

Висновки. 1. Формування на обмотці КДВГ напруги, що змінюється в часі за законами (19) і (24), уможливило двотактне керування демпфуванням його пружного підвісу.

2. Регулювання коефіцієнта відносного демпфування КДВГ можливе тільки у таких межах:

$$\zeta_2 \in [\zeta_{20} - \Delta\zeta_{\max}; \zeta_{20} - \Delta\zeta_{\min}],$$

де ζ_{20} – коефіцієнт відносного демпфування за сталої напруги на обмотці; $\Delta\zeta_{\max}$ і $\Delta\zeta_{\min}$ визначаються за (23) і (27).

3. Отримані теоретичні результати підтверджено експериментальними дослідженнями.

1. *Виброударозащита электрических аппаратов, машин и оборудования: Учеб. пособие / Г.В. Мишенков, Ю.П. Самсонов, А.И. Смирнов, В.Е. Хроматов, Ю.С. Коробков – М., 2001.* 2. Гуров А.П., Черно А.А. *Управление демпфированием динамических виброгасителей // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Вип. 2/2004 (25) – С. 33 – 36.* 3. Гуров А.П., Черно А.А. *Оптимизация параметров зубцовой зоны электромагнитных управляемых динамических виброгасителей // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Вип. 4/2005 (33) – С. 27 – 29.* 4. Жаров А.В. *Разработка управляемой виброгасящей системы для подвесок судовых двигателей: Дис. ... канд. техн. наук: 05.08.05. – Новосибирск, 2005. – 157 с.* 5. Завгородній В.Д., Харчишин Б.М. *Математична модель гребінцевих зон магнітоелектричних перетворювачів та їх параметри // Вісник НУЛП. Електроенергетичні та електромеханічні системи. – 2000. – №400. – С. 43 – 48.* 6. Ключин И.И., Клещев А.А. *Судовая акустика. – Л., 1984. – 144 с.* 7. Марков Э.Т. *Судовые электрические аппараты. – Л., 1981. – 344 с.* 8. Черно А.А. *Оптимальное управление демпфированием динамических виброгасителей при переходных процессах // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв, 2004. – № 6. – С. 109 – 117.*

УДК:517.9

Т.Є. ДАНИЛЕВИЧ, А.П. СЕНИК

Національний університет “Львівська політехніка”

ВИМУШЕНІ ПОПЕРЕНІ КОЛИВАННЯ ВАЛА З ЇХНІМ ПАСИВНИМ ПОГЛИНАЧЕМ

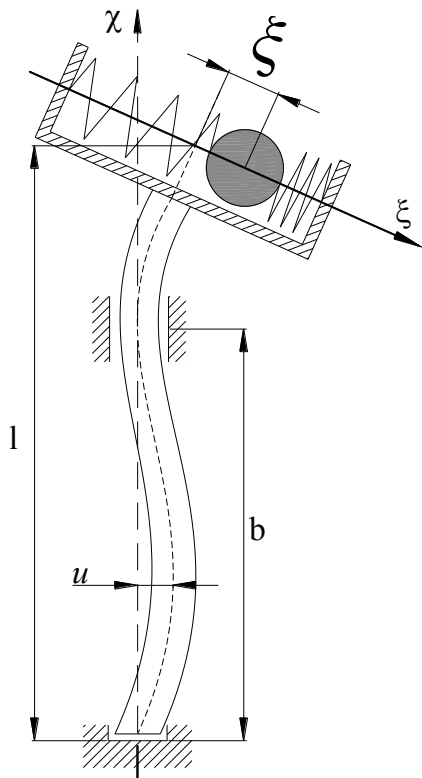
© Данилевич Т.Є., Сенік А.П.

Досліджуються нелінійні поперечні коливання вертикального вала з пасивним поглиначем цих коливань під дією періодичної збурювальної сили. На підставі отриманих результатів проаналізовано вплив періодичних сил та характеристик поглинача коливань на амплітудно-частотну характеристику вала у резонансному випадку.

The nonlinear transversal vibrations of vertical billow are explored with the passive absorber of these vibrations under the action of the periodic revolting forces. On the basis of the got results influence of periodic forces and descriptions of absorber of vibrations is analyzed on peak – frequency description of billow in resonance case.

Актуальність. Багато прикладних проблем приладо- і машинобудування пов'язані із дослідженням різного виду збурень на динамічні процеси апаратури, робочих органів машин, валів тощо. Для зменшення негативного впливу вказаних збурень використовуються різні демпфери чи поглиначі коливань. У цій роботі для гасіння коливань вала запропоновано використовувати пасивний поглинач коливань. На підставі отриманих диференціальних рівнянь руху системи вал – вантаж проаналізовано для резонансного випадку вплив фізико-механічних і геометричних параметрів системи на амплітуду коливань вала.

Постановка задачі і методика дослідження. Для гасіння коливань вала, зумовлених



неврівноваженими частинами і періодичними збуреннями, використаємо додаткову масу (поглинач коливань). Модель механічної системи, яка досліджується нижче, зображена на рис. 1. Вона являє собою пружний вал, який здійснює поперечні коливання. Пасивний поглинач енергії розміщений у верхній частині вала та являє собою зосереджену масу, яка розміщена між кінцями пружин однакової жорсткості.

Описуючи поперечні коливання системи, за координатну вісь прийемо прямолінійну вісь x. Від неї ж визначаються відхилення вала (який для простоти вважаємо пружною балкою сталого перерізу) та елементів моделі. За таких умов поперечні коливання вала описуються однією функцією двох змінних – координати x і часу t тобто $u = u(x, t)$, а відносно положення вантажу функцією $\xi = \xi(x, t)$.

Нехай: а) M масу вантажу; б) c-жорсткість пружних елементів; с) матеріал вала задовольняє нелінійному закону пружності [1]

$$\sigma = E\varepsilon + k_1\varepsilon^2\dot{\varepsilon} + k_2\dot{\varepsilon}^3 \tag{1}$$

що являє собою паралельне поєднання гуківського елемента з модулем пружності E і нелінійного в'язкого елемента з коефіцієнтами $k_1 > 0$ і $k_2 > 0$, $\varepsilon = u_x$, d) l – довжина вала.

Рис.1. Модель механічної системи

Поперечні коливання вертикального вала з пасивним поглиначем цих коливань з урахуванням дії на нього багаточастотного збурення описуються системою рівнянь:

$$\begin{aligned} u_{tt} + \alpha^2 u_{xxxx} &= \mu \Phi(u, \xi, u_t, u_{tt}, u_x, u_{xx}, u_{xt}, u_{xxt}, \theta), \\ \ddot{\xi} + \xi \frac{2c}{M} &= \mu F_1(u, u_x, u_{xt}), \end{aligned} \tag{2}$$

з крайовими умовами які впливають із способу закріплення. Зокрема, для закріплення, вказаного на рис. 1, вони набувають вигляду

$$u(0, t) = 0, u(l, t) = 0, u_{xx}(0, t) = 0, u_{xx}(l, t) = 0, \tag{3}$$

де $\Phi(u, \xi, u_t, u_{tt}, u_x, u_{xx}, u_{xt}, u_{xxt}, \theta)$, $F_1(u, u_x, u_{xt})$ – відомого вигляду функції, μ – малий параметр,

$\theta = vt$ – фаза зовнішнього періодичного збурення, $\alpha^2 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^4 \frac{EI_x}{\rho A}$, ρ – густина матеріалу вала,

EI_x – жорсткість вала на згин, A – площа поперечного перерізу.

У першому наближенні рівняння руху вантажу можна записати у вигляді

$$\xi = D_1 \frac{\cos \theta_2}{2c/M - \omega_2^2} - D_2 \frac{\sin 2\theta_2}{2c/M - 4\omega_2^2} - D_3 \frac{\cos 3\theta_2}{2c/M - 9\omega_2^2}, \tag{4}$$

де D_1, D_2, D_3 – коефіцієнти, що описують фізико-механічні і геометричні характеристики елементів моделі.

Під час дослідження коливань вала будемо вважати, що виконуються такі умови :

1. В незбуреному рівнянні (2) ($\mu = 0$) можливі незатухаючі гармонійні коливання з першою

власною частотою $\omega_1 = \frac{k^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI_x}{\rho A}}$.

2. Єдиним розв'язком рівняння (2), яке відповідає рівновазі у незбуреній системі – є розв'язок $u(x, t) = 0$.

3. В незбуреній системі відсутній внутрішній резонанс, тобто $\omega_1 \neq \frac{p}{q} \omega_r$, де $r = 2, 3, \dots$, p і q взаємно прості числа.

Поряд з рівнянням (2) будемо розглядати породжене лінійне рівняння

$$u_{tt} + \alpha^2 u_{xxxx} = \mu \sum h_r \cos \theta_r, \quad (5)$$

де $h_r = \frac{F_r}{\rho A}$ – амплітуда зовнішньої сили, а τ – параметр, що не залежить від часу $\left(\frac{d\theta_r}{dt} = \nu'_r(\tau)\right)$.

Рівняння (3) при $\nu'_r(\tau) \approx \omega_1$ має частковий розв'язок

$$u(x, t) = \mu \sum X_s(x) \sum a_{rs} \cos(\theta_r + \varphi_{rs}). \quad (6)$$

За таких припущень перший наближений розв'язок збуреного рівняння в першій формі динамічної рівноваги в умовах резонансу шукаємо у вигляді асимптотичного ряду, розкладеного за малим параметром μ з точністю до степені μ^2 :

$$u(x, t) = X_1(x) \sum a_r \cos(\theta_r + \varphi_r) + \mu u_1(x, a_r, \varphi_r, \theta_r). \quad (7)$$

Для якісного дослідження взаємного впливу гармонік достатньо обмежитись першим наближенням. Величини a_r і φ_r не будуть вже постійними, а повільно змінними функціями часу, які визначаються із системи рівнянь першого наближення:

$$\frac{da_r}{dt_1} = \mu A_1^{(r)}(a_r, \varphi_r), \quad \frac{d\varphi_r}{dt_1} = \mu B_1^{(r)}(a_r, \varphi_r). \quad (8)$$

Праві частини вказаних диференціальних рівнянь визначаються співвідношеннями:

$$\frac{d}{dt} a_1 = -\frac{1}{2\nu_1} \left[\frac{\mu a_1}{\omega_1} \frac{d\nu_1'}{dt} + \frac{n_1}{m_1} h_1 \sin \varphi_1 + \frac{2\mu}{(2\pi)^2 m_1} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^l \Phi(a_r, \tau, \xi, \varphi_1 + \theta_1, \varphi_2 + \theta_2, \varphi_3 + \theta_3) \sin\left(\frac{\pi x}{b}\right) \times \right. \\ \left. \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^l \sin(\varphi_1 + \theta_1) dx d(\varphi_1 + \theta_1) d(\varphi_2 + \theta_2) d(\varphi_3 + \theta_3) \right] \quad (9)$$

$$\frac{d}{dt} a_3 = -\frac{1}{2\nu_3} \left[\frac{\mu a_3}{\omega_1} \frac{d\nu_3'}{dt} + \frac{n_1}{m_1} h_1 \sin \varphi_1 + \frac{2\mu}{(2\pi)^2 m_1} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^l \Phi(a_r, \tau, \xi, \varphi_1 + \theta_1, \varphi_2 + \theta_2, \varphi_3 + \theta_3) \sin\left(\frac{\pi x}{b}\right) \times \right. \\ \left. \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^l \sin(\varphi_3 + \theta_3) dx d(\varphi_1 + \theta_1) d(\varphi_2 + \theta_2) d(\varphi_3 + \theta_3) \right]$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_1 = -\frac{1}{2\nu_1} \left[\frac{n_1}{m_1} h_1 \cos \varphi_1 - (1 - \nu_1'^2) a_1 + \frac{2\mu}{(2\pi)^2 m_1} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^l \Phi(a_r, \tau, \xi, \varphi_1 + \theta_1, \varphi_2 + \theta_2, \varphi_3 + \theta_3) \sin\left(\frac{\pi x}{b}\right) \times \right. \\ \left. \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^l \cos(\varphi_1 + \theta_1) dx d(\varphi_1 + \theta_1) d(\varphi_2 + \theta_2) d(\varphi_3 + \theta_3) \right]$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_2 = -\frac{1}{2\nu_2} \left[\frac{n_1}{m_1} h_1 \cos \varphi_1 - (1 - \nu_2'^2) a_2 + \frac{2\mu}{(2\pi)^2 m_1} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^l \Phi(a_r, \tau, \xi, \varphi_1 + \theta_1, \varphi_2 + \theta_2, \varphi_3 + \theta_3) \sin\left(\frac{\pi x}{b}\right) \times \right. \\ \left. \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^l \cos(\varphi_2 + \theta_2) dx d(\varphi_1 + \theta_1) d(\varphi_2 + \theta_2) d(\varphi_3 + \theta_3) \right] \quad (10)$$

$$\frac{d}{dt} \varphi_3 = -\frac{1}{2\nu_3} \left[\frac{n_1}{m_1} h_1 \cos \varphi_1 - (1 - \nu_3'^2) a_3 + \frac{2\mu}{(2\pi)^2 m_1} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^l \Phi(a_r, \tau, \xi, \varphi_1 + \theta_1, \varphi_2 + \theta_2, \varphi_3 + \theta_3) \sin\left(\frac{\pi x}{b}\right) \times \right. \\ \left. \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^l \cos(\varphi_3 + \theta_3) dx d(\varphi_1 + \theta_1) d(\varphi_2 + \theta_2) d(\varphi_3 + \theta_3) \right]$$

Нижче на рис. 1 і рис. 2 подано графічні залежності амплітуд гармонік коливань досліджуваної моделі для випадку збільшення зміни частоти періодичної збурювальної сили.

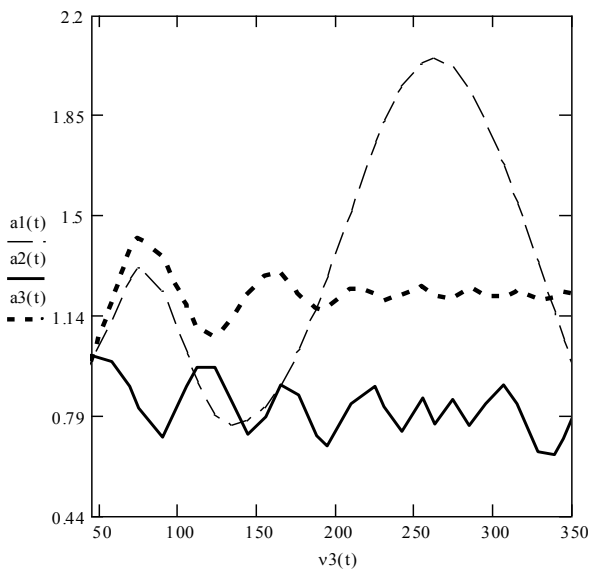


Рис. 1.

Для моделі з такими даними:

рис.1 – $l = 2\text{м}$, $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ кг/м}^3$, $\omega_1 = 69 \text{ сек}^{-1}$, $v_3 = 45 + 30t$, $A = 0.13 \text{ м}^2$, $h_1 = 60$

рис. 2 – $l = 2\text{м}$, $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ кг/м}^3$, $\omega_1 = 69 \text{ сек}^{-1}$, $v_3 = 45 + 60t$, $A = 0.13 \text{ м}^2$, $h_1 = 60$

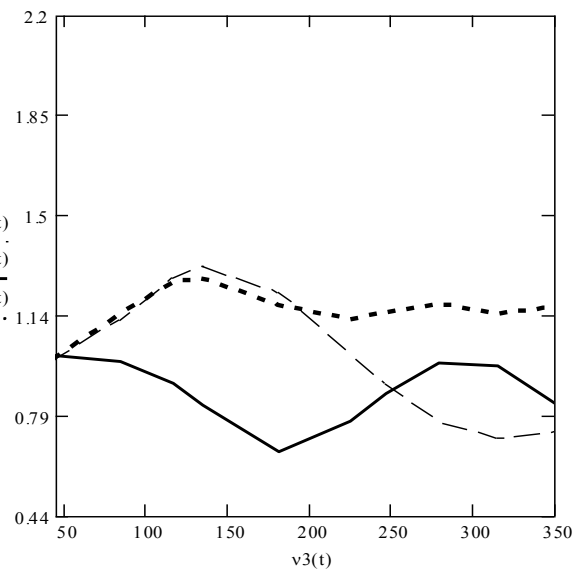


Рис. 2.

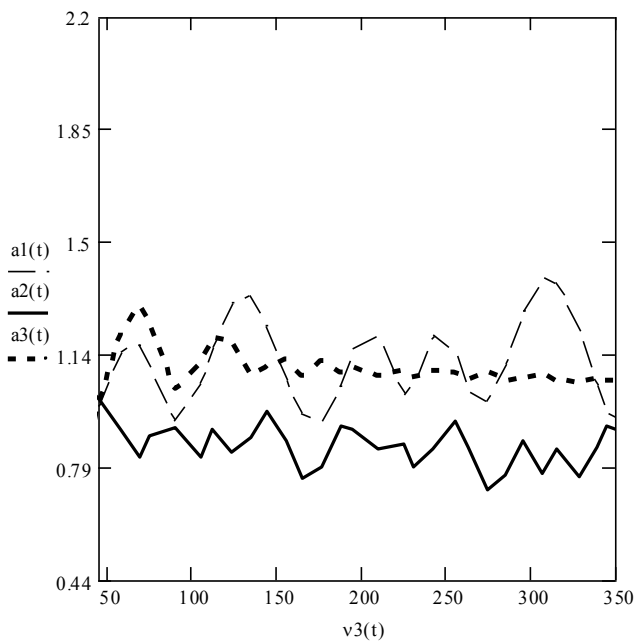


Рис.3.

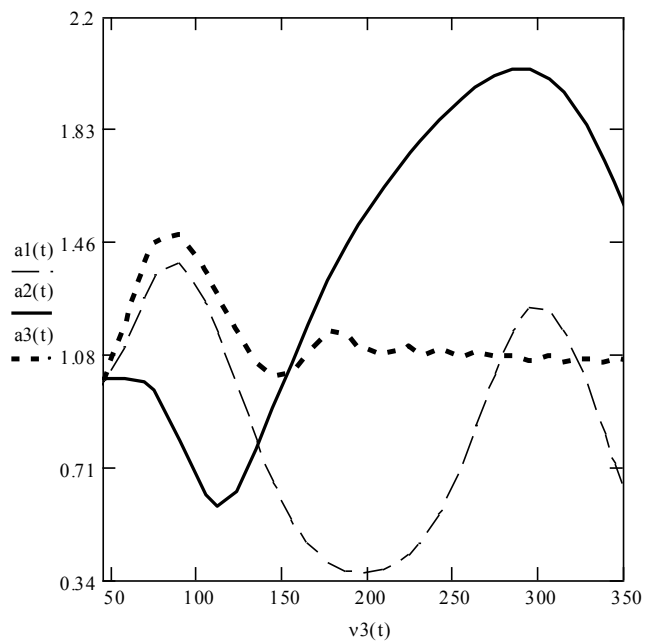


Рис.4.

Резонансні криві (рис.3, рис.4) отримані при збільшенні довжини вала:

рис.1. – $l = 1\text{м}$, рис.2. – $l = 3\text{м}$.

Висновки. На підставі дослідження послідовного проходження гармонік через резонанс можна зробити такі висновки про взаємний вплив гармонік у досліджу вальній системі вал – вантаж (поглинач коливань):

1. Взаємний вплив гармонік при нелінійних поперечних коливаннях валу істотно залежить від характеру і величини нелінійності, а також від швидкості зміни частот збудовальної сили. Із збільшенням швидкості зміни частоти збудовальної сили взаємний вплив гармонік зменшується.
2. Поза зоною резонансу гармоніки неістотно впливають як на амплітуду коливань вала, так і одна на одну.
3. При послідовному проходженні трьох гармонік через резонанс гармоніка, яка проходить через резонанс швидше, майже не відчуває впливу інших гармонік. І навпаки, гармоніка, яка проходить через резонанс пізніше, значно відчуває вплив інших гармонік залежно від характеру нелінійності і швидкості зміни частот збудовальних сил.

1. Агафонов С.А., Георгиевский Д. В. Потеря устойчивости нелинейного вязкоупругого стержня под действием следящей силы. – К., 2004. 2. Митропольський Ю. А., Мосеєнков Б.И. Асимптотические решения уравнений в частных производных. – К., 1976. 3. Мигулин В.В., Медведев В.И. Основы теории колебаний. – М., 1978. 4. Работнов Ю.Н. Механика деформированного твердого тела. – М., 1979. 5. Панов Я. Г., Введение в теорию механических колебаний. – М., 1971. 6. Тимошенко С.П., Колебания в инженерном деле. – М., 1983. 7. 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. В.13. К.,1973.

УДК 621.9.048

Ю.Ю. ДЕГТЯРЬОВА, А.П. НИКОЛАЄНКО, Н.М. ФІЛІМОНЕНКО

СНУ ім. В. Даля, м. Луганськ

ДО ПИТАННЯ ОДНОЧАСНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ НА ВіО-ВЕРСТАТАХ

© Дегтярьова Ю.Ю., Ніколаєнко А.П., Філімоненко Н.М., 2006

Проаналізовано роботи, у яких приділено увагу характеристикам деталей, що підлягають вібраційній обробці, а також можливості об'єднання цих деталей в одну партію на відповідній операції; надано результати експериментальних досліджень одночасної обробки деталей, які мають однакові фізико-механічні властивості, але відрізняються за розмірами і масами.

The analysis of works in which attention is spared to descriptions of details, that are subject to vibration treatment and also the possibility of association of these details in one party on the proper operation; the results of experimental researches of simultaneous treatment of details, which are identical physical and mechanical characteristics, but differ on sizes the masses.

Надання деталям товарного вигляду після отримання їхніх заготовок методами штампування й лиття дуже часто здійснюються малопродуктивними методами, без застосування засобів механізації, що є вкрай неефективно і потребує величезних витрат ручної праці й робочого часу.

Застосування прогресивного методу – віброобразивної обробки деталей – дає змогу механізувати раніше малопродуктивні операції, що сприяє скороченню часу циклу обробки деталей