos\theta\,;\ y_A = \rho\cos\theta\,;\ z_A = c(\theta - \omega t) - f(\rho)\,, \qquad (3)$$

де ω – кутова швидкість обертання робочого органу гвинтового конвеєра.

На робочі поверхні конвеєра з боку потоку вантажу діє розподілене по дузі з кутовим параметром θ навантаження відповідно для спіралі q_c та кожуха q_k

$$q_c = q_c(\theta) = \int_r^R p_c(\rho,\theta)d\rho = \Delta N_c / \Delta\theta\,; \quad q_k = q_k(\theta) = \int_z^{z+T} p_k(\rho,\theta)dz = \Delta N_k / \Delta\theta\,, \qquad (4)$$

де $\Delta\bar{N}_c = \iint\limits_{\Delta S_c} p_c \,\mathrm{d}\rho\,\mathrm{d}\theta$, $\Delta\bar{N}_k = \iint\limits_{\Delta S_k} p_k \,\mathrm{d}z\,\mathrm{d}\theta$ та $\Delta\bar{F}_c = \iint\limits_{\Delta S_c} \tau_c \,\mathrm{d}\rho\,\mathrm{d}\theta$, $\Delta\bar{F}_k = \iint\limits_{\Delta S_k} \tau_k \,\mathrm{d}z\,\mathrm{d}\theta$ – відповідно вектори сил нормальних реакцій і відповідних сил тертя в зоні контактних поверхонь спіралі шнека ΔS_c та кожуха ΔS_k, що діють на елементарний об'єм вантажу ΔV; p_c, p_k та τ_c, τ_k – відповідно нормальні та тангенціальні контактні напруження, що діють на поверхні спіралі та кожуха; ρ – радіальний параметр $r \le \rho \le R$; R та r – зовнішній та внутрішній радіуси спіралі.

На виділений елементарний об'єм потоку ватажу ΔV з кутом $\Delta\theta$ з боку спіралі та кожуха діють, відповідно, рівнодійні $\Delta\bar{R}_c$ та $\Delta\bar{R}_k$

$$\begin{aligned} \Delta\bar{R}_c &= \Delta\bar{N}_c + \Delta\bar{F}_c = \Delta N_c(\bar{n}_c - \mu_c \bar{v}_c^{\,в} / |\bar{v}_c^{\,в}|) = \bar{\alpha}_c \Delta N_c\,; \\ \Delta\bar{R}_k &= \Delta\bar{N}_k + \Delta\bar{F}_k = \Delta N_k(\bar{n}_k - \mu_k \bar{v}_k^{\,в} / |\bar{v}_k^{\,в}|) = \bar{\alpha}_k \Delta N_k\,. \end{aligned} \qquad (5)$$

Тут $\bar{\alpha}_c$ та $\bar{\alpha}_k$ – векторні коефіцієнти рівнодійних $\Delta\bar{R}_c$, $\Delta\bar{R}_k$, приведених до контактних сил ΔN_c, ΔN_k.

Із урахуванням того, що елементарний об'єм становить $\Delta V = \varphi_V \pi R^2 T(\Delta\theta / 2\pi)$, його маса буде

$$\Delta m = \pi\varphi_V \gamma_0 R^2 c \cdot \Delta\theta = TQ_m \Delta\theta/(2\pi v_z)\,, \tag{6}$$

де $Q_m = \mathrm{d}m/\mathrm{d}t = \Delta m/\Delta t = \pi\varphi_V \gamma_0 R^2 v_z$ – масова витрата сипкого вантажу; v_z – осьова швидкість потоку; $v_z = \dot{z} = c(\dot{\theta} - \omega) = T(\omega - \omega_{\Pi})/2\pi$. Тут $\omega_{\Pi} = \mathrm{d}\theta/\mathrm{d}t$ – кутова швидкість кругового руху потоку.

На підставі викладеного, виведено рівняння руху потоку в гвинтовому каналі конвеєра під дією змінних (відносно θ) розподілених сил q_c та q_k, тангенціальної сили (по нормалі до перетину потоку) T_θ та об'ємних сил:

$$\begin{gathered}\alpha_{\rho c} q_c + \alpha_{\rho k} q_k + T_\theta + Q_m (g_\rho + \rho_c \dot{\theta}^2)/(\omega - \dot{\theta}) = 0\,;\\ \alpha_{\varphi c} q_c + \alpha_{\varphi k} q_k + (\Delta T_\theta/\Delta\theta)\cos\alpha_0 + Q_m (g_\varphi - \rho_c \ddot{\theta})/(\omega - \dot{\theta}) = 0\,;\\ \alpha_{zc} q_c + \alpha_{zk} q_k + (\Delta T_\theta/\Delta\theta)\sin\alpha_0 + Q_m (g_z - c\ddot{\theta})/(\omega - \dot{\theta}) = 0\,.\end{gathered} \tag{7}$$

Нормальні реакції та сили тертя, що діють на потік, не змінюють свого напрямку відносно потоку, а тому основним фактором, що впливає на величину та зміну тангенціальної сили T_θ, є об'ємні сили

$$T_\theta = \eta\Delta F_ц/\Delta\theta = \eta\Delta m(\rho_c \dot{\theta}^2 + g_\rho)/\Delta\theta = \eta Q_m (\rho_c \dot{\theta}^2 + g_\rho)/(\omega - \dot{\theta})\,, \tag{8}$$

де η – наведене значення бокового тиску.

Відповідно складова $\Delta T_\theta/\Delta\theta$ другого та третього рівнянь системи (7), за умови постійної витрати Q_m, дорівнює

$$\Delta T_\theta/\Delta\theta = \frac{\mathrm{d}T_\theta/\mathrm{d}t}{\mathrm{d}\theta/\mathrm{d}t} = \eta Q_m \left[\frac{2\rho_c \ddot{\theta}}{(\omega - \dot{\theta})} - \frac{\ddot{\theta}(\rho_c \dot{\theta}^2 + g_\rho)}{\dot{\theta}(\omega - \dot{\theta})^2}\right], \tag{9}$$

де η – наведене значення бокового тиску.

Нормаль до поверхні спіралі з незалежними радіальним u та кутовим v параметрами запишеться у вигляді

$$\bar{n} = \frac{[c\sin v + uf'(u)\cos v]\cdot\bar{i} + [c\cos v + uf'(u)\sin v]\cdot\bar{j} + u\cdot\bar{k}}{\sqrt{u^2 + u^2 f'^2 + c^2}}\,. \tag{10}$$

При переході до ортів системи $O\rho\varphi z$ з урахуванням того, що в зоні розміщення виділеного об'єму $u = \rho_c$, $v = \theta$ та для випадку апроксимації функції прогину еластичної спіралі залежністю $z - z(0) = f(\rho) = a\rho^\gamma$, звідки $f'_\rho(\rho) = a\gamma\rho^{\gamma-1}$ [7] отримаємо

$$\bar{n}_c = \frac{a\gamma\rho_c \cdot \bar{e}_\rho - c\cdot\bar{e}_\varphi + \rho_c \cdot \bar{e}_z}{\sqrt{\rho_c^2 + a^2\gamma^2\rho_c^2 + c^2}}\,. \tag{10a}$$

Отже, направляючі косинуси вектора нормалі $\bar{n}_c$ на орти системи $O\rho\varphi z$

$$\begin{gathered}n_{\rho c} = a\gamma\rho_c/\sqrt{\rho_c^2(1 + a^2\gamma^2) + c^2} = \cos\varepsilon_\rho\,; \quad n_{\varphi c} = -c/\sqrt{\rho_c^2(1 + a^2\gamma^2) + c^2} = \cos\varepsilon_\varphi\,;\\ n_{zc} = \rho_c/\sqrt{\rho_c^2(1 + a^2\gamma^2) + c^2} = \cos\varepsilon_z\,.\end{gathered} \tag{11}$$

Рівняння нормалі до циліндричної поверхні кожуха $\bar{n}_k = -\bar{e}_\rho$. Відповідно

$$n_{\rho k} = -1\,,\; n_{\varphi k} = 0\,,\; n_{zk} = 0\,. \tag{12}$$

Швидкість довільної точки спіралі $\bar{v}_c$ та кожуха $\bar{v}_k$ в системі $O\rho\varphi z$

$$\bar{v}_c = 0\cdot\bar{e}_\rho + \rho\omega\cdot\bar{e}_\varphi + 0\cdot\bar{e}_z\,;\; \bar{v}_k = 0 \tag{13}$$

Середня відносна швидкість виділеного об'єму ΔV відносно спіралі та кожуха

$$\begin{aligned} \bar{v}_c^{в} &= \bar{v}_{\Delta} - \bar{v}_c = \rho_c(\dot{\theta} - \omega)\cdot \bar{e}_{\varphi} + c(\dot{\theta} - \omega)\cdot \bar{e}_z ; \\ \bar{v}_k^{в} &= \bar{v}_{\Delta} - \bar{v}_k = R\ \dot{\theta}\cdot \bar{e}_{\rho} + c(\dot{\theta} - \omega)\cdot \bar{e}_z . \end{aligned} \tag{14}$$

Тоді направляючі косинуси одиничних векторів $\bar{f}_c = -\mu_c \bar{v}_c^{в} / |\bar{v}_c^{в}|$ та $\bar{f}_k = -\mu_k \bar{v}_k / |\bar{v}_k^{в}|$ відповідних сил тертя $\Delta\bar{F}_c$ та $\Delta\bar{F}_k$ на орти системи $O\rho\varphi z$.

$$\begin{aligned} f_{\rho c} = 0; \quad f_{\varphi c} &= +\mu_c \rho_c / \sqrt{\rho_c^2 + c^2} = \mu_c \cos\alpha_0 ; \\ f_{zc} &= +\mu_c c / \sqrt{\rho_c^2 + c^2} = -\mu_c \sin\alpha_0 . \end{aligned} \tag{15}$$

$$\begin{aligned} f_{\rho k} = 0; \ f_{\varphi k} &= -\mu_k R\dot{\theta} / \sqrt{R^2\dot{\theta}^2 + c^2(\dot{\theta} - \omega)^2} = -\mu_k \cos\beta ; \\ f_{\varphi z} &= -\mu_k c(\dot{\theta} - \omega) / \sqrt{R^2 + c^2(\theta - \omega)^2} = -\mu_k \sin\beta , \end{aligned} \tag{16}$$

де β – кут підйому гвинтової траєкторії переміщення вантажу.

Відповідно векторні компоненти $\bar{\alpha}_c = \bar{n}_c - \mu_c \bar{v}_c^{в} / |\bar{v}_c^{в}|$ та $\bar{\alpha}_k = \bar{n}_k - \mu_k \bar{v}_k^{в} / |\bar{v}_k^{в}|$ рівнодійних $\Delta\bar{R}_c$ та $\Delta\bar{R}_k$ згідно з (5) будуть

$$\begin{aligned} \alpha_c &= \{\alpha_{\rho c};\alpha_{\varphi c};\alpha_{zc}\} = \{\cos\varepsilon_{\rho};\ \cos\varepsilon_{\varphi} + \mu_c\cos\alpha_0;\ \cos\varepsilon_z - \mu_c \sin\alpha_0 ,\} ; \\ \alpha_k &= \{\alpha_{\rho k};\alpha_{\varphi k};\alpha_{zk}\} = \{-1;\ -\mu_k\cos\beta;\ -\mu_k \sin\beta ,\} . \end{aligned} \tag{17}$$

У цьому випадку система рівнянь руху набуде вигляду

$$\begin{aligned} &\alpha_{\rho c} q_c + \alpha_{\rho k} q_k + \frac{(\eta + 1)Q_m(g_{\rho} + \rho_c\dot{\theta}^2)}{(\omega - \dot{\theta})} = 0 ; \\ &\alpha_{\varphi c} q_c + \alpha_{\varphi k} q_k + \eta Q_m\left[\frac{2\rho_c\ddot{\theta}}{(\omega - \dot{\theta})} - \frac{\ddot{\theta}(\rho_c\dot{\theta}^2 + g_{\rho})}{\dot{\theta}(\omega - \dot{\theta})^2}\right]\cos\alpha_0 + \frac{Q_m(g_{\varphi} - \rho_c\ddot{\theta})}{(\omega - \dot{\theta})} = 0 ; \\ &\alpha_{zc} q_c + \alpha_{zk} q_k + \eta Q_m\left[\frac{2\rho_c\ddot{\theta}}{(\omega - \dot{\theta})} - \frac{\ddot{\theta}(\rho_c\dot{\theta}^2 + g_{\rho})}{\dot{\theta}(\omega - \dot{\theta})^2}\right]\sin\alpha_0 + \frac{Q_m(g_z - c\ddot{\theta})}{(\omega - \dot{\theta})} = 0 , \end{aligned} \tag{18}$$

де $\eta\left[2 - \frac{(\dot{\theta}^2 + g_{\rho}/\rho_c)\cos\alpha_0}{\dot{\theta}(\omega - \dot{\theta})}\right] = \psi(\dot{\theta})$ – безрозмірна функція, що враховує вплив тангенціального підпору шарів.

Виключенням q_c, q_k із системи (17), аналогічно [6], отримаємо рівняння руху частинки в полярних координатах.

$$\begin{aligned} &\begin{vmatrix} \alpha_{\varphi c} & \alpha_{\varphi k} \\ \alpha_{zc} & \alpha_{zk} \end{vmatrix}[g_{\rho} + (\eta + 1)\rho_c\dot{\theta}^2] + \begin{vmatrix} \alpha_{zc} & \alpha_{zk} \\ \alpha_{\rho c} & \alpha_{\rho k} \end{vmatrix}\{g_{\varphi} - \rho_c\ddot{\theta}[1 - \psi(\dot{\theta})]) + \\ &+ \begin{vmatrix} \alpha_{\rho c} & \alpha_{\rho k} \\ \alpha_{\varphi c} & \alpha_{\varphi k} \end{vmatrix}\{g_z - c\ddot{\theta}[1 + \psi(\dot{\theta})]\} = 0 \end{aligned} \tag{19}$$

Рівняння (18) в розгорнутому вигляді має вигляд

$$A_{\rho}(R\dot{\theta}^2 + g_{\rho}) + A_{\varphi}\{[1 - \psi(\dot{\theta})]R\ddot{\theta} - g_{\theta}\} + A_z\{[1 + \psi(\dot{\theta})]c\ddot{\theta} + g_z\} = 0 , \tag{20}$$

де A_{ρ}, A_{θ} та A_z – відповідні параметри рівняння руху, отримані з урахуванням значень (2.7); g_{ρ}, g_{θ}, g_z – проекція вектора прискорення земного тяжіння (сили ваги одиничної маси) на відповідну вісь системи $O\rho\theta z$. Для конвеєра, нахиленого до горизонту під кутом γ відповідно: $g_\rho = -g \sin\theta \cos\gamma$; $g_\theta = -g \cos\theta \cos\gamma$; $g_z = -g \sin\gamma$, де g – абсолютна величина прискорення земного тяжіння.

Аналіз рівняння (19) проводився числовими методами. На першому етапі вплив прогину спіралі не враховувався і з рівняння (19) визначалася динаміка зміни параметра θ виділеного елемента потоку, поточна зміна його розмірів та, відповідно, зміна розподіленого навантаження на еластичну спіраль гвинтового конвеєра. За теоретично встановленими й експериментально уточненими прогинами спіралі від розподіленого навантаження визначався кут прогину профілю спіралі в робочій зоні та уточнювався коефіцієнт $\overline{\alpha}_c$, що визначає напрямок рівнодійної, прикладеної до вантажу від поверхні спіралі. Уточнені параметри потоку знову визначали з розв’язку диференціального рівняння (19). Ітерації проводились до тих пір, поки різниця між наступним та попереднім значеннями зміни кутового параметра θ не перевищувала встановленого значення допустимої похибки (5%).

Висновки. За результатами досліджень встановлено, що для швидкохідних конвеєрів вплив гравітаційної складової об’ємних сил незначно впливає на зміну прогину еластичної спіралі, а сам прогин, в основному, залежить від величини сил тертя вантажу до поверхні кожуха. Вплив від прогину спіралі на зміну кінематики та енергосилові параметри процесу транспортування вантажу аналогічний збільшенню коефіцієнту тертя вантажу до поверхні кожуха. В цьому випадку мінімізація енерговитрат спостерігається при дещо нижчих кутових швидкостях гвинтового конвеєра. Це сприяє підвищенню стабільності процесу транспортування вантажу швидкохідними гвинтовими конвеєрами, особливо при пускових режимах.

Література

1. Григорьев, А.М. Винтовые конвейеры [Текст] / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
2. Зенков, Р.Л. Машины непрерывного транспорта [Текст] / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.
3. Иванченко, Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин [Текст] / Ф.К. Иванченко. – К.: Выща школа, 1988. – 426 с.
4. Ловейкін, В.С. До розрахунку швидкохідних гвинтових конвеєрів [Текст] / В.С. Ловейкін, О.Р. Рогатинська // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Вип. 21. – Мелітополь: ТДАТА, 2004. – С. 130–141.
5. Ловейкін, В.С. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів [Текст] / В.С. Ловейкін, О.Р. Рогатинська // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – Вип. 23. – Вінниця: ВДАУ, 2005. – С. 181–195.
6. Рогатинська, О.Р. Моделювання процесу транспортування сипких вантажів швидкохідними гвинтовими конвеєрами [Текст] / О.Р. Рогатинська // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. –Вдосконалення технологій і обладнання виробництва продукції тваринництва. Харків, 2005. – Вип. 42. – С. 50–57.
7. Рогатинська, Л.Р. Оцінювання напружено-деформованого стану еластичних спіралей гвинтових конвеєрів при навантаженні [Текст] / Л. Рогатинська // Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. Івана Пулюя. – 2010. – Том 15. – №1. – С. 131–137.

Отримано 06.11.2011