

CERINȚE DE IZOLARE DINAMICĂ A MOTOARELOR PENTRU AUTOMOBILE ÎN SCOPUL MĂRIRII CONFORTULUI DIN INTERIORUL HABITATULUI

Adriana STUPARU

¹Intitulul de mecanica solidelor, Academia Română, București

ABSTRACT

In the paper there are presented the specific requirements of the road vehicle's engines in order to increase the comfort inside the habitat. The proper behavior during operation of a system dynamic requested consists in comparing of the behavior parameters with the reference values according to the normative bases. Both the nature and characteristics of dynamic processes define limit states for lasting behavior. The analyzed parameters in this paper are vibrations transmissibility, the degree of isolation and the system stability. For exemplification it was considered the calculation model elastic leaning rigid.

1.INTRODUCERE

Dezvoltarea tehnologică și a performanțelor tehnice au generat cu necesitate cerințe specifice de mărire a confortului din interiorul habitatului autovehiculului.

In acest context, vibrațiile motorului reprezintă un factor decizional în determinarea paramerilor confortului pasagerului autovehiculului, de aceea este necesară studierea acestora în scopul diminuării lor și a optimizării sistemelor de izolare și amortizare a vibrațiilor.

În lucrare, se prezintă modelarea sistemului cu legaturi elastice motor – sistem de rezemare, determinarea vibrațiilor proprii ale acestuia, precum și a vibrațiilor forțate determinate de excitațiile inerțiale de dezechilibru rezultate din construcția sistemului cilindrii-pistoane.

2. METODA

Pentru determinarea vibrațiilor libere precum și a vibrațiilor forțate au fost analizate două cazuri: rigid cu un plan vertical de simetrie rezemat în planul orizontal al centrului de greutate - vibrații libere și rigid cu un plan vertical de simetrie rezemat în planul orizontal al centrului de greutate - vibrații forțate: forța perturbatoare verticală armonică excentrică.

Pentru analiza vibrațiilor proprii s-a considerat rigidul cu un plan vertical de simetrie rezemat în planul orizontal al centrului de greutate. Pentru determinarea pulsațiilor proprii se consideră modelul de calcul din figura 1. cu ecuațiile de mișcare ale vibrațiilor libere.

Proprietatea de simetrie a rigidului constă în distribuția masică, simetria geometrică, dimensională și legăturile elastice identice, fiind poziționate în același plan.

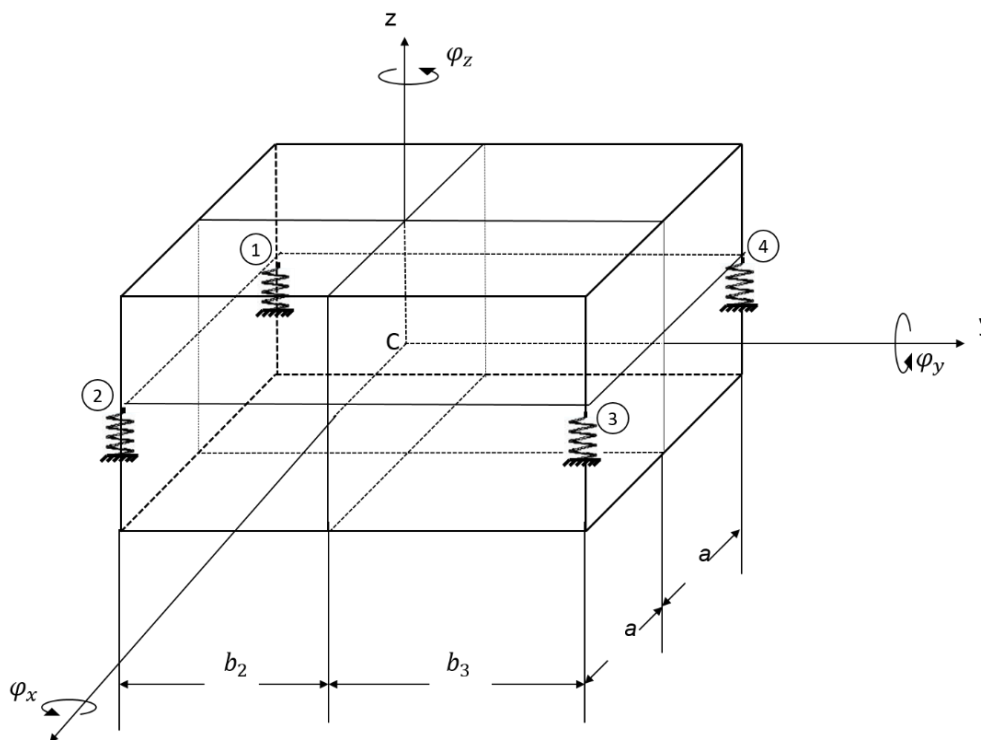


Figura 1. Rigid cu un plan vertical de simetrie rezemat în planul orizontal al centrului de greutate

Ecuțiile de mișcare ale vibrațiilor proprii:

$$\begin{cases} m \ddot{X} + 4k_x X - 2k_x(b_3 - b_2)\varphi_z = 0 \\ J_z \ddot{\varphi}_z - 2k_x(b_3 - b_2)X + 2[2a^2k_y + k_x(b_2^2 + b_3^2)]\varphi_z = 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} m \ddot{Z} + 4k_z Z - 2k_x(b_3 - b_2)\varphi_x = 0 \\ J_x \ddot{\varphi}_x - 2k_z(b_3 - b_2)Z + 2k_z(b_2^2 + b_3^2)\varphi_x = 0 \end{cases} \quad (2)$$

$$m \ddot{Y} + 4k_y Y = 0 \quad I_y \ddot{\varphi}_y + 4a^2k_z \varphi_y = 0 \quad (3)$$

Pentru vibrații forțate cu forța perturbatoare armonică verticală și excentrică s-a considerat rigidul cu un plan vertical de simetrie rezemat în planul orizontal al centrului de greutate care este reprezentat în figura 2.

În acest caz se vor determina amplitudinile vibrațiilor forțate pe baza expresiilor analitice ale ecuațiilor vibrațiilor forțate ale rigidului cu plan vertical de simetrie rezemat în planul orizontal al centrului de greutate.

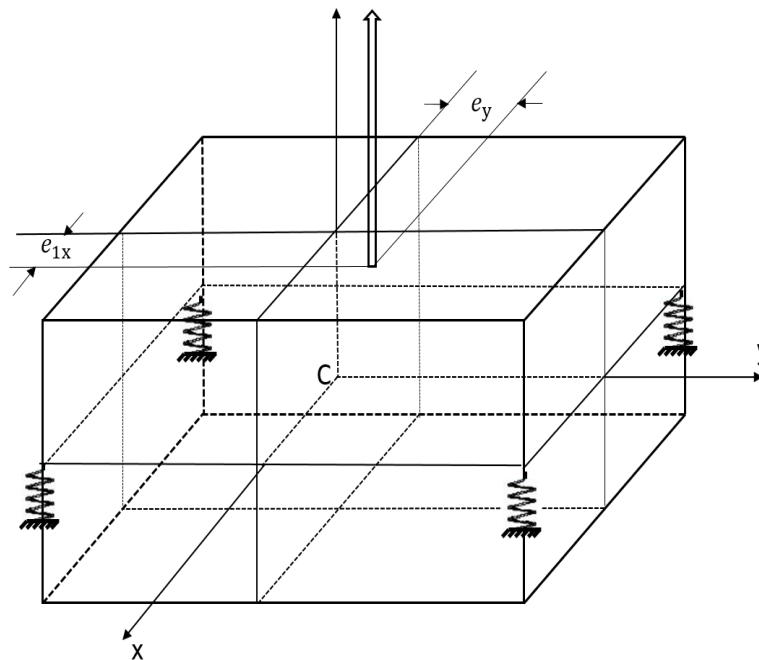


Figura 2. Rigid cu un plan vertical de simetrie rezemat în planul orizontal al centrului de greutate- vibrații forțate

Pe baza modelului de calcul relațiile ecuațiilor vibrațiilor forțate sunt următoarele:

$$\begin{cases} m \ddot{Z} + 4k_z Z - 2k_z(b_3 - b_2)\varphi_x = F_{0z} \sin \omega t \\ J_x \ddot{\varphi}_x - 2k_z(b_3 - b_2)Z + 2k_z(b_2^2 + b_3^2)\varphi_x = e_y F_{0z} \sin \omega t \end{cases} \quad (4)$$

$$J_y \ddot{\varphi}_y + 4a^2 k_z \ddot{\varphi}_y = -e_{1x} F_{0z} \sin \omega t \quad (5)$$

Amplitudinile vibrațiilor forțate se pot calcula cu ajutorul formulelor de mai jos:

$$A_Z = \frac{F_{0z}[(p_{\varphi_x}^2 - \omega^2) - \delta_2 e_y]}{m[(p_z^2 - \omega^2)(p_{\varphi_x}^2 - \omega^2) - \delta_1 \delta_2]} = \frac{F_{0z}[(p_{\varphi_x}^2 - \omega^2) - \delta_2 e_y]}{m[(p_z^2 - \omega^2)(p_4^2 - \omega^2)}$$

$$A_{\varphi_x} = \frac{F_{0z}[e_y(p_z^2 - \omega^2) - \delta_1]}{J_x[(p_z^2 - \omega^2)(p_{\varphi_x}^2 - \omega^2) - \delta_1 \delta_2]} = \frac{F_{0z}[e_y(p_z^2 - \omega^2) - \delta_1]}{m i_x^2 [(p_z^2 - \omega^2)(p_4^2 - \omega^2)}$$

$$A_{\varphi_y} = \frac{-e_{1x} F_{0z}}{4a^2 k_z - J_y \omega^2} = \frac{-e_{1x} F_{0z}}{J_y (p_{\varphi_y}^2 - \omega^2)} = \frac{-e_{1x} F_{0z}}{m i_y^2 (p_6^2 - \omega^2)} \quad (6)$$

În care avem: Z – vibrații forțate verticale (de saltare), φ_x – vibrații forțate de tangaj (de galopare), φ_y – vibrații forțate de ruluu (de legănare), i_x și i_y – raze de girație

3. REZULTATE

Pentru calculul vibrațiilor proprii și vibrațiilor forțate descrise mai sus au fost considerate următoarele date de intrare:

Masa: $m = 280 \text{ Kg}$;

Dimensiuni rezemare motor: $a = 0.25m$; $b_2 = 0.25m$; $b_3 = 0.25m$;

Momente de inerție: $J_x = 14.1 \text{ Kg} \cdot m^2$; $J_y = 12.6 \text{ Kg} \cdot m^2$;

$J_z = 4.06 \text{ N} \cdot m^2$;

Rigidități: $k_x = 1.32E08 \frac{N}{m}$; $k_y = 1.6E08 \frac{N}{m}$; $k_z = 2.5E08 \frac{N}{m}$;

Pusația de excitație în regim: $\omega = 314 \text{ rad/s}$;

Excentricitate: $e_x = 0.004m$; $e_y = 0.004m$;

e_x și e_y reprezintă distanțele măsurate în planul orizontal Cxy, de la punctul de aplicare al forței la planurile Cxz, respectiv Cyx.

Forța petrubatoare maximă: $F_{0z} = 4000 \text{ N}$;

Vibrații libere

Rigid cu un plan vertical de simetrie rezemat în planul orizontal al centrului de greutate

Pe baza formulelor s-au obținut următoarele valori ale pulsațiilor proprii:

$$\begin{aligned} p_1 &= 1378.4 \text{ rad/s}; & p_2 &= 4024.9 \text{ rad/s}; & p_3 &= 1868.15 \text{ rad/s}; \\ p_4 &= 2343.07 \text{ rad/s}; & p_5 &= 1511.86 \text{ rad/s}; & p_6 &= 1781.74 \text{ rad/s}; \end{aligned}$$

Vibrațiile forțate cu forța perturbatoare verticală armonică excentrică

Rigid cu un plan vertical de simetrie rezemat în planul orizontal al centrului de greutate. Folosind formulele pentru calculul vibrațiilor forțate s-au obținut următoarele valori:

Amplitudinile vibrațiilor forțate:

$$A_z = 4.14 \mu\text{m}; \quad A_{\varphi_x} = 1.17 \mu\text{rad}; \quad A_{\varphi_y} = 0.412 \mu\text{rad}.$$

Reprezentările grafice ale amplitudinilor vibrațiilor forțate în care pulsația variază de la 1500 rad/s la 3000 rad/s:

Reprezentare grafică A_z :

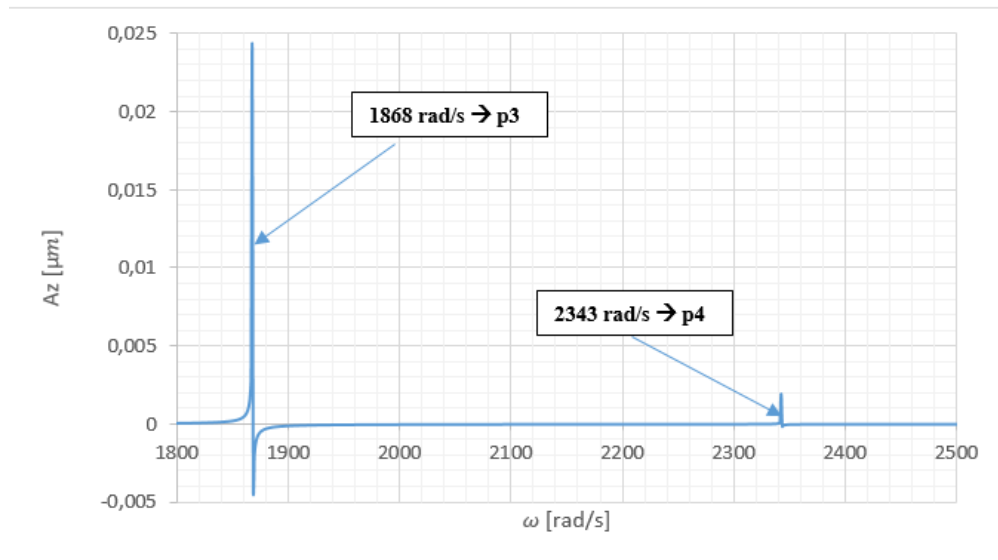


Figura 3. *Vibrații forțate verticale (de săltare); $\omega = \overline{1800, 2500} \text{ rad/s}$*

Reprezentare grafică A_{φ_x} :

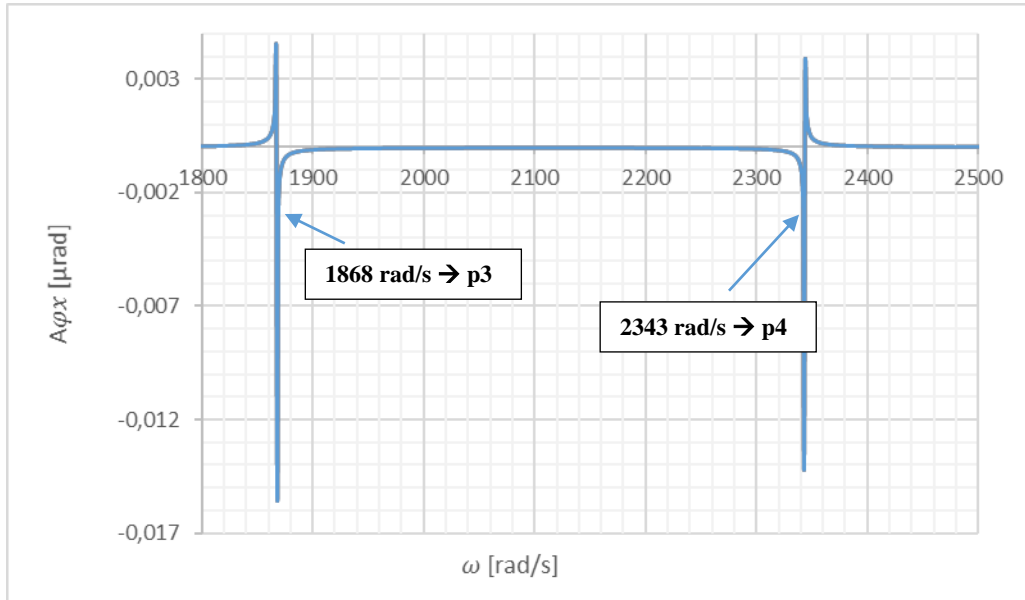


Figura 4.. Vibrații forțate de tangaj (de galopare); $\omega = 1800, 2500 \text{ rad/s}$

Reprezentare grafică A_{φ_y} :

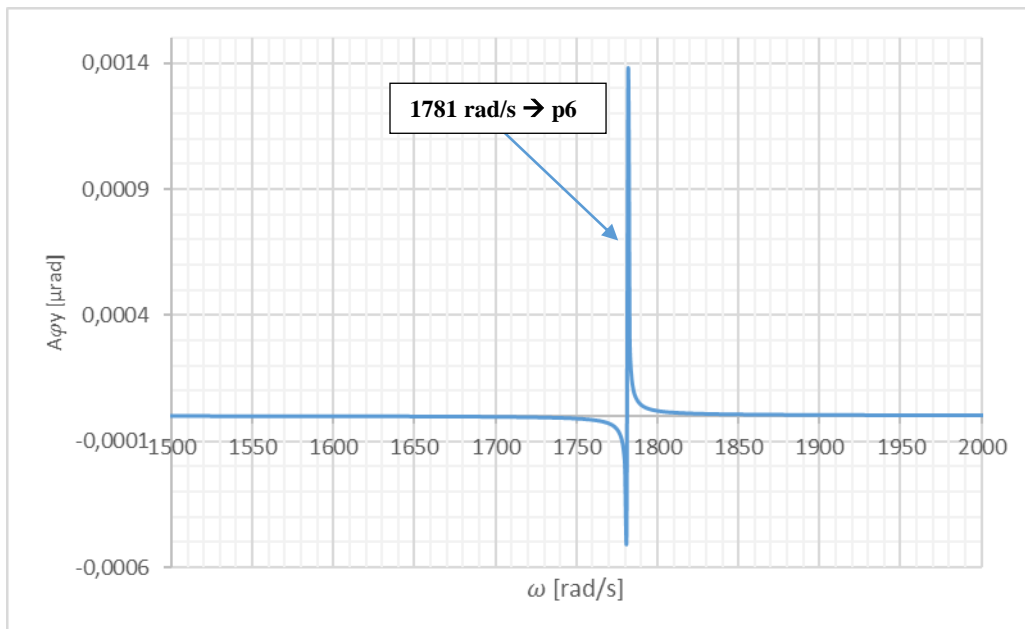


Figura 5. Vibrații forțate de ruluu (de legănare); $\omega = 1500, 2000 \text{ rad/s}$

4. CONCLUZII

Datorită valorilor ridicate ale rigidităților, se constată ca amplitudinile vibrațiilor la pulsația de funcționare a motorului au valori admisibile pentru confortul interior.

Se constată, de asemenea, că deplasarea verticală cu amplitudinea A_z este cuplată cu mișcarea de rotație φ_x cu două pulsații proprii cuplate semnificative, în acest caz există posibilitatea apariției a două forme de rezonanță.

Pe direcția de rotație φ_y , amplitudinea A_{φ_y} are o singură pulsație proprie adică regimul de rezonanță poate fi atins într-un singur punct al pulsației de excitație.

Fața de cele de mai sus rezultă ca modelul analitic și schematizarea dinamică pot fi utilizate în analiza soluțiilor tehnice de optimizare a izolării vibrațiilor la automobile.

BIBLIOGRAFIE

1. Bratu, P., *Analiza structurilor elastice; comportarea la acțiuni statice și dinamice*. Ed. Impuls, București, 2011.
2. Bratu, P., *Statica și dinamica structurilor elastice*. Univrsitatea Dunarea de Jos, Galați, 1996.
3. Bratu, P., *Vibrațiile sistemelor elastice*. Ed. tehnica, București, 2000.
4. Bratu, P., *Vibrații mecanice. Teorie. Aplicații tehnice*. Ed. Impuls, București, 1998.4
5. Inman, D., *Vibration with control*. John Wiley & Sons Ltd., Londra, 2007
6. Meirovitch, L., *Principles and techniques of vibrations*. Prentice-Hall, Inc. New Jersey, 1997
7. Rades, M., *Resonance Methods for the Dynamic Analysis of Deformable Structures*. St Cerc. Mec. Apl, pag. 607-633 (1993), Romania
8. Rao, M., *Mechanical vibrations*. Addison – Wesley Pub. Co., USA