

MODEL DINAMIC AL COMPACTORULUI VIBRATOR MIXT PENTRU STRUCTURI RUTIERE DIN BETON SAU MIXTURI ASFALTICE

*Prof. univ. Emerit, dr. ing. Polidor BRATU
conf. univ., dr. ing. Sergiu BEJAN*

*Universitatea Dunărea de Jos din Galați
Universitatea Tehnică a Moldovei*

REZUMAT

Pentru mărirea eficienței și vitezei de lucru, în procesul de compactare dinamică, sunt utilizate compactoare mixte. Reglajul regimului de vibrații ale ruloului compactor rulat cu viteza de deplasare, se realizează pe baza monitorizării în timp real a răspunsului dinamic. Astfel, deplasarea instantanee a vibrațiilor rulouri compactor este captată sub forma de semnal analogic apoi convertită în sistem digital până la apariția unor supraarmonice specifice trecerii terenului în domeniul plastic.

Pentru aceasta se impune cunoașterea legității de desfășurare a procesului de vibrare, de la inițierea și până la finalul compactării, astfel încât să poată fi semnalată trecerea din domeniul armonic în al anarmonic. În acest caz, se evidențiază, trecerea din comportarea liniară în cea neliniară având ca efect realizarea tasărilor plastic remanente.

În acest studiu, se prezintă schema dinamică a unui compactor vibrator mixt autopropulsat cu un rulou vibrator amplasat în partea anterioară a mașinii și cu două roți cu pneuri stânga/dreapta amplasate în partea posterioară, fiind utilizate pentru propulsie. Astfel, pe baza analizei dinamice se prezintă variația amplitudinilor mașinii și a amplitudinii tehnologice cu rulouri compactor, inclusiv forței transmise în terenul de compactare. În consecință, pe baza studiului de caz se pot analiza regimurile dinamice favorabile realizării unui proces de compactare eficient.

1. Introducere

Pentru studiul dinamic s-a adoptat schema constructivă și funcțională a unui compactor autopropulsat mixt cu masa de 20 t și forța perturbatoare maximă de 800 kN la frecvența de 50 Hz, cu amplitudinea ruloului vibrator de 2 mm. Sistemul dinamic poate fi schematizat ca un model liniar-elastic cu trei grade de libertate. Mișcarea plană de rototranslație a șasiului cu toată echiparea a fost

transformată în mișcări de translație cuplate inerțial la două mase concentrate echivalente m_2 și m_3 plasate deasupra punctelor de rezemare a șasiului la rulou, respectiv la osia roților cu pneuri.

Pe baza datelor masice, de rigiditate și excitație dinamică au fost determinate relațiile de calcul pentru amplitudinea și reprezentarea acestora în raport cu variația continuă a pulsației de excitație ω în scopul identificării regimurilor dinamice.

2. Analiza dinamică

Soluția constructivă (fig.1) evidențiază faptul că ruloul vibrator 1 este legat elastic cu tampoane de cauciuc 2, de șasiul mașinii 3 astfel încât vibrațiile transmise la cabina 4 să fie diminuate la nivelul limită admisibil. Roțile cu pneuri 5 sunt amplasate în spatele mașinii având numai rol de tracțiune.

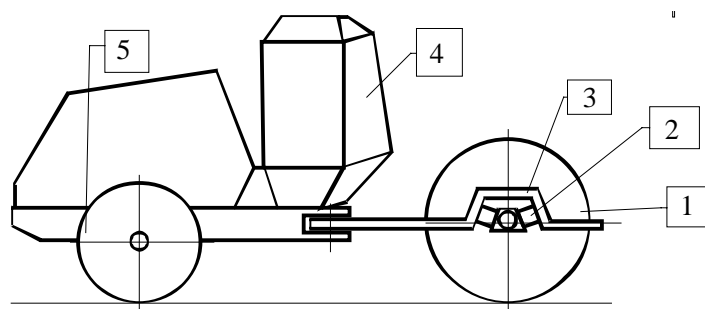


Fig. 1 Schema constructivă

Schema dinamică structurală modelează comportamentul dinamic al compactorului prin elementele masice m_1 pentru ruloul vibrator; m , J pentru șasiul mașinii cu întreaga echipare (grup motor-pompă, cabină, accesorii) și m_p pentru perechea de roți cu pneuri, cât și prin rigiditățile k_1 și k_3 pentru pământul supus compactării iar k_2 pentru sistemul elastic de izolare a vibrațiilor transmise de la rulou la șasiu.

În figura 2 se prezintă modelul dinamic al compactorului autopropulsat mixt cu un singur rulou vibrator, unde au fost utilizate următoarele notații:

- $x_1 (A_1)$ este deplasarea instantanee (elongația) vibrațiilor tehnologice ale ruloului vibrator, iar A_1 este amplitudinea vibrațiilor;
- $x_2 (A_2)$ – deplasarea instantanee (elongația) vibrațiilor transmise șasiului în punctul de conexiune A, iar A_2 este amplitudinea;
- $x_3 (A_3)$ – deplasarea instantanee (elongația) vibrațiilor transmise șasiului în punctul de conexiune B, care se află pe axa perechilor de roți cu pneuri;

- $P = P(t) = m_0 r \omega^2 \sin \omega t$ - forța perturbatoare verticală a vibratorului amplasat în interiorul ruloului, iar $m_0 r$ este momentul static al maselor de dezechilibrare dinamică, ω este pulsația forței perturbatoare;
- C – centrul de masă al ansamblului șasiu echipat complet cu un grup de pompare hidraulică, motor termic, cabină de comandă, accesorii;
- a, b distanțele între centrul de masă C și punctele A, respectiv B.

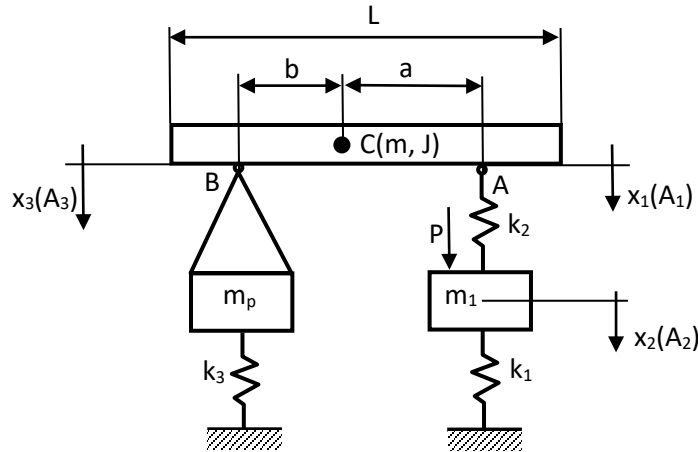


Fig.2 Schema modelului dinamic

Ecuatiile diferențiale de mișcare, pentru modelul din figura 2, în domeniul liniar-elastic, pot fi scrise sub forma:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = m_0 r \omega^2 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + m_{23} \ddot{x}_3 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + m_{23} \ddot{x}_2 + k_3 x_3 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Masele reduse m_2 , m_3 și m_{23} , conformate numai deplasărilor instantanee de translație pe verticală ce corespund unor "puncte materiale" cu deplasările x_1 , x_2 și x_3 sunt date de relațiile :

$$\begin{cases} m_2 = \frac{1}{l^2} (mb^2 + J) \\ m_3 = \frac{1}{l^2} (ma^2 + J) + m_p \\ m_{23} = \frac{1}{l^2} (mab - J) \end{cases} \quad (2)$$

unde $l = a + b$

Funcția pulsațiilor proprii, pentru sistemul liniar-elastic cu trei grade de libertate, este de forma

$$D(\omega) = a_6 \omega^6 + a_4 \omega^4 + a_2 \omega^2 + a_0 \quad (3)$$

ai cărui coeficienți $a_{2j}, j=0, 1, 2, 3$ sunt

$$a_0 = k_1 k_2 k_3$$

$$a_2 = k_2 (k_2 m_3 - k_3 m_1) - (k_1 + k_2) (k_3 m_2 + k_2 m_3)$$

$$a_4 = (k_1 + k_2) (m_2 m_3 - m_{23}^2) + (k_2 m_3 + k_3 m_2) m_1$$

$$a_6 = m_1 (m_{23}^2 - m_2 m_3)$$

Amplitudinile vibrațiilor pentru sistemul (1) rezultă, astfel :

$$A_1 = \frac{m_0 r \omega^2}{D(\omega)} \left[(k_2 - m_2 \omega^2) (k_3 - m_3 \omega^2) - m_{23}^2 \omega^4 \right] \quad (5)$$

$$A_2 = \frac{m_0 r \omega^2}{D(\omega)} (k_3 - m_3 \omega^2) k_2 \quad (6)$$

$$A_3 = \frac{m_0 r \omega^2}{D(\omega)} k_2 m_{23} \quad (7)$$

3. Analiza parametrică

Pentru schema dinamică din figura 2 au fost determinate valorile parametriche constructive (masice și dimensionale) cât și valorile rigidităților pentru pământ și treapta elastică de izolare dinamică.

Astfel, pentru modelul constructiv din figura 1, avem următorii parametri:

$$m_0 r = 8 \text{ kg.m}$$

$$a = 2,4 \text{ m}$$

$$b = 1,1 \text{ m}$$

$$k_1 = 5 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

$$k_2 = 10^6 \text{ N/m}$$

$$k_3 = 1,5 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

$$m_1 = 4000 \text{ Kg}$$

$$m = 14000 \text{ Kg}$$

$$m_p = 2000 \text{ Kg}$$

$$J_c = J = 16200 \text{ Kg m}^2$$

Pe baza datelor anterioare au fost stabilite valorile maselor în mișcare vibratorie, astfel:

$$m_1 = 4000 \text{ Kg}$$

$$m_2 = 2700 \text{ Kg}$$

$$m_3 = 9900 \text{ Kg}$$

$$m_{23} = 1690 \text{ Kg}$$

Pentru evaluarea eficienței vibrațiilor transmise în pământul de compactat se stabilește forța maximă transmisă în teren $Q_{max} = k_1 A_1$, iar pentru gradul de izolare a vibrațiilor transmisibilitatea $T_{12} = k(A_2 / -A_1) / (m_0 r \omega^2)$.

Pe baza datelor inițiale și a valorilor calculate pot fi reprezentate curbele de variație a parametrilor $A_1, A_2, A_3, Q_{max}, T_{12}$ ca în figurile 3...7.

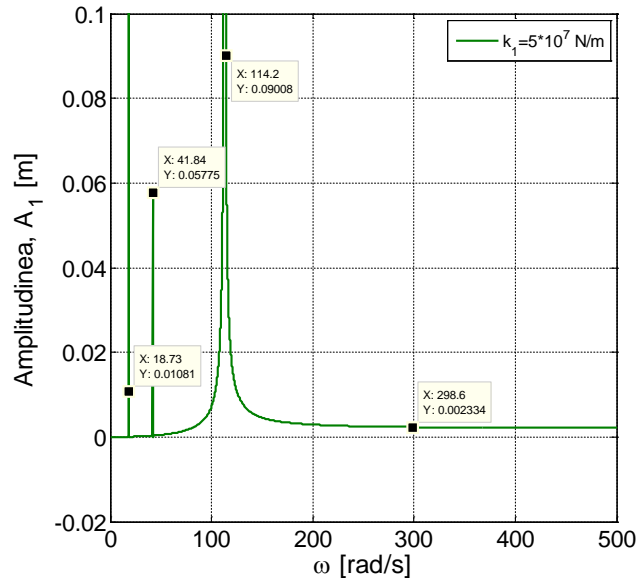


Fig.3 Variația amplitudinii A_1 în funcție de pulsația ω

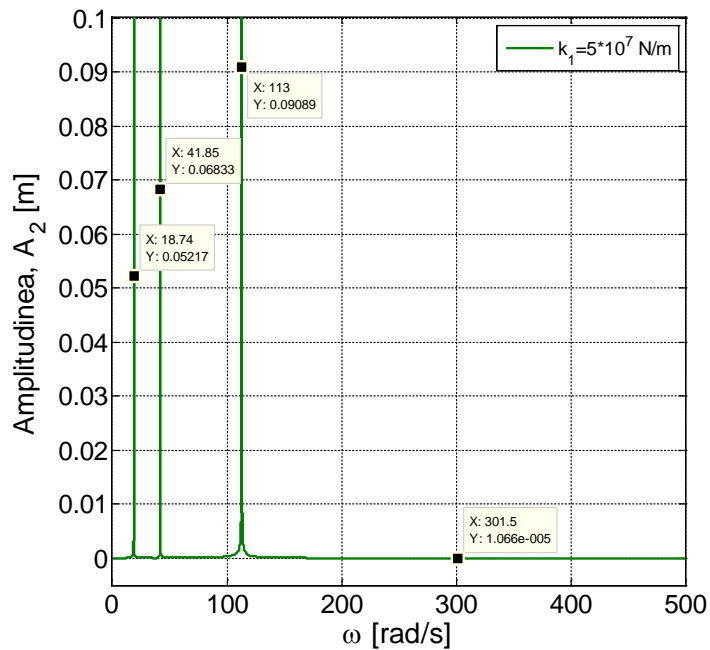


Fig.4 Variația amplitudinii A_2 în funcție de pulsația ω

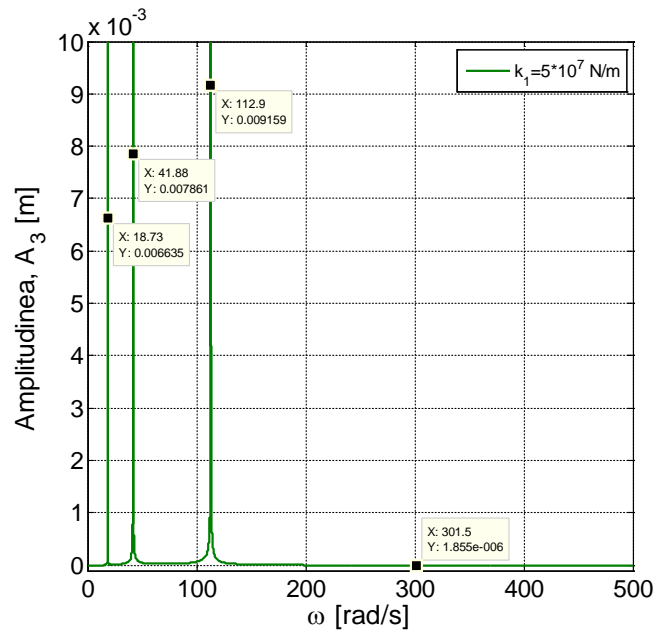


Fig.5 Variația amplitudinii A_3 în funcție de pulsația ω

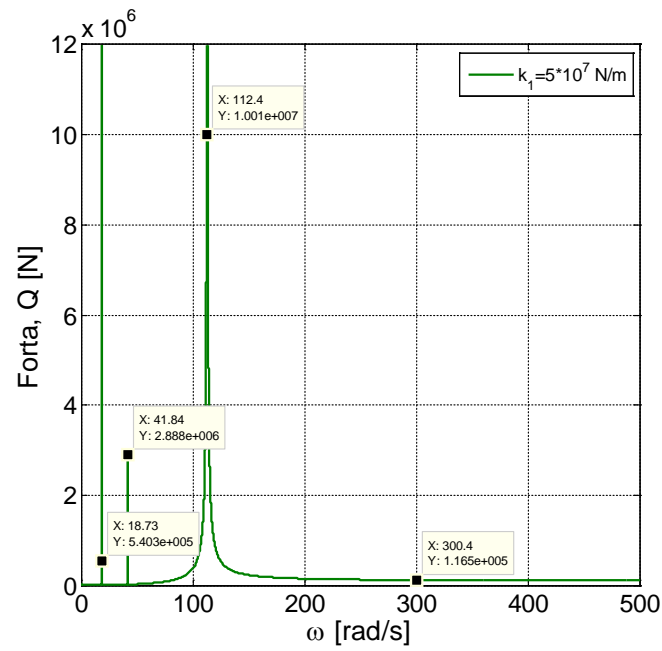


Fig.6 Variația forței maxime de compactare Q_{max} în funcție de pulsația ω

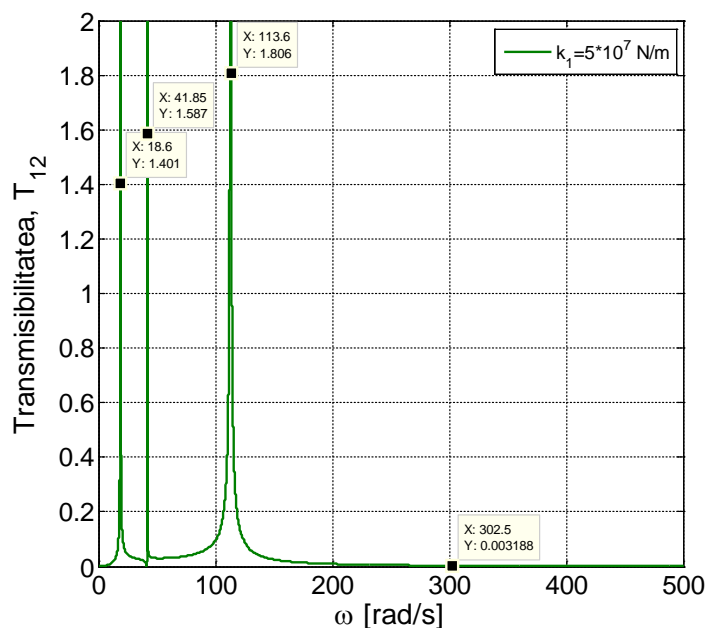


Fig.7 Variația transmisibilității vibrațiilor T_{12} cu pulsația ω

Se constată că sistemul are trei zone critice, la rezonanță, iar în postrezonanță amplitudinea A_1 a vibrațiilor tehnologice se menține constantă și stabilă. Amplitudinile A_2 și A_3 în zonele de rezonanță au valori ridicate cu efecte negative asupra confortului în cabină și a durabilității grupului motor-pompă.

În postrezonanță acestea au valori reduse ceea ce face ca gradul de izolare să fie ridicat.

4. Concluzii

Compactarea pământurilor naturale și stabilizate cu compactare autoprolusate mixte (rulou vibrator + roți cu pneuri) poate fi realizată printr-o abordare eficientă a monitorizării în timp real a procesului de compactare. Astfel, într-o primă etapă, trebuie evaluate mărimile parametrice de inițiere a procesului tehnologic de compactare. Pentru aceasta sunt necesare valorile amplitudinii ruloului vibrator, în diverse regimuri dinamice, delimitate de intervale ale variației pulsației perturbatoare cu evitarea zonelor critice de rezonanță.

Această etapă constituie varianta fezabilă premergătoare reglajelor necesare pentru „controlul în timp real” al procesului de compactare dinamică.

În esență, din prezentul studiu se desprind următoarele concluzii:

- a) modelul dinamic de calcul poate fi utilizat pentru inițierea și definitivarea datelor inițiale de analiză dinamică;
- b) parametrii masici, de rigiditate și dimensionali se află în corelație directă cu regimul funcțional al compactorului vibrator;

c) performanțele dinamice de răspuns pot fi evaluate pe baza relațiilor de calcul date în lucrare și care au fost verificate și validate pe un număr mare de utilaje și categorii de pământuri;

d) eficiența dinamică a compactării poate fi stabilită prin evaluarea forței maxime transmise terenului de compactare;

e) familiile de curbe sunt trasate pe baza variației discrete a rigidității pământului, care după fiecare trecere se realizează tasarea în domeniul plastic până la finalizare;

f) valorile rigidității terenului, constând din pământuri slab coezive sau pământuri argilos-nisipoase stabilizate cu substanțe ecologice, sunt determinate experimental pe loturi și poligoane de încercare special amenajate.

În esență, datele conținute în prezenta lucrare oferă posibilitatea unei analize dinamice a sistemului rulou-vibrator-pământ de compactat. Astfel, în faza inițială se poate definitiva tehnologia de compactare prin vibrație a pământurilor, în regim de "monitorizare totală" cu decizii impuse prin praguri de valori parametrice.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Adam, D., Kopf, F., *Theoretical analysis of dynamically loaded soils*, European Workshop: Compaction of soils and granular materials, ETC11 of ISSMGE, Paris, Franta, 2000;
- [2] Adam, D., Kopf, F., *Operational Devices for Compaction Optimization and Quality Control (Continuous Compaction Control & Light Falling Weight Device)*, Proceedings of the International Seminar on Geotechnics in Pavement and Railway Design and Construction, Athens, Greece, pp. 97–106, 2004;
- [3] Bejan, S., *Analiza performanței procesului de compactare dinamică prin vibrații pentru structuri rutiere*, Teză de doctorat, Universitatea „Dunarea de Jos” din Galați, 2015;
- [4] Bratu, P., *Mecanică teoretică*, Ed. Impuls, București, 2006;
- [5] Bratu, P., *Sisteme elastice de rezemare pentru mașini și utilaje*, Editura Tehnică, București, 1990;
- [6] Bratu, P., *Vibrațiile sistemelor elastice*, Ed. Tehnică, București, 2000;
- [7] Bratu, P., *The behavior of nonlinear viscoelastic systems subjected to harmonic dynamic excitation*, The 9th International Congress on Sound and Vibration, University of Central Florida Orlando, Florida, 8 – 11 July, 2002;
- [8] Bratu, P., *Dynamic response of nonlinear systems under stationary harmonic excitation*, *Non-linear acoustics and vibration*, 11-th International Congress on Sound and Vibration, 2767-2770, St. Petersburg, 5 - 8 July, 2004;

- [9] Bratu, P., *Dynamic analysis in case of compaction vibrating rollers intended for road works*, The 17th International Congress on Sound & Vibration, ICSV, Cairo, 18-22 July, 2010;
- [10] Bratu, P., Debeleac, C., *The analysis of vibratory roller motion*, Proceedings of the VII International Triennial Conference Heavy Machinery – HM 2011, Session Earth-moving and transportation machinery, Vrnjačka Banja, Serbia, 29 June -2 July, pp.23-26, ISBN 978-86-82631-58-3, 2011;
- [11] Dobrescu C. F., Braguța E., - *Optimization of Vibro-Compaction Technological Process Considering Rheological Properties*, Acoustics and Vibration of Mechanical Structures AVMS-2017, Proceedings of the 14th AVMS Conference, Timișoara, Romania, ISBN 978-3-319-69822-9, ISSN 0930-8989;
- [12] Dobrescu C. F., Braguța E., "Dynamic modeling of vibro-compaction process on cohesionless granular soils" Acoustics and Vibration of Mechanical Structures" May 25- 26, 2017 - Timișoara, Romania;
- [13] Leopa, A., Debeleac, C., Năstac, S., *Simulation of Vibration Effects on Ground Produced by Technological Equipments*, 12th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM2012, Conference Proceedings, Vol. 5, Vol. 5, pp. 743-750, ISSN 1314-2704, 2012;
- [14] Leopa, A., Năstac, S., Debeleac, C., Căpățână, G.F., Potirniche, A., *Identification of parameters characterizing the nonlinear behavior of viscous-elastic systems on dynamic loadings*, The 8th International DAAAM Baltic Conference "Industrial Engineering ", April 19-21, Tallinn, Estonia, 2012;
- [15] Mihăilescu Șt., Bratu P., Goran V., Vlădeanu Al.- *Mașini de construcții. Calculul, construcția și încercarea mașinilor pentru lucrări de pământ*. Vol.II, Editura Tehnică, București, 1985, Coordonatori: Șt. Mihăilescu, P. Bratu
- [16] Mooney, M.A., Rinehart, R.V. *Field Monitoring of Roller Vibration During Compaction of Subgrade Soil*, Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, ASCE, Vol. 133, No. 3, pp. 257–265, 2007;
- [17] Mooney, M.A., Rinehart, R.V., *In-Situ Soil Response to Vibratory Loading and Its Relationship to Roller-Measured Soil Stiffness*, Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, ASCE, Vol. 135, No. 8, pp. 1022–1031, 2009;
- [18] Pințoi R., Bordos R., Braguța E., - *Vibration Effects in the Process of Dynamic Compaction of Fresh Concrete and Stabilized Earth*, Journal of Vibration Engineering & Technologies –Volume 5, decembrie 2017, ISSN 2321-3558;