

## MANAGE ADAPTATION OF VEGETABLE CROPS LOW-ENERGY ELECTRIC POTENTIALS AT ECONOMIC OPTIMIZATION IN CONDITIONS OF PROTECTED GROUND

*Y. Shogenov, A. Dubrovin*

**Annotation.** *External control of gradients of bioelectric potentials (BEP) plants leads to an expansion of borders and increase the adaptive capacity of plants, which reduces the loss of the production process under the influence of climatic and other stresses. Estimated productivity of plants at cost-optimal ambient conditions in greenhouses external electrophysical effects on plants allows us to calculate an innovative profit growth.*

**Key words:** *gradients of bioelectric potentials, process automation, cost optimal control, techno-economic parameter, low-energy electric potentials*

УДК 631.358.42

## РУХ ПОТОКУ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ ПОВЕРХНЕЮ РОБОЧОГО ОРГАНУ З ПЛОСКИМИ ЛОПАТКАМИ

**М. Б. Клендій, О. М. Клендій, кандидати технічних наук  
ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»  
e-mail: pklen\_@i.ua**

**Анотація.** *Для збільшення довжини технологічної магістралі гвинтового конвеєра запропоновано використати перевантажувальний патрубок. Встановлено залежності для визначення кінематичних параметрів руху потоку матеріалу в гвинтовому конвеєрі з лопатевим робочим органом, а також виведено залежності для визначення потужності транспортування сипкого матеріалу.*

**Ключові слова:** *гвинтовий конвеєр, перевантажувальний патрубок, лопатевий робочий орган, сипкий матеріал, потік матеріалу*

Застосування в гнучких гвинтових конвеєрах перевантажувальних патрубків з центральним приводом технологічних магістралей дає змогу суттєво підвищити експлуатаційну надійність таких засобів механізації. Однак існуючі конструкції перевантажувальних патрубків не повною мірою задовольняють експлуатаційні вимоги. Основними їх недоліками є підвищені енерговитрати, а також підвищене пошкодження сипкого

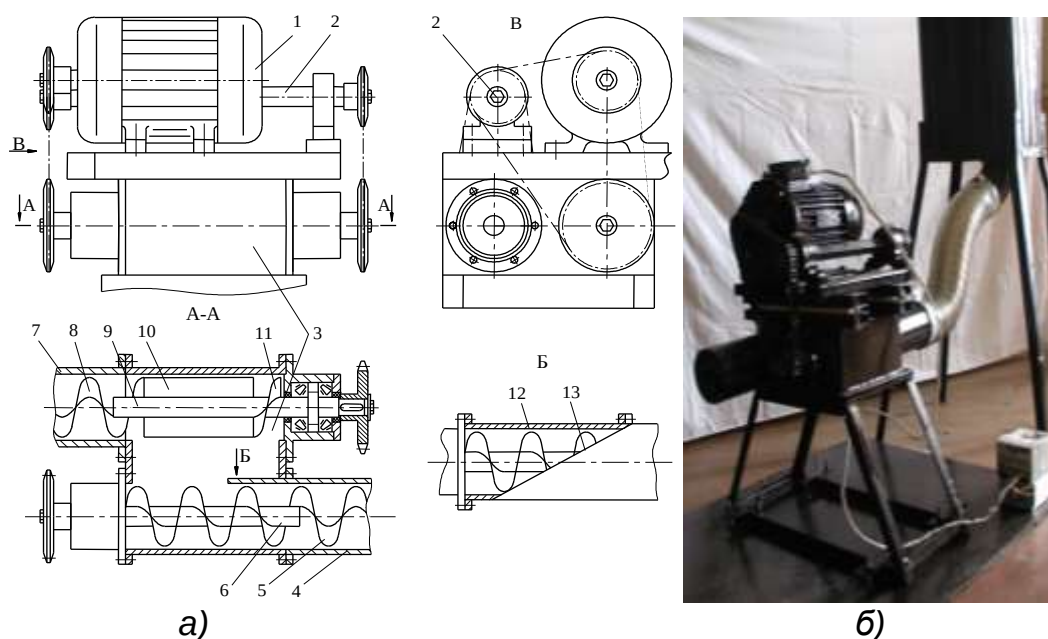
---

© М. Б. Клендій, О. М. Клендій, 2016

матеріалу та складність конструкцій патрубків, особливо при їх значних габаритних розмірах. У відомих конструкціях перевантажувальних патрубків [1; 2; 3; 4; 5; 6; 7], в яких частково вирішені вищезгадані проблеми, суттєво ускладнюється процес переведення сипкого матеріалу, а за певних режимів роботи зростає ймовірність виникнення заторів, що призводить до втрати працездатності конвеєра.

**Мета досліджень** – підвищення експлуатаційних показників перевантажувальних патрубків гвинтових конвеєрів.

**Матеріали та методика досліджень.** Задля підвищення надійності та експлуатаційних показників гнучких гвинтових конвеєрів запропоновано використовувати перевантажувальний патрубок гвинтового конвеєра, який подано на рис. 1 [8].



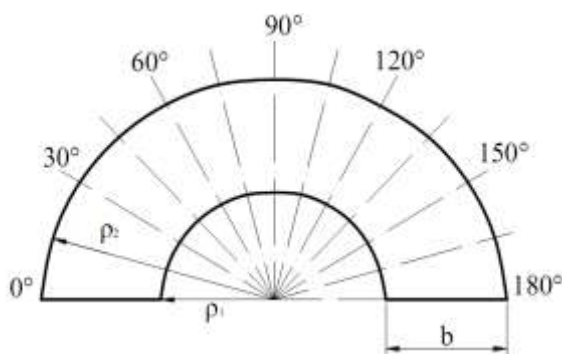
**Рис. 1. Конструктивна схема (а) і зальний вигляд (б) перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра:**

- 1 – електродвигун; 2 – проміжний вал; 3 – перевантажувальний патрубок;
- 4 – кожух; 5 – вивантажувальна спіраль шнека; 6 – привідний вал,
- 7 – кожух; 8 – завантажувальна спіраль шнека; 9 – вал шнека;
- 10 – плоскі пластини; 11 – сектор спіралі шнека; 12 – напрямна труба;
- 13 – клиноподібний виріз

У процесі роботи кінематично з'єднані приводні вали, проміжний вал та вал електродвигуна забезпечують обертання робочих спіралей шнеків. При подачі сипкого матеріалу спіраль 8 переміщує його у кожуху в бік перевантажувального патрубку. Оскільки приводні вали розташовані в горизонтальній площині, передача матеріалу на вивантажувальну магістраль здійснюється радіальними плоскими пластинами. Сектор спіралі шнека 11 забезпечує зведення всієї маси сипкого матеріалу на радіальні плоскі пластини для уникнення заторів. Далі сипкий матеріал

потрапляє на розвантажувальну робочу спіраль шнека, яка, зтягуючи його в клиноподібний виріз труби 12, переміщає по кожуху в зону вивантаження. Наявність клиноподібного вирізу забезпечує поступовий вхід матеріалу в циліндричну трубу, яка переходить у кожух 4, що сприяє зменшенню пошкодження сипкого матеріалу.

Одним із перспективних напрямів визначення технологічності виготовлення робочих органів гвинтових конвеєрів є застосування замість гвинтових спіралей плоских похилих до осі обертання лопаток, які прикріплені до циліндричного вала основи. Такі лопатки доцільно виготовлювати методом штампування листового матеріалу з подальшим приварюванням їх до циліндричного вала.



**Рис. 2. Розгортка плоскої похилої лопатки**

На рис. 2 показана розгортка похилої лопатки. Встановлено, що в межах кута розгортки  $\varphi$  від  $0^\circ$  до  $20^\circ$ , а також від  $50^\circ$  до  $90^\circ$  ширина ребра  $b$  і радіус внутрішньої крайки розгортки  $r_1$  змінюється несуттєво. Найбільш різка зміна спостерігається в діапазоні  $\varphi = 20^\circ - 50^\circ$  [9].

Саме тому доцільно використовувати плоскі похилі лопатки із сектором розгортки  $180^\circ$ . Загальний вигляд лопатевого

робочого органу перевантажувального патрубку – вал із похилими плоскими лопатками показано на рис. 3.



**Рис. 3. Загальний вигляд лопатевого робочого органу**

**Результати досліджень.** Визначення параметрів руху матеріальної частинки поверхнями робочих органів перевантажувального патрубку дає змогу визначити основні їх кінематичні параметри, які робочими поверхнями подавального робочого органу переводяться на приймальний. Проте дослідження сходження всього потоку для швидкісних конвеєрів є достатньо складною задачею, оскільки при цьому спостерігаються розриви потоку, за яких частинки можуть роз'єднуватись у відокремлені об'єкти, причому взаємодія між собою та з робочими поверхнями буде мати стохастичний характер. У цьому разі параметри потоку доцільно описувати інтегральними показниками.

Зокрема осьова складова швидкості потоку при сходженні його з лопатки визначиться як середнє арифметичне швидкості кожної із  $n$  – частинок:

$$V_{zn} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n R_i (\omega - \omega_i) \operatorname{tg} \gamma_0 \cos \varphi_i, \quad (1)$$

де  $R_i$ ,  $\varphi_i$  та  $\omega_i$  відповідно, радіальний та кутовий параметри  $i$ -ої частинки в потоці відносно лопатки та її кутова швидкість.

Залежність (1) запишемо у вигляді:

$$V_{zn} = R \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma_0 \sum_{i=1}^n \frac{R_i}{R} \left( 1 - \frac{\omega_i}{\omega} \right) \cos \varphi_i. \quad (2)$$

У зоні сходження кутова швидкість довільної частинки  $\omega_i$  буде мало залежати від її розміщення, а тому відношення  $k_\omega = \frac{\omega_i}{\omega}$  буде відносно стабільною величиною, що залежить тільки від конструктивного виконання робочого органу і його кутової швидкості  $\omega$ . Для швидкохідних перевантажувальних патрубків, в яких використовують робочі органи з кутами розміщення лопаток  $\gamma_0$  близьких до  $30^\circ$ ,  $k_\omega = 0,13 - 0,17$ .

Оскільки між радіусом лопатки  $R$  та кожухом є зазор (зовнішній радіус потоку  $R_{II}$  є більшим за  $R$ ) то середній радіус потоку, по аналогії з гвинтовим транспортуванням, доцільно приймати близьким до радіуса лопатки  $R$ .

Тоді відношення  $k_R = \frac{R_{II}}{R} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{R_i}{R} = 0,95 \dots 1$  є також величиною стабільною, а отже, у першому наближенні залежність (2) запишемо у вигляді:

$$V_{zII} = k_R (1 - k_\omega) R \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma_0 \sum_{i=1}^n \cos \varphi_i. \quad (3)$$

Кут сходження вантажу з лопатки за експериментальними спостереженнями становить  $\varphi_i = 45^\circ \dots 70^\circ$ , а усереднене значення параметра  $k_\varphi = \sum_{i=1}^n \cos \varphi_i$  буде розміщуватися в діапазоні  $k_\varphi = 0,55 \dots 0,65$ .

Слід відзначити, що величина  $\operatorname{tg} \gamma_c = \operatorname{tg} \gamma_0 \sum_{i=1}^n \cos \varphi_i = k_\varphi \operatorname{tg} \gamma_0$  – є усереднений кут підйому в зоні сходження вантажу.

Відповідно, осьова складова швидкості потоку визначається:

$$V_{zII} = k_\varphi k_R (1 - k_\omega) R \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma_0 = K_{II} \cdot R \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma_0. \quad (4)$$

Кутова складова швидкості потоку дорівнює:

$$N = \rho g Q W_{II} L_{II}. \quad (5)$$

Швидкість потоку за модулем буде рівною:

$$V_{II} = \sqrt{V_{ZI}^2 + R_{II}^2 \cdot \omega_{II}^2} = R\omega \sqrt{k_I^2 \operatorname{tg}^2 \gamma_0 + k_R^2 k_\omega^2}. \quad (6)$$

Із умови забезпечення стабільності роботи необхідно щоб максимальна продуктивність (об'ємний розхід) вивантажувального шнека  $Q_{2max}$ , за найбільш несприятливого розміщення гнучкого вивантажувального шнека, була більша від максимально допустимої продуктивності завантажувального  $Q_{1max}$ , за найбільш сприятливе його розміщення, а максимальна продуктивність перевантажувального патрубка  $Q_{II max}$  була б не меншою за продуктивність завантажувального шнека  $Q_{1max}$  ( $Q_{2max} \geq Q_{1max}$ ;  $Q_{II max} \geq Q_{1max}$ ).

Відомо, що:

$$Q_1 = \pi \varphi_{q1} V_{z1} (R_1^2 - r_1^2); \quad Q_2 = \pi \varphi_{q2} V_{z2} (R_2^2 - r_2^2), \quad (7)$$

де  $\varphi_{31}$  та  $\varphi_{32}$  – коефіцієнти заповнення, відповідно, у першому та другому шнеках;

$V_{z1}$  та  $V_{z2}$  – відповідно, осьові швидкості потоку першого та другого шнека;

$R_1, r_1$  та  $R_2, r_2$  – радіуси шнеків та валів, відповідно, першого та другого шнеків.

Для гвинтових конвеєрів:

$$V_z = k_\varphi R \omega \operatorname{tg} \alpha, \quad (8)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу гвинтової поверхні;

$k_{uu}$  – коефіцієнт, що визначає осьову складову швидкості у гвинтовому русі.

Для швидкохідних шнеків  $k_\varphi$ , у першому наближенні, дорівнює:

$$k_\varphi = \frac{\cos \alpha \cos(\alpha + \varphi_T)}{\cos \varphi_T}, \quad (9)$$

де  $\varphi_T$  – кут тертя вантажу по поверхні гвинта,  $\varphi_T = \operatorname{arctg} \mu$ .

Аналізуючи залежності (4) та (8), бачимо аналогію між транспортуванням вантажу плоскою лопаткою із приведеним кутом нахилу  $\gamma_c$  та гвинтовою поверхнею із кутом підйому  $\alpha$ . А тому, для визначення коефіцієнта  $k_{II}$ , можна користуватися залежністю, аналогічною (9), де замість  $\operatorname{tg} \alpha$  підставляють значення приведенного кута нахилу лопатки:

$$\operatorname{tg} \gamma_c = k_\varphi \operatorname{tg} \gamma_0.$$

Відповідно, значення  $k_{II}$  дорівнює:

$$k_{II} = \frac{\cos \gamma_c \cos(\gamma_c + \varphi_T)}{\cos \varphi_T}. \quad (10)$$

Враховуючи те, що коефіцієнти заповнення  $\varphi$  та нахил гвинтових робочих поверхонь  $\alpha$  вибираються із рекомендованих параметрів, умова  $Q_{1max} \leq Q_{2max}$  вимагає, щоб  $R_2^3 \omega_2 \geq R_1^3 \omega_1$ , що рівносильне умові  $R_2 \geq R_1$ , або  $\omega_2 \geq \omega_1$  за незмінних інших параметрів.

Із умови стабільності роботи перевантажувального патрубк доцільно,

щоб осьова складова швидкості потоку при перевантаженні відповідала умові:

$$V_{z1} \leq V_{zII} \leq V_{z2}. \quad (11)$$

При цьому, автоматично виконується умова:

$$Q_{1max} \leq Q_{II max} \leq Q_{2max}. \quad (12)$$

Крім цього, наявність такої осьової складової швидкості потоку  $V_{zII}$  забезпечує мінімальні витрати енергії на пришвидшення частинок вивантажувальним робочим органом. Отже, кут нахилу лопатки доцільно

$$\text{приймати } \operatorname{tg} \gamma_0 \geq \frac{\operatorname{tg} \alpha}{k_\varphi}.$$

При усталеному русі розхід перевантажувальної системи:

$$Q = Q_1 = Q_{II} = Q_2, \quad (13)$$

а отже, коефіцієнт заповнення другого шнека має бути не більше, ніж першого, тобто  $\varphi_{z1} \geq \varphi_{z2}$ . У випадку однакового конструктивного виконання вивантажувального та завантажувального шнеків, необхідно конструктивно забезпечити обмеження величини заповнення завантажувального шнека.

У загальному випадку, потужність транспортування у гвинтовому конвеєрі із застосуванням горизонтального перевантажувального патрубк і лопатевого робочого органу рівна:

$$N = \rho g Q W L, \quad (14)$$

де  $\rho$  – насипна густина вантажу;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$Q$  – об'ємний розхід вантажу;

$W$  – коефіцієнт питомих втрат на тертя по довжині транспортування;

$L$  – довжина транспортування.

Оскільки масовий розхід вантажу, що задається завантажувальним шнеком,  $Q_m = \rho g Q$ , то порція вантажу  $\Delta m$ , що викидається лопаткою за один оберт, визначається із залежності:

$$\Delta m = \frac{2\pi\rho g Q}{\omega_1}. \quad (15)$$

Ударна сила, що діє на робочі поверхні другого шнека, буде:

$$\bar{F} = \Delta m(\bar{v}_+ - \bar{v}_-) / \Delta t, \quad (16)$$

де  $\bar{v}_-$  та  $\bar{v}_+$  – усереднені вектори швидкості масиву до і після контакту з робочою поверхнею.

Із (12) випливає, що значення сили  $F$ , а отже, і втрати енергії на контактну взаємодію і тертя вантажу, будуть мінімальними при  $\bar{v}_+ - \bar{v}_- \rightarrow \min$ . Крім цього, мінімальною буде і втрата енергії на пришвидшення матеріалу вивантажувальним робочим органом, що визначається із залежності:

$$W_k = \Delta m(V_+^2 - V_-^2) / 2. \quad (17)$$

А тому, мінімальні втрати при перевантаженні будуть в системі, де шнеки обертаються односпрямовано і де виконується умова (11).

При цьому потужність, що витрачається на перевантаження вантажу, можна визначати за залежністю, аналогічною (10):

$$N = \rho g Q W_{II} L_{II}, \quad (18)$$

де  $L_{II}$  – приведена довжина зони перевантаження;

$W_{II}$  – коефіцієнт втрат при перевантаженні, що перевищує коефіцієнт питомих втрат конвеєра  $W$ . Залежно від конструктивного виконання  $W_{II} = (1,7...2,5)W$ .

### Висновки

Запропоновано нову конструкцію перевантажувального патрубку, який дає змогу підвищити довжину транспортування матеріалів конвеєра при загальному зниженні енерговитрат.

Запропоновано використовувати, замість гвинтових спіралей, плоскі похилі до осі обертання лопатки, прикріплені до циліндричного вала основи. Встановлено, що доцільно використовувати плоскі похилі лопатки з сектором розгортки  $180^\circ$ .

Виведено залежності для визначення кінематичних параметрів руху потоку матеріалу в гвинтовому конвеєрі з лопатевим робочим органом, а також виведені залежності для визначення потужності транспортування сипкого матеріалу.

### Список літератури

1. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ / Х. Герман. – Л. : Машиностроение, 1975. – 280 с.
2. Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта / Зенков Р. Л., Иванков Н., Колобов Л. И. – М. : Машиностроение, 1987. – 320 с.

3. Hevko R. B., Klendiy O. M. The investigation of the process of a screw conveyor safety device actuation // INMATEH : Agricultural engineering. – 2014. – Vol. 42. – № 1. – P. 55–60.

4. Hevko R. B., Dzyura V. O., Romanovsky R. M. Mathematical model of the pneumatic-screw conveyor mechanism operation // INMATEH : Agricultural engineering. – 2014. – Vol. 44. – № 3. – P. 103–110.

5. Hevko R. B., Zalutskyi S. Z., Tkachenko I. G., Klendiy O. M. Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface // INMATEH : Agricultural engineering. – 2015. – Vol. 46. – № 2. – P. 133–138.

6. Гевко Р. Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія / Гевко Р. Б., Вітровий А. О., Пік А. І. – Тернопіль : Астон, 2012. – 204 с.

7. Гевко Р. Б. Перспективи використання гнучких спіральних систем для транспортування вантажів / Р. Б. Гевко, М. В. Любін, О. А. Токарчук // Зб. наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2011. – Вип. 38. – С. 342–351.

8. Клендій М. Б. Дослідження процесу перевантаження сипкого вантажу гвинтовими робочими органами / М. Б. Клендій // Вісник Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – 2006. – Т. 3. – С. 92–100.

9. Клендій М. Б. Методика досліджень нових типів перевантажувальних патрубків гвинтових конвеєрів / М. Б. Клендій, Р. Б. Гевко // Зб. наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2005. – Вип. 20. – С. 190–195.

## **ДВИЖЕНИЕ ПОТОКА СЫПУЧЕГО МАТЕРИАЛА ПО ПОВЕРХНОСТИ РАБОЧЕГО ОРГАНА С ПЛОСКИМИ ЛОПАСТЯМИ**

***Н. Б. Клендий, А. Н. Клендий***

**Аннотация.** Для увеличения длины технологической магистрали винтового конвейера предложено использовать перегрузочный патрубок. Установлены зависимости для определения кинематических параметров движения потока материала в винтовом конвейере с лопастным рабочим органом, а также выведены зависимости для определения мощности транспортировки сыпучего материала.

**Ключевые слова:** *винтовой конвейер, перегрузочный патрубок, лопастной рабочий орган, сыпучий материал, поток материала*

## **TRAFFIC FLOW OF BULK MATERIAL TO SURFACE OF A WORKING BODY WITH THE FLAT VANES**

***M. Klendii, O. Klendii***

**Annotation.** To increase the length of a screw conveyor of technology pipe line of the transfer branch is proposed. The dependences for determination of kinematic parameters of the flow material into a screw conveyor with vanes working body and deduced dependence for determination a power of transportation bulk material.

**Key words:** *screw conveyor, reloading pipe, vane working body, bulk materials, the flow of material*