ABOUT THE PERFORMANCE LEVEL OF THE INERTIAL VIBRATORY SIEVES -DESPRE NIVELUL DE PERFORMANTA AL VIBRATOARELOR INERTIALE

Drd.Ing. Paiovici Roza, Dr.ing. Badiu Marian – ICECON SA Bucuresti

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.

Performanţa ce caracterizează ciururile vibratoare inerţiale este determinată de valorile:
- parametrilor de vibrare (amplitudine, frecvenţă);
- gradul de uniformitate a transmiterii vibraţiilor pe întreaga suprafaţă de cernere a sitei.

Calitatea cernerii e cu atît mai bună, cu cît vibraţiile se transmit în mod uniform pe întreaga suprafaţă a sitei.
La ciururile cu forţa perturbatoare rotitoare este necesar ca vibraţiile de translaţie să fie predominante în raport cu cele de rotaţie. Acest lucru se realizează pe baza calculului parametrilor dinamici pentru asigurarea condiţiilor constructive şi funcţionale capabile să determine un regim de funcţionare corespunzător.
Soluţia constructivă este prezentată în fig 1 care se compune din:

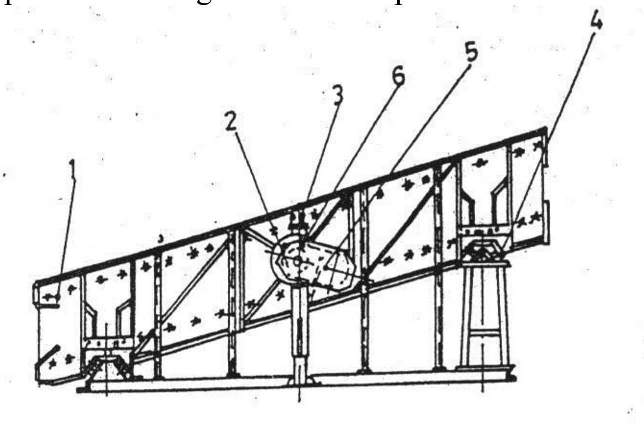

fig 1 - Ciur vibrator inerţial

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

MODELUL DINAMIC. Pentru ciururile inerţiale cu forţă perturbatoare rotitoare – se adoptă schematizarea din fig 2 care are următoarele particularităţi:

- ciurul e considerat corp solid rigid cu două plane de simetrie xOy şi xOz;
- rezemarea este realizată cu elemente elastice ortogonale, caracterizate prin coeficienţii de rigiditate k_x şi k_z;

- excitaţia de tip inerţial prin forţa rotitoare de modul ??
- axa de rotaţie a forţei rotitoare este paralelă cu axa CY', iar poziţia punctului O este definită prin coordonatele i_o, z_0;
- forţele şi cuplurile ce acţionează asupra corpului sunt:

  $F_x=P_o\cos\omega t$; $M_{Cx}=0$

  $F_y=0$; $M_{Cy}=P_o\,(z_0\cos\omega t - x_0\sin\omega t)$

  $F_z=P_0\sin\omega t$; $M_{Cz}=0$

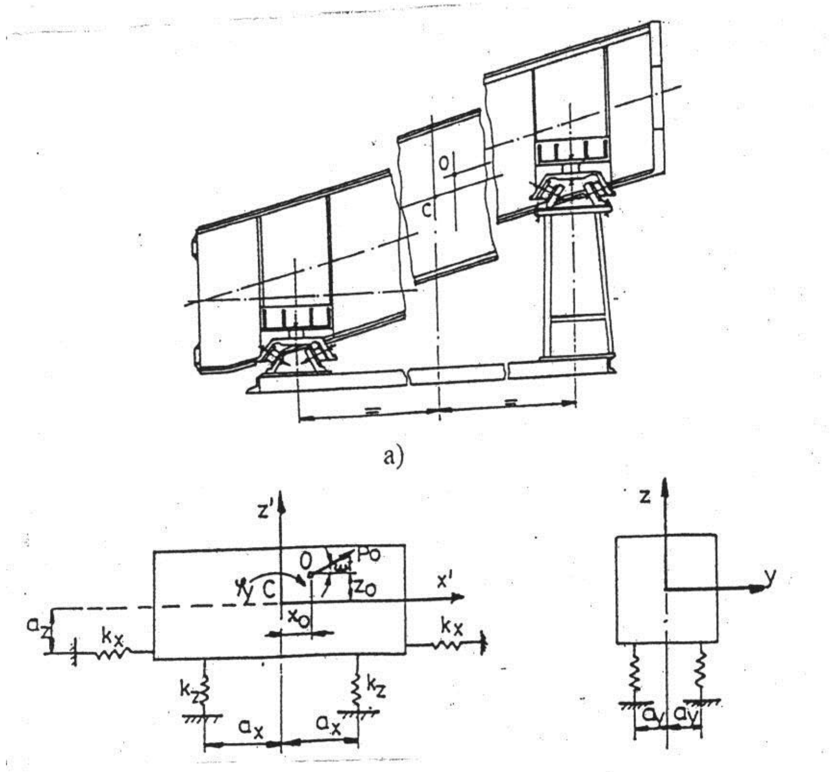

Fig 2 - Ciur vibrator inerţial. Schemă de calcul

ECUAŢIILE DIFERENŢIALE DE MIŞCARE

Deoarece sunt excitate numai nodurile de vibrare după direcţiile X, Z, φ_y,, ecuaţiile diferenţiale de mişcare pot fi scrise sub forma:

$$m\ddot{X} + 4k_X X - 4a_Z k_X \varphi_y = P_0 \cos\omega\, t \tag{1}$$

$$J_y \ddot{\varphi} + 4\ddot{\varphi}_y (k_Z a_X^2 + k_X a_Z^2) - 4k_X a_Z X = p_0 l \sin(\omega s - \alpha)$$

unde

$$M_{Cy} = M_0 \sin(\omega\, t\text{-}\alpha)$$

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

$$\alpha = \arctan\frac{z_0}{x_0}$$

a) Vibraţii libere

Pe baza relaţiei (1), se obţine ecuaţia pulsaţiilor proprii, astfel:

- pentru nodurile de vibraţii cuplate X şi φ_y

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

- pentru nodul de vibraţii după axa Z

  $m_p+4k_z=0$

  (3)

  Pulsaţiile proprii, corespunzătoare ecuaţiilor (2) şi (3) sunt date de relaţiile:

$$\frac{P_{x\varphi y}^2}{\omega_z^2}=\frac{1}{2}\left\{\frac{k_x}{k_z}\left[1+\left(\frac{a_z}{\rho_y}\right)^2\right]+\frac{a_x^2}{\rho_y^2}\pm\sqrt{\left[\frac{k_x}{k_z}\left(1+\frac{a_z^2}{\rho_y^2}\right)+\frac{a_x^2}{\rho_y^2}\right]-4\frac{k_x}{k_z}\left(\frac{a_x^2}{\rho_y^2}\right)^2}\right\} \qquad (4)$$

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

b) Vibraţii forţate

Soluţiile sistemului (1) neomogen sunt de formă armonică cu pulsaţia ω şi amplitudinile $A_x, A_{\rho y}, A_z$ corespunzătoare, respectiv, nodurilor de vibraţie X, φ_y şi Z.

Amplitudinea vibraţiilor

Expresia amplitudinilor vibraţiilor forţate este:

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

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

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

Forţa transmisă la fundaţie

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

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

în care:

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

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

Momentul cuplului transmis la fundaţie

Amplitudinea cuplului oscilant M_{ty} dat de forţele paralele şi opuse, ce iau naştere pe direcţia z în elemente elastice, este

$$M_{ty} = 4k_z a_x^2 A \tag{12}$$

Centrul instantaneu de rotaţie în mişcarea plană

Mişcarea forţată în planul CXZ se caracterizează prin centrul instantaneu de rotaţie. Acesta se află pe axa CZ şi este definit prin coordonata z_i dată de expresia:

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

Din analiza expresiei (13) se desprind două cazuri care pot influenţa funcţionarea utilajului:

- dacă pulsaţia forţei perturbatoare variază astfel încît să anuleze numărătorul relaţiei (13) atunci rezultă $z_i = 0$; în acest caz, se efectuează numai vibraţii rotaţionale în jurul axei CY (mişcare de tangaj);
- dacă pulsaţia forţei perturbatoare variază astfel încît să anuleze numitorul relaţiei (13), atunci rezultă $z_i = \infty$; în acest caz se efectuează numai vibraţii de translaţie pe direcţia CX.

Analiza regimului dinamic

Din structura relaţiilor de calcul anterioare se constată că parametrii funcţionali pot fi influenţaţi de următorii factori:

- poziţia relativă a centrului de masă C şi a centrului de perturbare O;
- poziţia planului forţelor elastice faţă 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 direcţii k_x, k_z ale sistemului elastic.

Pe baza relaţiilor de calcul prezentate s-au stabilit parametrii funcţionali pentru ciurul de 12 m^2.
La acest ciur principalii parametri sunt:

k_x=1220·10^3 N/m; k_z=104,4 N/m
m=6500 kg ρ_y=2,38 m

a_x=2,17 m a_z=2,38 m
$m_0\gamma$=26 kg·m a_z=0,6 m
x_0=0,03 m ω=0-120 rad/s
z_0=0,01 m J_y=36800 kg·m^2

Pe baza valorilor şi modificărilor pulsaţiei ω în intervalul indicat, au fost trasate curbele de variaţie a amplitudinilor A_x şi A_φ funcţie de pulsaţie fig. 3.

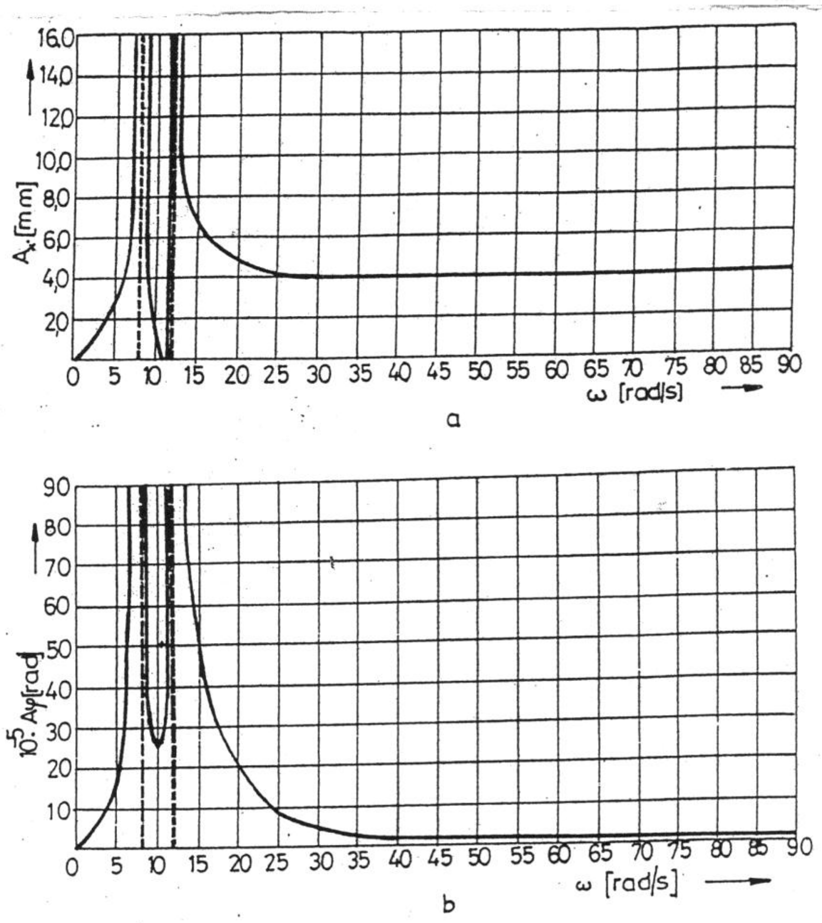

fig 3

Se remarcă faptul că, pentru ω=84 rad/s – valoarea pulsaţiei de funcţionare a utilajului – regimul dinamic este stabil şi predomină vibraţiile de translaţie comparativ cu cele de rotaţie. Pentru ω=84 rad/s, s-au obţinut următorii parametri:

$A_x=4\cdot10^{-3}$ m $A_\varphi=25\cdot10^{-6}$ rad $A_z=4\cdot10^{-3}$ m
F_{tx}=1951 N M_{ty}=124 Nm z_i=160 m

Pulsaţiile proprii sunt date de valorile:
p_x=12 rad/s $p_{\varphi y}$=8,36 rad/s ω_z=12,7 rad/s

Bibliografie:

[1] Prof dr ing dr h.c. P. Bratu, "Vibraţiile sistemelor elastice"; Editura tehnică, Bucureşti, 2000
[2] M. Munteanu, "Introducere în dinamica maşinilor vibratoare"; Editura Academiei Române, Bucureşti – 1986
[3] N. Pandrea, M. Munteanu , "Curs de vibraţii cu aplicaţii în construcţia de maşini" vol I, II; Tipografia Institutului Politehnic, Bucureşti-1979