

DIMENSIONAREA ȘI CONSTRUCȚIA TRADUCTOARELOR PIEZOELECTRICE DE VIBRAȚII

Cristinel ILIE¹, Nicolae TĂNASE^{1,2}, Daniel LIPCINSKI¹, Marius POPA^{1,2},
Romulus Marian MIHAI^{1,3}, Mihai GUȚU¹

¹Institutul Național de Cercetare Dezvoltare pentru Inginerie Electrică ICPE-CA, București

²Universitatea Națională de Știință și Tehnologie „Politehnica” din București, Școala Doctorală de
Inginerie Electrică

³Universitatea Valahia din Târgoviște

nicolae.tanase@icpe-ca.ro, cristinel.ilie@icpe-ca.ro, daniel.lipcinski@icpe-ca.ro,
marius.popa@icpe-ca.ro, romulus.mihai@icpe-ca.ro, mihai.gutu@icpe-ca.ro

Rezumat. Lucrarea prezintă construcția accelerometrelor piezoelectrice, modul de transfer mecano-electric, construcții tipice, caracteristici de bază cât și abordări teoretice ale fenomenului de vibrații apărut în accelerometrie și posibilități de calcul ale diverselor caracteristici ale traductoarelor. În partea a doua a lucrării este prezentată și testarea funcțională a unui astfel de traductor, traductoarele de vibrații piezoelectrice fiind utile pentru determinarea vibrațiilor și echilibrarea dinamică a mașinilor electrice.

1. INTRODUCERE

Ultimii ani au cumulat o creștere a problemelor de vibrații asociate structurilor mecanice, care au devenit mai complexe, mai delicate și a mașinilor și utilajelor în general care lucrează la turații mai mari și au o complexitate crescută. Problemele au fost însoțite de cererile costurilor scăzute de întreținere și a eficienței crescute în exploatare. De asemenea au fost ridicate probleme privitoare la efectele zgomotului și a vibrațiilor asupra oamenilor cât și asupra ambientului în halele uzinale (vibrații și zgomote nocive).

Există mai multe zone în care măsurarea vibrațiilor poate fi definită:

Testări de vibrații ca făcând parte dintr-un program general de test la vibrații înconjurătoare sau ca parte integrantă a unui program de proiectare inginerescă; își dovedesc rolul vital în a afla cât de bine poate rezista o componentă la vibrații înconjurătoare asemănătoare unor situații întâlnite în funcționarea reală.

Monitorizarea stării agregatelor și diagnoza defectelor fiind, în forma cea mai simplă, o măsurare continuă, generală a nivelului de vibrații al unei mașini; este utilizată pentru a furniza semnale de alarmă asupra problemelor ce pot apărea în funcționarea mașinilor supravegheate. Această variantă poate furniza mult mai multe informații folosind prelucrarea prin analiza spectrală a semnalului. Această tehnică presupune măsurarea spectrului caracteristic în frecvență a vibrației (spectrograma) unei mașini în condiții de funcționare bune (spectrul etalon) și monitorizarea (prin comparare) a oricărei schimbări apărute în componentele spectrale utilizând măsurători ale vibrației după o perioadă de timp. Diagnoza defectelor poate fi de asemenea ușor realizată prin recunoașterea, rezultată în urma comparării (spectru etalon-spectru curent) a oricărei schimbări survenită și identificarea defectului ce o produce.

Analiza modală reprezintă o metodă experimentală foarte eficientă de determinare a comportării dinamice a unei structuri utilizând măsurători de vibrații. Semnalul de excitație a structurii analizate este furnizat de un traductor de forță iar răspunsul în vibrație al structurii este dat de un accelerometru. Semnalele sunt măsurate simultan utilizând un analizor cu două canale. Calculul numeric rapid, efectuat cu ajutorul analizorului, cel mai frecvent cuplat cu un calculator PC, furnizează informații esențiale privind verificarea proiectării, moduri de vibrații ale structurilor analizate, aplicațiile variind de la viaducte la pale mici de turbină.

Măsurători de vibrații ale corpului uman — acest domeniu privește în mod special măsurările vibrațiilor transmise corpului uman. Nivelurile vibrației măsurate sunt direct legate de confortul și sănătatea omului fiind cuprinse în standarde internaționale (de ex.: vibrațiile produse de un vehicul asupra pasagerilor sau de unelte de mână asupra muncitorului).

În consecința a existat și există o tendință generală pentru o mai mare înțelegere a cauzelor vibrațiilor și a răspunsului dinamic a structurilor mecanice sub acțiunea forțelor vibratorii.

Pentru a căpăta o cât mai fidelă cunoaștere a vibrațiilor sunt însă necesare traductoare de vibrații universale și de încredere. De asemenea, traductorului de vibrații îi sunt necesare echipamente performante de măsură și analiză a semnalelor furnizate. Capacitatea de interpretare a rezultatelor, acuratețea echipamentelor pot fi însă complet neglijate dacă semnalul informațional direct nu este furnizat de către un traductor de vibrații fidel.

Observație: În cele ce urmează, traductorul de vibrații cu elemente piezoelectrice (sau piezoceramice), furnizând un semnal electric direct proporțional cu accelerația imprimată, va fi numit mai simplu, accelerometru piezoelectric [1 - 4].

2. TRADUCTOARE DE VIBRAȚII. ACCELEROMETRE PIEZOELECTRICE

În general, traductoarele de vibrații furnizează, prin conversie mecano-electrică după diferite principii, un semnal electric direct proporțional cu un parametru al vibrației (accelerația, viteza de deplasare, amplitudinea); în funcție de principiu ele pot fi: piezoelectrice, electrodinamice, inductive, capacitive, rezistive sau bazate pe efect Hall, cu fluide magnetice, interferometrice, laser, servoaccelerometre, etc.

2.1 Considerații generale. Caracterizarea accelerometrelor piezoelectrice.

Deoarece nu există un accelerometru universal, ci fiecare este destinat să cuprindă cel mai bine caracteristicile unei aplicații concrete, modul de stresare a mediului piezosensibil în primul rând, designul cât și celelalte caracteristici variază de la o construcție la alta. Modul în care traductorul piezoelectric interacționează cu mediul este prezentat în [1-4].

Măsurarea deplasării vibrațiilor

Pentru măsurarea deplasării vibrației se folosesc: tehnici optice de măsurare, senzori electromagnetici și capacitivi de deplasare, senzori de deplasare pe bază de contact și senzori bazați pe dubla integrare a accelerației.

Măsurarea vitezei vibrațiilor

Viteza vibrației se măsoară folosind: senzori electrodinamici de viteză, vibrometre cu laser, traductoare de viteză cu integrarea accelerației.

Măsurarea accelerației vibrațiilor

Traductoarele care măsoară accelerația sunt numite *accelerometre*. Există mai multe tipuri de accelerometre, dintre care amintim: piezoelectric, piezoelectric cu adaptor electronic în aceeași capsulă, piezorezistiv, cu capacitate variabilă și tip balanță de forțe (servoaccelerometru).

Cu toate că au senzori electromecanici diferiți, accelerometrele folosesc variația sistemului masă - element elastic, denumit obișnuit sensor seismic (inertțial).

Accelerometrele piezoelectrice sunt utilizate în majoritatea aplicațiilor, datorită faptului că generează semnal electric în mod intrinsec, pot lucra la frecvențe ridicate, au dimensiuni reduse cu posibilități de miniaturizare, simplitate constructivă.

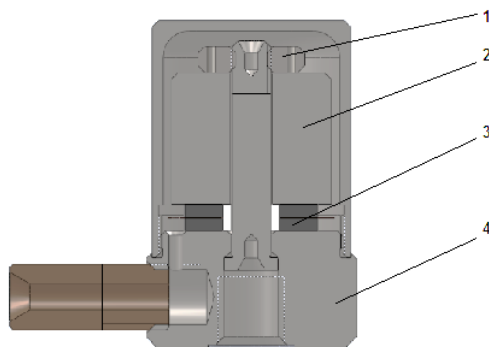


Figura 1 Accelerometru piezoelectric:

1. piuliță membrană; 2. masa seismică; 3. pastile PZT; 4. corp bază.

2.2 Considerații teoretice generale asupra construcției accelerometrelor piezoelectrice

Modelul simplificat al construcției mecanice este prezentat în Fig. 2.

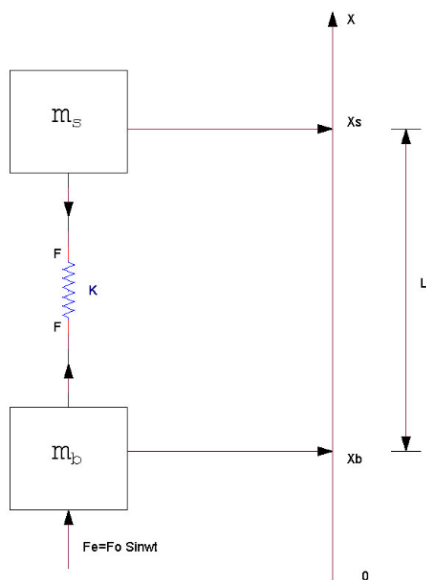


Fig. 2 Model simplificat construcție mecanică accelerometru

Masa seismică, m_s , și masa bazei m_b , sunt suprapuse și legate printr-un resort ideal de constantă elastică K . Sunt neglijate frecările (c =constanța de amortizare =0).

Se fac următoarele notații: m_s = masa seismică totală, m_b = masa bazei accelerometrului, X_b = deplasarea bazei, X_s = deplasarea masei seismice, L = distanța între masa seismică și baza când accelerometru este în repaus (în sistem inerțial), K = constanta elastică echivalentă a elementelor piezoelectrice și a tije centrale, F_e = forța sinusoidală perturbatoare, F_0 = amplitudinea forței perturbatoare, $\omega = 2\pi f$ [rad/s] = pulsația forței perturbatoare, f = frecvența forței perturbatoare, ω_m = pulsația proprie a accelerometrului în stare liberă, f_m = frecvența proprie a accelerometrului în stare liberă.

Observație: în cele ce urmează se va folosi în loc de “forța perturbatoare” termenul de “forța de excitație”

Următoarele expresii descriu forțele prezente în model [5]:

$F=kx$; $F=k[(x_s - x_b) - L]$ - forța elastică, datorată resortului;
 $m_b\ddot{x}_b = F + F_e$ - forța pe baza accelerometrului;

$m_s \ddot{x}_s = -F$ - forța pe masa seismică;

Ecuția de mișcare pentru modelul considerat poate fi astfel găsită de forma:

$$\ddot{x}_s - \ddot{x}_b = -F/m_s - (F+F_e)/m_b = \frac{k}{\mu} (x_s - x_b - L) - \frac{F_e}{m_b};$$

sau:

$$\mu \ddot{x} = -kx - \frac{\mu}{m_b} F_0 \sin \omega t; \quad (1)$$

relație în care:

$$\frac{1}{\mu} = \frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_b} \quad \text{sau} \quad \mu = \frac{m_b m_s}{m_b + m_s}; \quad (2)$$

μ se numește "masa redusă" iar x este deplasarea relativă a masei seismice față de bază.

Când accelerometrul este în poziția liberă (suspendat) și nu-i este aplicată forța perturbatoare ($F_e = 0$) ecuația de mișcare pentru o oscilație liberă se reduce la forma:

$$\mu A = \pi r^2 A = \pi r^2 \ddot{x} = -kx;$$

ecuație diferențială cu soluție de forma :

$$x = x_0 \sin \omega t;$$

În care x_0 este amplitudinea deplasării relative x a masei seismice m_s față de baza accelerometrului m_b

$$\mu \ddot{x} = -\mu x_0 \omega^2 \sin \omega t = -kx_0 \sin \omega t$$

rezultă:

$$\omega_n^2 = \frac{k}{\mu}$$

ω_n -este pulsația naturală a sistemului

sau

$$\omega_n^2 = k \left(\frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_b} \right)$$

Dacă accelerometrul este în continuare montat rigid pe o suprafață care este mai grea decât masa totală a accelerometrului, atunci m_b devine mult mai mare decât m_s . Pulsația de rezonanță naturală devine mai joasă. La limită, pe o structură infinit grea ($m_b \rightarrow \infty$) ultima ecuație devine:

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m_s} \quad (3)$$

Aceasta este pulsația naturală de rezonanță a sistemului masa seismică-resort și este definită ca pulsația de rezonanță a accelerometrului montat, ea fiind o proprietate intrinsecă a sistemului masa seismică-resort, a accelerometrului. De obicei, această pulsație naturală este utilizată pentru a defini plaja de frecvență utilă în funcționarea unui accelerometru. Față de cele prezentate până acum, intervine forța perturbatoare.

Ecuția de mișcare a modelului devine astfel:

$$\ddot{x} + \omega_s^2 x + \frac{F_0}{m_b} \sin \omega t = 0$$

și introducând soluția de forma $x = x_0 \sin \omega t$; relația devine:

$$-\omega^2 x_0 \sin \omega t + \omega_n^2 x_0 \sin \omega t + \frac{F_0}{m_b} \sin \omega t = 0$$

și mai departe

$$x_0(\omega_n^2 - \omega^2) + \frac{F_0}{m_b} = 0,$$

rezultă

$$x_0 = -\frac{F_0}{m_b(\omega_n^2 - \omega^2)},$$

unde x_0 reprezintă amplitudinea vibrației forțate.

La pulsații cu mult sub pulsația naturală de rezonanță a accelerometrului ($\omega \ll \omega_n$) amplitudinea x_0 devine:

$$X_0 = -\frac{F_0}{m_b \omega_n^2}$$

Raportul adimensional dintre amplitudinea la pulsații joase și amplitudinea la pulsații înalte, x_0 , poate fi astfel exprimat:

$$A = \left| \frac{x_0}{X_0} \right| = \frac{-\frac{F_0}{m_b(\omega_n^2 - \omega^2)}}{-\frac{F_0}{m_b \omega_n^2}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (4)$$

Fiind denumit factor de amplitudine al vibrației forțate și arată ca deplasarea între baza și masa seismică crește când pulsația forței perturbatoare devine comparabilă cu pulsația de rezonanță naturală (proprie) a accelerometrului.

În consecință, forța pe elementele piezoelectrice și semnalul electric la ieșirea accelerometrului cresc în același mod. Cum elementele piezoceramice folosite au o sensibilitate liniară pe întregul domeniu de lucru, rezultă că și creșterea semnalului electric al accelerometrului în apropierea rezonanței este datorat în întregime pulsației proprii de rezonanță. În acest sens, Fig. 3. reprezintă variația semnalului electric furnizat de accelerometru în funcție de frecvența de excitație. Creșterea sensibilității spre rezonanță, limitează domeniul liniar de lucru; sensibilitatea de rezonanță este de aproximativ 30 dB față de cea normală și în general nu se întâlnesc creșteri mai mari datorită frecărilor (care până acum au fost neglijate).

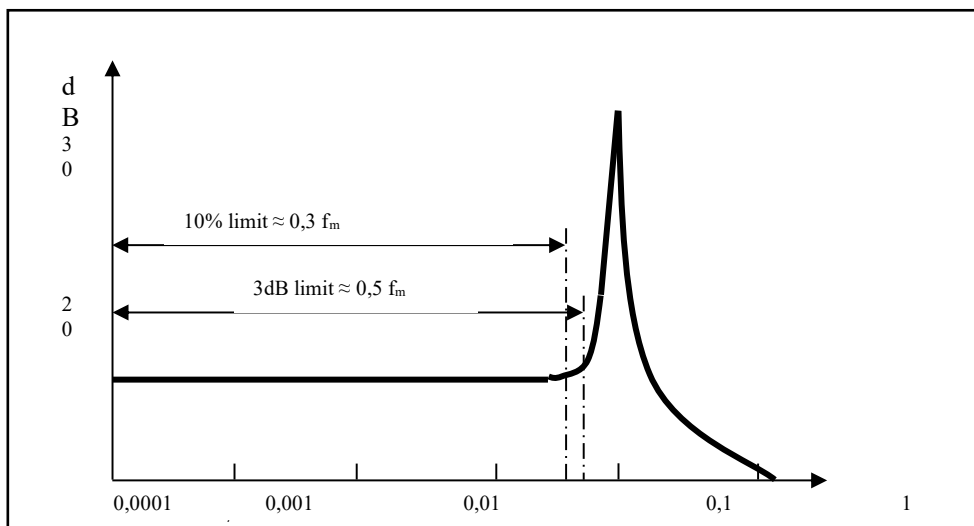


Fig.3. Curba de răspuns a accelerometrului

În cele prezentate, problema a fost simplificată prin neintroducerea coeficientului de amortizare a sistemului.

Dacă o introducem (v. Fig. 4), ecuația de mișcare devine:

$$\ddot{x}_s - \ddot{x}_b = -c(\dot{x}_s - \dot{x}_b) - \frac{F}{m_s} - \frac{F + F_e}{m_b} \quad (5)$$

c -constanta de amortizare vâscoasă a sistemului $c=f(x)$, relație în care se consideră:
 $F = k[(x_s - x_b)] - L] + c(\dot{x}_s - \dot{x}_b)$ - forța datorată resortului și amortizorului;
 $m_s \ddot{x}_s = -F$; $(x_s - x_b) - L = x$ - forța pe masa seismică;
 $m_b \ddot{x}_b = F + F_e$; - forța pe baza accelerometrului.

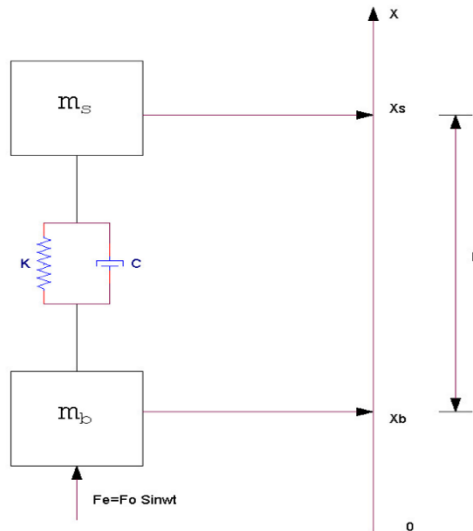


Fig. 4 Model simplificat construcție mecanică cu amortizare

sau folosind relația (2) se poate scrie:

$$\ddot{x} = (-1/\mu)(c \dot{x} + kx) - F_e/m_b;$$

sau:

$$\ddot{x} + (c/\mu)\dot{x} + (k/\mu)x = -F_e/m_b = -(F_0 \sin \omega t)/m_b; \quad (6)$$

Ecuția omogenă (fără membrul al doilea) are soluția de forma:

$$x_1 = e^{-\xi \omega t} (A \cos \omega_1 t + B \sin \omega_1 t), \quad (7)$$

în care s-au folosit relațiile:

$$2n = \frac{c}{\mu}; \quad \omega_n^2 = \frac{k}{\mu}; \quad (8)$$

$$\zeta = \frac{n}{\omega_n} = \frac{\frac{c}{2\mu}}{\sqrt{\frac{k}{\mu}}} = \frac{c}{2\sqrt{k\mu}} = \frac{c}{c_{cr}} \quad (9)$$

în care reamintim, $\mu = \frac{m_b m_s}{m_b + m_s}$ se numește "masa redusă".

Pentru ecuația cu membrul al doilea se caută o soluție particulară de forma:

$$x_2 = X_0 \sin(\omega t - \theta) \quad (10)$$

care după înlocuirea în relația (6), rezultă :

$$X_0 = \frac{F_0}{\mu\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}; \operatorname{tg} \theta = \frac{2n\omega_n\omega}{\omega_n^2 - \omega^2}; \quad (11)$$

Ca urmare, soluția generală a ecuației (6) este:

$$X = x_1 + x_2 = e^{-\xi\omega t}(A\cos\omega_1 t + B\sin\omega_1 t) + x_0\sin(\omega t - \theta); \quad (12)$$

Aici, primul termen din membrul al doilea reprezintă vibrația proprie, iar al doilea vibrația forțată.

Datorită amortizării, vibrația proprie se anulează foarte repede, așa că, după trecerea fazei tranzitorii se poate considera soluția staționară dată numai de vibrația forțată.

Scoțând de sub radical pe ω_n^2 din (9), ținând seama de notațiile de la (8) și de săgeata statică produsă de forța F_0 în sistem, adică de condițiile la limită, expresia deplasării devine:

$$X = \frac{F_0}{\mu\omega_n^2 \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \sin(\omega t - \theta), \quad X = \frac{x_{st}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \sin(\omega t - \theta) \quad (13)$$

În (13), x_{st} este deformația statică pe care ar suferi-o arcul dacă ar fi încărcat (static) cu o forță egală cu amplitudinea forței perturbatoare.

Factorul de amplificare este:

$$A_1 = \left| \frac{X_0}{x_{st}} \right| = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}, \quad (14)$$

Mărima $2c/c_0 = 2\xi$ poartă numele de factor de amortizare.

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{\text{pulsatia.fortei.perturbatoare}}{\text{pulsatia.naturala.de.rezonanta}};$$

Introducând notațiile η și ξ , expresia (14) devine:

$$A_1 = \left| \frac{x_0}{x} \right| = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2}}; \quad (15)$$

Deoarece numitorul expresiei (14) este o sumă de pătrate, factorul de amplificare A_1 este definit pentru orice pulsație relativă η .

Se poate defini o rezonanță de amplitudine, care are loc când factorul de amplificare devine maxim.

Pulsatia de rezonanță se obține anulând derivata în raport cu η a factorului de amplificare A_1 , de unde rezultă:

$$\omega_{rez} = \omega \sqrt{\frac{X_0}{x_0}} = \frac{1}{2\xi\sqrt{1 - \xi^2}}; \text{ respectiv } A_{1max} \approx \frac{1}{2\xi} \quad (16)$$

3. CONSTRUCȚIA ACCELEROMETRELOR PIEZOELECTRICE

În continuare se prezintă construcția practică a accelerometrelor piezoelectrice, oferind soluții de calcul a frecvenței de rezonanță, a sensibilității și a altor caracteristici privind câteva variante cel mai frecvent întâlnite.

3.1 Considerații asupra construcției accelerometrelor piezoelectrice. Soluții constructive

În primul rând, din punct de vedere al modului de stresare (de excitare) a elementelor piezoelectrice, accelerometrele pot fi: de compresie: cu un element PZT (sau cuarț); cu două elemente PZT (sau cuarț) sau cu mai multe elemente PZT (sau cuarț). De forfecare: cu elemente PZT paralelipipedice; cu element PZT inelar [6 - 8].

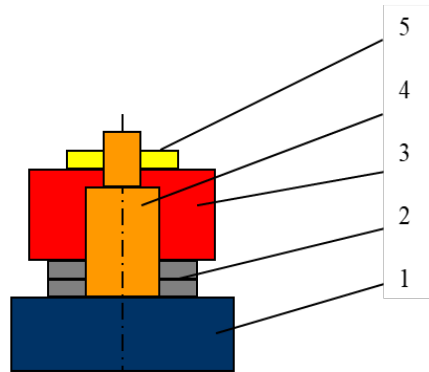


Fig. 5 Accelerometru de compresie:

1. corp accelerometru; 2. pastile piezoelectrice; 3. masa seismică;
4. tijă accelerometru; 5. piuliță tip membrană

Construcția accelerometrelor piezoelectrice este abordată specific diverselor firme producătoare. Deoarece nu există un accelerometru universal, ci fiecare este destinat să cuprindă cel mai bine caracteristicile unei aplicații concrete, modul de stresare a mediului piezosensibil în primul rând, designul cât și celelalte caracteristici variază de la o construcție la alta. Construcții des întâlnite sunt ilustrate în Fig. 6 și Fig. 7 [6 - 8]:

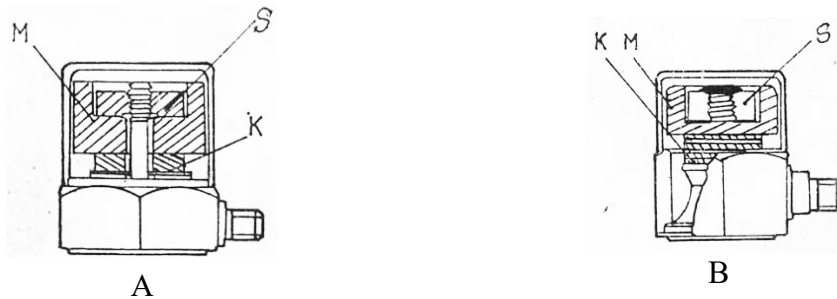


Fig. 6 Soluție constructivă cu o singură (A), respectiv mai multe (B) pastile piezoelectrice

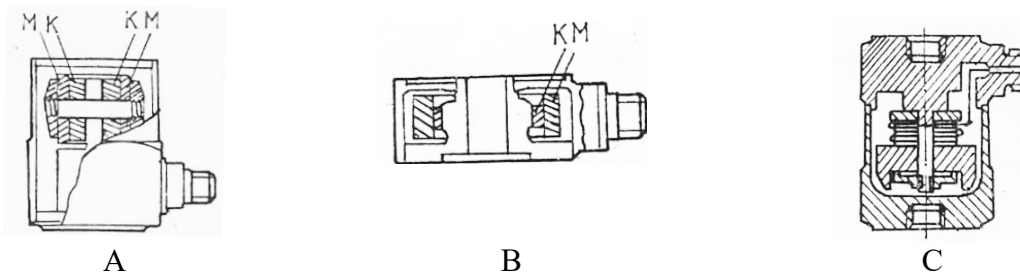


Fig. 7 Accelerometru de forfecare normal (A), miniatural (B) și accelerometru de etalonare (C)

Figura 7A prezintă construcția tipică a unui accelerometru piezoelectric de forfecare prin forfecarea inelului sensibil K de masă inelară M. O construcție miniaturală de forfecare inelară este prezentată în Fig. 7B, unde gaura centrală permite montarea rigidă a accelerometrului de obiectul vibrant, funcționarea fiind identică cu a accelerometrului din Fig. 6A. Masa unei astfel de construcții nu depășește 12g, putând atinge 1,8g.

În general, construcțiile mecanice prevăd circuite integrate specializate având funcții de amplificator de sarcină și adaptor de impedanță, ceea ce permite mărirea domeniului de aplicație; utilizarea circuitelor electronice specializate permite folosirea elementelor sensibile din cuarț. Acestea au factorul de transfer de până la două ori mai mic față de cel al materialelor feroelectrice. Avantajele folosirii cuarțului tăiat după anumite plane decurg din stabilitatea mare în timp a caracteristicilor și liniaritatea răspunsului la accelerații dinamice mari ($>100\text{km/s}^2$). Prin avantajele permise de utilizarea cuarțului ca element sensibil, s-a realizat un accelerometru utilizat în scopul calibrării accelerometrelor uzuale prin metoda „back to back”. Construcția este prezentată în Fig. 7C. Accelerometrul este construit invers astfel încât bazele accelerometrelor (cel etalon și cel de calibrat) să fie în contact ferm.

3.2 Caracteristicile accelerometrelor piezoelectrice

Pentru a obține date de mare fidelitate a măsurătorilor de vibrații, utilizatorul pretinde cunoașterea totală a caracteristicilor accelerometrului, modul în care mediul ambient afectează caracteristicile, cât și cum afectează accelerometrul mișcarea măsurată. Modul în care accelerometrul interacționează cu mediul este prezentat în Fig. 8.

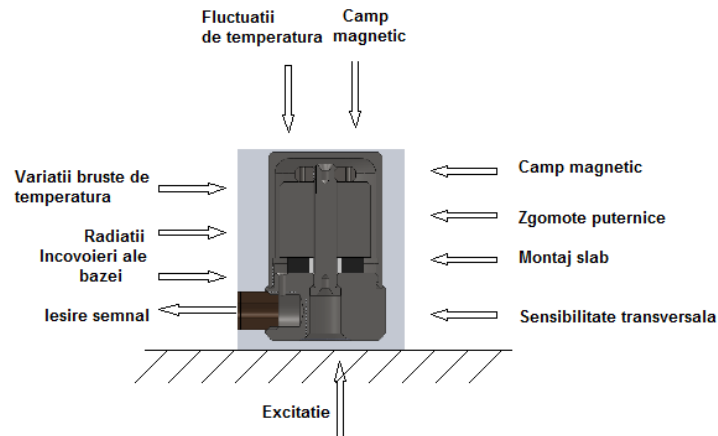


Fig. 8 Interacția accelerometrului cu factorii de mediu

Accelerometrele piezoelectrice sunt caracterizate de o serie de trăsături specifice putând fi grupate astfel:

A. Caracteristici dinamice sunt cele mai importante, furnizând informații despre:

Sensibilitatea în sarcina definită ca raportul dintre sarcina (măsurată în pC) și unitatea de accelerație; *sensibilitatea în tensiune* definită ca raportul între t.e.m. furnizată (măsurată în mv) și unitatea de accelerație; *domeniul de măsură* este definit ca zona de frecvență (în Hz) în care liniaritatea accelerometrului excitat nu depășește 3dB pe curba de rezonanță (în unele cazuri se limitează la 10% sau chiar 5%), sau, cu alte cuvinte, zona (în frecvență) de încredere de proporționalitate între semnalul de excitație și semnalul furnizat; *frecvența de rezonanță* este frecvența la care sensibilitatea accelerometrului este maximă (pentru un nivel constant al vibrației de excitație). Cu cât frecvența de rezonanță este mai mare cu atât domeniul de măsură este mai larg; *sensibilitatea transversală* este raportul dintre sensibilitatea maximă transversală și cea normală, în cazul excitării accelerometrului într-un plan paralel bazei; se exprimă în general procentual; *liniaritatea* în funcție de amplitudine reprezintă dependența creșterii sensibilității, de creșterea accelerației imprimată; în general deviația este mică, zona de stresare a elementelor piezoelectrice păstrându-se în câmpul deplasărilor mici și proporționale. Se exprimă prin deviația în procente pe unități de accelerație: 1% pe 250 g de la 0 la 1000 g .

B. Caracteristicile electrice privesc capacitatea unui accelerometru de a putea fi inclus într-un lanț de măsură: *capacitatea* accelerometrului [pF]; *impedanța* accelerometrului [$M\Omega$]

C. Caracteristici fizice

Elementele sensibile –PZT- de compresie sau forfecare; masa accelerometrului [grame]; materialul carcasei; conectorul; montajul și momentul de fixare – cele mai des întâlnite prinderi sunt cu șurub iar momentul de strângere poate varia, funcție de construcția accelerometrului și de domeniul de măsură, între 0,8 și 2 Nm.

D. Caracteristicile condițiilor de măsurare caracterizează aplicațiile concrete cărora le poate fi destinat accelerometrul destinat :

- limitele accelerației la semnal tip sinusoidal sau tip soc
- gama de temperaturi în general 20...100 (300) °C
- umiditatea relativă a mediului înconjurător
- sensibilitatea acustică [EQg] pentru 140 dB nivelul presiunii acustice între 75...9600Hz
- sensibilitatea electromagnetică [Eqg] pentru 100 gauss și 60 Hz

3.3 Calibrarea accelerometrelor de uz general

Calibrarea absolută se realizează prin interferometrie cu laser (Fig. 9).

Calibrarea accelerometrelor prevede determinarea caracteristicilor sale de referință: Sensibilitatea în sarcină și în tensiune; Sensibilitatea transversal; Domeniul de lucru; Frecvența de rezonanță.

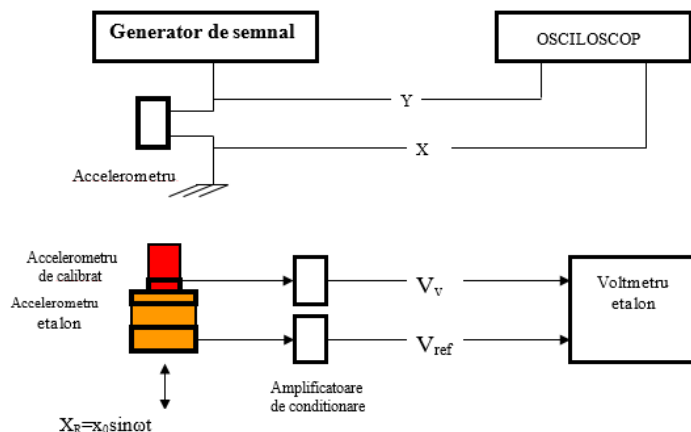


Fig.9. Calibrare accelerometru

Accelerometrele astfel calibrate servesc la calibrarea accelerometrelor “etalon” iar acestea din urmă sunt frecvent folosite la calibrarea accelerometrelor de uz general.

O importanță deosebită în practică o deține curba de calibrare. Aceasta reprezintă variația sensibilității (în dB față de nivelul de referință la frecvențe joase) cu frecvența și se obține excitând mecanic accelerometrul de calibrat într-un sistem ce permite menținerea accelerației de excitare constantă pe întregul domeniu de frecvențe baleiat cu înregistrarea grafică simultană a sensibilității [6 - 8].

Calibrările efectuate până în prezent s-au executat cu aparatura B&K și înregistrator grafic folosind un accelerometru etalon (cu discuri cu cuarț) tip 8305, certificat de metrologie.

4. TESTAREA FUNCȚIONALĂ A ACCELEROMETRULUI PIEZOELECTRIC

Dat fiind scopul prezentei lucrări, s-a proiectat și realizat un accelerometru de compresie cu tija centrală, folosind două pastile PZT. Accelerometrul piezoelectrice de compresie comportă în general două elemente sensibile piezoelectrice polarizate paralel cu direcția de stresare. Elementele PZT sunt montate în „sandwich” cu senzori de polarizare inverse pe baza accelerometrului, fiind despărțite printr-o folie conductoare de argint ce are rol de colector a sarcinilor electrice acumulate simultan pe fețele PZT („+”); pastilele PZT sunt stresate de o

masă seismică (din aliaj cu densitate mare) pretensionată printr-un element elastic (resort). Semnalul electric se culege prin conector cu pin central („+”) și masă („-”).

4.1 Efectuarea măsurătorilor

S-au făcut măsurători folosind următoarele echipamente:

- Echipament măsurători vibrații – Sistem Soundbook-2007
- Excitator tip PCB 394C06
- Excitator tip K2004E01 (APCB)
- Accelerometru piezoelectric PCB 353B03

La pasul 1 s-a utilizat un excitator tip **PCB 394C06** cu frecvență fixă (159,2Hz) și amplitudine de 1g ($9,8\text{m/s}^2$).

La pasul 2 s-a utilizat un excitator tip K2004E01 (APCB) cu frecvență variabilă.

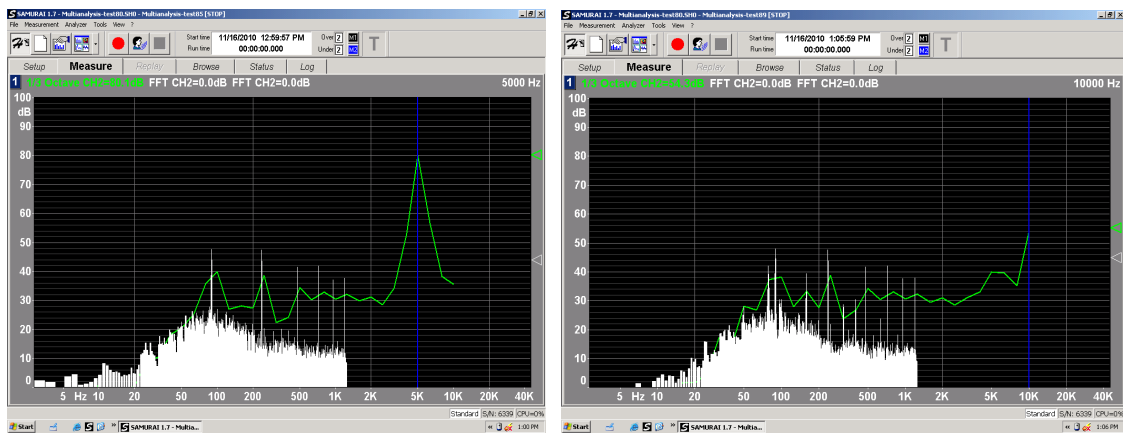
4.2 Rezultate

În urma experimentărilor realizate la *pasul 1* se observă că răspunsul în frecvență al traductorului nostru este însoțit de armonici nedorite, de amplitudini mai ridicate decât traductorul PCB, aflate în apropierea frecvenței de excitație.

Pentru a elimina aceste neajunsuri se desface traductorul, se șlefuiește mai fin suprafața bazei și a masei seismice cu care pastilele PZT intră în contact, după care se reasamblează, cu modificarea forței de prestrângere (mai mare).

Se trece la setul de măsurători de la *pasul 2*. Curbele de răspuns de la pasul 2 sunt încurajatoare, putându-se observa că la frecvențele de 5 kHz și 8kHz amplitudinea traductorului nostru este mai bună decât a traductorului PCB.

La 10kHz accelerometrul nostru are o amplitudine mai mică decât a traductorului PCB, iar la 12kHz amplitudinea este și mai mică, probabil această frecvență fiind limita la care traductorul poate funcționa în condiții mulțumitoare.



Accelerometru realizat in ICPE-CA - 5 kHz; 10 mV

Accelerometru realizat in ICPE-CA - 12 kHz; 10 mV

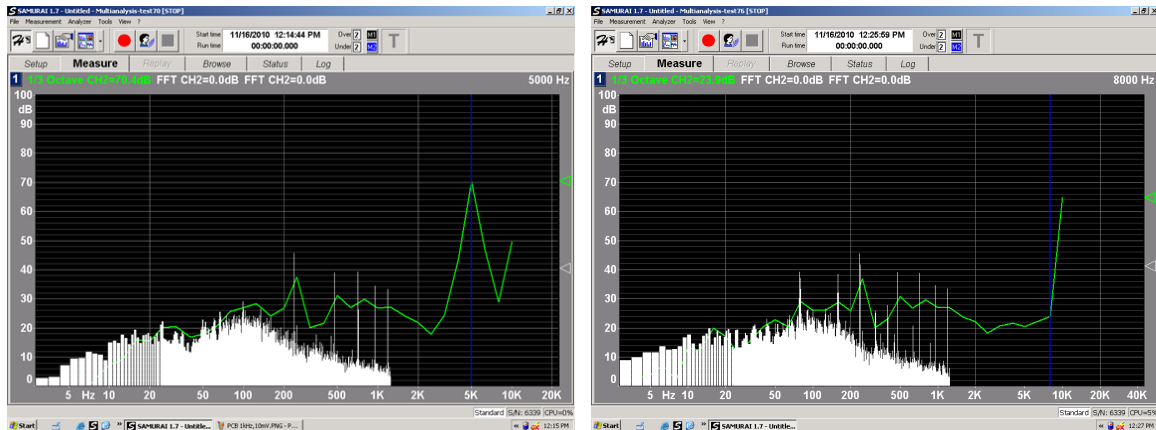


Fig.11

Accelerometru PCB tip 353B03 -5
kHz; 10 mV

Accelerometru PCB tip 353B03 -12
kHz; 10 mV

Curbele de răspuns ale celor două traductoare în amplitudine/frecvență sunt comparabile, ceea ce arată că putem folosi cu succes traductorul realizat de noi până în apropierea frecvenței de 12kHz.

5. CONCLUZII

Lucrarea de față a prezentat construcția accelerometrelor piezoelectrice, modul de transfer mecano-electric, construcții tipice, caracteristici de bază cât și abordări teoretice ale fenomenului de vibrații apărut în accelerometrie și posibilități de calcul ale diverselor caracteristici ale traductoarelor.

S-a proiectat și realizat un accelerometru de compresie cu tija centrală, folosind două pastile PZT. Accelerometrul piezoelectrice de compresie comportă în general două elemente sensibile piezoelectrice polarizate paralel cu direcția de stresare.

Curbele de răspuns ale celor două traductoare în amplitudine/frecvență sunt comparabile, ceea ce arată că putem folosi cu succes traductorul realizat de ICPE-CA până în apropierea frecvenței de 12 kHz.

CONFIRMARE

Lucrarea a fost sprijinită prin „Contract de cercetare Științifică PN III nr. 20PTE/2020 - Sistem de compensare a vibrațiilor echipamentelor cu fascicul laser pentru microchirurgie”.

Lucrarea a fost prezentată la Simpozionul de Mașini Electrice SME’XIX, ediția 2023.

6. BIBLIOGRAFIE

1. ***Piezoelectrics Accelerometers and Vibration -Bruel & Kjaer Handbook – Naerum Denmark 1996.
2. Gh. Buzdugan, L. Fetcu, M. Rades – Vibratii mecanice EdpB – 1982.
3. M. Radoi, E. Deciu-Mecanica EdpB-1981.
4. www.ep.etc.tuiasi/site/Senzori_si_Traductoare
5. Traian Demian – Elemente Constructive de mecanica Fina-EdpB – 1980.
6. ***www.e-pages.dk/bruel – Accelerometers & Conditioning – product catalogue 2010.
7. ***www.bksv.com/Products – Chose a Right accelerometer – 2010.
8. ***www.pi.ws-Piezo Nano Positioning – Catalogue 2010.