3. ТЕХНОЛОГІЯ ТА УСТАТКУВАННЯ ЛІСОВИРОБНИЧОГО КОМПЛЕКСУ

УДК 621.867.42

Проф. М.П. Мартинців[1], д-р техн. наук;
доц. І.Б. Гевко[2], канд. техн. наук

ДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНИХ МЕХАНІЗМІВ

Розглянуто гвинтовий транспортний механізм, як елемент складної системи, яку представляє конвеєр. Розроблено математичну модель конвеєра та отримано залежності для визначення амплітудно-частотних характеристик і основних параметрів з врахуванням динамічних навантажень. Оцінено напружений стан гвинтових транспортних механізмів.

Ключові слова: гвинтовий транспортний механізм, амплітудно-частотна характеристика, основні параметри, динамічні навантаження.

Гвинтові транспортні механізми використовують в різних галузях промисловості. Вони часто на підприємствах відіграють провідну роль в забезпеченні комплексної механізації праці [1]. Від правильного вибору раціональних типів механізмів залежить їх високопродуктивна робота, а також продуктивність дільниць, цехів і підприємств загалом. Гвинтові транспортно-технологічні механізми машин є складними системами з багатокомпонентною структурою, яка охоплює в себе приводи, завантажувальні, транспортні, нагромаджувальні, технологічні, перевантажувальні, розвантажувальні та ін. механізми.

Ефективність роботи і якість сировини, що транспортується, здебільшого, визначається гвинтовим робочими органами, які можуть бути різного конструктивного виконання [2, 3]. В процесі експлуатації робочі органи, навантажені сировиною, здійснюють обертовий рух, що приводить до їх коливань та виникнення динамічних навантажень [3, 4].

Існуючі методики розрахунку таких транспортних механізмів зводяться до визначення потужності привода, продуктивності та міцності основних конструктивних елементів. Під час визначення зусиль, що діють на основні елементи шнекових конвеєрів, враховують максимальні навантаження і практично не враховують умови експлуатації гнучких шнеків та динамічні навантаження, що виникають в процесі роботи [5, 6].

Для обґрунтування параметрів шнекових конвеєрів з робочими елементами різної конструкції необхідно оцінити вплив динамічних навантажень та коливань на роботу системи. Під час моделювання конвеєрів, як складних систем, необхідно також врахувати конструктивні особливості робочих органів [7, 8].

Для дослідження коливань та визначення динамічних зусиль гвинтовий транспортний механізм можна представити як механічну коливну систе-

[1] НЛТУ України, м. Львів
[2] ТНТУ ім. Івана Пулюя

му з довільним допустимим розподілом параметрів [9]. Такі системи можна моделювати, використавши метод послідовності системи із скінченною кількістю ступенів вільності, а власні частоти або характеристичні показники таких моделей можна визначити з універсальних частотних рівнянь [10].

Реальні механічні системи практично мають безмежну кількість ступенів вільності. Для спрощення розрахунків і отримання конкретних результатів конвеєр необхідно представити, як систему зі скінченною кількістю ступенів вільності [10]. Диференціальні рівняння руху такої системи укладаються згідно з принципом Д'Аламбера та загальним рівнянням динаміки. Диференціальні рівняння руху в зусиллях або переміщеннях можна представити в такому вигляді [9, 11].

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = F(t), \tag{1}$$

де: A, B – відповідно інтегральна та дисинативна матриця; C, β – матриці жорсткості та податливості;

$$A = \|a_{ij}\|;\ B = \|b_{ij}\|;\ C = \|C_{ij}\|,\ \beta = \|\beta_{ij}\|; \tag{2}$$

де: a_{ij}; b_{ij}; C_{ij}; β_{ij} – коефіцієнти відповідних матриць

$$\left.\begin{aligned} q &= (q_1, q_2, ..., q_k)^T \\ F_i &= (F_1, F_2, ..., F_k)^T \end{aligned}\right\}; \tag{3}$$

де: $i = \overline{1..k}$; k – кількість ступенів вільності системи. Залежності 3 показують матриці-стовпці узагальнених координат $q_i(t)$ та узагальнених сил $F_i(t)$; T – відповідне транспортування.

Способи побудови матриці, їх властивості та застосування висвітлено в роботі [11].

Матричні рівняння вільних коливань консервативної механічної системи в околі стійкого стану рівноваги, $q \equiv 0$ можна записати в такому вигляді:

$$A \cdot \ddot{q} + Cq = 0; \tag{4}$$

$$\beta \cdot A \cdot \ddot{q} + q = 0. \tag{5}$$

Розв'язок рівнянь (4) можна шукати в такому вигляді:

$$q = u \cdot H \cdot \cos(\omega t - \varphi), \tag{6}$$

де: u – вектор амплітудних коефіцієнтів; H – амплітуда відповідного головного коливання; ω – параметр колової частоти; φ – параметр початкової фази.

Для визначення максимальних зусиль, що виникають в шнеку конвеєрів під час їх роботи, необхідно розглянути його поздовжні коливання. Шнек конвеєра можна представити, як пружний стрижень з прямою віссю, жорсткість і маса якого є довільними допустимими функціями поздовжньої координати x.

Створення математичної моделі для дослідження коливань шнекових конвеєрів починається із встановлення параметрів, що характеризують положення шнека та його рівновагу під дією силових факторів.

За узагальнені координати положення шнека прийнято переміщення u_x та кут φ (рис. 1.)

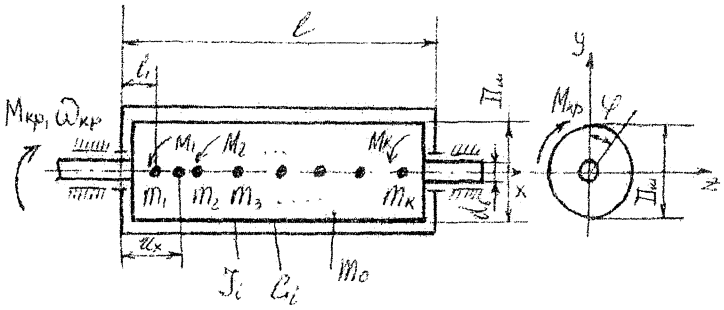

Рис. 1. Розрахункова схема для дослідження коливань шнекового конвеєра.

Під час коливання на шнек діють моменти сил пружності та інерційний момент, які спрямовані у бік положення рівноваги шнека, тобто у бік, протилежний до напряму кута руху β [11-13]. Горизонтальні зусилля, що діють на вал шнека, можна визначити, розглянувши його малі поздовжні коливання [11, 14]. Малі повздовжні коливання такого елементу можна описати таким рівнянням [14]:

$$-\frac{\partial}{\partial x}\left(E\cdot F_{(x,t)}\frac{\partial u}{\partial x}\right)+M_{(x)}\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}G_{(x,t)}, \qquad (7)$$

де: $u=u_{(x,t)}$ – повздовжнє переміщення; $E\cdot F_{(x,t)}$; $M_{(x)}$; $G_{(x,t)}$ – відповідно жорсткість шнека; функція розподілу мас та зовнішнє навантаження, що чинить опір переміщенню; E – модуль пружності шнека; $F_{(x,t)}$ – повздовжнє зусилля. Для розв'язання цього рівняння необхідно вибрати відповідні граничні та початкові умови. Шнек можна вважати стрижнем з одним закріпленим кінцем, тоді граничну умову можна записати в такому вигляді:

$$\left(E\cdot F_{(x,t)}\frac{\partial u}{\partial x}-k_1\cdot u\right)\Big|_{x=a}=0 \qquad (8)$$

де: a – координата лівого кінця шнеку; k_1 – параметр, що характеризує конструктивні особливості (перепади діаметрів, виточки та ін., що характерно для шнека). Початкові умови характеризують відхилення від недеформованого стану точок осі стрижня та їх швидкості в момент часу $t=0$:

$$u_{(x,0)}=u_{0(x)};\ \frac{\partial u}{\partial t}\Big|_{t=0}=v_{0(x)}, \qquad (9)$$

де ν – коефіцієнт Гуассона, що залежить від матеріалу шнеку $(0\le\nu_0\le 0{,}5)$.

Для вільних коливань $G_{(x,t)}=0$. Процес переміщення вантажів шнековим конвеєром супроводжується тертям транспортного вантажу до поверхні кожуха. Сила тертя виникає під час переміщення вантажу, тому має дискретний характер. У загальному випадку силу, необхідну для переміщення вантажу, можна визначити за формулою:

$$F_{(x,t)} = m_{(t)} \cdot g \cdot \mu + m_0 \cdot \frac{R}{\ddot{\varphi}} f_0, \qquad (10)$$

де: $m_{(t)}$ – маса вантажу, що змінюється в часі і залежить від конструкції транспортера; m_0 – маса шнека; R – середньозважений радіус обертової поверхні шнека; g – прискорення вільного падіння; μ – коефіцієнт тертя між вантажем та поверхнею кожуха; f_0 – коефіцієнт тертя в рухомих частинах шнеку, $\ddot{\varphi}$ – кутове прискорення шнека. Дискретну пульсуючу силу тертя можна показати, використовуючи спеціальну алгебраїчну функцію [11]:

$$F_i\left(y, \frac{\partial y}{\partial x}, \frac{\partial y}{\partial t}\right).$$

У випадку дії імпульсивної сили, яка залежить від тривалості, для визначення переміщення можна скористатися диференціальним рівнянням вигляду, [10, 11]:

$$U_{tt} - \alpha^2 (U_x)^{\upsilon} U_{xx} = \mu_1 f_0 (U, U_x, U_t, U_{xt}) + \sum_{n=1}^{N} \delta(t - t_n) g_n \cdot (U, U_x, U_t, U_{xt}), \qquad (11)$$

де: U_{xt}, U_{xx}, U_{tt} – повздовжнє переміщення перерізу пружного елементу відповідно: з координатою x в довільних момент часу t; з координатою x в положенні x та з координатою t в довільний момент часу t; $\delta(t - t_n)$ – функція Дірака, яка вказує на те, що імпульсне збудження діє в момент часу t_n; μ_1 – малий параметр; $f_0(U, U_x, U_t, U_{xt})$, $g_n(U, U_x, U_t, U_{xt})$ – функції, що описують імпульсні та ін. сили, що діють на пружний елемент.

Для розв'язку рівняння (11) і дослідження коливань шнека необхідно прийняти граничні умови. Вони можуть бути такі:

$$\begin{aligned} &U(x,t)\big|_{x=0} = U(x,t)\big|_{x=l} = 0; \\ &U_x(x,t)\big|_{x=0} = U(x,t)\big|_{x=l} = 0; \\ &U_{(x,t)}(x,t)\big|_{x=0} = U(x,t)\big|_{x=l} = 0. \end{aligned} \qquad (12)$$

Початкові умови вибирають залежно від режиму роботи, що розглядається, та конструктивних особливостей гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Їх можна представити у вигляді:

$$U_{(tt)} = asa(\nu + 1, 1\omega_k(a)t \begin{cases} sa\left(1, \frac{1}{\nu+1}, H_x \frac{k}{l} x\right); \\ ca\left(1, \frac{1}{\nu+1}, H_x \frac{k}{l} x\right); \\ sa\left(1, \frac{1}{\nu+1}, H_x \frac{2k+1}{2l} x\right); \end{cases} \qquad (13)$$

де H_x – півперіод функції, що описує форму коливань.

Розв'язок рівняння (11) можна знайти у вигляді:

$$y = y_1 + y_2,$$

де y_1 – загальний розв'язок однорідного рівняння:

$$\ddot{y}_1 + k^2 y_1 = 0;\ y_1 = a \cdot \sin(kt + \alpha), \tag{14}$$

де: a – амплітуда коливань; α – початкова фаза; y_2 – частковий розв'язок неоднорідного рівняння.

У дослідженні вільних коливань, які здійснюються близько до квазістатичного режиму, рівняння зігнутої осі валу шнеку є функцією двох змінних. Тоді рівняння руху можна передавати в наступному вигляді:

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + a_1 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0, \tag{15}$$

де a_1, a_2 – амплітуди першої та другої гармонік.

На основі аналізу рівнянь (6, 15) за різних довжин та діаметрів валів робочих органів гвинтових механізмів отримано графічні залежності частоти коливань від максимальної амплітуди (рис. 2).

Отримані залежності показують, що вплив амплітуди на частоту власних коливань проявляється більшою мірою для валів з більшою поперечною жорсткістю.

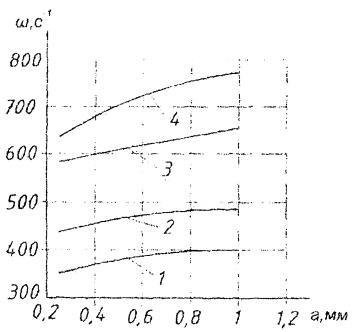

Рис. 2. Залежність частоти власних коливань пружних елементів від амплітуди: *1 – d_1 = 50 мм, l_1 = 2 м; 2 – d_1 = 75 мм, l_2 = 4 м; 3 – d_1 = 100 мм; l_3 = 6 м; 4 – d_1 = 125 мм, l_4 = 8 м*

Математичною моделлю поперечних коливних пружних елементів приводів під дією імпульсних сил можна вважати диференціальне рівняння з похідними, яке можна записати в такому вигляді [11]:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} - \left(\frac{F(t)}{\rho} - V^2 \right) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \sum \left[F(t) + \sum_{i=1}^{n} \left(x, \frac{\partial y}{\partial t}, \frac{\partial y}{\partial x} \right) \cdot \sum_{j=1}^{m} \delta\left(t - (t_i + j\tau)\right) \right], \tag{16}$$

де: $y(x,t)$ – вертикальне переміщення перерізу пружного елемента; V – швидкість руху вантажу; ρ – погонна маса шнека; ε – малий параметр, який вказує на малу величину поздовжніх сил, що виникають в перерізах шнеку; $\delta(t)$ – функція Дірака; n – кількість витків шнека (дискретних мас); t_1 – час дії імпульсної сили; τ – період повторення імпульсів; m – кількість імпульсів до проходження вантажу вздовж конвеєра.

Аналіз рівняння (16) проводиться при таких початкових умовах:

$$y(x,t)\big|_{x=0}=y(x,t)\big|_{x=l}=0;$$

$$y(x,t)=\sum_{i=1}^{n}X_n(x)T_n(t), \qquad (17)$$

де: l – довжина валу шнека.

Якщо виразити $F(t)=-\beta\frac{\partial y}{\partial t}$; $F_t=\lambda y+\gamma y^3$, тоді коливні процеси можна представити у вигляді системи рівнянь:

$$\begin{cases}\dfrac{da}{dt}=-\sum\dfrac{\beta a}{2}+\dfrac{a(2\lambda+\gamma a^2)}{4\pi q}\left(\sin 2\Theta+\sin 2\Theta+\sin\left(2\Theta+q\dfrac{\pi}{2}\right)\right)-\dfrac{\gamma a^3}{g\pi q}\cdot\left(1+(-1)^q\cdot\sin 4\Theta\right);\\ \dfrac{d\Theta}{dt}=\omega^2-\dfrac{qV^2}{2}-\sum\left(\dfrac{4\lambda+3\gamma a^2}{4\pi q}+\dfrac{\lambda+\gamma a^2}{2\pi q}\left(\cos 2\Theta+\cos\left(2\Theta+q\dfrac{\pi}{2}\right)\right)+\dfrac{\gamma a^2}{8\pi q}\left(1+(-1)^q\cdot\cos 4\Theta\right)\right),\end{cases} \qquad (18)$$

де: q – параметр, що характеризує гармоніку коливань (1,2 і т.д.); a – амплітуда коливань; ω – частота власних коливань валу; Θ – кут повороту перерізу валу в процесі коливань.

Внаслідок числового аналізу системи рівнянь (18) можна отримати амплітудно-частотні характеристики робочого елемента конвеєра. Для прикладу побудовано графік амплітудно-частотної характеристики валу під час переходу через резонанс $(q=2)$ за швидкості руху вантажу $V=0{,}5 м/с$, якщо $F(t)=1$ кН; $\rho=10$ кг/м (рис. 3).

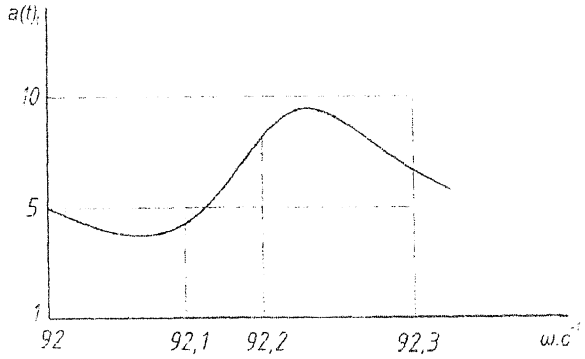

Рис. 3. Амплітудно-частотна характеристика коливань робочого валу гвинтово-транспортного механізму

Наведений графік дає можливість побачити, за яких співвідношень амплітуди і частоти може виникнути резонанс. Залежно від конструктивних особливостей гвинтово-транспортних механізмів, скориставшись отриманими графічними залежностями, можна уникнути явища резонансу під час експлуатації таких систем.

У процесі роботи шнекового конвеєра виникають значні крутильні коливання. Для заданої системи (рис. 1) згідно з принципом Д'Аламбера рівняння руху можна представити в такому вигляді [15]:

$$M_g - M_{ок} = I\frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega}{2}\frac{dI}{dt}, \tag{20}$$

де I – зведений момент інерції, що характеризує задану систему.

Таку залежність можна використати в зв'язку з тим, що між робочим органом та двигуном існує жорсткий зв'язок.

Момент на валі двигуна необхідно визначити з залежності:

$$M_g = \frac{2\left(N_{\max} - N_0\right)}{D_б}, \tag{21}$$

де $D_б$ - діаметр ведучого шківа двигуна;

При цьому необхідно забезпечити нерівність:

$$M_g \prec M_{ел}, \tag{22}$$

де $M_{ел}$ – електромагнітний момент двигуна.

Електромагнітні явища в асинхронному двигуні можна описати нелінійними диференціальниими рівняннями такого вигляду [16]:

$$\begin{aligned} \frac{di_s}{dt} &= A_s \cdot \left(U_R + \Omega_s \cdot \psi_s - R_s \cdot i_s\right) + B_s \cdot \left(\Omega_R \cdot \psi_R - R_R \cdot i_R\right); \\ \frac{di_k}{dt} &= A_R \cdot \left(\Omega_R \cdot \psi_R - R_R \cdot i_R\right) + B_R \cdot \left(U_s + \Omega_s \cdot \psi_s - R_s \cdot i_s\right) \end{aligned} \tag{23}$$

де: i_s, i_R, U_s – матриці колонки струмів та напруг; A_s, B_s, A_R, B_R – квантові матриці зв'язків; Ω_s, Ω_R – квантові матриці частот обертання; ψ_s, ψ_R – матриці колонки потокозчеплень.

Індекс s вказує на належність величини до обмотки статора, а R – ротора.

На основі розв'язання системи рівнянь (23) можна отримати залежність електромагнітного моменту двигуна, яка має такий вигляд [15]:

$$M_{ел} = \frac{3}{2}\rho_0 \frac{1}{\tau}\left(i_{kx} \cdot i_{sx} - i_{ky} \cdot i_{sx}\right) \cdot U, \tag{24}$$

де $i_{kx}; i_{sx}; i_{ky}; i_{sx}$ – реакції струмів статора і ротора на координатні осі x, y.

Для аналізу роботи поздовжніх транспортерів необхідно визначити допустимі границі роботи двигунів та встановити характер зміни електромагнітного моменту, вибравши відповідний тип і характеристики двигуна.

Для знаходження коефіцієнта податливості консольно-прямолінійного стрижня β_{ij} яким є шнек, можна застосувати фундаментальну функцію з довільним розподілом параметрів під час поздовжніх коливань [9]. Визначивши поздовжну жорсткість шнека можна проектувати рівноміцні спіралі, збільшуючи розмір поперечного перерізу в міру наближення до двигуна.

У випадку крутильних коливань можна записати [10]:

$$\left(f_{y'}\right)' = -F_j\delta\left(x - x_j\right), U\left(a\right) = 0, \; f\left(b\right) \cdot U'\left(b\right) = 0, \tag{25}$$

де: $f = E \cdot A\left(x\right)$ – поздовжня жорсткість стержня; E – модуль Юнга; $A\left(x\right)$ – площа поперечного перерізу; $U = U\left(x\right)$ – поздовжнє переміщення; F_j – сила

прикладена в перерізі x_j, $x = a$ та $x = b$ – координати лівого і правого кінців шнека;

Застосувавши фундаментальну функцію

$$K(x,\alpha) = \int_{\alpha}^{x} \frac{ds}{j(x)}, \tag{26}$$

можна отримати розв'язок у наступному вигляді:

$$U_j = F_j\left[K(x,a) - \Phi(x,x_j)\right], \tag{27}$$

де

$$\Phi(x,x_j) = K(x,x_j)\cdot\theta(x - x_j). \tag{28}$$

Відповідно:

$$q_i = \beta_{i1}\cdot F_1 + \beta_{i2}\cdot F_2 + \ldots + \beta_{ik}\cdot F_k,\ \left(i = \overline{1,k}\right); \tag{29}$$

де: β_{ij} – переміщення поперечного перерізу x_i за дії одиничної узагальненої сили, прикладеної до перерізу x_j.

На основі залежності (27), (28) можна записати:

$$U_i = F_i\left[K(x,a) - \Phi(x,x_j)\right]; \tag{30}$$

Якщо сила діє в точці x_i, тоді вираз для визначення переміщення набуде вигляду:

$$U_i = F_i\left[K(x,a) - \Phi(x,x_i)\right]. \tag{31}$$

Тоді коефіцієнти впливу податливості можна знайти з залежності:

$$\beta_{ij} = K(x_j,a) - \Phi(x_j,x_i) = K(x_j,a) - K(x_j,x_i) = \int_{a}^{x_j}\frac{ds}{f(s)} - \int_{x_i}^{x_j}\frac{ds}{f(s)}. \tag{32}$$

Визначивши коефіцієнти β_{ij}, можна записати рівняння руху заданої системи в переміщеннях. Такі рівняння рекомендовано використовувати для дослідження гнучких шнеків без валів з різною жорсткістю по довжині.

Найбільш небезпечним режимом роботи шнекових конвеєрів є їх пуск для завантаженого шнека. У такий момент зусилля, яке сприймає гвинт, спрямоване на подолання тертя спокою між вантажем – шнеком – стінками конвеєра. Залежно від конструкції шнека важливо правильно вибрати початкову швидкість та пусковий момент двигуна.

Момент опору, що долає шнек, визначається масою та густиною вантажу, що транспортується, а також опором його руху.

Вантаж розподіляється вздовж осі шнека, тому:

$$M_{on} = \sum_{i=1}^{k} M_i, \tag{33}$$

де k – кількість розподілених мас (витків шнеку).

Величина M_i залежить від форми шнека та його діаметра. Тоді:

$$M_i = k_{ш}\cdot\frac{m_i\cdot g\cdot 2}{D_{ш}}, \tag{34}$$

де: m_i – маси вантажу між витками шнеку; $g = 9{,}81$ м/с^2; $D_ш$ – діаметр шнеку; $k_ш$ – коефіцієнт форми шнеку.

У нашому випадку можна розглядати малі коливання шнека, що відбуваються відносно положення його рівноваги за конкретного значення кута φ_0, величина якого визначається корисним дотичним навантаженням F_1, що діє на шнек. Ці коливання відбуваються з певним розмахом 2ε, який є значно меншим від φ_0. Пружну характеристику коливної системи можна показати у вигляді рис. 4.

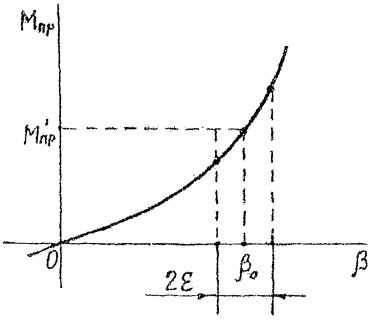

Рис. 4. Пружна характеристика коливної системи

Оскільки кут 2ε є малим, то в межах цього кута пружну характеристику можна лінеаризувати, а жорсткість коливної системи для $\beta = \beta_0$ прийняти постійною і однаковою [10]:

$$c_0 = \frac{\partial M_{пр}}{\partial \beta} = 2F_* \gamma e + 3c\gamma^2 e^2 \beta_0^2 . \qquad (35)$$

Нагадаємо, що тут F_* – дотична сила ненавантаженого шнека, а β_0 – кут, який визначає положення рівноваги шнека у разі корисного навантаження F_1. Кут β_0 визначають розв'язуванням такого рівняння, [10]:

$$\beta_0^3 + \frac{2F_*}{ce\gamma}\beta_0 - \frac{\delta F_1}{ce\gamma^2} = 0 . \qquad (36)$$

Виходячи із наведених міркувань, диференціальне рівняння коливань шнека можна представити у такому вигляді:

$$me^2\left(1+\delta^2\right)\ddot{\varepsilon} + c_0\varepsilon = 0 . \qquad (37)$$

Записане диференціальне рівняння є лінійним рівнянням коливань шнеку відносно свого положення рівноваги, яке визначається кутом β_0. У цьому випадку, відповідно до [10], частоту вільних коливань шнека визначають за виразом:

$$k = \sqrt{\frac{c_0}{me^2\left(1+\delta^2\right)}} , \qquad (38)$$

або, з урахуванням залежності (35), матимемо:

$$k = \sqrt{\frac{2F_*\gamma + 3c\gamma^2 c\beta_0^2}{me^2\left(1+\delta^2\right)}}. \qquad (39)$$

Отримана формула (39) дає змогу проаналізувати вплив параметрів шнека на частоту вільних коливань залежно від корисного навантаження F_t.

У робочому органі конвеєра виникають як нормальні, так і дотичні напруження, спричинені поздовжньою і поперечною силами, а також крутним моментом.

Аналіз роботи розглянутої системи показав, що для оцінювання напруженого стану робочого органу можна використати гіпотезу міцності Писаренко – Лебедєва [17]. На основі цього критерію граничний стан зумовлений здатністю матеріалу чинити опір як дотичним, так і нормальним напруженням. Критерій міцності рекомендуємо шукати у вигляді октаедричних дотичних $\tau_{окт}$ та максимального нормального напруження.

Критерій міцності можна представити у вигляді залежності [17]:

$$\tau_{окт} + m_1 \cdot \sigma_{\max} \le m_2 , \qquad (40)$$

де m_1; m_2 – коефіцієнти, що виражаються через граничні напруження і які визначають видом напруженого стану. Використавши отримані аналітичні залежності для заданої конструкції шнека за відомих технологічних параметрів, можна вибрати основні конструктивні параметри робочих органів, оцінити їх напружений стан та обрати електродвигун, який забезпечить ефективну роботу таких систем.

Література

1. Григорев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорев. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1972. – 184 с.

2. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский. – Львов : Вид-во "Вища шк.", 1989. – 176 с.

3. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: Розрахунок і конструювання / І.Б. Гевко. – Тернопіль : Вид-во ТДТУ ім. Івана Пулюя, 2008. – 307 с.

4. Гевко І.Б. Визначення динамічних навантажень у гвинтовому змішувачі / І.Б. Гевко, О.Я. Гурик // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2002. – № 442. – С. 90-93.

5. Александров М.П. Подйомно-транспортные машини / М.П. Александров. – К. : Вид-во "Вища шк.", 1993. – 412 с.

6. Іванченко Ф.К. Підіймально-транспортні машини / Ф.К. Іванченко. – К. : Вид-во "Вища шк.", 1993. – 412 с.

7. Лютий Є.М. Елементи теорії технічних систем / Є.М. Лютий, М.П. Мартинців, Л.О. Тисовський. – Львів : Вид-во УкрДЛТУ, 2003. – 181 с.

8. Мартинців М.П. Динаміка і надійність підвісних канатних систем / М.П. Мартинців, І.В. Сологуб, М.В. Матійшин. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2011. – 188 с.

9. Гапук П.М. Лінійні моделі дискретно – неперервних механічних систем / П.М. Гапук, Л.М. Зорій. – Львів : Вид-во "Українські технології", 1999. – 372 с.

10. Гапук П.М. Динамічний аналіз лінійних моделей пружно-жорстких механічних систем / П.М. Гапук, Л.М. Зорій. – Львів : Вид-во "Українські технології", 2005. – 320 с.

11. Василенко Н.В. Теория колебаний / Н.В. Василенко. – К. : Вид-во "Вища шк.", 1992. – 429 с.

12. Левитский Н.И. Колебания в механизмах / Н.И. Левитский. – М. : Изд-во "Наука", 1985. – 336 с.

13. Пановко Я.Г. Введения в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М. : Изд-во "Наука", 1971. – 240 с.

14. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле : пер. с англ. / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1985. – 472 с.

15. Малащенко В.О. Дослідження перехідних процесів роботи приводів транспортуючих і вантажопідйомних машин із канатною тягою / В.О. Малащенко, М.П. Мартинців, В.В. Бариляк // Підйомно-транспортна техніка : наук.-техн. та виробн. журнал. – Дніпропетровськ. 2004. – № 4. – С. 41-48.

16. Вейц В.Л. Динамические расчеты приводов машин / В.Л. Вейц, А.Е. Качура, А.М. Мартыненко. – Л. : Изд-во "Машиностроение", 1971. – 353 с.

17. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1988. – 736 с.

Мартынцив М.П., Гевко И.Б. **Динамические расчеты винтовых транспортных механизмов**

Рассмотрен винтовой транспортный механизм, как элемент сложной системы, которую представляет конвейер. Рассмотрена математическая модель конвейера и получено зависимости для определения амплитудно-частотных характеристик и основных параметров с учетом динамических нагрузок. Оценено напряженное состояние винтовых транспортных механизмов.

Ключевые слова: винтовой транспортный механизм, амплитудно-частотная характеристика, главные параметры, динамические нагрузки.

Martinciv M.P., Gevko I.B. **Dynamic calculations of spiral transport mechanisms**

A spiral transport mechanism is considered, as an element of the complex system which is presented by a conveyer. The mathematical model of conveyer is developed and dependences are got for determination of gain-frequency descriptions and basic parameters taking into account the dynamic loadings. The tense state of spiral transport mechanisms is appraised.

Keywords: spiral transport mechanisms, gain-frequency descriptions, basic parameters, dynamic loadings.

УДК 634.0.812

Проф. С.Ф. Гавенко, д-р техн. наук –
Українська академія друкарства, м. Львів

ПРОЦЕСИ ПОГЛИНАННЯ І ПЕРЕНЕСЕННЯ РІДИН У ВИСОКОЕЛАСТИЧНИХ ГІГРОСКОПІЧНИХ МАТЕРІАЛАХ

Встановлено існування якісно різноманітних дифузійних режимів набухання полімерних сіток. Встановлено їх зв'язок з умовами механічного навантаження матеріалу, а також з пружними, термодинамічними і транспортними властивостями системи "полімерна сітка – розчинник". Встановлено причини і механізм так званих аномалій кінетики сорбції, експериментально спостережуваних під час набухання еластомерів і полімерних гелів у розчинниках.

Процеси деформування і дифузії в твердих тілах взаємопов'язані. Впровадження дифундуючої речовини в тверде тіло породжує в ньому внутрішні напруження, а неоднорідне поле напружень, викликане зовнішніми причинами, здатне впливати на дифузійну кінетику перенесення речовини. Такі явища називаються механодифузійними, а їх теорія заснована на синтезі механіки деформівного твердого тіла і теорії дифузії.

Найбільш яскраво механодифузійні явища проявляються у високоеластичних полімерних сітчастих матеріалах – хімічно зшитих еластомерів та