

ДИНАМІКА ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ІНЕРЦІЙНИМ ЗБУДНИКОМ КОЛИВАНЬ

Шептун С.Ю. к.т.н., асистент

Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка
м. Харків, Україна

Машини вібраційної дії широко поширені в різних галузях промисловості. Зокрема, для класифікації та транспортування сипучих матеріалів застосовують вібраційні грохоти, конвеєри живильники з різними збудниками коливань. Розглянуті вібротранспортери з поступальним переміщенням робочого органу мають лінійні пружні зв'язки і інерційний збудник коливань у вигляді двох однакових неврівноважених роторів, що обертаються в протилежних напрямках з однаковою кутовою швидкістю (рис.1).

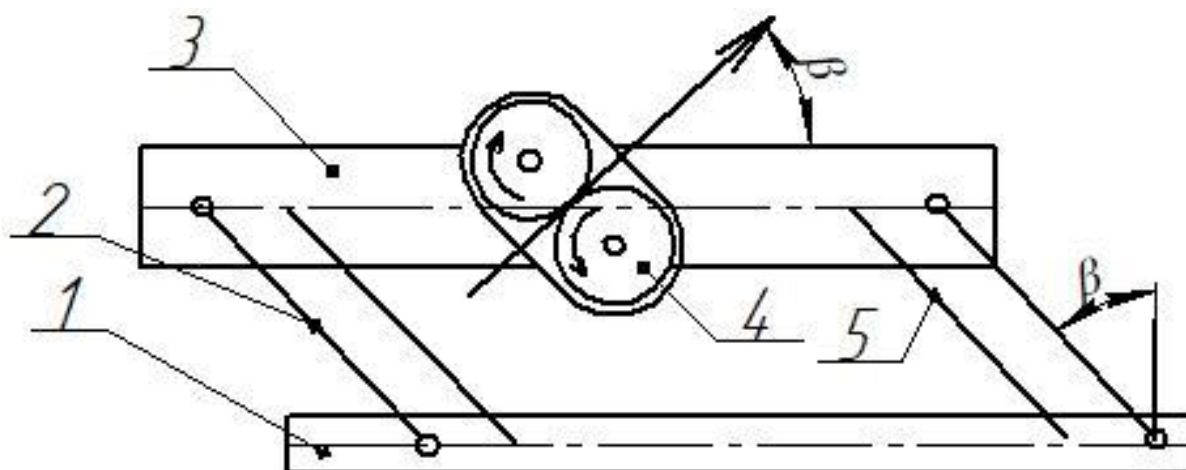


Рисунок – 1 Схема основних вібраційної машини:
1 - залізна рама; 2 - шарнірні стійки; 3 - робочий орган; 4 - збудник коливань;
5 - пружні зв'язки

У деяких роботах аналогічні вібраційні машини вивчалися як системи з одним ступенем свободи (без двигуна) в припущенні, що джерело енергії забезпечував заздалегідь призначену частоту стаціонарних коливань. Такий підхід до вивчення динаміки вібраційних машин є спрощеним.

У принципово нових роботах В.О. Кононенко досліджено інерційний вібратор спільно з двигуном, як єдина система і отримані рішення як для стаціонарних рухів, так і для проходження системи через резонанс у випадках коли сили опору пропорційні швидкості.

Ми наводимо рішення задачі про коливання інерційного вібратора спільно з двигуном, при більш повному витоку сил опору, зокрема з урахуванням

взаємодії робочого органу машини з матеріалом, що транспортується, і сил тертя в підшипникових вузлах збудника коливань.

Рух досліджуваної системи описується рівняннями:

$$m_1 \ddot{x} + \sigma_1 \xi m_2 \ddot{x} + cx + \alpha \dot{x} = r m_0 (\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \ddot{\varphi} \cos \varphi) + \sigma Q; \quad (1)$$

$$l \ddot{\varphi} = M(\varphi) - L(\ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) - r m_0 (q \sin \beta + \ddot{x}) \cos \varphi,$$

$$\text{де} \quad \begin{cases} L(\ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) = \mu r m_0 \sqrt{\ddot{x}^2 + r^2 (\dot{\varphi}^4 + \ddot{\varphi}^2)} + 2 \dot{r} \dot{x} (\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^3 \sin \varphi); \\ \sigma_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } \psi_1 \leq \psi \leq \psi_2; \\ 1 & \text{при } \psi_2 \leq \psi \leq 2\pi + \psi_1; \end{cases} \\ \sigma = \begin{cases} 0 & \text{при } \psi_2 + \delta \leq \psi \leq 2\pi + \psi_1; \\ 1 & \text{при } \psi_2 \leq \psi \leq \psi_2 + \delta. \end{cases} \end{cases} \quad (2)$$

В рівностях (1) и (2) m_0 – Маса неврівноважених роторів;

m_1 - маса рухомих ланок машини;

m_2 - маса матеріалу, що знаходиться на робочому органі машини;

l - момент інерції обертових мас;

c – жорсткість пружних зв'язків;

r – відстань від осі обертання до центру ваги неврівноважених роторів;

q – прискорення сили тяжіння;

β – кут між горизонтом і напрямком коливань;

$M(\varphi)$ – момент двигуна;

$L(\ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi})$ - момент сил тертя, викликаний динамічними тисками на підшипники вібратора;

μ - коефіцієнт тертя в підшипниках, приведений до кола радіуса r ;

Q – середнє значення сили удару сипучого матеріалу, що падає на робочий орган;

αx – сила опору коливальному руху при відсутності навантаження;

ξ – коефіцієнт передачі прискорення сипучого матеріалу;

ψ_1 та ψ_2 - відповідно фази відриву і падіння сипучого матеріалу;

δ - «тривалість» удару.

Зазвичай робочий режим розглянутих вібраційних машин знаходиться в резонансній області. Пуск і зупинка машини здійснюються без навантаження, тому при вивченні коливань в області основного резонансу вважаємо $m_2 = 0$ та $Q = 0$.

Розглянемо спочатку рух системи в області основного резонансу, коли частота вільних коливань ω близька до частоти збурення ν . Для цього випадку приймемо, що сили αx , $r m_0 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi$, $r m_0 \ddot{\varphi} \sin \varphi$ малі в порівнянні з іншими, що діють в системі, вважаючи, що $\frac{m_0}{m_1} < 1$, $\frac{m_0}{1} < 1$.

Ці обмеження дозволяють ввести в рівняння (1) малий параметр і записати їх у вигляді:

$$\ddot{x} + \omega^2 x = \varepsilon f_1(\dot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}); \quad (3)$$

$$\ddot{\varphi} = \varepsilon f_2(\ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi});$$

$$\varepsilon f_1(\dot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) = \varepsilon [R(\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \ddot{\varphi} \cos \varphi) - \alpha_1 \dot{x}]; \quad (4)$$

$$\varepsilon f_2(\ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) = \varepsilon [M_1(\dot{\varphi}) - R_1(q_1 + \ddot{x}) \cos \varphi - L_1(\ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi})].$$

$$\text{Де } \omega^2 = \frac{c}{m}; \varepsilon R = \frac{m_0 r}{m_1}; \varepsilon R_1 = \frac{m_0 r}{I}; g_1 = g \sin \beta;$$

$$\varepsilon \alpha_1 = \frac{\alpha}{m_1}; \varepsilon M_1(\dot{\varphi}) = \frac{1}{I} M(\varphi); \varepsilon L_1(\ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) = \frac{1}{I} L(\ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}).$$

Список літератури

1. Пресняков В.К. Динаміка вібраційних грохотів з інерційним збудником коливань з урахуванням характеристики двигуна / в. К. Пресняков, з. є. Філер // Тр. Ін-ту Гіпромашуглезбагачення: Вуглезбагачувальне обладнання. Т. 1. - М.: Надра, 1965. - С. 121-126.
2. Блехман І. І. Теорія вібраційних процесів і пристроїв. Вібраційна механіка і вібраційна техніка. - СПб.: ІД "Руда і Метали", 2013. - 640 с. 2.
3. Управління Мехатронні вібраційними установками / Б.Р. Андрієвський, І.І. Блехман, Ю. А. Борців і ін. СПб.: Наука, 2001. - 278 с.
4. Шатохін В. М. Аналіз і параметричний синтез нелінійних силових передач машин: монографія. - Харків: НТУ «ХП», 2008.-456с. 3. Румянцев С.А. Динаміка перехідних процесів і самосинхронізація рухів вібраційних машин. - Єкатеринбург: УрВ РАН, 2003. - 134 с.
5. Ярошевич Т.С. Порівняльний аналіз динаміки вібраційної машини з дебалансним збудником коливань за різних характеристик двигуна. "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні". Укр. міжвід. наук.-техн. зб., 2008. - № 42. - С. 43-49.
6. Чабан В. Й. Математичне моделювання електромеханічних процесів. - Львів: Вид ун-ту „Львівська політехніка”, 1997. - 342 с.
7. Гончаревич І. Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. - М.: Наука, 1981. - 320 с.