

AMORTIZAREA DINAMICĂ A VIBRAȚIILOR

DYNAMIC DEPRECIATION OF VIBRATIONS

Claudiu-Nicolae BADEA¹, Ioan SEBEȘAN², Liviu-Victor PĂDURARU³, Alexandru BADEA⁴,
Gabriel POPA⁵

^{1,2,4}Universitatea Politehnică București.

Facultatea de Transporturi, Splaiul Independenței, Nr. 313, sector 6, 77206, București, România

e-mail: ¹casagalbenas@yahoo.com

³Centru Zonal Marfă București și Universitatea Politehnică București

Strada Piața Gării de Nord nr. 13, sector 1, București, România și Facultatea de Transporturi, Splaiul Independenței, Nr. 313, sector 6, 77206, București, România

e-mail: ²ioan_sebesan@yahoo.com, ³liviu.paduraru@buc.cfr.ro, ⁴alexsiniaia@yahoo.com,

⁵gabi21popa@yahoo.com,

Rezumat. Diferitele tipuri de uzură ondulatorie raportate în literatura de specialitate sunt, în general, asociate cu o rezonanță a sistemului vehiculului-cale. S-a tratat capacitatea dinamică de absorbție a vibrațiilor pentru a reduce creșterea uzurii ondulatorii. Această reducere este evaluată în funcție de puterea de frecare disipată în contactul roată-șină în timpul formării de uzură ondulatorii. O metodă de proiectare a amortizării dinamice a vibrațiilor este prezentată pentru un sistem de neamortizat care are un grad de libertate. Rezultatele obținute cu această metodă sunt comparate cu alte metodele enumerate în literatura de specialitate. Sunt studiate cazul unui sistem de amortizare, cazul în care un sistem are mai multe grade de libertate și capacitatea dinamică de amortizare a vibrațiilor în cazul unui sistem de frecare excitat, la fel ca în cazul uzurii ondulatorii.

Cuvinte cheie: amortizare, vibrație, oscilații, rezonanță, pseudo-alunecare.

Abstract. Different types of wearing wave reported in the literature are generally associated with a resonance of vehicle-path system. It was treated dynamic capacity of vibration absorption ability to reduce the growth wave wear. This reduction is evaluated according to the power dissipated in the friction wheel-rail contact during formation of undulating wear. A design method of dynamic vibration amortization is presented for damped system that has a degree of freedom. The results obtained with this method are compared with other methods listed in the literature. It was studied a system of depreciation, a system wich has more degrees of freedom and dynamic vibration damping capacity in case of a friction excited,same as for undulating wear.

Keyword: damping, vibration, oscillations, resonance, pseudo-slip.

1. INTRODUCERE

Aceste sisteme au fost inițial lipsite de amortizare. Prin urmare, mișcările de masă sunt mari și sistemul nu permite disiparea energiei. Din acest motiv, H. Frahm a brevetat o metodă de amortizare a vibrațiilor maselor [1]. În aceeași perioadă, H. Frahm [2] a patentat de asemenea, amortizarea unei coloana lichid, bazate pe pe același principiu. Din acest moment, conceptul a fost aplicat cu succes la diferite structuri. În sectorul feroviar, acestea sunt, de asemenea, amortizarea dinamică a vibrațiilor precum cea din fig. 1 [3] (dar și dezvoltat în [4]) al cărui scop este de a absorbi modurile laterale ale șinelor de rezonanță prins-fixat, responsabile cu sunetul nociv [5].



Fig. 1. Amortizare dinamică a vibrațiilor fixată pe o șină pentru reducerea poluării fonice.

Cele două avantaje principale ale amortizării dinamice a vibrațiilor sunt robustețea și simplitatea relativă de proiectare, ceea ce le face ca să fie cele mai bune soluții adaptate pentru a trata problemele legate de rezonanțele de structurilor extrem de solicitate. Acestea sunt, de asemenea, motivele pentru care acest tip de soluție a fost selectat pentru a reduce uzura ondulatorie.

Au fost dezvoltate mai multe metode pentru dimensionarea optimă a amortizării dinamice a vibrațiilor. Următoarea secțiune prezintă cea mai veche dintre ele, stabilită de Den Hartog și Ormondroyd în 1928 [6, 7].

2. METODA PRIN VÂRFURI EGALE

Un sistem al amortizării dinamice a vibrațiilor constă dintr-un arc amortizor de masă fixată la un punct de structura [8], și dimensionat de o manieră astfel încât să disipeze energia vibratorie a structurii frecvențelor de rezonanță (fig. 4.3.a).

Amortizarea dinamică a vibrațiilor are în general o masă mult mai mică decât structura inițială și frecvența sa naturală este ajustată la forma de a elimina modul. După asamblare, amortizarea dinamică a vibrațiilor schimbă frecvența de răspuns a sistemului de lângă frecvența de rezonanță, transformând amplitudinea de vârf în două vârfuri de amplitudine mai mică (fig. 4.3.b).

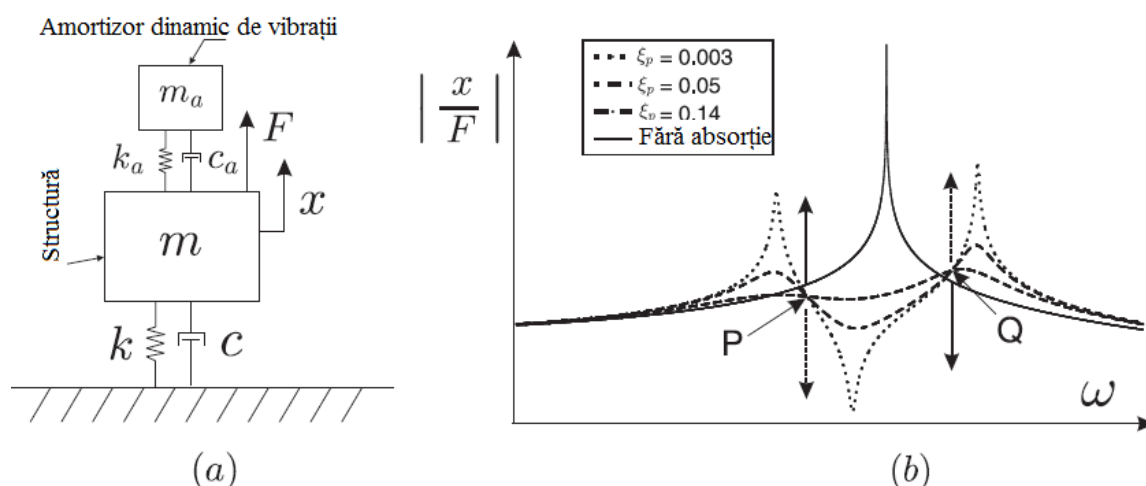


Fig. 2. Amortizarea dinamică a vibrațiilor pe un oscilator cu un grad de libertate;
(b) Receptarea oscilatorului.

Amortizarea dinamică a vibrațiilor deține trei parametri de proiectare: (1) raportul de masă (sau la inerție), care reprezintă raportul dintre masa de amortizare dinamică a vibrațiilor și masa sistemului, (2) raportul dintre frecvențele care reprezintă raportul dintre frecvența amortizării dinamice a vibrațiilor naturale (în cazul în care punctul de atașare este fixat) și cea a sistemului inițial fără amortizarea dinamică a vibrațiilor, (3) amortizare prin amortizarea dinamică a vibrațiilor.

Obiectivul metodei prin vârfuri egale este de a găsi parametrii optimi de amortizare dinamică a vibrațiilor, modul de disipare a energiei de vibrație având propriul mod de a structura minimizarea amplitudinii de receptare. Raportul maselor este fixat de proiectant, și este de obicei de câteva procente din masa sistemului inițial. Ceilalți doi parametri sunt calculați după cum urmează. Ecuația care reglementează dinamica oscilatorie pentru un grad de libertate care este fixat pentru amortizarea dinamică a vibrațiilor este:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F - D \quad (1)$$

unde F este perturbarea exterioară și D este forța provenită de la amortizarea dinamică a vibrațiilor:

$$D = m_a \ddot{x}_a = c_a (\dot{x} - \dot{x}_a) + k_a (x - x_a) \quad (2)$$

Definim parametrii:

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda = \frac{m_a}{m} \\ \omega_p^2 = \frac{k}{m}, \quad \omega_a^2 = \frac{k_a}{m_a} \\ \xi_p = \frac{c}{2m\omega_p}, \quad \xi_a = \frac{c_a}{2m_a\omega_a} \end{array} \right. \quad (3)$$

(λ este raportul dintre mase, ω_p este frecvența naturală a sistemului original și ω_a este frecvența naturală a amortizării dinamice a vibrațiilor; ξ_p și ξ_a sunt amortizările lor respective).

$$\beta = \frac{\omega_a}{\omega_p} ; \quad \eta = \frac{\xi_p}{\xi_a} \quad (4)$$

(β este raportul dintre frecvențe) și variabila redusă:

$$r = \frac{\omega}{\omega_p} \quad (5)$$

În aceste condiții, din relațiile (1) și (2) rezultă:

$$H(r) = \left| \frac{kX}{F} \right| = \sqrt{\frac{(2\xi_a\beta r)^2 + (\beta^2 - r^2)^2}{\left[r^2(\eta + \beta + \lambda\beta) - \beta(1 + \eta\beta) \right]^2 (2\xi_a r)^2 + \left[(1 - r^2)(\beta^2 - r^2) - \beta r^2(\lambda\beta + 4\eta\xi_a^2) \right]^2}} \quad (6)$$

Acesta este prezentat în figura 2 (b) pentru o anumită valoare a raportului de frecvențe β și trei valori ale amortizării dinamice a vibrațiilor.

2.1. STRUCTURA SLAB AMORTIZATĂ

În cazul unei structuri slab amortizate, curba de receptare corespunzătoare valorilor diferite a coeficienților de amortizare ξ_a ale amortizării dinamice a vibrațiilor vor trece toate prin două puncte comune P și Q (figura 2 b). Aceste două puncte variază în funcție de raportul dintre frecvențe, iar în cazul în care amplitudinea în punctul P crește, în punctul Q scade și invers. Prin urmare, se pare rezonabil de a alege astfel încât amplitudinile în cele două puncte P și Q să fie egale. Aceasta este baza teoriei prin vârfuri egale [6]. Alegerea frecvenței β care duce la această configurație este:

$$\beta = \frac{1}{1 + \lambda} \quad (7)$$

Acest rezultat poate fi stabilit după cum urmează: presupunând $\eta < 1$, transmisibilitatea (6) poate fi aproximată prin

$$H(r) = \sqrt{\frac{(2\xi_a\beta r)^2 + (\beta^2 - r^2)^2}{\left[1 - (1 + \lambda)r^2 \right]^2 (2\xi_a\beta r)^2 + \left[(1 - r^2)(\beta^2 - r^2) - \lambda\beta^2 r^2 \right]^2}} \quad (8)$$

Amortizarea dinamică a vibrațiilor

$$H(r) = \sqrt{\frac{a_1^2 + a_2^2 \xi_a^2}{a_3^2 + a_4^2 \xi_a^2}} = \sqrt{\frac{\frac{a_1^2}{a_2^2} + \xi_a^2}{\frac{a_3^2}{a_4^2} + \xi_a^2}} \quad (9)$$

Această expresie este independentă de ξ_a în punctele P și Q dacă:

$$\left| \frac{a_1}{a_2} \right| = \left| \frac{a_3}{a_4} \right| \quad (10)$$

Din ecuația (10) rezultă două ecuații algebrice; obținute cu semnul minus, care este polinomul de ordinul patru:

$$(2 + \lambda)r^4 - 2r^2[1 + \beta^2(1 + \lambda)] + 2\beta^2 = 0 \quad (11)$$

ale cărei rădăcini sunt abscisele în punctele P și Q. Egalând ordonatele obținem următoarea condiție:

$$\beta = \frac{1}{1 + \lambda} \quad (12)$$

și amplitudinea corespunzătoare lui $H(r_{1,2})$ este:

$$H_{\max} = (1 + \lambda) \sqrt{\frac{2 + \lambda}{\lambda}} \quad (13)$$

Utilizând ecuația (13), putem defini un coeficient de amortizare ξ_a echivalent la prezența amortizării dinamice a vibrațiilor

$$\xi_e = \frac{1}{2H_{\max}} = \frac{\sqrt{\lambda/2}}{2(1 + \lambda)} \quad (14)$$

Valoarea optimă a celui de-al treilea parametru al amortizării dinamice a vibrațiilor (coeficientul de amortizare) este obținut prin cerința ca ordonatele punctelor P și Q să fie la maximum de receptare $H(r)$, dacă:

$$\left(\frac{\partial H}{\partial r} \right)_{r=r_P} = \left(\frac{\partial H}{\partial r} \right)_{r=r_Q} = 0 \quad (15)$$

Tabelul 1. Proiectarea amortizării dinamice a vibrațiilor cu metoda prin vârfuri egale.

Parametrii		
Frecvențe naturale:	$\omega_p^2 = k / m$ $\omega_a^2 = k_a / m_a$	
Coeficient de amortizare	$\xi_p = c / 2m\omega_p$ $\xi_a = c_a / 2m_a\omega_a$	
Raportul maselor	$\lambda = m_a / m_p$	
Raportul frecvențelor	$\beta = \omega_a / \omega_p$	
Dimensiuni		
Etapa 1.	Selectarea raportului maselor	$\lambda = m_a / m_p \quad (3-5\%)$
Etapa 2.	Selectarea raportului frecvențelor	$\beta = \frac{\omega_a}{\omega_p} = \frac{1}{(1 + \lambda)}$
Etapa 3.	Selectarea coeficientului de amortizare	$\xi_a^{opt} = \sqrt{\frac{3\lambda}{8(1 + \lambda)}}$

În literatura de specialitate, există, de asemenea un altă valoare a coeficientului de amortizare:

$$\xi_a^{opt} = \left[\frac{3\lambda}{8(1 + \lambda)^3} \right]^{1/2} \quad (16)$$

Această diferență provine de la o definiție diferită a coeficientului de amortizare: $\xi_a = c_a / (2m_a\omega_p)$ în schimb în această lucrare avem $\xi_a = c_a / (2m_a\omega_a)$.

Condiția (15) permite obținerea valorii optime de amortizare a amortizării dinamice a vibrațiilor [9]:

$$\xi_a^{opt} = \sqrt{\frac{3\lambda}{8(1 + \lambda)}} \quad (17)$$

Diferitele etape de proiectare a amortizării dinamice a vibrațiilor cu metoda prin vârfuri egale sunt rezumate în tabelul 1.

Metoda prin vârfuri egale este frecvent utilizată cu numele de optimizare H_∞ , deoarece își propune să minimizeze amplitudinea de receptare a sistemului.

2.2. STRUCTURA AMORTIZATĂ

În cazul general dacă o structură are o amortizare neglijabilă, curbele din figura 2 b nu mai trec prin cele două puncte fixe P și Q. Cu toate acestea, prin scrierea ambelor condiții de optimizare (înălțime egală a vârfurilor și de zero primul derivat) există formulări analitice mai complexe în [10]. Figura 3 prezintă amortizarea echivalentă ξ_e a amortizării dinamice a vibrațiilor pentru diferite valori ale amortizare a structurii [9, 11].

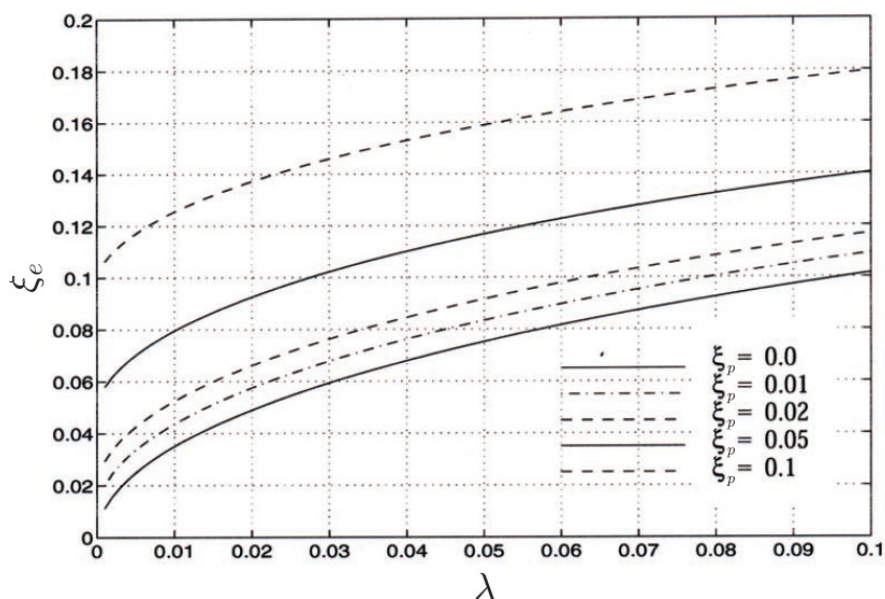


Fig. 3. Curbele echivalente de amortizare a amortizării dinamice a vibrațiilor (prima egalitate a ecuației (14)) pentru diferite valori ale amortizarea a structurii [7].

Există, de asemenea și alte metode de calcul a amortizării dinamice a vibrațiilor. Secțiunea următoare face o comparație cu unele dintre ele enumerate în literatura de specialitate.

3. ALTE METODE DE DIMENSIONARE

3.1. METODA DE VARIATIE MINIMĂ

În metoda de varianță minimă [12], alegerea parametrilor amortizării dinamice a vibrațiilor se face în modul următor: forța F aplicată pe structură se presupune aleatorie ca un așa numit zgomot alb, adică energia se distribuie uniform pe toate frecvențele $\Phi_F(\omega) = \Phi_0$. Densitatea de putere a răspunsului structural x_p este legat de excitație [13].

$$\Phi_{x_p}(\omega) = |H(\omega)|^2 \Phi_F(\omega) = |H(\omega)|^2 \Phi_0 \quad (18)$$

sau $H(\omega)$ este receptarea de structura, x_p / F . Rezultă că media pătratică a răspunsului structural este:

$$\sigma_{x_p}^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} \Phi_{x_p}(\omega) d\omega = \Phi_0 \int_{-\infty}^{+\infty} |H(\omega)|^2 d\omega \quad (19)$$

Metoda de variație minimă alege parametrii amortizării dinamice a vibrațiilor pentru a minimiza. Această metodă este numită de metoda de optimizare H . Valoarea optimă a parametrilor este:

$$\beta = \frac{1}{1+\lambda} \sqrt{\frac{2+\lambda}{\lambda}} \quad (20)$$

și:

$$\xi_a^{opt} = \sqrt{\frac{\lambda(4+3\lambda)}{8(1+\lambda)(2+\lambda)}} \quad (21)$$

3.2. METODA DE STABILITATE MAXIMĂ

Sistemul combina structura și amortizarea dinamică a vibrațiilor și are două direcții de libertate. Prin urmare, are două perechi de poli care sunt complex conjugați aranjați așa cum se arată în figura 4. Poziția exactă a polilor depinde de alegerea parametrilor amortizării dinamice a vibrațiilor.

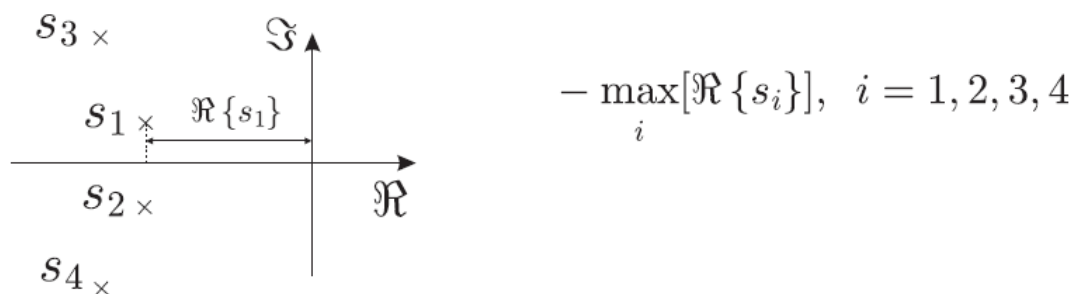


Fig. 4. Poziția polilor complexi ai structurii sistemului de cuplul și amortizarea dinamică a vibrațiilor.

Metoda de stabilitate maximă este de a alege parametrii amortizării dinamice a vibrațiilor, modalitate de a maximiza marja de stabilitate a sistemului:

$$\min\{\max[\Re(s_i)]\} \quad (22)$$

Parametrii corespunzători sunt:

$$\beta = \frac{1}{1+\lambda} \quad (23)$$

$$\xi_a^{opt} = \sqrt{\frac{\lambda}{(1+\lambda)}} \quad (24)$$

Tabelul 2 rezumă valorile optime ale parametrilor amortizării dinamice a vibrațiilor obținute prin metode diferite.

Tabelul 2. Metode de optimizare a amortizării dinamice a vibrațiilor

Criteriu	Raportul optim al frecvențelor β	Amortizarea optimă ξ_a^{opt}
Vârfuri egale (H_∞)	$\frac{1}{1+\lambda}$	$\sqrt{\frac{3\lambda}{8(1+\lambda)}}$
Variație min. (H_2)	$\frac{1}{1+\lambda} \sqrt{\frac{2+\lambda}{\lambda}}$	$\sqrt{\frac{\lambda(4+3\lambda)}{8(1+\lambda)(2+\lambda)}}$
Stabilitate max.	$\frac{1}{1+\lambda}$	$\sqrt{\frac{\lambda}{(1+\lambda)}}$

Există și alte abordări pentru a defini parametrii amortizării dinamice a vibrațiilor. S-au găsit în [10, 14, 15, 16, 17], studii aprofundate.

4. STRUCTURILE CU MAI MULTE GRADE DE LIBERTATE

Metodele de dimensionarea a amortizării dinamice a vibrațiilor expuse în secțiunile anterioare au fost dezvoltate pentru a amortiza un oscilator care are un grad de libertate. Această secțiune descrie modul în care se reduce un sistem, care are mai multe grade de libertate, la un oscilator cu un grad de libertate într-o bandă de frecvență îngustă în jurului frecvenței modului țintă. În acest mod, metodele descrise anterior pot fi aplicate la proiectarea unei amortizării dinamice a vibrațiilor pentru orice mod a unui sistem [18] care are mai multe grade de libertate. De exemplu în figura 5 se prezintă o structură care are mai multe grade de libertate.

Forma generală a ecuației de mișcare a acestei structuri reprezentate de un număr finit de grade de libertate care pot fi scrise astfel:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (25)$$

unde $x = (x_1, \dots, x_n)^T$ și F sunt vectorii deplasărilor generalizate (translație și rotație) și forța generalizată (forțele punctelor și momentelor) și M , K C sunt respectiv matricile de masă, rigiditate și amortizare.

În cazul general al unui sistem care are grad multiplu de libertate pe care se aplică un absorbant dinamic, al d^{lea} grad de libertate (a se vedea fig. 5.b), ecuațiile dinamice devin:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F - D \quad (26)$$

unde D reprezintă acțiunea de amortizare dinamică a vibrațiilor, $D(j) = \delta_{fd} D$, cu:

$$D = m_a \ddot{x}_a = c_a (\dot{x}_d - \dot{x}_a) + k_a (x_d - x_a) \quad (27)$$

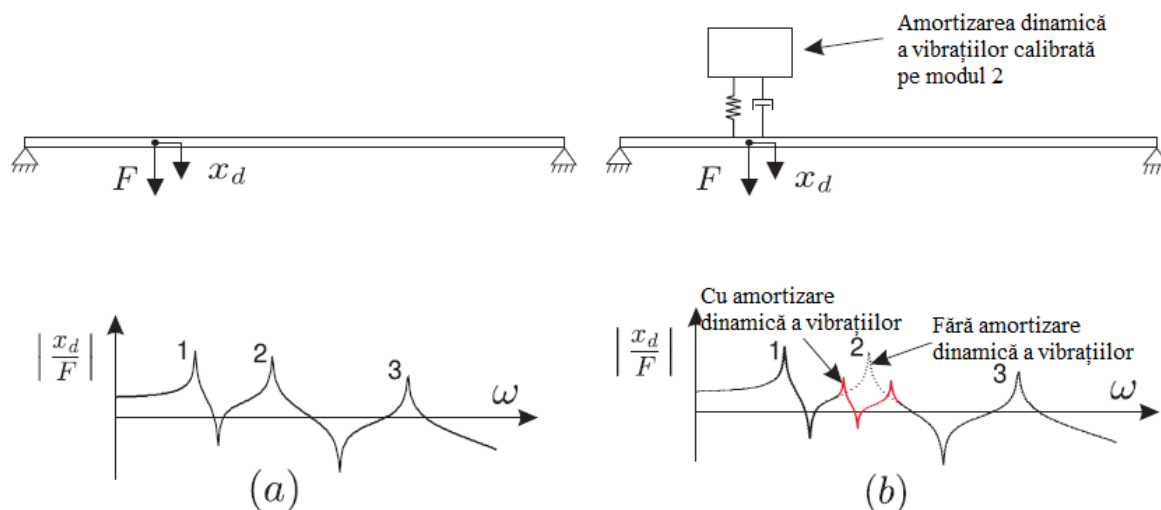


Fig. 5. (a) Structura cu mai multe grade de libertate și receptarea verticală directă în punctul x_d ; (b) Structura amortizării dinamice a vibrațiilor este fixată în punctul x_d calibrat în modul doi de rezonanță al structurii.

Evoluțiile care urmează aduc înapoi ecuațiile (26) și (27) la un sistem echivalent cu un grad de libertate care reprezintă dinamica sistemului cu un gradul de libertate d în jurul frecvenței de rezonanță p modul dacă se dorește amortizarea ($p = 2$, în exemplul din figura 5 b).

În primul rând, se efectuează o schimbare de variabile între coordonate fizice x și coordonatele modale:

$$x = \Phi z \quad (28)$$

unde z este vectorul de coordonate modale și $\Phi = (\phi_1, \dots, \phi_n)$ este matricea de moduri naturale a sistemului. Prin substituirea în ecuația (26) și înmulțind la stângă cu Φ^T se obține:

$$\Phi^T M \Phi \ddot{z} + \Phi^T C \Phi \dot{z} + \Phi^T K \Phi z = \Phi^T [F - D] \quad (29)$$

Având în vedere relațiile de ortogonalitate:

$$\Phi^T M \Phi = \text{diag}(m_1); \quad \Phi^T K \Phi = \text{diag}(m_1 \omega_1^2) \quad (30)$$

unde m_i este masa modală generalizată de modul i și ω_i este frecvența sa naturală.

Prin ipoteza unei amortizări pe diagonală, ecuația (29), exprimată în variabilele modale sunt decuplate și se poate scrie:

$$\text{diag}(m_1) \ddot{z} + \text{diag}(1\xi_1 m_1 \omega_1) \dot{z} + \text{diag}(m_1 \omega_1^2) z = \Phi^T [F - D] \quad (31)$$

Presupunând că se dorește să se amortizeze al p^{lea} mod al structurii cu un amortizor dinamic fix cu al d^{lea} grad de libertate, s-a emis ipoteza că mișcarea de la punctul de fixare al amortizoarelor este dominat în mare măsură de vibrațiile al p^{lea} mod în jurul valorii de frecvența de rezonanță ω_p :

$$x = \Phi z \approx \phi_p z_p$$

adică frecvența modului p este destul de departe de celelalte frecvențe ale structurii. Această ipoteză permite exprimarea amplitudinii modului p , în funcție de deplasare de la începutul amortizării dinamice a vibrațiilor:

$$z_p \approx \frac{1}{\phi_p(d)} x_d \quad (32)$$

Folosind acest aproximare (vezi fig. 6) la p^{lea} ecuația (31) se va scrie astfel:

$$\frac{m_p}{\phi_p(d)} \ddot{x}_d + \frac{2\xi_p m_p \omega_p}{\phi_p(d)} \dot{x}_d + \frac{m_p \omega_p^2}{\phi_p(d)} x_d = \phi_p^T F - \phi_p(d) D \quad (33)$$

și:

$$\frac{m_p}{\phi_p^2(d)} \ddot{x}_d + \frac{2\xi_p m_p \omega_p}{\phi_p^2(d)} \dot{x}_d + \frac{m_p \omega_p^2}{\phi_p^2(d)} x_d = \frac{\phi_p^T F}{\phi_p(d)} - D \quad (34)$$

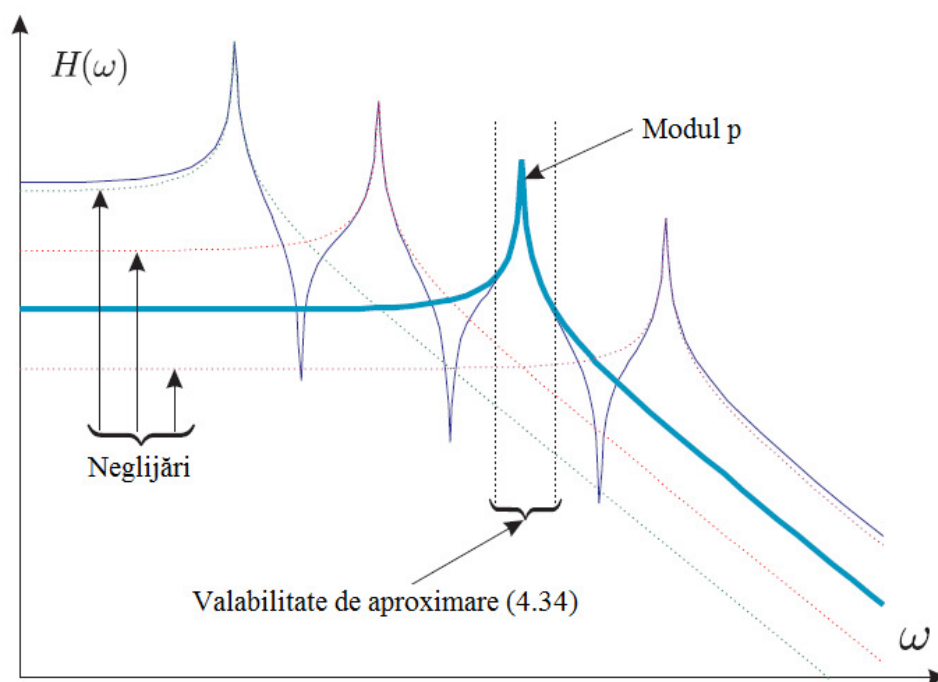


Fig. 6. Aproximarea modului de receptare unei structuri cu mai multe grade de libertate.

Comparând ecuațiile (34) și (1) vom observa că structura se comportă ca un oscilator cu masa echivalentă.

$$m_p^* = \frac{m_p}{\phi_p^2(d)} \quad (35)$$

Odată această masa determinată, se calculează raportul maselor:

$$\lambda = \frac{m_a}{m_p^*} \quad (36)$$

și restul procedurii de proiectare este se efectuează pentru un oscilator (vezi tabelul 1). Eficiența amortizării dinamice a vibrațiilor este mai mare ca când λ este mare. Cu alte cuvinte, pentru un mod selectat, masa echivalentă m_p^* ar trebui să fie cât mai mică posibil, adică, potrivit ecuației (35) gradul de libertate d corespunde unui vârf de vibrație al modului p .

5. EFECTUL AMORTIZĂRII DINAMICE A VIBRAȚIILOR ASUPRA CREȘTERII UZURII ONDULATORII

În general, de mișcare a unui oscilator care freacă pe o bandă (figura 7) care se rotește cu o viteză v , pe care este aplicată o sarcină variabilă N este o succesiune de aderențe și alunecări (stick-slip) roată și șină. Aceste oscilații poate rezulta fie dintr-o scădere a coeficientului de frecare atunci când alunecare crește, sau dintr-o schimbare de sarcină (sau o

combinație a celor două). În ambele cazuri, amplitudinea oscilațiilor crește și mai mult dacă frecvența oscilațiilor corespunde frecvenței de rezonanță a oscilatorului. În [19], s-a dovedit că amortizarea dinamică a vibrațiilor acționează asupra forței verticale și / sau rezonanța oscilatorului ar putea reduce în mod semnificativ modul de circulație de aderență-alunecare.

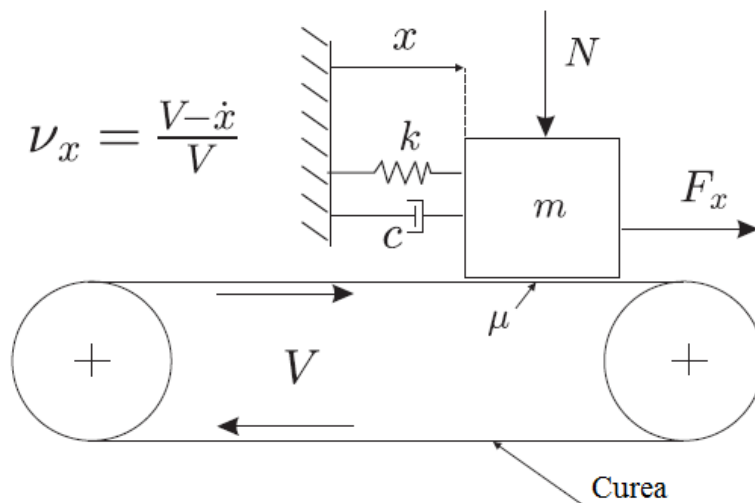


Fig. 7. Oscilații excitate prin frecare.

În ceea ce privește uzura ondulatorie, mișcarea este o succesiune de rulare și alunecare a roții pe șină. Acestea sunt caracterizate prin cicluri de limită în planul fază pseudo-alunecare-forță, pseudo-alunecare și este descrisă în figura 8.

În timpul acestor cicluri, variațiile de putere ΔP disipată de forțele frecare F_x de masa m se poate scrie:

$$\Delta P = V[F_x \Delta v_x + v_x \Delta F_x] \quad (37)$$

Cei doi termeni ai membrului drept al ecuației (37) definesc cele două categorii principale ale mecanismelor de fixare ale lungimii de undă:

- Aceste asociații sunt variații semnificative ale alunecării dintre roată și șină, cauzate de rezonanța orizontală (longitudinală sau laterală) a sistemul vehicul-cale (fig. 8 a). Într-adevăr, vârful de receptare orizontal este creat de aceeași forță, de alunecare. În acest caz, amortizarea dinamică a vibrațiilor va fi calibrată pe rezonanța orizontală (fig. 8 c).
- Aceste asociații sunt variații mari în forța de frecare dintre roată și șina și creează o anti-rezonanță verticală a sistemului de vehicul-cale (fig. 8 b). Într-adevăr, golul de receptare creează, pentru chiar o neregulă, variații semnificative în forța verticală de contactat și, prin urmare, apar variații semnificative în forța de frecare. În acest caz, amortizarea dinamică a vibrațiilor se va calibra pe modul responsabil de anti-rezonanță vertical în punctul de contact (fig. 8 d).

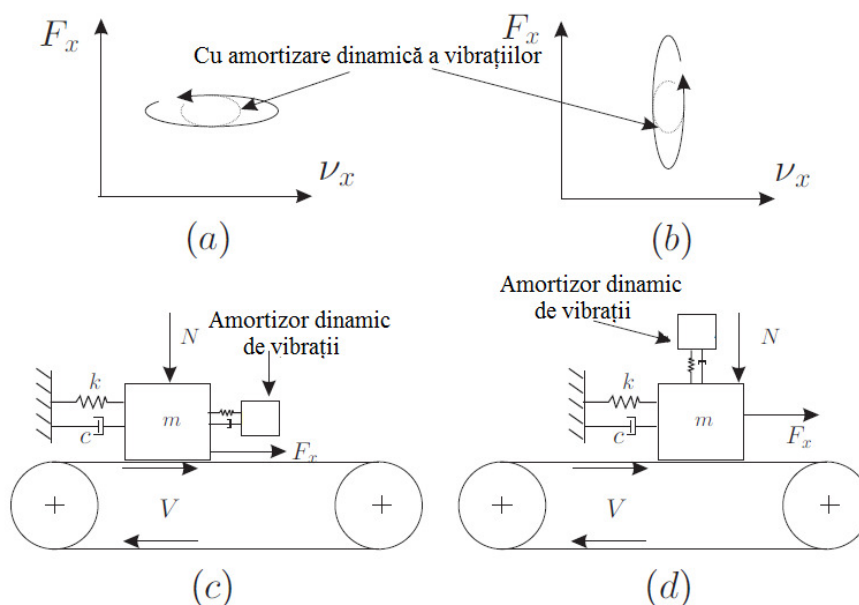


Fig. 8. Cicluri limită în planul pseudo-alunecare- forța pseudo-alunecare cauzate de (a) rezonanțe horizontale; (b) anti-rezonanțele verticale; (c) rezonanțe horizontale; (d) anti-rezonanțele verticale.

6. CONCLUZII

În această lucrare se urmărește în primul rând contextul istoric în care a fost dezvoltat conceptul de absorbție dinamic, și se oferă o imagine de ansamblu a posibilităților sale de aplicare. Metodele de dimensionare pentru amortizarea dinamică a vibrațiilor au fost prezentate la un sistem neamortizat cu un grad de libertate. S-a prezentat modul de aplicare a acestei metode pe un sistem cu mai multe grade de libertate, modul de a aduce acest sistem la un oscilator cu un grad de libertate într-o bandă de frecvență. Diferite tipurile de uzură ondulatorie raportate în literatura de specialitate au fost clasificate în două categorii. Pentru ambele tipuri, capacitatea de amortizare dinamică a vibrațiilor la reducerea creșterii uzurii ondulatorii a fost discutată în termeni de reducere a variațiilor de la puterea de frecare disipată fie prin reducerea variațiilor mari în alunecarea dintre roată și șină, sau prin reducerea variațiilor mari în forțele frecare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **H. Frahm.** *Improved means for the damping the vibrations of bodies*, patent no. GB190923828. 1909.
- [2] **H. Frahm.** *Improved means for the damping the vibrations of masses*, patent no. GB190923829. 1909.
- [3] **J. Maes and H. Sol.** *A double tuned rail damper increased damping at the two first pinned-pinned frequencies.* *Journal of Sound and Vibration*, 267 :721-737, 2003.
- [4] **D.J. Thompson, C.J. Jones, T.P. Waters, and D. Farrington.** *A tuned damping device for reducing noise from railway track.* *Applied Acoustics*, 68 :43-57, 2007.

- [5] **I. Sebeșan, C. N. Badea, V. Ștefan. M. R. Sebeșan, A. Badea, M. Litră.** *Aspects of the Operation Shock Absorber on Freight Wagons.* J Balk Tribol Assoc, Volume: 21 Issue: 3, pp.700-710 (2015).
- [6] **J. Ormondroyd and J.P. Den Hartog.** *The theory of the damped vibration absorber.* Trans. Am. Soc. Mech. Eng. Journal of Applied Mechanics, 50 :7, 1928.
- [7] **J.P. Den Hartog.** *Mechanical Vibrations*, 4th Ed. Mc Graw-Hill, New York, 1956.
- [8] **I. Sebeșan, G. Popa, C. N. Badea, M. A. Spiroiu, A. Badea,** *Study Concerning use of Leaf Springs Freight Wagons*” in Journal of the Balkan Tribological Association, Volume. 21, Issue: 4, pp. 810-819 (2015).
- [9] **J.J. Connor.** *Introduction to Structural Motion Control.* Prentice Hall, 1999.
- [10] **T. Asami, O. Nishihara, and A.M. Baz.** *Analytical solutions to H_∞ and H_2 optimization of dynamic vibration absorbers attached to damped linear systems.* Transactions of the ASME, Journal of vibrations and acoustics, 124 :284-295, 2002.
- [11] **A. Neacșa, N. N. Antonescu, D. B. Stoica.** *Modern Solutions for Selecting the Corresponding Machinery Dedicated to Technological Applications.* Journal of the Balkan Tribological, Volume: 15, Issue: 4, (2009).
- [12] **S.H. Crandall and W.D. Mark.** *Random Vibration in Mechanical Systems.* Academic Press, 1963.
- [13] **A. Preumont.** *Random Vibration and Spectral Analysis.* Kluwer Academic Publishers, 1994.
- [14] **E. Pennestri.** *An application of the chebyshev's min-max criterion to the optimal design of dampd dynamic vibration absorber.* Journal of sound and vibration, 217 :757-765, 1998.
- [15] **Y.Z. Wang and S.H. Cheng.** *The optimal design of dynamic absorber in the time domain and the frequency domain.* Applied Acoustics, 28 :67-78, 1989.
- [16] **S. Krenk.** *Frequency analysis of the tuned mass damper.* Journal of applied Mechanics, 72 :936-942, 2005.
- [17] **S. Krenk and J. Hogsberg.** *Calibration of tuned mass dampers on damped structures under random load.* preprint submitted to Elsevier, 27 April 2007.
- [18] **A. Neacsa., N.N. Antonescu, D.B. Stoica,** *Software Applications for Complex Technological Systems Reliability,* Journal of the Balkan Tribological, Volume: 15, Issue: 1, (2009).
- [19] **K. Popp and M. Rudolph.** *Vibration control to avoid stick-slip motion.* Journal of Vibration and Control, 10 :1585-1600, 2004.