A XIII-a Conferinţă Naţională multidisciplinară – cu participare internaţională,
"Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii româneşti",
SEBEŞ, 2013

CONSIDERAȚII ASUPRA VIBRAȚIILOR DIN SUSPENSIA VEHICULELOR FEROVIARE ȘI MĂSURAREA LOR

Ioan VIDICAN, Mircea BEJAN

REFLECTIONS ON RAILWAY VIBRATION VEHICLE SUSPENSIONS

Making a simple mechanical model railway vehicle must contain masses suspended bogie and vehicle weight box connected by elastic and dynamic elements. Thus, the suspension of railway vehicles consists of elastic elements, connecting elements, and shock. Vibration measurements of elastic element (or set of elastic elements) of a railway vehicle suspension requires a stand to simulate operating conditions. This paper presents such a stand which operates as a vibrator.

Cuvinte cheie: model mecanic, vibrații, suspensiile vehiculelor feroviare, stand de simulare și măsurare, vibrator
Keywords: mechanical design, vibrations, suspension rail vehicle simulation and measurement stand, vibrating

1. Generalități

În studiul vibrațiilor unui vehicul feroviar prima problemă care se pune este reprezentarea acestuia printr-un model mecanic echivalent, alcătuit din mase rigide, legate între ele prin elemente elastice și de amortizare. Stabilirea unui model mecanic, cu un anumit grad de complexitate, este strâns legată de precizia cerută rezultatelor. Cu cât modelul este mai complex, cu atât și rezultatele vor fi mai

apropiate de realitate. Dar un număr mare de grade de libertate ale modelului face dificilă deducerea unor concluzii generale privind comportamentul vehiculului. Informațiile utile calitative și cantitative nu se pot obține decât dacă se adoptă modele mai puțin complexe. La vehiculele de cale ferată, un model mecanic simplu cuprinde masele suspendate ale boghiurilor și masa cutiei vehiculului legate între ele prin elemente elastice și dinamice. Suspensia de la vehiculele feroviare este formată din elemente elastice, elemente de legătură și amortizoare. Aceste elemente se plasează, în funcție de soluția constructivă stabilită, între osii și șasiul boghiului, între osii și cutia vagonului sau între șasiul boghiului și cutie.

Elementele elastice, ale suspensiei pot fi metalice, din cauciuc sau pneumatice. Acestea acumulează o parte din energia vibrațiilor și apoi o redau în timp, contribuind astfel la micșorarea sarcinilor dinamice care acționează asupra maselor suspendate și nesuspendate ale vehiculului.

Elementele de legătură, sunt formate din suspensoare, atelaje cu inele sau eclise, balansieri. Legăturile pendulare sub formă de leagăn, ca și inelele sau eclisele de legătură ale arcurilor în foi, îndeplinesc și rolul de elemente elastice, preluând șocurile transversale sau longitudinale. Balansierii longitudinali sau transversali sunt utilizați, în general, la locomotive.

Amortizoarele de vibrații, prin forțele rezistente pe care le creează, disipă o parte din energia vibrațiilor, contribuind astfel la amortizarea acestora. La vehiculele de cale ferată se folosesc, în general, amortizoare hidraulice sau cu fricțiune. Arcurile în foi, de cauciuc și pneumatice realizează și amortizarea vibrațiilor.

După numărul asamblărilor de elemente elastice care lucrează în serie (trepte de suspendare) suspensiile pot fi simple, duble, triple sau chiar cvadruple. Pentru realizarea de viteze mari, în condiții de siguranță a circulației și cu confort ridicat trebuie ca atât vehiculul, cât și calea să răspundă unor condiții constructive speciale. Ținând seama de imposibilitatea realizării unor căi de rulare cu geometrie perfectă, este necesar să se impună condiții constructive deosebite pentru suspensia vehiculelor. Studiul suspensiei vehiculelor prezintă dificultăți și datorită numărului mare de grade de libertate ale sistemului vibrant al vehiculului. Dacă fiecare dintre masele suspendate principale, respectiv boghiurile și cutia vehiculului, au câte 6 grade de libertate atunci pentru întreaga construcție suspendată a unui vehicul pe două boghiuri vor rezulta 18 grade de libertate, la care se adaugă și vibrațiile structurale.

Soluția constructivă care se adoptă pentru realizarea unei suspensii depinde de felul vehiculului la care se folosește, de viteza de circulație a acestuia, de calitatea linilor pe care vehiculul circulă, de gradul de confort cerut. Ca urmare nu se poate vorbi de tipuri unificate de suspensii. În construcția actualelor tipuri de vehicule s-au generalizat suspensiile cu un etaj sau două etaje de suspendare. S-a constatat că numărul mare de trepte de suspendare nu influențează în mod sensibil calitatea rulării. Dimpotrivă, la viteze mari, s-a constatat că fiecare treaptă de suspendare introduce vibrații parazite de înaltă frecvență, cu efect defavorabil asupra calității de mers.

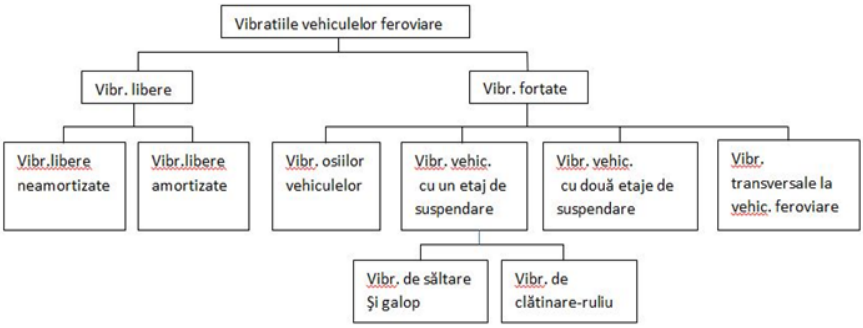


Fig. 1 Clasificarea vibrațiilor vehiculelor feroviare

La boghiurile cu două etaje de suspendare, vibrațiile verticale ale etajului primar se cuplează cu cele ale etajului secundar dând două frecvențe proprii, una joasă și alta înaltă. Actualmente, din considerente de confort, există tendința de a se coborî frecvența joasă în jurul valorii de 1 Hz. Frecvența proprie înaltă se situează în mod curent între 5 și 7 Hz. Pe lângă cele menționate la adoptarea parametrilor suspensiei trebuie să se țină seama și de alte condiții care decurg din studiu dinamicii vehiculelor: asigurarea coeficientului de suplețe, a capacității de torsiune a vehiculului pe șine, a stabilității mișcării de șerpuire, a calității de mers. În literatura tehnică sunt indicate frecvențele proprii în cazul vehiculelor de mare viteză.

La viteze mari crește influența perturbațiilor cauzate de defectele roților, în special defecte de centrare. Amortizoarele montate în paralel cu suspensia osiilor produc o mare rezistență la aceste perturbații, ceea ce face ca acestea să se transmită maselor suspendate ale vehiculului. Intercalarea unui arc în serie cu amortizorul duce la diminuarea acestor efecte.

2. Vibrații libere amortizate la vehiculele feroviare

La vehiculele feroviare se impune o frecventă proprie pentru fiecare tip de mișcare (verticală, șerpuire și clătinare). În cazul mișcării verticale a unui vehicul pe șine, poate fi modelat printr-un sistem oscilant complex format din mase continuu distribuite și mase concentrate, legate între ele prin elemente elastice și de amortizare.

Ținând seama de particularitățile vibrațiilor la vehiculule pe șine, sistemul complex al suspensiei poate fi descompus în sisteme individuale cu unul sau două grade de libertate (figura 3), care să reflecte într-o măsură acceptabilă, pentru calculele practice, comportarea sistemului studiat.

În figura 2 este reprezentat un vagon feroviar cu suspensie dublă (suspensie primară și suspensie secundară). Suspensia secundară face legătura între cutia vagonului și boghiu, iar suspensia primară face legătura între corpul boghiului și aparatul de rulare.

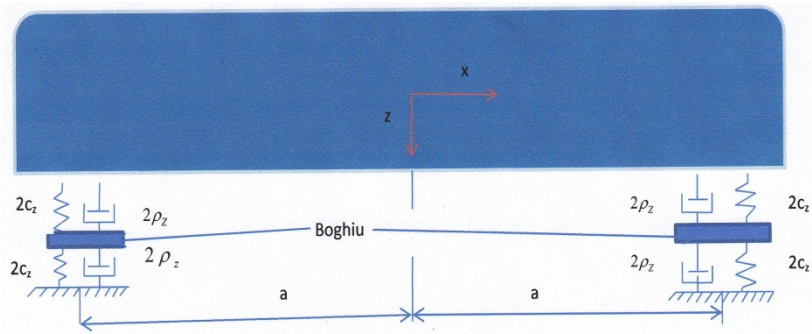


Fig. 2 Vagon feroviar cu suspensie dublă

Suspensia de la vagonul din figura 2 este alcătuită din 8 arcuri elicoidale și 8 amortizoare hidraulice.

Pentru determinarea gradului de amortizare a vagonului din figura 2, se observă că vagonul poate fi reprezentat ca un sistem cu două grade de libertate ca în figura 3.

Pentru o suspensie verticală cu două grade de libertate ecuațiile de mișcare sunt:

$$m_1\ddot{z}_1 + \rho_1\left(\dot{z}_1 - \dot{z}_2\right) + c_1\left(z_1 - z_2\right) = 0 \qquad (1)$$

$$m_2\ddot{z}_2 + \rho_2\dot{z}_2 - \rho_1\left(\dot{z}_1 - \dot{z}_2\right) + c_2 z_2 - c_1\left(z_1 - z_2\right) = 0$$

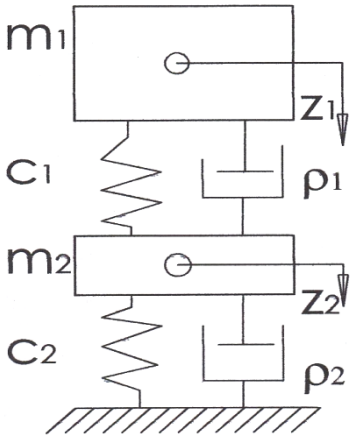


Fig. 3 Sistem echivalent cu două grade de libertate

În care, substituind $z_1 = A_1 e^{pt}$ și $z_2 = A_2 e^{pt}$ se obține un sistem de ecuații cu necunoscutele A_1 și A_2.

Condiția ca acest sistem să admită soluții diferite de soluția banală $A_1 = A_2 = 0$ este ca determinantul sistemului să fie egal cu zero

$$\begin{vmatrix} m_1 p^2 + \rho_1 p + c_1 & -\rho_1 p - c_1 \\ -\rho_1 p - c_1 & m_2 p^2 + (\rho_1 + \rho_2) p + c_1 + c_2 \end{vmatrix} = 0$$

Se obține astfel ecuația pulsațiilor proprii

$$m_1 m_2 p^4 + \left[m_1 (\rho_1 + \rho_2) + m_2 \rho_1 \right] p^3 + \left[m_1 (c_1 + c2) + m_2 c_1 + \rho_1 \rho_2 \right] p^2 +$$
$$+ (p_1 c_2 + p_2 c_1) p + c_1 c_2 = 0 \qquad (2)$$

Energiile disipate de cele două amortizoare sunt

$$W_1 = \rho_1 \int_0^T \dot{z}_{r1}^2 dt = \rho_1 \int_0^T (\dot{z}_1 - \dot{z}_2)^2 dt, \qquad W_2 = \rho_2 \int_0^T \dot{z}_{r2} dt = \rho_2 \int_0^T \dot{z}_2^2 dt$$

În cazul prezentat mai sus în care sistemul cu două grade de libertate se folosește pentru studiul vibrațiilor verticale, de săltare ale unui vehicul pe boghiuri cu două etaje de suspendare,

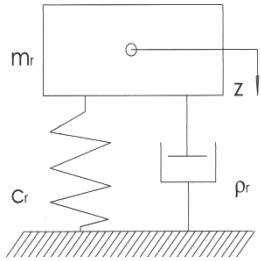
$$\rho_1 = 2\rho_z^*, \qquad \rho_2 = 4\rho_z^*$$

reprezintă coeficienții de amortizare echivalenți din suspensia primară și suspensia secundară.

În calculele inginerești se utilizează o metodă bazată tot pe considerente energetice, de reducere a sistemului amortizat cu două grade de libertate la un sistem cu un grad de libertate, (figura 4) în

condițiile unor amortizări mici, care nu produc o modificare importantă a frecvenței proprii joase.

Referitor la sistemul cu un grad de libertate, pentru a stabilii legea de mișcare ce notează cu:



$$2\delta = \frac{\rho_r}{m_r} - factor \quad de \quad amortizare$$

$$\omega_0^2 = \frac{c_r}{m_r} - pătratul \quad pulsatie\ proprii$$

Fig. 4 Sistem echivalent cu un grad de libertate

Ecuația caracteristică este

$$p^2 + 2\delta p + \omega_0^2 = 0$$

Care are rădăcinile

$$\rho_{1,2} = -\delta \pm \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2} \tag{3}$$

Rezultă că felul mișcării va depinde de natura rădăcinilor ecuației caracteristice, adică după cum coeficientul de amortizare ρ_r este mai mic, egal, sau mai mare decât coeficientul de amortizare critic

$$\rho_c = 2m_r\omega_0 = 2\sqrt{c_r m_r} \tag{4}$$

Se notează cu

$$D = \frac{\rho_r}{\rho_c} = \frac{\rho_r}{2m_r\omega_0} = \frac{\rho_r}{2\sqrt{c_r m_r}} \tag{5}$$

D - *gradul de amortizare relativă*

Când D≥1 rădăcinile ecuației caracteristice sunt, reale mișcarea fiind aperiodică. În acest caz, dacă sistemul este deranjat din poziția de echilibru, frecările mari fac ca acesta să nu vibreze, ci să revină încet la aceeași poziție.

Când D<1 rădăcinile ecuației caracteristice sunt complex conjugate. Mișcarea în acest caz este *vibratoare amortizată*.

Este situația întâlnită la vehiculele feroviare.

Proiectarea suspensiei implică stabilirea inițială a constantelor elastice și de amortizare din condiții legate de asigurarea performanțelor dinamice a vehiculului.

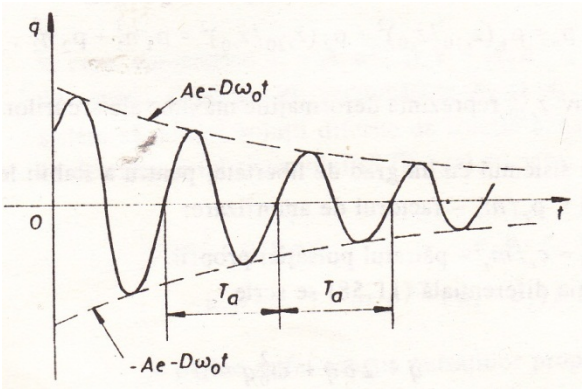


Fig. 5 Variația amplitudinii în cazul amortizării liniare

Realizarea unor valori minime ale amplitudinilor vibrațiilor constituie criteriul cel mai frecvent utilizat pentru stabilirea gradului optim de amortizare – figura 5.

3. Măsurarea vibrațiilor

Pentru măsurarea vibrațiilor la un element elastic (sau ansamblu de elemente elastice) de la suspensia unui vehicul feroviar este necesar un stand pentru a simula condițiile din exploatare.

Aparatul de măsurat vibrații funcționează pe principiul aparatelor seismice care are un sistem oscilant. Părțile componente ale aparatului seismic sunt: *suportul* S, legat rigid de corpul a cărui vibrație se măsoară, *masa m*, legată de suport și un *traductor* - T (figura 6).

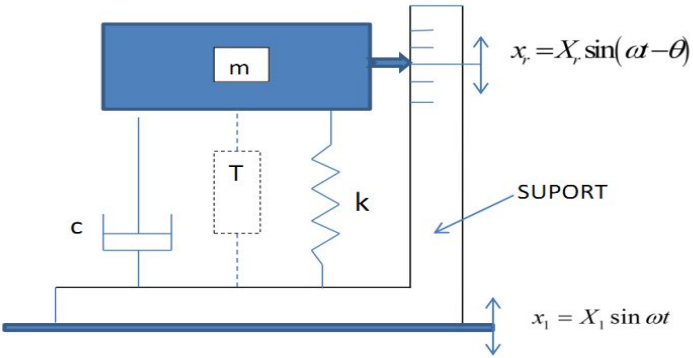


Fig. 6 Aparat seismic

Un astfel de stand este prezentat în figura 7 care funcționează ca un vibrator.

Vibratoarele (excitatori de vibrații) sunt folosiți în încercări de fiabilitate, încercări la oboseală sau etalonări de aparate, fie pentru determinarea caracteristicilor dinamice ale unor structuri, mașini, teren de fundații, sau în cazul de față determinarea caracteristicilor suspensiei primare de la un vehicul feroviar. În figura 7 este prezentat un vibrator care produce o mișcare rectilinie acționat de un mecanism cu excentric.

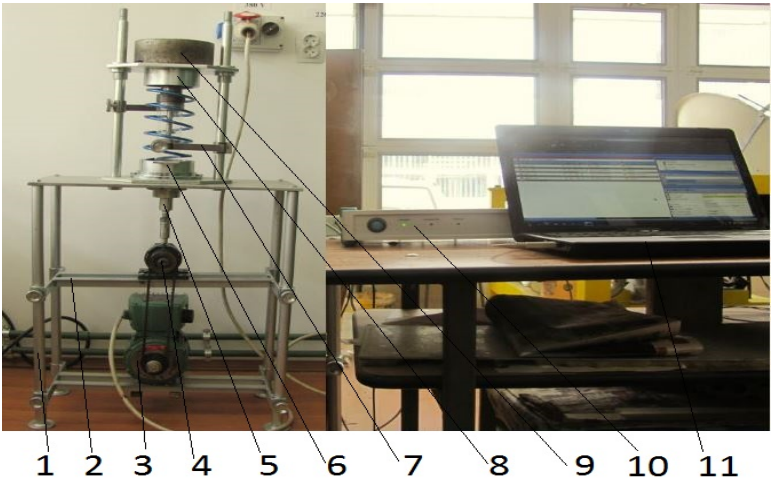


Fig. 7 Stand de produs și măsurat vibrații
1-cadru; 2-suport mecanism excentric; 3-motor electric cu turație variabilă; 4-sistem pulsator; 5-mecanism reglare amplitudine; 6-suport arc; 7-suport traductor de deplasare; 8-ghidaj arc; 9- încărcătură masă; 10-cititor de date;11-calculator

În figura 7, pe standul de vibrații este montat un ansamblu format dintr-un arc elicoidal și un amortizor hidraulic.

Acest ansamblu este supus vibrațiilor pentru a simula felul cum lucrează acest ansamblu într-o suspensie de la un vehicul feroviar.

Se preconizează aducerea unor îmbunătățiri la aceste elemente elastice ca în final vehiculul feroviar să ofere un confort mărit pasagerilor, scopul principal fiind realizarea unor valori minime ale amplitudinilor vibrațiilor (fapt ce constituie criteriul cel mai frecvent utilizat pentru stabilirea gradului optim de amortizare).

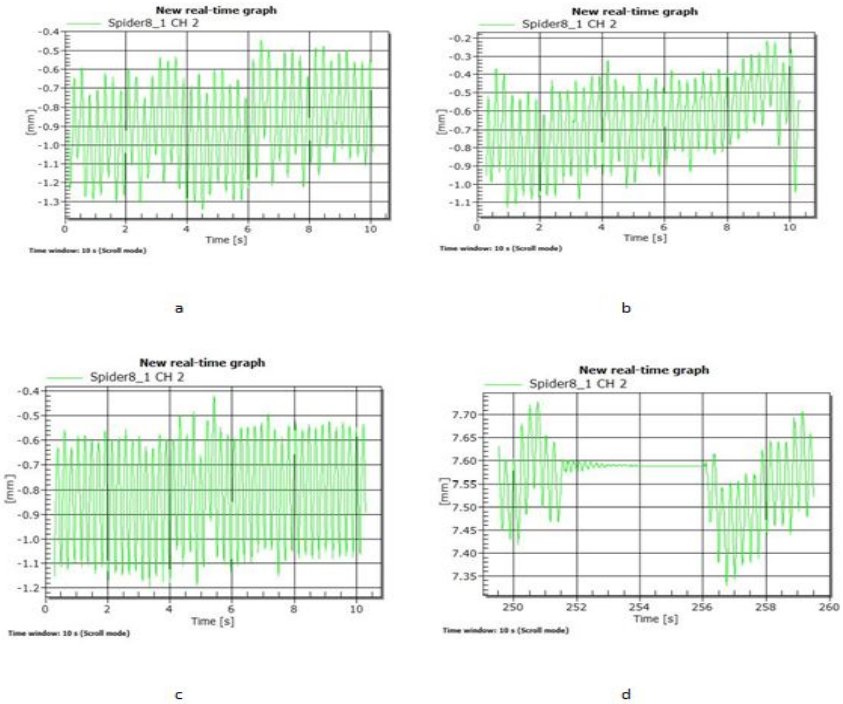


Fig. 8 Vibrogramele oscilațiilor armonice

Vibrațiile în stand sunt produse de un sistem pulsator cu excentric (4) care este acționat de un motor electric (3) cu turație variabilă pentru a se putea produce vibrații de diferite valori. De asemenea este prevăzut un mecanism de reglare a amplitudinii la producerea vibrațiilor (5). Cu ajutorul unui traductor de deplasare care este montat în suportul (7), se poate determina mărimea amplitudinii la partea de sus a ansamblului (arc+amortizor).

Cititorul de date (10) preia informația de la traductor având capacitatea de a trimite datele primite la un calculator (11) care afișează datele ca și în figura 8.

4. Concluzii

■ Cititorul de date (10) este un sistem de măsurare – Spider 8, care este un sistem electronic de achiziție de date multicanal care se conectează la calculator.

■ Prin echipare cu traductori adecvați poate îndeplini și alte sarcini. Pachetul software Spider 8 Control sau Catman este prevăzut cu o interfață virtuală utilizată în achiziția, editarea și prelucrarea măsurătorilor.

■ În figura 8 sunt afișate vibrogramele oscilațiilor armonice cu mărimea amplitudinilor măsurate funcție de frecvență și timp (în acest caz s-au luat 10 secunde).

BIBLIOGRAFIE

[1] Bejan, M., *Rezistenta materialelor*, vol 1 si 2, ediția a V-a și a IV-a, Editura AGIR, București, 2009 şi Editura MEGA, Cluj Napoca, 2009.
[2] Buzdugan, G., ș.a., *Măsurarea vibrațiilor*, Editura Academiei Republicii Socialiste România, București, 1979.
[3] Munteanu, M., *Introducere în dinamica mașinilor vibratoare*, Editura Academiei Republicii Socialiste România, București, 1979.
[4] Sebeșan, I., *Dinamica vehiculelor de cale ferată*, Editura tehnică, București, 1995.

Drd.Ing. Ioan VIDICAN
e-mail: ionvidi@yahoo.com
Prof.em.Dr.Ing. Mircea BEJAN
e-mail: Mircea.Bejan@rezi.utcluj.ro
Universitatea Tehnică din Cluj Napoca
membri AGIR