

УДК 621.86

© Ю.Б. Паладійчук к.т.н., Ю.М. Тарасюк
Вінницький національний аграрний університет
Р.О. Любачівський
Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОСИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ У КОНВЕЄРІ ІЗ КОЛИВНИМ ОСЬОВИМ РУХОМ ШНЕКА

Наведено конструкцію змішувача гвинтового вібраційного для дослідження енергосилових параметрів у конвеєрі із коливним осьовим рухом. Виведено аналітичні залежності для визначення основних енергосилових параметрів при різних режимах роботи.

ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР, КОЛИВНИЙ РУХ РОБОЧОГО ОРГАНА, ЕНЕРГОСИЛОВІ ПАРАМЕТРИ.

Постановка проблеми. Робота більшості транспортуючих гвинтових пристроїв зазвичай супроводжується певними динамічними навантаженнями, які частково спричиняються неточністю монтажу ланок кінематичного ланцюга певного механізму. У практиці транспортування сипких вантажів за допомогою гвинтового конвеєра часто спостерігаються випадки його пуску у завантаженому стані, після попередньої зупинки без вивантаження вмісту, наприклад у дозаторах чи навантажувачах зерна, піску, інших матеріалів. Явища, які виникають у цьому випадку, суттєво відрізняються від пуску порожнього гвинтового конвеєра. Крім цього, зовнішні навантаження на робочі елементи конвеєрів носять не постійний характер, що призводить до зростання динамічних навантажень на елементи конвеєра, які можуть привести до виходу з ладу конструктивних частин конвеєра. Тому одним із напрямків вирішення даної проблеми є застосування конвеєрів із коливним осьовим рухом робочого органу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теоретичні основи та методи визначення конструктивних, кінематичних, динамічних, технологічних, функціональних, експлуатаційних та інших параметрів і характеристик гвинтових конвеєрів викладені в багатьох літературних джерелах. Серед них роботи Григорьєва А.М., Гевка Б.М., [2] Рогатинського Р.М., [3] та багатьох інших. Проте не враховано змінні навантаження, що виникають у гвинтових конвеєрах із шнеками з коливним осьовим рухом, та не розглянуто детально моменти інерції елементів системи.

Мета роботи. Метою роботи є дослідження енергосилових параметрів у конвеєрі із коливним осьовим рухом шнека і виведення відповідних аналітичних залежностей.

Результати дослідження. На прикладі гвинтового гравітаційного вібраційного змішувача розглянемо роботи шнека з коливним осьовим рухом для покращення умов їх роботи і розширення технологічних можливостей. Змішувач гвинтовий вібраційний (рис. 1) виконано у вигляді підставки 1, на якій жорстко закріплена опора 2, а зверху на ній встановлено механізм регулювання кута нахилу гвинтового змішувача 3. До механізму регулювання 3 жорстко закріплено корпус 4 гвинтового змішувача з циліндричною транспортною трубою 5 з можливістю зміни положення кута нахилу, знизу якої жорстко до корпусу 4 закріплено електродвигун 6. До привідного вала електродвигуна 6 через запобіжну муфту 7 під'єднано вал 8, до якого жорстко прикріплено гвинтову спіраль 9, яка по всій довжині зовнішнього діаметра виконана у вигляді радіусних заокруглень глибиною 1,1...1,3 ширини спіралі, з їх кількістю 2–3 закруглення на один виток, а у міру підйому вверх крок гвинтової спіралі збільшується. При цьому якість змішування покращується за рахунок інтенсивності проникнення сипкого матеріалу однієї фракції в іншу. Знизу до циліндричної транспортної труби 5 під'єднано бункер 10, а зверху вала 8 жорстко закріплено лопатки 11, які служать для вивантаження змішаного матеріалу у вивантажувальне вікно 12, яке закривають шибером 13.

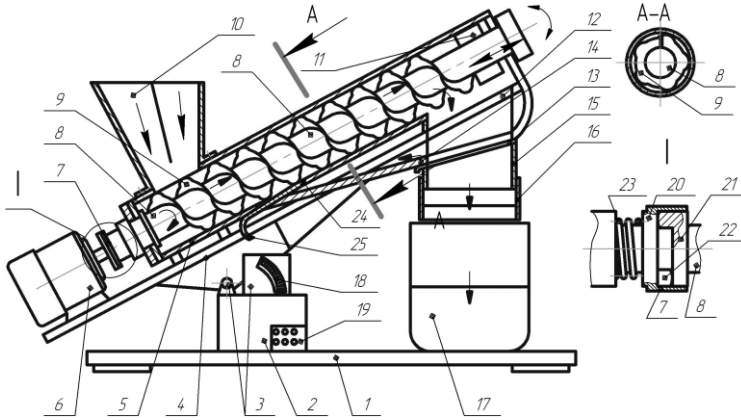


Рис. 1 – Змішувач гвинтовий вібраційний

Верхня частина циліндричної транспортної труби виготовлена розширеної бочкоподібної форми 14, кут нахилу якої є меншим кута нахилу осі змішувача по горизонту. Така форма труби забезпечує переміщення змішаного матеріалу по стрілці в нижню частину змішувача по замкнутому циклу при закритому шибєрі 13. Знизу розширеної бочкоподібної форми 14 труби 5 напроти вивантажувального вікна 15 закріплено рукав 16, яким вивантажувальна зона змішувача з'єднана з ємністю 17. Регулювання положення змішувача в просторі здійснюється по пазу 18 кріпильними елементами, які на кресленні не показані. Керування роботою змішувача здійснюється з пульта керування 19.

Для забезпечення ударних вібрацій в процесі транспортування і змішування порошкових матеріалів, що сприятиме покращенню виконання технологічного процесу без утворення мертвих зон, запобіжна муфта 7 виконана у вигляді з'єднувальної ведучої 20 і веденої 21 півмуфт з півкруглими кулачками 22, які розміщені рівномірно по колу. При цьому ведуча півмуфта 20 жорстко закріплена до привідного вала електродвигуна 6, а ведена півмуфта 21 жорстко встановлена на валу 8 з можливістю кругового і осьового переміщення на шліцьовому з'єднанні (на кресленні не показані) і вони підтиснуті пружиною стиснення 23. Це буде сприяти покращенню умов транспортування порошкових матеріалів і позбавленню утворення мертвих зон в конструкції змішувача.

Крім цього, в зоні переваження 24 циліндричної транспортної труби 5, в нижній її частині, встановлено шибєрне 25 перекриття.

До переваг змішувача гвинтового вібраційного відноситься розширення технологічних можливостей і покращення якості змішування і позбавлення умов утворення мертвих зон.

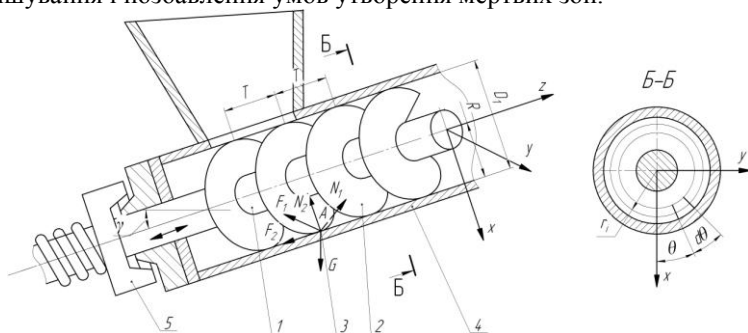


Рис. 2 – Розрахункова схема переміщення частинки вантажу у нахиленому гвинтовому конвеєрі: 1 – привідний вал; 2 – шнек; 3 – частинка вантажу; 4 – кожух; 5 – кулачкова піфмуфта

Рівняння для визначення силових параметрів під час переміщення частинки згідно рис. 2 можна знайти на основі рівняння рівноваги всіх сил, що прикладені до неї [1]:

$$\begin{cases} \sum x = N_{1x} + N_{2x} + F_{1x} + F_{2x} - m \ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum y = N_{1y} + N_{2y} + F_{1y} + F_{2y} - m \ddot{y} + G_y = 0; \\ \sum z = N_{1z} + N_{2z} + F_{1z} + F_{2z} - m \ddot{z} + G_z = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де N_{1x}, N_{1y}, N_{1z} – проекції нормальної реакції від поверхні шнека відповідно на осі x, y, z, H ; N_{2x}, N_{2y}, N_{2z} – проекції нормальної реакції від поверхні кожуха відповідно на осі x, y, z, H ; F_{1x}, F_{1y}, F_{1z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею шнека відповідно на осі x, y, z, H ; F_{2x}, F_{2y}, F_{2z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею кожуха відповідно на осі x, y, z, H ; m – маса частинки, кг; G_x, G_y, G_z – проекції сили ваги відповідно на осі x, y, z, H .

Нормальна реакція N_1 від поверхні шнека та поверхні кожуха N_2 направлена по вектору нормалі \vec{n} до цих поверхонь, тобто

$$\vec{N}_1 = N_1 \vec{n}; \quad (17)$$

$$\vec{N}_2 = N_2 \vec{n}, \quad (18)$$

де N_1, N_2 – нормальні реакції відповідно від поверхні шнека та поверхні кожуха, N ; \vec{n} – вектор нормалі.

Сили тертя F_1 та F_2 від вказаних реакцій N_1 та N_2 направлені протилежно вектору відносної швидкості частинки, а їх проекції можна визначити за залежностями:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{1x} = -f_1 N_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|}; \\ F_{1y} = -f_1 N_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|}; \\ F_{1z} = -f_1 N_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|}; \end{array} \right. \quad (19)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{2x} = -f_2 N_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|}; \\ F_{2y} = -f_2 N_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|}; \\ F_{2z} = -f_2 N_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}; \end{array} \right. \quad (20)$$

де F_1, F_2 – сили тертя, що виникають між частинкою та відповідно з поверхнею шнека та поверхнею кожуха, N ; f_1 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека; f_2 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею кожуха; \dot{s} – модуль абсолютної швидкості руху частинки по шнеку, м/с; \dot{s} – модуль абсолютної швидкості руху частинки по

кожуху, м/с; $\dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{z}_1$ – швидкості руху частинки відносно шнека в напрямку осей x, y, z , м/с; $\dot{x}_2, \dot{y}_2, \dot{z}_2$ – швидкості руху частинки відносно кожуха в напрямку осей x, y, z , м/с.

У загальному вигляді коефіцієнти тертя залежать від швидкості руху частинки і їх можна визначити за формулами:

$$f_1 = f_{01} + k|s_1|; \quad (21)$$

$$f_2 = f_{02} + k|s_2|, \quad (22)$$

де f_{01}, f_{02} – початкове значення коефіцієнтів тертя відповідно між вантажем і шнеком та між вантажем і кожухом; k – коефіцієнт, що враховує величину зміни коефіцієнта тертя залежно від швидкості руху частинки.

Оскільки швидкість обертання шнека змінюється не в значних інтервалах, коефіцієнт тертя приймемо постійною величиною.

Проекції нормальних реакцій від поверхні шнека та поверхні кожуха на осі координат x, y, z приймуть вигляд:

$$\begin{cases} N_{1x} = -N_1 \cdot \sin \alpha \sin \theta; \\ N_{1y} = N_1 \cdot \cos \alpha \cos \theta; \\ N_{1z} = N_1 \cdot \cos \alpha; \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} N_{2x} = -N_2 \cdot \cos \theta; \\ N_{2y} = -N_2 \cdot \sin \theta; \\ N_{2z} = 0, \end{cases} \quad (24)$$

де α – кут нахилу витків шнека, рад.

Проекції сили ваги частинки на осі координат x, y, z будуть наступними:

$$\begin{cases} G_x = mg \cdot \cos \gamma; \\ G_y = 0; \\ G_z = -mg \cdot \sin \gamma, \end{cases} \quad (25)$$

де γ – кут нахилу осі шнека, рад; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Враховуючи залежності(19), (20), (23-25) рівняння (16) набудуть вигляду:

$$\begin{cases} \sum x = N_1 \left(-\sin \alpha \sin \theta - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\cos \theta - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum y = N_1 \left(\sin \alpha \cos \theta - f_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\sin \theta - f_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{y} + G_y = 0; \\ \sum z = N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{z} + G_z = 0. \end{cases} \quad (26)$$

У розширеному вигляді систему рівнянь (26) можна записати наступним чином:

$$\begin{cases} N_1 \left(-\sin \alpha \sin \theta - f_1 \frac{R \cdot \sin \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\cos \theta - f_2 \frac{-R \cdot \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}}{|\dot{s}_2|} \right) - \\ - m \left(R \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) - R \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) + mg \cdot \cos \gamma = 0; \\ N_1 \left(\sin \alpha \cos \theta - f_1 \frac{-R \cdot \cos \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\sin \theta - f_2 \frac{R \cdot \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}}{|\dot{s}_2|} \right) - \\ - m \left(R \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) + R \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) = 0; \\ N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\frac{T}{2\pi} \omega + A \cdot k \cdot \omega \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t)}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-f_2 \frac{\frac{T}{2\pi} \omega + A \cdot k \cdot \omega \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t)}{|\dot{s}_2|} \right) - \\ - m \left(-\frac{T}{2\pi} \frac{d^2\theta}{dt^2} - A \cdot k^2 \omega^2 \sin(k \cdot \omega \cdot t) \right) - mg \cdot \sin \gamma = 0. \end{cases} \quad (27)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (26), знаходимо нормальні реакції від поверхонь шнека і кожуха.

Вказана система рівнянь відносно параметра θ в загальному випадку не має розв'язку і її аналіз проводиться на ЕОМ, застосовуючи чисельний метод Рунге-Кутта. Оскільки коефіцієнт внутрішнього тертя вантажу, що піддається транспортуванню в основному значно перевищує коефіцієнт тертя між вантажем та кожухом і шнеком, то рух потоку вантажу в першому наближенні можна розглядати як рух частинок з незмінними характеристиками зовнішніх зв'язків, що не залежать від внутрішніх взаємодій частинок [2].

Із третього рівняння системи (26) отримаємо:

$$N_2 = \frac{-N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + m\ddot{z} - G_z}{-f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} \quad (28)$$

Із першого і третього рівнянь системи (26) отримаємо:

$$N_1 = \frac{m\ddot{z} - G_z \left(-\cos \theta - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) + m\ddot{x} - G_x}{f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} \cdot \left(-\sin \alpha \sin \theta - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} + \frac{\left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) \left(-\cos \theta - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right)}{f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} \right) \quad (29)$$

Розглянемо також стабільний режим транспортування у тихохідному конвеєрі, в якому вантаж рухається по лінійній траєкторії і для якого дійсні умови: $\theta = \text{const}$, $\frac{d\theta}{dt} = 0$, $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{dR}{dt} = 0$, $R = \text{const}$. Нормальна реакція від поверхні шнека на основі (29), із врахуванням (15):

$$N_1 = \frac{m \left(\frac{-A \cdot k^2 \omega^2 \sin(k \cdot \omega \cdot t) - g \cdot \sin \gamma \cos \theta - g \cdot \cos \gamma}{-f_2} \right)}{-\sin \alpha \sin \theta - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} - \frac{\left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right)}{f_2} \cos \theta} \quad (30)$$

Нормальна реакція від поверхні кожуха на основі формули (28):

$$N_2 = \frac{-N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + m \left(-A \cdot k^2 \omega^2 \sin(k \cdot \omega \cdot t) + g \cdot \sin \gamma \right)}{-f_2} \quad (31)$$

Важливою складовою для визначення енергосилових параметрів гвинтових конвеєрів є маса вантажу m_b , яка піддається одночасному транспортуванню, і якщо рух потоку вантажу в першому наближенні можна розглядати як рух частинок, то у вищенаведених формулах, можна замість маси частинки m використовувати масу вантажу m_b , яку можна визначати за формулою [3]:

$$m_s = \frac{\pi \cdot i (D^2 - d^2)}{4} \varphi_0 T_0 \rho, \quad (32)$$

де d – діаметр вала шнека, м; φ_0 – коефіцієнт завантаження, що формується у завантажувальному отворі; ρ – густина вантажу, кг/м³.

Крутний момент на шнекові визначаємо за виразом:

$$M = N_1 \cdot R (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + N_2 R f_2. \quad (33)$$

Потужність на приводі шнека

$$N = Mn/9750. \quad (34)$$

Реальне значення величини крутного моменту є більшим унаслідок особливостей вантажу, що переміщується, неточності виготовлення гвинтової транспортної системи, тертя в опорах і визначається за формулою

$$M_p = k_n k_n k_T k_g M, \quad (35)$$

де k_n – коефіцієнт, що враховує витрати на перемішування, дроблення, защемлення й залипання вантажу; k_n – коефіцієнт, що враховує неточність виготовлення шнека; k_T – коефіцієнт, що враховує тертя в опорах; k_g – коефіцієнт, що враховує зміну міжвиткового об'єму.

Висновки. Приведено конструкцію змішувача гвинтового вібраційного для дослідження енергосилових параметрів у конвеєрі із коливним осьовим рухом. Виведено аналітичні залежності для визначення основних енергосилових параметрів при різних режимах роботи.

Література

1. Гевко І. Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т. 16, № 1. – С. 69-77.
2. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва : дис. ... докт. техн. наук : 05.20.01, 05.05.05 / Рогатинський Роман Михайлович. – К., 1997. – 502 с.
3. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинский. – Львів : Вища школа, 1989. – 176 с.
4. Патент України № 62633 на винахід. Змішувач гвинтовий вібраційний / Любачівський Р.О., Дячун А.Є., Гевко І.Б., Комар Р.В., Диня І.І., Олендр В.М. Бюл. №17, 2011.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко