



A XVIII-a Conferință internațională – multidisciplinară  
„Profesorul Dorin Pavel – fondatorul hidroenergeticii românești”  
CLUJ NAPOCA, 2018

# **CERCETĂRI PRIVIND VARIANTE CONSTRUCTIVE LA O MASĂ VIBRANTĂ DE MARI DIMENSIUNI ȘI CALCULAREA GENERĂRII VIBRAȚIILOR LA GENERATOARELE DE VIBRAȚII CARE O ECHIPEAZĂ**

Aurora Felicia CRISTEA

## **RESEARCH REGARDING THE CONSTRUCTIVE VARIANTS FOR A BIGGER DIMENSIONS VIBRANT TABLE AND THE VIBRATION CALCULATION OF VIBRATION GENERATORS THAT ARE INCLUDED IN IT**

The news information of the paper consists in designing and analyzing a wide vibrating table, analyzing the calculation that leads to the need for the number of vibration generators for this.

Keywords: vibrating table, vibration generators

Cuvinte cheie: masă vibrantă, generatori de vibrații

### **1. Introducere**

#### **1.1 Stadiul actual**

Elementele de beton executate în fabrică, pot fi compactate pe mese vibrante [1], [2], [3]. Modelele vor fi fixate pe masa vibratoare. Puterea mesei de vibrare, va fi corelată cu greutatea ansamblului de elemente pentru imprimare.

Mesele vibrante pot fi utilizate în diverse aplicații industriale pentru a realiza compactarea, sortarea materialelor și golirea sau

umplerea recipientelor. Mesele vibrante vor fi proiectate în funcție de destinația lor. O aplicație privind masa vibratoare este producția de elemente de beton, de la produse semifinite (pavaje, borduri) până la produse semifinisate mari și foarte mari (panouri, stâlpi, țevi și galerii din beton, grinzi etc.).

Clasificarea meselor vibratoare:

O primă clasificare a meselor vibratoare este:

- Masă vibrantă cu suprafață plană, pentru producerea de piese finite, realizate din materiale precum beton, beton refractar etc. [4].

- Masă vibrantă cu șine de ghidare, atașată la butoaie sau alte recipiente rotunde.

- Masă vibrantă pentru sarcini grele.

- Masa vibratoare pentru compactarea betonului.

Variante constructive ale meselor vibrante:

În cele ce urmează, a fost analizat un set de până la trei variante constructive de mese vibratorii:

- mese cu arcuri lamelare și generatoare de vibrații ghidate;

- mese cu cuplaj elastic și amortizare;

- mese cu arcuri elicoidale și generatoare de vibrații cu masa neechilibrată și s-a considerat în studiul nostru o nouă variantă.

Astfel, spre deosebire de trei variante constructive anterior studiate, date de bibliografie, masa "TAVI" propusă în studiu în această lucrare, este compusă din următoarele componente:

1. Masa vibrantă (10 x 4,80 m); 2. Generatorul Excentric serie A (6 bucăți - 3 bucăți pe o parte a mesei, "TAVI" și 3 bucăți pe partea opusă (montate sub masă)), echidistante; 3. Suporturi din cauciuc (50 buc.); 4. Pistoane hidraulice, telescopice (3 buc.) formate din 3 elemente telescopice, fiecare montat sub masă; 5. Corpul mașinii; 6. Pompă hidraulică (1 bucată); 7. Conducte și furtunuri hidraulice de alimentare (Studiul conexiunilor hidraulice și electrice nu va face parte din această lucrare). 8. Instalația electrică și hidraulică este echipată cu dispozitive mecanice de ridicare.

Astfel, masa vibratoare "TAVI" are următoarele avantaje și dezavantaje spre deosebire de celelalte trei variante constructive studiate:

Avantaje: - încărcarea mesei este de până la 2 t; - vibrațiile de masă pot fi efectuate la frecvențe cuprinse între 50-200 Hz; - posibilitatea de variație a amplitudinii (de la generatori); - această masă este proiectată pentru a fi utilizată în construcția și vibrarea

panourilor de beton mari (aproximativ  $l \times L = 5 \times 10$  m); - acțiunea hidraulică va face ca pistoanele să ridice masa aproape vertical la  $85^\circ$ . Acest lucru, pentru a îmbunătăți manevrabilitatea panourilor de beton, respectiv transportul acestora, astfel încât panourile să fie ridicate de un pod rulant pe masă fără a fi crăpate; - productivitatea va fi mare datorită mărimii mari a mesei; - vibrația mesei se va face prin telecomandă de către operator; - pistonul hidraulic va fi acționat manual sau de la telecomandă, cu ajutorul unui distribuitor de funcționare (de sus în jos) care va fi montat pe pompă etc.

Dezavantaje: - datorită mărimii mari a mesei "TAVI", consumul de energie este considerabil; - pot fi turnate numai piese de calibru mare (aproximativ  $50 \text{ m}^2$ ), piese mici care necesită un consum foarte ridicat de energie, în raport cu productivitatea, astfel încât acestea să fie evitate; - necesită un personal de cel puțin 3 - 4 operatori simultan etc.

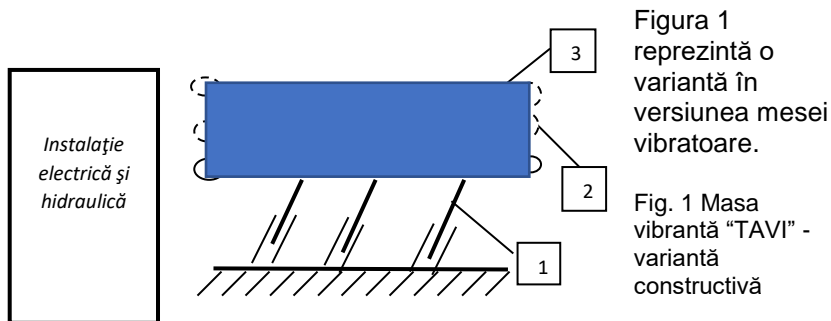


Figura 1 reprezintă o variantă în versiunea mesei vibratoare.

Fig. 1 Masa vibrantă "TAVI" - variantă constructivă

1 - pistoane hidraulice (3 bucăți); 2 - motoare vibratoare excentrice (6 bucăți - 3 bucăți pe o parte a mesei TAVI și 3 bucăți pe partea opusă (montate sub masă), distanța dintre cele două laturi ale motoarelor alese este distribuită în mod egal; 3 - masă vibrantă.

## 1.2 Modelul matematic al mesei vibratoare "TAVI"

Figura 1 prezintă schematic o masă vibrată la care generatorul de vibrații generează o forță inerțială armonică în arcurile lamelare pe direcția normal mesei.

Deoarece amplitudinea vibrațiilor acestor mașini este relativ mică (1-8 mm), oscilatorul simplu, amortizat [5, 7] poate fi considerat drept model de calcul. Modelul matematic din figura 1 este identificat într-o formă simplificată, modelul de masă vibratoare "TAVI" și este studiat în această lucrare.

În cele ce urmează este descris un studiu theoretic, privind acțiunea vibrațiilor cauzate de funcționarea mesei. Astfel, ecuația diferențială [1] a mișcării elementului de lucru este în direcția Ox, direcția normală a arcurilor lamelare și este dată de:

$$(m + m_0)\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (1)$$

unde  $F_0$  este forța de excitație și  $\omega$  este pulsația mișcării

$$F_0 = m_0 r \omega^2 \quad (2)$$

sau relația (1) devine:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p^2 x = \frac{F_0}{(m+m_0)} \cos \omega t \quad (3)$$

$$\text{unde } n = \frac{c}{2(m+m_0)} \quad p = \sqrt{\frac{k}{m+m_0}} \quad (4)$$

Soluția staționară a ecuației (3) este:

$$x = x_a \cos(\omega t - \varphi) \quad x_a = \frac{m_0 r \omega^2}{(m+m_0)\sqrt{(p^2-\omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}} \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{2n\omega}{p^2-\omega^2} \quad (5)$$

Valoarea amplitudinii [1] este:

$$x_{an} = \frac{m_0 r p^2}{2(m+m_0)n\sqrt{(p^2-\omega^2)^2}} \quad (6)$$

Pulsația de rezonanță este:

$$\omega_r = \frac{p^2}{\sqrt{p^2-2n^2}} > p \quad (7)$$

Utilizând notația:

$$\xi = \frac{c}{2(m+m_0)} p \quad \gamma = \frac{\omega}{p} \quad \xi_0 = \frac{m_0}{(m+m_0)} \quad (8)$$

Se obține coeficientul de amortizare critic:

$$\xi_c = \xi_{ca} \cos(\omega t - \varphi) \quad (9)$$

La care coeficientul de amplificarea  $\xi_{ca}$  și faza  $\phi$  sunt:

$$\xi_{ca} = \frac{\gamma^2}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + 4\xi^2\gamma^2}} \quad tg\varphi = \frac{2\xi\gamma}{1-\gamma^2} \quad (10)$$

Cu valoare minimă:

$$\xi_{cam} = \frac{1}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}} \quad \text{până} \quad \gamma_r = \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (11)$$

Funcția  $\xi_{ca} = \xi_{ca}(\gamma)$  ne va prezenta soluțiile problemei.

Forța de excitație, datorată excentricității maselor din generator, sunt raportate la centrul maselor și acționează după o unică direcție de transmitere, notată cu  $x$  [1].

$$P = F_0 \cos\omega t - m_0 \ddot{x} \quad (12)$$

Astfel se obțin relațiile pentru frecvența de oscilație și defazaj:

$$f = \sqrt{\frac{4\xi^2\gamma^2 + [\gamma^2(\varepsilon-1)+1]^2}{(1-\gamma^2)^2 + 4\xi^2\gamma^2}} \quad (13)$$

$$tg\varphi = \frac{2\xi\xi\gamma^3}{4\xi^2\gamma^2 + [\gamma^2(\varepsilon-1)+1](1-\gamma^2)} \quad (14)$$

### 3. Alegerea generatorului de vibrații

#### 3.1 Generalități

În continuare vom descrie pe scurt, avantajele și dezavantajele utilizării cauciucului ca material de absorbție a șocurilor, cauciuc situat între suportul mesei vibratoare și masa vibratoare "TAVI" descrisă de lucrare.

Toate aceste studii au fost efectuate pentru a obține o amplitudine de vibrație între 1 și 8 mm, respectiv pentru alegerea generatorului de vibrații. Se menționează că și cauciucul anti-izolant va fi montat direct pe masa vibratoare "TAVI", respectiv pe cadrul său și sub "placa vibratoare" în care se toarnă betonul.

Cauciucul a fost ales ca un amortizor de șoc deoarece are proprietăți foarte pronunțate de amortizare, care conduc la disiparea energiei de până la 30-35 % din energia totală a vibrațiilor.

Dezavantajele izolatoarelor de cauciuc includ:

- cu timpul (după 5 până la 20 de ani), cauciucul "vârsta" își pierde proprietățile sale elastice, provocând deplasări ale fundației, ceea ce poate fi periculos;

- din punctul de vedere al dimensionării, trebuie să se considere că raportul dintre tensiuni și deformări este neliniar și valorile constantelor elastice variază foarte mult, în raport cu compoziția cauciucului etc.

### 3.2 Descrierea fenomenelor vibratorii

În prima fază, sunt alese caracteristicile tehnice ale mașinii vibratoare pentru studiu, alegerea generatorului de vibrații în funcție de amplitudinile vibrațiilor dorite până la 1-8 mm.

Pentru elementele de intrare:

-  $m_0 = 3$  kg, contragreutate,  $m = 800 - 2000$  kg încărcătură masei vibratoare,  $r = e$ , excentricitatea generatorului [m],  $F_0$  - forță perturbatoare [N],  $f$  - frecvență 50-250 Hz, viteza unghiulară  $\omega = 314$  rad/s (pentru  $f = 250$  Hz) și  $15\ 000$  rad/s (pentru  $f = 250$  Hz), turația generatorului  $n = 100$  RPM ( $f = 50$  Hz).

Și pentru elementele elastice care se presupune a fi interpusse între suportul mesei vibratoare "TAVI" și masa vibratorie, adică elementele din elastomer de cauciuc:

- Dimensiunea plăcuțelor de cauciuc  $d$  (diametru) x  $g$  (grosime) =  $10 \times 8$  cm (la dimensiunile designului mesei:  $10 \times 4,8$  m, deci a fost necesar să se folosească un număr aproximativ de 50 de bucăți cauciuc, plasate câte 12 bucăți fiecare. De exemplu, se folosesc astfel de plăcuțe de cauciuc, interpusse pe 4 rânduri la o lungime de 1 m. Acestea se lipesc de masa suport.

Coeficienții de elasticitate și de deformare ai cauciucului au fost calculați în funcție de dimensiuni:

$k = ES / l = 208917,6$  N / m, pentru toate cele 50 de părți din cauciuc [1];

unde:  $S$  - zona circulară a pilulei de cauciuc [ $\text{cm}^2$ ]  $S = \pi (d/2)^2$ ;

$l$  - lungimea circulară a pilulei de cauciuc [ $\text{cm}$ ] =  $2\pi (d/2)$ .

$c = 2\sqrt{km} = 20441,01$  Ns/m, pentru toate cele 50 de pastile de cauciuc [1];

Astfel, cauciucul ales are caracteristicile:

$c$  - coeficient de amortizare =  $20441,01$  Ns/m

$k$  - coeficientul de elasticitate =  $208917,6$  N/m

$E$  - elasticitatea longitudinală constantă =  $10$  MPa

La pasul 2 se va calcula forța de perturbare  $F_0$  și amplitudinea generată de aceasta la frecvențe de 50 Hz și 250 Hz.

Se menționează că excentricitatea de 0,5 m și 1,5 m pentru contragreutățile de 3 kg la frecvențele de excitație între 50-250 Hz este luată în considerare.

Tabelul 1 Caracteristici tehnice considerate în alegerea generatorului de vibrații și a numărului lor privind masa vibrantă "TAVI"

$F_0$	$m_0$ [Kg]		$r = e$ [m]	$x_{an}$ [mm]
	50 Hz	250 Hz		
<b>Estimate values</b>				
1 000 N	0,03	$0,67 \times 10^{-6}$	0,5	-
1 100 N	0,02	$9,78 \times 10^{-6}$	0,5	-
1 600 N	0,032	-	0,5	-
5 000 N	0,10	-	0,5	-
10 000 N	0,202	-	0,5	14 generatoare
20 000 N	0,405	-	0,5	8 generatoare
30 000 N	0,6	$0,6 \times 10^{-4}$	0,5	5 generatoare
<b>Valori impuse prin calcul</b>				
$F_{0(\text{impus})} = 147,87 \text{ kN}$ (50 Hz)	3	3	0,5	Domeniul de funtionalitate 1 – 8 mm
				0,9
337500 kN (250 Hz)	3	3	0,5	0,9
443,682 kN (50 Hz)	3	3	1,5	0,00086
11092,05 kN (250 Hz)	3	3	1,5	2,7

Deoarece este dificil să se combine simultan aceste variabile, forța de perturbare  $F_0$ , excentricitatea generatorului, contragreutatea, pentru acestea se vor calcula doar unele dintre caracteristicile tehnice pe care trebuie să le creeze generatorul de vibrații privind masa propusă în studiu "TAVI". Cu toate acestea, trebuie făcute anumite simplificări ale modelului de calcul, respectiv unul sau două dintre caracteristicile mecanice menționate mai sus, vor fi considerate fixe în timpul studiului (tabelul 1).

Forța de perturbație  $F_0$  va fi determinată și amplitudinea  $x_{an}$ . De asemenea, viteza unghiulară  $\omega_r = 14,43$  rad/s. Referindu-se la impulsul de rezonanță  $p = 10,21$  rad/s calculat pentru frecvența maximă de 250 Hz impusă generatorului de vibrații.

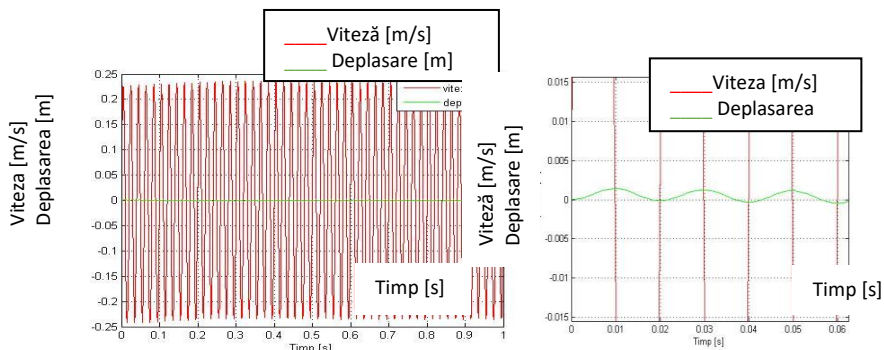


Fig. 2 Viteze, Deplasări și ZOOM pentru  $f = 50$  Hz ( $F_0 = 147,87$  kN)

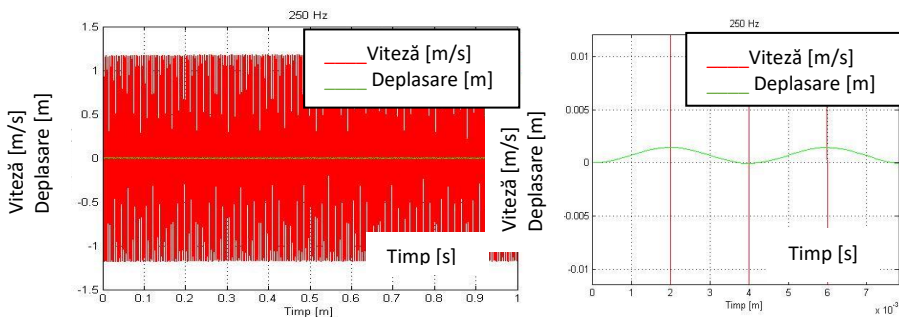


Fig. 3 Viteze, Deplasări și ZOOM pentru  $f = 250$  Hz ( $F_0 = 147,87$  kN)

- Alegerea tipului de generator de vibrații se va face după datele calculate/estimate din tabelul 1 și se va combina cu dimensiunile excentricității generatorului masei și a forței de excitație, adică  $r = e$ ,  $m_0$  și  $F_0$ , astfel încât, amplitudinile  $x_{an}$  se pot obține între 1-8 mm.

- Nu există nicio problemă de proiectare a acestui tip de generator, deoarece literatura oferă o gamă largă de astfel de generatoare, precum și caracteristici mecanice, dar și forme, funcții și modele. Astfel, urmărind caracteristicile calculate în tabelul 1 s-a ales în



studio, un generator de vibrații, seria A, putere 400 W și 1500-3000 RPM dat de cataloage (achiziționare 6 bucăți, plasate câte 3 pe o parte a mesei, echidistante și simetric plasate, pentru a echilibra ansamblul).

Din calculul forței perturbatoare  $F_0$ , dată de relația (1), deplasările mesei vibratoare "TAVI", deplasări calculate la forța maximă de încărcare a mesei vibratoare  $m = 2\ 000\ \text{kg}$  și la frecvența minimă și maximă luată în studiu de 50 Hz și respectiv 250 Hz, au fost efectuate calcule în Matlab și deplasările sunt reprezentate în figurile 2, 3.

Dacă ne referim la deplasările obținute, se observă că ele se situează în intervalul de 0,003 m pentru frecvențele studiate, respectiv maxim 3 mm. Aceste valori sunt incluse în intervalul considerat de studiu, dacă ne referim la amplitudinile dorite, respectiv 1-8 mm.

#### 4. Concluzii

Deoarece nu există prea multe studii de proiectare pentru mesele vibrante, mese proiectate la dimensiuni mari, această lucrare vine cu un studiu suplimentar asupra analizei sale.

■ Necesitatea practică de a produce o masă vibrantă de mari dimensiuni ( $L \times l = 10 \times 4,8\ \text{m}$ ) este o necesitate reală, datorită dorinței de a se turna plăci de beton de mari dimensiuni, ca de exemplu cele folosite pentru construirea rapidă a supermarketurilor.

■ Noutatea acestei mese este dimensionarea privind amortizarea vibrațiilor la aceasta, până la 8 mm, amortizare datorată pastilelor de cauciuc dintre masa și suportul acesteia.

■ S-a abordat în acest studiu:

- alegerea unei variante de masa vibratoare, dintr-un set de trei variante constructive, în ceea ce privește generarea de vibrații și determinarea numărului de generatoare de vibrații necesare să ducă sarcina estimată a mesei.

Studiul va putea continua cu:

- îmbunătățirea sistemelor de amortizare a vibrațiilor, precum și determinarea altor tipuri de generatoare de vibrații pentru acesta;

- studii de verificare și de calcul al rezistenței pentru:

- placă plată, cu trei laturi înclinate și o parte culisantă;
- picioarele sub formă de profil I și pistoanele telescopice de ridicare pe principiul hidraulic al mașinii vibratoare "TAVI";

- bolțurile de ancorare cu care telescoapele vor fi atașate la fundația din beton, astfel încât acestea să nu se rupă, să alunece sau să fie scoase din fundație;

- calculul forfecării știfturilor, cu care balamalele sunt fixate de masă, dimensionarea lor constructivă și numărul lor și calculul sudurilor necesare pentru a prinde picioarele mesei de suportul mesei etc.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] Bratu, P., *Izolarea și amortizare vibrațiilor în construcții*, Editura INCERT, 1982, București, România, 300 pag.
- [2] Buzdugan, Gh., Fetcu, L., Radeș, M., *Vibrații mecanice*, Editura Didactică și Pedagogică București, 1982, România, 336 pag.
- [3] Zharilkassin Iskakov, Kuatbay Bissembayev, Nutpulla Jamalov, *Dynamics of Orthogonal Mechanism of Vibrating Table in View of Friction*, Publisher: Springer International Publishing, 2018.
- [4] Maurice, L., Adams *Rotating Machinery Vibration: From Analysis to Troubleshooting* Second Edition 2nd Edition, ISBN-13: 978-1439807170, ISBN-10: 1439807175.
- [5] \* \* \* *Inginerie Mecanică*, partea I, "Materiale, Rezistența Materialelor și Mecanică în Teoria Mașinilor", Editura Tehnică București, 1959, România, 754 pag.
- [6] Munteanu, M., *Introducere în dinamica mașinilor vibratorii*, Editura Academiei Republicii Socialiste România, 1985, București, România, 307 pag.
- [7] Wang, C.Y., Wang, C.M., *Structural Vibration: Exact Solutions for Strings, Membranes, Beams, and Plates*, August 13, 2013, by CRC Press Reference - 307 Pages - 115 B/W Illustrations ISBN 9781466576841.

Șef lucr. Dr. Ing. Aurora Felicia CRISTEA  
Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca,  
Facultatea Construcției de Mașini,  
Departamentul Ingineria Sistemelor Mecanice,  
e-mail: cristea\_fa@yahoo.de