

МОДЕЛЮВАННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

Побудовано модель гвинтового конвеєра та приведено її аналіз. Уточнені умови мінімуму енергоємності гвинтового конвеєра. Отримано аналітичні залежності для розрахунку швидкохідного гвинтового конвеєра за визначеними безрозмірними параметрами транспортування.

Гвинтові конвеєри є одними із найбільш поширених машин неперервного транспорту. Поряд із такими перевагами, як простота конструкції, висока надійність, герметичність тощо, вони мають ряд недоліків, серед яких підвищені витрати на транспортування, нестабільні перехідні процеси, підвищені динамічні навантаження при пуску з наповненим жолобом (при вимушеній зупинці). Все це робить актуальними дослідження кінематичного та динамічного режимів роботи гвинтових конвеєрів із пошуком оптимальних методів керування його характеристиками.

За принципом транспортування сипучого вантажу, існує поділ гвинтових конвеєрів на тихохідні та швидкохідні [1,2,3], із, відповідно, тільки осьовим транспортуванням вантажу та переміщенням його за гвинтовою траєкторією. В проміжку між цими режимами роботи, в діапазоні кутових швидкостей $\omega = 150-400 \text{ с}^{-1}$, спостерігається проміжна зона нестабільного транспортування, з можливими автоколивними процесами [4], в якій горизонтальне транспортування проходить із значним перемішуванням вантажу і, відповідно, енергетичними втратами, а транспортування під певним кутом нахилу траси $\gamma (30^\circ < \gamma < 70^\circ)$ при коефіцієнті заповнення конвеєра $\phi < 0,6$ взагалі неможливе [2]. Швидкохідні гвинтові конвеєри забезпечують стабільну подачу сипучого вантажу на різних трасах, і їх швидкісний режим характеризується коефіцієнтом швидкохідності $P = D\omega^2 / (2g) > 10$ [2,3], де ω - відповідно кут швидкості обертання гвинтового робочого органу (шнека), D - зовнішній діаметр гвинтової поверхні робочого органу. Підвищення коефіцієнта швидкохідності стабілізує процес транспортування вантажу, проте збільшення частоти обертання гвинтового конвеєра призводить до підвищення його енергоємності та погіршення умов завантаження і зменшення коефіцієнту заповнення конвеєра [2].

На вибір режимів роботи швидкохідних конвеєрів та енергосилові параметри транспортування великий вплив мають такі фактори, як: згадуваний параметр швидкісного режиму транспортування (коефіцієнт швидкохідності) P ; коефіцієнт кроку $k_T = T/D$, що задає кут нахилу α гвинтової поверхні, $\tan \alpha = k_T / \pi$; коефіцієнти зовнішнього тертя вантажу до поверхонь, відповідно, гвинтового робочого органу та жолоба μ_1 і μ_2 . Причому вплив вказаних факторів неоднозначний. Наприклад, у вертикальному конвеєрі осьова швидкість однозначно збільшується із ростом ω , D , знижується із ростом μ_1 і має оптимум в зоні зміни μ_2 та α . Зниження питомої енергоємності гвинтових конвеєрів однозначно досягається зниженням коефіцієнту тертя μ_1 та пошуком зони оптимуму для інших параметрів. А тому в задачах оптимального вибору параметрів та режимів роботи із умови мінімізації енергоємності процесу транспортування необхідний комплексний підхід із врахуванням можливої зміни всіх значущих факторів [5], що створює суттєві труднощі для їх розв'язку в загальному вигляді. Задачею даного дослідження було, на основі аналізу моделей транспортування сипкого вантажу в гвинтових конвеєрах, визначення основних закономірностей впливу досліджуваних параметрів на основні критерії процесу, зокрема на питому енергоємність транспортування.

Попередній аналіз для постановки оптимізаційних задач проводився за допомогою широко апробованого методу дослідження руху матеріальної частинки з

приведеними параметрами [2,3]. Для аналізу енерговитрат гвинтових конвеєрів брали найбільш несприятливий випадок вертикального розташування конвеєра.

Розподіл сил, прикладених до частинки вантажу, що рівномірно переміщується у вертикальному конвеєрі, визначали на основі відомої векторної рівності, [3]

$$\vec{F}_1 + \vec{G} = \vec{F}_2, \quad (1)$$

де $\vec{F}_1$ та $\vec{F}_2$ - вектори сил, прикладених до частинки відповідно з боку шнека та жолоба; $\vec{G}$ - вектор сили тяжіння.

Враховуючи, що $F_2 = 0,5\mu_2 m D \omega_A^2$, зусилля, прикладене до частинки рухомих шнеком, дорівнює

$$F_1 = mg \left[\cos(\alpha + \varphi_1) + \sqrt{\frac{\mu_2^2 \omega_A^4 D^2}{4g^2} - \sin^2(\alpha + \varphi_1)} \right], \quad (2)$$

де m - маса частинки, g - прискорення земного тяжіння; ω_A - кутова швидкість оберткової складової руху частинки; φ_1 - кут тертя частинки до поверхні шнека, $\varphi_1 = \arctg \mu_1$.

Аналогічно, при переході до розгляду потоку вантажу, для виділеного елемента потоку dm визначали сили dF_1 та dF_2 при приведених параметрах D_ρ та α_ρ [2,3].

При відомій кутовій швидкості шнека, кутова швидкість частинки

$$\omega_A = \frac{\omega}{1 + \tg \beta / \tg \alpha}. \quad (3)$$

Кут β задає нахил гвинтової траєкторії руху частинки до площини нормального перерізу конвеєра, а отже і всі шукані кінематичні параметри частинки. Тобто задача визначення кінематики частинки при її транспортуванні у вертикальному конвеєрі зводиться до пошуку параметра β , який для вертикального конвеєра найбільш простіше визначається за ітераційною залежністю аналогічно [3]

$$\tg \beta_i = \tg \alpha \left\{ \frac{A_{i-1}}{2} \left[\sqrt{1 + \frac{4}{A_{i-1} \sin \alpha (\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha)}} - 1 \right] - 1 \right\}, \quad (4)$$

$$\text{де } A_{i-1} = \frac{\mu_2 \omega^2 D \tg \alpha \cos \beta_{i-1}}{2g \sin \gamma}.$$

Початкове значення $\beta_{i=0}$ для залежності (4) можна прийняти $\beta_0 = \pi/2 - \alpha - \varphi_1$ чи $\beta_{0k} = 0$, що відповідає крайнім його значенням, відповідно для швидкохідного режиму ($\omega \rightarrow \infty$) та випадку призупинення подачі в осьовому напрямку ($v_z = 0$). Після двох ітерацій похибка обчислення β не перевищувала 0,5%.

В моделі осьова складова швидкості частинки визначалась за залежністю [1,2].

$$v_z = T(\omega - \omega_A) / (2\pi). \quad (5)$$

Потужність на робочому органі приймалась

$$N = 0,5 F_1 D \omega \sin(\alpha + \varphi_1). \quad (6)$$

Для встановлення критерію енергоємності конвеєра розглянемо виділений об'єм потоку на довжині конвеєра dl , що має масу [3]

$$dm = \frac{\rho Q dl}{v_z},$$

де ρ - насипна густина виділеного елемента.

На його транспортування витрачається потужність dN , що визначається аналогічно до (6). Відповідно питома енергоємність (ГОСТ 23076-80) одного метра конвеєра для забезпечення одиничного об'ємного розходу вантажу визначається як

$$W = \frac{dN}{Qdl} = \frac{\mu_2 \rho D^2 \omega_A^2 \omega \cos \beta}{4v_z} \quad (7)$$

За результатами моделювання руху частинки проведений детальний аналіз впливу параметрів процесу на показники питомої енергоємності транспортування та виявлені фактори забезпечення керованості показників якості транспортування. Підтверджені основні особливості вибору параметрів процесу транспортування, що полягають в домінуючому впливі швидкісного режиму (кутової швидкості ω робочого органу) та кута нахилу гвинтової поверхні α на критерії транспортування. Особливу увагу приділено дослідженню впливу коефіцієнтів тертя на кінематичні та енергосилові параметри процесу транспортування вантажу вертикальними гвинтовими конвеєрами. Встановлено, що низькі значення коефіцієнта тертя вантажу до поверхні жолоба μ_2 не забезпечують належної осьової швидкості транспортування і відповідно погіршують і інші параметри, рис.1. Одночасне підвищення коефіцієнтів μ_1 і μ_2 призводить до суттєвого росту питомої енергоємності транспортування, рис. 2. В той же час зниження тільки коефіцієнту тертя μ_1 завжди призводить до покращення параметрів процесу. А його стабілізація на певному низькому рівні (наприклад $\mu_1 = 0,2 = const$), рис. 1,2, дозволяє підтримувати низький рівень питомої енергоємності процесу транспортування в широкому діапазоні зміни коефіцієнта тертя вантажу до жолоба ($0,2 < \mu_2 < 1$) при постійному рості осьової швидкості і, відповідно, продуктивності транспортування. Дані приведені для випадку вертикального конвеєра з параметрами $D = 0,1$ м, $T = 0,06$ м, $\omega = 65$ с⁻¹. Подальші ілюстрації свідчать про позитивний вплив забезпечення низького рівня тертя вантажу до гвинтової поверхні і при зміні цих параметрів.

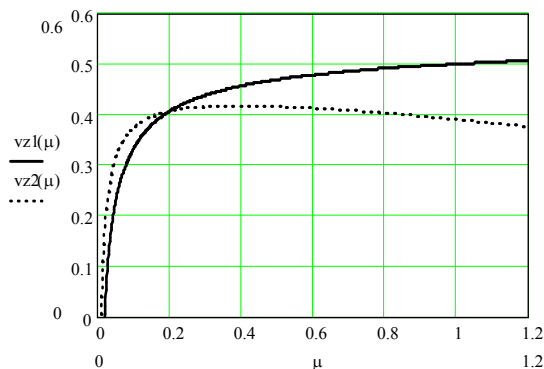


Рис. 1. Зміна осьової швидкості транспортування v_z від коефіцієнта тертя μ_2 вантажу до жолоба:
1- при $\mu_1 = 0,2 = const$ – крива $v_{z1}(\mu)$;
2 - при одночасній зміні μ_1 та μ_2 ($\mu_1 = \mu_2$) – крива $v_{z2}(\mu)$

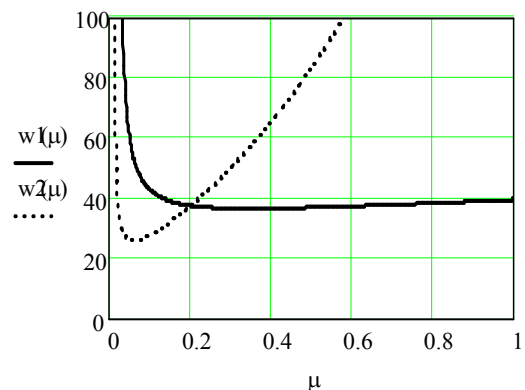


Рис. 2. Зміна питомої енергоємності транспортування W від коефіцієнта тертя μ_2 вантажу до жолоба:
1- при $\mu_1 = 0,2 = const$ – крива $w1(\mu)$;
2 - при одночасній зміні μ_1 та μ_2 ($\mu_1 = \mu_2$) – крива $w2(\mu)$

На рис. 3 та рис. 4 показана зміна кутової швидкості ω_A та швидкості осьового транспортування v_z частинки від зміни величини діаметра гвинта D для вертикального конвеєра з параметрами $D = 0,1$ м, $\omega = 65$ с⁻¹, для випадків $\mu_1 = 0,2$, $\mu_2 = 0,4$ та $\mu_1 = \mu_2 = 0,4$. На рис. 5 та рис. 6 показана зміна швидкості осьового транспортування v_z частинки та кута нахилу гвинтової траєкторії β від зміни кута

нахилу гвинтової поверхні α для випадку вертикального конвеєра з параметрами $\alpha = \arctg(T / \pi D) = 0,245 \text{ рад.}$, $\omega = 65 \text{ с}^{-1}$ для випадків, відповідно, $\mu_1 = 0,2$, $\mu_2 = 0,4$ та $\mu_1 = \mu_2 = 0,4$. Лінія $\alpha 1(\alpha)$, рис. 6, відповідає власним значенням кута α і наведена для порівняння їх з кутами β .

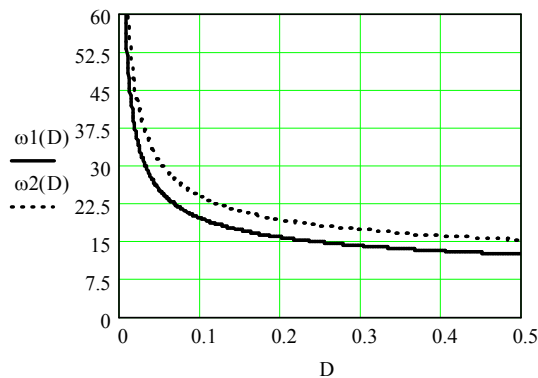


Рис. 3. Зміна кутової швидкості транспортування від діаметра гвинта D :

- 1- при $\mu_1 = 0,2$, $\mu_2 = 0,4$ – крива $\omega 1(D)$;
- 2 - при $\mu_1 = \mu_2 = 0,4$ – крива $\omega 2(D)$

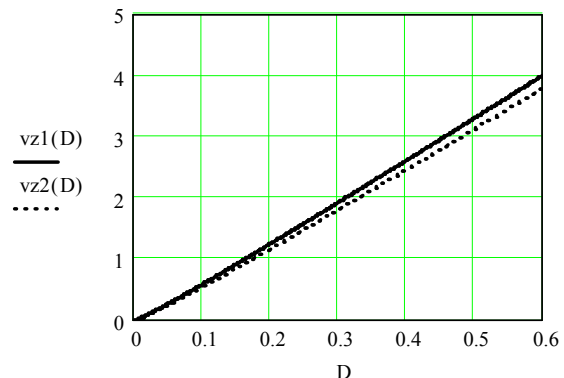


Рис. 4. Зміна осьової швидкості транспортування від діаметра гвинта

- 1- При $\mu_1 = 0,2 = \text{const}$ – крива $vz1(D)$;
- 2- при $\mu_1 = \mu_2 = 0,4$ – крива $vz2(D)$

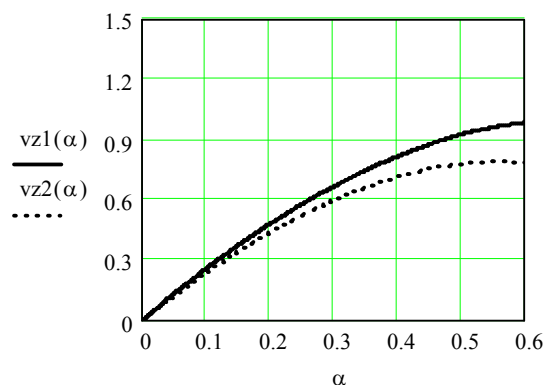


Рис. 5. Зміна осьової швидкості транспортування від кута нахилу α :

- 1- при $\mu_1 = 0,2$, $\mu_2 = 0,4$ – крива $vz1(\alpha)$;
- 2 - при $\mu_1 = \mu_2 = 0,4$ – крива $vz2(\alpha)$.

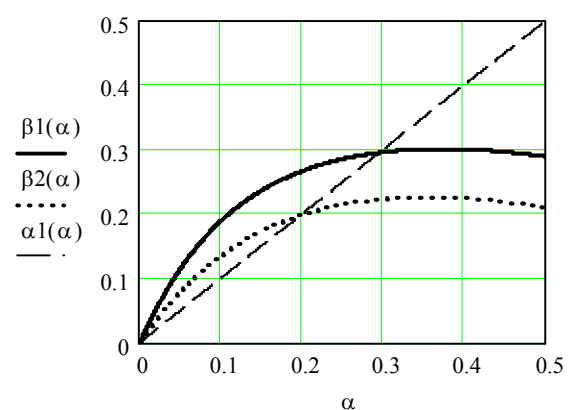


Рис. 6. Зміна кута нахилу гвинтової траси транспортування від нахилу α :

- 1- при $\mu_1 = 0,2$, $\mu_2 = 0,4$ – крива $\beta 1(\alpha)$;
- 2 - при $\mu_1 = \mu_2 = 0,4$ – крива $\beta 2(\alpha)$.

На рис. 7 та рис. 8 наведені графіки зміни питомої енергоємності процесу транспортування W частинки одиничної густини від, відповідно, діаметра гвинтового робочого органу D та кута підйому гвинтової поверхні α для вертикального конвеєра, що обертається з кутовою швидкістю $\omega = 65 \text{ с}^{-1}$. Графіки, що визначають вплив зміни діаметра шнека на параметри транспортування, наведені при постійному значенні кутової швидкості робочого органу і саме цим пояснюється зменшення кутової швидкості частинки та збільшення питомої енергоємності транспортування. При збереженні пропорцій між D та ω , згідно з теорією подібності [2], такого підвищення питомої енергоємності при транспортуванні вантаж не спостерігатиметься. Із аналізу побудованої моделі можна також зробити висновок, що при однакових значеннях коефіцієнтів тертя μ_1 та μ_2 мінімізація енерговитрат (рис.6 та рис. 8) та максимізація швидкості осьової подачі спостерігається при приблизній рівності кутових параметрів α та β . Пониження коефіцієнта тертя μ_1 порівняно із μ_2 призводить до суттєвого зменшення енерговитрат на всіх режимах транспортування.

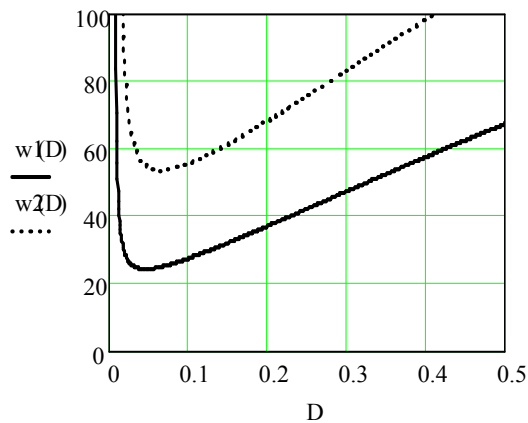


Рис. 7. Зміна питомої енергоємності транспортування W вертикального конвеєра з кутом $\alpha = \arctg(T / \pi D) = 0,245$ від діаметра гвинтового робочого органу D :
1- при $\mu_1 = 0,2$, $\mu_2 = 0,4$ – крива $w1(D)$;
2 - $\mu_1 = \mu_2 = 0,4$ – крива $w2(D)$

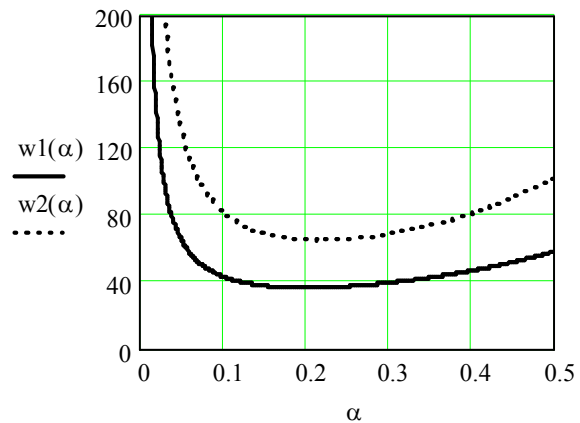


Рис. 8. Зміна питомої енергоємності транспортування W вертикального конвеєра з $D = 0,1$ м від кута нахилу α гвинтової поверхні:
1- при $\mu_1 = 0,2 = const$ – крива $w1(\alpha)$;
2 - при $\mu_1 = \mu_2 = 0,4$ – крива $w2(\alpha)$

На рис. 9 та рис. 10 показано зміну осьової швидкості v_z та питомої енергоємності W транспортування частинки від зміни кутової швидкості гвинтового конвеєра, з яких випливає, що таке збільшення однозначно підвищує продуктивність конвеєра, проте, починаючи з певного значення, питомі енерговитрати, особливо для матеріалів із значним коефіцієнтом зовнішнього тертя, починають зростати. Крім цього, особливо для вертикальних конвеєрів, існує обмеження збільшення їх швидкохідності із умови забезпечення заданого заповнення робочого простору, яке із збільшенням ω знижується.

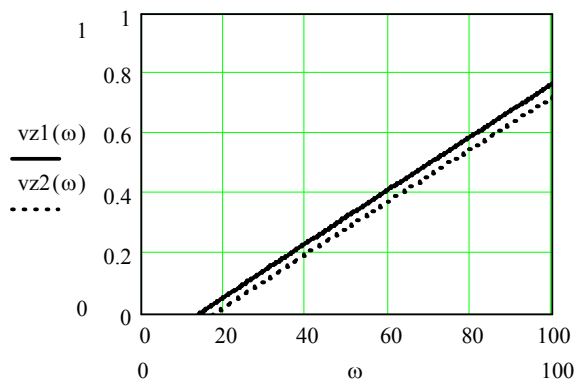


Рис. 9. Зміна осьової швидкості транспортування v_z від кутової швидкості ω :
1- при $\mu_1 = 0,2$, $\mu_2 = 0,4$ – крива $w1(\omega)$;
2 - $\mu_1 = \mu_2 = 0,4$ – крива $w2(\omega)$

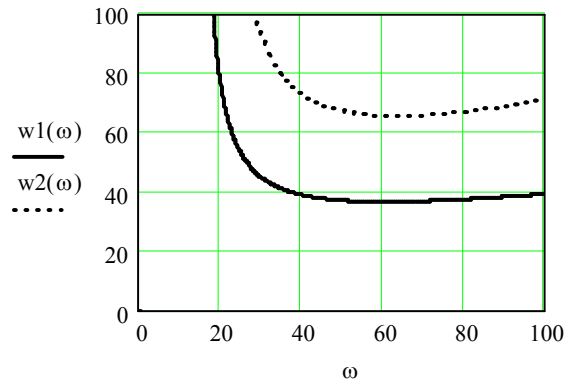


Рис. 10. Зміна питомої енергоємності транспортування W від кутової швидкості ω :
1- при $\mu_1 = 0,2$, $\mu_2 = 0,4$ – крива $w1(\omega)$;
2 - $\mu_1 = \mu_2 = 0,4$ – крива $w2(\omega)$

Одним із основних результатів проведеного аналізу побудованої моделі гвинтового конвеєра є те, що, не залежно від інших параметрів, осьова складова швидкості транспортування v_z (рис. 9), а також кутова швидкість частинки ω_A в залежності від кутової швидкості конвеєра ω змінюються практично лінійно. Отримані результати свідчать, що з похибкою, яка не перевищує 2...3%, зміну осьової швидкості частинки від кутової швидкості шнека ω можна апроксимувати лінійною залежністю, параметри якої визначають з таких умов: при критичній кутовій швидкості ($\omega = \omega_k$)

осьова складова швидкості частинки $v_z = 0$, при $\omega \rightarrow \infty$ осьова складова швидкості максимальна для гвинтового транспортування.

Згідно з [2], критична кутова швидкість вертикального конвеєра, при якій призупиняється осьове транспортування

$$\omega_k = \sqrt{\frac{2g}{\mu_2 D} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)} = \omega \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\mu_2 P}}, \quad (8)$$

а для швидкохідних конвеєрів ($\omega \rightarrow \infty$) осьова складова швидкості частинки не перевищує граничного значення

$$v_{z \max} = \frac{T\omega}{2\pi[1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)\operatorname{tg}\alpha]}. \quad (9)$$

Відповідно зміну осьової складової швидкості частинки можна апроксимувати залежністю

$$v_z = \frac{T(\omega - \omega_k)}{2\pi[1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)\operatorname{tg}\alpha]}. \quad (10)$$

Тоді закон зміни кутової швидкості частинки буде визначатися залежністю

$$\omega_A = \omega - \frac{(\omega - \omega_k)}{1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)\operatorname{tg}\alpha} = \frac{\omega_k + \omega \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)\operatorname{tg}\alpha}{1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)\operatorname{tg}\alpha}, \quad (11)$$

а тангенс кута нахилу гвинтової траєкторії

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{(\omega - \omega_k)\operatorname{tg}\alpha}{\omega_k + \omega \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)\operatorname{tg}\alpha}. \quad (12)$$

Із врахуванням (9) залежність (10) для визначення осьової складової швидкості вертикального конвеєра можна записати

$$v_z = v_{z \max} \left(1 - \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\mu_2 P}} \right). \quad (13)$$

Згідно з [2,3], абсолютна швидкість частинки v та її колова складова v_θ відповідно

$$v = v_z / \sin \beta; \quad v_\theta = v_z / \operatorname{tg}\beta$$

Для похилих гвинтових конвеєрів, згідно з [2], середня величина осьової складової швидкості може бути записана залежністю

$$v_z = \frac{T(\omega - \omega_k \sqrt{\sin \gamma})}{2\pi[1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)\operatorname{tg}\alpha]}. \quad (14)$$

Аналогічним чином для визначення середніх кутової швидкості ω_A та кута нахилу траєкторії β можна використати залежності (11, 12), де замість критичної кутової швидкості ω_k приймають приведені його значення $\omega_{k\gamma} = \omega_k \sqrt{\sin \gamma}$.

Залежності (10-14), що виведені на основі аналізу побудованої моделі, дозволяють аналітично визначати кінематичні параметри процесу транспортування матеріальної частинки у вертикальному конвеєрі без застосування числових методів, що рекомендовані в [2,3]. Використовуючи відомі положення, викладені там же, можна перейти від параметрів руху матеріальної частинки до потоку сипучого вантажу.

З метою узагальнення отриманих результатів проведемо зміну вхідних параметрів моделі, вибравши за незалежні фактори безрозмірні параметри, які є критеріями подібності вертикального транспортування, а саме:

$$Sc = \frac{\omega_k}{\omega} = \sqrt{\frac{tg(\alpha + \varphi_1)}{\mu_2 P}}; \quad C_\beta = \frac{tg \alpha}{tg \beta_0} = tg(\alpha + \varphi_1) tg \alpha.$$

Перший безрозмірний критерій подібності Sc характеризує відносну величину критичної кутової швидкості і є надзвичайно важливим параметром, що характеризує зміну швидкості транспортування у вертикальних гвинтових конвеєрах під впливом сили тяжіння, другий безрозмірний критерій подібності C_β задає напрямок вектора швидкості гвинтового транспортування вантажу у швидкохідних конвеєрах. Для похилих конвеєрів, з певними допущеннями, можна приймати $Sc_\gamma = Sc \sqrt{\sin \gamma}$.

Тоді залежності для визначення осової складової швидкості v_z , кутової швидкості ω_A , а також кута нахилу β приймуть простий вигляд

$$v_z = \frac{T\omega}{2\pi} \cdot \frac{1 - Sc}{1 + C_\beta}; \quad \omega_A = \omega \frac{Sc + C_\beta}{1 + C_\beta}; \quad tg \beta = tg \alpha \cdot \frac{1 - Sc}{Sc + C_\beta}.$$

Аналіз залежності (7) показує, що відносна питома енергоємність $w = W / (\gamma \cdot g)$ буде функцією таких безрозмірних параметрів $w = F(\mu_1, C_\beta, Sc)$, із яких перемінними проектування можна вважати тільки параметри Sc та C_β . Функція $w = F(\mu_1, C_\beta, Sc)$ в межах зміни цих параметрів має глобальний мінімум і оптимальні значення Sc та C_β , що мінімізують енергоємність конвеєра, визначаються із умови $\partial F / \partial Sc = 0$; $\partial F / \partial C_\beta = 0$. Методика пошуку оптимальних значень вказаних безрозмірних параметрів лягла в основу інженерної методики вибору конструктивних параметрів шнеків та режимів транспортування, що мінімізують енергетичні витрати на транспортування вантажу, а також вибору шляхів керування їх навантаженням.

Висновки

Проведений аналіз розробленої моделі вертикального конвеєра дозволив уточнити шляхи мінімізації енергоємності конвеєрів та керованості процесами транспортування, серед яких найважливішими є забезпечення раціональних значень кутової швидкості конвеєра та кута підйому гвинтової поверхні в залежності від реологічних властивостей матеріалу, а також пониження коефіцієнта тертя матеріалу до гвинтової поверхні, що можливе шляхом підбору матеріалу для шнека.

За результатами аналізу моделі встановлено закономірності зміни кінематичних параметрів гвинтового конвеєра та їх зв'язок із параметром критичної кутової швидкості, що дозволило вивести аналітичні залежності для визначення кінематичних параметрів швидкохідних конвеєрів, пошук яких раніше проводився числовими методами.

Встановленні основні критерії подібності гвинтових конвеєрів, вибір оптимальних значень яких, з умови мінімізації енергоємності процесу, дозволяє на етапі проектування закладати раціональні режими транспортування та конструктивні параметри гвинтових конвеєрів.

The analysis of the constructed model of the screw conveyor is carried out. The conditions for minimal energy expenditures of screw conveyor are specified. The analytical dependences for the high-speed screw conveyor calculation are obtained.

Література

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины.- М.: Машиностроение, 1974.- 503 с.
2. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. - М.: Машиностроение.- 1972.- 184 с.
3. Гевко Б.М. Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельско-хозяйственных машин. - Львов: Выш. шк . Изд-во при Львов. ун-те, 1989.- 176 с.
4. Акимов Л.В., Пирожок А.В. Математическая модель электромеханической системы дозатора со спирально-винтовым транспортером и нелинейной нагрузкой//Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». – Харьков.НТУ «ХПИ». – 2001. – Вып 10. - С. 43-45.
5. Ловейкин В.С., Нестеров А.П. Динамическая оптимизация подъемных машин.-Луганськ: Вид-во СЛУ, 2002.-368 с.

Одержано 16.06.2004 р.