

HIGH –SPEED CONVEYOR PARAMETERS OPTIMIZATION /

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОХІДНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

Hevko B. M., Lyashuk O.L., Rohatynska L.R., Tarasyuk Y.M.

Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ruska str., 56, Ternopil, Ukraine

E-mail: Oleg-lashyk@rambler.ru

Abstract: The procedure of high-speed conveyors optimization based on nonlinear problem where the minimization of materials consumption of high-speed spiral conveyors is achieved at initial absolute choice of kinematic and dynamic parameters minimizing the conveyor power capacity is developed.

The parameters change is restricted by range of definition, represented by generalized function. The calculation procedure of rational constructional parameters and conveyors-mixers operating regimes is developed. It consists of ten main stages including derived analytical dependences.

Keywords: vertical screw (spiral) conveyor, optimization, objective (target function), constraints function.

INTRODUCTION

Screw conveyors are getting more and more widespread in manufacturing processes dealing with granular material transporting as they are characterized by simple construction, and correspondingly, high reliability, easy use and adjustment when applied in automated systems, environmental friendliness due to their tightness [1],[3],[4],[10]. High-speed conveyors are applied for versatile unloading-loading units aimed at load transporting both on horizontal, inclining and vertical paths. The existing methods of their calculations are based on a number of theoretical and experimental investigations [1],[3],[4],[10], and also on statistical data analysis of their operating results. [1],[2],[3],[4],[9],[10]. The statement and solution of the problem to choose optimal parameters of flexible conveyor providing its material [4], [5] and power [6, 7] consumption minimizing are well known. But this statement doesn't allow to get a solution of optimization problem of screw conveyors as interconnected system.

The problems of different machine parts optimization are considered in the research of A. Hryhorjev [3], B. Hevko, R. Rohatynsky [4], V. Loveikin [6], O. Rohatynska [7], I. Hevko [8] and others. Nevertheless, taking into consideration variety of technological processes and design of screw transporting- technological mechanisms, the problem of optimization needs further study and specification of various parameters having theoretical and practical value.

The purpose of the paper is to develop a complex task of parameter optimization where minimization of material consumption of high-speed screw conveyor is achieved at initial absolute choice of kinematic and dynamic parameters, minimizing the conveyor power capacity.

MATERIALS AND METHODS

The important factor while choosing conveyors for versatile transfer complexes is to determine the sphere of their usage, namely dealing with transportation of certain granular materials. As, according to [7], minimal limit of energy intensity of screw conveyor is defined by coefficient of load friction to spiral surface, then the main requirement of conveyor design is its ability to transport

Резюме: Розроблено методику оптимізації швидкохідних транспортерів на основі нелінійної задачі в якій мінімізація матеріаломісткості швидкохідного гвинтового конвеєрів досягається при попередньому безумовному виборі кінематичних та динамічних параметрів, що мінімізують енергоємність конвеєра.

На зміну параметрів накладено обмеження які задають область визначення, яка представлена узагальненою функцією. Розроблено методику розрахунку раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи конвеєрів змішувачів у вигляді десяти основних етапів з виведеними аналітичними залежностями.

Keywords: вертикальний гвинтовий конвеєр, оптимізація, цільова функція, функції обмеження.

ПЕРЕДМОВА

Для технологічних операцій переміщення сипкого вантажу велике розповсюдження набули гвинтові конвеєри, які характеризуються простотою конструкції та, відповідно, високою надійністю, простотою в користуванні та легкістю адаптування при використанні в автоматизованих системах, екологічністю використання внаслідок їх герметичності [1],[3],[4],[10]. Для універсальних розвантажувально-завантажувальних комплексів, які призначені для транспортування вантажу, як по горизонтальних, похилих, так і вертикальних трасах, використовують швидкохідні гвинтові конвеєри. Існуючі методи їх розрахунку ґрунтуються на ряді теоретичних та експериментальних досліджень [1],[3],[4],[10], а також аналізі статистичних даних за результатами їх експлуатації [1],[2],[3],[4],[9],[10]. Відомі постановка та розв'язок задачі вибору оптимальних параметрів ГК з умови мінімізації його матеріаломісткості [4], [5] та енергоємності [6, 7]. Проте така постановка не дозволяє отримати розв'язок оптимізаційної задачі гвинтових конвеєрів, як взаємопов'язаної системи.

Питанням оптимізації різних механізмів машин присвячені праці Григор'єва А.М. [3], Гевко Б.М., Рогатинського Р.М. [4], Ловеїкіна В.С. [6], Рогатинської О.Р. [7], Гевко І.Б. [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 є розроблення комплексної задачі параметричної оптимізації в якій мінімізація матеріаломісткості швидкохідного гвинтового конвеєрів досягається при попередньому безумовному виборі кінематичних та динамічних параметрів, що мінімізують енергоємність конвеєра.

МАТЕРІАЛ І МЕТОДИКА

Важливою умовою при виборі конвеєрів для універсальних перевантажувальних комплексів є встановлення області їх використання, зокрема щодо транспортування певного діапазону сипких вантажів. Оскільки, згідно [7], мінімальна межа енергоємності гвинтових конвеєрів визначається коефіцієнтом тертя вантажу до поверхні спіралі,

load under unfavorable conditions. In such a case we'll consider the most unfavorable, for power consumption purpose, is vertical position of screw conveyor.

Efficiency of load transportation by screw conveyors, according to [1], [3], [10], is determined by the dependence $N = \rho_{\pi} g Q (W_L L + H)$, either for vertical screw $N = \rho_{\pi} g Q W_H$ where ρ_{π} - volume mass (bulk density) of load in flow; g - gravity acceleration; Q - conveyor volume output; W_L and W_H - coefficient of resistance of load transportation; L and H - transportation length and height of load lifting accordingly, for vertical conveyors $L=H$.

The energy intensity w is given, which determines energy consumption to transport a unit of load mass per unit of length accordingly, for vertical screw conveyors:

$$w = N / (Q \cdot L) = \rho_{\pi} g W_H \quad (1)$$

In expanded form the energy intensity factor for vertical screw conveyors the formula is:

$$W_H = \frac{\mu_2 P_s (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_{\pi}) \cos \beta_{\pi}}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta_{\pi}}, \quad (2)$$

where β_{π} - flow angle of arrival under gravity influence; $P_s = D \omega_{\pi}^2 / (2g)$ - flow specific speed, determined by load rotational speed in flow ω_{π} against screw axle of diameter D . The above-mentioned factor is connected with conveyor specific speed coefficient $P_k = D \omega^2 / (2g)$ by the dependence $P_s = P C_{\beta}^2 / (1 + C_{\beta})^2$. Here C_{β} - the coefficient (number) of kinematic similitude of screw transportation $C_{\beta} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)$, where φ_1 - angle of friction of cargo to the screw surface.

The paper [7] shows that the minimal possible theoretical level of power capacity factor W_H depends only on the load friction factor on the screw surface μ_1 and for its change interval $0,3 \leq \mu_1 \leq 1$ is approximated by the dependence.

$$W_H = 2,30 + 6,64 \mu_1 + 19,16 \mu_1^2 \quad (3)$$

Such a minimal value is achieved under condition when dimensionless criterion of dynamic similitude $Sc_{\pi} = \omega_k / \omega$, where ω_k - conveyor critical angle speed and screw lifting angle with external diameter α are [7]:

$$Sc_{\pi}(\mu) = 0,3 + 0,1 \mu;$$

Accordingly, all other dimensionless criteria of screw transportation, namely the coefficient (number) of kinematic similitude C_{β} , minimizing the conveyor power capacity, will also definitely be determined by the friction factor $\mu_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$. Taking into consideration all above mentioned we'll optimize vertical screw conveyors according to their material consumption under condition of minimal power consumption of load screw transportation.

As material consumption factor of screw transporting-

то визначальною умовою при проектуванні конвеєра є його спроможність транспортувати вантаж з несприятливими властивостями. При цьому будемо розглядати найбільш несприятливе, з точки зору енергетичних затрат, є вертикальне розміщення гвинтового конвеєра.

Потужність транспортування вантажу гвинтовими конвеєрами, згідно [1], [3], [10], визначають за залежністю $N = \rho_{\pi} g Q (W_L L + H)$, чи для вертикальних шнеків $N = \rho_{\pi} g Q W_H$, де ρ_{π} - об'ємна маса (насіпна густина) вантажу в потоці; g - прискорення земного тяжіння; Q - об'ємна продуктивність конвеєра; W_L та W_H - коефіцієнт опору переміщенню вантажу; L та H - відповідно довжина транспортування та висота підйому вантажу, для вертикальних ГК $L=H$. Приведена енергоємність w , що визначає енергетичні затрати для переміщення одиниці маси вантажу на одиницю довжини, відповідно для вертикального гвинтового конвеєра буде:

В розгорнутому вигляді для вертикальних гвинтових конвеєрів коефіцієнт опору записується виразом:

де β_{π} - кут нахилу траєкторії потоку під впливом тяжіння; $P_s = D \omega_{\pi}^2 / (2g)$ - коефіцієнт швидкохідності потоку, що визначається кутова швидкість обертання вантажу в потоці ω_{π} відносно осі шнека діаметром D , що пов'язаний із коефіцієнтом швидкохідності конвеєра $P_k = D \omega^2 / (2g)$ залежністю $P_s = P C_{\beta}^2 / (1 + C_{\beta})^2$. Тут C_{β} - коефіцієнт кінематичної подібності гвинтового транспортування, $C_{\beta} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)$, де φ_1 - кут тертя вантажу до гвинтової поверхні.

В роботі [7] показано, що мінімально можливий теоретичний рівень критерію енергоємності W_H залежить тільки від коефіцієнту тертя вантажу по гвинтовій поверхні шнека μ_1 і для інтервалу його зміни $0,3 \leq \mu_1 \leq 1$ апроксимується залежністю.

Таке мінімальне значення досягається за умови, коли безрозмірний критерій динамічної подібності $Sc_{\pi} = \omega_k / \omega$, де ω_k - критична кутова швидкість конвеєра та кут підйому гвинта за зовнішнім діаметром α набувають значень [7]:

$$\operatorname{tg} \alpha = f(\mu) = 0,25 - 0,1 \mu, \quad (4)$$

Відповідно і значення всіх інших безрозмірні критеріїв гвинтового транспортування, зокрема критерію кінематичної подібності C_{β} , які мінімізують енергоємність конвеєра, будуть також однозначно визначатись такою характеристикою вантажу, як коефіцієнтом тертя $\mu_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$. З врахуванням викладеного проведемо оптимізацію швидкохідного вертикального конвеєра за його матеріаломісткістю за умови мінімальної енергоємності гвинтового транспортування вантажу.

technological system, similarly to [4], [5], we'll take the ratio value of conveyor-mixer mass to the unit length of the given efficiency Q . Material consumption factor at the given efficiency is used for the case when this criterion is one of the principal (for mobile systems) and the transportation function is the basic one. In this case the problem of conveyor material consumption minimization is determined according to the criterion

$$F_0 = \alpha_1 V_1 + \alpha_2 V_2 + \alpha_3 V_3 \rightarrow \min, \quad (5)$$

where V_1, V_2, V_3 – volumes of mixer sleeve, helical spiral and center shaft correspondingly; ρ_i - material density (or their prime cost) of which α_1 - sleeve, α_2 - helical spiral and α_3 - center shaft are made. Volumes of sleeve, helical spiral and mixer center shaft of unit length are found according to [4]:

$$V_1 = \pi S_K D (1 + 2k_z + S_K / D); \quad V_2 = HD(1 - k_d) \sqrt{1 + 1/k_T}; \quad V_3 = \pi S_d D (k_d - S_d / D), \quad (6)$$

where S_K - sleeve wall thickness; S_d - hollow shaft wall thickness; H - spiral thickness; k_z - gap (between spiral and кожухом) factor, according to load characteristics is assumed that $k_z = 2z/D = 0,21 - 0,23$; k_T - helix lead factor T , $k_T = T/D = \pi \operatorname{tg} \alpha$; k_d - coefficient estimated by the ratio of internal d and external D diameters of helical spiral $k_d = d/D$.

The following technological, constructional and license limitations are in the form of inequations $f_i \leq 0$ and equations $g_j = 0$ to determine the optimal parameters of vertical high-speed screw conveyors. In particular, technological constraints are described in [4], [5] in detail, so we use main of them without any change:

1. The necessary condition for the efficiency we need Q is found from the known dependence:

$$f_1 = -D^{2,5} (1 - k_d^2) + \frac{8Q}{k_T \varphi_n \omega} \leq 0, \quad (7)$$

where Π_n - coefficient of efficiency, in the first approximating of the conveyor-mixer space filling which also takes into account the кожуха diameter increase comparing to the spiral diameter; ω - screw angular velocity.

2. Technological requirement of spiral fabrication of strip breakdown [4], [5]:

$$f_2 = -k_d + \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{\text{дон}}^2} / \pi \phi_{\text{дон}} \leq 0, \quad (8)$$

where $f_2 = -k_d + \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{\text{дон}}^2} / \pi \phi_{\text{дон}} \leq 0$, - permissible coefficient of metal elongation inequality, determined by coefficient of elongation $\phi_{\text{дон}} = (1 + 2\delta_5)^2$.

3. Technological requirement of providing the strip resistance while spiral making is known [4], [5]:

За критерій матеріаломісткості гвинтової транспортно-технологічної системи, аналогічно [4], [5] приймаємо величину відношення маси конвеєра-змішувача одиничної довжини заданої продуктивності Q . Критерій за матеріалоємністю, для випадку заданої продуктивності, використовується для випадку, коли такий фактор є одним із визначальних (для мобільних систем) і функція транспортування є домінуючою. В цьому випадку задача мінімізації матеріалоємності (вартості) конвеєра визначається за критерієм

де V_1, V_2, V_3 – відповідно об'єми кожуха змішувача; гвинтової спіралі та центрального вала; ρ_i - густини матеріалів (чи їх собівартість), з якого виготовлені α_1 - кожух, α_2 - гвинтова спіраль та α_3 - центральний вал. Об'єм кожуха, гвинтової спіралі та центрального вала змішувача одиничної довжини, відповідно визначається аналогічно [4]:

де S_K - товщина стінки кожуха; S_d - товщина стінки пустотілого вала; H - товщина спіралі; k_z - коефіцієнт зазору між спіраллю та кожухом, приймається згідно характеристик вантажу $k_z = 2z/D = 0,21 - 0,23$; k_T - коефіцієнт кроку T спіралі, $k_T = T/D = \pi \operatorname{tg} \alpha$; k_d - коефіцієнт, що оцінюється відношенням внутрішнього d і зовнішнього D діаметрів гвинтової спіралі, $k_d = d/D$. На визначення оптимальних параметрів вертикальних швидкохідних гвинтових конвеєрів накладаються такі технологічні, конструктивні та експлуатаційні обмеження у вигляді нерівностей $f_i \leq 0$ та рівнянь $g_j = 0$. Зокрема технологічні обмеження детально описані в [4], [5] і тому використовуємо основні з них без змін:

1. Умова забезпечення потрібної продуктивності Q визначається із відомої залежності:

де φ_n - коефіцієнт продуктивності, в першому наближенні наповнення простору конвеєра-змішувача, що враховує також збільшення діаметра кожуха, порівняно із діаметром спіралі; ω - кутова швидкість шнека.

2. Технологічна умова формування спіралі із полосової заготовки, [4], [5]:

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

3. Технологічна умова забезпечення стійкості смуги при виготовленні спіралі є відомою [4], [5]:

$$f_3 = D(1 - k_d) - \frac{2H}{\delta} \leq 0, \quad (9)$$

where δ - permissible specific thickness of a helical spiral workpiece after rolling $\delta = 0.02...0.03$ after winding $\delta = 0.05...0.07$

4. For long conveyors the condition is introduced to provide hollow sleeve endurance at rotation by torsional moment on stiff shaft $T_2 = N / \omega$:

де δ - допустима питома товщина заготовки гвинтової спіралі, отриманої прокатуванням $\delta = 0,02...0,03$, отриманої навиванням $\delta = 0,05...0,7$.

4. Для довгих конвеєрів вводять умову забезпечення міцності пустотілого вала при крученні крутильним моментом $T_2 = N / \omega$ на валу:

$$f_4 = -S_d(k_d D)^2(1 + k_d S_d / D) + \frac{T_2}{\pi[\tau_{sp}]} \leq 0, \quad (10)$$

where $[\tau_{sp}]$ - permissible torsional stress of shaft material.

5. Providing condition of helical spiral endurance while in operation:

де $[\tau_{sp}]$ - допустиме напруження кручення матеріалу вала.

5. Умова забезпечення стійкості гвинтової спіралі в процесі роботи:

$$f_5 = \frac{K_{CT} D H^3 E (1 - k_d)}{\sqrt{1 + k_T}} - T_2 \leq 0, \quad (11)$$

where K_{CT} - trial coefficient; E - Young's modulus.

6. Condition for the calculated friction factor μ_1 choice, taking into account the most unfavorable conditions:

де K_{CT} - експериментальний коефіцієнт; E - модуль Юнга.

6. Умова вибору розрахункового значення коефіцієнта тертя μ_1 , виходячи із найбільш несприятливих умов:

$$f_7 = \mu_1 - \mu_{\max} \leq 0. \quad (12)$$

Constraints $g_j = 0$, imposed on design and technological parameters of screw conveyor are: Compatibility of screw surface lead angle and minimal power consumption condition (4). Compatibility of dynamic similitude factor and minimal power consumption condition

Обмеження $g_j = 0$, що накладаються конструктивні та технологічні параметри гвинтового конвеєра мають такий вигляд.

Відповідність кута підйому гвинтової поверхні умові мінімальної енергоємності згідно (4). Відповідність критерію динамічної подібності умові мінімальної енергоємності

$$g_3 = \mu_2 P_k S_{CT}^2 - k_p \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) = 0. \quad (13)$$

After transformations the given condition looks like

Після перетворень дана умова набуває вигляду

$$g_3 = \mu_2 D \omega^2 (0,3 + 0,1\mu_1)^2 (1 - 0,25\mu_1 + 0,1\mu_1^2) - 2gk_p (0,25 + 0,9\mu_1) = 0. \quad (13a)$$

where k_p - flow reduction coefficient, is observed and in the first approximation is adopted $k_p = 1$.

As basic design and technological parameters of screw conveyors, i.e. as independent changeable components in screw conveyors optimization we'll take those as in the known optimization models: $x_1 = D$ - sleeve external parameters; $x_2 = \omega$ - angular rate of rotation of helical spiral $x_3 = \operatorname{tg} \alpha = T / (\pi D)$ - helix angle tg determined by helical spiral pitch T ; $x_4 = k_d = d / D$ - coefficient estimated by correlation of internal d and external D diameters of helix spiral; $x_5 = H$ - helix spiral thickness. Besides, we'll introduce the parameter determining the characteristics of screw transporting schedule $x_6 = \mu_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$ - calculated value of load friction factor to spiral surface.

Search of parameters x_k optimizing the objective function F_0 at constraints $f_i \leq 0$, $g_j = 0$ is similarly to

де k_p - коефіцієнт приведення до потоку, визначається експериментально і в першому наближенні приймається $k_p = 1$.

За основні конструктивні і технологічні параметри гвинтових конвеєрів, тобто за незалежні змінні при оптимізації гвинтових конвеєрів приймемо такі, як і у відомих оптимізаційних моделях: $x_1 = D$ - зовнішній діаметр кожуха; $x_2 = \omega$ - кутова швидкість обертання гвинтової спіралі $x_3 = \operatorname{tg} \alpha = T / (\pi D)$ - тангенс кута підйому витка, що визначається кроком гвинтової спіралі T ; $x_4 = k_d = d / D$ - коефіцієнт, що оцінюється відношенням внутрішнього d і зовнішнього D діаметрів гвинтової спіралі; $x_5 = H$ - товщина гвинтової спіралі. Крім цього, введемо параметр, що визначає характеристики режиму гвинтового транспортування $x_6 = \mu_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$ - розрахункове значення коефіцієнта тертя вантажу до поверхні спіралі.

[4, 5], using Kuhn-Tucker conditions, when for the nonlinear programming problem in the given setting there are the following multipliers $u_i \geq 0$, $i = 1, 2, \dots, n$, that $u_i f_i = 0$ and $\partial \varphi(x_i, u_i) / \partial x_j = 0$, where $\varphi(x_j, u_i) = F_0 + \sum_{i=1}^n u_i f_i$

Constraints $g_j = 0$ are used for the problem order reduction, i.e. for the independent parameters number reduction.

Objective function (factor of quality) in the given nonlinear programming problem, taking into account (5) and (6), is put down in this way:

$$F_0 = \pi x_1 [\alpha_1 S_k (1 + k_2 + S_k / x_1) + \alpha_2 x_5 (1 - x_4) \sqrt{1 + 1/x_3} + \pi \alpha_3 S_d x_1 (x_4 - S_d / x_1)] . \quad (14)$$

Thereafter, the parameters satisfying the optimum conditions and unknown parameters can be found from the equations set.

$$\partial \varphi(x_j, u_i) / \partial x_j = \frac{\partial F_0}{\partial x_j} + \sum_{i=1}^n (u_i + \frac{\partial f_i}{\partial x_j}) = 0; \quad u_i f_i = 0 .$$

RESULTS AND DISCUSSION

New conditions introduction $g_j = 0$, providing low energy-consuming operating modes of conveyor, which allow to have a new parameter $x_2 = \omega$ out the linear programming problem solution, so it doesn't change the solution structure of the very optimization model and calculation schemes for determining the optimal parameters, shown in [4], [5], but only makes them more specific. Accordingly, we are finding the solution of the optimization problem similar to [4], according to two calculation schemes with primal constraints on conveyor capacity and additional constraints on technology of spiral making and on the shaft strength (for long conveyors). Accordingly, we define the following order of searching of optimal design values and technological parameters of high-speed screw conveyor:

1. According to technical specifications of transportation to provide all load nomenclature processing $f_7 = 0$, therefore.

From situation $g_1 = 0$ angle of screw ascent is determined $\alpha = 0.25$ on external diameter, minimizing the power parameters of transportation and lead coefficient.

$$\operatorname{tg} \alpha = 0.25 - 0.1 \mu_{1 \max} . \quad (16)$$

$$k_T = T / D = \pi \operatorname{tg} \alpha . \quad (17)$$

In case, when $k_T \leq k_{T \min}$, we adopt that $\operatorname{tg} \alpha = k_T / \pi$. If purpose-built conveyor is designed for transportation of only one kind of load with friction factor μ_1 , then $\operatorname{tg} \alpha = 0.25 - 0.1 \mu_1$ is adopted.

2. From situation $g_2 = g_3 = 0$ conveyor power speed coefficient is determined:

Пошук параметрів x_k , що оптимізують цільову функцію F_0 при заданих обмеженнях $f_i \leq 0$, $g_j = 0$ шукаємо, аналогічно [4, 5], з використанням умов Куна-Такера, за якими для задачі нелінійного програмування в даній постановці існують такі множники $u_i \geq 0$, $i = 1, 2, \dots, n$, що $u_i f_i = 0$ і $\partial \varphi(x_i, u_i) / \partial x_j = 0$, де $\varphi(x_j, u_i) = F_0 + \sum_{i=1}^n u_i f_i$.

Обмеження $g_j = 0$ використовуємо для зменшення розмірності задачі, тобто для зменшення кількості незалежних параметрів.

Функція мети (критерій якості) в даній задачі нелінійного програмування, з врахуванням (5) та (6), запишемо в такому вигляді:

Відповідно, параметри, що задовольняють умови оптимуму та невідомі коефіцієнти, шукаємо із системи рівнянь $\partial \varphi(x_j, u_i) / \partial x_j = \frac{\partial F_0}{\partial x_j} + \sum_{i=1}^n (u_i + \frac{\partial f_i}{\partial x_j}) = 0$; $u_i f_i = 0$.

РЕЗУЛЬТАТИ

Введення нових умов $g_j = 0$, що забезпечують малоенергоємні режими роботи конвеєра, дозволяє вивести новий параметр $x_2 = \omega$ за межі розв'язку задачі лінійного програмування а тому не змінює структуру розв'язку самої оптимізаційної моделі та розрахункові схеми визначення оптимальних параметрів, наведеної в [4], [5], а тільки конкретизує їх. Відповідно, розв'язок оптимізаційної задачі проводимо аналогічно [4], за двома розрахунковими схемами з основним обмеженням за продуктивністю конвеєрами і додатковим обмеженням за технологією виготовлення спіралі і за міцністю вала (для довгих конвеєрів). Відповідно, визначаємо такий порядок пошуку оптимальних конструктивно-технологічних параметрів швидкохідного гвинтового конвеєра:

1. За технічними умовами транспортування для забезпечення переробки всієї номенклатури вантажів приймають $f_7 = 0$, звідки

$$\mu_1 = \mu_{1 \max} . \quad (18)$$

Визначають із умови $g_1 = 0$ кут підйому гвинта $\alpha = 0.25$ по зовнішньому діаметру, що мінімізує енергосилові параметри транспортування та коефіцієнт кроку

У випадку, коли $k_T \leq k_{T \min}$, приймаємо $\operatorname{tg} \alpha = k_T / \pi$.

Якщо проектується спеціалізований конвеєр для транспортування тільки одного виду вантажу з коефіцієнтом тертя μ_1 , то приймають $\operatorname{tg} \alpha = 0.25 - 0.1 \mu_1$.

2. Із умови $g_2 = g_3 = 0$ визначають коефіцієнт швидкохідності конвеєра:

$$P_k = \frac{k_p \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\mu_2 S c_{\pi}^2} = \frac{k_p(0,25 + 0,9\mu_1)}{\mu_2(0,3 + 0,1\mu_1)^2(1 - 0,25\mu_1 + 0,1\mu_1^2)}, \quad (18)$$

3. From technological situation $f_1=0$ the ratio k_d of screw internal and external diameters is found

3. Із технологічної умови $f_1=0$ визначають співвідношення k_d між внутрішнім і зовнішнім діаметрами спіралі

$$k_d = \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{\text{дон}}^2} / \pi \phi_{\text{дон}} \leq 0, \quad (19)$$

4. From the equation set solution $f_1=0$ and $g_3=0$ at the given efficiency rotating speed is found:

4. Із розв'язку системи рівнянь $f_1=0$ та $g_3=0$ за заданою продуктивністю визначають кутову швидкість:

$$\omega = \left[\frac{\pi \varphi g^3 \operatorname{tg} \alpha \cdot P_k^3 (1 - k_d^2) (1 - S c_{\pi})}{Q(1 + C_{\beta})} \right]^{1/5} = \sqrt[5]{\frac{\varphi_n g^3 (1 - k_d^2)}{\mu_2^3 Q}} K_{\omega}(\mu_1), \quad (20)$$

where $K_{\omega}(\mu_1)$ - depends only on μ_1 and is found by simplification of the previous one taking into account the values P_k , $S c_{\pi}$, and C_{β} .

де $K_{\omega}(\mu_1)$ - вираз, що залежить тільки від μ_1 і отримується спрощенням попереднього із врахуванням значень P_k , $S c_{\pi}$, та C_{β} .

5. Screw internal and external diameters are found

5. Визначають зовнішній і внутрішній діаметр спіралі

$$D = \sqrt{2 P_k g / \omega^2} = \frac{g^{1/5} Q^{1/10} K_D(\mu_1)}{\mu_2^{1/5} \varphi_n^{1/10} (1 - k_d^2)^{1/10}}. \quad (21)$$

6. Lead of a helix is determined by the dependence

6. Крок спіралі визначається за залежністю

$$T = k_T D. \quad (22)$$

7. Spiral internal diameter (shaft diameter), as such

7. Внутрішній діаметр спіралі (діаметр вала), відповідно

$$d = k_d D = D \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{\text{дон}}^2} / \pi \phi_{\text{дон}}. \quad (23)$$

8. Spiral thickness from the situation $f_3 = 0$

8. Товщина спіралі із умови $f_3 = 0$

$$H = \delta(D - d) / 2. \quad (24)$$

For specific spirals, namely for elastic spirals, values $H = \delta(D - d) / 2$ are inspected on the conformance to situation $f_5 \leq 0$.

Для спеціальних спіралей, зокрема для спіралей з еластичних матеріалів, значення $H = \delta(D - d) / 2$ перевіряють на відповідність умові $f_5 \leq 0$.

9. Axial velocity of load transportation according to [6], [7] is determined by the dependence

9. Осьова швидкість транспортування вантажу згідно [6], [7] визначається за залежністю

$$v_{\pi} = \frac{T \omega}{2\pi} \cdot \frac{1 - S c_{\pi}}{1 + C_{\beta}}. \quad (25)$$

10. Vertical conveyor transportation capacity, providing the efficiency Q of length L at load transporting, by bulk density ρ_{π}

10. Потужність транспортування вертикального конвеєра, що забезпечує продуктивність Q довжиною L при транспортуванні вантажу, насипною густиною ρ_{π}

$$N = \rho_{\pi} g Q L W = \frac{\rho_{\pi} g Q L C_{\beta} (S c_{\pi} + C_{\beta})^3}{S c_{\pi} (1 + C_{\beta}) (1 - S c_{\pi}) \operatorname{tg}^2 \alpha \sqrt{(S c_{\pi} + C_{\beta})^2 + (1 - S c_{\pi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}. \quad (26)$$

Behavior of vertical screw conveyor angular velocity and its spiral diameter, minimizing the conveyor power capacity at different rheological properties of load, is shown on fig.1.

Характер зміни кутової швидкості вертикального гвинтового конвеєра та діаметру його спіралі, що мінімізують енергоємність конвеєра при різних реологічних властивостях вантажу, наведений на рис.1.

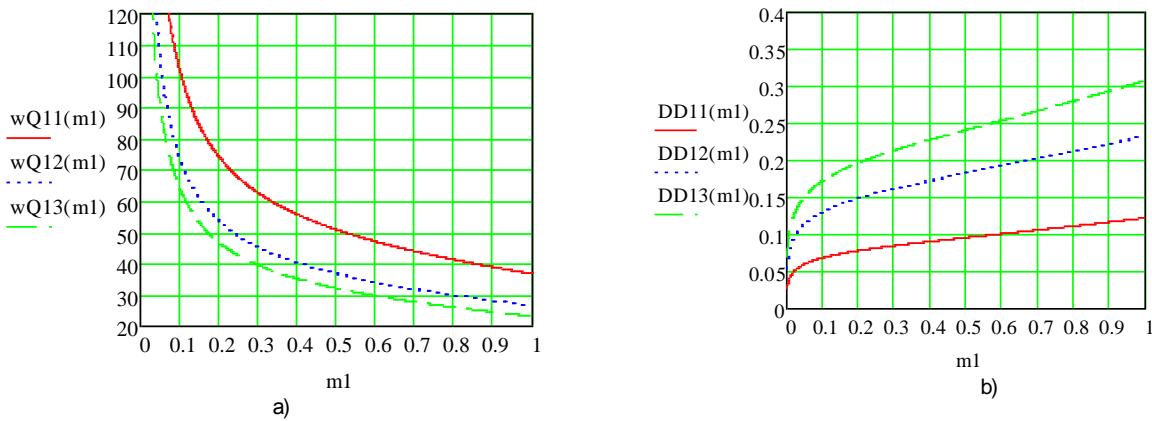


Fig. 1. Change of rational value of angular velocity $\omega(\mu) = wQ(m1)$, c-1 (a) and spiral external screw diameter $D(\mu) = DD(m1)$, m (b) from load friction ratio to the spiral (sleeve) surface, $\mu_1 = \mu_2$, for the given conveyor efficiency

In case of long screw conveyors their shafts bear heavy torsion load, hence the received values d are tested on limits. At its violation the internal diameter is determined by the approximating dependence

Для довгих гвинтових конвеєрів їх вали несуть значні крутні навантаження, а тому отримані значення d перевіряють на відповідність обмеженню.

При його порушенні внутрішній діаметр визначають по наближеній залежності

$$d = \sqrt{\frac{2k_M M_{xp}}{\pi S_d [\tau_{xp}]}} \tag{27}$$

Further the spiral external diameter is specified

В подальшому уточнюють зовнішній діаметр спіралі

$$D_i = \sqrt[3]{d^2 D_{i-1} + \frac{8Q}{k_f \varphi_n \omega_{i-1}}} \tag{28}$$

where values D_{i-1} and ω_{i-1} are taken from the previous calculations.

де значення D_{i-1} та ω_{i-1} беруть із попередніх розрахунків.

At significant difference of values D_{i-1} and D_i the coefficient $k_{\sigma} = d/D$ is specified and calculated value of angular velocity ω is specified according to dependence (20).

При значному розходженні значень D_{i-1} та D_i уточнюють коефіцієнт $k_{\sigma} = d/D$ та уточнюють розрахункове значення кутової швидкості ω згідно залежності (20).

For horizontal and low falling high-speed screw conveyors there is no critical angular speed, hence the parameter $Sc=0$, and a rational angle of helical spiral lifting versus friction factor is determined graphically, e.g. according to [8].

Для горизонтальних та низько нахилених швидкохідних гвинтових конвеєрів не існує критичної кутової швидкості, а тому параметр $Sc=0$, а раціональний кут підйому гвинтової спіралі в залежності від коефіцієнту тертя визначається графічно, наприклад згідно [8].

In case of loading-unloading transporting screw systems, having two screw conveyors – loading and unloading, the normal working condition is to provide more efficient unloading conveyor Q_2 than a loading one Q_1 at any conditions, that is

У випадку завантажувально-розвантажувальної транспортної гвинтової системи, яка має два гвинтових конвеєри – забірний і вивантажувальний, умова її нормальної роботи полягає в забезпеченні продуктивності вивантажувального конвеєра Q_2 більшої ніж забірного Q_1 за всяких умов, тобто

$$Q_{2min} \geq \lambda Q_{1max} \tag{29}$$

where λ - safety margin $\lambda = 1.2 \dots 1.3$ depending on the working conditions. Q_{1max} - is reached at horizontal position of loading conveyor, and Q_{2min} - at vertical one of unloading conveyor.

де λ - коефіцієнт запасу $\lambda = 1,2 \dots 1,3$ залежно від умов роботи. Q_{1max} - досягається при горизонтальному розміщенні забірного конвеєра, а Q_{2min} - при вертикальному вивантажувального.

Situation (29) in the first approximating is:

Умова (29) в першому наближенні буде

$$\frac{\varphi_{n2} D_2^2 \omega_2 \operatorname{tg} \alpha_2 (1 - Sc_{n2})}{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_2)} \geq \frac{\lambda \varphi_{n1} D_1^2 \omega_1 \operatorname{tg} \alpha_1}{1 + \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1)} \quad (30)$$

The ratio we received allow to calculate with high accuracy the optimal constructional and technological parameters of screw conveyors (SC), providing the necessary mixture quality at high efficiency of transportation process.

Отримані співвідношення дозволяють з високою точністю обчислити оптимальні конструктивні й технологічні параметри гвинтових конвеєрів (ГК), при яких забезпечується потрібна якість суміші при високій ефективності процесу транспортування.

CONCLUSION

Theoretical basis of optimization of high-speed conveyors for granular materials transportation is developed. The nonlinear programming problem is solved using Kuhn-Tucker conditions.

The procedure of calculations of rational constructional parameters and conveyors-mixers operating regimes is developed. It consists of ten main stages with derived analytical dependences.

REFERENCES

- [1]. Alecsandrov M. P. (1974) - *Handling machines*. Mechanical Engineering, Moscow, pp.503;
- [2]. *Augers for agricultural machines*. (1973) GOST 2705 - 73: Publishing House of the standards, Moscow, 16 с.
- [3]. Hrigoriev A.M. (1972) - *Screw conveyers*. Mashynostrojenije, Moscow, pp.286;
- [4]. Hevko B.M. Rohatynsky R.M. (1989) - *Screw feeding mechanisms of agricultural machines*. High school, Lviv, pp.175;
- [5]. Hevko B. M. Rohatynsky R.M. (1987) - *Optimization of the design parameters of the screw conveyors*. Math. Universities, Engineering-No.5 Moscow, pp.109–114;
- [6]. Loveykin V. S., Rohatynska O.R. (2004) - *Optimization of screw conveyors*. - Handling Machinery. No.2, pp. 8-15.
- [7]. Rohatynka O.R., Dudun Y.V., Rohatynka L. R., Klendiy M. B. (2006) - *Optimization of design parameters and vertical screw conveyors*. - Journal of Kharkov Petro Vasilenko National Technical University of Agriculture, Vol 2, No.44 "Mechanization of agriculture." Harkiv, pp.258-264,
- [8]. Rohatynsky R.M., Hevko I.B., Dyachun A.E. (2014) - *Research and application basics of screw transport and technological mechanisms*. - TNTU Ivan Pul'uj, Ternopil, pp.278.
- [9]. *Standard Screw conveyors for feed* (1980) Basic information: GOST 23976 - 80. Publishing House of the standards, Moscow, with19.
- [10]. Volkov P. A., Gnutov A. N., Diachkov V.K. et all (1984) *Conveyors* - Mechanical Engineering, Leningrad, pp.367.

ВИСНОВОК

Розроблено теоретичні основи оптимізації швидкохідних транспортерів для транспортування сипких матеріалів. Розв'язано задачу нелінійного програмування з використанням умов Куна-Таккера.

Розроблено методику розрахунку раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи гвинтових конвеєрів у вигляді десяти основних етапів з виведеними аналітичними залежностями.

БІБЛІОГРАФІЯ

- [1]. Александров М. П. (1974) - *Подъемно-транспортные машины*. – Машиностроение., – 503 с., Москва;
- [2]. ГОСТ Шнеки для сельскохозяйственных машин : ГОСТ 2705 - 73. - Изд-во стандартов 1973, 16с., - (Національні стандарти України);
- [3]. Григорьев А.М. (1972) - *Винтовые конвейеры*. Машиностроение., - 286 с., Москва;
- [4]. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. (1989) - *Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин*. Выща школа, – 175 с., Львов.
- [5]. Гевко Б.М. Рогатынский Р.М. (1987) - *Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров*. Машиностроение., – №5. – С. 109 – 114 - Москва;
- [6]. Ловейкин В.С., Рогатынская О.Р. (2004) *Оптимизация режимов работы гвинтовых конвейеров / Підійомно-транспортна техніка*. № 2, - С. 8-15,;
- [7]. Рогатынская О. Р., Дудін Ю. В, Рогатынская Л. Р., Клендій М. Б. (2006.) - *Оптимизация режимов работы та конструктивных параметров вертикальных гвинтовых конвейеров*. - Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Т. 2, № 44 „Механізація сільськогосподарського виробництва”. – С. 258-264. – Харків;
- [8]. Рогатынский Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є. (2014) - *Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів*. – ТНТУ імені Івана Пулюя, – 278 с., Тернопіль.
- [9]. ГОСТ Конвейеры винтовые для кормов. Основные параметры: ГОСТ 23976 - 80. – Изд-во стандартов 19 с. - (Національні стандарти України);
- [10]. Конвейеры: (1984) - Справочник [Волков Р. А., Гнутов А. Н., Дьячков В. К. и др.] ; под общ. ред. Ю.А. Пертена. Машиностроение, – 367 с., Ленинград.