

УДК 631.171

© Б.М. Гевко, д.т.н., В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька  
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНОГО ГВИНТОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ НА ЙОГО РАДІУС КРИВИНИ**

*Розроблена конструкція гнучкого секційного гвинтового робочого органу з шарнірним з'єднанням секцій. Виведені аналітичні залежності для визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами гнучкого валу і радіусом його кривизни, який визначається через кутове зміщення сусідніх секцій. Побудовано графічні залежності впливу конструктивних параметрів секції гвинтового робочого органу на величину кута  $\alpha$ .*

### **ГНУЧКИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, ШНЕКОВИЙ КОНВЕЄР, СИПКИЙ МАТЕРІАЛ.**

**Постановка проблеми.** Гвинтові конвеєри є одним із основних засобів для транспортування різного роду сипких матеріалів. Використання секційних гнучких гвинтових конвеєрів при відносно невеликих габаритних розмірах дозволяє транспортувати сипкі вантажі з високою продуктивністю та низьким ступенем пошкодження матеріалу. До недоліків слід віднести складність конструкції та значну металомісткість порівняно з суцільними аналогами. Тому можливість спрощення конструкції, зменшення металомісткості і, як наслідок, зменшення енерговитрат і ступеня пошкодження матеріалу при незмінній продуктивності та експлуатаційних характеристиках є особливо актуальними напрямками для подальших досліджень.

**Результати останніх досліджень і публікацій.** На даний час ведуться активні пошуки можливості вдосконалення секційних гвинтових робочих органів з метою підвищення їх експлуатаційних показників [1-12], оскільки безвальні гвинтові робочі органи, незважаючи на простоту конструкції, не забезпечують відповідної продуктивності або мають низький ресурс роботи. Основні напрямки вдосконалення конструкцій робочих органів, проведення теоретичних і експериментальних досліджень пов'язані із зменшенням енерговитрат на процес транспортування [13-22], спрощення конструкцій та зменшення їх матеріаломісткості, а також підвищення експлуатаційних показників [3; 4; 5, 16,19].

**Метою дослідження** є створення конструкції гнучкого секційного гвинтового робочого органу з шарнірним з'єднанням секцій, а також виведення аналітичних залежностей для визначення раціональних конструктивних параметрів шарнірного з'єднання для забезпечення заданого радіусу кривини робочого органу гвинтового конвеєра.

**Результати дослідження.** Для досягнення даної мети, запропонована конструкція секційного гвинтового робочого органу з шарнірним з'єднанням секцій загальний вигляд якого представлено на (рис. 1), а його конструктивна схема на (рис.2), який виконано з окремих секцій, до яких з правого кінця жорстко закріплена циліндрична втулка 1. Остання виконана з системою осевих паралельних пазів 2, які розміщені рівномірно по колу, наприклад, чотири і є паралельними до осі циліндричної втулки і які є у взаємодії з тілами кочення 3. З другої сторони тіла кочення 3 є у взаємодії із внутрішньою сферичною поверхнею сферичної втулки 4 з можливістю осевого і кутового провертання сферичного пальця 5.



Рис. 1 - Загальний вигляд гвинтового секційного шарнірного робочого органу

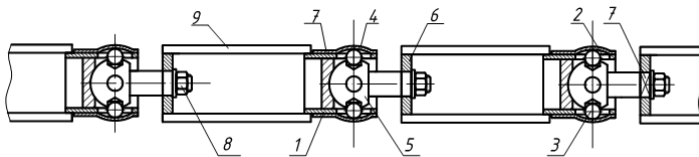


Рис. 2 - Конструктивна схема гвинтового секційного шарнірного робочого органу

З другого кінця зварної циліндричної секції у внутрішній отвір жорстко, перпендикулярно до осі встановлено з'єднувальна втулка 6 з внутрішнім квадратним чи фасонним отвором 7 і яка є у взаємодії з відповідним кінцем сферичного пальця сусідньої секції і жорсткою її фіксацією гайкою 8. До зовнішнього діаметра з'єднувальної втулки 6 рівномірно по колу з одного кінця приварено, перемички 9, а з другого кінця перемички приварені до зовнішнього діаметра циліндричної втулки 1.

На зовнішньому діаметрі циліндричної секції жорстко приварена гвинтова секція, яка є фактично продовженням гвинтових спіралей сусідніх секцій.

Робота гвинтового робочого органу здійснюється наступним чином. Під час обертання секції спіралі обертовий рух передається через тіла кочення 3 на сферичний палець 5 і сусідні секції гвинтового робочого органу.

Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами гнучкого валу і радіусом його кривини, який визначається через кутове зміщення сусідніх секцій, зображено на рис. 3.

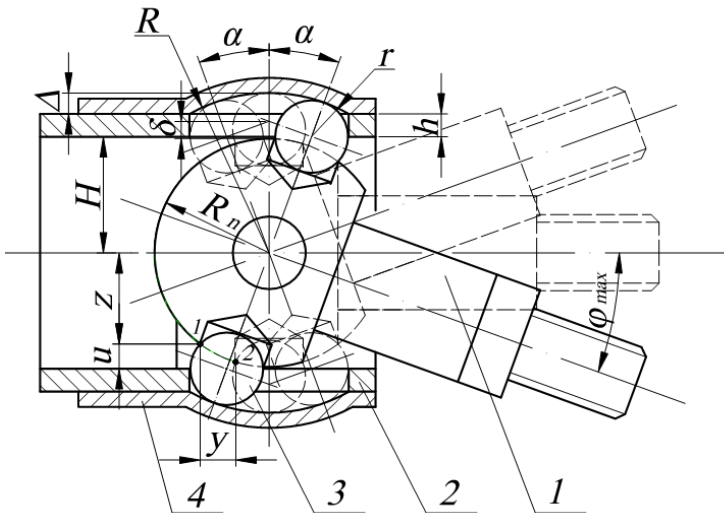


Рис. 3 - Розрахункова схема гнучкого шарнірного робочого органу

На схемі наведено наступні позначення: 1 – палець із сферою; 2 – циліндрична втулка; 3 – кулька; 4 – втулка зі сферичною поверхнею;  $\varphi$  – кут повертання пальця із сферою;  $H$  – відстань від центру сфери пальця до внутрішньої поверхні циліндричної втулки;  $z$  – відстань від центру сфери пальця до точки перетину сфери пальця з кулькою;  $u$  – відстань від точки перетину сфери пальця з кулькою до внутрішньої поверхні сферичної втулки;  $R$  – внутрішній радіус втулки із сферичною поверхнею;  $R_n$  – радіус сфери пальця;  $r$  – радіус кульки;  $h$  – товщина стінки циліндричної втулки;  $\Delta$  – максимальна відстань від внутрішньої поверхні сферичної втулки до зовнішньої поверхні циліндричної втулки;  $\delta$  – зазор між сферичним пальцем і циліндричною втулкою;  $y$  – зміщення точки перетину сфери пальця з кулькою.

В процесі кутового зміщення секцій сферичний палець повертається відносно циліндричної втулки на максимально можливий кут  $\varphi$ , при якому відбувається його контакт з циліндричною втулкою.

Для виведення аналітичної залежності між кутом  $\varphi$  і конструктивними параметрами елементів зчеплень секцій запишемо рівність:

$$\varphi_{max} = \alpha . \quad (1)$$

Величину  $R$  внутрішнього радіуса втулки із сферичною поверхнею запишемо у вигляді рівностей (2) і (3):

$$R = H + \Delta + h; \quad (2)$$

$$R = R_n + \delta + r. \quad (3)$$

Прирівняємо залежності (2) і (3):

$$H + \Delta + h = R_n + \delta + r , \quad (4)$$

звідси

$$H = R_n + \delta + r - h - \Delta . \quad (5)$$

Величину зазору  $\delta$  визначаємо виходячи із схеми рис. 4

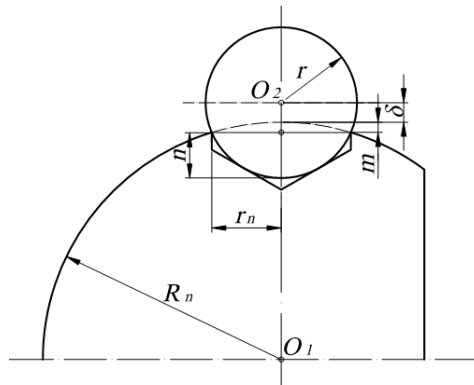


Рис. 4 - Розрахункова схема

$$\delta = r - m - n; \quad (6)$$

$$m = R_n - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) = R_n \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right); \quad (7)$$

$$n = r - r \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) = r \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right). \quad (8)$$

Підставивши залежності (7) і (8) у рівняння (6) одержимо

$$\begin{aligned} \delta &= r - R_n \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) - r \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) = \\ &= r \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right). \end{aligned} \quad (9)$$

Величину максимальної відстані від внутрішньої поверхні сферичної втулки до зовнішньої поверхні циліндричної втулки  $\Delta$  визначаємо із залежності:

$$\Delta = R \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{S}{R} \right) \right), \quad (10)$$

де  $S$  - половина довжини паза циліндричної втулки, яка рівна:

$$S = (R_n + \delta) \sin \varphi + r. \quad (11)$$

Враховуючи рівняння (3) одержимо

$$\begin{aligned}
 S &= \left( R_n + r \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \sin \varphi + r = \\
 &= \left( r \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) + R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) + r \right) \sin \varphi = \\
 &= \left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \sin \varphi, \quad (12)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta &= \left( R_n + r + r \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) - R_n \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \right) \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{S}{R} \right) \right) = \\
 &= \left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \times \\
 &\times \left( 1 - \cos \arcsin \frac{\left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \sin \varphi \right)}{r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right)} \right) \quad (13)
 \end{aligned}$$

Підставляючи значення величини  $\mathcal{S}$  і  $\Delta$  в рівняння (5) одержимо:

$$\begin{aligned}
 H &= R_n + r + r \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) - R_n \left( 1 - \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) - h - \\
 &- \left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \times \\
 &\times \left( 1 - \cos \arcsin \frac{\left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \sin \varphi \right)}{r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right)} \right) =
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) - h - \\
 &\quad - \left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \times \\
 &\quad \times \left( 1 - \cos \arcsin \frac{\left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \left( \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \sin \varphi \right) \right)}{r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right)} \right) \right). \quad (14)
 \end{aligned}$$

Якщо прийняти, що величини:

$$r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) = a ,$$

$$R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) = b , \text{ то значення } H \text{ рівне}$$

$$H = a + b - h - (a - b) \left( 1 - \cos \left( \arcsin \left( \frac{(a + b) \sin \varphi}{a - b} \right) \right) \right) \quad (15)$$

З умови, що

$$H = u + z ; \quad (16)$$

$$z = R_n \cos \varphi ; \quad (17)$$

тоді

$$u = H - z = H - R_n \cos \varphi . \quad (18)$$

Виходячи із схеми рис. 1 знаходимо

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{u}{k} ; \quad (19)$$

$$k = \frac{u}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{H - R_n \cos \varphi}{\operatorname{tg} \varphi} . \quad (20)$$

Виходячи із схеми рис. 1 знаходимо

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S - k}{H} ; \quad (21)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{S - k}{H} ; \quad (22)$$

$$\begin{aligned}
 \alpha = \arctg & \left[ \left[ \left[ \left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \sin \varphi \right] - \right. \right. \\
 & - \left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) - \\
 & \left. \left. - h - \left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \right) \times \right. \\
 & \left. \left( 1 - \cos \left[ \arcsin \frac{\left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \left( \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \sin \varphi \right) \right)}{r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right)} \right] \right) \right. \\
 & \left. - \left( R_n \cos \varphi \right) / \operatorname{tg} \varphi \right] / \left[ r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) - h - \right. \\
 & \left. - \left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \right) \right) \times \right. \\
 & \left. \left( 1 - \cos \left[ \arcsin \frac{\left( r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) + R_n \left( \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right) \sin \varphi \right) \right)}{r \left( 1 + \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{r} \right) \right) - R_n \cos \left( \arcsin \frac{r_n}{R_n} \right)} \right] \right) \right] \right] \right] .(23)
 \end{aligned}$$

Таким чином, функціональний зв'язок:

$$\alpha = f(r, r_n, R_n, h)$$

При проведенні аналізу впливу конструктивних параметрів гнучкого валу на зміну величин  $R_k$  задано реальними межами значень  $R_n$ ,  $r_n$ ,  $r$ ,  $h$  і  $L$ . Так для робочого органу гнучкого конвейера, який розташовується в стандартному еластичному кожусі з внутрішнім діаметром 100мм зовнішній діаметр гнучкого валу не повинен перевищувати 50мм для забезпечення встановлення гвинтової спіралі. Тому змінні параметри приймаються в межах:  $R_n = 10 \dots 20$  мм;  $r_n = 4,13 \dots 4,63$  мм;  $h = 2 \dots 4$  мм;  $r = 4,55 \dots 4,95$  мм;  $L = 80 \dots 160$  мм. При дослідженні впливу одного з параметрів на величину  $R_k$  інші



приймаються незмінними і їх абсолютні значення становлять:  
 $R_{II}=15\text{мм}$ ;  $r_n=0,5\text{ мм}$ ;  $h=3\text{ мм}$ ;  $r = 4,75\text{ мм}$ ;  $L= 130\text{ мм}$ .

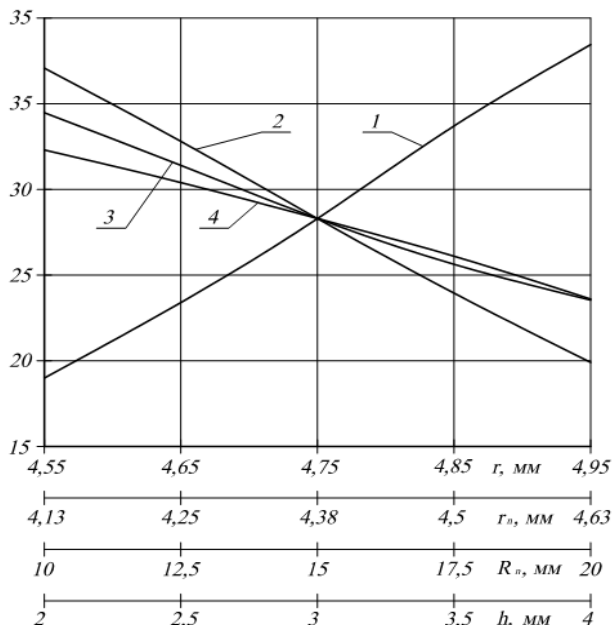


Рис. 5 - Залежність впливу параметрів  $r$ ,  $r_n$ ,  $h$  і  $R_n$  на величину кута  $\alpha$  :

1 -  $\alpha = f(r)$  ; 2 -  $\alpha = f(r_n)$  ; 3 -  $\alpha = f(R_n)$  ; 4 -  $\alpha = f(h)$

Використовуючи отримані результати можна визначити мінімально допустимий радіус кривизни технологічної магістралі  $R_{Tmin}$ . При заданій довжині секції робочого органу  $L$ , що визначається як відстань між шарнірними отворами, допустимий радіус кривизни технологічної магістралі  $R_{Tmin}$  розраховується за залежністю

$$R_{Tmin} = \frac{L}{2tg(\alpha_T / 2)} . \tag{24}$$

На рис.6 представлені графічні залежності мінімально допустимого радіуса кривизни технологічної магістралі  $R_{Tmin}$  від величини кутового повертання  $\alpha_T$  сусідніх секцій при різних їх довжинах  $L$ .

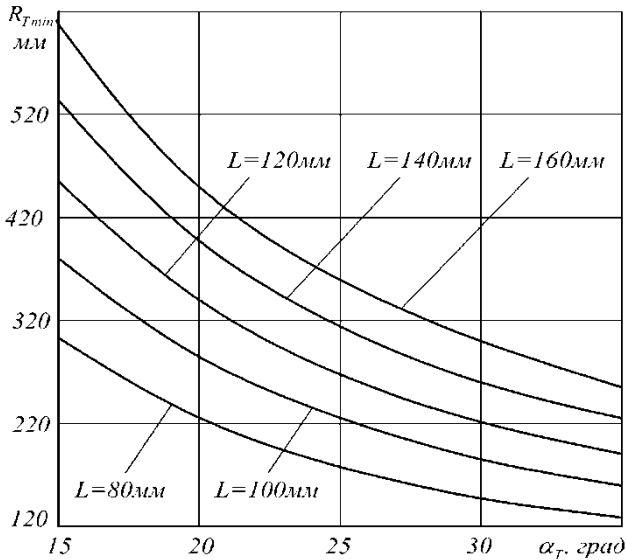


Рис. 6 - Графічні залежності мінімально допустимого радіуса технологічної магістралі  $R_{Tmin}$  від кута  $\alpha_T$

Необхідно зазначити, що для ефективної роботи гнучкого гвинтового конвеєра, визначений мінімально допустимий радіус кривизни технологічної магістралі необхідно збільшувати на 20...30% для забезпечення гарантованого безконтактного обертання шарнірних секцій, що виключить можливість виникнення аварійних ситуацій та підвищить довговічність експлуатації запропонованого робочого органу.

На основі проведеного теоретичного обґрунтування раціональних параметрів шарнірно з'єднаних секцій гнучкого гвинтового конвеєра можна зробити наступні **висновки**. Встановлені функціональні залежності радіуса кривизни робочого органу від його конструктивних параметрів. Так для забезпечення мінімального допустимого радіуса кривизни робочого органу до 0,5м оптимальними є наступні межі конструктивних параметрів:  $R_{II}=10...20$  мм;  $r_n=4,13...4,63$  мм;  $h=2...4$  мм;  $r=4,55...4,95$  мм;  $L=80...160$ мм.

Література

1. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин [Текст] / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский. – Львов: Изд-во при Львов. ун-те, 1989. –176с.
2. Вітровий, А.О. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра [Текст] / А.О. Вітровий, Р.Б. Гевко // Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". – Вип. 4. – Луцьк: Видавництво ЛДТУ, 1998. – С. 34–36.
3. Павлова І.О. Обґрунтування параметрів гнучкого валу гвинтового конвеєра [Текст] / І.О. Павлова // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. – Вип. 12. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2004. – С. 108–115с.
4. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.02 „Машинознавство” [Текст] / Р.Я. Лещук. – Львів, 2004. – 148с.
5. Рогатинський Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів [Текст] / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 278 с.
6. Owen P.J. and Cleary P.W. (2009) - “Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM)”, Powder Technology, 193(3), P. 274-288.;
7. J. W Fernandez, P. W. Cleary, W. Bride. (2009) - “Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder”, Seventh international conference on CFD in the minerals and process industries CSIRO, Melbourne, Australia 9-11 December.;
8. Hu G., Chen J., Jian B., Wan H., Liu L. (2010) -Modeling and simulation of transportation system of screw conveyors by the discrete element method. International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering, MACE2010, Article number 5536244, P. 927-930;
9. Zareiforush, H., Komarizadeh, M.H., Alizadeh, M.R. (2010) - Effect of crop-screw parameters on rough rice grain damage in handling with a horizontal screw conveyor. Journal of Food, Agriculture and Environment Volume 8, Issue 3-4 PART 1, July, P. 494-499.
10. Григорьев А.М. (1972) - Винтовые конвееры. Машиностроение., - 286 с., Москва;
11. Гевко Б.М. та ін. (1993) - Механізми з гвинтовими пристроями. Вища школа, -205 с., Львів;

12. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. (1989) - Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Выща школа, – 175 с., Львов;

13. Гевко І.Б. (2008) - Гвинтові транспортно-технологічні механізми. Розрахунок і конструювання. ТДТУ ім. Івана Пулюя, - 307с., Тернопіль;

14. Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Драган А.П., Новосад І.Я. (2008) - Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей. - СМП "Тайп", 367с., Тернопіль;

15. Гевко І.Б., Комар Р.В., Лещук Р.Я., Новосад І.Я. (2005) - Патент №18401. Україна. Гвинтовий робочий орган соковитискача. Бюл. №7, - 4 с.

16. Gevko I.B., Lyashuk O.L., Rogatinska L.R., Zolotuy R.Z., Lyubachivskyy R.O. (2013). – Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyer. International symposium: ISB-INMA TEN'2013. «Agricultural and Mechanical Engineering » 2013. pg. 175-182, Bucharest. ISIN 2344-4118.

17. Loveikin V., Chovniuk Yu., Kulyk V. 2012. Optimizatsiia rezhimov kolebaniy zernovykh smesei pri nalichii sukhogo treniya. Motrol – Motoryzacja I energetyka rolnictwa. Lublin, Tom 14, v3, 140-149

18. Ловейкін В.С. Багатомасова модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу зі змінним опором / В.С. Ловейкін, А.В. Яворська // Motrol. – 2011. Том 13В. – С. 124 – 129.

19. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Гевко М.Р., Клендій М.Б. Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2009. – Випуск 1 - С.212-216.

20. Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра //Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". - Вип. 4. -Луцьк: Видавництво ЛДТУ. -1998. -С. 34-36.

21. Lutyunov O. Towards the dynamic calculation of machines / O. Lutyunov, W. Tana Ğ // Motrol. -2006. -Tom 8A P. 210-223.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*