

THEORETICAL RESEARCH ON DETERMINING THE VIBRATIONS ISOLATION DEGREE OF A VIBRATING SEPARATOR

CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND DETERMINAREA GRADULUI DE IZOLARE A VIBRAȚIILOR PENTRU UN SEPARATOR VIBRATOR

Ph.D.Stud. Eng. Ivancu B.¹⁾, Prof. Ph.D. Eng. Voicu Gh.²⁾, Ph.D. Eng. Brăcăcescu C.¹⁾,
PhD.Stud. Eng. Persu C.¹⁾, PhD.Stud. Eng. Zaica Al.¹⁾

¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ University Politehnica of Bucharest / Romania

Tel: 0758331415; E-mail: ivancu_bogdan@yahoo.com

Abstract: Mechanical vibrations occur in any system where there are motors for driving mechanisms or inertial elements elastically supported. The presence of mechanical vibrations is generally harmful because of their effects. Depending on the complexity of the machine, characterized by the distribution of weight and flexible system configuration, the parameters of vibration isolation can be determined only on the basis of a model able to reproduce the dynamic behavior of the machine. This paper presents the scheme for calculating the parameters of vibration isolation from a vibrating separator equipped with metal elastic elements.

Keywords: degree of isolation, vibration, calculation scheme, elastic element, vibrating separator

INTRODUCTION

The vibrations analysis of mechanical systems is necessary to determine the causes of their occurrence, the ways to reduce the absorbed energy, or to control the vibration and reduce noise. The failure or breakage phenomena of elastic systems made from different materials are very complex and differ fundamentally from static cases to variable cases. Fatigue is strongly localized and occurs in areas of high stress and strain of various parts or structures.

In order to model and analyze properly a problem of fatigue, it should, previously, determine the sequences of variable stress that can produce - or not - damage to the structure. The protection against vibration increases the lifetime of vibrating equipment thus ensuring reduced costs for maintenance and repairs. A vibrating system consists of the actual structure to which distributed masses (according to a certain law) and / or concentrated masses, are attached. Any structure is capable, under the action of causes with dynamic character (time-varying), to perform relative movement around an equilibrium position. This phenomenon is due to the fact that the structure possesses inertial properties (concentrated and distributed masses) and elastic elements (defined by flexibility or stiffness). Using on larger scale of the equipment with vibratory motion in the milling industry is due to significant increase in productivity of sorting and separation process of impurities from the cereal seeds mass, from this category being part the vibrating separator for removing stones from cereal seeds mass (Figure 1).

The stone separator SP-00 is used to separate impurities from cereal seed mass, that combines the principle of separation based on the difference in specific weight (through the movement of vibration of sieve) and separation by their aerodynamic properties (through the action of air currents).

Rezumat: Vibrațiile mecanice se produc în orice sistem acolo unde există motoare pentru acționarea mecanismelor sau elemente inerțiale sprijinite elastic. Prezența vibrațiilor mecanice este, în general, dăunătoare ca urmare a efectelor lor. Funcție de complexitatea mașinii, caracterizată de repartiția masei și de configurația sistemului elastic, parametrii de izolare a vibrațiilor pot fi determinați numai pe baza unui model capabil să reproducă comportarea dinamică a mașinii. În acest articol se prezintă schema de calcul a parametrilor de izolare a vibrațiilor de la un separator vibrator prevăzut cu elemente elastice metalice.

Cuvinte cheie: grad de izolare, vibrații, schemă de calcul, elemente elastice, separator vibrator

INTRODUCERE

Analiza vibrațiilor sistemelor mecanice este necesară pentru a cunoaște cauzele producerii lor, modalitățile de a le diminua energia absorbită, sau pentru controlul vibrațiilor și reducerea zgomotului produs. Fenomenele de cedare sau rupere a sistemelor elastice, realizate din diferite materiale, sunt foarte complexe și diferă fundamental pentru cazul solicitărilor statice față de cele variabile. Oboseala este puternic localizată și se produce în zonele cu tensiuni și deformații mari ale diferitelor piese sau structuri.

Pentru a modela și analiza corect o problemă de oboseală, trebuie, în prealabil, determinate secvențele solicitărilor variabile care pot produce – sau nu – deteriorarea structurii prin oboseală. Protecția împotriva vibrațiilor mărește durata de viață pentru echipamentele vibratoare asigurând astfel reducerea costurilor pentru întreținere și reparații. Un sistem vibrant este constituit din structura propriu-zisă la care se atașează mase distribuite (după o anumită lege) și/sau mase concentrate. Orice structură este capabilă, sub acțiunea unor cauze cu caracter dinamic (variabile în timp), să efectueze mișcări relative în jurul unei poziții de echilibru. Acest fenomen se datorează faptului că structura posedă proprietăți inerțiale (mase concentrate și distribuite) și elastice (definite prin flexibilitate sau rigiditate). Utilizarea pe scară tot mai largă a echipamentelor cu acțiune vibratoare în domeniul morăritului se datorează creșterii semnificative a productivității proceselor de sortare și separare a impurităților din masa de semințe de cereale, din această categorie făcând parte și separatoarele vibratoare pentru eliminarea pietrelor din masa de cereale (Figura 1).

Separatorul de pietre SP-00 este utilizat la separarea impurităților din masa de cereale ce combină principiul de separare pe baza diferenței de greutate specifică (prin mișcarea de vibrație a sitei) și separarea după proprietățile aerodinamice ale acestora (prin acțiunea curenților de aer).



Fig. 1 – The stone separator SP-00

MATERIAL AND METHOD

Based on the analysis of structural and functional structure of the vibrating separator shown in Figure 1, it is therefore necessary to study the dynamic model of calculation. The vibrating separator, is modeled in Figure 2 to meet simultaneously, the technical performance (including the vibration parameters of work), and vibration isolation parameters of parts which need to be protected.

MATERIAL ȘI METODĂ

Pe baza analizei structurii constructive și funcționale a separatorului vibrator din Figura 1, rezultă necesitatea studierii modelului dinamic de calcul. Separatorul vibrator este modelat în Figura 2 pentru a satisface simultan, atât performanțele tehnice (inclusiv parametrii vibrațiilor de lucru), cât și parametrii izolării vibrațiilor părților ce trebuie protejate.

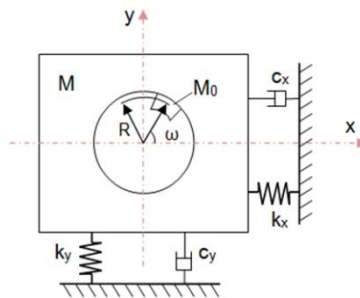


Fig. 2 – Dynamic model of vibratory separator [4]

Given the system in Figure 2, the differential equations of motion are [4]:

Dat fiind sistemul din figura 2, ecuațiile diferențiale ale mișcării sunt [4]:

$$\begin{cases} \frac{d^2x}{dt^2} + 2 \cdot \eta_x \frac{dx}{dt} + p_x^2 x = \frac{M_0 \cdot R \cdot \omega^2}{M + M_0} \cos \omega t \\ \frac{d^2y}{dt^2} + 2 \cdot \eta_y \frac{dy}{dt} + p_y^2 y = \frac{M_0 \cdot R \cdot \omega^2}{M + M_0} \sin \omega t \end{cases} \quad (1)$$

where, the damping factors have the expressions:

unde, factorii de amortizare au expresiile [4]:

$$\eta_x = \frac{c_x}{2(M + M_0)}; \eta_y = \frac{c_y}{2(M + M_0)} \quad (2)$$

and the system's own pulsations have the expressions:

iar pulsațiile proprii ale sistemului au expresiile [4]:

$$p_x = \sqrt{\frac{k_x}{M + M_0}}; p_y = \sqrt{\frac{k_y}{M + M_0}} \quad (3)$$

Because own vibration is damped down rather quickly in the transitional regime, in this case, it presents practical interest only the operating stationary regime (forced vibration). The solutions of equations (1) corresponding to stationary regime (forced vibration) have the form [4]:

Deoarece vibrația proprie se amortizează destul de rapid în cadrul regimului tranzitoriu, în cazul de față, prezintă interes practic numai regimul staționar de funcționare (vibrația forțată). Soluțiile ecuațiilor (1) corespunzătoare regimului staționar (vibrația forțată) au forma [4]:

$$\begin{cases} x = A_x \cdot \cos(\omega t - \varphi_x) \\ y = A_y \cdot \sin(\omega t - \varphi_y) \end{cases} \quad (4)$$

where the amplitudes of motion are:

$$\begin{cases} A_x = \frac{M_0 \cdot R}{M + M_0} A_{0x} \\ A_y = \frac{M_0 \cdot R}{M + M_0} A_{0y} \end{cases} \quad (5)$$

(A_{0x} and A_{0y} being the amplification factors and φ_x and φ_y the initial stages).

Vibrating separators work in stationary regime in post resonance ($\omega \gg p$) passing under stationary regime through resonance (resonance pulsations are determined with relations (3)). Under the functioning conditions in post resonance regime (when damping system can be neglected), the amplitudes of motion are given by the relation [4]:

$$A_x = A_y = A = \frac{M_0 \cdot R}{M + M_0} \quad (6)$$

In the case of functioning regime in post resonance, the effect of damping being insignificant, in order to obtain vibrations of the sieve casing as circular trajectory, the elastic constants of the elastic system, by the two directions, should to be equal. So, in this case the value of k_y adopted equal to that of the k_x is given by [4]:

$$k_y = p_y^2(M + M_0) \quad (7)$$

The parameters that determine the performance of vibration isolation are the transmissibility T and the degree of isolation of vibrations I . The two parameters are complementary, and the relation is: [1]

$$I = (1 - T) \cdot 100 \quad [\%] \quad (8)$$

For a vibratory separator leaning against metal elastic elements, with small viscous damping, modeled as a system with one degree of freedom in vertical translation, the T parameter has the form: [1]

$$T = \frac{F_{Tr}}{F_0} = \left[\frac{1 + (2 \cdot \zeta \cdot \Omega)^2}{(1 - \Omega^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot \Omega)^2} \right]^{1/2} \quad (9)$$

where: F_{Tr} is the force transmitted through the elastic element of k constant and through viscous damping element; F_0 is the amplitude of the disturbing force; Ω is the report of pulsations, defined by the relation $\Omega = \omega / p$; ζ is a fraction of critical damping.

The variation of parameters T and I is given by the report of pulsations Ω and ζ parameter shown in Figure 3.

unde amplitudinile mișcării sunt [4]:

(A_{0x} și A_{0y} fiind factorii de amplificare, iar φ_x și φ_y fazele inițiale)

Separatoarele vibratoare, funcționează în regim staționar în postrezonanță ($\omega \gg p$) trecând, în cadrul regimului tranzitoriu, prin rezonanță (pulsățiile de rezonanță se determină cu relațiile (3)). În condițiile funcționării în regim de postrezonanță (când amortizările în sistem se pot neglija), amplitudinile mișcării sunt date de relația [4]:

În cazul regimului de funcționare în postrezonanță efectul amortizării fiind nesemnificativ, pentru a obține vibrații ale carcasi sitei după traiectorii circulare, trebuie ca constantele elastice ale sistemului elastic, după cele două direcții să fie egale. Deci în acest caz valoarea lui k_y adoptată egală cu cea a lui k_x este dată de relația [4]:

Parametrii care stabilesc performanțele de izolare a vibrațiilor sunt transmisibilitatea T a vibrațiilor și gradul de izolare I . Cei doi parametri sunt complementari, iar relația de legătură este de forma: [1]

Pentru un separator vibrator rezemat pe elemente elastice metalice, cu amortizare vâscoasă mică, modelată ca un sistem cu un grad de libertate la translație verticală, parametrul T este de forma: [1]

unde: F_{Tr} este forța transmisă prin elementul elastic de constantă k și prin elementul de amortizare vâscoasă; F_0 este amplitudinea forței perturbatoare; Ω este raportul pulsațiilor, definit de relația $\Omega = \omega / p$; ζ este fracțiunea din amortizarea critică.

Variația parametrilor T și I este dată funcție de raportul pulsațiilor Ω și de parametrul ζ în Figura 3.

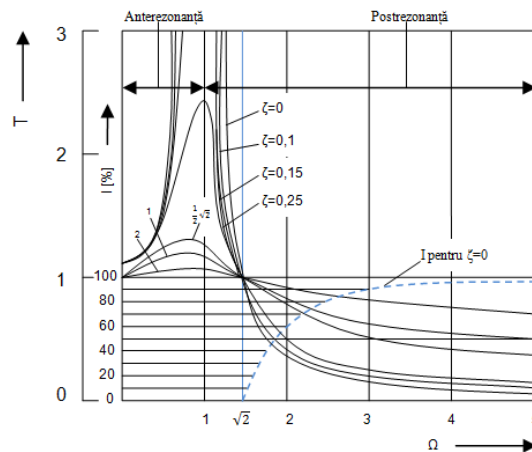


Fig. 3 – The variation of transmissibility T and degree of isolation I function of report of pulsation $\Omega = \omega / p$ and fraction of critical damping ζ / Variația transmisibilității T și a gradului de izolare I funcție de raportul pulsațiilor $\Omega = \omega / p$ și a fracțiunii din amortizarea critică ζ [1]

For design calculations, it is more convenient to use the static arrow due to the action of weight $m \cdot g$.

Thus, the own pulsation of the system can be expressed as [1]:

$$p = \sqrt{\frac{k \cdot g}{m \cdot g}} = \sqrt{\frac{g}{\frac{m \cdot g}{k}}} = \sqrt{\frac{g}{\delta_{st}}} \tag{10}$$

With the nomogram in Figure 4 can be determined the degree of isolation according to the static arrow and vibration frequency (the frequency of the disturbing force). In the nomogram field are plotted two types of oblique lines, the first line (dashed line) represents natural frequency of the system and the rest of lines (solid lines) represent the degree of vibration isolation.

Pentru calculele de proiectare, este mai comod să se folosească săgeata statică datorită acțiunii greutatei $m \cdot g$. Astfel, pulsația proprie a sistemului poate fi exprimată sub forma [1]:

Cu ajutorul nomogramei din Figura 4 se poate determina gradul de izolare, funcție de săgeata statică și frecvența vibrațiilor (frecvența forței perturbatoare). În câmpul nomogramei sunt trasate două categorii de linii oblice, prima linie oblică (linia întreruptă) reprezintă frecvența proprie a sistemului, iar restul liniilor (liniile continue) reprezintă gradul de izolare a vibrațiilor.

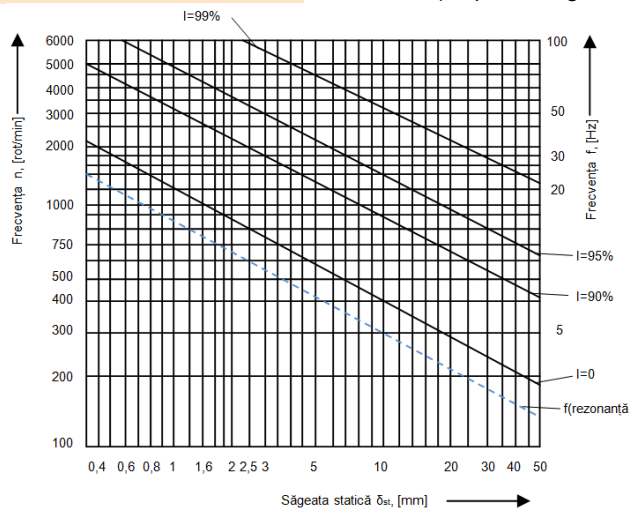


Fig. 4 – Nomogram for calculating the degree of isolation [1]

RESULTS

Based on the calculation scheme previously presented, we presented a calculation example for determining the degree of vibration isolation for a vibrating separator, in our case, SP-00. Because the determination of elastic constant of the entire system is more difficult to perform, in this example, we will determine the calculation of constant elasticity of elastic system of springs and used it in calculation example.

First of all it must be determined the spring constant of the coil springs system. According to STAS 12243/2-86, the coil spring, used in the construction of the vibrating separator SP-00, has the following dimensions:

- the spiral diameter $d = 7$ mm;
- the outer diameter of the winding, $D = 50$ mm;
- number of turns, $n = 9.5$.

Using relation (2) is determined the spring constant of a coil spring:

$$k_1 = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^2} = \frac{8100 \cdot 7^4}{8 \cdot 9.5 \cdot 50^2} = 2,05 \text{ [kgf/mm]} \tag{11}$$

$\rightarrow k = 4 \cdot k_1 = 8,2$ [kgf/mm] (elastic constant of coil springs system)

According to [3], the determined circular trajectory amplitude is $A_x = A_y = A = 2,5$ [mm], and frequency $\nu = 960$ [osc./min], \rightarrow in accordance with (6), $M_0 = 14$ [kg], where the eccentricity $R = 120$ [mm].

RESULTATE

Pe baza schemei de calcul prezentată anterior, am prezentat un exemplu de calcul pentru determinarea gradului de izolare al vibrațiilor pentru un separator vibrator, în cazul nostru, SP-00. Pentru că determinarea constantei elastice a întregului sistemului este mai dificil de efectuat, în acest exemplu de calcul vom determina constanta de elasticitate a sistemului elastic de arcuri și o vom folosi în exemplul de calcul.

Mai întâi, trebuie determinată constanta de elasticitate a sistemului de arcuri elicoidale. Conform STAS 12243/2 – 86, arcul elicoidal, folosit în construcția separatorului vibrator SP – 00, prezintă următoarele dimensiuni:

- diametrul spirei, $d = 7$ mm;
- diametrul exterior de înfășurare, $D = 50$ mm;
- numărul de spire, $n = 9,5$.

Cu ajutorul relației (2) se stabilește constanta elastică unui arc elicoidal:

$\rightarrow k = 4 \cdot k_1 = 8,2$ [kgf/mm] (constanta elastică a sistemului de arcuri elicoidale)

Conform [3], amplitudinea traiectoriei circulare determinată este $A_x = A_y = A = 2,5$ [mm], și frecvența $\nu = 960$ [oscil/min], \rightarrow conform (6), $M_0 = 14$ [kg], unde excentricitatea $R = 120$ [mm].

The pulsation of oscillation, ω is: $\nu = 960$ [osc./min]
 $\rightarrow \omega = 960 \cdot 2 \cdot \pi = 100,53$ [s⁻¹]

The mass of the vibrating part of the separator (without the material load from the sieve, negligible compared to the mass vibrating system) is about 250 [kg], and the mass of generators vibration, $M_0 = 14$ [kg].

With the relation (7) $\rightarrow p = \sqrt{\frac{k}{M + M_0}} = 17,66$ [s⁻¹] \rightarrow in accordance with (10), $\delta_{st} = \frac{g}{p^2} = 31,45$ [mm]

Using the static arrow of the coil spring, 31.45 [mm] and the frequency of oscillation of the stone separator, 960 [rot/min], the degree of isolation I of the generated vibrations can be identified in the nomogram of Figure 4.

Pulsăția oscilației, ω este: $\nu = 960$ [oscil/min]
 $\rightarrow \omega = 960 \cdot 2 \cdot \pi = 100,53$ [s⁻¹]

Masa părții vibratoare a separatorului (fără încărcătura de material de pe sită, neglijabilă în raport cu masa sistemului vibrator) este de 250 [kg], iar masa generatoarelor de vibrații, $M_0 = 14$ [kg].

Cu ajutorul relației (7) $\rightarrow p = \sqrt{\frac{k}{M + M_0}} = 17,66$ [s⁻¹] \rightarrow conform (10), $\delta_{st} = \frac{g}{p^2} = 31,45$ [mm]

Cu ajutorul săgeții statice a arcului elicoidal, 31,45 [mm] și a frecvenței de oscilație a separatorului de pietre, 960 [rot/min], se poate identifica pe nomograma din figura 4, gradul de izolare I al vibrațiilor generate.

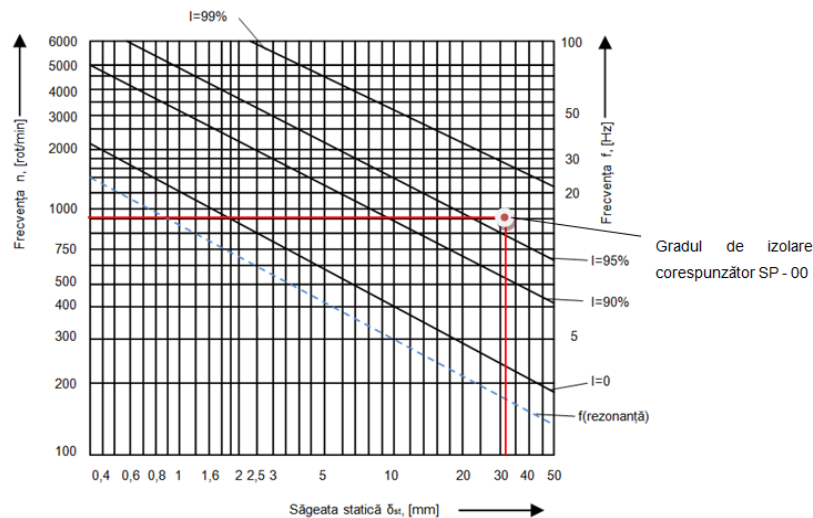


Fig. 5 – The degree of isolation for the vibrating separator, SP-00

It results in a degree of isolation $I = 95 \div 99\%$, as shown in Figure 5. With the relations (7) and (8) is calculated exactly which is the value of the degree of isolation for the vibrating separator SP - 00. First, we calculate the vibration transmissibility T , noting that the percentage of critical damping, ζ , is 0 for a transmissibility of $T < 1$ (as shown in Figure 3), and $\Omega = \omega/p = 5.69$:

Rezultă un grad de izolare $I = 95 \div 99 \%$, așa cum este arătat în figura 5. Prin intermediul relațiilor (7) și (8) se calculează cu exactitate care este valoarea gradului de izolare pentru separatorul vibrator SP - 00. Mai întâi se calculează transmisibilitatea T a vibrațiilor, cu mențiunea că, fracțiunea din amortizarea critică, ζ , este 0 pentru o transmisibilitate $T < 1$ (așa cum reiese din Figura 3), iar raportul $\Omega = \omega/p = 5,69$:

$$T = \left[\frac{1 + (2 \cdot 0 \cdot 5,69)^2}{(1 - 5,69)^2 + (2 \cdot 0 \cdot 5,69)^2} \right]^{1/2} = 0,032 \tag{12}$$

According to (8), it results a degree of isolation:

Rezultă, conform (8) un grad de izolare

$$I = (1 - 0,032) \cdot 100 = 96,8 \text{ [%]} \tag{13}$$

CONCLUSIONS

For most of the vibrating separators, the dynamic and reliability parameters are determined by the presence in the structure of the machine, of the vibratory elements.

To calculate the parameters for the isolation of vibrations, it must, first, to establish the equations of motion of the elastic system and the systems own pulsations that can be determined on the basis of a dynamic model of the vibrating separator.

CONCLUZII

Pentru cea mai mare parte a separatoarelor vibratoare, parametrii dinamici și de fiabilitate sunt determinați de prezența, în structura mașinii, a elementelor vibratile.

Pentru a calcula parametrii de izolare a vibrațiilor, trebuie, mai întâi, stabilite ecuațiile mișcării sistemului elastic și pulsațiile proprii ale sistemului, care pot fi determinate pe baza unui model dinamic al separatorului vibrator.

Based on the calculation of parameters of vibration isolation, the degree of isolation on the nomogram of a vibrating separator, and the resonant zone that should be avoided, are identified.

In order to have small force F_{Tr} transmitted, it is necessary that the report $\Omega = \omega / p$ should be as high as possible. Therefore, its own pulsation p shall be as small as possible, which can be achieved by using springs with a low spring constant.

Given the fact that in this article we performed a calculation example only for the elastic coil springs system, it is therefore necessary, to have in the future, experimental results on the determination of elastic constants of the whole system.

REFERENCES

- [1]. Bratu P. (1990) – *Elastic systems of suspension for machinery and equipment*, Technical Publishing, Bucharest;
- [2]. Brăcăcescu C., Sorică C., Manea D., Yao Guanxin, Constantin G.A., (2014) – *Theoretical contributions to the drive of cereal cleaning technical equipment endowed with non-balanced vibration generating systems*, INMATEH – Agricultural Engineering, Vol. 42, No.1/2014;
- [3]. Brăcăcescu C., Matache M., Mihai M, Bunduchi G., Popescu S., (2011) – *Experimental researches regarding the optimization of working process of technical equipment driven by electrical motovibrators*, INMATEH – Agricultural Engineering, Vol. 33, No.1/2011;
- [4]. Ene G., Marin C., (2009) – *Calculation and construction of vibrating machines*, Printech Publishing, Bucharest;
- [5]. Munteanu M. (1986) – *Introduction to dynamics of vibrating machinery*, Academy Publishing, Bucharest;
- [6]. Orasanu N., Voicu Gh., (2009) – *Some considerations on the study of plan sifter motion used for grain milling separation*, Bulgarian National Multidisciplinary Scientific Network of the Professional society for Research work, vol. 2, ISSN 1313-7735;
- [7]. Voicu Gh., Plosceanu B., Voicu P., (2006) – *Aspects of the operation of the counter-vibration generating unit for separation with sieves used in the milling industry*, Scientific papers "Fast development of research results in mechanization technologies and construction of equipment for agriculture and food industry - Directions and examples of action", INMATEH Session, Bucharest, pp. 127-134, ISSN 1583-1019;
- [8]. <http://ro.scribd.com/doc/51584660/Vibratii-Mecanice>.

Pe baza calcului parametrilor de izolare a vibrațiilor, se identifică pe nomogramă gradul de izolare al unui separator vibrator, precum și zona de rezonanță care trebuie evitată.

Pentru a avea forța transmisă F_{Tr} mică, este necesar ca raportul $\Omega = \omega/p$ să fie cât mai mare posibil. Pentru aceasta, pulsația proprie p trebuie să fie cât mai mică, ceea ce se poate realiza prin utilizarea unor arcuri cu o constantă elastică mică.

Dat fiind faptul că în acest articol am efectuat un exemplu de calcul doar pentru sistemul elastic de arcuri elicoidale, rezultă necesitatea unor rezultate experimentale viitoare privind determinarea constantelor elastice și ale întregului sistem.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Bratu P. (1990) – *Sisteme elastice de rezemare pentru mașini și utilaje*, Editura Tehnică, București;
- [2]. Brăcăcescu C., Sorică C., Manea D., Yao Guanxin, Constantin G.A., (2014) – *Contribuții teoretice la acționarea echipamentelor tehnice de curățire a cerealelor cu sisteme generatoare de vibrații cu mase neechilibrate*, INMATEH – Agricultural Engineering, Vol. 42, Nr.1/2014;
- [3]. Brăcăcescu C., Matache M., Mihai M, Bunduchi G., Popescu S., (2011) – *Cercetări experimentale privind optimizarea procesului de lucru al echipamentelor tehnice de separare acționate cu motovibratoare electrice*, INMATEH – Agricultural Engineering, Vol. 33, Nr.1/2011;
- [4]. Ene G., Marin C., (2009) – *Calculul și construcția mașinilor vibratoare*, Editura Printech, București;
- [5]. Munteanu M. (1986) – *Introducere în dinamica mașinilor vibratoare*, Editura Academiei, București;
- [6]. Orasanu N., Voicu Gh., (2009) – *Cateva consideratii asura studiului miscarii unei site plane folosita pentru separarea cerealelor in morarit*, Bulgarian National Multidisciplinary Scientific Network of the Professional society for Research work, vol. 2, ISSN 1313-7735;
- [7]. Voicu Gh., Plosceanu B., Voicu P., (2006) – *Aspecte cu privire la acționarea cu generatoare de vibrații cu contragreutăți a blocurilor de separare cu site utilizate în industria morăritului*, Lucrări științifice "Valorificarea rapidă a rezultatelor cercetărilor în domeniul tehnologiilor de mecanizare și al construcției de echipamente pentru agricultură și industria alimentară – Direcții și exemple de acțiune", Sesiunea INMATEH, București, pag. 127-134, ISSN 1583-1019;
- [8]. <http://ro.scribd.com/doc/51584660/Vibratii-Mecanice>.