

ДИНАМІКА ШНЕКОВОГО БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРА

О.Л. Ляшук, д-р. техн. наук, проф.,

О.П. Цьонь, канд. техн. наук, доц.,

Ю.Я. Вовк, канд. техн. наук, доц.,

О.П. Маруніч, асп.,

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль,
Україна*

Шнековий робочий орган багатофункціонального транспортера у робочому режимі зазнає значних динамічних навантажень в результаті одночасної дії на нього: поздовжньої стискувальної сили; зовнішнього привідного моменту; сил взаємодії із оброблювальним середовищем. Вказані силові чинники зумовлюють у ньому складні коливання – поєднання крутильних, поздовжніх та згинальних. Оброблювальне середовище рухаючись із деякою швидкістю відносно шнекового робочого органу спричиняє додаткову динамічну дію на нього. Урахування вказаних чинників у математичній моделі динаміки відносного руху системи пружне тіло – рухомий потік середовища, надає їй якісно нової форми [1-2], для якої, у загальному випадку, не вдається застосувати відомі аналітичні методи дослідження систем із розподіленими параметрами [3]. Застосування ж для неї чисельних методів симуляції через складність систем до бажаного результату не призводять, це особливо стосується найбільш небезпечних резонансних коливань робочого органу. Основну увагу звернуто розробці наближених аналітичних методів дослідження згинальних коливань робочого органу багатофункціонального транспортера, який обертається зі сталою кутовою швидкістю навколо поздовжньої осі і вздовж нього рухається суцільний потік оброблювального середовища. Розглядаються резонансний та нерезонансний випадки.

Шнековий компенсаційний багатофункціональний транспортер виконано у вигляді корпусу (рис.1) з двома опорами передньою і задньою з можливістю зміни їх висоти для можливості транспортування матеріалів по горизонталі і під кутом. В залежності які операції підбирають нерухому трубу. Так розглянемо роботу транспортера для видавлювання соку. Для цього необхідно виставити кут його нахилу за допомогою зменшення висоти лівої опори відомим способом. Нерухому трубу вибирають з наскрізними отворами і відповідну конструкцію конусного гвинтового робочого органу з відповідним зазором між ними і нерухою трубою, який виставляють за допомогою регулювальної гайки. Матеріали з яких будуть видавлювати сік завантажують в завантажувальний патрубок. З пульта керування включають транспортер і встановлюють відповідні режими роботи. Видавлений сік через систему наскрізних отворів стікає в ємкість і жолоб, де його забирають, а жмиху через вивантажувальний патрубок збирають в окрему ємкість за допомогою відкидного шибера.

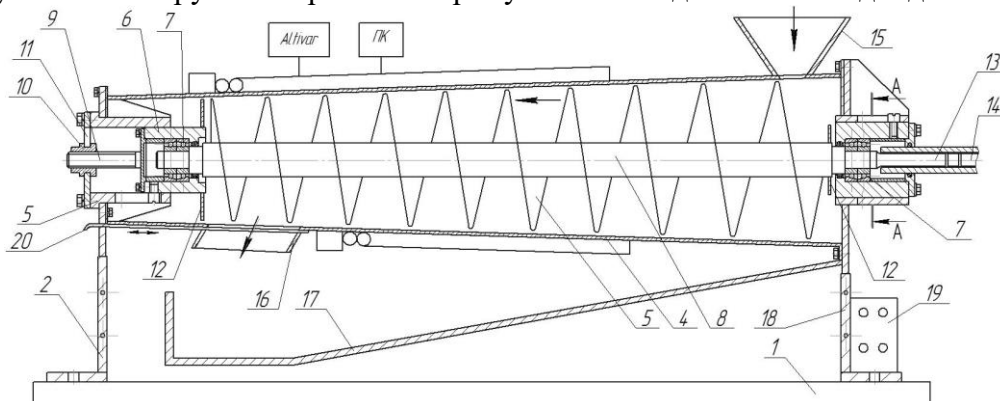


Рисунок 1- Схема шнекового компенсаційного багатофункціонального транспортера [4]

Для шнекового робочого органу багатофункціонального транспортера, який обертається зі сталою за величиною кутовою швидкістю ω і вздовж котрого рухається із відносною швидкістю V суцільний потік оброблювального середовища необхідно визначити вплив зовнішніх та внутрішніх чинників на його поперечні коливання.

Шнековий робочий орган: симетричне відносно поздовжньої осі пружне тіло, матеріал котрого задовольняє нелінійному технічному закону пружності [5] - $\sigma = E(\varepsilon_1 + \varepsilon\varepsilon_1^3)$ (ε_1 - відносна деформація, параметр ε характеризує відхилення його пружних властивостей від лінійного закону і нижче вважається його малим у порівнянні із модулем пружності E); момент інерції його відносно поздовжньої осі OX - $I(x)$, а погонна маса його $m_1(x)$ обертається зі сталою кутовою швидкістю навколо поздовжньої осі, яка нахилена до горизонту під кутом α ; - $u(x, t)$ - поперечне переміщення нейтральної осі його із координатою x в довільний момент часу t (вісь OX відрховується від верхнього підшипника вздовж недеформованої осі шнекового робочого органу); депланація нормального поперечного перерізу відсутня. Оброблюване середовище – не пружне суцільне тіло [6-8] із погонною масою $m(x)$.

Зовнішні сили: N - сили тиску на кінці шнеку, сила ваги шнеку та оброблювального середовища; сили опору руху шнекового робочого органу; привідний момент, зосереджені сили, зумовлені взаємодією окремих включень у оброблюване середовище зі шнековим робочим органом внаслідок обертального руху останнього.

Математична модель об'єкту дослідження. Наведене вище дозволяє [9,10] диференціальне рівняння згинних коливань робочого органу багатофункціонального транспортера, вздовж котрого переміщається суцільний потік оброблювального середовища подати у вигляді

$$(m_1 + m)\left(\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + \omega^2 u(x, t)\right) + 2mV \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t \partial x} + (mV^2 + N) \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} + \lambda \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial t}\right)^s + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(EI(x) \left(\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} + \varepsilon \left(\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \right)^3 \right) \right) \right] = H \sin^{2q}(\omega t + \varphi_0) \delta(x - x_0), \quad (1)$$

де λ , s , x_0 , φ_0 , I - H - сталі, $\delta(x - x_0)$ - дельта функція Дірака; $\lambda \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial t}\right)^s$ - описує силу опору відносному рухові робочого органу, а співвідношення $H \sin^{2q}(\omega t + \varphi_0) \delta(x - x_0)$ - силу взаємодії неоднорідного включення та робочого органу ($q = 1, 2, \dots$; x_0 - вказує на місце знаходження неоднорідного включення, а q - його форму).

Для динамічного процесу розглядуваної системи до рівняння (1) долучаємо крайові умови, які для простоти приймаємо у вигляді

$$u(x, t)|_{x=0; l} = \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \Big|_{x=0; l} = 0, \quad (2)$$

де l - віддаль між верхнім і нижнім підшипниками робочого органу.

Диференціальне рівняння (1) подати у вигляді

$$\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + \omega^2 u(x, t) + \frac{N}{m_1 + m} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} + \frac{EI}{m_1 + m} \frac{\partial^4 u(x, t)}{\partial x^4} = \frac{1}{m_1 + m} (H \sin^{2q}(\omega t + \varphi_0) \delta(x - x_0) - \lambda \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial t}\right)^s - mV^2 \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} - 2mV \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t \partial x} - \varepsilon EI \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \right)^3) \quad (3)$$

Виходячи із наведених вище обмежень щодо досліджуваної системи, максимальне значення правої його частини є малою величиною у порівнянні із максимальними значеннями доданків лівої його частини. Останнє, у свою чергу, є базою для використання

при побудові розв'язку кайової задачі (3), (2) поєднання методу Бубнова-Гальоркіна та методу Ван- дер-Поля . Відповідно до першого, перше одночастотне наближення у формах близьких до головної форми коливань, можна подати у вигляді $u(x,t) = \sin \frac{\pi}{l} x T(t)$ де $T(t)$ невідома функція, яка є розв'язком звичайного квазілінійного диференціального рівняння

$$\ddot{T}(t) + \Omega^2 T(t) = -\frac{\bar{\lambda}}{m+m_1} \dot{T}^s + \frac{mV^2}{(m+m_1)} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^2 T + \frac{3\epsilon EI}{32} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^6 T^3 + \frac{H}{\ell(m+m_1)} \sin \frac{\pi x_0}{\ell} \sin^{2q}(\omega t + \varphi_0) \quad (4)$$

$$\text{де } \Omega^2 = \frac{EI}{(m+m_1)} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^4 - \omega^2 - \frac{N}{(m+m_1)} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^2, \quad \bar{\lambda} = \lambda \frac{\Gamma(1+s/2)}{2\Gamma(1.5+s/2)}$$

Якщо врахувати ту обставину, що права частина рівняння (4) є періодичною за часом із періодом π/ω , то за певного співвідношення між частотою власних (незбурених) коливань робочого органу та кутовою швидкістю його обертання, а від так періодичного збурення, у системі можливий резонанс. Це вимагає розгляду для рівняння (4) двох випадків: резонансного $\Omega \approx 2\omega$ та нерезонансного $\Omega \neq 2\omega$. Головний резонанс у шнековому робочому органі буде спостерігатись за наступної кутової швидкості його обертання (рис.2)

$$\omega = \frac{\pi}{\sqrt{5}} \left(\frac{EI}{(m+m_1)} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^2 - \frac{N}{(m+m_1)} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

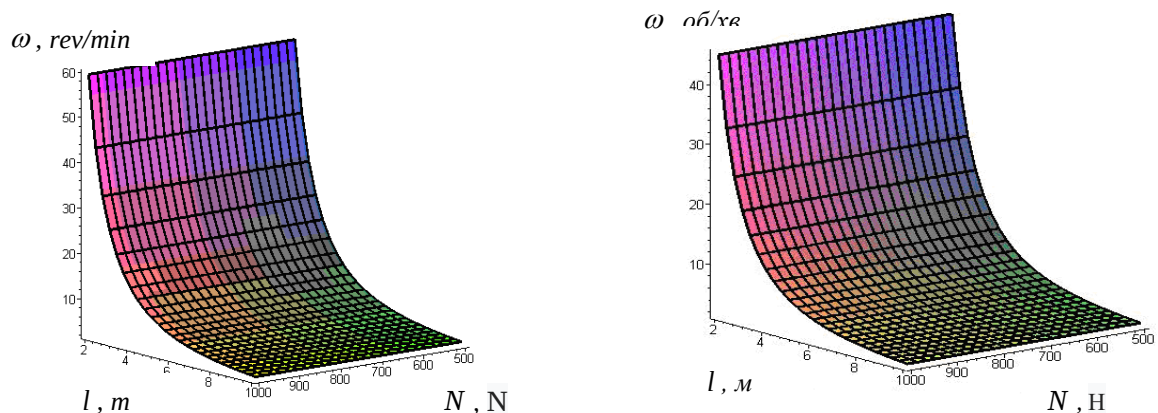


Рисунок 2 - Залежність кутової швидкості обертання робочого органу за від його довжини та стискальної сили

Отримані розрахункові та побудовані на їх базі графічні залежності показують що для резонансного випадку: амплітуда переходу через головний резонанс для більших значень швидкостей відносного руху оброблювального середовища є більшою. Збільшення відносної швидкості від 2 до 5 м/с при наступних значеннях араметрів $m = 15\hat{e}\hat{a}/\hat{i}$, $m_1 = 10\hat{e}\hat{a}/\hat{i}$, причиняє збільшення амплітуди перереходу через головний резонанс на 17%, а при $m = 30\hat{e}\hat{a}/\hat{i}$, $m_1 = 10\hat{e}\hat{a}/\hat{i}$, на 54%

Список літератури

1. Горошко О. А. О продольных колебаниях балки с подвижным экипажем / Горошко О. А. // Прикладная механика. – 1978. – 14. – №8. – С. 70–78.
2. Доценко П. Д. О колебаниях и устойчивости прямолинейного трубопровода / Доценко П. Д. // Прикладная механика. – 1971. – Вип.3. – С. 85–91.
3. Кошляков Н. С. Уравнения в частных производных математической физики / Кошляков Н. С., Глинер Э. Б., Смирнов М. М. – М.: Высшая школа, 1970. – 710 с.
4. Пат. 128417 Україна, МПК В65G 33/00, В65G 33/34 Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом / Ляшук О.Л., Слободян Л.М., Маруніч О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Слободян Л.М., Маруніч О.П. – 201805638; заявл. 21.05.2018; опубл. 10.09.2018, Бюл. № 17.