

УДК 621.867

**Р. Рогатинський, докт. техн. наук;
Ів. Гевко, канд. техн. наук; Л. Рогатинська**

*Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя*

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

***Резюме.** Розроблено методику оптимізації гвинтових транспортно-технологічних систем на основі багатокритеріальної задачі, де за критерії оптимізації слугують такі критерії: за трудомісткістю виконання супутніх технологічних операцій; за енерговитратами; за матеріалоемністю, де за комплексній критерій прийнято суму вартісного еквівалента кожного використаного ресурсу.*

На зміну параметрів накладено 12 обмежень. Вказані обмеження задають область визначення, яка представлена узагальненою функцією обмеження у неявному вигляді. Розроблено методику розрахунку раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи конвесрів змішувачів у вигляді восьми основних етапів з виведеними аналітичними залежностями.

***Ключові слова:** гвинтові транспортно-технологічні системи, оптимізація, цільова функція, функції обмеження.*

R. Rogatynskyi, I. Gevko, L. Rogatynska

OPTIMISATION OF THE SCREW TRANSPORTING- TECHNOLOGICAL SYSTEMS PARAMETERS

***Summary.** The main operating and loading-unloading members of great number of elevating transporting, agricultural, road-building, processing and other machines are screw mechanisms. Their share as transporting means is about 40 – 45 % according to available data. The specific character of their operation is caused by the variety of the technological processes operations, as well as the physical-mechanical properties of loads, which specify the diversity, construction, kinematic and technological parameters.*

Optimisation model of screw transporting-technological systems (STTS) according to the multicriteria parameters has been developed. These criteria are: labour intensity of the technological operations performance, energy demands and materials consumption. For the STTS optimisation according to the independent variables the following ones were accepted: external diameter of the trough, relative gap between the trough and the screw external edge, flight lift tangent, conveyor speed coefficient, etc. Objective STTS function as a quadratic polynomial with 12 constraint functions defining a function domain is presented as generalized implicit constraint function. This makes possible to simplify the algorithm and to automate the calculation process on PC.

As an example the screw mixer and technological process of powder materials mixing were subject to seven constraints, and minimum and maximum values of corresponding parameters were found as well as the method of their calculation was determined.

Obtained relations make possible to calculate precisely the optimal construction and technological parameters of the mixer which provide the desired quality of powder materials mixture under high efficiency of the mixing process.

***Key words:** screw transporting-technological systems, optimisation, objective function, constraint functions.*

Умовні позначення:

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ – коефіцієнти вагомості кожної зі складових, які по суті визначаються вартістю відповідних зекономлених ресурсів (трудомісткості, енергоємності та матеріаломісткості);

u_j – невизначений множник Лагранжа;

μ_2 – коефіцієнт тертя вантажу до жолоба;

ρ_{II} – об'ємна густина вантажу;

v_{II} та ω_{II} – відповідно осьова та кутова складові швидкості потоку при змішуванні;

V_1, V_2, V_3 – відповідно об'єми кожуха змішувача, гвинтової спіралі та центрального вала;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – густини матеріалів ρ_i (чи їх собівартість), з яких виготовлені кожух, гвинтова спіраль та центральний вал;

δ – допустима питома товщина заготовки гвинтової спіралі, отриманої прокатуванням;

S_K – товщина стінки кожуха;

S_B – товщина стінки пустотілого вала;

H – товщина спіралі;

$k_T = p/D = \pi \operatorname{tg} \alpha$ – коефіцієнт кроку спіралі;

φ_{II} – наповнення простору ГЗ, що враховує збільшення діаметра кожуха порівняно з діаметром спіралі;

ψ_{np} – коефіцієнт продуктивності, для тихохідних змішувачів.

Постановка проблеми. Гвинтовим транспортно-технологічним механізмом (ГТТМ), в яких технологічні операції виконуються при переміщенні сипкого вантажу гвинтовими робочими органами (ГРО), притаманна простота конструкції, зручність у користуванні, герметичність, велика надійність тощо [1 – 5, 10]. Існуючі методи їх розрахунку ґрунтуються на ряді теоретичних та експериментальних досліджень [1 – 4], а також аналізі статистичних даних за результатами їх експлуатації [1 – 5]. Відомі постановка та розв'язок задачі вибору оптимальних параметрів гвинтових конвеєрів (ГК) з умови мінімізації його матеріаломісткості [4, 7] та енергоємності [8, 9]. Проте особливості, пов'язані з виконанням певних технологічних операцій, накладають низку обмежень.

Основна задача ГТТМ – якісне виконання технологічної операції при мінімізації енерго- та матеріаломісткості виконавчого механізму – гвинтового транспортера.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням оптимізації різних механізмів машин присвячені праці Григор'єва А.М. [2], Гевко Б.М., Рогатинського Р.М. [4], Ловейкіна В.С., Рогатинської О.Р. [8] та інших. Однак, враховуючи різноманітність технологічних процесів і конструктивного виконання ГТТМ, питання оптимізації потребує подальших досліджень і уточнень різних параметрів теоретичного й практичного значення.

Мета роботи. Розроблення методології оптимізації гвинтових транспортно-технологічних систем за критеріями трудомісткості виконання технологічних процесів, енерговитратами і матеріаломісткістю.

Реалізація роботи. Задача оптимізації ГТТМ є багатокритеріальною, де за критерії оптимізації слугують критерії: за трудомісткістю виконання супутніх технологічних операцій F_{01} ; за енерговитратами F_{02} ; за матеріалоємністю F_{03} . За комплексний критерій F_0 можна прийняти суму вартісного еквівалента кожного використаного ресурсу

$$F_0 = \varepsilon_1 F_{01} + \varepsilon_2 F_{02} + \varepsilon_3 F_{03}. \quad (1)$$

За основні параметри оптимізації, тобто за незалежні змінні при оптимізації конструктивних і технологічних параметрів ГТТМ приймемо такі ж, як і у ГК: $x_1 = D$ – зовнішній діаметр кожуха; $x_2 = k_z = 2z/D$ – відносний зазор між жолобом та зовнішньою кромкою шнека; $x_3 = \operatorname{tg} \alpha = p/(\pi D)$ – тангенс кута підйому витка, що визначається кроком гвинтової спіралі p ; $x_4 = P = D\omega^2/(2g)$ – коефіцієнт швидкохідності конвеєра, що визначається кутовою швидкістю обертання гвинтової спіралі ω ; $x_5 = \operatorname{tg} \delta$ – тангенс кута нахилу конвеєра (змішувача); $x_6 = k_d = d/D$ – коефіцієнт, що оцінюється відношенням внутрішнього d і зовнішнього D діаметрів гвинтової спіралі; $x_7 = H$ – товщина гвинтової спіралі; $x_8 = L$ – довжина технологічного конвеєра.

Вказані фактори впливають на рівень цільової функції F_0 та її складових, а їх область визначення задається функціями обмеження.

Як приклад виконання технологічної операції приймемо одну із найпоширеніших – змішування. За критерій оптимізації при змішуванні приймемо мінімальний час, за який досягається задана однорідність змішування компонентів, що для кожного конструктивного виконання буде різною і залежатиме від параметрів x_i , крім x_6 та x_7 , що визначаються тільки силовими параметрами процесу

$$F_{01} = F_{01}(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_8) \rightarrow \min. \quad (2)$$

У загальному випадку такі технологічні операції важко піддаються формалізованому опису. Оптимізацію гвинтових змішувачів (ГЗ) за даним критерієм, як правило, проводять за реалізацією математичного планування експерименту.

Цільову функцію, в цьому випадку, представляють у вигляді квадратного поліному

$$F_{01} = b_0 + \sum b_i x_i + \sum b_{ij} x_i x_j + \sum b_{ii} x_i^2. \quad (3)$$

На зміну параметрів x_i накладаються обмеження $f_j = f_j(x_i)$, які в загальному вигляді будемо записувати у вигляді $f_i \leq 0$. Для випадку математичного планування експерименту, як правило, обмежуються нижні та верхні значення зміни факторів, тобто $x_{\min} \leq x_i \leq x_{\max}$.

У цьому випадку

$$\begin{aligned} f_1 &= x_{1\min} - x_1 \leq 0; & f_2 &= x_1 - x_{1\max} \leq 0; \\ f_3 &= x_{2\min} - x_2 \leq 0; & f_4 &= x_2 - x_{2\max} \leq 0; \\ f_5 &= x_{3\min} - x_3 \leq 0; & f_6 &= x_3 - x_{3\max} \leq 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_7 &= x_{4\min} - x_4 \leq 0; & f_8 &= x_4 - x_{4\max} \leq 0; \\ f_9 &= x_{5\min} - x_5 \leq 0; & f_{10} &= x_5 - x_{5\max} \leq 0; \\ f_{11} &= x_{6\min} - x_6 \leq 0; & f_{12} &= x_6 - x_{6\max} \leq 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Вказані обмеження задають область визначення, яку можна представити узагальненою функцією обмеження у неявному вигляді

$$f_o = \max f_j = u_j \sum_{j=1}^{2n} f_j \prod_{k=1; k \neq j}^{2n-1} [\mu_k (f_j - f_k)] \leq 0. \quad (5)$$

Функцію Лагранжа відповідно для кожного критерію якості запишемо у вигляді $\phi(x, u) = F_0 + f_0$, а оптимальні параметри $x = \{x_1, \dots, x_i, \dots, x_n\}$ шукатимемо із умови $\partial\phi(x, u) / \partial x_i = 0$. Відповідно, оптимальні параметри x_i^{opt} визначатимемо із розв'язку лінійної системи з n рівнянь $i = (1 \dots n)$

$$\partial\phi(x, u) / \partial x_i = b_i + 2b_{ii} + \sum_{l, l \neq i}^n b_{il} x_l + u_j \sum_{j=1}^{2n} (\partial f_j / \partial x_i) \prod_{k=1; k \neq j}^{2n-1} [\mu_k (f_j - f_k)]. \quad (6)$$

Для лінійних функцій обмежень f_j буде $\partial f_j / \partial x_i = \text{const}$. Для обмеження $f_1 = x_{1\min} - x_1 \leq 0$ відповідно $\partial f_j / \partial x_i = -1$, для $f_2 = x_1 - x_{1\max} \leq 0$ відповідно $\partial f_j / \partial x_i = 1$. Складова $\vartheta = \prod_{k=1; k \neq j}^{2n-1} [\mu_k (f_j - f_k)]$, що дорівнює 0 чи 1, автоматично вибирає ту функцію

обмеження, на границі якої параметри можуть набути оптимального значення. Представлення оптимізаційної задачі у вигляді (5) суттєво спрощує алгоритми її розв'язку, що дозволяє автоматизувати процес обчислення на ЕОМ.

Для випадку оптимізації змішування за обмеженнями (4) система (6) набуде вигляду

$$\begin{aligned} \partial\phi(x, u) / \partial x_1 &= b_1 + 2b_{11} + \sum_{l, l \neq 1}^n b_{1l} x_l - u_1 + u_2; \\ \partial\phi(x, u) / \partial x_2 &= b_2 + 2b_{22} + \sum_{l, l \neq 2}^n b_{2l} x_l - u_3 + u_4; \\ \partial\phi(x, u) / \partial x_3 &= b_3 + 2b_{33} + \sum_{l, l \neq 3}^n b_{3l} x_l - u_5 + u_6; \\ \partial\phi(x, u) / \partial x_4 &= b_4 + 2b_{44} + \sum_{l, l \neq 4}^n b_{4l} x_l - u_7 + u_8; \\ \partial\phi(x, u) / \partial x_5 &= b_5 + 2b_{55} + \sum_{l, l \neq 5}^n b_{5l} x_l - u_9 + u_{10}; \\ \partial\phi(x, u) / \partial x_6 &= b_6 + 2b_{66} + \sum_{l, l \neq 6}^n b_{6l} x_l - u_{11} + u_{12}. \end{aligned}$$

Для випадку пошуку оптимальних значень параметрів змішування за реалізованим математичним планом експерименту оптимальні параметри набудуть значення або в середині області визначення, або на їх крайніх значеннях. У першому випадку $u_j = 0$ і функція Лагранжа відповідатиме цільовій функції (2), а, отже, система рівнянь суттєво спрощується. У випадку, коли $\partial F_0 / \partial x_i > 0$, то параметр x_i набуде мінімальне значення $x_i = x_{\min}$, а один із невизначених множників $u_{2i} = 0$, коли ж $\partial F_0 / \partial x_i < 0$, то параметр $x_i = x_{\max}$, і уже інший невизначений множник $u_{2i-1} = 0$.

За результатами даної задачі визначають: відносний зазор між жолобом та зовнішньою кромкою шнека; тангенс кута підйому витка; коефіцієнт швидкохідності конвеєра та тангенс кута нахилу конвеєра (змішувача), якщо такий є змінним параметром. Попередні дослідження показують, що для випадку змішування раціональним параметром зазору z між жолобом та верхньою кромкою гвинта є такий, що перекриває майже половину вантажу, що захвачується. Зокрема, згідно з даними опрацювання експерименту для конвеєра-змішувача довжиною 2 м із зовнішнім діаметром шнека $D = 150$ мм і внутрішнім $d = 58$ мм при концентрації ключового компонента 20 % раціональний кут нахилу кожуха конвеєра становив 36^0 . При цьому раціональний зазор становив 16 мм у широкому діапазоні кутових швидкостей.

Згідно з критерієм оптимізації за приведеними енерговитратами транспортування – змішування за цільову функцію доцільно прийняти його питому енергоємність w ($\text{дж}/\text{м}^4$). Приведена енергоємність (цільова функція) змішувача буде описуватись залежністю, яку доцільно подати у вигляді [9]

$$F_{02} = w = \frac{K_{zm} N}{\rho Q L} = \frac{K_{zm} \mu_2 \rho_{\Pi} D^2 \omega_{\Pi}^2 \omega \cos \beta_{\Pi}}{4 v_{\Pi}} = \frac{K_{zm} \mu_2 \rho_{\Pi} g P_s (\text{tg } \alpha + \text{tg } \beta_{\Pi}) \cos \beta_{\Pi}}{\text{tg } \alpha \cdot \text{tg } \beta_{\Pi}}, \rightarrow \min. \quad (7)$$

$\beta_{\Pi} = \pi / 2 - \alpha - \phi_1 - \Delta\beta$ – середній кут нахилу траєкторії потоку, для горизонтальних конвеєрів усереднене відхилення $\Delta\beta$ кута нахилу β траєкторії потоку під впливом тяжіння дорівнює $\Delta\beta = 0$; $P_s = D \omega_{\Pi}^2 / (2g)$ – коефіцієнт швидкохідності потоку, пов'язаний із коефіцієнтом швидкохідності конвеєра $x_4 = P = D \omega^2 / (2g)$ залежністю $P_s = P C_{\beta}^2 / (1 + C_{\beta})^2$; K_{zm} – коефіцієнт втрат енергії на перемішування матеріалу при відхиленні траєкторії від гвинтової направляючої.

Тут $C_{\beta} = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } \beta_{\Pi}} = \text{tg}(\alpha + \phi_1) \text{tg } \alpha$ – безрозмірний критерій транспортування, що однозначно визначається фактором $x_3 = \text{tg } \alpha = p / (\pi D)$ та ϕ_1 – кутом тертя вантажу до гвинтової поверхні $\phi_1 = \text{arctg } \mu_1$ з коефіцієнтом тертя μ_1 .

В [9] показано, що при вибраному швидкісному режимі P_s (а такий в нашій задачі задається умовами змішування) та відповідних трибологічних характеристиках робочих поверхонь умова (7) набуде вигляду

$$W(\alpha; \mu_1) = \frac{\cos \varphi_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\sin \alpha} \rightarrow \min. \quad (8)$$

Аналіз (7) та (8) показує, що найефективнішим кроком зниження енерговитрат на переміщення вантажу при забезпеченні оптимальних технологічних швидкісних режимів є вибір антифрикційних матеріалів для ГРО, тобто зниження коефіцієнта тертя μ_1 . При цьому для забезпечення якісного змішування коефіцієнт тертя вантажу (суміші) до жолоба μ_2 повинен бути максимально можливий. Зокрема для змішувача при забезпеченні $0,15 \leq \mu_1 \leq 0,5$ крок гвинта доцільно вибирати $p = 1,5D$, а при $\mu_1 < 0,15$ і $\mu_1 > 0,5$ – відповідно $p = 1,25D$.

За критерій матеріаломісткості ГТТМ приймаємо величину відношення маси конвеєра-змішувача одиничної довжини заданої продуктивності Q . Критерій за матеріалоемністю, для випадку заданої продуктивності, використовується для випадку, коли такий фактор є одним із визначальних (для мобільних систем) чи функція транспортування є домінуючою, а технологічна операція є попутною і гарантовано виконується під час переміщення вантажу на задану довжину L . У цьому випадку задачу мінімізації матеріалоемності (вартості) конвеєра визначаємо за критерієм

$$F_{03} = \alpha_1 V_1 + \alpha_2 V_2 + \alpha_3 V_3 \rightarrow \min. \quad (9)$$

Об'єм кожуха, гвинтової спіралі та центрального вала змішувача одиничної довжини визначаємо аналогічно [4]

$$\begin{aligned} V_1 &= \pi S_K D (1 + 2k_z + S_K / D); \quad V_2 = HD(1 - k_d) \sqrt{1 + 1/k_T}; \\ V_3 &= \pi S_d D (k_d - S_d / D). \end{aligned} \quad (10)$$

На визначення оптимальних параметрів змішувача й технологічного процесу змішування порошкових матеріалів накладаються такі технологічні, конструктивні та експлуатаційні обмеження:

1. Умова забезпечення потрібної продуктивності Q визначається із відомої залежності

$$f_1 = -D^{2,5} (1 + k_d^2) + \frac{8Q}{k_T \varphi_n \varphi_{np} \sqrt{2gP}} \leq 0, \quad (11)$$

$$\psi_{np} = (1 - \mu_1 \operatorname{tg} \alpha) / (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha).$$

2. Технологічна умова формоутворення спіралі із полосової заготовки [4, 7]

$$f_2 = -k_d + \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{\text{дон}}^2} / \pi \phi_{\text{дон}} \leq 0, \quad (12)$$

де $f_2 = -k_d + \sqrt{\pi^2 + 1 - \varphi_{oon}^2} / \pi \varphi_{oon} \leq 0$, – допустимий коефіцієнт нерівномірності видовження металу, що визначається коефіцієнтом видовження $\varphi_{oon} = (1 + 2\delta_5)^2$.

3. Технологічна умова забезпечення стійкості смуги при виготовленні спіралі є відомою [4, 7]

$$f_3 = D(1 - k_d) - \frac{2H}{\delta} \leq 0. \quad (13)$$

4. Умова мінімальної товщини спіралі, що протидіє просторовій втраті стійкості витка, також береться згідно з [4]

$$f_4 = -H + H_{\min} \leq 0, \quad (14)$$

де H_{\min} – мінімальна допустима товщина заготовки гвинтової спіралі, встановлюється експериментально.

5. Для довгих конвеєрів вводять умову забезпечення міцності пустотілого вала при крученні. Обертальний момент на валу з урахуванням (7) буде $T = N / \omega = w\rho QL / K_{зм}$. Враховуючи, що кутова швидкість ω через вибрані незалежні змінні (фактори) визначається як $\omega = \sqrt{2gP / D}$, то цю умову аналогічно [4] запишемо

$$f_5 = -S_d(k_d D)^2(1 + k_d S_d / D) + \frac{w\rho L Q \sqrt{2D}}{\pi[\tau_{кр}]K_{зм}\sqrt{gP}} \leq 0, \quad (15)$$

де $[\tau_{кр}]$ – допустиме напруження кручення матеріалу вала.

6. Умова обмеження по довжині змішування для спеціальних ГЗ

$$f_6 = \frac{367N}{QK_0} - LT \leq 0, \quad (16)$$

де K_0 – коефіцієнт опору змішуванню, $K_0 = (100 \dots 150)\rho_H / 1,35$.

7. Умова забезпечення стійкості гвинтової спіралі в процесі роботи

$$f_7 = \frac{K_{СТ}BH^3E}{\sqrt{1+k_T}} - T \leq 0, \quad (17)$$

де $K_{СТ}$ – експериментальний коефіцієнт; E – модуль Юнга.

В якості незалежних параметрів при оптимізації гвинтових конвеєрів-змішувачів приймаємо $x = \{x_i\} = \{D, k_z, \text{tg } \alpha, k_d, H\}$. За цільову функцію на цьому етапі приймаємо $F_0 = F_{03}$.

З урахуванням наведеного вище функцію мети запишемо у вигляді

$$F_{03} = \pi x_1[\alpha_1 S_K(1 + x_2 + S_K / x_1) + \alpha_2 x_7(1 - x_6)\sqrt{1 + 1/x_3} + \pi \alpha_3 S_d x_1(x_6 - S_d / x_1)]. \quad (18)$$

Визначаємо часткові похідні функції мети

$$\begin{aligned} \frac{dF_{03}}{dx_1} &= \alpha_1 \pi (S_K + x_2) + \alpha_3 \pi S_d x_6; & \frac{dF_{03}}{dx_2} &= \alpha_1 \pi x_1 S_K; \\ \frac{dF_{03}}{dx_3} &= \frac{\alpha_2 x_7 (1 - x_6)}{x_3^2 \sqrt{1 + 1/x_3}}; & \frac{dF_{03}}{dx_6} &= \alpha_3 \pi S_d x_1; & \frac{dF_{03}}{dx_7} &= \alpha_2 (1 - x_6) \sqrt{1 + 1/x_3}. \end{aligned} \quad (19)$$

Аналіз часткових похідних функції F_{03} показує, що вона набирає мінімуму при крайніх значеннях x_i , зокрема при мінімальних значеннях $x_1 = D$; $x_2 = 2z/D$; $x_6 = k_d = d/D$; $x_7 = H$ та максимальному значенні $x_3 = \operatorname{tg} \alpha = p/\pi D$.

Отже, можливі розв'язки, які задовольняють умови Куна-Такера, відповідно до [4] визначаємо із систем рівнянь, що утворені функціями обмежень. Зокрема, аналогічно [4, 7] основним є обмеження за продуктивністю гвинтового конвеєра-змішувача неперервної дії та технологічним – обмеження на коефіцієнт видовження для витих шнеків.

Зовнішній діаметр спіралі визначиться зі спільного розв'язку рівнянь (11) та (12), що задають ці обмеження.

$$D = \{8\pi^2 \phi_{don} Q / [k_T \phi_n \psi_{np} (\phi_{don}^2 - 1)(\pi^2 + 1)(2gP)^{0,5}]\}^{0,4}. \quad (20)$$

Відповідно, схема розрахунку раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи конвеєра змішувача буде такою:

1. Визначаємо конструктивний тип змішувача. Для похилого змішувача попередньо приймаємо похилий конвеєр з кутом нахилу $35 - 35^0$.
2. Згідно з даними оптимізаційної задачі за експериментальними даними встановлюємо значення коефіцієнта зазору $k_z = 2z/D = 0,21 - 0,23$.
3. Згідно з оптимізаційною задачею з мінімізації енергозатрат приймаємо максимально допустиме значення коефіцієнта швидкохідності потоку $P_s = 0,8 - 0,9$ та вибираємо коефіцієнт кроку за графіком, рис. 1.
4. Визначаємо коефіцієнт швидкохідності конвеєра-змішувача

$$P = P_s / [1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha \operatorname{ctg}^2 (\alpha + \phi_1)].$$

5. Визначаємо зовнішній діаметр спіралі шнека за залежністю (20) згідно з оптимізаційною задачею за матеріаломісткістю.

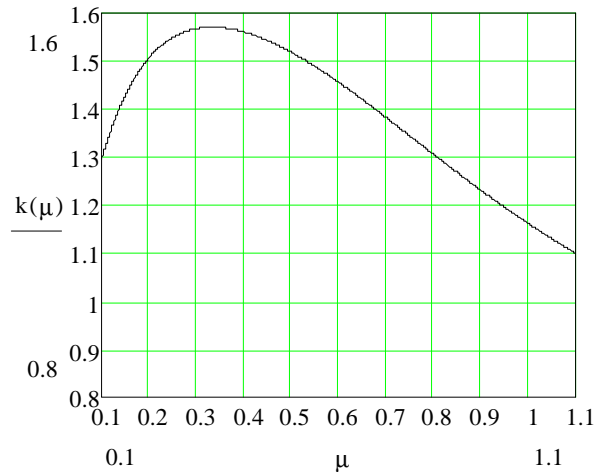


Рисунок 1. Раціональні значення коефіцієнта кроку $k_p = p / D$ залежно від реологічних властивостей основного компонента суміші (коефіцієнта тертя μ)

Figure 1. Rational value of the pitch coefficient $k_p = p / D$ depending on the rheological properties of the main mixture component (friction coefficient μ)

6. Визначаємо внутрішній діаметр шнека (діаметр вала)

$$d = D \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{дон}^2} / \pi \phi_{дон}.$$

7. Визначаємо товщину спіралі, за умови її виготовлення навиванням,

$$H = \delta(D - d) / 2.$$

8. Визначаємо кутову швидкість обертання ГРО

$$\omega = \sqrt{2gP / D}.$$

У випадку порушень обмежень, що накладаються на зміну параметрів, переходимо до інших розрахункових схем. Для цього потрібно по чергову перебирати розрахункові схеми та перевіряти обмеження з подальшим переходом до такої розрахункової схеми, для якої обмеження, що не виконуються, будуть лімітуючими.

Отримані співвідношення дозволяють з високою точністю обчислити оптимальні конструктивні й технологічні параметри ГЗ, при яких забезпечується потрібна якість суміші при високій ефективності процесу змішування.

Висновки. Розроблено теоретичні основи оптимізації гвинтових транспортно-технологічних систем для транспортування сипких матеріалів. Виведено цільову функцію систем у вигляді квадратного полінома і дванадцять функцій обмеження.

Розроблено методику розрахунку раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи конвеєрів-змішувачів у вигляді восьми основних етапів з виведеними аналітичними залежностями.

Conclusions. Theoretical bases for the optimisation of screw transporting-technological systems for bulk materials transporting have been developed. Objective function of the system as the quadratic polynomial and twelve constraint functions in the form of generalized implicit constraint function were deduced.

The method of calculation of the effective construction parameters and operating regimes of the mixing conveyors as eight principle stages with the deduced analytical dependencies have been developed.

Список використаної літератури

1. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины [Текст] / М.П. Александров. – М.: Машиностроение, 1974. – 503 с.
2. Григорьев, А.М. Винтовые конвейеры [Текст] / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Конвейеры: справочник [Текст] / Р.А. Волков, А.Н. Гнутов, В.К. Дьячков и др.; под общ. ред. Ю.А. Пертена. – Л.: Машиностроение, 1984. – 367 с.
4. Гевко, Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин [Текст] / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский. – Львов: Выща школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 176 с.
5. ДСТУ 2672 –94. Конвеєри гвинтові. Загальні технічні вимоги.
6. ДСТУ 2763 –94. Конвеєри гвинтові. Терміни та визначення.
7. Гевко, Б.М. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров [Текст] / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский // Изв. вузов. – Машиностроение – 1987. – № 5. – С. 109 – 114.
8. Ловейкін, В.С. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів [Текст] / В.С. Ловейкін, О.Р. Рогатинська // Підйомно-транспортна техніка. –2004. – № 2. – С. 8 – 15.
9. Рогатинська, Л.Р. Оптимізація режимів роботи та конструктивних параметрів вертикальних гвинтових конвеєрів [Текст] / О.Р. Рогатинська, Ю.В. Дудун, Л.Р. Рогатинська, М.Б. Клендій // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2006. – Т. 2, № 44. – С. 258 – 264.
10. Mindlin, R.D. Effects of an oscillating tangential force on the contact surfaces of elastic spheres. Proc. First. Nat. Cong. Appl. Mech. / R.D. Mindlin, W.P. Mason, T.F. Osmer, H. Deresiewicz. – Chicago, 1951. – P. 203 – 208.

Отримано 05.02.2013