

УДК 621.86

О.П. Маруніч, О.Л. Ляшук, д-р. техн. наук, проф., Т.Д. Навроцька  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ ГВИНТОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРА

О. Marunych, O. Lyashuk, Dr., Prof., T. Navrotska  
TORSIONAL OSCILLATIONS OF AN AUGER MULTIFUNCTIONAL  
CONVEYOR'S WORKING BODY

Експериментальні та окремі теоретичні дослідження динаміки робочих органів шнекових транспортерів [1-3], переміщення оброблювального середовища вздовж останніх впливає на кількісні, а в окремих випадках і на якісні характеристики їх коливань. Причому, вплив динаміки середовища зростає із збільшенням кількості відносного його руху по відношенні до гвинтового робочого органу транспортера який здійснює складні коливання: поєднання крутильних, поздовжніх та поперечних. Інтенсивні коливання гвинтового робочого органу призводять до значного росту динамічних напружень, а від так – зменшення експлуатаційного терміну роботи машини. Крім цього, за певних умов експлуатації гвинтових шнекових транспортерів можуть мати місце як внутрішні, так і “зовнішні” резонанси. Їх передбачити можна тільки на базі аналізу розв’язків математичних моделей адекватних динамічному процесу.

В такому разі сила інерції [4] умовно виділеного елемента гвинта разом із оброблювальним середовищем довжиною  $dx$  та її момент відносно осі обертання визначається відповідно до залежностей

$$\vec{O}_{\partial} = 2(m + m_1)\Omega\left(\frac{\partial w}{\partial t}\vec{j} - \frac{\partial u}{\partial t}\vec{k}\right)dx, \quad (1)$$

$$M_{\partial}^{\vec{i}} = (u\vec{j} + w\vec{k}) \times \vec{O}_{\partial} = -2(m + m_1)\Omega\left(u\frac{\partial u}{\partial t} + w\frac{\partial w}{\partial t}\right)\vec{i}dx, \quad (2)$$

де  $m_1 = m_1(x)$  - погонна маса гвинта шнекового транспортера.

Подібним чином знаходиться сила інерції оброблювального середовища та її момент відносно осі обертання із урахуванням руху середовища вздовж zdeформованого шнеку

$$\vec{O}_{\partial\partial} = 2m\Omega V\left(\frac{\partial w}{\partial x}\vec{j} - \frac{\partial u}{\partial x}\vec{k}\right)dx. \quad (3)$$

$$M_{\partial\partial}^{\vec{i}} = (u\vec{j} + w\vec{k}) \times \vec{O}_{\partial\partial} = -2m\Omega V\left(u\frac{\partial u}{\partial x} + w\frac{\partial w}{\partial x}\right)\vec{i}dx. \quad (4)$$

Таким чином, резонансні коливання за виконання будь-якої із умов а), б), в) описуються залежністю  $T_i(t) = \bar{a}_i(t)\cos(\bar{\omega}_i t + \mathcal{G}_i(t))$  якій  $\bar{\omega}_i$  одна із частот на якій розглядаються резонансні коливання, а параметри  $\bar{a}_i(t)$  та  $\mathcal{G}_i(t)$  (амплітуда та різниця фаз резонансних коливань) визначаються диференціальними рівняннями:

а) для резонансу на першій кутовій швидкості обертання гвинтового робочого органу

$$\frac{da_1}{dt} = \frac{1}{2\pi^2 \bar{\omega}_1 I_0} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} Q\left(x, \bar{a}_1 \sin \frac{\pi}{l} x \cos \psi, \dots, \phi\right) \sin \frac{\pi}{l} x \sin \phi dx d\psi d\phi - \frac{16l}{3\bar{\omega}_1 I_0} \Omega_1 a^2 (m + m_1) \omega_1 \tilde{n} s \gamma_1, \quad (5)$$

б) для резонансу на другій кутовій швидкості обертання гвинтового робочого органу

$$\frac{da_2}{dt} = \frac{1}{2\pi^2 \bar{\omega}_2 I_0} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} Q\left(x, a_1 \sin \frac{2\pi}{l} x \cos \psi, \dots, \phi\right) \sin \frac{2\pi}{l} x \sin \phi dx d\psi d\phi + \frac{2\Omega_2 a^2 V l m \pi}{\bar{\omega}_2 I_0} \sin \gamma_2, \quad (6)$$

Відповідно до рівнянь (5) та (6) на рис. 2 та рис. 3 представлено за умови  $Q = Q\left(x, \theta, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \phi\right) = \delta \left(\frac{\partial \theta}{\partial t}\right)^s$  ( $\delta, s$  - сталі) амплітуди крутильних коливань робочого гвинта при переході через резонанс для різних довжин робочого гвинта і різних значень його густин (рис.1) та різних значень погонної маси оброблювального середовища та швидкості її руху (рис. 2).

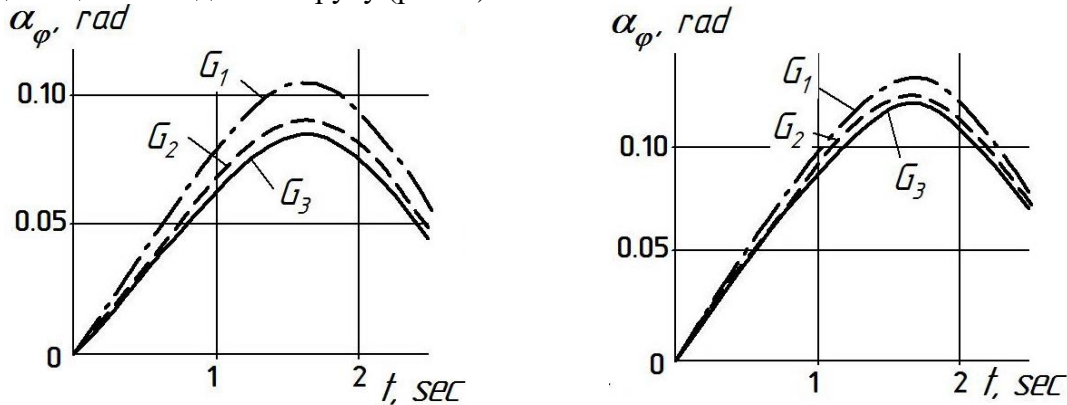


Рис. 1. Зміна амплітуди крутильних коливань робочого гвинта при переході через резонанс на першій частоті поперечних коливань

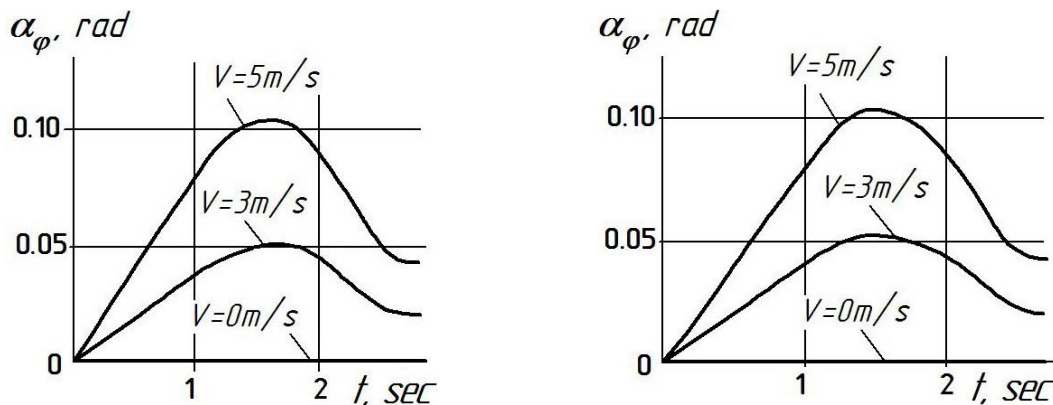


Рис. 2. Зміна амплітуди крутильних коливань робочого гвинта при переході через резонанс на другій частоті поперечних коливань

### Література

1. Гевко І. Експериментальні дослідження змішування сипких матеріалів змішувачем з пересипом/ І. Гевко, Р. Любачівський, А. Дячун// Міжвузівський зб.(за напрямом “Інженерна механіка”) “Наукові нотатки” ЛНТУ. – Луцьк, 2011. – Вип. 5. – С. 51–55.
2. Oleg Lyashuk Longitudinal-angular oscillation of wheeled vehicles with non-linear power characteristics of absorber system// Oleg Lyashuk, Tetyana Pyndus, Olexandr Marunych Maria Sokil. Вісник Тернопільського національного технічного університету. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University. – 2016. № 2 (83). – 82–89 с.
3. Рогатинський Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. – Тернопіль: Вид.-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2014. – 280 с.
4. Павловский М.А. Теоретическая механика: для студ. вузів / М.А. Павловский, Т.В. Путята. – К.: Вища школа, 1985. – 328 с.