

# INFLUENTA PARAMETRIILOR ACTIUNILOR IMPULSIVE ASUPRA RASPUNSULUI DINAMIC AL SISTEMELOR MECANICE

LEOPA ADRIAN, S.I.ing., Universitatea "Dunarea de Jos" din Galati, Facultatea de Inginerie din  
Braila

**Abstract:** The essence of the impulsive excitation demands analyses of the foundations for machines consists actually in establishing the actual link between the parameters of the excitation force (amplitude, pulsation) and the vibration parameters (amplitude, pulsation), assuming that the mechanical characteristics of the oscillatory system (mass, the elastic constant and the depletion coefficient).

## 1. INTRODUCERE

Studiul de fata, se refera la analiza parametrilor vibratiei (cu alte cuvinte al raspunsului dinamic al unei fundatii de masina) in functie de variatia unui singur parametru caracteristic functiei de excitatie, si anume durata de aplicare a acesteia. Practic in cazul solicitarilor impulsive de tip soc, este vorba despre durata ciocnirii dintre doua corpuri metalice.

## 2. DURATA CIOCNIRII

Un parametru foarte important în definirea și analiza funcțiilor de excitație ale sistemelor oscilante, este durata acestora, cu alte cuvinte, în cazul unei solicitări de tip șoc este durata ciocnirii. În acest sens Heinrich Hertz, a emis ipoteza conform căreia durata ciocnirii este substanțial mai mare decât timpul de care are nevoie unda elastică pentru a traversa corpurile aflate în contact. Această ipoteză a fost validată experimental de către cercetătorii Hamburger și Berger, explicația științifică al acestui fenomen constând în faptul că o parte din energia oscilațiilor care se propagă prin corpuri, în urma ciocnirii, se transformă în energie termică. Durata ciocnirii dintre doua corpuri se calculeaza, conform teoriei hertziene, dupa urmatorul algoritm de calcul:

- durata ciocnirii are următoarea expresie:

$$T = k_2 \sqrt[5]{v} \quad (1)$$

- constanta  $k_1$  se calculează după cum urmează:

$$k_1 = \left( \frac{5}{4} \cdot \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right)^{3/5} \cdot c_1^{2/5} \quad (2)$$

-  $k_2$  este:

$$k_2 = 2,9432 \cdot \left( \frac{5}{4c_1} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \right)^{2/5} \quad (3)$$

$1/\nu=0,3$  este constanta lui Poisson;  $G$  - modulul transversal de elasticitate al oțelului;  $r_1$  - dimensiunea berbecului pe direcția ciocnirii;  $r_2$  - dimensiunea șabotei pe direcția ciocnirii;  $m_1$  - masa berbecului;  $m_2$  - masa șabotei;  $v$ =viteza de ciocnire

Se observa ca durata ciocnirii este functie de trei parametri si anume: masele corpurilor care se ciocnesc si viteza de lovire. Variațiile duratei ciocnirii în funcție de trei parametri: masele corpurilor care se ciocnesc si viteza de lovire

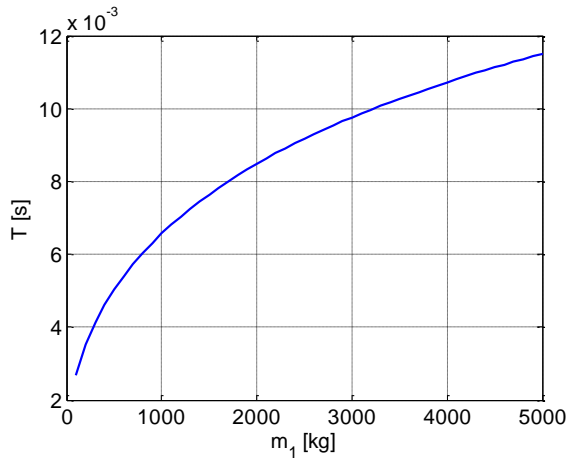


Fig. 1

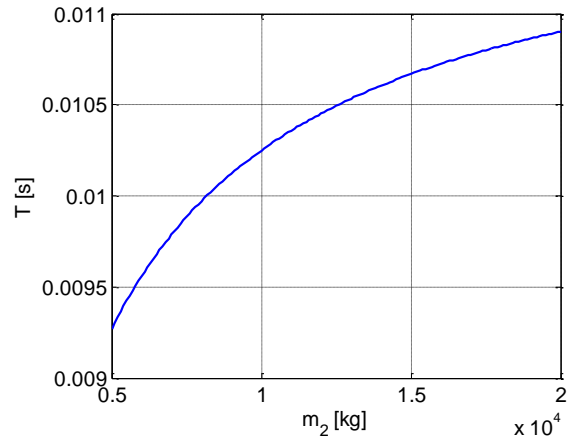


Fig. 2

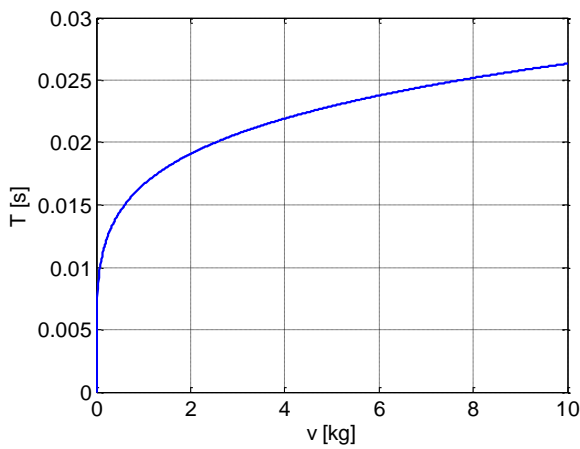


Fig. 3

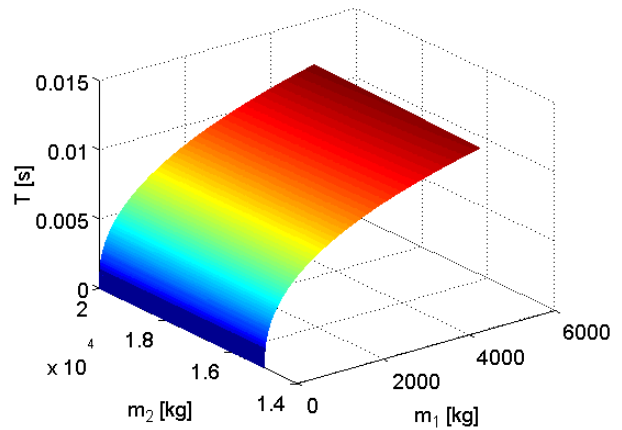


Fig. 4

Din fig. 1 se remarca ca marirea duratei ciocnirii are loc odata cu marirea masei corpului aflat in miscrare. Aceeasi remarca este valabila si pentru reprezentarile grafice din fig 2 si 3. Fig 4 este mai relevanta decat precedentele deoarece inglobeaza variatiile simultane ale maselor corpurilor care se ciocnesc. Din punctul de vedere numeric, pentru variatia masei  $m_1$  in intervalul 0-6000kg, respectiv  $m_2$  in intervalul 0-20 000kg se obtin pentru durata ciocnirii valori cuprinse intre 0-0,015s. Din punct de vedere practic, exista o multitudine de combinatii de valori ale maselor  $m_1$  si  $m_2$ , motiv pentru care, in continuare se va considera excitatia sistemului pentru trei intervale de timp diferite: 0,1s, 0,03s si 0,007s.

### 3. FORMULAREA PROBLEMEI

Pentru evidentierea influentei duratei semnalului de excitatie al unui sistem, asupra raspunsului dinamic al acestuia, a fost considerat un sistem mecanic cu trei grade de libertate, model ce corespunde mai multor tipuri de utilaje tehnologice cum ar fi ciocanele de forja sau presele cu excentric fig 5.

Modelul matematic se poate scrie astfel:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) = F(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_1 (x_2 - x_1) + k_2 (x_2 - x_3) = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_2 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_3 \dot{x}_3 + k_2 (x_3 - x_2) + k_3 x_3 = 0 \end{cases} \quad (4)$$

unde:

$m_1$  – masa sabotei (batiului);

$m_2$  – masa fundatiei;

$m_3$  – masa cuvei;

$k_1$  – rigiditatea paslei;

$k_2$  – rigiditatea sistemului vascoelastic;

$k_3$  – rigiditatea solului (strat de agregate);

$c_1$  – coeficientul de amortizare al stratului de pasla;

$c_2$  - coeficientul de amortizare al sistemului vascoelastic;

$c_3$  - coeficientul de amortizare al solului;

$F(t)$  – funcția excitație

Modelul fizic

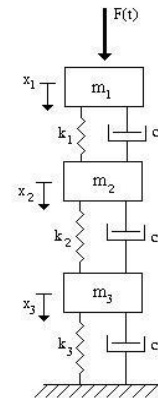


Fig. 5 Model fizic

Prin rezolvarea sistemului de ecuatii diferentiale caracteristic modelului fizic prezentat, se urmareste evolutia deplasarii masei  $m_3$  pe directie verticala, deoarece aceasta miscare este cea care conduce la propagarea vibratiilor in vecinatate. Forta impulsiva de excitație a sistemului a fost considerata de tip unda dreptunghiulara.

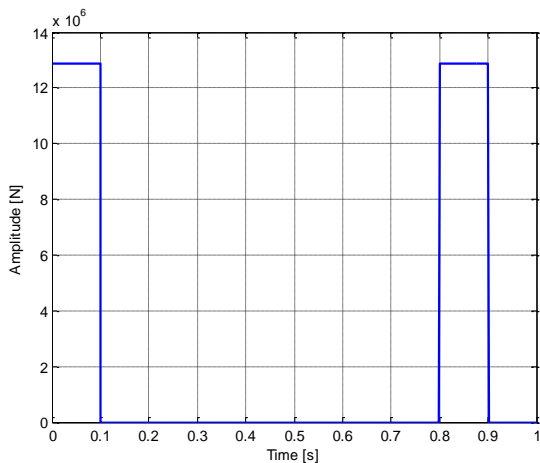


Fig. 6 -  $T=0.1s$

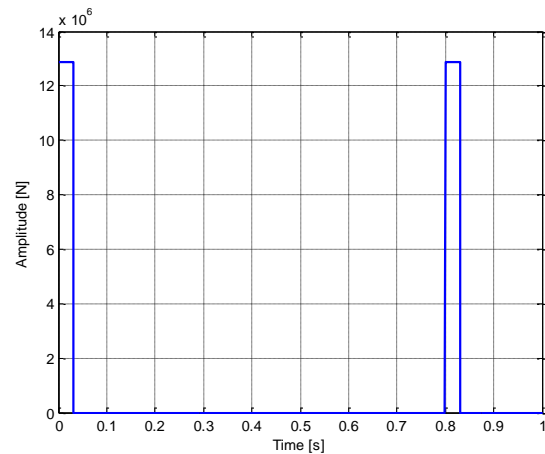


Fig. 7 -  $T=0.03s$

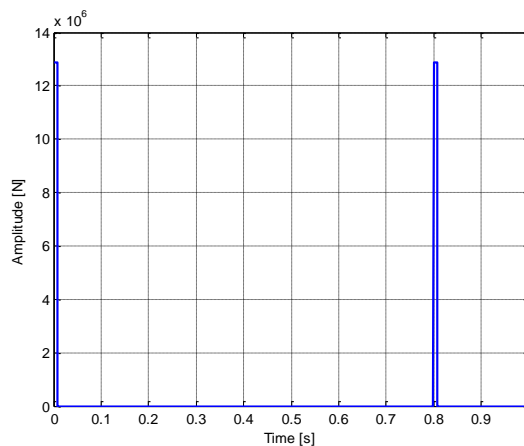


Fig. 8 -  $T=0.007s$

### 3.1 SPECTRELE DE PULSATII ALE FUNCȚIILOR DE EXCITAȚIE

Deși energia socului este distribuită pe toate componentele spectrale, se poate considera că, practic, ea este purtată de componentele de joasă pulsație (și anume de componentele de frecvență mai mică decât inversul perioadei)  $f < \frac{1}{T}$ .

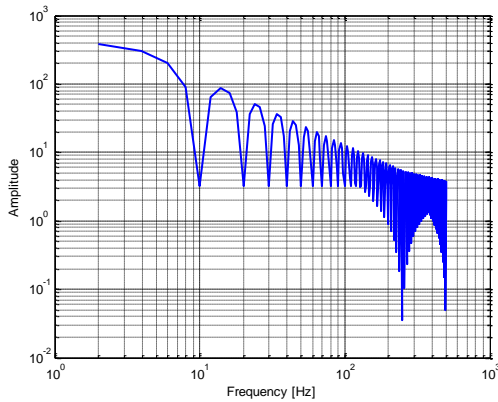


Fig. 9 - T=0.1s

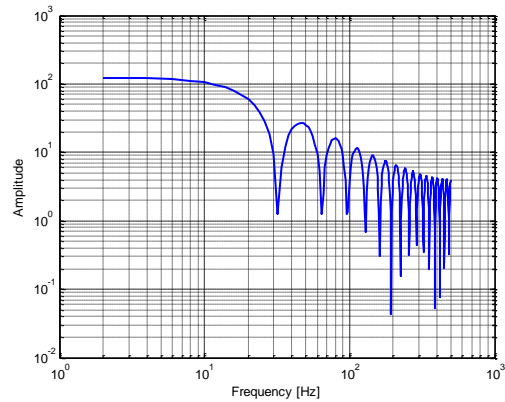


Fig. 10 - T=0.03s

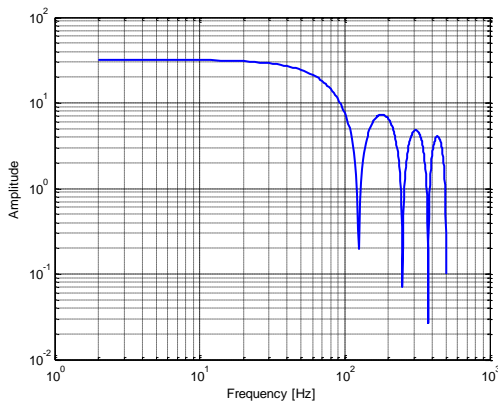


Fig. 11 - T=0.007s

Banda de frecvențe a socului

$$0 < f < \frac{1}{T}$$

$$T=0.1s - f=(0 \div 10)Hz$$

$$T=0.03s - f=(0 \div 33.3)Hz$$

$$T=0.007s - f=(0 \div 142.85)Hz$$

### 3.2 DEPLASAREA ÎN TIMP A MASEI $m_3$ – (FUNDAȚIA)

În figurile 12, 13 și 14 este reprezentată variația deplasării în timp a masei  $m_3$ , care în cazul de față reprezintă fundația de masină, în funcție de cele trei tipuri de sollicitări considerate.

Din aceste reprezentări se remarcă două aspecte distincte:

- alura distorsionată a răspunsului în timp pt sollicitarea cu o durată de 0.1s
- diminuarea amplitudinii deplasării masei  $m_3$ .

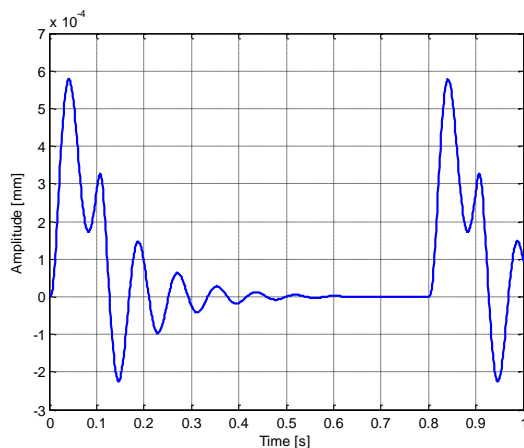


Fig. 12 - T=0.1s

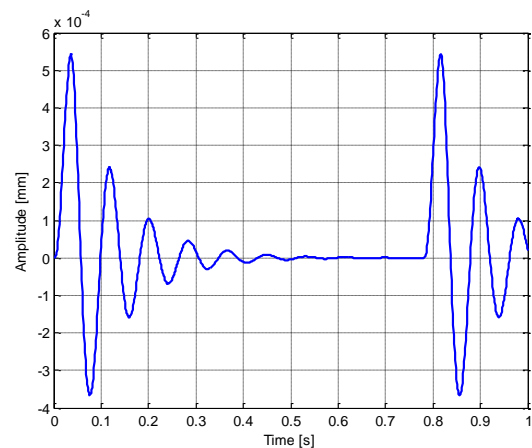


Fig. 13 - T=0.03s

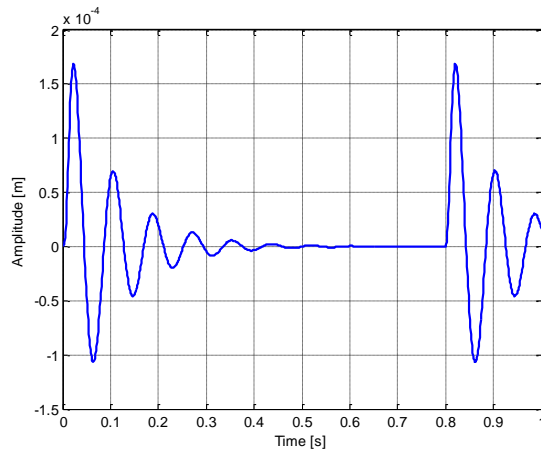


Fig. 14 -  $T=0.007s$

### 3.3 RĂSPUNSUL ÎN FRECVENȚĂ AL DEPLASĂRII MASEI $M_3$ – (FUNDAȚIA)

Din reprezentările în frecvență a deplasării fundației pe direcție verticală se remarcă faptul că pe măsură ce durata aplicării forței scade, lățimea benzii de frecvențe crește. Astfel, se observă în cazurile sollicitărilor sistemului cu funcții de lățime 0.03s și 0.007s, banda de frecvențe predominantă este cuprinsă între 15Hz și 18 Hz pe când în cazul funcției de lățime 0.1s banda de frecvențe predominantă este cuprinsă între 1Hz și 5Hz.

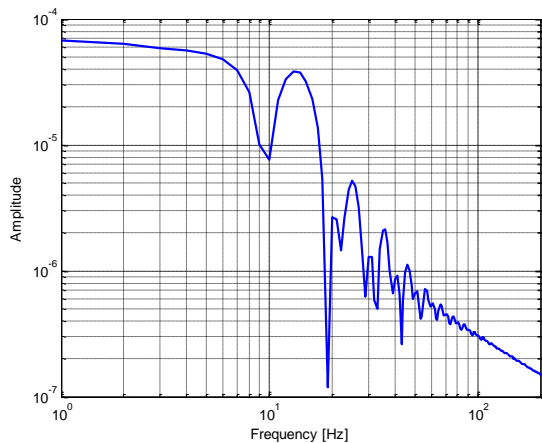


Fig. 15 -  $T=0.1s$

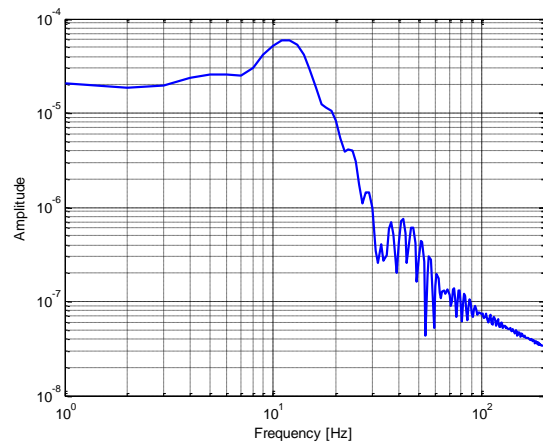


Fig. 16 -  $T=0.03s$

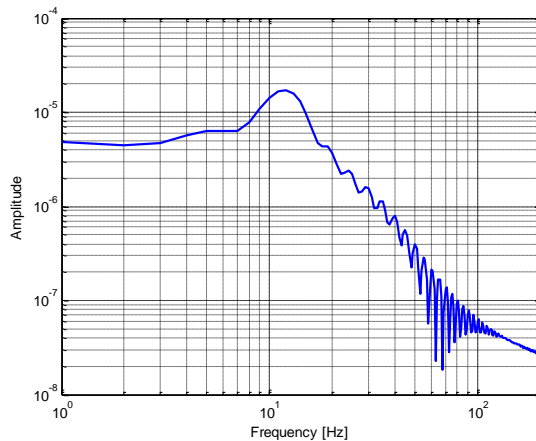


Fig. 17 -  $T=0.007s$

### 3.4 DENSITATEA DE PUTERE SPECTRALĂ A DEPLASĂRII MASEI $m_3$ – (FUNDAȚIA)

Prin reprezentarea densității de putere spectrală se remarcă faptul că energia introdusă în sistem prin intermediul unui impuls de formă dreptunghiulară, se regăsește în răspunsul dinamic al sistemului în benzi de frecvență corespunzătoare spectrelor de pulsații ale funcțiilor de excitație.

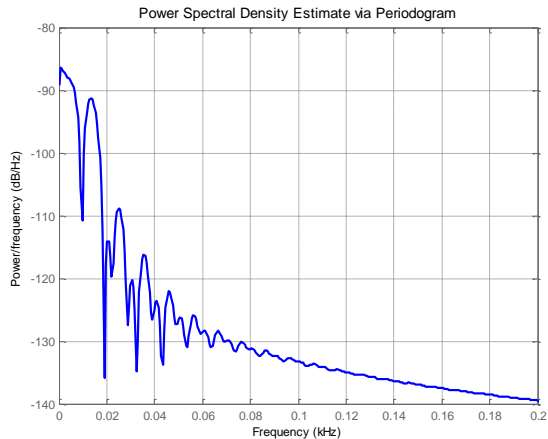


Fig. 18 -  $T=0.1s$

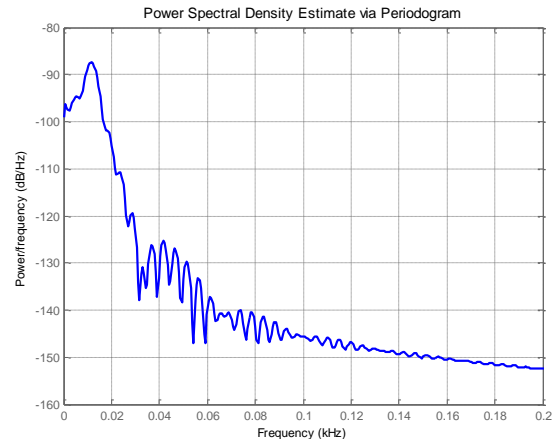


Fig. 19 -  $T=0.03s$

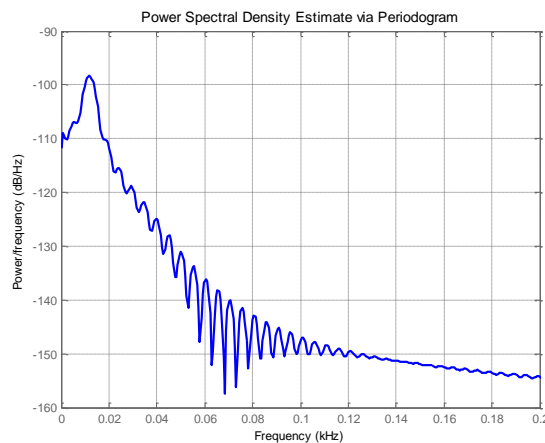


Fig. 20 -  $T=0.007s$

## 4. CONCLUZII

Din acest studiu, se remarcă următoarele aspecte:

- deplasarea fundației este dependentă de lățimea funcției de excitație și anume când lățimea sollicitării scade, se micșorează și amplitudinea deplasării fundației
- răspunsul în frecvență al fundației corespunde spectrului pulsațiilor sollicitărilor impulsive ale sistemului, punându-se în evidență benzile spectrale dominante
- densitatea de putere spectrală prezintă o evoluție diferită pentru cele trei cazuri de sollicitări considerate astfel: evoluțiile pentru duratele semnalului de excitație de 0.03s și 0.007s sunt asemănătoare din punctul de vedere al benzilor spectrale dominante

## BIBLIOGRAFIE:

- [1] Buzdugan, Gh., - Izolarea antivibratorie, Ed. Academiei Române, București, 1993;
- [2] Buzdugan, Gh., - Izolarea antivibratorie a mașinilor, Ed. Academiei Române, București, 1980;
- [3] J. P. Den Hartog - Mechanical Vibrations, Dover Publications, Inc.