

ВПЛИВ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМИ ВАЛ – СИПКЕ СЕРЕДОВИЩЕ НА ЗГИННІ КОЛИВАННЯ ВАЛА

Для гасіння згинних коливань вертикальних валів запропоновано пасивний їх поглинач, який є сипким середовищем (металеві чи скляні кульки, гравій тощо). Останнє моделюється у вигляді нашарувань плоских пружних балок. За зазначених умов отримано диференціальні рівняння руху системи вал-поглинач коливань. На основі першого наближення розв'язку цих рівнянь отримано співвідношення, які визначають вплив фізико-механічних характеристик вала і середовища пасивного поглинача на амплітудно-частотну характеристику (АЧХ) коливань вала.

Ключові слова: нелінійні поперечні коливання, пасивний поглинач, амплітудно-частотна характеристика, рівняння руху.

Prof. B.I. Sokil; post-graduate T.E. Danylevych – NU "L'vivs'ka Politekhnika"

Influence of physical-mechanical descriptions of system of billow – friable environment on vibrations of bends of billow

For extinguishing of vibrations of bends of vertical billows their passive absorber which shows by itself a friable environment is offered (metallic or glass marbles, hoggin and others like that). The last is designed as stratifications of flat resilient beams. At the indicated terms differential equalizations of motion of the system are got billow-absorber of vibrations. On the basis of the first approaching of decision of these equalizations correlations which determine influence of physical-mechanical descriptions of billow and environment of passive absorber on peak-frequency description (AFC) of vibrations of billow are got.

Keywords: nonlinear transversal vibrations, passive absorber, amplitude frequency characteristic, equalization of motion.

Актуальність. Проблема зменшення рівня коливань конструкцій трапляється в різних галузях техніки, промисловому і цивільному будівництві, транспортному і енергетичному машинобудуванні, приладобудуванні й ін. Динамічні навантаження, які виникають внаслідок коливань елементів конструкцій та вузлів вимагають підвищення міцності і збільшення їх матеріаломісткості. Не менш важливі є і такі аспекти проблеми, як виконання технологічних вимог, що представлені до експлуатації, і захисту людей від шкідливої дії вібрацій. Актуальність проблеми безперервно зростає через збільшення розмірів конструкцій, підвищенням швидкохідності машин, посилювання технологічних вимог щодо допустимих рівнів коливань[1].

Відомі методи і засоби гасіння коливань: балансування і урівноваження машин від динамічних навантажень шляхом зміни жорсткісних і інерційних параметрів конструкцій з метою налаштування проти резонансів; підвищення демпфуючих властивостей шляхом використання матеріалів і конструкцій з високою поглинаючою здатністю (застосування матеріалів з підвищеними дисипативними властивостями гуми, пластмаси, відрізків сталевих канатів, демпфери сухого тертя, гідравлічні, пневматичні і магнітні демпфери); застосування віброізоляції і різноманітних поглиначів коливань – не завжди приводить до бажаних ефектів, а подекуди є дорогі у реалізації. Кожний із згаданих способів має, природно, свою раціональну сферу застосування.

Поглиначі в цьому переліку мають особливе місце завдяки тому, що їх використання може бути передбачене як на стадії проектування і створення конструкцій, так і у разі, коли незадовільні динамічні якості конструкції виявлені вже у процесі її експлуатації. Перевагами запропонованих поглиначів є також те, що при порівняно малих витратах додаткового матеріалу, вони в багатьох випадках дають змогу відносно просто отримати бажаний ефект – зменшення рівня коливань для широкого спектра частот [2].

Метою цієї роботи є дослідження впливу фізико-механічних характеристик середовища пасивного поглинача на амплітуду нелінійних згинних коливань вертикального вала.

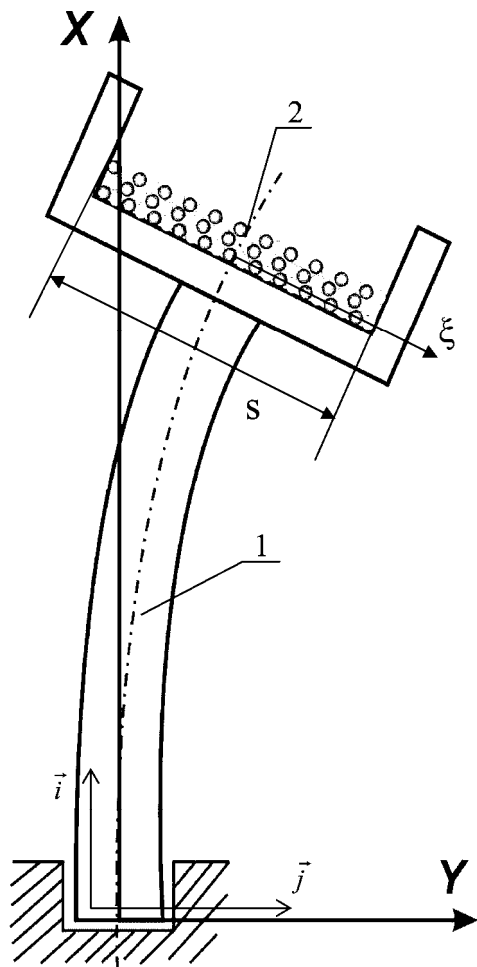


Рис. 1. Схема досліджуваної моделі

Постановка задачі і методика дослідження. Динамічні процеси системи вал-вантаж (поглинач коливань) вивчалися в [3-5], де отримано диференціальні рівняння руху, а також знайдено математичні залежності, які визначають вплив геометричних і фізико-механічних параметрів, методів закріплення на амплітудно-частотну характеристику власних коливань системи. У цих роботах пасивний поглинач знаходився у верхній частині вала і вважався зосередженою масою, що розміщена між кінцями пружин. Конструктивна форма такого поглинача, характер залежності його пружних і дисипативних сил від амплітуди і частоти коливань істотно обмежують сферу його практичного застосування. З отриманих результатів видно, що використання розглянутого поглинача коливань найдоцільніше при резонансних, для незахищеної системи, ситуаціях і порівняно вузькому діапазоні частот дії, коли ефективність поглинача особливо висока. З розширенням частотного діапазону зовнішньої дії необхідне значення відносної маси збільшується і раціональнішим може

опинитися поглинач з демпфуванням або багатомасовий поглинач.

Для більш ефективного (одночасно і відносно простого у виготовленні) гасіння коливань вертикальних пропонується пружинний поглинач, який розглядався у попередніх роботах, замінити на сипке середовище, що розміщене у контейнері у верхній частині вала. Для гасіння коливань широкого спектра частот, шляхом нескладних технологічних операцій, запропоновано використати сипке середовище (пісок, кульки металу, скло та інше). Це дасть змогу швидко і дешево змінювати фізико-механічні параметри поглинача, а отже, простіше впливати на коливання вала.

Розглядувана модель представлена на рис. 1 включає у себе пружний вал 1, який здійснює згинні коливання, та пасивний поглинач коливань (сипке середовище) розміщений у його верхній частині 2.

Вважається, що:

- а) поглинач моделюється нашаруванням однорідних пружних балок;
- б) здійснює відносно вала повздовжні коливання.

Таке моделювання сипкого середовища проведене в [7-11], де розглянуто його поперечні і повздовжні коливання. Вказані задачі є складними для аналітичного дослідження: по-перше, середовище може мати складну структуру; по-друге, механізм взаємодії між окремими елементами середовища, а також середовища валу є складними; по-третє, фізико-механічні властивості середовища можуть змінюватись в часі.

Для вивчення впливу характеристик сипкого середовища на коливання вертикального вала складемо рівняння руху системи вал-вантаж (поглинач коливань). Нехай матеріал вала задовольняє нелінійному закону пружності [4]

$$\sigma = E\eta + k_1\eta^2\dot{\eta} + k_2\dot{\eta}^3, \quad (1)$$

що, є паралельним поєднанням Гуківського елемента з модулем пружності E і нелінійного в'язкого елемента з коефіцієнтами $k_1 > 0$ і $k_2 > 0$, $\eta = u_x$.

При складенні диференціальних рівнянь руху системи вал – вантаж будемо вважати, що відхилення точок осі вала та центру мас вантажу M при поперечних коливаннях відбуваються в одній площині. Тоді кінетична і потенціальна енергія системи:

$$T = \frac{\rho A}{2g} \int_0^l u_t^2 dx + \frac{MV_c^2}{2} + \frac{\delta \Omega}{2g} \int_0^\xi w_t^2 d\xi, \quad (2)$$

$$P = \frac{1}{2} \int_0^l (Eu_x + k_1 u_x^2 u_{xt} + k_2 u_{xt}^3) dx + \frac{E_1 \Omega}{2} \int_0^\xi w_\xi^2 d\xi - Mg \left(w\left(\frac{s}{2}, t\right) u_x \right) - Mg \left(s - w\left(\frac{\xi}{2}, t\right) \right) \left(1 - \frac{u_x^2}{2} \right), \quad (3)$$

$$\text{де } \vec{V}_c = \frac{d}{dt} \left[u(l, t) + \left(w\left(\frac{s}{2}, t\right) - \frac{s}{2} \right) \left(1 - \frac{u_x^2}{2} \Big|_{x=l} \right) \right] \vec{j} + \left[-u_x(l, t) \left(w\left(\frac{s}{2}, t\right) + \frac{s}{2} \right) \vec{i} \right],$$

$$V_c^2 = \left[u_t(l, t) + w_t\left(\frac{s}{2}, t\right) - w_t\left(\frac{s}{2}, t\right) \frac{u_x^2}{2} \Big|_{x=l} - w_t\left(\frac{s}{2}, t\right) u_x u_{xt} \Big|_{x=l} + \frac{s}{2} u_x u_{xt} \Big|_{x=l} \right]^2 + \\ + \left[u_{xt} \Big|_{x=l} w_t\left(\frac{s}{2}, t\right) + u_x(l, t) w_t\left(\frac{s}{2}, t\right) + \frac{s}{2} u_{xt} \Big|_{x=l} \right]^2, \quad (4)$$

$u(t, x)$ – прогин вала у довільному перерізі; $w(t, \xi)$ – відносне переміщення перерізу сипкого середовища з координатою ξ у довільний момент часу; l – довжина вала; ρ, δ – вага одиниці об'єму вала і сипкого середовища; A, Ω – площа поперечного перерізу вала і вантажу відповідно; V_c – швидкість центру мас вантажу.

Для визначення зв'язку між функціями $u(x, t)$ і $w(\xi, t)$ використовуємо рівняння

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial u_t}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial L}{\partial u_x}\right) - \frac{\partial^2}{\partial x^2}\left(\frac{\partial L}{\partial u_{xx}}\right) = 0, \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial w_t}\right) - \frac{\partial}{\partial \xi}\left(\frac{\partial L}{\partial w_\xi}\right) = 0, \quad (5)$$

де L – функція Лагранжа (різниця кінетичної і потенціальної енергій механічної системи).

Враховуючи (3)-(5) диференціальні рівняння руху системи вал – сипке середовище можна привести до вигляду:

$$u_{tt} + \alpha^2 u_{xxxx} = \mu F(u, u_t, u_{tt}, u_x, u_{xx}, u_{xt}, u_{xxt}, w, w_t, w_\xi), \quad (6)$$

$$w_{tt} - \beta^2 w_{\xi\xi} = \mu F_1(u_t, u_{tt}, u_x, u_{xx}, u_{xt}, u_{xxt}, w, w_\xi, w_{\xi t}),$$

де μ – малий додатний параметр, $\alpha^2 = \frac{EI_x g}{\rho A}$, $\beta^2 = \frac{E_1 g}{\delta}$,

$$F = -k_1(u_{xx}^2 u_{xxt})_{xx} - k_2(u_{xxt}^3)_{xx} + p u_{xx} - p_1 M w_{tt} + p_3 \frac{M}{2} (w_{tt}^2 u_{xt| x=l}^2 + 2 w_{tt} u_{xt| x=l} u_{xxt| x=l} + 2 w_{tt} u_{xt| x=l} u_{xxt| x=l} -$$

$$- 2 w_{tt} u_{xxt| x=l} u_{xt| x=l} - 3 w_{tt}^2 u_{xxt| x=l}^2 + 2 w_{tt} u_{xxt| x=l} u_{xt| x=l} - 2 s w_{tt} u_{xxt| x=l} - 6 w_{tt} u_{xt| x=l} u_{xxt| x=l} - 3 w_{tt} u_{xt| x=l}^2 u_{xxt| x=l} +$$

$$+ 3 s w_{tt} u_{xt| x=l} u_{xxt| x=l} + \frac{3}{2} s w_{tt}^2 u_{xxt| x=l}^2 - 2(w^2 - w) u_{xx} u_{xt| x=l}^2 - 4(w^2 - w) u_{xt| x=l} u_{xxt| x=l} - \frac{1}{2} s^2 u_{xx} u_{xt}^2 + s^2 u_{xt} u_{xxt})$$

$$F_1 = p_4 \frac{M}{2} \left(u_{tt} u_{xt| x=l}^2 + 2 u_{tt} u_{xt| x=l} u_{xxt| x=l} + \frac{1}{2} w_{tt}^4 u_{xt| x=l}^2 - 2 w_{tt}^3 u_{xt| x=l} - 2 s u_{xt} u_{xxt| x=l} - 2 s u_{xt}^2 - 6 s w_{tt}^2 u_{xt| x=l}^2 - \right.$$

$$\left. - 2 s w_{tt}^3 u_{xt| x=l} - 2 s w_{tt}^3 u_{xt| x=l} + \frac{3}{2} s u_{xt}^3 u_{xxt| x=l} + \frac{1}{2} s u_{xt}^3 u_{xxt| x=l} \right)$$

Коефіцієнти $k_1, k_2, p, p_1, p_2, p_3, p_4$ описують фізико-механічні та геометричні параметри досліджуваної системи.

Крайові умови які впливають із способу закріплення вала (рис. 1) набирають вигляд:

$$u(0, t) = 0, u(l, t) = 0, u_{xx}(0, t) = 0, u_{xx}(l, t) = 0,$$

а з виду контакту сипкого середовища і стінок контейнера впливає

$$w(0, t) = 0, w(s, t) = 0.$$

Використовуючи наведене вище, перейдемо до дослідження нелінійних коливань вала, тобто до побудови розв'язку рівнянь (6). Для цього, відповідно до загальних підходів дослідження динамічних процесів систем із малим параметром, розглянемо незбурену систему, яка відповідає (6). Трактуючи розв'язок вказаних рівнянь як розв'язок збуреної системи зі змінними в часі амплітудами і початковими фазами, тобто:

$$u = a(t) \sin \frac{k \pi x}{l} \cos(\omega t + \varphi(t)), \quad (8)$$

$$w = a_1(t) \sin \frac{k \pi \xi}{s} \cos(\omega t + \psi(t)),$$

Для знаходження останніх отримуємо, за умови відсутності внутрішнього резонансу диференціальні рівняння:

$$\frac{da}{dt} = \varepsilon A_1(a, a_1) = -\frac{\varepsilon}{4\pi^2\omega} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^s \overline{F}(a, a_1\varphi, \psi) \sin(\varphi) \sin \frac{k\pi x}{l} d\xi d\varphi d\psi dx, \quad (12)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega - \varepsilon B_1(a, a_1) = \omega - \frac{\varepsilon}{4\pi^2\omega a} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^s \overline{F}(a, a_1\varphi, \psi) \cos(\varphi) \sin \frac{k\pi x}{l} d\xi d\varphi d\psi dx, \quad (13)$$

$$\frac{da_1}{dt} = \varepsilon C_1(a, a_1) = -\frac{\varepsilon}{4\pi^2\omega l} \int_0^{2\pi} \int_0^s \int_0^{2\pi} \int_0^b \overline{F}_1(a, a_1\varphi, \psi) \sin(\psi) \sin \frac{k\pi \xi}{s} dx d\varphi d\xi d\psi, \quad (14)$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \omega_1 - \varepsilon D_1(a, a_1) = \omega_1 - \frac{\varepsilon}{4\pi^2\omega a_1 l} \int_0^{2\pi} \int_0^s \int_0^{2\pi} \int_0^b \overline{F}_1(a, a_1\varphi, \psi) \cos(\psi) \sin \frac{k\pi \xi}{s} dx d\varphi d\xi d\psi, \quad (15)$$

де $\omega_1 = \frac{\pi\beta}{s}$, $\omega = \frac{\pi\alpha}{2l^2}$, а $\overline{F}(a, a_1\varphi, \psi)$, $\overline{F}_1(a, a_1\varphi, \psi)$ відповідають значенням функцій F , F_1 за умов, що u , w та їх похідні визначено відповідно із незбуреною задачею.

На основі отриманих математичних залежностей та чисельного їх інтегрування проаналізуємо поведінку системи за допомогою амплітудно-частотних характеристик при різних значеннях фізико-механічних та геометричних характеристик пасивного поглиначя. Результати чисельного інтегрування представлені на рис. 2.

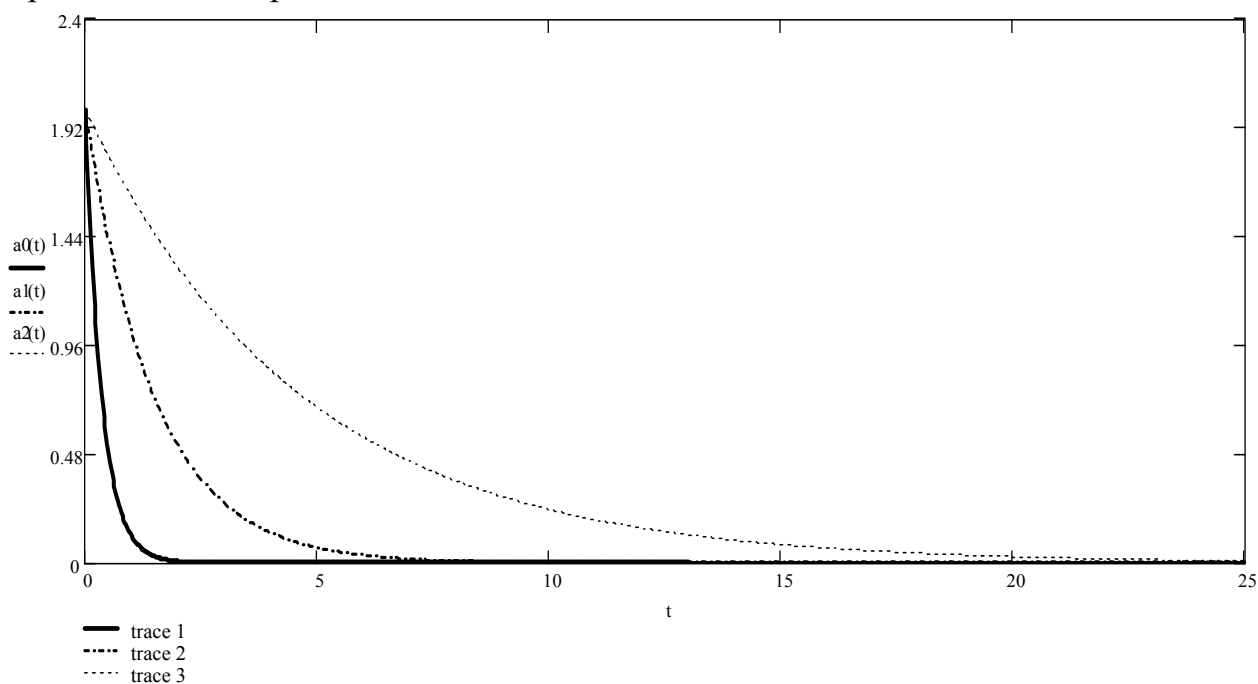


Рис. 2. Графічне представлення результатів чисельного інтегрування при:
 $a_0 - \text{при } E = 2 \cdot 10^3 \text{ кГ/см}^2$, $a_1 - \text{при } E = 5 \cdot 10^3 \text{ кГ/см}^2$, $a_2 - \text{при } E = 2 \cdot 10^4 \text{ кГ/см}^2$

Висновки

Аналіз отриманої амплітудно-частотної характеристики досліджуваної системи за умови відсутності внутрішнього резонансу показує, що при зменшенні модулю пружності середовища пасивного поглиначя відбувається зменшення амплітуди коливань вала, що визначає позитивний вплив пасивного поглиначя на коливання системи.

Збільшення маси пасивного поглинача (сипке середовище) також приводить до спадання амплітуди коливань вала. Отже, змінюючи фізико-механічні параметри системи, а саме параметри пасивного поглинача (сипке середовище), шляхом нескладних технологічних операцій можна підібрати оптимальні характеристики амплітуди коливань вала.

Література

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука., 1983. – 449 с.
2. Корнеев Ю.Н. Динамические гасители колебаний. – М.: Наука, 1979. – 229 с.
3. Данилевич Т.Є., Сеник А.П. Нелінійні коливання одновимірних пружних систем і пасивні їх поглиначі// Вісник НУ "Львівська політехніка": Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів: НУ "Львівська політехніка". – 2006, вип. 40. – С. 123-129.
4. Агафонов С.А., Георгиевский Д.В. Потеря устойчивости нелинейного вязкоупругого стержня под действием следящей силы. – К. Вища шк., 2004. – 13 с.
5. Стеванович К.Р. Поперечные колебания балки лежащей на упругом основании, находящейся под воздействием возмущающей силы с несколькими гармониками, с частотой близкими к первой собственной// Математическая физика. – К.: Наук. думка, 1973, вип. 13.
6. Митропольський Ю.А., Мосеєнков Б.И. Асимптотические решения уравнений в частных производных. – К.: Вища шк., 1976. – 592 с.
7. Блехман И.И., Дженелидзе Г.И. Нелинейные задачи вибротранспорта и виброиспарации// Тр. междунар. симпозиума по нелинейным колебаниям, т. III. – К.: Изд-во АН УССР, 1963. – С. 41-47.
8. Стоцько З.А., Сокіл Б.І., Топільницький В.Г. Динаміка робочого середовища вібраційних машин об'ємної обробки// Автоматизація технологічних процесів виробництва у машинобудуванні і приладобудуванні: Український міжвідомч. нук.-техн. зб. – 2000, № 35. – С. 26-32.
9. Стоцько З.А., Сокіл Б.І., Топільницький В.Г. Нелінійна модель руху шару середовища робочого контейнера вібраційної машини об'ємної обробки виробів зі змінним параметром не лінійності// Машинознавство. – 2001, № 1. – С. 19-23.
10. Стоцько З.А., Сокіл Б.І., Топільницький В.Г. Комплексне дослідження і моделювання процесу обробки в нелінійній багатомасовій системі// Зб. Тез 5-го симпозіуму інженерів механіків у Львові. – Львів. – 2001, 16-18 травня. – С. 90.
11. Стоцько З.А., Сокіл Б.І., Арсиненко Н.О. Нелінійні моделі руху середовища оброблювальних вібромашин і аналітичні методи їх дослідження// Автоматизація технологічних процесів виробництва у машинобудуванні і приладобудуванні: Український міжвідомч. наук.-техн. зб. – 2003, № 37. – С. 81-84.

УДК 658.15

*Проф. М.М. Павлишенко, д-р екон. наук;
магістрант С.В. Шагало – Львівська КА*

УПРАВЛІННЯ ПРИБУТКОВІСТЮ – ОСНОВА ЕФЕКТИВНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ ПІДПРИЄМСТВА

Висвітлено сучасний підхід до визначення ефективності роботи підприємства. Показано взаємозв'язки прибутковості і ефективності діяльності підприємства, визначено можливості управління прибутковістю як необхідного інструмента для досягнення ефективної роботи будь-якої господарської одиниці.

Ключові слова: прибуток, прибутковість, ефективність, продуктивність.