

Гевко Р.Б.,¹
Залуцький С.З.,²
Клендій О.М.,³
Погрішук Б.В.,¹
Добіжа Н.В.¹

¹Тернопільський національний економічний університет,
м. Тернопіль, Україна;

²Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя,
м. Тернопіль, Україна;

³Відокремлений підрозділ
Національного університету
біоресурсів і природокористування
України «Бережанський
агротехнічний інститут»,
м. Бережани, Україна
E-mail: klendii_o@ukr.net

ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ПРИВІД ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З СЕКЦІЙНОЮ ЕЛАСТИЧНОЮ РОБОЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ ТА ЙОГО ПРОДУКТИВНОСТІ

УДК 631.358.42

У статті представлено лабораторну установку гвинтового конвеєра для проведення досліджень з визначення продуктивності та затраченої потужності на привід робочого органу з секційною еластичною поверхнею та встановлення оптимальних параметрів та режимів роботи транспортера. Наведені результати експериментальних досліджень розробленого гвинтового конвеєра, які дають змогу визначити його продуктивність в залежності від частоти обертання робочого органу та кута його нахилу до горизонту, а також оцінити інтенсивність впливу того чи іншого параметру на значення затраченої потужності на привід машини.

***Ключові слова:** секційний шнек, еластична секція, лабораторні дослідження, експериментальна установка, рівняння регресії, поверхні віддуку*

Вступ. Гвинтові конвеєри отримали широке використання під час транспортування зернових, насінневих матеріалів, гранульованих мінеральних добрив та інших матеріалів сільськогосподарського виробництва. Однак при переміщенні таких сипких матеріалів виникає значне їх пошкодження, що відбувається внаслідок попадання частинок у зазор між поверхнею обертання шнека та нерухомою внутрішньою поверхнею кожуха, що викликає пошкодження матеріалів, а також підвищення енерговитрат на процес транспортування.

Вибір оптимальних режимів роботи гвинтових конвеєрів, раціональних конструктивних, кінематичних, технологічних і динамічних параметрів робочих органів, зміни величини зазорів між периферією шнека та поверхнею направляючого кожуха в залежності геометричних та реологічних параметрів сипкого матеріалу, застосування різних профілів зовнішніх кромek гвинтових поверхонь не може в повній мірі вирішити дану проблему.

Аналіз досліджень і публікацій. Аналіз відомих досліджень [1, 5-7] показав, що існуючі конструкції транспортерів сільськогосподарських матеріалів не в повній мірі задовольняють експлуатаційні вимоги. Проаналізовані різні варіанти виконання технологічних процесів при завантаженні [8], перевантаженні [9], вертикальному переміщенні [10] та змішуванні [11] сипких матеріалів.

Базові теоретичні та експериментальні дослідження шнекових конвеєрів, а також їх вплив на ступінь пошкодження сипких матеріалів викладено в праці [3]. Визначення силових параметрів робочих органів та енерговитрат наведено в працях [2, 4].

Питанням розробки конструкцій гвинтових робочих органів з еластичною периферійною поверхнею, а також теоретичному і експериментальному визначенню їх раціональних параметрів і режимів роботи присвячені праці [11-14].

Постановка проблеми. Метою даного дослідження є розробка нової конструкції шнека з секційною еластичною гвинтовою поверхнею та встановлення визначення потужності на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею при транспортуванні сільськогосподарських матеріалів залежно від частоти обертання шнека, кута його нахилу до горизонту, а також величини зазору між внутрішньою поверхнею кожуха та зовнішньою поверхнею еластичного шнека.

Результати дослідження. Експериментальні дослідження з визначення затраченої потужності на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею здійснювались на експериментальній установці, яка зображена на рис. 1 [16-19].

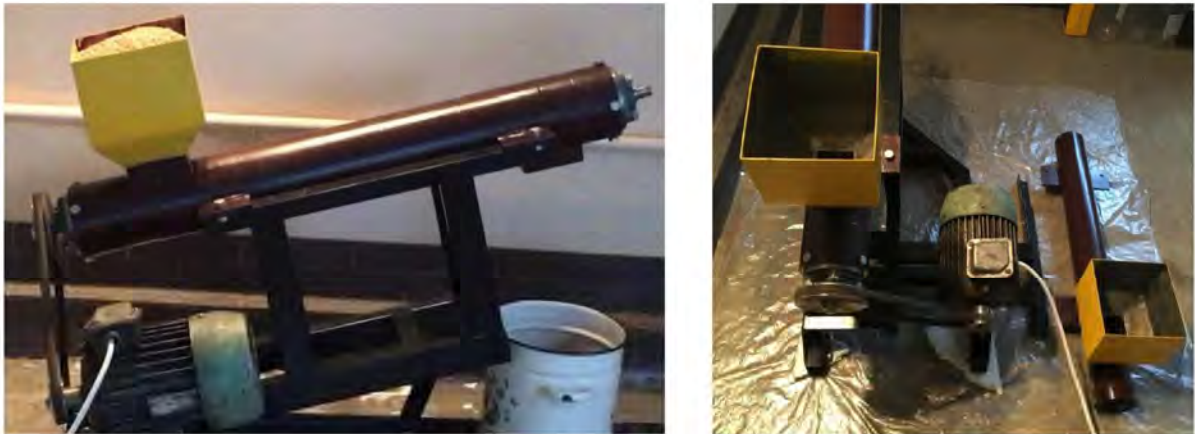


Рис.1 – Експериментальна установка для проведення досліджень секційних еластичних шнекових робочих органів

Кут нахилу гвинтового робочого органу до горизонту на експериментальній установці забезпечувалась шляхом дискретного переставляння та фіксації болтових механізмів кріплення за допомогою отворів в тягах, а також застосуванням різних за довжиною тяг, що зображено на рис. 2.



Рис. 2 – Загальний вигляд розташування гвинтового робочого органу до горизонту:
а – 15°; б - 30°; в - 60°

Величину зазору Δ між еластичним гвинтовим робочим органом і кожухом забезпечувалась радіальним зміщенням еластичних секцій відносно жорсткої основи шнека за рахунок того, що діаметри отворів в еластичних секціях виконані значно більшими ніж діаметри болтових з'єднань з напівкруглими головками.

Експериментальні дослідження з визначення продуктивності транспортування зернового матеріалу гвинтовим конвеєром проводили на експериментальному стенді. Так, згідно методики визначення секундної продуктивності гвинтового конвеєра проби

зернового матеріалу відбирали на протязі 3 сек при встановленому режимі роботи транспортування.

Для шнека з секційною еластичною поверхнею величину зазору Δ приймали рівною 0 мм, аналогічно як при визначення ступеня травмування зернового матеріалу.

Для жорсткого шнека величину зазору Δ приймали рівною 4 мм.

При визначенні секундної продуктивності конвеєра Q застосовували направляючі кожухи з внутрішніми діаметрами $D = 120$ і 100 мм (рис.3.7 б).

Розкадровка процесу транспортування зернового матеріалу при $\alpha = 10^\circ$ і $n = 450$ об/хв представлена на рис. 3.

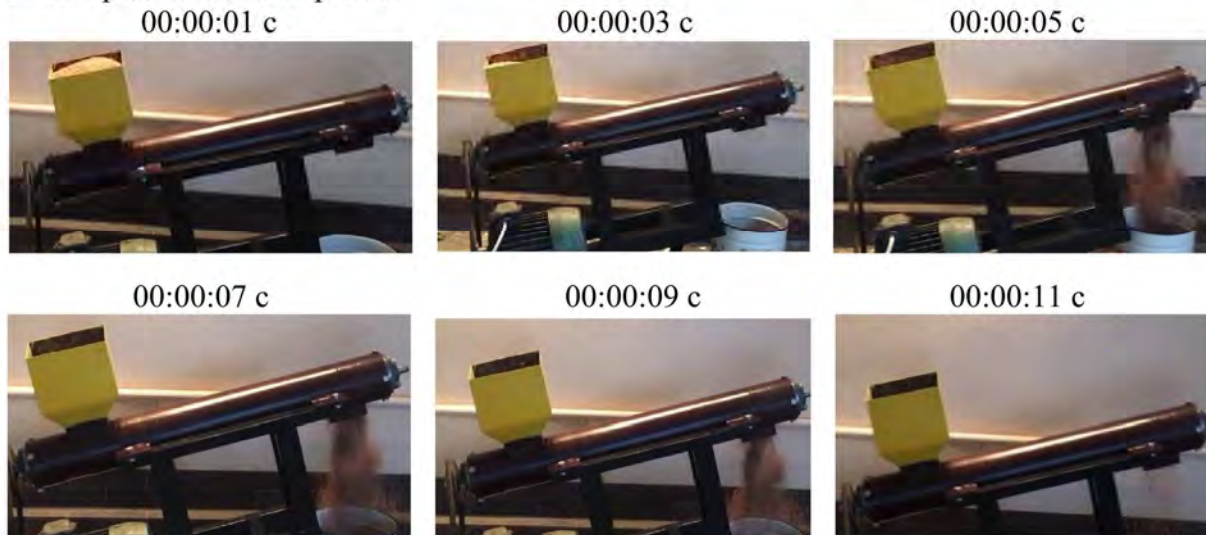


Рис. 3 – Розкадровка процесу транспортування зернового матеріалу при $\alpha = 10^\circ$ і $n = 450$ об/хв

З аналізу фотографій розкадровки процесу транспортування зернового матеріалу встановлено, що для $\alpha = 10^\circ$ і $n = 450$ об/хв максимальна продуктивність гвинтового конвеєра знаходиться між 5 і 10 сек після його вмикання при заповненому матеріалом бункері. І саме в цьому проміжку часу необхідно відбирати проби і зважувати зерновий матеріал для встановлення секундної продуктивності гвинтового конвеєра.

При визначенні секундної продуктивності гвинтового конвеєра для інших значень α і n необхідно встановити відповідні часові межі, при яких продуктивність конвеєра буде максимальною.

За результатами проведених експериментальних досліджень на рис. 4 представлені графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від частоти обертання робочого органу n при $\alpha = 0^\circ$ та інших змінних параметрах.

Загальна тенденція зміни секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від частоти обертання робочого органу n в межах від 200 до 450 об/хв показує, що Q фактично зростає за лінійною залежністю, однак подальше зростання n не сприяє збільшенню продуктивності конвеєра, а навіть дещо зменшує його значення. Це пояснюється тим, що значні відцентрові сили обмежують завантаження матеріалом технологічної зони конвеєра.

Аналіз продуктивності гвинтового конвеєра показав, що для шнеків з еластичними поверхнями (для $\Delta = 0$ мм) при збільшенні внутрішнього діаметра кожуха від 100 до 120 мм, в діапазоні частот обертання робочого органу $n = 300 \dots 450$ об/хв, продуктивність процесу транспортування зростає в 1,25...1,27 разів, а для жорстких шнеків (для $\Delta = 4$ мм) – у 1,27...1,31 рази.

На рис. 5 представлені графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від кута нахилу робочого органу до горизонту α .

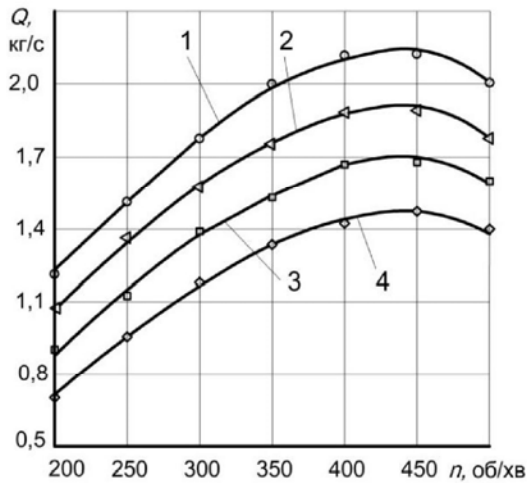


Рис. 4 – Графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від частоти обертання робочого органу n при $\alpha = 0^\circ$:

1, 2 – направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 120$ мм; 3, 4 – направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 100$ мм; 1, 3 – шнек з секційною еластичною поверхнею (при $\Delta = 0$ мм); 2, 4 – жорсткий шнек ($\Delta = 4$ мм)

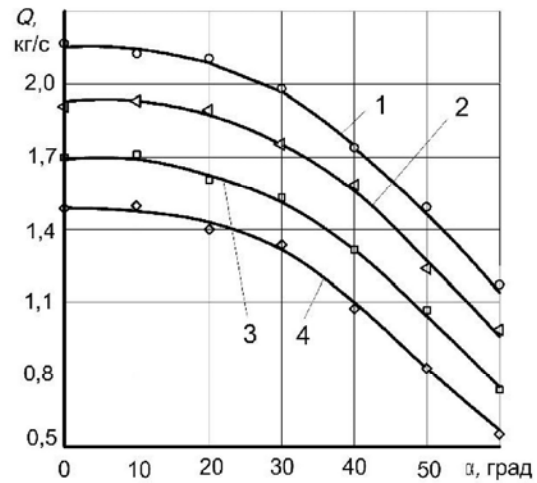


Рис. 5 – Графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від кута нахилу α робочого органу до горизонту при $n = 450$ об/хв:

1, 2 – направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 120$ мм; 3, 4 – направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 100$ мм; 1, 3 – шнек з секційною еластичною поверхнею (при $\Delta = 0$ мм); 2, 4 – жорсткий шнек ($\Delta = 4$ мм)

Загальна тенденція зміни секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від кута нахилу робочого органу до горизонту $\alpha = 0 \dots 60^\circ$ для $n = 450$ об/хв показує, що значення Q зменшується при збільшенні кута нахилу α робочого органу до горизонту, причому інтенсивність падіння Q суттєво збільшується після значення кута $\alpha = 30^\circ$.

Це пояснюється тим, що при значних кутах нахилу робочого органу до горизонту ускладнюється процес завантаження матеріалу в направляючий кожух конвеєра. Так як бункер жорстко та перпендикулярно закріплений до кожуха (рис. 2), то появляются додаткові сили тертя по внутрішній поверхні бункера, які гальмують процес завантаження матеріалу в технологічну зону транспортування.

Аналіз продуктивності гвинтового конвеєра показав, що для шнеків з еластичними поверхнями (для $\Delta = 0$ мм) при збільшенні внутрішнього діаметра кожуха від 100 до 120 мм, в діапазоні кута нахилу робочого органу до горизонту $\alpha = 0 \dots 30^\circ$, продуктивність процесу транспортування зростає в 1,28...1,29 разів, а для жорстких шнеків (для $\Delta = 4$ мм) – у 1,28...1,33 рази.

Для визначення енергетичних параметрів процесу транспортування зернових матеріалів методика проведення експериментів була наступною [15, 20]. Спочатку сипкий зерновий матеріал завантажують у бункер і з певною частотою обертання шнека і заданими конструктивними параметрами, різною жорсткістю еластичної спіралі та кутом нахилу шнека до горизонту транспортують матеріал в зону вивантаження. Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення PowerSuite v.2.5.0. Після завершення транспортування матеріалу у вікні програми Power Suite на моніторі отримували дані про зміну крутного моменту, потужності двигуна в часі. Результати отримували у форматі графічних залежностей у вікні програми дисплея комп'ютера. Величина крутного моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних. Потужність двигуна визначалась із добутку номінальної потужності двигуна (2,2 кВт) на максимальне значення для вибраного режиму.

Для визначення номінального крутного моменту використовувалась відома формула:

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} \text{ (Нм)}, \quad (1)$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт); n – частота обертання (об/хв).

При визначенні енерговитрат на транспортування зернового матеріалу змінними факторами були: частота обертання робочого органу, n , об/хв; кут нахилу гвинтового робочого органу до горизонту α , град; величина зазору між еластичними шнеком і кожухом, Δ , мм.

Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $200 < n < 500$ (об/хв); $0 < \alpha < 40$ (град); $0 < \Delta < 4$ (мм).

Частоту обертання гвинтового робочого органу змінювали за допомогою перетворювача частоти Altivar 71, який був під'єднаний до електродвигуна постійного стуму з потужністю 2,2 кВт. Зміна кута нахилу гвинтового робочого органу до горизонту на експериментальній установці забезпечувалась шляхом дискретного переставляння та фіксації болтових механізмів кріплення за допомогою отворів в тягах, а також застосуванням різних за довжиною тяг. Величина зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом забезпечувалась радіальним зміщенням еластичних секцій відносно жорсткої основи шнека за допомогою того, що діаметри отворів в еластичних секціях виконані значно більшими ніж діаметри болтових з'єднань з напівкруглими головками.

Рівняння регресії у вигляді апроксимуючої квадратичної моделі повного квадратного полінома з визначення енерговитрат на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею має вигляд

$$P = 0,055 + 0,11 \cdot 10^{-2} n - 0,06 \cdot 10^{-4} \alpha - 0,014 \Delta + 0,21 \cdot 10^{-5} n \alpha + 0,84 \cdot 10^{-4} n \Delta + 0,75 \cdot 10^{-4} \alpha \Delta - 0,33 \cdot 10^{-6} n^2 + 0,21 \cdot 10^{-4} \alpha^2 - 0,5 \cdot 10^{-4} \Delta^2 \quad (2)$$

На рис. 6-8 показані поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності потужності на привод конвеєра $P(n, \alpha)$, $P(\Delta, n)$ і $P(\Delta, \alpha)$ при транспортуванні зернового матеріалу.

З аналізу вищенаведених поверхонь відгуку та двомірних перерізів поверхонь відгуку, побудованих на основі рівняння регресії можна зробити висновок, що домінуючим фактором, який впливає на величину потужності на привід гвинтового конвеєра є частота обертання гвинтового робочого органу n . Далі за інтенсивністю впливу є величина кута нахилу α направляючого кожуха з робочим органом до горизонту. Найменший вплив на зміну величину потужності на привід гвинтового конвеєра має величина зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом.

При аналізі впливу одного з факторів на зміну величини потужності інші залишались незмінними і їх середні значення становили: $n = 350$ об/хв; $\alpha = 20^\circ$; $\Delta = 2$ мм. Так, зростання частоти обертання гвинтового робочого органу n від 200 до 500 об/хв призводить до збільшення величини потужності на привід гвинтового конвеєра від 0,29 до 0,61 кВт (у 2,1 рази). Зміна кута нахилу α направляючого кожуха з робочим органом до горизонту від 0 до 40° спричиняє зростання величини потужності від 0,39 до 0,51 кВт (у 1,3 рази). Збільшення величини зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом від 0 до 4 мм призводить до зростання величини потужності лише від 0,42 до 0,47 кВт (у 1,1 рази).

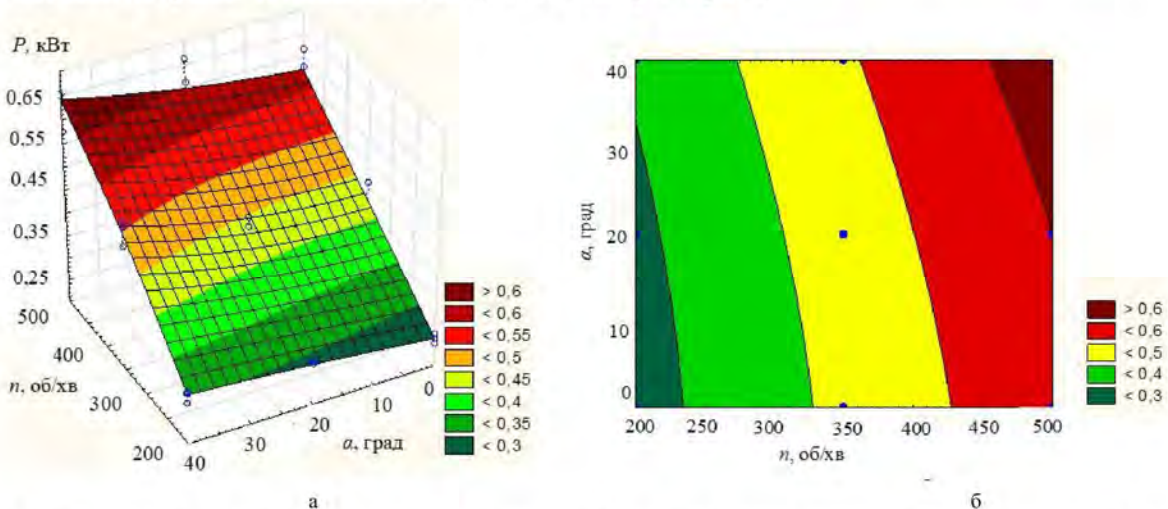


Рис.6 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на привод конвеєра $P(n, \alpha)$ при транспортуванні зернового матеріалу від частоти обертання гвинтового робочого органу n та кута нахилу α робочого органу до горизонту при $\Delta = 2$ мм

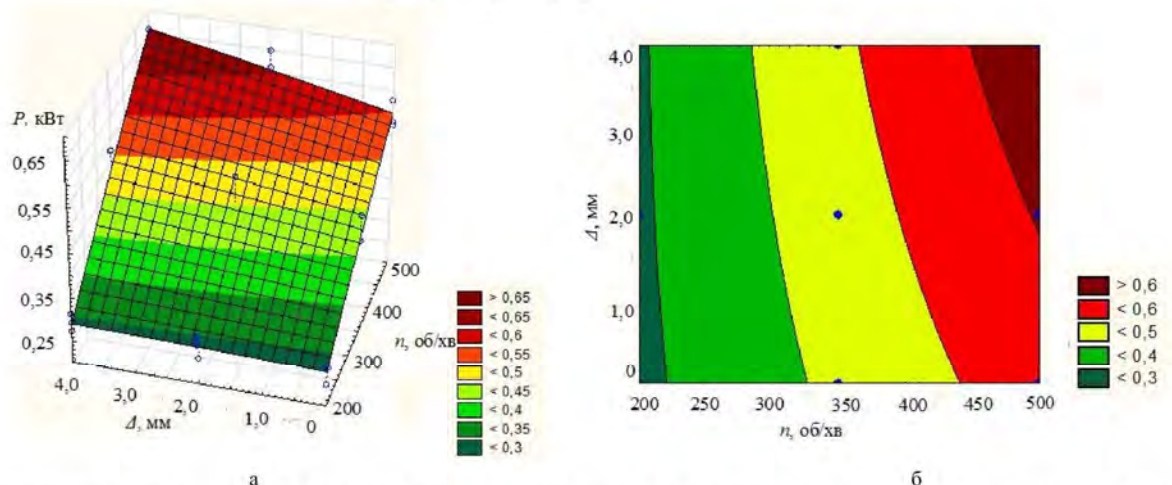


Рис.7 – Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на привод конвеєра $P(\Delta, n)$ при транспортуванні зернового матеріалу від величини зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом та частоти обертання робочого органу n при $\alpha = 20^\circ$

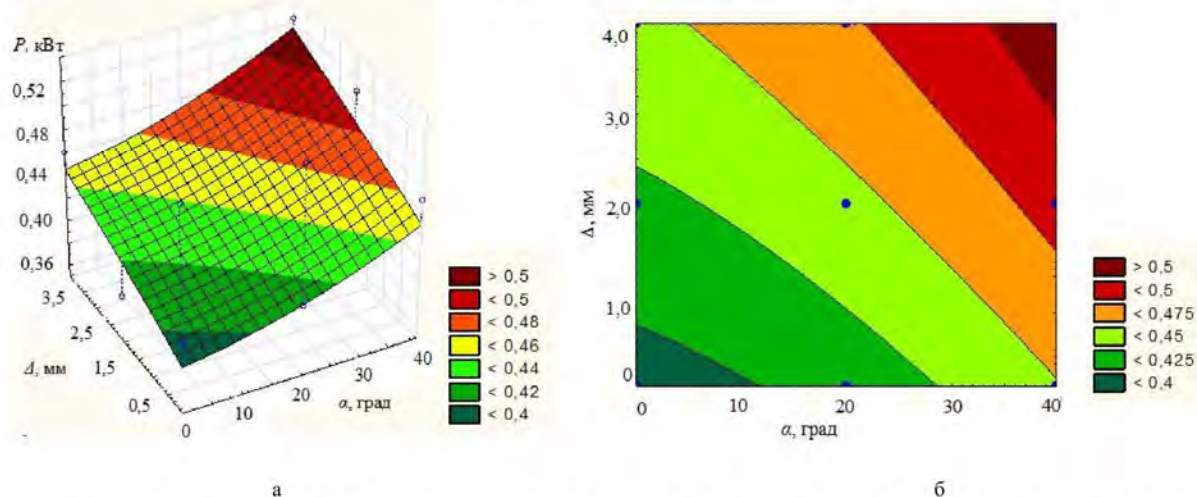


Рис.8 – Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на привод конвеєра $P(\Delta, \alpha)$ при транспортуванні зернового матеріалу від величини зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом та кута нахилу α робочого органу до горизонту при $n = 350$ об/хв.

Незначний вплив величини зазору Δ на величину енерговитрат у порівнянні з жорсткими шнеками пояснюється тим, еластичні секції, при попаданні в зазор зернин, прогинаються і їх не дроблять, що відповідно зменшує енерговитрати.

Висновки. На основі патентного огляду та аналізу літературних джерел конструкцій гвинтових робочих органів, а також режимів їх функціонування, представлено нову конструкцію шнека з секційною еластичною робочою поверхнею. З метою проведення експериментальних досліджень для встановлення продуктивності розробленого гвинтового конвеєра, а також енерговитрат на процес транспортування зернового матеріалу, виготовлено його експериментальну установку та запропоновано методику проведення досліджень.

Тенденція зміни продуктивності конвеєра Q від частоти обертання робочого органу n в межах від 200 до 450 об/хв показує, що Q фактично зростає за лінійною залежністю, однак подальше зростання n не сприяє збільшенню продуктивності конвеєра, а навіть дещо зменшує його значення. Це пояснюється тим, що значні відцентрові сили обмежують завантаження матеріалом технологічної зони конвеєра.

Тенденція зміни продуктивності гвинтового конвеєра Q від кута нахилу робочого органу до горизонту $\alpha = 0 \dots 60^\circ$ для $n = 450$ об/хв показує, що значення Q зменшується при збільшенні кута нахилу α робочого органу до горизонту, причому інтенсивність падіння Q суттєво збільшується після значення кута $\alpha = 30^\circ$.

Це пояснюється тим, що при значних кутах нахилу робочого органу до горизонту ускладнюється процес завантаження матеріалу в направляючий кожух конвеєра, оскільки бункер жорстко та перпендикулярно закріплений до кожуха, а тому появляються додаткові сили тертя по внутрішній поверхні бункера, які гальмують процес завантаження матеріалу в технологічну зону транспортування.

Представлено результати експериментальних досліджень з визначення енерговитрат на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею у вигляді поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів, побудованих на основі отриманого рівняння регресії. Встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину потужності на привід гвинтового конвеєра є частота обертання гвинтового робочого органу n . Далі за інтенсивністю впливу є величина кута нахилу α направляючого кожуха з робочим органом до горизонту. Найменший вплив на зміну величину потужності на привід гвинтового конвеєра має величина зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом.

Література

1. Гевко Р.Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І.Пік. – Тернопіль: Астон, 2012. – 204 с.
2. Вітровий А.О. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра / А.О.Вітровий, Р.Б.Гевко // Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". – Луцьк: Вид. ЛДТУ. – 1998. – Вип. 4.- С. 34-36.
3. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение, 1975. -280 с.
4. Nevko R., Vitrovi A., Klendii O., Liubezna I., (2017) – Design engineering and substantiation of the parameters of sectional tools of flexible screw conveyers, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Vol. 10 (59), pp.39-46, Brasov, Romania.
5. Клендий А.Н., Гевко Р.Б. Экспериментальные исследования винтового конвейера с предохранительной муфтой // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молод. ученых. Могилев: Беларус. – Рос. ун-т, 2017. С. 51.
6. Гевко Р.Б. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера / Р.Б. Гевко, Ю.Б. Гладь, М.І. Шинкарик, О.М. Клендій // Вісник Інженерної академії України. – Київ. – 2014. – № 3-4. – С. 46-52.
7. Lech M. (2001) - Mass flow rate measurement in vertical pneumatic conveying of solid, Powder Technology, vol.114, Issues 1–3, pp. 55-58.
8. Nevko R.B., Rozum R.I., Klendiy O.M. (2016) – Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pp.89-94, Bucharest, Romania.
9. Nevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. (2016) – Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 48, no. 1, pp. 29-34, Bucharest, Romania.
10. Lyashuk O.L., Rogatynska O.R., Serilko D.L. (2015) - Modeling of the vertical screw conveyor loading, INMATEH: Agricultural Engineering, vol. 45, no.1, pp.87-94, Bucharest, Romania.
11. Nevko R.B., Yazlyuk B.O., Liubin M.V., Tokarchuk O.A., Klendii O.M., Pankiv V.R. (2017) - Feasibility study of mixture transportation and stirring process in continuous-flow conveyors, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 51, no. 1, pp. 49-58, Bucharest, Romania.
12. Бойко А.І. Дослідження контактної взаємодії зерна в зазорі “виток-кожук” шнекових живильників зерноочисних машин / А.І. Бойко, В.Л. Куликівський // Науковий

- вісник НУБіПУ. – К.: Ред-вид. Відділ НУБіПУ, 2011. – Вип.166: Техніка та енергетика АПК. – С. 267-274.
13. Куликівський В.Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин. Дис. канд. техн. наук: 05.05.11. – Вінниця, ВНАУ. – 2012. – 152 с.
 14. Nevko R.B. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material / R.B. Nevko, Y.V. Dzyadykevych, I.G. Tkachenko, S.Z. Zalutskyi // Scientific Journal of the Ternopil National Technical University, 2016.- Vol. 81.- № 1.- pp. 77-87.
 15. Nevko R.B., Zalutskyi S.Z., Tkachenko I.G., Klendiy O.M. (2015) – Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface, INMATEH: Agricultural engineering, vol.46, no.2, pp. 33-138, Bucharest, Romania.
 16. Клендій О.М. Експериментальні дослідження гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою / О.М. Клендій // Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". – Луцьк: Вид. ЛДТУ. – 2016. – Вип. 34. – С. 51-59.
 17. Гевко Р.Б. Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею. Патент України на корисну модель № 119856, МПК В65G 33/26, В65G 33/16 / Р.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко, С.З. Залуцький, В.В. Градовий. – № u201704151; заявл. 24.04.2017; опубл. 10.10.2017, Бюл. № 19.
 18. Гевко Р.Б. Спосіб виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею. Патент України на корисну модель № 80414, МПК В21D 11/06 / Р.Б. Гевко, М.І. Пилипець, С.З. Залуцький. – № u201214308; заявл. 14.12.2012; опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10.
 19. Гевко Р.Б. Установка для дослідження параметрів шнека з еластичною гвинтовою поверхнею. Патент України на корисну модель № 108782, МПК G01N 3/00, В65G 33/26 / Р.Б. Гевко, С.З. Залуцький, О.Р. Рогатинська, І.Г. Ткаченко. – № u201601953; заявл. 29.02.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14.
 20. Гевко Р.Б. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій та ін. – Тернопіль: Осадца Ю.В., 2018. – 180 с.

Summary

Nevko R.B., Zalutskyi S.Z., Klendii O.M., Pohrishchuk B.V., Dobizha N.V. Results of experimental researches on definition of power on the screw conveyer with elastic sectional working surface

Screw conveyors are widely used during the transportation of grain, seed materials, and granulated mineral fertilizers. However, when moving agricultural materials, there is a significant damage to them, due to the ingress of particles in the gap between the surface of the screw rotation and the stationary inner surface of the casing. This fact causes the damage to the materials, as well as the increase of energy costs for the transportation process.

The choice of optimal modes of screw conveyors operation, rational structural, kinematic, technological and dynamic parameters of the working bodies, changes in the value of the gap between the screw periphery and the surface of the guide housing, depending on the geometric and rheological parameters of the bulk material, the application of different profiles of the outer edges of the screw surfaces cannot fully solve this problem.

The purpose of this study is to develop a new screw design with a sectional elastic screw surface and to establish a power definition for a drive of a screw conveyer with a sectional elastic working surface when transporting agricultural materials, depending on

the speed of the screw, the angle of its inclination to the horizon, and the size of the gap between the inner surface of the casing and the outer surface of the elastic screw.

The stand for conducting researches on determination of the consumed power for the drive of a screw conveyor with a sectional elastic working surface is presented. The optimum parameters and operating modes of the conveyor are defined. The results of experimental studies of this screw conveyor are analyzed, which allow estimating the intensity of influence of this or that parameter on the value of the consumed power on the drive of the machine.

Keywords: section auger, elastic section, laboratory research, experimental setting, regression equation, response surface

References

1. Hevko R.B. Pidvyshchennia tehnicnoho rivnia hnychkyh hvyntovyh konveieriv: monografija / R.B. Hevko, A.O. Vitrovyi, A.I. Pik. - Ternopil: Aston, 2012.- 204 p.
2. Vitrovyi A.O. Sylovyyi analiz robochoho orhanu hnychkoho hvyntovoho konveiera / A.O. Vitrovyi, R.B. Hevko // Zbirnyk naukovykh statei LDTU "Silskohospodarski mashyny"-Lutsk: Vyd. LDTU. – 1998. – Vup. 4. – pp. 34-36.
3. Herman H. Shnekovyie mashyny v tehnologii FRG. Lviv: Mashynostroenie, 1975. -280 p.
4. Hevko R., Vitrovyi A., Klendii O., Liubezna I., (2017) – Design engineering and substantiation of the parameters of sectional tools of flexible screw conveyers, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Vol. 10 (59), pp.39-46, Brasov, Romania.
5. Klendii A.N., Hevko R.B. Eksperimentalnye isledovania vintovoho konveiera s predohranitelnoi muftoi// Novye materialy, oborudovanie i tehnologii v promyshlenosti: materialy mezhdunar. nauch. –tehn. konf. molod. uchenykh. Mogylev: Belorus. –Ros. un-t., 2017. pp. 51.
6. Hevko R.B. Dunamichnyi rozrahunok zapobizhnoho prystroyu shnekovoho transportera / R.B. Hevko, Y.B. Hladio, M.I. Shynkaryk, O.M. Klendii // Visnyk Inzhenernoї Akademii. – Kyiv. – 2014. – № 3-4. – pp. 46-52.
7. Lech M. (2001) - Mass flow rate measurement in vertical pneumatic conveying of solid, Powder Technology, vol.114, Issues 1–3, pp. 55-58.
8. Hevko R.B., Rozum R.I., Klendiy O.M. (2016) – Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyers, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pp.89-94, Bucharest, Romania.
9. Hevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. (2016) – Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 48, no. 1, pp. 29-34, Bucharest, Romania.
10. Lyashuk O.L., Rogatynska O.R., Serilko D.L. (2015) - Modeling of the vertical screw conveyor loading, INMATEH: Agricultural Engineering, vol. 45, no.1, pp.87-94, Bucharest, Romania.
11. Hevko R.B., Yazlyuk B.O., Liubin M.V., Tokarchuk O.A., Klendii O.M., Pankiv V.R. (2017) - Feasibility study of mixture transportation and stirring process in continuous-flow conveyers, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 51, no. 1, pp. 49-58, Bucharest, Romania.
12. Boiko A.I. Doslidzennia kontaktnoi vzaiemodii zerna v zazori “vytok-kozhuh” shnekovykh zhyvylnykh zernoochysnykh mashyn / A.I. Boiko, V.L. Kulykivskiy // Naukovyi visnyk NUBiPU. – K.: Rd. –Vyd. Viddil NUBiPU., 2011. – Vyp.166: Tehnika ta enerhetyka APK. – pp. 267-274.
13. Kulykivskiy V.L. Rozrobka hvyntovykh transporteriv z pidvyshchennym resyrsom dlia zernoochysnykh mashyn. Dys. candd. tehn. nauk: 05.05.11. – Vinnytsa, VNAU. – 2012. – 152 p.

14. Hevko R.B. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material / R.B. Hevko, Y.V. Dzyadykevych, I.G. Tkachenko, S.Z. Zalutskyi // Scientific Journal of the Ternopil National Technical University, 2016. – Vol. 81. – № 1. – pp. 77-87.
15. Hevko R.B., Zalutskyi S.Z., Tkachenko I.G., Klendiy O.M. (2015) – Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface, INMATEH: Agricultural engineering, vol.46, no.2, pp. 33-138, Bucharest, Romania.
16. Klendii O.M. Eksperymentalni doslidzhennia hvyntovoho konveyera z zapobizhnoiu muf-toiu / O.M. Klendii // Zbirnyk naukovykh statei LDTU "Silskohospodarski mashyny"-Lutsk: Vyd. LDTU. – 2016. – Vup. 34. – pp. 51-59.
17. Hevko R.B. Shnek z sektsiynoiu elastychnoiu hvyntovoiu poverhneiu. Patent Ukraine na korysnu model № 119856, MPK B65G 33/26, B65G 33/16 / R.B. Hevko, I.G. Tkachenko, S.Z. Zalutskyi, V.V. Gradovyi. – № u201704151; zaiavl. 24.04.2017; opubl. 10.10.2017, Biul. № 19.
18. Hevko R.B. Sposib vyhotovlennia shneka z elastychnoiu hvyntovoiu poverhneiu. Patent Ukraine na korysnu model № 80414, MPK B21D 11/06 / R.B. Hevko, M.I. Pylypets, S.Z. Zalutskyi. – № u201214308; zaiavl. 14.12.2012; opubl. 27.05.2013, Biul. № 10.
19. Hevko R.B. Ustanovka dlia doslidzhennia parametriv shneka z elastychnoiu hvyntovoiu poverhneiu. Patent Ukraine na korysnu model № 108782, MPK G01N 3/00, B65G 33/26 / R.B. Hevko, S.Z. Zalutskyi, O.R. Rohatynska, I.G. Tkachenko. – № u201601953; zaiavl. 29.02.2016; opubl. 25.07.2016, Biul. № 14.
20. Hevko R.B. Pidvyshchennia tehnicnoho rivnia protsesiv zavantazhennia ta perevantazhennia materialiv v hvyntovykh konveierah: monografia / R.B. Hevko, R.M. Rohatynskyi, R.I. Rozum, M.B. Klendii i in. – Ternopil: Osadtsa Y.V., 2018. – 180 p.