

IZOLAREA ANTIVIBRATORIE A UNEI PRESE CU EXCENTRIC

Amalia TÎRDEA

Departament of Mechanics and Vibration University POLITEHICA of Timisoara

e-mail: amalias@mec.utt.ro

CUVINTE CHEIE: presa cu excentric, eficienta izolarii, transmisibilitate, sageata statica

ABSTRACT

The paper discusses the basic properties of vibration isolators, the requirements for designing isolation systems for an eccentric press. The purpose of vibration isolation is to control damage vibration so that its adverse effects are kept within acceptable limits. The effectiveness of a vibration isolators is measured by transmissibility. Natural frequency is the basic property of an isolator which determine the transmissibility. The static deflection can be used to determine the natural frequency of isolators (for exemple: rubber, fiberglass, corck, elastomers, metal springs).

1. INTRODUCERE

Izolarea antivibratorie este foarte importanta si urmareste evitarea regimurilor periculoase de vibratii, în special a celor din vecinatatea frecventelor de rezonanta, deoarece rezonanta înseamna amplitudini mari ale miscarii în anumite puncte sau parti ale sistemului, însoțite de solicitari si eforturi unitare mari sau miscari relativ considerabile, care pot duce la ruperi prin oboseala, functionare necorespunzatoare, uzura, trepidatii, dar si zgomot cu actiune nociva asupra omului.

Cele mai predominante surse de vibratii si socuri sunt masinile care în timpul functionarii au miscari ritmice (lovituri, ciocniri, socuri) cum ar fi prezele (pentru matritat, stantat, perforat, îndoit etc), masinile de injectat, masini pentru încercari prin socuri, ciocanele, pompele centrifuge si compresoarele.

Prezele mecanice constituie cea mai numeroasa grupa de preze si, în acelasi timp, cea mai utilizata, deoarece pe acest tip de masini se pot executa cele mai multe dintre operatiile de presare la rece.

În lucrare se va analiza o presa mecanica cu manivela, cu simpla actiune, utilizata pentru realizarea operatiei de stantare. Perturbatiile transmise structurii de sustinere în timpul functionarii presei pot fi micșorate prin modul de montare sau izolare a acesteia, minimalizând astfel transmiterea vibratiilor de la masina la suportul sau de sustinere si la structura de rezistenta a cladirii.

Selectarea procedurii de montare a sistemului este legata de frecventa fortei perturbatoare sau frecventa motorului, greutatea masinii si eficienta dorita a izolarii.

2. DESCRIEREA PRESEI MECANICE

Presa analizata este o presa cu excentric, Fig.1, cu masa $M=230\text{kg}$, la care miscarea se transmite de la un motor electric cu turatia $n=920\text{ rot/min}$ la volantul liber 2 montat pe arborele principal 1, printr-o transmisie cu curele.

Mecanismul excentricului 3 antreneaza berbecul 5 prin intermediul bielei 4; lungimea bielei se poate regla printr-o asamblare cu filet 6. Ciclul cinematic al berbecului se asigura printr-un cuplaj cu pana rotitoare actionat printr-un sistem de pârgăhii, iar oprirea si mentinerea acestuia în pozitia punctului mort superior PMS este asigurata printr-o frâna cu banda. Masina este amplasata pe suportii elastici 7.

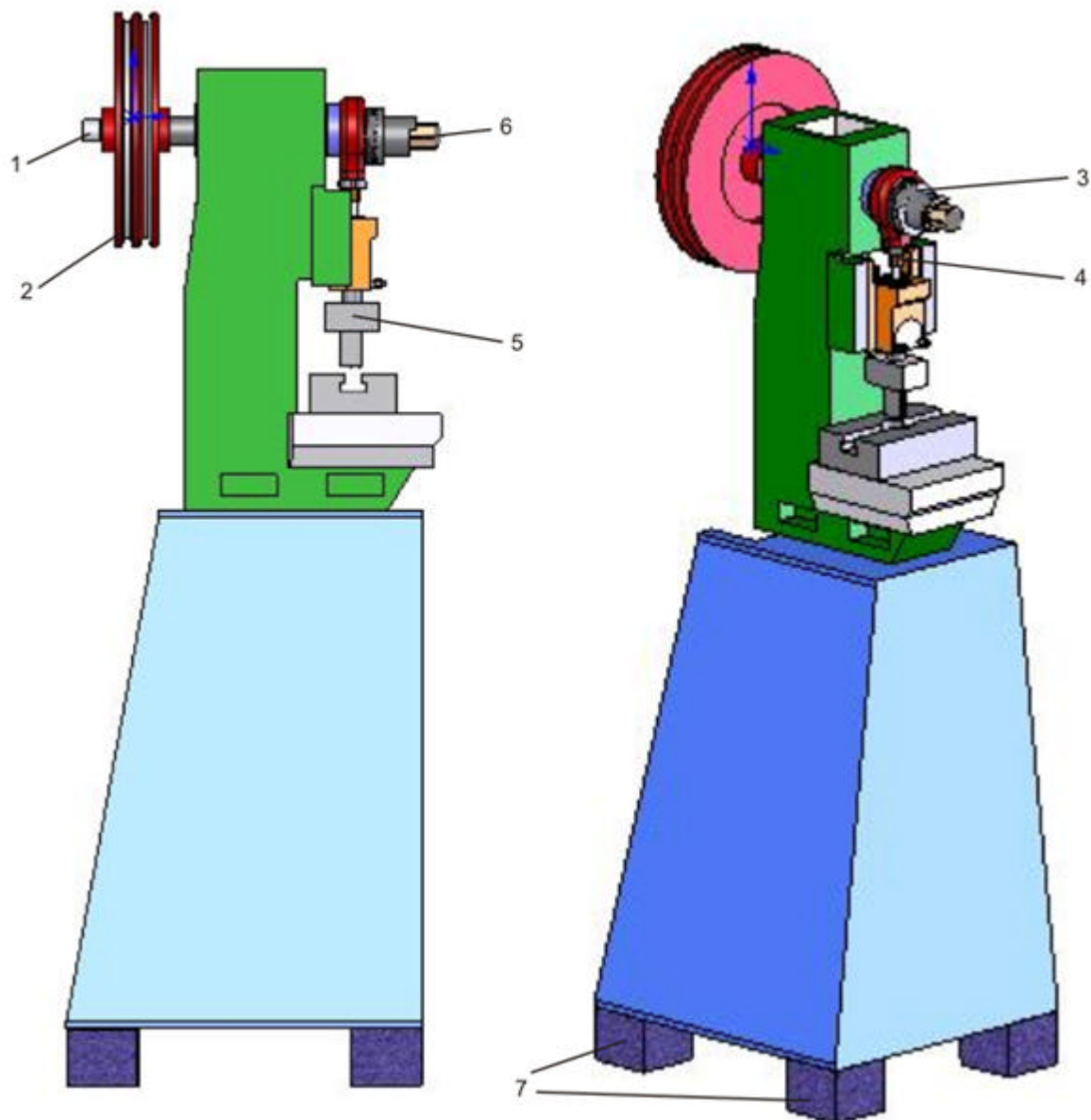


Fig.1

3. IZOLAREA VIBRATIILOR

Scopul izolării antivibratorii a presei este de a controla vibrațiile nedorite din timpul funcționării acesteia și de a menține în limite acceptabile efectele adverse care pot să apară datorită acestor vibrații.

Eficiența izolării (1) este conținută în efectul vibrator, respectiv în netransmiterea acestuia la suportul structurii,

$$\text{eficiența izolării} = (1 - T) \times 100\% \quad (1)$$

unde T reprezintă coeficientul de transmisibilitate și este egal cu raportul dintre maximumul forței transmise direct fundației, F_{tr} , și maximumul forței de excitație aplicată mașinii (maximumul forței perturbatoare), F_0 :

$$T = \frac{F_{tr}}{F_0} = \frac{kx_0}{F_0} = \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{f}{f_n} \right)^2 \right|} \quad (2)$$

Coeficientul de transmisibilitate se exprima si în functie de raportul dintre frecventa fortei perturbatoare f si frecventa proprie f_n , dupa cum se observa si în relatia (2).

Pentru utilajele industriale asigurarea unei izolari de 85% poate fi acceptabila, dar de obicei se recomanda pentru proiectare o izolare antivibratorie de cel puțin 90%.

În cazul presei cu excentric pe care am descris-o voi considera o eficienta a izolarii de 90 %, care este echivalenta cu o transmisibilitate $T=0.1$

Cunoscând turatia masinii, $n=920$ rot/min, se va determina frecventa fortei perturbatoare:

$$f = \frac{n}{60} \text{ [Hz]} \quad (3)$$

$$f = 15,33 \text{ Hz}$$

iar din expresia transmisibilitatii (2), pentru $T=0.1$ considerata, se va calcula frecventa proprie, f_n :

$$f_n = 4,62 \text{ Hz}$$

Din relatia (4) se va calcula sageata statica, d , a izolatorului astfel încât acesta sa asigure eficienta izolarii dorita, respectiv de 90 %, la o frecventa proprie de 4,62 Hz

$$f_n = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{g}{d}} = \frac{0.498}{\sqrt{d}} \quad (4)$$

$$d = 0.011 \text{ m}$$

($g=9,81 \text{ m/s}^2$, acceleratia gravitationala)

În conditii ideale coeficientul de transmisibilitate T trebuie fi zero, dar în realitate, deoarece acest lucru nu se poate realiza, scopul este de a-l face cât mai mic posibil.

Pentru ca forta transmisa fundatiei sa fie cât mai mica, trebuie ca raportul frecventelor, $\frac{f}{f_n}$, sa fie cât mai mare posibil, deci frecventa proprie f_n , sa fie cât mai mica.

Din relatia (5) se observa ca aceasta conditie se poate îndeplini daca se folosesc materiale antivibratorii cu rigiditate, k , mica.

$$f_n = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (5)$$

În cazul unei asezari rigide, fara izolatori, direct pe fundatie, avem:

$$k \gg 8, \quad f_n \gg 8, \quad \frac{f}{f_n} \approx 0$$

Rezulta $T = 1$, deci forta perturbatoare se transmite integral fundatiei.

În tabelul Tab.1 de mai jos sunt prezentate valorile frecventei proprii în functie de sageata statica, d , pentru diferite materiale antivibratorii.

Material	Sageata statica d [mm]	Frecventa proprie f_n [Hz]
Cauciuc natural, Elastomeri	10-12	4,56-4,98
Elastomeri cu nervuri	6	6,46
Neopren	5 -12	4,98 -7,11
Fibre de sticla	4 -18	3,71 -7,90
Pluta	0,5 -1	16,06 -22,63
Arcuri de otel	50 -100	1,60 -2,26

Tab.1

Variatia frecventei proprii în functie de sageata statica a materialului izolator este reprezentata în graficul de mai jos realizat în Matchad, Fig.2, unde se observa domeniile frecventelor proprii pentru diferite tipuri de materiale antivibratorii; cele mai recomandate sunt materialele pentru care f_n are valorile cele mai mici asigurând astfel o eficienta a izolarii cât mai mare.

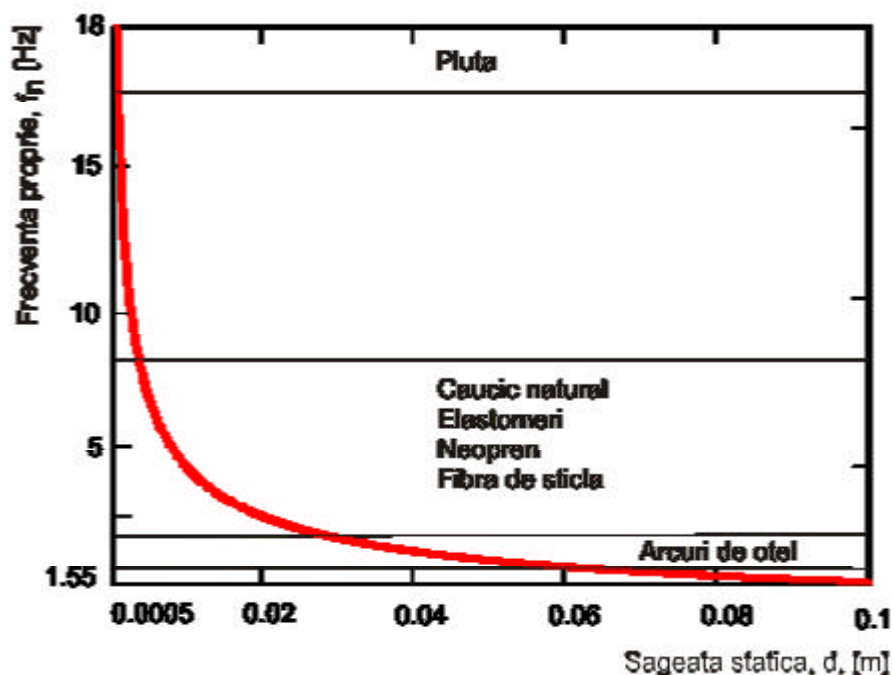


Fig.2

3. RIGIDITATEA IZOLATORILOR

Deoarece presa este amplasata pe 4 suporti elastici (izolatori), cunoscând masa acesteia, $M=230$ kg, se va determina distributia greutatii pe fiecare punct de amplasare a masinii (pe suprafetele de sprijin), conform relatiei (6)

$$m = \frac{M}{4} \text{ [kg/izolator]} \quad (6)$$

$$m=57,5 \text{ kg/izolator}$$

Pentru sageata statica $d=0,011$ m calculata la început din conditia de a se asigura o transmisibilitate $T=0.1$, se determina rigiditatea izolatorilor, k

$$k = \frac{mg}{d} \text{ [N/m]} \quad (7)$$

$$k = \frac{57,5 \cdot 9,81}{0,011} = 51,227 \cdot 10^{-3} \text{ N/m, pentru fiecare izolator}$$

4. CONCLUZII

Regimurile periculoase de vibratii, în special cele din vecinatatea frecventelor de rezonanta, se pot evita printr-o serie de masuri printre care:

- identificarea surselor de excitatie si atenuarea sau izolarea acestora
- modificarea structurii sau a parametrilor sistemului excitat, pentru evitarea rezonantelor
- adaptarea unor solutii constructive pentru amortizarea vibratiilor, în situatiile în care rezonantele nu pot fi evitate

Rolul izolatorilor de vibratii este de a minimaliza transmiterea fortelor perturbatoare de la masina la structura de sustinere a acesteia. Daca aceste forte nu sunt atenuate, pot cauza vibratii ale structurii si, în unele cazuri, generarea de unde sonore.

Una dintre solutii consta în introducerea între masina si fundatie a unor materiale elastice cum ar fi: arcuri de otel, cauciuc, pluta, fibra de sticla densa, neopren sau alti elastomeri.

Presa cu excentric a fost asezata pe patru suportii elastici montati simetric în raport cu centrul de greutate. Ca urmare a fortei externe aplicate si a momentelor se produc o serie de deplasari ale masinii cum ar fi :

- miscari de translatie ale presei pe directie verticala si ca urmare miscari de translatie ale centrului de greutate
- miscari de rotatie a masinii din pozitia de echilibru, în jurul axelor de coordonate

Aceste deplasari sunt, în general, relativ mici în raport cu dimensiunile mari ale corpului masinii, dar pot influenta functionarea corespunzatoare a presei si ca urmare vor face obiectul de studiu pentru urmatoarea lucrare care va cuprinde calculul dinamic al ansamblului masina-sistem de izolare antivibratoriu.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Cioara Gh. Titus, Miscarile oscilatorii ale corpului solid
- [2] Francis J. Andrews, P.E. Fabreeca International, A Primer For Vibration Isolation
- [3] Seiculescu Valentin, Utilaje de presare
- [4] Tabara V, Catrina D, Ganea V, Calculul, proiectarea si reglarea preselor
- [5] W.T. Thomson, Theory of Vibration With Application

