

NIVELUL DE PERFORMANTA AL VIBRATOARELOR INERTIALE

Autori: Dr. Ing. Marian BADIU –ICECON SA - Brăila;
Conf. Dr. Ing. Doina IOFCEA- Fac. Utilaj Tehnologic pentru Construcții.

Abstract :

The vibratory sieves are used for sieving the most various materials, being characterized by reduced overall dimensions and high flow rates.

The performance level of the inertial vibratory sieves is determined by the vibration parameters values (amplitude, frequency) and also by the uniformity grade of the vibration conveyance on the entire sieving surface.

The quality of sieving is as much better as the vibrations are being conveyed more uniformly on the entire sieving surface.

Performanța ce caracterizează ciururile vibratoare inerțiale este determinată de valorile:

- parametrilor de vibrare (amplitudine, frecvență);
- gradul de uniformitate a transmiterii vibrațiilor pe întreaga suprafață de cernere a sitei.

Calitatea cernerii e cu atât mai bună, cu cât vibrațiile se transmit în mod uniform pe întreaga suprafață a sitei.

La ciururile cu forța perturbatoare rotitoare este necesar ca vibrațiile de translație să fie predominante în raport cu cele de rotație. Acest lucru se realizează pe baza calculului parametrilor dinamici pentru asigurarea condițiilor constructive și funcționale capabile să determine un regim de funcționare corespunzător.

Soluția constructivă este prezentată în fig 1 care se compune din:

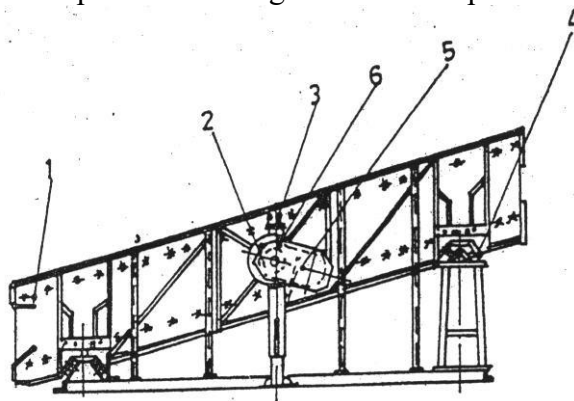


fig 1 - Ciur vibrator inerțial

1. Cutia cu site
2. Grupul de acționare
3. Suportul grupului de acționare
4. Sistemul de rezemare elastică
5. Transmisia de la motorul electric la arborele ciurului
6. Excentric

MODELUL DINAMIC. Pentru ciururile inerțiale cu forță perturbatoare rotitoare – se adoptă schematizarea din fig 2 care are următoarele particularități:

- ciurul e considerat corp solid rigid cu două plane de simetrie xOy și xOz ;

- rezemarea este realizată cu elemente elastice ortogonale, caracterizate prin coeficienții de rigiditate k_x și k_z ;
- excitația de tip inerțial prin forța rotitoare de modul ??
- axa de rotație a forței rotitoare este paralelă cu axa CY' , iar poziția punctului O este definită prin coordonatele x_0, z_0 ;
- forțele și cuplurile ce acționează asupra corpului sunt:
 $F_x = P_0 \cos \omega t$; $M_{C_x} = 0$
 $F_y = 0$; $M_{C_y} = P_0 (z_0 \cos \omega t - x_0 \sin \omega t)$
 $F_z = P_0 \sin \omega t$; $M_{C_z} = 0$

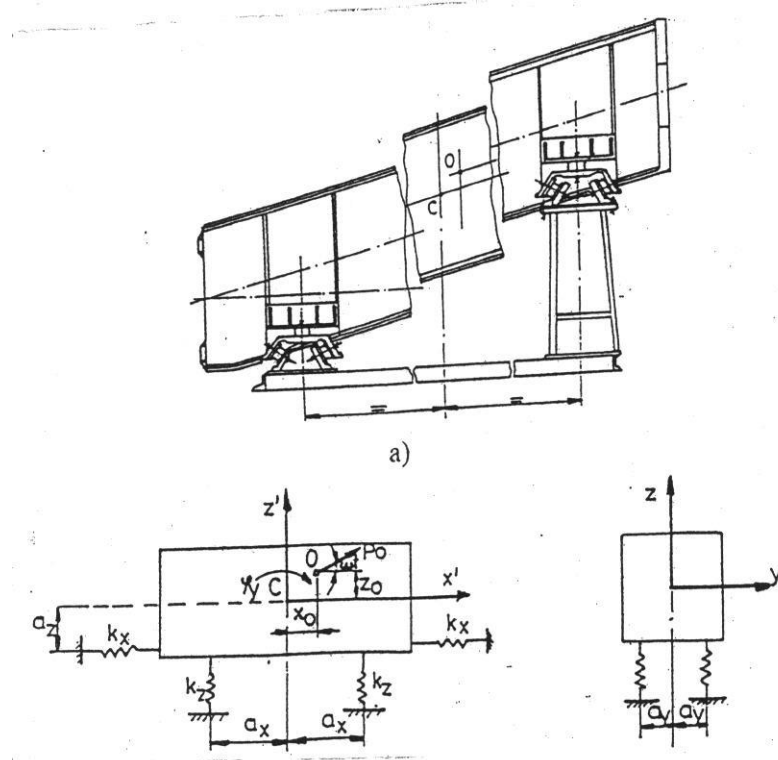


fig 2 - Ciur vibrator inerțial. Schemă de calcul

ECUAȚIILE DIFERENȚIALE DE MIȘCARE

Deoarece sunt excitate numai nodurile de vibrație după direcțiile X, Z, φ_y , ecuațiile diferențiale de mișcare pot fi scrise sub forma:

$$m\ddot{X} + 4k_x X - 4a_z k_x \varphi_y = P_0 \cos \omega t \quad (1)$$

$$J_y \ddot{\varphi} + 4\ddot{\varphi}_y (k_z a_x^2 + k_x a_z^2) - 4k_x a_z X = p_0 l \sin(\omega t - \alpha)$$

unde

$$M_{C_y} = M_0 \sin(\omega t - \alpha)$$

$$l = \sqrt{X_0^2 + Z_0^2}$$

$$\alpha = \arctan \frac{Z_0}{X_0}$$

a) Vibrații libere

Pe baza relației (1), se obține ecuația pulsațiilor proprii, astfel:

- pentru nodurile de vibrații cuplate X și φ_y

$$\left(\frac{P}{\omega_z}\right)^4 - \left[\left(\frac{a_x}{\rho_y}\right)^2 + \frac{k_x}{k_z} \left(\frac{a_x}{\rho_y}\right)^2 + \frac{k_x}{k_y} \left(\frac{P}{\omega_z}\right)^2 + \frac{k_x}{k_z} \left(\frac{a_x}{\rho_y}\right)^2 \right] = 0 \quad (2)$$

- pentru nodul de vibrații după axa Z

$$m_p + 4k_z = 0$$

(3)

Pulsațiile proprii, corespunzătoare ecuațiilor (2) și (3) sunt date de relațiile:

$$\frac{P_x^2 \rho_y}{\omega_z^2} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{k_x}{k_z} \left[1 + \left(\frac{a_z}{\rho_y}\right)^2 \right] + \frac{a_x^2}{\rho_y^2} \pm \sqrt{\left[\frac{k_x}{k_z} \left(1 + \frac{a_z^2}{\rho_y^2} \right) + \frac{a_x^2}{\rho_y^2} \right] - 4 \frac{k_x}{k_z} \left(\frac{a_x}{\rho_y}\right)^2} \right\} \quad (4)$$

$$P_z = \sqrt{\frac{4k_z}{m}} = \omega_z \quad \text{unde } \rho_y^2 m = J_y \quad (5)$$

b) Vibrații forțate

Soluțiile sistemului (1) neomogen sunt de formă armonică cu pulsația ω și amplitudinile A_x, A_φ, A_z corespunzătoare, respectiv, nodurilor de vibrație X, φ_y și Z.

Amplitudinea vibrațiilor

Expresia amplitudinilor vibrațiilor forțate este:

$$A_x = \frac{P_0}{4k_z} \frac{\sqrt{\left[\frac{k_x}{k_z} \frac{a_z}{\rho_y} \left(\frac{a_z}{\rho_y} - \frac{z_0}{\rho_y} \right) + \left(\frac{a_x}{\rho_y}\right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_z}\right)^2 \right]^2 + \left(\frac{k_x}{k_z} \frac{x_0 a_0}{\rho_y \rho_y}\right)^2}}{\left(\frac{\omega}{\omega_z}\right)^4 + \left[\frac{k_x}{k_z} + \frac{k_x}{k_z} \left(\frac{a_z}{\rho_y}\right)^2 + \left(\frac{a_x}{\rho_y}\right)^2 \right] \left(\frac{\omega}{\omega_z}\right)^2 + \frac{k_x}{k_z} \left(\frac{a_x}{\rho_y}\right)^2} \quad (6)$$

$$A_\varphi = \frac{P_0}{4k_z \rho_y} \frac{\sqrt{\left[\frac{k_x}{k_z} \left(\frac{a_z}{\rho_y} - \frac{z_0}{\rho_y} \right) + \frac{z_0}{\rho_y} \left(\frac{\omega}{\omega_z}\right)^2 \right]^2 + \left[\frac{x_0}{\rho_y} \left(\frac{k_x}{k_z} - \frac{\omega}{\omega_z} \right) \right]^2}}{\left(\frac{\omega}{\omega_z}\right)^4 - \left[\frac{k_x}{k_z} + \frac{k_x}{k_z} \left(\frac{a_z}{\rho_y}\right)^2 - \left(\frac{a_x}{\rho_y}\right)^2 \right] \left(\frac{\omega}{\omega_z}\right)^2 + \frac{k_x}{k_z} \left(\frac{a_x}{\rho_y}\right)^2} \quad (7)$$

$$A_z = \frac{P_0}{4k_z} \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_z}\right)^2} \quad (8)$$

Forța transmisă la fundație

Expresia amplitudinii forțate totale F_{tx} (pentru cele 4 reazeme), care se transmite la fundație prin intermediul elementelor elastice pe direcția X este:

$$F_{tx} = 4k_x \sqrt{A_x^2 - 2a_z A_x A_\varphi \cos(\psi_x - \psi_\varphi) + a_z^2 A_\varphi^2} \quad (9)$$

în care:

$$\operatorname{tg} \psi_x = \frac{\frac{k_x}{k_z} \frac{a_z}{\rho_y} \left(\frac{a_z}{\rho_y} - \frac{z_0}{\rho_y} \right) + \left(\frac{a_x}{\rho_y}\right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_z}\right)^2}{\frac{k_x}{k_z} \frac{a_x}{\rho_y} \frac{x_0}{\rho_y}} \quad (10)$$

$$\operatorname{tg}\psi\varphi = \frac{P_0 \frac{k_x}{k_z} \left(\frac{a_z}{\rho_y} - \frac{z_0}{\rho_y} \right) + \frac{z_0}{\rho_y} \left(\frac{\omega}{\omega_z} \right)^2}{4k_z \rho_y \left[\frac{x_0}{\rho_y} \left[\frac{k_x}{k_z} - \left(\frac{\omega}{\omega_z} \right)^2 \right] \right]} \quad (11)$$

Momentul cuplului transmis la fundație

Amplitudinea cuplului oscilant M_{ty} dat de forțele paralele și opuse, ce iau naștere pe direcția z în elemente elastice, este

$$M_{ty} = 4k_z a_x^2 A \quad (12)$$

Centrul instantaneu de rotație în mișcarea plană

Mișcarea forțată în planul CXZ se caracterizează prin centrul instantaneu de rotație. Acesta se află pe axa CZ și este definit prin coordonata z_i dată de expresia:

$$z_i = \rho_y \sqrt{\frac{\left[\frac{k_x}{k_z} \frac{a_z}{\rho_y} \left(\frac{a_z}{\rho_y} - \frac{z_0}{\rho_y} \right) + \left(\frac{a_x}{\rho_y} \right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_z} \right)^2 \right]^2 + \left[\frac{k_x}{k_z} \frac{x_0}{\rho_y} \frac{a_z}{\rho_y} \right]^2}{\left[\frac{k_x}{k_z} \left(\frac{a_z}{\rho_y} - \frac{x_0}{\rho_y} \right) + \frac{x_0}{\rho_y} \left(\frac{\omega}{\omega_z} \right)^2 \right]^2 + \left[\frac{x_0}{\rho_y} \left(\frac{k_x}{k_y} - \frac{\omega}{\omega_z} \right) \right]^2}} \quad (13)$$

Din analiza expresiei (13) se desprind două cazuri care pot influența funcționarea utilajului:

- dacă pulsația forței perturbatoare variază astfel încât să anuleze numărătorul relației (13) atunci rezultă $z_i = 0$; în acest caz, se efectuează numai vibrații rotaționale în jurul axei CY (mișcare de tangaj);
- dacă pulsația forței perturbatoare variază astfel încât să anuleze numitorul relației (13), atunci rezultă $z_i = \infty$; în acest caz se efectuează numai vibrații de translație pe direcția CX.

Analiza regimului dinamic

Din structura relațiilor de calcul anterioare se constată că parametrii funcționali pot fi influențați de următorii factori:

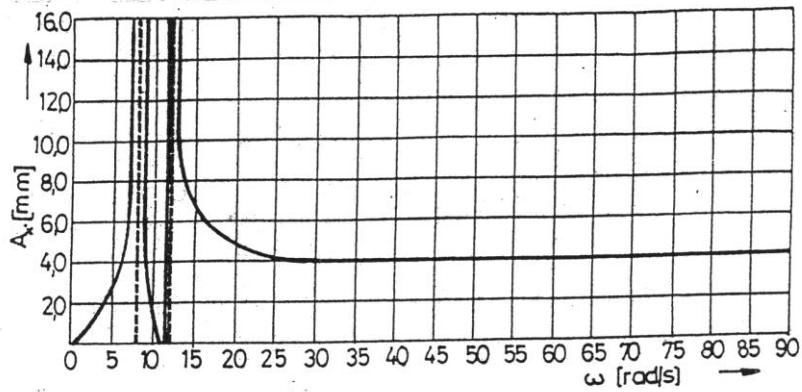
- poziția relativă a centrului de masă C și a centrului de perturbare O;
- poziția planului forțelor elastice față de planul CXY, definită prin coordonata a_z ;
- caracteristicile masice m, J ;
- caracteristica sistemului de dezechilibrare dinamică $m_0\gamma$ (moment static);
- caracteristicile de rigiditate pe cele două direcții k_x, k_z ale sistemului elastic.

Pe baza relațiilor de calcul prezentate s-au stabilit parametrii funcționali pentru ciurul de 12 m².

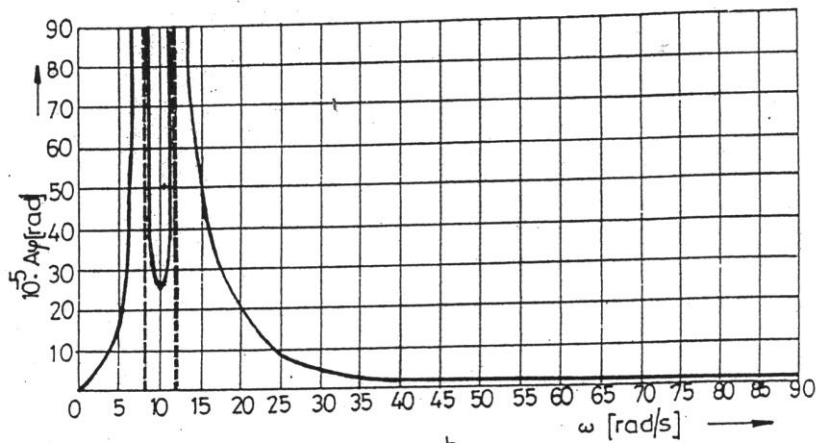
La acest ciur principalii parametri sunt:

$$\begin{array}{ll} k_x=1220 \cdot 10^3 \text{ N/m}; & k_z=104,4 \text{ N/m} \\ m=6500 \text{ kg} & \rho_y=2,38 \text{ m} \\ a_x=2,17 \text{ m} & a_z=2,38 \text{ m} \\ m_0\gamma=26 \text{ kg}\cdot\text{m} & a_z=0,6 \text{ m} \\ x_0=0,03 \text{ m} & \omega=0-120 \text{ rad/s} \\ z_0=0,01 \text{ m} & J_y=36800 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \end{array}$$

Pe baza valorilor și modificărilor pulsației ω în intervalul indicat, au fost trasate curbele de variație a amplitudinilor A_x și A_φ funcție de pulsație fig. 3.



a



b

fig 3

Se remarcă faptul că, pentru $\omega=84$ rad/s – valoarea pulsației de funcționare a utilajului – regimul dinamic este stabil și predomină vibrațiile de translație comparativ cu cele de rotație. Pentru $\omega=84$ rad/s, s-au obținut următorii parametri:

$$A_x=4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad A_\varphi=25 \cdot 10^{-6} \text{ rad} \quad A_z=4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$F_{tx}=1951 \text{ N} \quad M_{ty}=124 \text{ Nm} \quad z_i=160 \text{ m}$$

Pulsațiile proprii sunt date de valorile:

$$p_x=12 \text{ rad/s} \quad p_{\varphi y}=8,36 \text{ rad/s} \quad \omega_z=12,7 \text{ rad/s}$$

BIBLIOGRAFIE:

- [1] Prof. dr. ing. dr h.c. P. Bratu, "Vibrațiile sistemelor elastice"; Editura tehnică, București, 2000;
- [2] M. Munteanu, "Introducere în dinamica mașinilor vibratoare"; Editura Academiei Române, București – 1986;
- [3] N. Pandrea, M. Munteanu, "Curs de vibrații cu aplicații în construcția de mașini" vol I, II; Tipografia Institutului Politehnic, București-1979.