

ASPECTE PRIVIND MODELAREA MECANICĂ A ANSAMBLULUI CIOCAN – PIATRĂ SPARTĂ ÎN PROCESUL DE BURARE A CĂII FERATE

Gaidoș Aurelian, Conf. univ. dr. ing., Universitatea Tehnică de Construcții, București
gaidos_utcb@yahoo.com

ABSTRACT

This paper focuses on mechanical model used to determine the correlation: tamping unit-ballast stones (the combination of vibration of ballast stones with the force exerted inner the ballast due to the action of tamping tools). This work has a real utility in designing as well as in the exploitation of this type of technological equipment (tamping unit).

1. INTRODUCERE

Generarea cinematică a vibrațiilor este aplicată în domeniul mașinilor de cale în special la echipamentele de burare (agregate de burare). Mișcarea oscilatorie a organului de lucru, tip ciocan (sapă) de burat, se obține prin cuplarea sa rigidă la un mecanism cu o mișcare periodică cu caracteristici prescrise. Astfel, amplitudinea și vibrația organului de lucru depinde de cinematica mecanismului de antrenare. Mecanismul de antrenare cinematică a organelor de lucru vibratoare, în cazul echipamentelor de burare dinamică a căii (fig.1), este de regulă de tipul mecanismului patruleter. În figura 1 se prezintă soluția tehnică agreată de către firma PLASSER&THEURER pentru agregatele de burare [7].

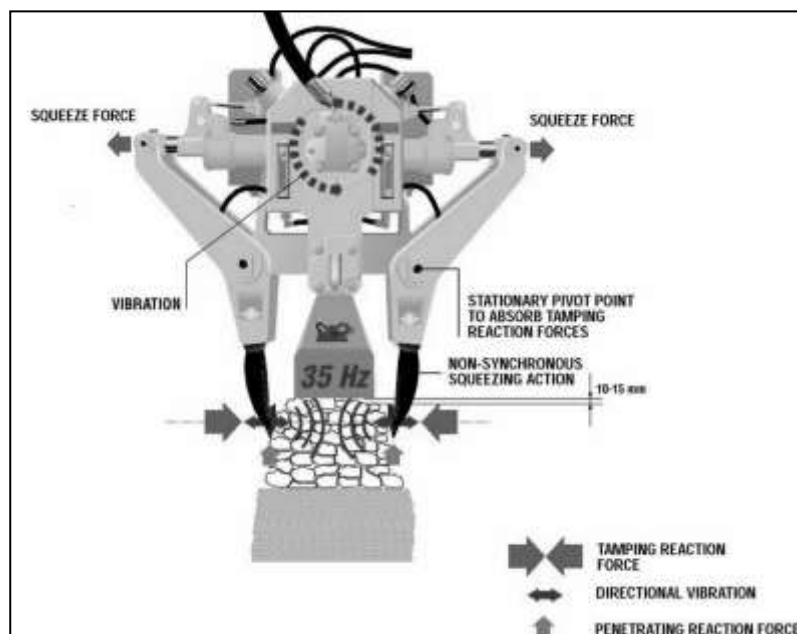


Fig. 1

2. CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND MODELUL DINAMIC DE CALCUL AL MECANISMULUI VIBRATOR

Reprezentarea schematică a mecanismului vibrator este arătată în figura 2 [2] și [4]. Organele de lucru 1 sunt solidare cu brațele port-ciocan 2 și sunt antrenate de un motor prin intermediul manivelei 3 și a bielei 4.

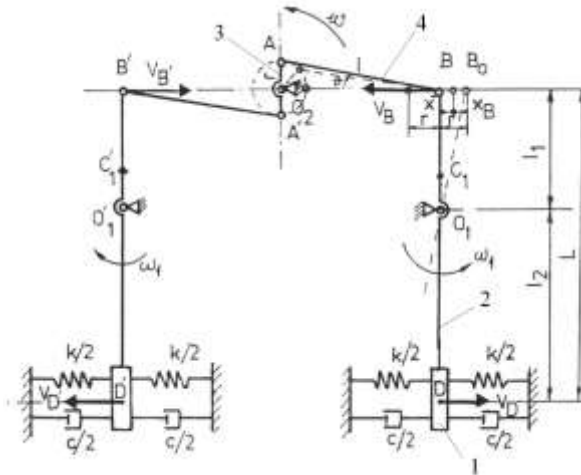


Fig. 2

Schema simplificată prezentată în figura 2 stă la baza modelului de calcul al mecanismului vibrant (fig. 3) și constă din masa redusă m_r la capătul D al pârgheii BD , cuplată rigid în B la bielă AB . Utilizarea cuplajului rigid prezintă avantajul obținerii unei amplitudini constante a vibrației forțate, deci independentă de frecvență. Astfel, luând în calcul numai interacțiunea organelor de lucru tip vibratoare de interior (ciocane de burat) cu materialul din prisma de balastare, utilizând modelul mecanic tip KELVIN - VOIGT (E/V), se propune pentru studiul dinamic al acestui proces modelul prezentat în figura 3 [1], [2], [4] și [6].

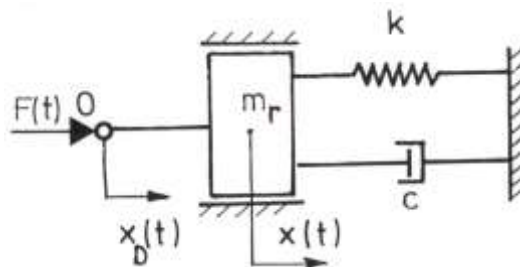


Fig. 3

În cele două reprezentări s-au folosit următoarele notații: r , l sunt lungimile manivelei, și respectiv bielei mecanismului vibrant; l_1 - distanța de la articulația dintre bielă și brațul port-ciocan și articulația brațului port-ciocan; l_2 - distanța de la articulația brațului port-ciocan și punctul de aplicație al rezultantei forțelor de vibrare; L - distanța de la articulația dintre bielă și brațul port-ciocan și punctul de aplicație al rezultantei forțelor de vibrare; ω - viteza unghiulară constantă a manivelei; m_r - masa redusă în punctul D ; k - constanta elastică echivalentă a materialului prisme de balastare în contact cu ciocanul de burat; c - coeficientul de amortizare al prisme de balastare; $F(t)$ - forța perturbatoare; φ -

unghiul de rotație al manivelei; θ - unghiul de înclinare al bielei la traiectoria de deplasare a organului de lucru la timpul t ; $x(t)$ - coordonata organului de lucru.

În cadrul acestui articol se prezintă modul de calcul al masei reduse în punctul D având în vedere schema simplificată a unui agregat de burare.

3. CALCULAREA MASEI REDUSE

Calculul masei reduse m_r se face după cum urmează: se pornește de la definiția masei reduse, care reprezintă masa având mișcarea elementului la care se face reducerea, ce are energia cinetică egală cu energia cinetică a tuturor maselor sistemului considerat.

Dacă se ține seama că mișcarea solidului poate fi considerată ca fiind alcătuită dintr-o translație instantanee și o rotație instantanee, energia sistemului de corpuri materiale E' are expresia:

$$E' = \frac{1}{2} \sum m_i v_i^2 + \frac{1}{2} \sum J_i \omega_i^2 \quad (1)$$

în care: m_i este masa elementului i ; v_i - viteza centrului de masă a elementului i ; ω_i - viteza unghiulară instantanee a elementului i ; J_i - momentul de inerție al elementului i , în raport cu axa instantanee de rotație.

Dacă masele se reduc la o masă concentrată m_r , considerată în mișcare de translație, având viteza v , energia cinetică a masei reduse E'' are valoarea:

$$E'' = \frac{1}{2} m_r v^2 \quad (2)$$

Din relațiile (1) și (2) se determină expresia pentru determinarea masei reduse m_r :

$$m_r = \sum m_i (v_i / v)^2 + \sum J_i (\omega_i / v)^2 \quad (3)$$

În cazul prezentat s-a considerat într-o ipoteză simplificatoare, masa brațului port-sapă, articulată în O_1 , ca o bară de masă m_b uniform distribuită, aflată în mișcare de rotație, și respectiv masa sapei (ciocanului) m_s concentrată în D , masa bolțului m_p și masa distribuită a bielei m_d , concentrată în articulația B , aflate în mișcare de translație. Astfel, se poate scrie relația de echivalență:

$$E' = E'' , \quad (4)$$

sau

$$1/2 J_{O_1} \omega^2 + 1/2 m_s v_s^2 + 1/2 m_p v_p^2 + 1/2 m_d v_d^2 = 1/2 m_r v_s^2$$

unde, J_{O_1} este momentul de inerție al barei în raport cu axa ce trece prin O_1 și se determină cu relația:

$$J_{O_1} = J_{C_1} + m_b O_1 C_1^2 \quad (5)$$

în care: J_{C_1} este momentul de inerție al brațului port-sapă în raport cu axa ce trece prin centrul de masă C_1 , paralelă cu axa de rotație, deci:

$$J_{C_1} = m_b \frac{L^2}{12}, \quad (6)$$

iar

$$O_1C_1 = L/2 - l_2 = (l_1 - l_2)/2 \quad (7)$$

Celelalte elemente ale relației (4) au următoarele semnificații: ω_1 este viteza unghiulară la un moment dat, a brațului port-sapă; v_s - viteza sapei; v_p - viteza bolțului; v_d - viteza masei concentrate a bieiei în piciorul acesteia. Pentru determinarea vitezei unghiulare a brațului port-sapă se scrie:

$$\omega_1 = \frac{v_B}{l_1}, \quad (8)$$

Cu relația (8) se determină:

$$v_D = \omega_1 l_2 = v_B \frac{l_2}{l_1}, \quad (9)$$

unde:

$$v_B = \dot{x}_B \quad (10)$$

Deoarece deplasarea x_B (vezi și fig.2) este mică în raport cu dimensiunile l_1 și l_2 ale brațului port-sapă s-a făcut aproximarea, mult utilizată în calcule, că punctul B se mișcă pe tangenta la traiectoria circulară de rază l_1 , și deci practic execută o mișcare rectilinie. Avându-se în vedere această ipoteză simplificatoare și anume că punctul B execută o mișcare rectilinie (în cazul mecanismului patruleter stabilirea legii de mișcare a punctului B ar necesita un volum de muncă apreciabil, calcularea parametrilor cinematici făcându-se prin metode numerice) și precizând că originea axei mișcării de translație a butonului B este aleasă corespunzător poziției orizontale a manivelei, se poate scrie succesiv:

$$x_B = r + l - \cos \varphi - l \cos \theta \quad (11)$$

sau

$$x_B = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \theta)$$

în care:

$$\sin \theta = \frac{r}{l} \sin \varphi = \lambda \sin \varphi \quad (12)$$

unde s-a notat

$$\lambda = \frac{r}{l}, \quad (13)$$

iar:

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

sau dezvoltat în serie binomială:

$$\cos \theta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi - \frac{1}{8} \lambda^4 \sin^4 \varphi - \frac{1}{16} \lambda^6 \sin^6 \varphi \dots$$

Presupunând că $\varphi = \omega t$ ($\omega = \text{ct.}$, viteza unghiulară a manivelei) și întrucât $\lambda \ll 1$ (mecanism bielă-manivelă) din dezvoltarea binomială se pot păstra numai primii doi termeni, adică:

$$\cos \theta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \omega t$$

și atunci legea mișcării butonului B devine:

$$x_B \approx r(1 - \cos \omega t) + l \left(1 - 1 + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \omega t \right) \quad (15)$$

dar $\sin^2 \omega t = (1 - \cos 2\omega t)/2$, astfel, se scrie

$$x_B \approx r - r \cos \omega t + \frac{l \lambda^2}{4} - \frac{l \lambda^2}{4} \cos 2\omega t \quad (16)$$

Notând

$$r + l \lambda^2 / 4 = x_{0B}; r = x_{1B}; l \lambda^2 / 4 = x_{2B},$$

rezultă legea de mișcare a butonului B sub forma:

$$x_B(t) = x_{0B} - x_{1B} \cos \omega t - x_{2B} \cos 2\omega t \quad (17)$$

Geometric se poate scrie:

$$x_B / l_1 = x_D / l_2 \Rightarrow x_D = x_B l_2 / l_1 \quad (18)$$

sau

$$x_D = x_0 - x_1 \cos \omega t - x_2 \cos 2\omega t \quad (19)$$

unde:

$$x_0 = x_{0B} l_2 / l_1; x_1 = x_{1B} l_2 / l_1; x_2 = x_{2B} l_2 / l_1$$

dar:

$$v_s = v_D, \quad \text{deci relația (3) devine:}$$

$$\frac{1}{2} \left[m_b \frac{L^2}{12} + m_b \frac{(l_1 - l_2)^2}{4} \right] \frac{v_B^2}{l_1^2} + m_s v_B^2 \frac{l_2^2}{2l_1^2} + \frac{m_p v_B^2}{2} + \frac{m_d v_B^2}{2} = m_r v_B^2 \frac{l_2^2}{2l_1^2} \quad (20)$$

Astfel, relația pentru masa redusă m_r aplicată în punctul D este:

$$m_r = \frac{1}{l_2^2} \left[m_b \frac{L^2}{12} + m_b \frac{(l_1 - l_2)^2}{4} \right] + m_s + (m_p + m_d) \frac{l_1^2}{l_2^2} \quad (21)$$

Pe baza modelului propus se poate scrie ecuația diferențială a mișcării ciocanului de burat în balast:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F, \quad (22)$$

în care, F reprezintă forța perturbatoare care apare în articulația de legătură a bielei cu brațul port-ciocan. Rezolvarea matematică și studiul comportării dinamice a modelului analizat este reprezentată semnificativ în literatura de specialitate [2], [5] și [6].

BIBLIOGRAFIE

- [1] DIACONU, C., ZAFIU, GH., P. DIACONU, E. Calculul puterii necesare mecanismului vibrator al mașinii de consolidat dinamic suprastructura căii ferate, Proceedings of the scientific communications meeting of AUREL VLAICU University, Arad, 16 th - 17th of May, 1996, vol.5, pag 101 - 104.
- [2] GAIDOȘ A. Studiul principalilor parametri ai procesului de consolidare dinamică a căii ferate, Teză de doctorat, U.T.C.B., 1999.
- [3] GAIDOȘ, A. Considerații privind calculul mecanismului de vibrare al echipamentului de debalastare a căii ferate, Al XII-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții, U.T.C.B., București, 14–15 decembrie 2006, ISSN–1842–6352.
- [4] GAIDOȘ, A. Considerații privind calculul mecanismului de vibrare al agregatului de burare, Al XIII-lea Simpozion Național de Utilaje pentru Construcții, U.T.C.B., București, 20–21 decembrie 2007, ISSN 978–973–100–010–0.
- [5] MUNTEANU, M. Introducere în dinamica mașinilor vibratoare, Editura Academiei Române, București, 1986.
- [6] ZAFIU, GH., P., DIACONU, C., GAIDOȘ, A. Cercetări în scopul realizării unui echipament pentru consolidarea dinamică a suprastructurii căii ferate, contract de cercetare, UTCB, 1996.
- [7] *** Prospecte ale firmei PLASSER&THEURER.