

УДК. 621.867. 42

**А.Пік, канд. техн. Наук**

*Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя*

**ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З ПРУЖНИМ СЕКЦІЙНО-ГВИНТОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

*У статті обгрунтовано вибір гнучких валів для гвинтових конвеєрів з пружними секційно-гвинтовими робочими органами та залежностей для визначення основних конструктивних та техніко-економічних параметрів гвинтового конвеєра при його роботі на криволінійних трасах.*

У сільськогосподарському виробництві застосовують комплекс машин для завантаження та розвантаження сипких матеріалів, які дозволили б механізувати технологічні операції переміщення вантажів у стаціонарних та польових умовах, технологічні процеси сушіння зерна, протруювання, складування у зерносховищах та затарювання в мішки, а також переміщення інших сільськогосподарських продуктів та матеріалів (комбікормів, мінеральних добрив тощо). Однак більшість з них належить до стаціонарних або обмежено-рухомих транспортних засобів, тоді як мобільна техніка даного призначення впроваджується мало.

Розв'язати питання мобільності транспортуючих механізмів дозволяє використання малогабаритних гнучких гвинтових конвеєрів (ГГК), транспортуючі робочі органи яких виконані у вигляді циліндричних пружин чи витих спіралей шнеків, що можуть вільно змінювати місце розташування у просторі безпосередньо при виконанні технологічного процесу. Проте при роботі на криволінійних трасах такі конвеєри мають низький ресурс роботи, що пов'язано з відсутністю вала, що сприймає би сумарні навантаження на трасі.

З метою застосування у гнучких валах пружних властивостей високовуглецевих сталей та підвищення стійкості робочих органів при дії циклічних навантажень під час роботи на криволінійних трасах розроблено новий тип робочого органу ГГК [1], який поданий на рис. 1.

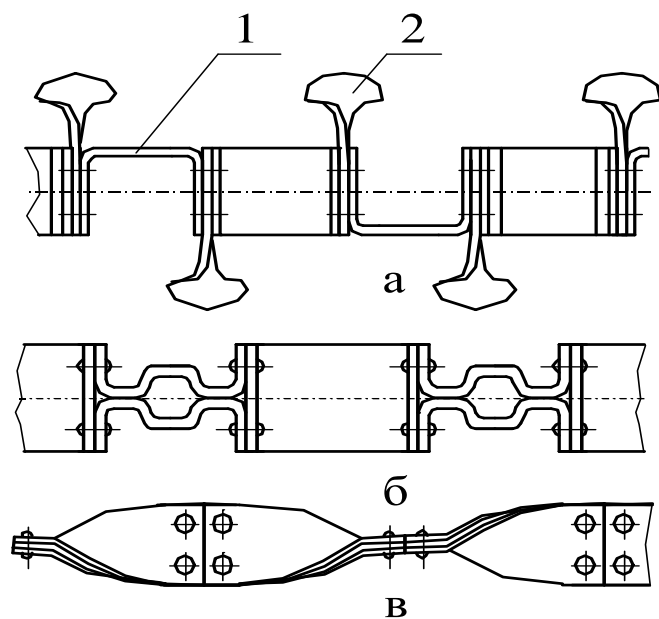


Рис. 1. Пружні робочі органи ГТК

Робочий орган складається з гнучкого вала, виконаного у вигляді П-подібних пружних пластин 1, жорстко з'єднаних між собою і зміщених одна відносно одної на  $90^\circ$  у коловому напрямку, причому між сусідніми П-подібними пластинами закріплені пружні гвинтові лопатки 2 (рис.1а). Для підвищення крутної жорсткості пружного вала його можна виконати із спарених П-подібних пластин (рис.1б), V-подібних згини яких розташовані один навпроти одного, або кручених пружних пластин (рис.1в), торці яких розташовані у взаємно перпендикулярних площинах.

При проектуванні гнучких гвинтових завантажувальних засобів необхідно забезпечити достатню міцність і довговічність пружного валу, що працює в умовах складного згину. Для випадку розміщення валу по прямій розрахункові напруження виникають лише від робочого навантаження  $T$  (крутний момент) та  $P_z$  (осьове зусилля). При згині траси виникає згинний момент  $M_R$ , від якого при прокручуванні валу виникають навантаження, що циклічно змінюються. Розрахунок таких спіралей досить складний, а тому прийємо наближену схему розрахунку, в якій частка запасу міцності  $\varepsilon$  відводиться на компенсацію напружень тільки від кривизни траси та частка  $(1-\varepsilon)$  – на компенсацію робочих напружень [2]. Враховуючи, що радіус кривизни траси  $R$  із моментом згину  $M_R$  зв'язаний залежністю  $\frac{1}{R} = \frac{M_R}{EI}$ , то максимальні напруження від згину профілю прямокутного січення розмірами  $B \times \delta$  дорівнюватимуть:

$$\sigma_{32} = \frac{E\delta}{2R} \leq \varepsilon[\sigma]_{32}, \quad (1)$$

де  $[\sigma]_{32}$  – допустимі напруження згину,  $\delta$  - товщина пластини.

Відповідно мінімальний радіус кривизни елементів пружного валу:

$$R_{min} \geq \frac{E\delta}{2\varepsilon[\sigma]_{32}}. \quad (2)$$

Згідно з [2] для гнучких гвинтових конвеєрів рекомендують приймати значення  $\varepsilon$  в межах 0,2...0,3. Для випадку виконання пластин товщиною  $\delta=1,5$ мм із сталі 65Г, загартованої в маслі і відпущеної, для якої  $E=2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $[\sigma]_{32} = 330$  МПа, мінімальний радіус кривизни траси  $R_{min} \geq 1,5$  м.

Для конвеєрів із значною довжиною траси  $L$ , особливо стаціонарних, доцільно робити ділянки гнучкого шнеку, що прилягають до приводу, крутний момент  $T$  на валі в яких максимальний, із секцій, товщина яких більша, ніж товщина крайніх секцій ( $\delta_1 > \delta_2$ ).

У цьому випадку радіуси кривизни ділянок конвеєра із різною товщиною секцій

пружного валу відносяться як:

$$\frac{R_1}{R_2} = \left( \frac{\delta_2}{\delta_1} \right)^3. \quad (3)$$

Відповідно розрахункові напруження від згину пружного валу відносяться  $\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \left( \frac{\delta_1}{\delta_2} \right)^2$ , а частка ресурсу міцності, виділеного на робочі навантаження конвеєра при зменшенні товщини пластини від  $\delta_1$  до  $\delta_2$ , зростає до  $\sigma_p = \left[ 1 - (\delta_2/\delta_1)^2 \right] \varepsilon [\sigma]_{32}$ . Цей конструктивний прийом дозволяє суттєво підвищити несучу здатність валу не тільки від збільшення робочого січення, але й від частки перемінних напружень.

Для випадку виконання гнучкого валу із П-подібних пластин небезпечними будуть крайні точки профілю біля стикувальних вузлів з боку сходження основ, у яких крім напружень кручення  $\tau$ , спостерігатимуться також напруження розтягу  $\sigma$ .

Для випадку виконання валів із витких пластин основні навантаження при крученні перерозподіляються із домінуючим впливом напружень розтягу на периферії січення, а також деяким впливом напружень  $\tau$  від кручення для валів із великим кроком витків.

При виборі конструктивних та експлуатаційних параметрів гнучких гвинтових конвеєрів та пружних робочих валів доцільно користуватися основними положеннями теорії подібності з метою поширення отриманих результатів досліджених зразків на всі типорозміри спіралей.

Основними критеріями кінематичної і динамічної подібності гнучких гвинтових конвеєрів є такі безрозмірні величини: критерій Фруда, чи коефіцієнт швидкохідності конвеєра  $P = \omega^2 D / (2g)$ ; коефіцієнт технологічної гнучкості  $k_T = L / R_{min}$ ; коефіцієнт конструктивної гнучкості  $k_k = D / R_{min}$ , де  $D$  - діаметр прохідного січення жолобу; коефіцієнт кроку гвинтової лопаті  $k_S = S / D$ ; відносні значення  $a_b$  геометричних розмірів  $a$  деталей валу,  $a_b = a / D$ ; коефіцієнт проміжку між лопатями  $k_{\Delta}$ ; коефіцієнт заповнення конвеєра  $\varphi$ ; коефіцієнт розміщення траси  $k_h$ .

Якщо раціональні параметри для базового конвеєра, наприклад, з діаметром прохідного отвору  $D_0$ , вибрані експериментально, то для розрахункового  $i$ -го конвеєра, значення прохідного діаметру  $D$  якого відрізняється масштабом  $\lambda = D / D_0$ , основні конструктивні параметри будуть також визначатися за залежністю  $a = \lambda a_0$ , де  $a_0$  та  $a$  - лінійні розміри базового і проектного конвеєра, а саме геометричні розміри профілю лопаті і пружних елементів, крім їх товщин; проміжок між краями лопатей і жолобом.

Кутова швидкість проектного конвеєра  $\omega = \lambda^{-0.5} \omega_0$ ; розрахункова осьова швидкість вантажу  $v = \lambda^{0.5} v_0$ ; допустимий момент, що сприймає пружний вал,  $P_z = \lambda^2 P_{z0}$ ; допустимий крутний момент на валу  $M_z = \lambda^3 M_{z0}$ ; розрахункові продуктивність, потужність і робота транспортування для проектного конвеєра  $Q = \lambda^{5/2} Q_0$ ;  $N = \lambda^{5/2} N_0$ ;  $A = \lambda^{5/2} A_0$ .

Згідно з [3] продуктивність конвеєра з пружними елементами:

$$Q = 0.125 \varphi k_v k_T k_D k_{3M} \omega D^3 \sin \alpha (\cos \alpha - \mu \sin \alpha). \quad (4)$$

Враховуючи те, що вказані коефіцієнти є критеріями подібності, залежність (4) можна подати як:  $Q = k_Q D^3 \omega$ , де  $k_Q$  – комплексний коефіцієнт продуктивності – критерій подібності. Відповідно, враховуючи (4) та результати за [4], кутова швидкість пружного валу при заданій продуктивності визначається за залежністю  $\omega = (k_v k_T k_\Delta \varphi g^3 P^3 / Q)^{1/5}$ , де рекомендовані значення:  $k_T = 0.9 \dots 1.1$ ;  $\varphi = 0.4 \dots 0.6$ ;  $P = 4.5 \dots 6.5$ ;  $k_\Delta = 0.9$ .

При збереженні вказаних раціональних значень коефіцієнтів подібності кутову швидкість конвеєра можна визначати за залежністю  $\omega = K_\omega Q^{1/5}$ , де  $K_\omega$  – комплексний коефіцієнт кутової швидкості.

Діаметр прохідного отвору гнучкого жолоба при заданій продуктивності  $Q$  забезпечує раціональні режими транспортування у випадку:

$$D = \left( \frac{Q^2}{k_v^2 k_T^2 k_\Delta^2 \varphi^2 g P} \right)^{\frac{1}{5}}. \quad (5)$$

Для швидкохідних пружно-лопатевих конвеєрів важливим є забезпечення відповідних значень кутової швидкості  $\omega$ , коефіцієнта швидкохідності. Причому для мобільних конвеєрів, у яких в процесі роботи змінюється траса транспортування, мінімальний коефіцієнт  $P$  вибирається із умов:

$$P_{min} = \frac{k_\Delta^2 \sin(\alpha_c + \varphi)}{\mu_2 \cos(\alpha + \varphi + \beta)} \left[ 1 + \frac{tg\beta}{tg\alpha} \right]^2, \quad (6)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу гвинтової лопаті на зовнішньому краї шнека;  $\beta$  – кут між вектором рівнодійної швидкості  $\vec{v}$  та її тангенціальною складовою  $\vec{v}_\tau$  [3];  $\mu_2$  – кут внутрішнього тертя матеріалу;  $\varphi$  – коефіцієнт завантаження конвеєра.

Для вантажів, які при транспортуванні значно ущільнюються, обмежується верхнє значення  $P_{max}$ , що визначається експериментальним шляхом. При транспортуванні зерна та інших продуктів, що не допускають травмування, обмежується верхнє значення кутової швидкості обертання.

Згідно з [5] обмежується колова швидкість спіралі  $v_\tau \leq v_\tau^{max}$ , звідки:

$$P_{max} = v_\tau^{max} \omega (1 + tg\beta / tg\alpha_c) / g. \quad (7)$$

При обмеженні частоти обертання спіралі верхнє значення кутової швидкості  $\omega_{max} \leq \pi n^{max} / 30$ .

При компонуванні конвеєра стандартними бункерами впроваджується верхнє обмеження коефіцієнта заповнення  $\varphi$ , що визначається конструкцією бункера і швидкохідністю конвеєра і визначається за емпіричними залежностями, типу  $\varphi_{max} = c + b \ln P$  [6].

При збереженні подібності процесів:

$$D = (1.6, \dots, 1.8) \left( \frac{Q^2}{g} \right)^{\frac{1}{5}} = k_D Q^{\frac{2}{5}}, \quad (8)$$

де  $k_D$  – приведений коефіцієнт,  $k_D = 0.9 \dots 1, M^{-1/5} C^{2/5}$ .

Якщо діаметр прохідного отвору на рукав гнучкого жолоба заданий згідно з типорозміром, то раціональне значення кутової швидкості буде:

$$\omega = k'_\omega / D^{1/2}, \quad (9)$$

де  $k'_\omega$  – наведений коефіцієнт при розрахунку в системі СІ  $k'_\omega = 15$ .

Вибір проміжку  $z$  між спіраллю і жолобом залежить від характеристики вантажу і його зернистості. У ряді робіт вказується, що зміна величини  $z$  в певних межах суттєво не впливає на режим транспортування. Діапазон зміни цих інтервалів [2, 7, 8]  $z_1 = (3 < z < 8)$ ;  $z_2 = (5 < z < 10)$ ;  $z_3 = (4 < z < 8)$ ;  $z_4 \geq 2a$ ; де  $a$  – розмір зерна. Очевидно, що вибір величини проміжку  $z$ , яка становить  $5 \geq z \geq 8$  і  $z \geq 2a$ , як показали експериментальні дослідження, задовільняє умови універсальності при проектуванні конвеєрів.

Енергетичні затрати процесу переміщення ГГК з пружним секційно-гвинтовим робочим органом можна оцінити за затраченою роботою на транспортування вантажу. Для переміщення вантажу на трасі необхідно виконати роботу на подолання сил його тертя до поверхонь спіралі  $A1$  та жолоба  $A2$  і роботу  $A3$  піднімання на висоту  $H$  (для похилих і вертикальних конвеєрів).

Крім цього, для надання масі вантажу швидкості транспортування і, відповідно, певного запасу кінематичної енергії, витрачається робота [9]:

$$A4 = \frac{mv^2}{2} = \frac{Q\Delta t \omega^2 r_c^2 \sin^2 a}{2 \sin^2(\alpha + \beta)}. \quad (10)$$

Сумарна робота на транспортування:

$$A = A1 + A2 + A3 + A4 + A5, \quad (11)$$

де  $A5$ -робота, що витрачається на перемішування матеріалу.

У першому наближенні  $A5 = A_n e^{-\vartheta(P-P_n)}$ , де  $P_n$  – коефіцієнт швидкохідності, при якому спостерігається максимальне переміщення вантажу для горизонтальних шнеків  $P_n = 1,5 \dots 2,5$ .  $A_n$  – робота переміщення при  $P = P_n$ ;  $\vartheta$  – коефіцієнт впливу швидкохідності  $P$  ( $\vartheta = 1,1 \dots 1,2$ ).

Останні дві складові порівняно із першими невеликі і в практичних розрахунках можуть оцінюватися відповідними коефіцієнтами.

Елементарна робота за двома складовими  $A1, A2$ , для виділеного  $\Delta V$  елементу визначається згідно з відомими рекомендаціями [10]. Маса виділеного елемента  $\Delta m = (\rho_G Q / v_z) \Delta L$ , де  $\rho_G$  – об'ємна вага вантажу, а  $v_z$  – його осьова швидкість.

Робота  $A3$  на піднімання вантажу  $\Delta m$  на висоту  $H = L \sin \gamma$  ( $\gamma$  – кут нахилу шнека до горизонту) за час  $\Delta t$ :

$$A3 = g \Delta m (dz / dt) = \Delta t \rho_G Q L \sin \gamma. \quad (12)$$

Відповідно потужність на транспортування вантажу буде:

$$N = k_n \rho_G Q (H + wL), \quad (13)$$

де  $w$ - коефіцієнт питомих витрат на транспортування вантажу, який для секційних гвинтових конвеєрів з урахуванням всіх складових становить  $w=8\dots 11$ .

Розрахункову потужність для проектування конвеєра з урахуванням  $A4$  і  $A5$  та інших витрат визначають за залежністю:

$$N = k_n k_\sigma k_{\sigma g} \rho_G Q (H + wL), \quad (14)$$

де  $k_n$ -коефіцієнт, що враховує витрати на перемішування, подрібнення, зминання чи притискання вантажу;  $k_\sigma$  - коефіцієнт, що враховує додаткові затрати в бункері;  $k_{\sigma g}$ - коефіцієнт витрат потужності у підшипникових вузлах.

Таким чином, для підвищення мобільності ГГК, а також стійкості робочих органів до дії циклічних навантажень доцільно використовувати пружні секційно-гвинтові робочі органи. З метою забезпечення рівномірності конструкції робочого органу на довжині доцільно виконувати ділянки несучого валу з різною товщиною секцій. Для вибору конструктивних та експлуатаційних параметрів ГГК та для поширення результатів досліджених зразків на всі типорозміри робочого органу доцільно використовувати теорію подібності. Використовуючи отриману залежність споживаної потужності, можна визначити раціональні параметри пружного секційно-гвинтового робочого органу.

*In the article the choice of flexible shafts for screw conveyers with elastic sectional-screw working organs are described and dependences for determination of main constructive and technical-economic parameters of a screw conveyer during its work on curvilinear traces are given.*

### Література

1. Пат.28967А Україна, В65G33/16,33/26. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра/ А.І.Пік, Р.Б. Гевко (Україна).- №97115602; Заявл. 21.11.1997; Опубл. 16.10.2000. Бюл. №5-П.
2. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. - Львов: Вища школа, 1989. -176 с.
3. Пік А.І., Рогатинський Р.М., Вовк І.З. Визначення кінематичних параметрів гвинтових транспортно-технологічних систем з секційними робочими органами // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. Вип. 5. - 1999 – Луцьк. – С. 194-200.
4. Пік А.І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах: Дис... канд. техн. наук: 05.20.01, \-Луцьк, 1999.- 149 с.
5. Кропш Л.И. Обработка и хранение семенного зерна. - М.: Колос, 1974.-128 с.
6. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Гибкие шнеки.-К.: Знание, 1967.-98 с.
7. Зенков Р.Л., Иванков Н.И., Колобов Л.И. Машины непрерывного транспорта. –М.: Машиностроение, 1987. –320 с.
8. Омельченко О.О. Механізація роздачі кормів. –К.: Урожай, 1968.–239 с.
9. Конвейеры: Справочник /Р.А. Волков, А.Н. Гнутов и др./ Под общ. ред. Ю.А. Пертена.- Л.: Машиностроение, 1984. –385 с.
10. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет ПТМ. - К.: Вища школа, 1983.–351 с.

*Одержано 18.01.2001 р.*