

УДК 621.867.52

Моделювання швидкісних вібраційних транспортних пристроїв з еліптичними коливаннями несучої поверхні

Врублевський І. Й., к.т.н., доц. каф. НГГ

Національний університет «Львівська політехніка»
(вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна)

Широке застосування в автоматизації допоміжних операцій (міжопераційного транспортування, живлення верстатів) у виробництві набули вібраційні транспортні пристрої: виробункерні живильники, транспортери, вібропідйомники, вібраційні маніпулятори, з електромагнітним приводом. Для підвищення продуктивності таких пристроїв першочергове значення має збільшення швидкості переміщення V по несучій поверхні (лотку) пристрою, яку можна визначити за формулою [1]

$$V = A\omega K, \quad (1)$$

де A – амплітуда коливань несучої поверхні у напрямку переміщення (поздовжніх коливань), ω – кругова частота коливань, K – безрозмірний коефіцієнт швидкості, який залежить від наступних безрозмірних параметрів: a – параметр кута нахилу, b – параметр напрямку вібрації, w – параметр перевантаження, причому

$$a = \frac{\tan \alpha}{f}, \quad b = \frac{f \cdot B}{A}, \quad w = \frac{B\omega^2}{g \cos \alpha}, \quad (2)$$

де B – амплітуда коливань несучої поверхні у напрямку, перпендикулярному напрямку переміщення (нормальних коливань), f – коефіцієнт тертя, g – прискорення вільного падіння, α – кут нахилу лотка транспортера до горизонту або кут підйому гвинтового лотка бункера.

У вібраційних пристроях з електромагнітним приводом використовується промислова частота коливань або кратна їй, її збільшення призводить до значного ускладнення конструкції та збільшення шуму від роботи пристрою. Тому головним засобом збільшення швидкості є збільшення амплітуди поздовжніх коливань A , що забезпечують білярезонансні режими роботи пристрою, коли власна частота поздовжніх коливань ω_x близька до ω , або величина резонансного відлаштування $\rho_x = \frac{\omega}{\omega_x} \approx 0,92 \dots 0,95$. Власна частота коливань $\omega_x = \sqrt{c_x/m}$, де c_x – горизонтальна жорсткість пружної системи, $m = m_1/(1 + m_1/m_2)$, m_1 і m_2 – маси робочого органу та реактивної плити двомасового вібраційного пристрою [1]. Крім того, для стабільної роботи пристрою велике значення має рівномірність амплітуди поздовжніх коливань несучої поверхні при відсутності її паразитних кутових коливань. Як правило, їх відсутність досягається суміщенням центрів мас робочого органу і реактивної плити [1], що часто не так просто зробити. Як показано в [2], відсутність кутових коливань також можлива при наступному співвідношенні відстані l між центрами мас з мас-інерційними параметрами пристрою: $\frac{J_1}{m} + l^2(1 - n) = \frac{c_\varphi - kJ_1\omega^2}{c_x(n-k)}$, де c_φ – кутова жорсткість пружної системи, J_1 – осьовий момент інерції реактивної плити, k – відношення між відстанню від центру жорсткості до центра мас робочого органу та l , n – відношення між відстанню точки перетину лінії дії зусилля урухомника горизонтальних коливань з вертикальною віссю симетрії до центра мас робочого органу та l . Зокрема при співпаданні цих двох точок, тобто при $k = n$, паразитні кутові коливання відсутні при будь-якій відстані між центрами мас, якщо $c_\varphi = kJ_1\omega^2$ [2].

Таким чином, на стадії проектування вібраційного пристрою виникає необхідність розрахунків мас-інерційних параметрів: мас, моментів інерції, положень центрів мас складових частин пристрою. Найпростіше, а головне найточніше це можна зробити за допомогою геометричного комп'ютерного твердотілого моделювання, зокрема у середовищі комп'ютерної системи AutoCAD. У цій системі було розроблено низку моделей двохмасових та тримасових вібраційних пристроїв. Під час проектування відкоректовано конструкції окремих частин пристрою з тим, щоб отримати необхідні співвідношення між мас-інерційними параметрами. За цими параметрами порохвана жорсткість пружної системи і розміри пружин, які забезпечать максимум амплітуди A .

Але максимальна величина амплітуди все-таки обмежена розмірами пружин та потужністю привода, тому згідно з формулою (1) велике значення має задача досягнення максимально можливого коефіцієнта швидкості K . Для реалізації максимальної швидкості у безвідривних режимах переміщення (режимах без підкидування) використовуються незалежні приводи поздовжніх і нормальних коливань зі зсувом по фазі, завдяки чому нормальні коливання відстають від поздовжніх по фазі на кут ε , і несуча поверхня пристрою коливається по еліптичній траєкторії. При еліптичних коливаннях максимум K досягається при оптимальному значенні кута зсуву фаз $\varepsilon = \varepsilon_0$, який залежить від безрозмірних параметрів a , b і w , які рахуються за формулами (2). У безвідривних режимах величина K максимальна при $w = 1$, тому K залежить тільки від a і b .

Автором виведено наближену формулу залежності коефіцієнта швидкості від параметра кута нахилу та параметра напрямку вібрації [3]:

$$K = (1 - b^2) \sin(\sqrt{3 - \pi \cdot a(1 - b^2)} - 1), \quad (3)$$

При цьому оптимальне за швидкістю значення кута зсуву фаз у градусах [3]:

$$\varepsilon_0 = 90 - 25b \cdot (10 - 7a). \quad (4)$$

Ці наближені формули дають цілком достатню для практики точність, даючи змогу порохувати швидкість вібротранспортування та необхідні для досягнення її максимуму значення параметрів коливань, зокрема оптимального кута зсуву фаз. Еліптичні коливання дають збільшення величини коефіцієнта швидкості порівняно з прямолінійними коливаннями не тільки у безвідривних режимах переміщення, а й у режимах з підкидуванням, але зі збільшенням w їх перевага зменшується. Формули (3) і (4) придатні і при $1 < w < 1,6$, коли тривалість етапу польоту на протязі періоду коливань незначна, тільки до правої частини (3) потрібно додати $(w - 1)(1 - \pi/2 + a)$.

Створення комп'ютерних твердотілих моделей дозволяє суттєво зекономити час на проектування вібраційних транспортних пристроїв та позбутися необхідності коригування розмірів пружин чи зміни взаємного розташування та розмірів деталей робочого органу і реактивної плити, що доволі часто трапляється при налагодженні та випробуваннях пристроїв.

1. Вибрации в технике. Справочник: т.4. Вибрационные машины и процессы / Под. ред. Э. Э. Лавендела. – Москва: Машиностроение, 1981.
2. Врублевський І. Й. Дослідження двомасового вібротранспортера з несуміщеними центрами мас. – Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – № 44. – Львів: НУ"ЛП". – 2010, с.5-8
3. Врублевський І.Й. Методика визначення параметрів еліптичних коливань під час швидкісного безвідривного вібротранспортування. – Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Вип. 45. – Львів: НУ"ЛП". – 2011, с. 175-178.