

**UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE ELECTRONICĂ ȘI TELECOMUNICAȚII**

ing. VIRGIL IVĂȘCHESCU

ECHILIBRAREA ROTOARELOR FLEXIBILE

TEZĂ DE DOCTORAT

**BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA**

613.448
366 B

**Conducător științific
Prof. dr. ing. EUGEN POP**

TIMIȘOARA 1997

Prefață

Pentru obținerea coincidenței între axa de rotație și axa de simetrie a corpurilor aflate în mișcare de rotație este necesară echilibrarea acestora ceea ce conduce la minimizarea vibrațiilor în lagăre, suporturi și fundație.

Studiul vibrațiilor și în special echilibrarea rotoarelor rigide stă în atenția colectivului catedrei de Măsurări și Electronică Optică a Facultății de Electronică și Telecomunicații din Universitatea “Politehnica” Timișoara. În cadrul acestei catedre, a funcționat un colectiv de cercetare condus de domnul prof. dr. ing. Eugen POP, colectiv din care a făcut parte și autorul prezentei lucrări. În cadrul contractelor de cercetare s-au rezolvat 3 teme legate de echilibrarea rotoarelor rigide. Activitatea de cercetare din acest domeniu s-a concretizat cu realizarea a 3 mașini de echilibrat, susținerea unei teze de doctorat de către domnul ing. Adrian STOIAN cu titlul “Contribuții la măsurarea dezechilibrului rotoarelor rigide cu aplicație la echilibrarea giromotoarelor” și cu publicarea, de către membrii colectivului, a numeroase articole. Echilibrarea rotoarelor flexibile a apărut ca o continuare firească a activității autorului în domeniul echilibrării pieselor rotative.

Teza de doctorat a fost elaborată sub îndrumarea profesionalistă, competentă, generoasă și stimulantă a conducătorului științific, domnul prof. dr. ing. Eugen POP. Autorul își exprimă întreaga sa grațitudine și profunđa recunoștință pentru discuțiile fructuoase care au generat majoritatea ideilor originale cuprinse în teză și de asemenea pentru acțiunea sa modelatoare în spirit perfecționist, determinantă în formarea profesională și morală a autorului.

Autorul exprimă mulțumiri domnilor dr. ing. Adrian STOIAN, ing. Carol GAL și as. dr. ing. Andrei CIMPONERIU, membrii ai colectivului de cercetare în domeniul rotoarelor rigide, pentru atmosfera colegială și spiritul de echipă create pe durata activității desfășurate împreună.

Totodată, autorul aduce mulțumiri domnului tehn. Cornel CRISTA pentru sprijinul acordat în realizarea subansamblelor mecanice necesare realizării instalațiilor experimentale, pentru promptitudinea și calitatea lucrărilor efectuate.

Măsurările experimentale s-au efectuat în laboratorul de Electronică Optică al catedrei de Măsurări și Electronică Optică. Autorul își exprimă recunoștința și aduce mulțumiri domnului prof. dr. ing. Sever CRIȘAN pentru recomandările oferite în domeniul electronicii optice și pentru sprijinul cu materiale bibliografice. De asemenea, autorul mulțumește domnilor dr. ing. Adrian BUDURA și as. ing. Lucian STROESCU pentru ajutorul dat în laborator.

Pentru sprijinul acordat în lămurirea problemelor legate de dinamica rotoarelor flexibile și pentru sugestiile acordate în aspectele mecanice ale problematicii echilibrării, autorul mulțumește doamnei prof. dr. ing. Doina DRĂGULESCU.

Autorul mulțumește domnului prof. dr. ing. Alimpie IGNEA pentru observațiile făcute asupra conținutului lucrării precum și asupra materialului redactat.

Mulțumiri se cuvin și doamnei Lucia ALBU pentru dactilograficarea materialului și domnișoarei Mihaela ȘERBAN și domnului ing. Lucian MĂRGINEANU pentru redactarea figurilor.

În final, doresc să mulțumesc colegilor de catedră, care prin discuțiile avute, m-au ajutat atât pe plan profesional cât și pe plan moral să realizez această teză.

Timișoara, 25-04-1997

Virgil IVĂȘCHESCU

Cuprins

Prefață	3
Cap 1. Echilibrarea rotoarelor	9
1.1. Introducere. Echilibrarea statică și dinamică	9
1.2. Vibrații în structuri	12
1.3. Echilibrarea rotoarelor flexibile	14
1.3.1. Dinamica rotoarelor flexibile	15
1.3.2. Turația critică a rotoarelor flexibile	18
1.3.3. Considerații privind delimitarea rotoare rigide - rotoare flexibile	20
Cap 2. Metode de echilibrare a rotoarelor flexibile	22
2.1. Metoda modală de echilibrare a rotoarelor flexibile	23
2.2. Metoda coeficienților de influență pentru echilibrarea rotoarelor flexibile	27
2.3. Metoda unificată de echilibrare a rotoarelor flexibile	30
2.4. Echilibrarea rotoarelor flexibile prin metoda coeficienților de influență fără mase de probă	32
2.5. Echilibrarea rotoarelor flexibile fără a îndepărta/adăuga succesiv mase pentru compensarea dezechilibrului	37
Cap 3. Traductoare pentru măsurarea vibrațiilor rotoarelor flexibile	43
3.1. Generalități	43
3.2. Traductoare tensometrice rezistive	43
3.3. Traductoare capacitive	47
3.4. Traductoare inductive	51
3.5. Traductoare piezoelectrice	57
3.6. Traductoare electrodinamice (de inducție)	59
3.7. Traductor optic cu disc modulator	61
3.8. Traductoare de vibrații cu laser	64
3.8.1. Utilizarea efectului Doppler pentru măsurarea vibrațiilor	64
3.8.2. Utilizarea interferometrului Michelson la măsurarea vibrațiilor	66
3.8.2.1. Schema de principiu a interferometrului Michelson	66
3.8.2.2. Interferometrul Michelson cu rezoluție mărită	68
3.8.3. Algoritm de determinare a argumentului funcției Bessel de ordinul 0	70

3.8.4. Instalație experimentală pentru măsurarea vibrațiilor cu ajutorul interferometrului Michelson	75
3.8.5. Rezultate experimentale	79
3.8.6. Algoritm de determinare a amplitudinii vibrației	85
3.8.7. Considerații privind datele experimentale	91
3.8.8. Creșterea performanțelor de sensibilitate ale traductorului interferometric de vibrații	99
3.8.9. Erori ce apar la măsurarea încovoierii unui rotor flexibil	102
3.8.10. Traductor optic cu modularea în amplitudine a iluminării	105
3.8.11. Montaj experimental pentru măsurarea vibrațiilor prin modularea în amplitudine a iluminării	106
3.8.12. Rezultate experimentale	107
3.8.13. Erori ce apar la măsurarea încovoierii unui rotor flexibil	113
3.9. Concluzii	114
Cap 4. Metode de măsurare a vectorilor de dezechilibru	115
4.1. Generalități	115
4.2. Măsurarea vectorilor de dezechilibru cu ajutorul dispozitivelor electrodinamice	116
4.3. Măsurarea vectorilor de dezechilibru cu aparate ce utilizează filtru sincron electronic	119
4.4. Măsurarea vectorilor de dezechilibru cu aparate ce utilizează filtru trece-bandă și detector sensibil la fază	122
4.5. Măsurarea vectorilor de dezechilibru cu aparate ce utilizează achiziția și prelucrarea numerică a semnalelor ...	125
Cap 5. Concluzii	130
5.1. Sinteză	130
5.2. Contribuții originale	132
5.3. Direcții de cercetare	135
Anexe	137
Anexa 1 Calculul lui x dacă se știe valoarea funcției $J_0(x)$ și intervalul de monotonie	137
Anexa 2 Calculul lui x dacă se știe valoarea măsurată a funcției J_0	138
Anexa 3 Program pentru achiziția eșantioanelor cu placa DS 1011 și transmiterea acestora spre calculatorul IBM gazdă	141

Anexa 4 Program apelabil din programul Matlab pentru achiziția datelor	143
Anexa 5 Program în Matlab ce determină spectrul semnalului de la intrarea plăcii DS 1011	148
Anexa 6 Program în Matlab ce determină media spectrelor a 25 de secvențe de date obținute prin eșantionarea semnalului de la intrarea plăcii DS 1011	149
Anexa 7 Program de achiziție de date pe PC AT	150
Bibliografie	153

CAP 1. ECHILIBRAREA ROTOARELOR

1.1. INTRODUCERE. ECHILIBRAREA STATICĂ ȘI DINAMICĂ

Dezvoltarea actuală a tehnicii impune creșterea fiabilității echipamentelor și mașinilor rotative moderne (motoare și generatoare electrice, turbine, compresoare și suflante etc.). Creșterea duratei de bună funcționare și reducerea uzurii a acestor mașini este strâns legată de reducerea nivelului vibrațiilor lor în timpul lucrului.

Procesul de echilibrare a rotoarelor este o cale importantă de îmbunătățire a performanțelor rotoarelor din punct de vedere a vibrațiilor acestora. Perfecționarea procesului de echilibrare se justifică și datorită tendințelor actuale de creștere a turațiilor de lucru ale pieselor rotative ale mașinilor, creștere ce se poate realiza numai în condițiile unui nivel scăzut al vibrațiilor acestora. Ținând cont că anumite rotoare considerate rigide la turații joase, o dată cu creșterea turației devin flexibile, apare ca necesară dezvoltarea teoriei și practicii echilibrării rotoarelor flexibile.

Echilibrarea este o metodă de distribuire judicioasă a masei unui rotor în scopul micșorării sau limitării mișcării vibratorii a fusurilor și a forțelor ce iau naștere în lagăre.

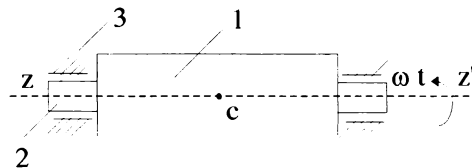


Fig. 1.1. Rotor perfect echilibrat

1 - rotor; 2 - fus; 3 - lagăr; C - centru de greutate

În figura 1.1 se prezintă un rotor rigid perfect echilibrat. Rotorul (1) se sprijină prin intermediul fusurilor (2) în lagărele (3) cilindrice și concentrice cu axa zz' fixă în spațiu. Dacă considerăm rotorul echilibrat, axa lui principală de inerție va coincide cu axa zz' . Forțele rezultante, ca urmare a mișcării de rotație, ce iau naștere în lagăre sunt nule. În cazul rotorului din figura 1.1 centrul de greutate este situat pe axa zz' .

Plasarea unei greutatei de masă m într-un plan perpendicular pe axa zz' și care trece prin centrul de greutate C (fig.1.2a) duce la apariția unor forțe periodice în fiecare lagăr. Forțele F_1 și F_2 apar datorită accelerației centrifuge, modulul lor fiind egal cu:

$$F_1 = F_2 = \frac{1}{2} \cdot m\omega^2 r, \quad (1.1)$$

unde: ω - viteza unghiulară,

r - distanța masei m față de axa de rotație zz' .

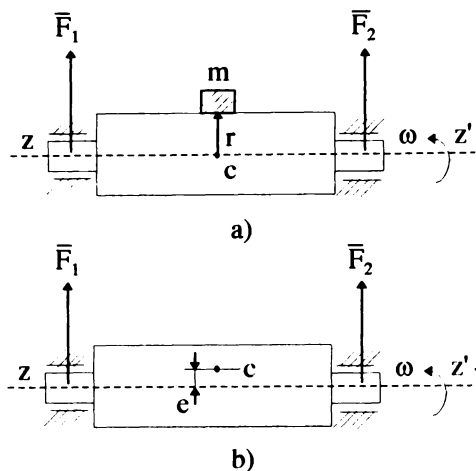


Fig. 1.2. Rotor dezechilibrat static

Rotorul din figura 1.2a este echivalent cu un rotor al cărui centru de greutate C se află deplasat față de axa de rotație zz' cu e (fig.1.2b). În acest caz forțele F_1 și F_2 au modulul egal cu:

$$F_1 = F_2 = \frac{1}{2} \cdot M\omega^2 e, \quad (1.2)$$

unde: M - masa rotorului,

ω - viteza unghiulară.

Distanța e ce caracterizează deplasarea centrului de masă față de axa de rotație poartă denumirea de excentricitate. Excentricitatea este o măsură a dezechilibrării rotorului și ea se exprimă ținând cont de egalitatea relațiilor (1.1) și (1.2) sub forma:

$$e = \frac{mr}{M}. \quad (1.3)$$

Dezechilibrarea rotorului prezentată mai sus poartă denumirea de dezechilibrare statică, iar procesul prin care se realizează coincidența dintre centrul de greutate al rotorului și axa de rotație se numește echilibrare statică (sau într-un singur plan).

Considerăm rotorul echilibrat și plasăm 2 greutăți de masă m în 2 planuri perpendiculare pe axa zz' (vezi fig.1.3). Se observă că în acest caz rezultanta forțelor centrifuge în centrul de greutate este nulă însă apare un cuplu în raport cu punctul C .

Momentul rezultat al tuturor forțelor neechilibrate în raport cu centrul de greutate al unui rotor se numește cuplu neechilibrat, iar dezechilibrarea rotorului în acest caz este de tip cuplu.

Și aici forțele centrifuge datorate maselor neechilibrate m duc la apariția unor forțe periodice în fiecare lagăr. Expresia modulului forțelor F_1 și F_2 în acest caz devine:

$$F_1 = F_2 = \frac{1}{2} \cdot m\omega^2 r \frac{d}{l}, \quad (1.4)$$

unde: d - distanța dintre cele 2 mase,
 l - distanța dintre lagăre.

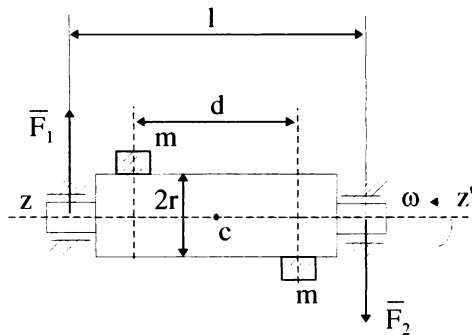


Fig. 1.3. Rotor cu dezechilibru de tip cuplu

Evidențierea dezechilibrului de tip cuplu se face numai în mișcare de rotație.

În cazul general, dezechilibrul rotorului este atât static cât și de tip cuplu. Echilibrarea rotorului presupune modificarea distribuției de masă în 2 planuri perpendiculare pe axa de rotație numite planuri de echilibrare sau planuri de corecție. Deoarece pentru a efectua procesul de măsurare a dezechilibrului este necesară rotirea corpului, operația de echilibrare se numește dinamică.

În concluzie, putem spune că un rotor rigid este perfect echilibrat dacă elementele torsorului de reducere în raport cu centrul de greutate al tuturor forțelor centrifuge este nul, adică:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n \overline{F}_i = 0 \\ \sum_{i=1}^n \overline{M}_{iC} = 0 \end{cases} \quad (1.5)$$

În acest caz axa principală de inerție coincide cu axa de rotație.

În practică este imposibil de realizat o echilibrare perfectă. Mărirea dezechilibrării unui rotor, rămasă după echilibrare, se numește dezechilibrare reziduală.

1.2. VIBRAȚII ÎN STRUCTURI

Un sistem mecanic cu parametri concentrați este prezentat în figura 1.4. Masa m se consideră a fi un corp rigid ale cărui puncte se deplasează în fază. Elementul elastic și amortizorul se consideră fără masă. Pulsăția de rezonanță a sistemului este dată de relația:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (1.6)$$

unde: k - constanta de elasticitate a resortului,

m - masa corpului.

Sistemul din figura 1.4 are o singură frecvență de rezonanță și un singur grad de libertate.

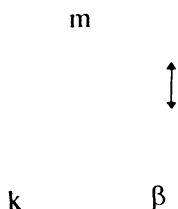


Fig. 1.4. Sistem mecanic cu parametri concentrați cu 1 grad de libertate

În practică, corpurile au o oarecare elasticitate, iar elementele elastice au masă. Rezultă că, nu întotdeauna un sistem îl putem considera ca fiind cu parametri concentrați. De exemplu, o bară sau o placă pot fi privite ca și combinații continue de mase, elemente elastice și amortizoare. Dacă definim un anumit număr de grade de libertate ale sistemului mecanic rezultă imediat numărul maselor elastice în mișcare de tipul prezentat în figura 1.4. și deci numărul frecvențelor de rezonanță.

Structurile de tipul bară sau placă au un număr infinit de grade de libertate și deci, conform cu cele de mai sus, au un număr infinit de frecvențe de rezonanță. Starea structurii la aceste frecvențe de rezonanță

este caracterizată de modurile naturale de vibrație sau prescurtat, de modurile structurii.

Ecuțiile ce descriu o mișcare vibratorie sunt în general ecuații diferențiale care în cazul structurilor se transformă în ecuații cu derivate parțiale.

În structuri se pot excita diferite tipuri de vibrații: transversale, de compresiune (longitudinale), de torsiune etc. Ținând cont că la un moment dat într-o structură pot exista simultan mai multe tipuri de vibrații, rezolvarea ecuațiilor cu derivate parțiale ce descriu mișcarea unui punct al structurii poate deveni foarte complicată. În literatura de specialitate soluția exactă a unor astfel de ecuații există doar pentru câteva tipuri simple de structuri și configurații.

Ținând cont de teoria încovoierii barelor și de legea a II-a a dinamicii se obține ecuația diferențială ce descrie vibrația transversală liberă a unei bare:

$$\rho S \frac{\delta^2 z}{\delta t^2} + \frac{\delta^2}{\delta x^2} \left(EI \frac{\delta^2}{\delta x^2} \right) = 0, \quad (1.7)$$

unde: E - modulul lui Young,

I - moment de inerție al barei în secțiune transversală,

ρ - densitatea,

S - aria secțiunii transversale.

Soluția ecuației (1.7) depinde de condițiile de la frontieră, adică de modul în care bara este fixată la capete. Conform cu [2], frecvențele naturale ale vibrațiilor transversale ale barelor sunt date de relația:

$$f_n = \frac{A_n}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho S l^4}}, \quad (1.8)$$

unde A_n este un coeficient caracteristic fiecărei forme modale în parte și respectiv, fiecărui mod de fixare la capete a barei. De subliniat că, frecvențele modurilor normale nu sunt multiplu a primei frecvențe modale. Indicele n indică faptul că frecvența de rezonanță dată de relația (1.8) se referă la a n -a formă modală. Bara cu secțiune uniformă, prezentată, are un număr infinit de grade de libertate deci și un număr infinit de frecvențe de rezonanță ($n \rightarrow \infty$). În practică însă, interesează de obicei doar câteva moduri mai joase (primele 3-4) deoarece frecvențele înalte sunt atenuate.

În [14] se prezintă dependența încovoierii liniei elastice funcție de poziția forței ce acționează asupra acesteia și de condițiile la capete.

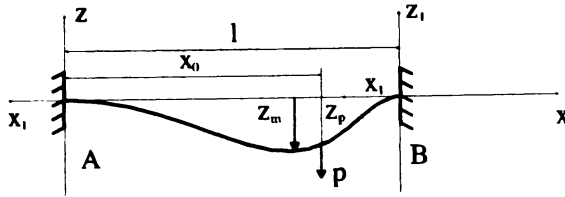


Fig. 1.5. Linie elastică supusă la acțiunea unei forțe P situată nesimetric față de capete

Astfel, în cazul unei bare de masă neglijabilă încastrată la ambele capete, asupra căreia acționează forța concentrată P la distanța z_0 (vezi fig. 1.5), expresia încovoierii este dată de relația:

$$y = \frac{Pl^3}{2EI} \cdot \frac{(l - z_0)^2}{l^2} \cdot \frac{z^2}{l^2} \left[\frac{z_0}{l} - \frac{z}{3l} \cdot \left(1 + \frac{2z_0}{l} \right) \right], \quad z \leq z_0 \quad (1.9)$$

și respectiv:

$$y' = \frac{Pl^3}{2EI} \cdot \frac{(z_0)^2}{l^2} \cdot \frac{z'^2}{l^2} \left[\frac{b}{l} - \frac{z'}{3l} \cdot \left(1 + \frac{2(l - z_0)}{l} \right) \right], \quad z' \leq l - z_0. \quad (1.10)$$

Dacă bara este sprijinită la capete, se obțin expresiile încovoierii ca funcții polinomiale tot de ordinul 3 față de variabila z ce descrie bara în lungul ei.

În cazul în care, există alte condiții la capete sau bara se consideră a avea masa uniform distribuită, se deduc în [14] relații de calcul a încovoierii acesteia. Toate funcțiile au ca trăsătură comună, caracterul polinomial față de variabila z . Polinoamele sunt de diferite ordine, maximul fiind ordinul 5.

1.3. ECHILIBRAREA ROTOARELOR FLEXIBILE

Distribuția de masă în lungul rotorului, în speță distribuția masei dezechilibrante va excita diferite forme modale ale acestuia. Ele depind de turație și de modul de suspensie. În absența amortizării sau a unor efecte neliniare, deflexiile la aceste frecvențe critice pot deveni infinit de mari, ceea ce conduce la distrugerea corpului în mișcare.

Echilibrarea rotoarelor flexibile poate fi privită ca un proces de "îndreptare" dinamică a lor, având drept scop o realiniere a axei

principale de inerție cu axa de rotație astfel încât piesa în mișcare de rotație să funcționeze fiabil la viteza de lucru.

Studiul echilibrării rotoarelor flexibile este util și în cazul echilibrării rotoarelor pe 3 sau mai multe lagăre deoarece se pot aplica metode de echilibrare asemănătoare.

1.3.1. Dinamica rotoarelor flexibile

Se numește echilibrare a rotorului flexibil sau echilibrare în mai multe planuri, [1], procesul în care se consideră efectul dinamic și interacțiunea elasticității rotorului, a elasticității lagărelor și a amortizării.

Pentru a descrie comportarea dinamică a rotorului și a vedea cum interacționează efectele datorate elasticității rotorului, a lagărelor și a amortizării considerăm un caz simplu în care pe un ax flexibil fără masă se plasează la mijloc o masă m (figura 1.6) [17].

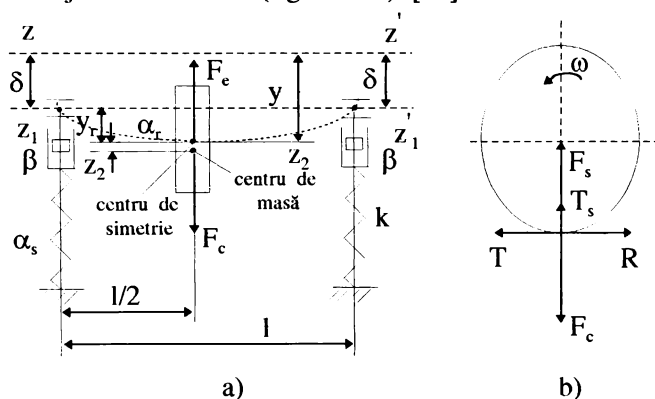


Fig. 1.6. Schema unui rotor flexibil pe suporturi elastice

a) forțe ce acționează asupra rotorului;

b) forțe ce acționează asupra suporturilor;

zz' - axa de rotație a rotorului; z_1z_1' - axa dintre centrele lagărelor;

z_2z_2' - axa de simetrie a rotorului.

După cum s-a arătat în paragraful 1.1 în cazul rotorului rigid, drept criteriu de echilibrare este îndeplinirea relației (1.5). Pentru echilibrarea unui rotor pe 2 suporturi această condiție este echivalentă cu condiția ca reacțiunile din suporturi să fie nule:

$$\bar{R}_A(\omega) = 0, \bar{R}_B(\omega) = 0. \quad (1.11)$$

Condiția (1.11) în cazul unui rotor flexibil pe suporturi absolut rigide devine:

$$\bar{R}_A(\omega) = \bar{R}_B(\omega) = 0, y_r(\omega) = 0. \quad (1.12)$$

unde y_r este încovoierea rotorului (deplasarea centrului de simetrie al secțiunii examinate a rotorului în raport cu axa z_1z_1' (vezi figura 1.6a).

Dacă suporturile sunt elastice, condiția (1.12) se scrie astfel:

$$\bar{R}_A(\omega) = \bar{R}_B(\omega) = 0, \quad Y(\omega) = 0. \quad (1.13)$$

unde:

$$Y = \frac{y_r}{y}, \quad (1.14)$$

y - deplasarea dinamică a centrului de simetrie al rotorului în raport cu axa de rotație,

Y - deplasare dinamică relativă a centrului de simetrie al rotorului în raport cu axa lagărelor și respectiv, cu axa de rotație.

Referitor la mișcarea rotorului din figura 1.6 se fac următoarele ipoteze simplificatoare: a) mișcarea masei (discului) se consideră plană și uniformă ($\omega = \text{const.}$); b) se neglijează jocurile în lagăre; c) suporturile se presupun izotrope.

Scriind echilibrul forțelor ce acționează asupra rotorului obținem:

$$F_c = F_e', \quad (1.15)$$

relație echivalentă cu:

$$m\omega^2(y + e) = \frac{y - \delta}{\alpha_r}, \quad (1.16)$$

unde α_r este maleabilitatea rotorului.

Din relația de mai sus se obține:

$$y = \frac{\delta}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2} + \frac{e \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}, \quad (1.17)$$

unde cu ω_c s-a notat prima viteză unghiulară critică corespunzătoare rotorului ce se mișcă pe suporturi absolut rigide:

$$\omega_c^2 = \frac{1}{m \cdot \alpha_r}. \quad (1.18)$$

Dacă ținem cont că maleabilitatea este inversul constantei elastice:

$$\frac{1}{\alpha_r} = k_r, \quad (1.19)$$

rezultă că pentru prima viteză unghiulară critică a rotorului flexibil pe suporturi rigide se obține o relație de calcul asemănătoare cu (1.6).

În figura 1.6b s-au prezentat forțele ce acționează asupra suportului. Sunt evidențiate două componente ale forței de frecare, T_s și T . Prima, împreună cu forțele elastice, se opune forței de inerție, iar a doua, echilibrează momentul de torsiune. Conform cu [17], în cazul mișcării uniforme, deoarece $\omega = \text{const.}$, apare numai prima componentă a forțelor de frecare:

$$T_s = \left| \beta \cdot \frac{d\delta}{dt} \right| = \beta \cdot \omega \cdot \delta, \quad (1.20)$$

unde β este coeficientul de amortizare al suporturilor.

Echilibrul forțelor ce acționează asupra suporturilor este dat de egalitatea:

$$F_c = F_s + T_s, \quad (1.21)$$

care, în urma scrierii expresiilor forțelor, devine:

$$\delta = \frac{F_c}{\frac{1}{\alpha_s} + \beta\omega} = \frac{\frac{\alpha_s}{\alpha_r} \omega^2 (y + e)}{1 + \alpha_s \beta \omega}. \quad (1.22)$$

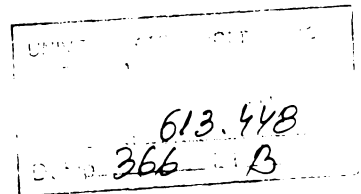
Substituind expresia deplasării δ în (1.17) se obține deplasarea dinamică a centrului de simetrie y sub forma:

$$y = e \cdot \frac{\frac{\alpha_s}{\alpha_r} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right)^2}{1 + \alpha_s \beta \omega} + \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right)^2 - \frac{\alpha_s}{\alpha_r} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right)^2}. \quad (1.23)$$

Expresia (1.23) evidențiază în ce mod depinde deplasarea dinamică y a centrului de simetrie de excentricitatea inițială e .

Dacă neglijăm frecarea din suporturile sistemului, ($\beta=0$) relația (1.23) devine:

$$y = e \cdot \frac{\left(\frac{\alpha_s}{\alpha_r} + 1 \right) \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right)^2 - \frac{\alpha_s}{\alpha_r} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right)^2}. \quad (1.24)$$



Expresia (1.24), în cazul unor suporturi absolut rigide ($\alpha_s=0$) sau dacă amortizarea suporturilor tinde la infinit ($\beta \rightarrow \infty$), este:

$$y = e \cdot \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}, \quad (1.25)$$

iar în cazul unor suporturi absolut elastice ($\alpha_s = \infty$):

$$y = -e. \quad (1.26)$$

1.3.2. Turația critică a rotoarelor flexibile

În paragraful precedent s-a stabilit o relație de calcul a vitezei unghiulare critice, ω_c , (1.18). Denumirea de viteză unghiulară critică se justifică dacă analizăm relația (1.17). La o viteză de rotație a corpului egală cu ω_c încovoierea dinamică y tinde la infinit ceea ce determină deteriorarea rotorului. În realitate acest fenomen nu are loc deoarece neliniaritatea proprietăților elastice ale rotorului și amortizarea în lagăre limitează amplitudinea deformației.

În cele ce urmează vom vedea în ce măsură turația critică depinde de locul dezechilibrului de-a lungul rotorului și de vibrațiile în direcție radială ale acestuia.

În [19] se prezintă un rotor pe lagăre rigide la care dezechilibrul se află situat la o distanță z de unul din suporturi (fig.1.7). Forța centrifugă F_c ce apare în acest caz are expresia:

$$F_c = m\omega^2(y + e) = m\omega^2\left(y_m \sin \frac{\pi z}{l} + e\right), \quad (1.27)$$

iar forța elastică, funcție de maleabilitatea rotorului, este:

$$F_e = \frac{1}{\alpha_r} y_m. \quad (1.28)$$

Din egalitatea celor 2 forțe rezultă expresia amplitudinii deformației, y_m :

$$y_m = e \cdot \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2 \sin^2 \frac{\pi z}{l}}. \quad (1.29)$$

Se observă că pentru $z=l/2$ regăsim formula (1.25). Din relația (1.29) putem trage concluzia că în cazul rotoarelor flexibile, aflate pe lagăre rigide, dacă le privim ca și sisteme cu un grad de libertate, turațiile de rezonanță se modifică funcție de locul dezechilibrului de-a lungul rotorului. Turația de rezonanță cea mai joasă se obține în cazul în care dezechilibrul este plasat într-un plan transversal aflat la jumătatea axului. Pe măsură ce dezechilibrul se află situat mai aproape de unul din suporturi, turația de rezonanță crește.

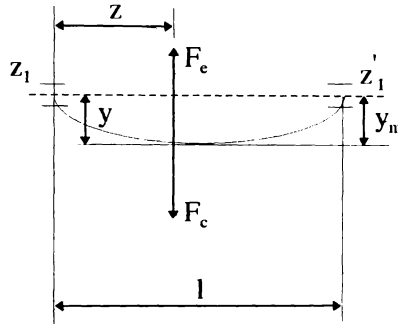


Fig. 1.7. Rotor flexibil cu dezechilibru plasat la o distanță oarecare z de unul din lagăre.

Pentru sistemul cu un grad de libertate (vezi fig.1.6) dacă suspensia se consideră rigidă, viteza unghiulară critică se obține cu relația [1]:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{48EI}{ml^3}}, \quad (1.30)$$

unde l este distanța între lagăre.

În cele de mai sus rotorul flexibil a fost considerat ca un ax flexibil la mijlocul căruia este concentrată masa m (fig.1.6) rezultând un sistem cu un grad de libertate. În cazul în care, pe axul flexibil așezăm n discuri, sistemul obținut este un rotor flexibil cu n frecvențe de rezonanță și deci cu n grade de libertate. În situațiile descrise, masa rotorului și excentricitățile au o distribuție de-a lungul axului, dar sistemul rămâne cu parametri concentrați. Cazul cel mai general, prezentat în [21], este cel în care rotorul sprijinit pe lagăre elastice este un sistem cu parametri distribuiți (vezi fig.1.8). La rotorul prezentat, în cazul cel mai general, masa acestuia, m , excentricitatea, e și rigiditatea la încovoiere, EI sunt funcție de z .

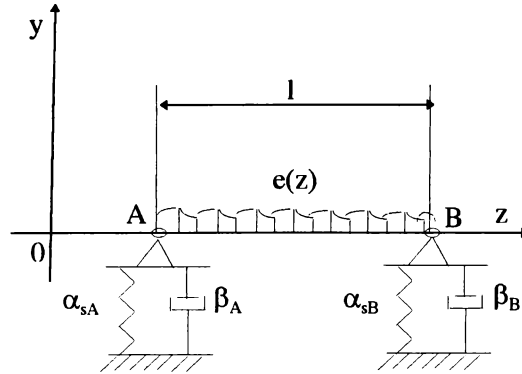


Fig. 1.8. Rotor flexibil pe lagăre elastice

În cazul unui rotor simetric, având masa uniform distribuită și rigiditatea la încovoiere constantă, plasat pe 2 suporturi identice, ecuația care descrie mișcarea acestuia în planul yOz este:

$$EI \frac{\delta^4 y(z,t)}{\delta z^4} + m \frac{\delta^2 y(z,t)}{\delta t^2} = m\omega^2 e(z) \cos\omega t, \quad (1.31)$$

cu condițiile de la capetele A și B:

$$EI \frac{\delta^2 y(z,t)}{\delta z^2} = 0, \quad (1.32)$$

$$EI \frac{\delta^3 y(z,t)}{\delta z^3} = -\frac{1}{\alpha_{sA}} y(z,t) - \beta_A \frac{\delta y(z,t)}{\delta t}, \quad (1.33)$$

pentru $z=0$ și respectiv $z=l$.

Obținerea frecvențelor naturale se face prin egalarea membrului drept al relației (1.31) cu zero. Rezultă o ecuație de tipul celei care caracterizează vibrațiile transversale ale unei bare libere (vezi relația (1.7)). Deci, considerațiile referitoare la formele modurilor naturale de vibrație precum și relația de calcul (1.8) a frecvențelor naturale, rămân valabile cu observația că, fenomenele sunt diferite.

1.3.3. Considerații privind delimitarea rotoare rigide - rotoare flexibile

După cum s-a arătat în paragrafele anterioare fenomenul de deformare a axei de simetrie a rotorului apare o dată cu creșterea vitezei de rotație. De aceea, o primă clasificare a rotoarelor se poate face după acest criteriu. În literatura de specialitate [24], un rotor se consideră rigid dacă se rotește cu o viteză unghiulară ω ce satisface relația:

$$\omega \leq 0,05 \cdot \omega_c. \quad (1.34)$$

În gama de turație $[0,05 \div 0,5] \cdot \omega_c$, rotorul se poate echilibra cu metode corespunzătoare rotoarelor rigide, funcție și de cerințele impuse echilibrării. Valoarea $0,5 \cdot \omega_c$ nu e unanim acceptată de autori astfel că întâlnim și alte valori ale turațiilor de la care rotorul trebuie considerat flexibil, valori încadrate în intervalul $[0,3 \div 0,8] \cdot \omega_c$ [17]. Deci din punct de vedere al vitezelor de rotație delimitarea între rigid și flexibil nu e foarte strictă.

Un alt criteriu, întâlnit în [17], este clasificarea rotoarelor după mărimea raportului între încovoiere și deplasarea dinamică față de axa de rotație. Ținând cont de notațiile introduse în paragraful 1.3.1, clasificarea se face în funcție de deplasarea dinamică relativă Y . Astfel, pentru $Y \in [0 \div 0,1]$ rotoarele se consideră rigide iar pentru valori ale lui Y mai mari decât 0,1, flexibile. În cazul în care $Y \in [0,1 \div 0,3]$ se recomandă utilizarea echilibrării cu 3 planuri de corecție, iar pentru $Y \in [0,3 \div 0,8]$ se vor utiliza mai multe planuri funcție de precizia necesară echilibrării.

Delimitarea corectă făcută între rotoare flexibile și rotoare rigide are o deosebită importanță pentru că permite alegerea metodei de echilibrare corespunzătoare celor 2 tipuri de rotoare. Aplicarea metodelor de echilibrare de la rotoarele rigide (în 2 planuri) la rotoarele flexibile conduce la erori considerabile care determină, în ultimă instanță, uzura mai rapidă a acestora, precum și a lagărelor.

În cazul în care se dorește echilibrarea rotorului, astfel încât acesta să poată lucra la o turație mai mare decât ω_c , se vor utiliza metode de echilibrare a rotoarelor flexibile ce vor fi prezentate în capitoul următor. În practică, este necesară echilibrarea rotorului, în prealabil, la o turație la care rotorul se poate considera rigid. În continuare, pe măsura creșterii turației de echilibrare, se aplică una din metodele de echilibrare a rotoarelor flexibile, ce permit echilibrarea rotorului până la turația nominală de lucru.

CAP 2. METODE DE ECHILIBRARE A ROTOARELOR FLEXIBILE

Considerăm rotorul din figura 2.1. Sistemul $Oxyz$ este legat de rotor, originea acestuia fiind situată în unul din lagăre. Pentru echilibrarea acestuia este necesar să determinăm excentricitatea $e(z)$ în fiecare punct al lui și apoi, fie prin adăugare, fie prin îndepărtare de material, să o anulăm.

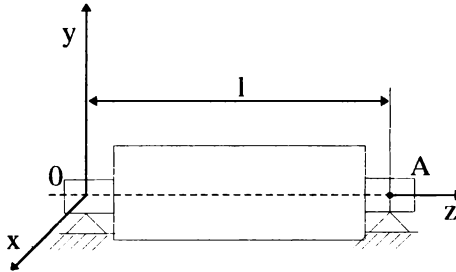


Fig. 2.1. Rotor flexibil într-un sistem de axe $Oxyz$ legat de rotor.

În [28] se prezintă metoda de calcul a excentricității distribuite.

Pentru rotorul din fig. 2.1, ecuația parametrică a axei lui este descrisă de:

$$\begin{cases} x = x(z, \omega) \\ y = y(z, \omega) \end{cases} \quad (2.1)$$

Excentricitatea $e(z)$ se poate descompune pe cele 2 direcții perpendiculare Ox și Oy sub forma:

$$\begin{cases} e_x = e_x(z) \\ e_y = e_y(z) \end{cases} \quad (2.2)$$

În cele ce urmează vom determina excentricitatea e_y , calculele pentru cealaltă proiecție fiind asemănătoare.

Intensitatea solicitării distribuite q este dată de relația:

$$q = \frac{\delta^2 M}{\delta z^2} = m\omega^2(y + e), \quad (2.3)$$

unde M reprezintă momentul de curbura al forțelor de dezechilibru.

Ecuația de mai sus se poate aduce la forma:

$$\alpha_1(z)K(z, \omega) + \alpha_2(z)[K(z, \omega)]' + \alpha_3(z)[K(z, \omega)]'' - \omega^2 e_y(z) = \omega^2 y(z, \omega), \quad (2.4)$$

unde K este curbura axei elastice a rotorului în fiecare punct al axei Oz , iar celelalte mărimi sunt date de:

$$\alpha_1(z) = \frac{[EI(z)]''}{m(z)}; \quad \alpha_2(z) = 2 \cdot \frac{[EI(z)]'}{m(z)}; \quad \alpha_3(z) = \frac{EI(z)}{m(z)}. \quad (2.5)$$

Presupunând că putem determina încovoierea axului $y(z)$, rezultă că în ecuația (2.4) avem 4 elemente necunoscute $\alpha_1(z)$, $\alpha_2(z)$, $\alpha_3(z)$ și $e_1(z)$. Pentru a le calcula, determinăm încovoierea axului la 4 frecvențe diferite și rezolvăm sistemul obținut prin scrierea relației (2.4) pentru fiecare din aceste frecvențe.

Analog, se determină și $e_x(z)$ astfel că, în final, cunoaștem excentricitatea distribuită $e(z)$.

Pentru determinarea valorii masei distribuite $m(z)$ utilizăm relația:

$$m(z) = \frac{1}{\alpha_3} \exp \left[\int_0^z \frac{\alpha_2}{2\alpha_3} dz \right]. \quad (2.6)$$

Cunoscând masa dezechilibrantă distribuită și excentricitatea distribuită se poate determina corecția de masă distribuită și locul de amplasare pe suprafața rotorului.

Metoda prezentată mai sus se bazează pe cunoașterea încovoierii axei rotorului în oricare punct de-a lungul axei Oz. Această determinare, în practică, este foarte greu de realizat, deoarece numărul de traductoare plasate pe lungimea rotorului este limitat. Pe de altă parte, corecția de masă ar trebui făcută pe toată suprafața rotorului prin aplicarea unei benzi cu distribuția de masă dată de relația (2.6). Și acest lucru este aproape imposibil de realizat în practică și total ineficient datorită manoperei foarte ridicate și a timpului îndelungat care conduce la echilibrarea rotorului.

În practică, s-au căutat metode care să permită echilibrarea rotorului prin măsurarea încovoierii axei lui de rotație în câteva puncte, iar corecțiile de masă să se facă într-un număr finit de planuri de corecție, plasate transversal pe axa rotorului.

2.1. METODA MODALĂ DE ECHILIBRARE A ROTOARELOR FLEXIBILE

Metoda modală presupune echilibrarea rotoarelor flexibile în raport cu formele oscilațiilor libere.

Modurile naturale ale unui rotor ce se învâртеște uniform în jurul axei Oz (vezi fig. 2.1) satisfac condiția de ortogonalitate, adică:

$$\int_0^l A\rho(z)\Phi_j(z)\Phi_k(z) = \begin{cases} 0 & (j \neq k) \\ Q & (j = k) \end{cases} \quad (2.7)$$

unde: $\Phi_j(z)$ și $\Phi_k(z)$ sunt funcții caracteristice corespunzătoare modului j și respectiv k ,

$A\rho(z)$ - masa rotorului pe unitatea de lungime.

Excentricitatea $e(z)$ o vom exprima în sistemul de axe $Oxyz$ ce se rotește împreună cu corpul, sub forma:

$$e(z) = \sum_{k=1}^{\infty} b_k \Phi_k(z), \quad (2.8)$$

iar încovoierea:

$$y(z) = \sum_{k=1}^{\infty} a_k \Phi_k(z). \quad (2.9)$$

În [29] se arată că relația de legătură între a_k și b_k este:

$$a_k = \frac{1}{\left(\frac{\omega_k}{\omega}\right)^2 - 1 + j \frac{\beta_k}{\omega}} b_k, \quad (2.10)$$

unde:

$$\beta_k = \int_0^l \beta(z) \Phi_k^2(z) dz,$$

$\beta(z)$ - coeficient de amortizare,

ω_k - viteza unghiulară critică k ,

ω - viteza unghiulară a rotorului.

Dacă se neglijează efectul amortizării ($\beta_k=0$) obținem:

$$a_k = \frac{1}{\left(\frac{\omega_k}{\omega}\right)^2 - 1} b_k, \quad (2.11)$$

și deci, componentele modale ale încovoierii se află în același plan longitudinal cu componentele modale ale excentricității.

Metoda de echilibrare modală se bazează pe anularea fiecărei componente modale a excentricității $e(z)$. Aceasta presupune să determinăm un set de mase discrete m_i plasate la distanțele z_i de originea O a sistemului și la o depărtare r_i de axa de rotație Oz . Pentru ca să se anuleze componenta modală k a dezvoltării lui $e(z)$ este necesar să fie îndeplinită condiția:

$$b_k + \sum_{i=1}^n \frac{m_i r_i \Phi_k(z_i)}{Q} = 0. \quad (2.12)$$

Anularea unei componente modale nu trebuie să conducă la excitarea altora. Astfel, la condiția (2.12) trebuie adăugate următoarele relații:

$$\sum_{i=1}^n m_i r_i \Phi_j(z_i) = 0, \quad j = \overline{1, \infty}, \quad j \neq k \quad (2.13)$$

cu Φ_j notându-se oricare din celelalte moduri diferite de k .

În practică, deoarece rotoarele au o viteză maximă de lucru, este suficient ca echilibrarea să conducă la anularea tuturor componentelor modale aflate sub această viteză și eventual unul sau două moduri deasupra ei.

Presupunem că dorim să anulăm primele N forme modale ale rotorului. În cazul în care primele $N-1$ moduri au fost deja anulate este necesar să rezolvăm un sistem de N ecuații cu n necunoscute. Cele N ecuații se obțin din relația (2.12) scrisă pentru componenta modală N și din relația (2.13) scrisă pentru primele $N-1$ moduri, adică $j = \overline{1, N-1}$.

Mărimile Q și b_N , care intervin în ecuația (2.12) particularizată pentru componenta modală n , se determină prin porniri cu mase de probă. În general, coordonatele z_i sunt cunoscute datorită alegerii inițiale a planurilor de echilibrare. Ca necunoscute se consideră cele n produse $m_i r_i$. Pentru ca sistemul să fie compatibil este necesar ca n să fie mai mare sau egal cu N , iar pentru un sistem compatibil unic determinat este necesar ca numărul de planuri de echilibrare să fie egal cu numărul modurilor ce se doresc a fi anulate ($n=N$).

În cele de mai sus, nu s-a considerat rotorul ca fiind echilibrat la o turație, foarte joasă, la care nu se manifestă caracterul flexibil al acestuia. În cazul în care acest lucru a fost făcut, este necesar ca la sistemul obținut să se adauge 2 ecuații care determină păstrarea echilibrării rotorului considerat rigid:

$$\sum_{i=1}^n m_i r_i = 0, \quad (2.14)$$

$$\sum_{i=1}^n m_i r_i z_i = 0. \quad (2.15)$$

În [31] se propune o metodă de echilibrare ce nu necesită nici cunoașterea formelor proprii ale rotorului și nici modul de lucru în apropierea vitezelor critice. Metoda se bazează pe utilizarea seriilor Fourier care satisfac condiția de ortogonalitate (2.7). În prima etapă se măsoară încovoiera axului rotorului la câteva viteze de rotație. Proiecția încovoierii în planul yOz se poate scrie sub forma:

$$y(z) = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^n A_k \sin\left(\frac{\pi k z}{l} + \alpha_k\right). \quad (2.16)$$

Se aplică apoi un sistem de greutateți de probă astfel încât:

$$Q_y(z) = c \cdot y(z) = \frac{B_0}{2} + \sum_{k=1}^n B_k \sin\left(\frac{\pi kz}{l} + \alpha_k\right), \quad (2.17)$$

unde c este o constantă.

Se măsoară proiecția încovoierii în planul yOz în urma aplicării sistemului de greutateți $Q(z)$ și descompunând-o în serie Fourier, obținem:

$$y_Q(z) = \frac{D_0}{2} + \sum_{k=1}^n D_k \sin\left(\frac{\pi kz}{l} + \alpha_k\right). \quad (2.18)$$

Sistemul necunoscut al greutateților de echilibrare îl putem scrie sub forma:

$$Q_y(z) = \frac{H_0}{2} + \sum_{k=1}^n H_k \sin\left(\frac{\pi kz}{l} + \alpha_k\right). \quad (2.19)$$

Dacă se consideră că între dezzechilibru și încovoieră există o relație liniară pentru termeni identici ai descompunerii, se pot scrie relațiile:

$$\frac{H_k \sin\left(\frac{\pi kz}{l} + \alpha_k\right)}{B_k \sin\left(\frac{\pi kz}{l} + \alpha_k\right)} = \frac{A_k \sin\left(\frac{\pi kz}{l} + \alpha_k\right)}{(D_k - A_k) \sin\left(\frac{\pi kz}{l} + \alpha_k\right)}, \quad (2.20)$$

și deci:

$$H_0 = \frac{A_0 B_0}{D_0 - A_0}; \quad H_1 = \frac{A_1 B_1}{D_1 - A_1}; \quad H_2 = \frac{A_2 B_2}{D_2 - A_2}; \quad \dots; \quad H_n = \frac{A_n B_n}{D_n - A_n}. \quad (2.21)$$

Analog se determină și proiecția sistemului de greutateți de echilibrare în planul xOz , $Q_x(z)$.

Precizia de echilibrare crește pe măsură ce numărul n este mai mare, adică, aproximarea încovoierii se face mai bine cu cât numărul termenilor din serie este mai mare. Referitor la vitezele de echilibrare, în articol, se face precizarea că teoretic pot fi alese arbitrar. Practic, se recomandă a fi acele viteze care evidențiază efectul celor mai periculoase componente ale dezzechilibrului.

O analiză a avantajelor și dezavantajelor utilizării metodei modale de echilibrare a rotoarelor flexibile se face în [15]. Astfel, principalele avantaje care pot fi evidențiate sunt:

a) numărul de porniri în vederea echilibrării la frecvența cea mai înaltă este minim,

b) se poate obține o sensibilitate ridicată la echilibrarea la viteza cea mai ridicată,

c) este posibilă echilibrarea unui anumit mod fără a fi afectate alte moduri (de obicei interesază cele mai joase),

d) procedura poate fi realizată empiric, singurul lucru cunoscut fiind caracterul modal de răspuns al rotorului dezzechilibrat; totuși, în practica

actuală, mai des se utilizează determinarea analitică a formelor modale decât cea empirică.

Principalele dezavantaje ale metodei sunt:

a) ipoteza că modurile de vibrație sunt planare s-ar putea să nu fie acceptabilă în sisteme de rotoare cu un grad important de amortizare sau în care se manifestă efecte de interacțiune în lagăre,

b) în cele mai multe cazuri se cere o cunoaștere precisă a dinamicii sistemului,

c) utilizarea metodei reclamă un operator foarte competent cu experiență în domeniu,

d) echilibrarea se bazează pe măsurările vibrațiilor provenite de la unul sau doi senzori pentru un anumit mod ceea ce poate duce la erori cu privire la o echilibrare uniformă a rotorului,

e) în cele mai multe cazuri nu se pretează procesului de automatizare și nu se poate utiliza ușor în activitatea productivă,

f) adesea, în cazul echilibrării unui anumit mod, urmărindu-se doar neexcitarea modurilor mai joase, se ajunge la excitarea unor moduri mai înalte decât cel supus echilibrării (în teorie se arată că se poate elimina acest neajuns prin adăugarea unor planuri de echilibrare suplimentare).

2.2. METODA COEFICIENȚILOR DE INFLUENȚĂ PENTRU ECHILIBRAREA ROTOARELOR FLEXIBILE

În cazul utilizării coeficienților de influență pentru echilibrarea rotoarelor flexibile se consideră că dezechilibrul este concentrat în anumite planuri transversale pe axa rotorului, numite planuri de corecție. În figura 2.2 se prezintă un rotor flexibil pe care s-au ales k planuri de echilibrare. Numărul k este funcție de numărul de viteze critice aflate sub viteza de lucru și de numărul de suporturi (suma lor sau cu puțin mai mare decât ea [44]) iar poziția de-a lungul axei rotorului este stabilită funcție de posibilitățile de aplicare a maselor de corecție.

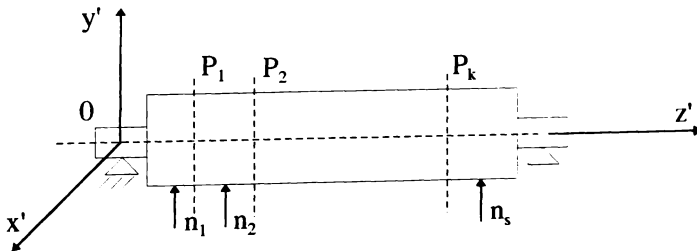


Fig. 2.2. Rotor flexibil cu k planuri de echilibrare și traductoare plasate de-a lungul lui

Dacă nu există restricții din acest punct de vedere, atunci se pot alege arbitrar coordonatele planurilor $P_1 \div P_k$. Rotorul este echivalent cu un sistem cu k discuri plasate pe un ax de masă neglijabilă (fig. 2.3).

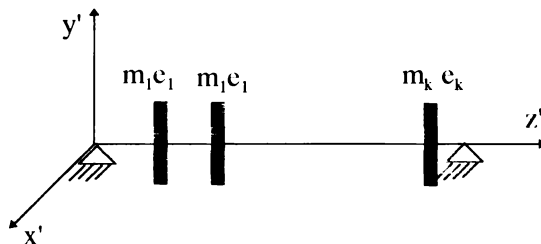


Fig. 2.3. Sistem rotoric cu k discuri plasate pe un ax cu masă neglijabilă

Fiecare disc are masa m_j iar centrul de greutate C_j se află situat față de axa Oz' la o distanță al cărei modul s-a notat cu e_j ($j = \overline{1, k}$). Dezechilibrul discului j îl vom nota prin vectorul \overline{w}_j al cărui modul și fază sunt date de relațiile:

$$|\overline{w}_j| = m_j e_j, \quad (2.16)$$

$$\arg \overline{w}_j = \varphi_j. \quad (2.17)$$

Întorcându-ne la figura 2.2, remarcăm că, de-a lungul rotorului au fost plasate n_s traductoare. Măsurând vibrațiile, cu frecvența egală cu cea de rotație a sistemului, obținem după direcția fixă Ox' , în cazul traductorului i :

$$x'_i = x_{m_i} \cos(\omega t + \beta_i). \quad (2.18)$$

În sistemul legat de rotor, introducem noțiunea de vector de dezechilibru \overline{v}_i ale cărui modul și fază sunt:

$$|\overline{v}_i| = x_{m_i}, \quad (2.19)$$

$$\arg \overline{v}_i = \beta_i. \quad (2.20)$$

Utilizarea metodei de echilibrare pe baza coeficienților de influență se poate face dacă sunt îndeplinite următoarele două ipoteze [15].

Prima, presupune că vectorii de dezechilibru sunt proporționali cu o excentricitate de masă plasată arbitrar de-a lungul rotorului.

A doua ipoteză se referă la respectarea principiului superpoziției care, în acest caz, ne arată că mai multe excentricități de masă discrete, distribuite de-a lungul rotorului, determină într-un punct, un vector de dezechilibru, egal cu rezultanta vectorilor de dezechilibru obținuți pentru fiecare excentricitate de masă în parte.

În [38,39] se arată că pentru sistemul din figura 2.3, dacă neglijăm efectul giroscopic, proiecțiile încovoierii axului în planurile yOz și respectiv xOz într-un punct i , $i = \overline{1, n_s}$ au forma:

$$y_i = \sum_{j=1}^k m_j p_{ij} \omega^2 (y_j + e_{yj}), \quad (2.21)$$

$$x_i = \sum_{j=1}^k m_j p_{ij} \omega^2 (x_j + e_{xj}), \quad (2.22)$$

unde p_{ij} este coeficientul de influență.

Se observă că avem un sistem liniar de ecuații algebrice. Rezolvându-l și ținând cont că y_i și x_i sunt proporționale cu proiecțiile vectorului de dezechilibru \bar{v}_i pe axele Oy și Ox putem scrie:

$$\bar{v}_i = \sum_{j=1}^k \bar{\alpha}_{ij} \bar{w}_j, \quad i = \overline{1, n_s} \quad (2.23)$$

unde $\bar{\alpha}_{ij}$ este coeficientul de influență vectorial.

Pentru echilibrarea sistemului sunt necesare n măsurări de vibrații pentru a determina răspunsul rotorului. În general, cele n măsurări se obțin cu ajutorul celor n_s traductoare pentru fiecare din cele n_o viteze de echilibrare, astfel că:

$$n = n_s \cdot n_o. \quad (2.24)$$

Procedura de echilibrare nu reclamă utilizarea acelorași senzori pentru fiecare viteză de echilibrare și nici măcar același număr de senzori pentru fiecare viteză de echilibrare.

Dacă vectorii de dezechilibru îi scriem sub forma unei matrici coloană n dimensionale, V , sistemul (2.23) se poate scrie sub forma matriceală:

$$V = A \cdot W, \quad (2.25)$$

unde: A - matricea coeficienților de influență având dimensiunea $n \cdot k$ formată din coeficienții $\bar{\alpha}_{ij}$ ce depind și de frecvența rotorului,

W - matrice coloană k -dimensională a dezechilibrelor concentrate \bar{w}_j .

Coeficienții $\bar{\alpha}_{ij}$ se determină practic prin aplicarea a câte unei mase de probă, pe rând, în fiecare plan de corecție și măsurarea corespunzătoare a celor n vectori de dezechilibru. Formula de calcul este:

$$\bar{\alpha}_{ij} = \frac{\bar{v}_{ij} - \bar{v}_{i0}}{t_j}, \quad (2.26)$$

unde: \bar{v}_{i0} - vectorul de dezechilibru inițial corespunzător celei de-a i -a măsurare de vibrație,

\bar{v}_{ij} - vectorul de dezechilibru corespunzător celei de-a i -a măsurare de vibrație dacă în planul j s-a instalat o greutate de probă,

\bar{t}_j - vector ce caracterizează dezechilibrul introdus de masa de probă, modulul și faza acestuia calculându-se pe baza relațiilor (2.16) și (2.17).

Rezultă că sunt necesare $(k+1)$ porniri de probă (inclusiv cea pentru determinarea vectorilor de dezechilibru inițiali).

După determinarea coeficienților de influență, practic, se cere rezolvarea unei ecuații în care necunoscute au rămas elementele unei matrici coloană k -dimensionale, W_m :

$$A \cdot W_m + V_0 = 0, \quad (2.27)$$

unde prin V_0 s-a notat matricea n dimensională a vectorilor de dezechilibru inițiali.

Avantajele utilizării metodei de echilibrare cu ajutorul coeficienților de influență sunt [15]:

a) sunt necesare cunoștințe inițiale minime cu privire la dinamica rotorului,

b) se poate ușor automatiza și de asemenea, este posibilă utilizarea calculatorului,

c) permite obținerea unor erori pătratice minime, indiferent de numărul de traductoare de vibrații utilizate,

d) se pot evalua și compensa erorile de măsurare.

Principalele dezavantaje subliniate în același articol sunt:

a) este necesară utilizarea unui număr mare de porniri la viteze ridicate de echilibrare,

b) dacă modurile mai joase nu sunt suficient echilibrate, este dificil de realizat măsurări precise în apropierea modurilor înalte,

c) pot exista planuri de echilibrare neinterdependente ceea ce nu va conduce la o echilibrare a rotorului.

2.3. METODA UNIFICATĂ DE ECHILIBRARE A ROTOARELOR FLEXIBILE

Metoda unificată de echilibrare a rotoarelor flexibile, prezentată în [15,48], își propune să combine cele două metode analizate mai sus astfel încât să elimine dezavantajele lor și în același timp să permită obținerea avantajelor specificate în paragrafele anterioare. Metoda se bazează pe utilizarea corecțiilor de masă sub forma unui set modal. Determinarea maselor necesită cunoștințe minime legate de dinamica rotorului și se face prin metode experimentale.

Presupunem că dorim echilibrarea unui rotor de tipul celui din figura 2.2 adică avem k planuri de corecție și posibilitatea de a măsura n vectori de dezzechilibru.

Metoda unificată realizează echilibrarea fiecărei forme modale în parte, în ordinea crescătoare a turațiilor caracteristice. Vom considera că au fost deja echilibrate primele $k-1$ forme modale. Echilibrarea formei modale k va trebui să conserve starea de echilibrare a celorlalte moduri. Scriind ecuația (2.25) pentru $n-1$ vectori de dezzechilibru ce caracterizează primele $k-1$ moduri de vibrație, avem:

$$V_{n-1} = A \cdot W = 0, \quad (2.28)$$

unde: A - matricea coeficienților de influență având dimensiunea $(n-1) \cdot k$.

W - matricea coloană k -dimensională a dezzechilibrelor din planurile $P_1 \div P_k$.

Considerăm dezzechilibrul \bar{w}_k parametru al sistemului (2.28) și vom determina celelalte dezzechilibre funcție de acest parametru. Relația (2.28) o putem scrie sub forma:

$$A' \cdot W' + A_k \cdot \bar{w}_k = 0, \quad (2.29)$$

unde: A' - matricea coeficienților de influență cu dimensiunea $(n-1) \cdot (k-1)$.

W' - matrice coloană $(k-1)$ dimensională.

A_k - matrice coloană $(n-1)$ dimensională, provenită prin extragerea coloanei k din matricea A ,

\bar{w}_k - dezzechilibrul din planul k .

Matricea coloană W' ne arată modul de distribuție a dezzechilibrului în planurile $P_1 \div P_{(k-1)}$ funcție de dezzechilibrul din planul k . Setul de dezzechilibre astfel obținut îl vom numi set modal de dezzechilibre.

Obținerea setului modal de dezzechilibre depinde de dezzechilibrul din planul k și de matricea coeficienților de influență. Pentru determinarea matricii coeficienților de influență se folosește procedura expusă în paragraful 2.2. obținându-se elementele lui A' și A_k . Remarcăm faptul că sunt necesare măsurări în apropierea modurilor mai joase decât cel care se echilibrează.

Pasul următor în procesul de echilibrare este să determinăm coeficienții de influență modală pe care-i notăm cu $\bar{\beta}_i$, $i = \bar{1}, n$. Ei se obțin în urma măsurării vibrațiilor inițiale \bar{v}_{i0} și apoi a vibrațiilor \bar{v}_i după instalarea unui set modal de dezzechilibre caracterizat de dezzechilibrul \bar{t}_k . Coeficienții de influență modală se obțin pe baza relației:

$$\bar{\beta}_i = \frac{\bar{v}_i - \bar{v}_{i0}}{\bar{t}_k}. \quad (2.30)$$

Pentru calculul dezechilibrelor, ce trebuie să fie introduse în planurile $P_1 \div P_k$ pentru a anula dezechilibrele inițiale, este necesar să determinăm doar dezechilibrul de corecție \bar{w}_{mk} , celelalte rezultând din setul modal.

Avantajele legate de utilizarea metodei unificate de echilibrare sunt [15]:

- a) nu este necesară cunoașterea apriorică a modurilor de vibrație ale rotorului; este utilă o cunoaștere aproximativă a turațiilor critice,
- b) modurile se pot echilibra independent, astfel încât nu este afectată echilibrarea altor moduri echilibrate anterior,
- c) față de metoda modală, forma de încovoiere a axului nu trebuie să fie planară,
- d) se pot obține sensibilități ridicate de măsurare datorită lucrului la viteze apropiate de cele critice,
- e) se utilizează un număr minim de porniri de probă la echilibrarea celui mai înalt mod,
- f) dacă la o viteză, încovoierea este nesensibilă, schimbarea ei nu implică mărirea volumului de muncă, în timp ce, la metoda coeficienților de influență, este necesară o nouă determinare a coeficienților,
- g) metoda se pretează producției de serie dacă se memorează coeficienții modali de influență.

Metoda prezintă dezavantajul unor calcule laborioase și a unei proceduri ce la prima vedere pare complicată și neaccesibilă unui operator neinstruit. Utilizarea calculatorului și a unui program conversațional cu operatorul pot duce la eliminarea dezavantajelor de mai sus.

Un alt dezavantaj constă în necesitatea dispunerii de mase de probă cunoscute cu mare precizie și având valori într-o gamă largă. Aplicarea relațiilor de calcul a setului modal poate duce la valori ale maselor de probă ce nu se află la dispoziția operatorului ceea ce complică procesul de echilibrare.

2.4. ECHILIBRAREA ROTOARELOR FLEXIBILE PRIN METODA COEFICIENȚILOR DE INFLUENȚĂ FĂRĂ MASE DE PROBĂ

În cazul în care rotorul are forme complicate este foarte dificil să se determine modurile de vibrație ale acestuia. De aceea, metoda coeficienților de influență ne apare ca cea mai atractivă. Pentru aplicarea ei, așa cum s-a arătat în paragraful 2.2., este necesar să se determine coeficienții de influență $\bar{\alpha}_{ij}$ ai matricii A . Determinarea lor se face cu mase de probă. Apoi, pe baza relației (2.27), se determină masele de corecție.

În cele ce urmează, propun dezvoltarea unei metode de echilibrare fără utilizarea maselor de probă. În plus, prin metoda propusă, valorile

coeficienților de influență se reactualizează după fiecare ciclu de echilibrare ceea ce permite obținerea unei viteze de echilibrare sporite.

Pentru a ilustra metoda propusă, să considerăm un rotor flexibil, ca cel prezentat în figura 2.2., ce se dorește a fi echilibrat la 2 turații critice, măsurările încovoierii acestuia făcându-se cu ajutorul a 3 traductoare. Conform cu relația (2.24) rezultă $n=6$ și de aceea vom alege numărul planurilor de echilibrare $k=6$.

Coficienții de influență $\bar{\alpha}_{ij}$ ce formează matricea A îi vom considera, inițial, ca având valori arbitrare. Se măsoară vectorii de dezechilibru inițiali \bar{v}_{i0} , $i = \overline{1,6}$ obținându-se matricea V .

Se alege arbitrar unul din planurile de echilibrare din care se va extrage arbitrar o cantitate de material dintr-o poziție aleatoare. Alegerile făcute nu au la bază nici un criteriu. Este necesar însă, ca în urma alegerii făcute, să fie bine cunoscute masa îndepărtată și poziționarea ei într-un sistem de axe legat de rotor. Să presupunem că, în unul din planurile de echilibrare (de ex. planul j), se efectuează o îndepărtare de material, de masă și poziție cunoscute, obținându-se vectorul \bar{t}_j . Se măsoară din nou vectorii de dezechilibru, obținându-se valorile \bar{v}_{i1} , $i = \overline{1,6}$. Se pot determina astfel coeficienții $\bar{\alpha}_{ij}$, $i = \overline{1,6}$ ai matricii A (coloana j) pe baza relației:

$$\bar{\alpha}_{ij} = \frac{\bar{v}_{i1} - \bar{v}_{i0}}{\bar{t}_j}. \quad (2.31)$$

Se reconstituie matricea coeficienților de influență A , unde coloana j se înlocuiește cu coeficienții $\bar{\alpha}_{ij}$, $i = \overline{1,6}$ determinați anterior. Se rezolvă apoi, ecuația:

$$A \cdot W = V, \quad (2.32)$$

obținându-se soluția:

$$W = A^{-1} \cdot V, \quad (2.33)$$

unde matricea W este o matrice coloană ce conține ca elemente \bar{w}_j , $j = \overline{1,6}$ vectori ce caracterizează dezechilibrul din planurile j .

Dintre elementele matricii W se alege elementul ce are modulul cel mai mare:

$$\bar{t}_j = \max |\bar{w}_j|, \quad j = \overline{1,6}. \quad (2.34)$$

Se aplică apoi, procedura descrisă mai sus, calculându-se matricea coloană j din matricea coeficienților de influență A (pe baza relației (2.31)). În continuare, cu noile valori actualizate ale coeficienților de influență, se aplică relația (2.33) și apoi din nou (2.34).

Determinarea maselor ce trebuie să îndepărtate pentru obținerea echilibrării și alegerea masei, în modul, de valoarea cea mai mare (pe baza relației (2.34)), încheie fiecare ciclu iterativ descris mai sus. La sfârșitul ciclului se testează dacă masa \bar{t}_j , în modul, nu este mai mică decât o masă reziduală echivalentă corespunzătoare clasei de echilibrare dorite, ce este permisă a rămâne neechilibrată:

$$|\bar{t}_j| \leq \left| \frac{e \cdot M}{r} \right|, \quad (2.35)$$

unde: e - dezechilibru rezidual admisibil conform clasei de echilibrare dorite,

M - masa rotorului,

r - distanța față de axa de rotație la care se efectuează îndepărtarea de material pentru echilibrarea rotorului.

În cazul în care inegalitatea (2.35) este satisfăcută, procesul de echilibrare se oprește.

Metoda descrisă anterior, prezintă toate avantajele metodei de echilibrare pe baza coeficienților de influență. În plus, prin procedeul descris mai sus, se elimină pornirile de probă pentru determinarea coeficienților de influență. De asemenea, calculul coeficienților după fiecare iterație determină eliminarea eventualelor neliniarități între vectorii de dezechilibru și excentricitățile de masă în întreg domeniul, de la starea inițială de rotor neechilibrat până la starea finală de rotor echilibrat. De altfel, dacă metoda coeficienților de influență presupune existența proporționalității în întreg intervalul de dezechilibre de la 0 la valoarea inițială, metoda propusă în acest paragraf consideră valabilă existența proporționalității de porțiuni. Acest lucru, conduce, evident, la performanțe de echilibrare superioare și o convergență a procesului de echilibrare mai rapidă, îndeosebi în cazul dezechilibrelor foarte mici.

Dacă ținem cont de relațiile (1.9) și (1.10) vom putea scrie următoarele relații simplificate:

$$y = (az^2 - bz^3)P, \quad z \leq z_0 \quad (2.36)$$

și respectiv :

$$y' = (a'z'^2 - b'z'^3)P, \quad z' \leq l - z_0 \quad (2.37)$$

unde a, b, a', b' sunt coeficienți ce depind de z_0 și se pot determina pe baza relațiilor (1.9) și (1.10) prin identificarea coeficienților.

Considerând că acțiunea forței concentrate P este echivalentă cu un dezechilibru concentrat, rezultă că, pe baza relațiilor (2.36) și (2.37), avem expresia influenței acestuia asupra încovoierii barei. În consecință, matricea coeficienților de influență va avea coloana j cu următoarea structură:

$$\begin{bmatrix} \alpha_{1j}(a_j z_1^2 - b_j z_1^3) \\ \alpha_{2j}(a_j z_2^2 - b_j z_2^3) \\ \vdots \\ \alpha_{jj} \\ \alpha_{j+1j} \left[a_j'(l - z_{j+1})^2 - b_j'(l - z_{j+1})^3 \right] \\ \vdots \\ \alpha_{kj} \left[a_j'(l - z_k)^2 - b_j'(l - z_k)^3 \right] \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

unde $z_i, i = \overline{1, k}$ sunt coordonatele planurilor de echilibrare.

Coficienții $\alpha_{ij}, i = \overline{1, k}$, într-o primă aproximație, se pot lua egali cu α_{jj} . Rezultă că vom avea ca necunoscute doar k coeficienți, cei plasați pe diagonala principală a matricei coeficienților de influență.

Ținând cont de considerațiile de mai sus, se poate construi matricea coeficienților de influență cu coloane date de relația (2.38). Exprimarea matricei coeficienților de influență sub această formă, facilitează primii pași ai procedurii descrise în acest paragraf, măbind viteza de convergență a procesului de echilibrare.

În figura 2.4 se prezintă organigrama metodei de echilibrare cu ajutorul coeficienților de influență fără utilizarea maselor de probă.

În etapa de inițializare a algoritmului se calculează matricea A pe baza relației (2.38), coeficienții acesteia satisfacând relațiile precizate în figura 2.4. Coeficienții α_{jj} s-au considerat egali cu unitatea. Pe baza vectorilor de dezechilibru inițiali și a coeficienților inițiali ai matricei A se determină o masă dezechilibrantă \bar{u}_j corespunzătoare. Argumentul vectorului \bar{u}_j este corect determinat pe baza ipotezelor inițiale, însă, modulul este corespunzător alegerii inițiale $\alpha_{jj}=1$ neconformă cu realitatea. Pentru a obține modulul masei dezechilibrante se impune ca acesta să fie de 100 de ori mai mare decât masa dezechilibrantă, tolerată de clasa în care se dorește echilibrarea. Funcție de aceasta, se determină k_m . Un alt criteriu ar putea fi alegerea constantei k_m astfel ca valoarea masei dezechilibrante $|\bar{t}_j|$ să fie egală cu jumătatea dezechilibrului probabil maxim al rotorului, valoare rezultată în urma echilibrării unui număr mare de rotoare de același tip.

Se observă că, față de metoda propusă la începutul paragrafului, unde în faza inițială a algoritmului s-au considerat numeroase elemente arbitrare, în ultima variantă propusă s-au eliminat, pe cât posibil, situațiile de alegere arbitrară.

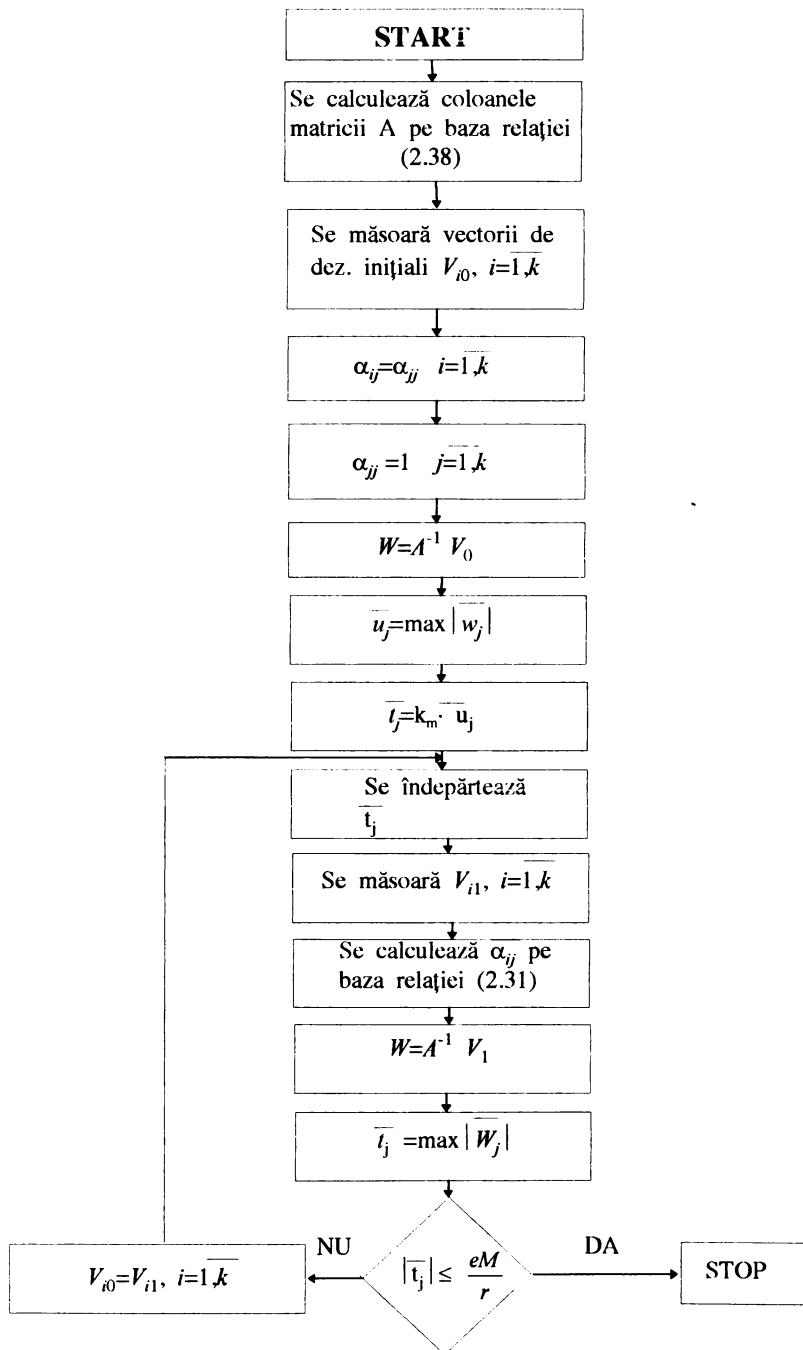


Fig. 2.4. Organigrama metodei de echilibrare fără mase de probă

Procedura de mai sus se poate aplica și altor tipuri de rotoare cu alte condiții la capete. În acest caz se modifică relațiile de calcul (2.38) a coloanelor matricei A . Celelalte etape ale algoritmului rămân identice.

Algoritmul descris în acest paragraf, se poate utiliza și în cazul rotoarelor rigide, acestea fiind echilibrate, ca un caz particular în care se lucrează la o singură frecvență, măsurarea și echilibrarea efectuându-se în 2 planuri.

2.5. ECHILIBRAREA ROTOARELOR FLEXIBILE FĂRĂ A ÎNDEPĂRTA/ADĂUGA SUCCESIV MASE PENTRU COMPENSAREA DEZECHILIBRULUI

Toate metodele descrise anterior, se bazează pe măsurarea vectorilor de dezechilibru, calculul maselor ce compensează dezechilibrul, îndepărtarea dezechilibrului (prin scoatere sau adăugare de material) și reluarea procesului până la echilibrarea rotorului. În practică, procesul de scoatere sau adăugare de material determină o mărire considerabilă a timpului de realizare a echilibrării. De asemenea, datorită crorilor inerente procesului de echilibrare, cantitatea de masă îndepărtată sau adăugată pentru realizarea echilibrării nu este minimă.

Pentru a elimina dezavantajele descrise mai sus, propun o metodă de echilibrare a rotoarelor flexibile ce nu îndepărtează (sau adaugă) succesiv mase pentru compensare. Acest proces se va efectua o singură dată la sfârșitul procesului de echilibrare.

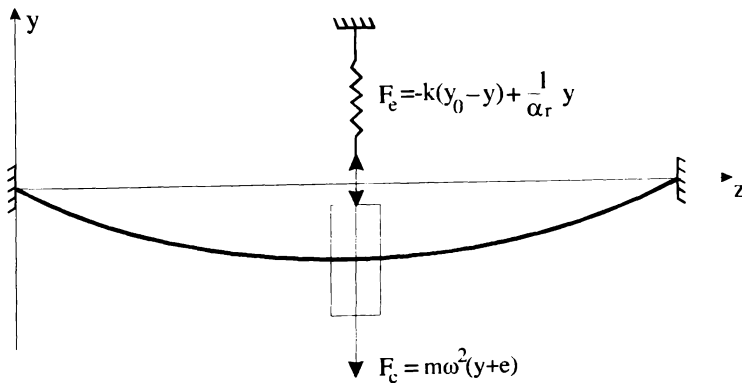


Fig. 2.5. Rotor asupra căruia acționează o forță elastică concentrată

Să considerăm un rotor asupra căruia acționează o forță elastică (vezi figura 2.5). Forța elastică acționează într-un sistem de axe legat de rotor. Presupunând că în același plan vertical, de aplicare a forței elastice,

se manifestă și dezechilibrul e al rotorului, putem scrie (vezi relațiile (1.15) și (1.16) particularizate pentru suporturi rigide):

$$m\omega^2(e + y) = -k(y_0 - y) + \frac{1}{\alpha_r}y, \quad (2.39)$$

unde ky_0 reprezintă o forță de apăsare inițială introdusă de resort (k -constanta de elasticitate a acestuia).

În cazul în care forța de apăsare este neglijabilă ($y_0 \ll y$), se modifică pulsația critică a rotorului față de relația (1.18) conform cu:

$$\omega_c = \frac{1}{m\left(\alpha_r + \frac{1}{k}\right)}. \quad (2.40)$$

Din analiza relației (2.39) se observă că termenul $-ky_0$ poate fi echivalat cu un dezechilibru e_1 , dat de relația:

$$e_1 = \frac{ky_0}{m\omega^2}. \quad (2.41)$$

În cazul în care:

$$m\omega^2 e = -ky_0, \quad (2.42)$$

rotorul devine echilibrat deoarece forța centrifugă datorată excentricității de masă este compensată de forța inițială de apăsare a resortului.

Rezultă că pentru echilibrare este necesar să se determine valoarea lui y_0 ce realizează îndeplinirea relației (2.42). Pentru aceasta se măsoară încovoierea rotorului pentru 2 valori diferite ale forței de apăsare obținute pentru y_{01} și respectiv y_{02} :

$$\begin{cases} m\omega^2(e + y_1) = -ky_{01} + (k + k_r)y_1 \\ m\omega^2(e + y_2) = -ky_{02} + (k + k_r)y_2 \end{cases} \quad (2.43)$$

Din sistemul de mai sus rezultă:

$$m = \frac{-k(y_{01} - y_{02}) + (k + k_r)(y_1 - y_2)}{\omega^2(y_1 - y_2)} \quad (2.44)$$

și respectiv:

$$e = \frac{-ky_{01} + (k + k_r)y_1}{m\omega^2} - y_1. \quad (2.45)$$

Cu ajutorul valorilor determinate mai sus se determină y_0 din relația (2.42) astfel încât să se anuleze dezechilibrul inițial.

Analizând relațiile (2.44) și (2.45) se observă că în calcularea celor 2 mărimi, intervine constanta de elasticitate a rotorului k_r . Pentru determinarea acestei constante, se poate utiliza relația de calcul a turății critice a rotorului corespunzătoare primului mod de vibrație. Astfel, în

cazul unui rotor flexibil aflat pe reazeme rigide, ținând cont de relațiile (1.18) și (1.30), rezultă prin identificare:

$$k_r = \frac{1}{\alpha_r} = \frac{48EI}{l^3}. \quad (2.46)$$

O altă posibilitate de determinare a constantei de elasticitate este cea de calculare a ei, utilizând relația (2.39). O primă variantă este de a măsura încovoierea axului rotorului la 2 frecvențe diferite și modificarea forței de apăsare, la cea de-a doua frecvență, astfel încât să obținem aceeași încovoiere. Dacă scriem relația (2.39) pentru cele 2 cazuri, avem următorul sistem:

$$\begin{cases} m\omega_1^2(e+y) = -k(y_{01}-y) + k_r y \\ m\omega_2^2(e+y) = -k(y_{02}-y) + k_r y. \end{cases} \quad (2.47)$$

Din sistemul de mai sus, prin împărțirea celor 2 relații, se elimină masa m și excentricitatea e . Constanta de elasticitate rezultă ca fiind egală cu:

$$k_r = \frac{k}{y} \cdot \frac{\omega_2^2 y_{01} - \omega_1^2 y_{02}}{\omega_2^2 - \omega_1^2} - k. \quad (2.48)$$

Forța de apăsare a resortului a fost modificată prin schimbarea deplasării y_0 . O altă variantă, este modificarea constantei de elasticitate k a resortului, ceea ce ne conduce la a treia posibilitate de determinare a lui k_r . Dacă modificăm constanta de elasticitate a resortului și efectuăm 2 măsurări ale încovoierii, la 2 turații diferite, sistemul (2.47) devine:

$$\begin{cases} m\omega_1^2(e+y) = -k_1(y_0-y) + k_r y \\ m\omega_2^2(e+y) = -k_2(y_0-y) + k_r y. \end{cases} \quad (2.49)$$

După împărțirea celor 2 egalități, se determină relația de calcul a coeficientului de elasticitate:

$$k_r = \frac{y_0 - y}{y} \cdot \frac{\omega_2^2 k_1 - \omega_1^2 k_2}{\omega_2^2 - \omega_1^2}. \quad (2.50)$$

În considerațiile de mai sus s-a presupus că, atât dezechilibrul cât și resortul, se găsește în același plan yOz în sistemul de axe legat de rotor.

În practică se măsoară încovoierea barei față de un sistem de referință legat de rotor. Să presupunem că față de sistemul de referință legat de rotor, încovoierea barei se situează într-un plan rotit cu φ . Dacă inițial resortul din figura 2.5 se află în planul de referință legat de rotor, rezultă că va trebui să deplasăm poziția resortului pe un cerc cu centrul pe axa de simetrie a rotorului, cu unghiul φ astfel încât, să reconstituim situația din figura 2.5. Rezultă că resortul se va fixa pe un inel, concentric cu rotorul, care se va roti solidar cu acesta. Resortul se va putea deplasa pe circumferința inelului asigurându-se condiția ca acesta să fie în planul determinat de axa de simetrie a rotorului.

Procedeul descris mai sus prezintă inconvenientul că trebuie determinat cu precizie unghiul φ cu care se rotește poziția resortului pe inel.

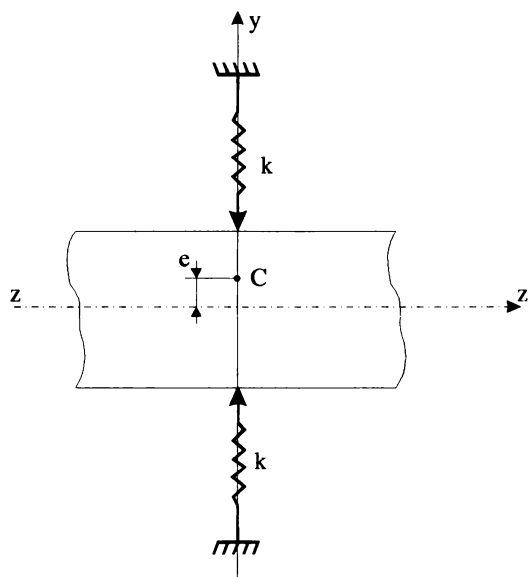


Fig. 2.6. Rotor asupra căruia acționează 2 forțe elastice concentrate diametral opuse

În cele ce urmează, să revenim la figura 2.5 și să plasăm încă un resort, identic cu primul, dar situat diametral opus (vezi figura 2.6). Scriind în acest caz echilibrul forțelor, avem:

$$m\omega^2(e + y) = -k(y_{01} - y) + k(y_{02} + y) + \frac{1}{\alpha_r}y, \quad (2.51)$$

relație echivalentă cu:

$$m\omega^2(e + y) = -k\Delta y_0 + (2k + k_r)y. \quad (2.52)$$

Analog cu cele descrise mai sus, se determină mărimea Δv_0 care permite înlăturarea dezechilibrului inițial. Avantajul față de varianta precedentă este că, în cazul în care se dorește compensarea dezechilibrelor de semne diferite, nu este necesară schimbarea poziției resortului (rotirea cu 180° ca în prima variantă) fiind suficientă stabilirea mărimii Δv_0 care poate fi pozitivă sau negativă.

Pentru a putea echivala, amplasarea la diferite unghiuri a maselor de echilibrare cu forța de apăsare dată de resoartele elastice, se construiește un sistem de resoarte echivalent cu primul, dar situat astfel încât axele celor două sisteme să formeze un unghi de 90° . (vezi fig.2.7)

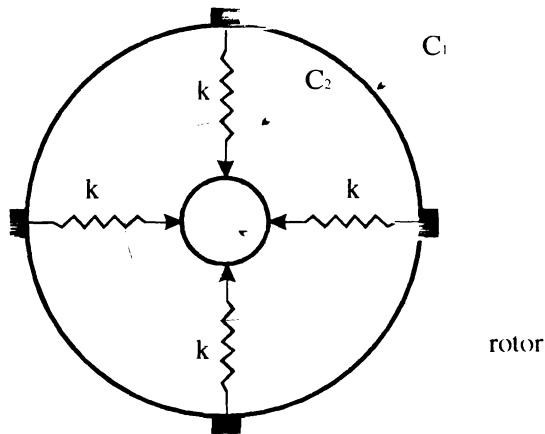


Fig. 2.7. Sistem de resoarte ortogonal fixat pe un cilindru C1 exterior rotorului, dar solidar cu acesta

Sistemul ortogonal de resoarte din figură, permite înlăturarea oricărui dezechilibru al rotorului prin modificarea forțelor de apăsare rezultante pe cele 2 axe perpendiculare.

Se observă că în acest caz poziția resoartelor este fixă, compensarea efectuându-se prin compensarea proiecțiilor dezechilibrului pe cele 2 direcții perpendiculare determinate de resoarte.

În cazul în care se dorește echilibrarea în mai multe planuri a unui rotor este necesar să dispunem de un număr de dispozitive cu 4 resoarte ca cel prezentat în figura 2.7 egal cu numărul planurilor în care se dorește a se efectua echilibrarea.

În planurile de echilibrare se vor amplasa sisteme de resoarte ca cel din figură. Aceste sisteme se vor construi în interiorul unui cilindru cu pereți subțiri ce se va roti solidar cu rotorul. Forța de apăsare se va

modifică cu ajutorul unor șuruburi cu pas micrometric amplasate în pereții cilindrului.

Procedura de echilibrare constă în determinarea forțelor de apăsare echivalente ce trebuie introduse în planurile de echilibrare astfel încât rotorul să nu sufere modificări ale axei sale de simetrie. Pe baza citirii indicațiilor șuruburilor micrometrice se determină masele echivalente de echilibrare în fiecare plan. Apoi, se efectuează o singură operație de adăugare (îndepărtare) de masă în fiecare plan de echilibrare după care se verifică corectitudinea echilibrării. În cazul în care nu s-au făcut erori în procesul de adăugare (îndepărtare) de material, rotorul va fi echilibrat.

Procedeul se aplică în cazul în care se utilizează metoda modală de echilibrare. Echilibrarea se efectuează succesiv la mai multe frecvențe. După ce s-au stabilit masele dezechilibrante corespunzătoare unei anumite frecvențe, se aplică corecțiile, după care, se reia procesul de echilibrare la o frecvență superioară ținând cont să nu se perturbe modurile de vibrație echilibrate anterior.

Utilizarea procedurii descrise mai sus elimină dezavantajele enunțate la începutul paragrafului.

Metoda expusă se poate utiliza în cazul echilibrării unui lot mare de rotoare identice. În acest caz se construiește sistemul cu resoarte dedicat seriei de rotoare ce se dorește a fi echilibrate.

Măsurarea încovoierii rotorului se poate face în alte planuri decât cele în care se face corecția de masă. Dacă totuși se dorește a se face măsurarea în același plan cu planul de echilibrare, se montează o piesă cilindrică fixată rigid de capetele a 2 resoarte opuse. Această piesă descrie mișcarea axului rotorului din dreptul resoartelor. Piesa cilindrică C2 este reprezentată punctat în figura 2.7. În dreptul celorlalte 2 resoarte, aflate pe axa perpendiculară, se practică 2 orificii în piesa cilindrică C2 astfel încât resoartele să se poată deplasa liber. Pentru a avea acces la suprafața piesei cilindrice C2, în cilindrul cu pereți subțiri C1, ce se rotește solidar cu rotorul, se practică orificii în apropierea punctelor de prindere a resoartelor. Deplasarea relativă a piesei cilindrice C2 față de poziția de repaus este identică cu deplasarea relativă a axei rotorului față de starea de repaus. Rezultă că, măsurând deplasarea relativă a piesei cilindrice C2, obținem informații cu privire la deplasarea axei rotorului din dreptul resortului. Pentru măsurarea deplasării piesei cilindrice C2 se poate utiliza un traductor diferențial capacitiv amplasat într-o punte de curent alternativ. Conectarea la punte se va face prin intermediul unor perii colectoare. O altă variantă este utilizarea unui traductor rezistiv sau capacitiv amplasat într-un sistem de măsurare ce utilizează transmiterea informației cu ajutorul unui semnal de radio-frecvență. Întregul montaj se amplasează într-o capsulă prinsă solidar cu cilindrul C1.

CAP 3. TRADUCTOARE PENTRU MĂSURAREA VIBRAȚILOR ROTOARELOR FLEXIBILE

3.1. GENERALITĂȚI

Traductorul este un dispozitiv ce convertește mărimea de măsurat într-o altă mărime ale cărei variații urmăresc fidel variațiile mărimii de măsurat.

Mărimea de măsurat, prin intermediul traductorului, este transformată analogic sau digital, într-o altă mărime de aceeași natură sau natură diferită dar care are calitatea de a fi mai ușor măsurabilă. În unele cazuri, mărimea de măsurat suferă mai multe conversii succesive în cadrul aceluiași traductor.

Traductoarele electrice sunt cele mai uzuale traductoare datorită faptului că metodele de măsurare electrice au o serie de proprietăți importante: precizie ridicată, sensibilitate mare, influență redusă asupra fenomenului supus măsurării, posibilitatea urmăririi variațiilor rapide ale mărimii de măsurat, posibilitatea prelucrării valorilor obținute.

În general, traductoarele parametriche sunt mai sensibile, mai precise și consumă mai puțină energie din fenomenul supus măsurării perturbându-l mai puțin decât traductoarele energetice. În schimb, acestea au avantajul că, la ieșire, furnizează direct o mărime electrică (tensiune, curent, sarcină) măsurabilă de către un instrument.

Pentru măsurarea vibrațiilor nu se poate utiliza orice tip de traductor datorită unor proprietăți ce decurg din principiul constructiv al acestora (neliniarități, timpi de răspuns mari). În cazul măsurării vibrațiilor rotoarelor flexibile, gama traductoarelor utilizabile este și mai mică datorită cerințelor suplimentare ce apar în acest caz. Pentru măsurarea vibrației suporturilor rotorului flexibil se poate utiliza orice traductor de vibrații dar echilibrarea rotorului presupune și determinarea încovoierii acestuia. Pentru determinarea încovoierii este necesară utilizarea unor traductoare fără contact sau care încarcă cât mai puțin rotorul astfel încât să nu se modifice modurile de oscilație ale lui.

În cele ce urmează se vor prezenta principalele traductoare ce se pot utiliza pentru măsurarea încovoierii rotorului flexibil.

3.2. TRADUCTOARE TENSOMETRICE REZISTIVE

Traductoarele tensometrice rezistive sunt traductoare rezistive la care variația rezistenței electrice se produce, în principal, datorită variației lungimii conductorului ca efect al alungirii sau contracției.

O caracteristică importantă a traductoarelor tensometrice este sensibilitatea la deformație. Pentru determinarea ei considerăm un conductor rectiliniu de lungime l și de arie a secțiunii A realizat dintr-un material de rezistivitate ρ . Rezistența electrică a firului este:

$$R = \rho \cdot \frac{l}{A}. \quad (3.1)$$

Pentru variația relativă a rezistenței traductorului se obține relația:

$$\frac{\Delta R}{R} = [1 + 2\mu + c \cdot (1 - 2\mu)] \cdot \frac{\Delta l}{l}, \quad (3.2)$$

unde: μ - coeficientul lui Poisson (raportul dintre deformația transversală și cea longitudinală),

c - constantă de material.

Din relația de mai sus se poate deduce sensibilitatea relativă:

$$S = \frac{\frac{\Delta R}{R}}{\frac{\Delta l}{l}} = 1 + 2\mu + c \cdot (1 - 2\mu). \quad (3.3)$$

Deoarece traductoarele tensometrice nu sunt realizate dintr-un fir rectiliniu sensibilitatea acestora este mai mică decât cea dedusă cu ajutorul relației (3.3).

O altă caracteristică, foarte importantă când dorim să utilizăm astfel de traductoare în domeniul vibrațiilor, este frecvența solicitărilor variabile la care poate fi supus traductorul. Această frecvență este limitată de viteza de propagare a undelor elastice în interiorul traductorului. Experimental s-a determinat că este necesar ca lungimea undei elastice să fie de cel puțin $7 \div 10$ ori mai mare decât lungimea traductorului. Dacă se calculează frecvența maximă pentru diferite tipuri de traductoare tensometrice, se ajunge la valori de ordinul zecilor de kHz ceea ce este acoperitor pentru studiul vibrațiilor pieselor aflate în mișcare de rotație.

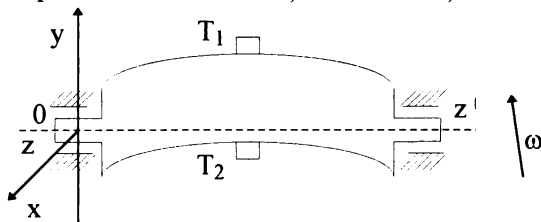


Fig. 3.1. Măsurarea încovoierii cu traductoare tensometrice

Utilizarea a două traductoare tensometrice pentru măsurarea încovoierii unui rotor flexibil este ilustrată în figura 3.1. Traductoarele se vor plasa diametral opus pe suprafața rotorului, fixarea lor făcându-se prin

lipire. În situația prezentată în figura 3.1, traductorul T_1 va fi supus la întindere iar traductorul T_2 la compresiune.

Circuitul de măsură este de tip punte de curent continuu ce funcționează în regim dezechilibrat. Cele două traductoare se vor plasa în brațe alăturate ceea ce asigură compensarea erorilor datorate temperaturii și o sensibilitate mărită a procesului de măsurare.

Traductoarele se aleg identice, iar rezistențele din celelalte brațe ale punții vor avea aceeași valoare cu rezistențele traductoarelor nesupuse solicitărilor, pentru a avea o sensibilitate maximă a punții. În acest caz, tensiunea de dezechilibru a punții are expresia:

$$U_{dez} = U \cdot \frac{\Delta R}{2 \cdot R} \quad (3.4)$$

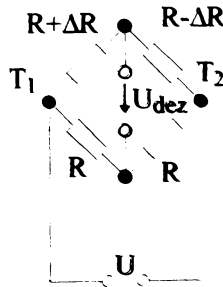


Fig. 3.2. Punte de curent continuu realizată cu traductoare tensometrice rezistive

Ținând cont că variația de rezistență este proporțională cu încovoierea rotorului flexibil:

$$\Delta R = k \cdot y_{max} \cdot \sin \varphi \quad (3.5)$$

relația (3.4) devine:

$$U_{dez} = \frac{k \cdot U}{2 \cdot R} \cdot y_{max} \cdot \sin \varphi \quad (3.6)$$

unde: y_{max} - valoarea maximă a încovoierii.

φ - unghiul format de direcția de încovoiere maximă cu direcția de amplasare a traductoarelor rezistive.

În vederea echilibrării rotorului flexibil este necesară determinarea încovoierii acestuia într-un sistem de axe de coordonate legat de rotor.

Rezultă că trebuie cunoscut atât φ cât și y_{max} . Pentru acest lucru este necesar să se monteze o nouă pereche de traductoare T_3, T_4 , amplasate diametral opus dar după o direcție perpendiculară cu cea dată de traductoarele T_1, T_2 . Traductoarele T_3, T_4 , se vor conecta într-o punte asemănătoare cu cea prezentată în fig. 3.2. Tensiunea de dezechilibru a acesteia va fi:

$$U'_{dez} = \frac{k \cdot U}{2 \cdot R} \cdot y_{max} \cdot \cos \varphi. \quad (3.7)$$

Analizând relațiile (3.6) și (3.7) se observă că prin prelucrarea celor 2 tensiuni se poate obține atât încovoierea maximă cât și poziția ei într-un sistem legat de rotor, în cazul nostru axele acestuia fiind paralele cu direcțiile de amplasare a traductoarelor.

O problemă importantă o constituie variația temperaturii în timpul efectuării măsurărilor, aceasta având efect atât asupra traductoarelor cât și a firelor de legătură la circuitul de măsurare. Pentru reducerea erorii de temperatură se utilizează materiale cu coeficienți de temperatură scăzuți precum și traductoare compensate termic.

O altă sursă de erori se datorează modului de legare a traductoarelor în circuitul electric. Astfel, preluarea informației se face cu ajutorul unor contactori realizați cu inele și perii colectoare. Contactorii pot introduce un zgomot pronunțat ce se suprapune peste semnalul util. Pentru reducerea zgomotului este necesară aplicarea unei presiuni mari de apăsare între inele și perii. De asemenea, se vor utiliza mai multe perii colectoare pentru fiecare inel. Se vor folosi arcuri cu constante elastice diferite pentru fiecare perie astfel încât să se asigure frecvențe de rezonanță diferite. În acest fel, se reduce la minim posibilitatea ca toate periile să părăsească inelul în același moment, în cazul când contactorul ar lucra la viteza critică. Pentru micșorarea erorilor se pot realiza contacte cu baie de mercur.

O variantă de eliminare a erorilor introduse de inelele și periile colectoare este utilizarea transmisiei informației cu ajutorul unui semnal de radio-frecvență. Semnalul util de la ieșirea circuitului de măsurare modulează un semnal de radio frecvență ce este transmis cu ajutorul unui emițător miniatură. Întregul montaj este amplasat într-o capsulă prinsă solidar cu rotorul. La recepție se demodulează semnalul de radiofrecvență și se obține informația utilă. Metoda elimină inelele și periile colectoare dar încarcă suplimentar rotorul.

Performanțele traductoarelor tensometrice sunt prezentate în [1] și [13]. Pragul de sensibilitate al traductoarelor tensometrice cu folie este de ordinul $2 \cdot 10^{-6}$ mm/m iar a celor cu semiconductori $1,5 \cdot 10^{-7}$ mm/m. La lungimi ale elementului conductor de zeci până la o sută de mm, rezultă

că se pot măsura deformații absolute de ordinul zecilor de μm sau chiar unităților. În general, traductoarele tensometrice au ca domeniu de elasticitate o deformație specifică de 1%. De aici rezultă că se pot măsura deformații absolute până la valori de ordinul unităților de mm.

3.3. TRADUCTOARE CAPACITIVE

Traductoarele capacitive sunt traductoare parametrice ce convertesc mărimea neelectrică într-o variație de capacitate.

Capacitatea unui condensator format din două plăci conducătoare paralele, izolate între ele cu un dielectric are expresia:

$$C = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot \frac{S}{d}, \quad (3.8)$$

unde: ϵ_0 - permitivitatea electrică a vidului,

ϵ_r - permitivitatea relativă a dielectricului dintre plăcile condensatorului,

S - suprafața plăcilor condensatorului,

d - distanța dintre plăci.

Din relația de mai sus se observă că pentru a obține o variație a capacității există 3 variante:

- modificarea permitivității mediului dintre armături,
- modificarea suprafeței de suprapunere a armăturilor,
- modificarea distanței dintre armături.

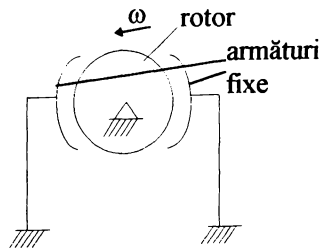


Fig. 3.3. Utilizarea traductoarelor capacitive pentru măsurarea vibrațiilor

Dintre variantele de mai sus pretabilă pentru măsurarea vibrațiilor unui rotor flexibil este cea referitoare la modificarea distanței dintre armături. Presupunem că una din armături este fixă iar cealaltă este corpul rotorului (vezi fig.3.3). În acest caz, capacitatea traductorului devine:

$$C = \epsilon_0 \cdot \frac{S}{d_0 \cdot (1 + A \cdot \sin \omega t)}, \quad (3.9)$$

unde: d_0 - distanța dintre rotor și armătura fixă în absența mișcării de rotație,

A - amplitudinea vibrației (încovoierea maximă) raportată la d_0 ,

ω - viteza unghiulară a rotorului.

Analizând relația (3.9) se observă că, în cazul variației capacității datorită distanței dintre plăci, nu obținem un traductor liniar. În [1] se arată că dezvoltarea în serie Fourier a relației (3.9) are forma:

$$C = \epsilon_0 \cdot \frac{S}{d_0} \cdot \left[B_0 + B_1 \cdot \left(\sin \omega t + \frac{B_2}{B_1} \cdot \cos 2\omega t + \frac{B_3}{B_1} \cdot \cos 3\omega t + \frac{B_4}{B_1} \cdot \cos 4\omega t + \dots \right) \right] \quad (3.10)$$

unde valorile $B_0, B_1, B_2, B_3, B_4, \dots$ sunt funcții de raportul A . Cu cât raportul A are valori mai mari cu atât ponderea armonicilor devine mai importantă.

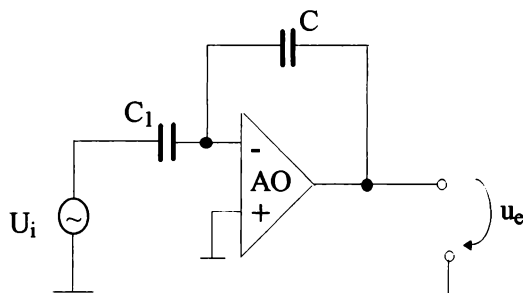


Fig. 3.4. Obținerea unui traductor de deplasare liniar cu ajutorul unui traductor capacitiv prin conectarea în bucla de reacție negativă a unui AO

Pentru a obține o dependență liniară funcție de deplasare, variația capacității se poate transforma în variația unei alte mărimi electrice. O variantă este ilustrată în figura 3.4 [9,10], traductorul C fiind conectat în bucla de reacție negativă a amplificatorului operațional AO. Tensiunea de ieșire U_e are expresia:

$$U_e = -\frac{1}{\frac{j\omega C}{1}} \cdot U_i = -\frac{C_1}{C} \cdot U_i = -\frac{C_1 \cdot U_i}{\epsilon_0 \cdot S} \cdot d_0 \cdot (1 + A \cdot \sin \omega t), \quad (3.11)$$

unde U_i este o tensiune purtătoare sinusoidală de frecvență mult mai mare decât frecvența vibrației care se măsoară.

Din relația (3.11) rezultă că tensiunea de ieșire U_e este modulată în amplitudine cu o mărime proporțională cu încovoierea maximă a rotorului flexibil.

O altă variantă de obținere a unei mărimi electrice proporționale cu deplasarea este utilizarea traductorului capacitiv în variantă diferențială (vezi fig. 3.3). În acest caz rotorul reprezintă armătura comună. Traductorul astfel obținut se conectează la o punte de curent alternativ (fig. 3.5). În acest caz tensiunea de dezechilibru a punții are expresia:

$$U_{dez} = \frac{U_i}{2} \cdot A \cdot \sin \omega t + U_i \cdot \frac{R_1 - R_2}{2 \cdot (R_1 + R_2)}. \quad (3.12)$$

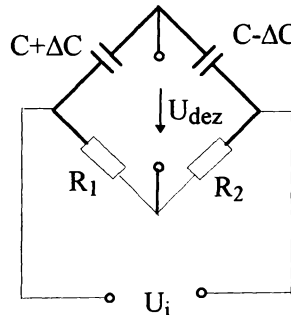


Fig. 3.5. Conectarea într-o punte de c.a. a traductorului capacitiv diferențial

Se observă că și în acest caz s-a obținut o tensiune alternativă modulată în amplitudine cu o mărime proporțională cu încovoierea rotorului flexibil.

Pentru a obține expresia încovoierii rotorului într-un sistem de axe de coordonate legat de rotor este necesară utilizarea a două detectoare sensibile la fază comandate cu două tensiuni de referință, cu frecvența egală cu cea a vibrației, defazate cu 90° .

Utilizarea traductoarelor capacitive pentru măsurarea vibrației are avantajul că nu necesită contactul cu rotorul ceea ce face ca acesta să nu fie supus unei sarcini suplimentare care ar modifica modurile de oscilație. Pe de altă parte însă, traductoarele capacitive sunt expuse influențelor parazite datorate câmpurilor electromagnetice exterioare depinzând de geometria de amplasare a acestora. Ecranarea lor este o soluție, dar prin aceasta scade sensibilitatea relativă ca urmare a capacităților parazite între

traductor și ecran. Un alt dezavantaj este că realizarea traductorului prezentat în figura 3.3 conduce la obținerea unor capacități de ordinul unităților de pF deoarece dielectricul este aerul. Valorile mici ale capacităților utile prezintă inconvenientul că prezența capacităților parazite introduc erori de măsurare. Domeniile de măsurare pentru traductoare capacitive cu modificarea distanței dintre armături este de la încovoieri de ordinul zecilor de μm până la unități de mm [1], [11] ceea ce face ca în cazul unor încovoieri mai mari să nu fie recomandată utilizarea lor.

O variantă de traductor capacitiv diferențial realizată recent de firma Analog Device [75], se prezintă în figura 3.6. Acesta stă la baza obținerii unui accelerometru de tip ADXL05 ce poate măsura accelerații în intervalul $\pm 5\text{-g}$.

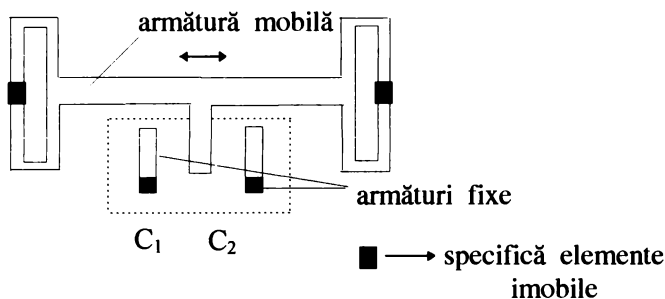


Fig. 3.6. Traductorul capacitiv diferențial din accelerometrul ADXL05

Armătura mobilă preia mișcarea sistemului ce vibrează și funcție de poziția sa, se modifică cele 2 capacități C_1 și C_2 . Întreaga configurație prezentată în figura 3.6 este realizată în tehnologie microstrip.

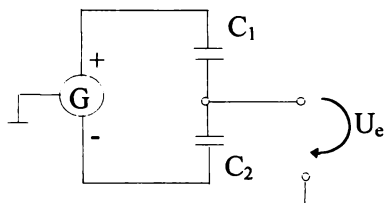


Fig. 3.7. Schema de alimentare a traductorului capacitiv diferențial

Alimentarea celor 2 condensatoare se face cu o tensiune dreptunghiulară cu frecvența de 1 MHz ca în figura 3.7. Se observă că dacă asupra armăturii mobile nu acționează nici o forță, cele 2 capacități C_1 și C_2 sunt egale și tensiunea de ieșire este nulă. În cazul în care apare o deplasare cu Δd a armăturii mobile cele 2 capacități devin:

$$C_1 = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot \frac{S}{d - \Delta d} \quad (3.13)$$

și respectiv

$$C_2 = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot \frac{S}{d + \Delta d}. \quad (3.14)$$

Tensiunea de ieșire U_e are expresia:

$$U_e = 2 \cdot U \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} - U = U \cdot \frac{C_1 - C_2}{C_1 + C_2} = U \cdot \frac{\Delta d}{d}, \quad (3.15)$$

unde U este tensiunea între borna + a generatorului G și masă (fig.3.7).

Se observă că s-a obținut o dependență liniară a tensiunii de ieșire față de deplasare.

Traductorul prezentat mai sus are un prag de sensibilitate de ordinul zecimilor de μm . Prezintă dezavantajul contactului direct cu sistemul care vibrează. În cazul utilizării la echilibrarea rotoarelor flexibile, este necesar un sistem mecanic ce transformă mișcarea de rotație în mișcare de translație (un palpator). Acest sistem încarcă suplimentar rotorul și poate modifica modurile de oscilație ale acestuia.

3.4. TRADUCTOARE INDUCTIVE

Traductoarele inductive fac parte din grupa traductoarelor parametrice și se bazează pe proprietatea că mărimea de măsurat produce o variație a inductanței traductorului.

Pentru măsurarea vibrațiilor rotoarelor flexibile ne interesează acele traductoare care permit prelevarea informației fără un contact direct cu piesa a cărei vibrație se măsoară.

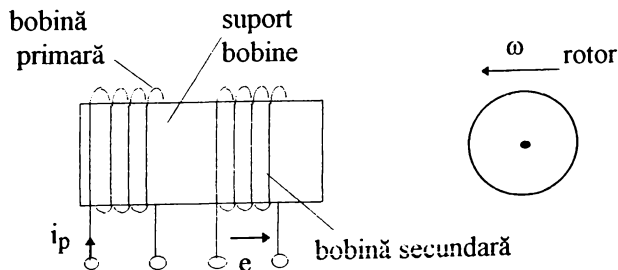


Fig. 3.8. Traductor cu inductanță mutuală

Un exemplu de astfel de traductor este prezentat în figura 3.8. Cele 2 bobine sunt înfășurate pe un suport din material nemetalic. Bobina primară alimentată în curent alternativ determină apariția curenților turbionari în piesa metalică ale cărei vibrații se măsoară. Curenții turbionari induși crează un câmp magnetic ce se opune celui inițial și care determină o variație a tensiunii electromotoare induse în bobina secundară. Expresia acestei tensiuni este:

$$e = M \cdot \omega_p \cdot i_p, \quad (3.16)$$

unde: M - inductanța mutuală,

ω_p - pulsația curentului din bobina primară,

i_p - intensitatea curentului din bobina primară.

În [1] se arată că inductanța mutuală variază aproape liniar pentru o deplasare a suprafeței supusă la vibrații de aprox. 5% din diametrul bobinei.

În repaus, la ieșirea bobinei secundare se induce o tensiune cu frecvență egală cu cea din bobina primară. Dacă suprafața metalică (rotorul) vibrează, are loc o modulație în amplitudine a tensiunii de la ieșirea bobinei secundare, modulație proporțională cu distanța dintre bobină și piesă.

Traductorul prezentat mai sus prezintă dezavantajul unei plaje relativ restrânse a deplasărilor măsurate.

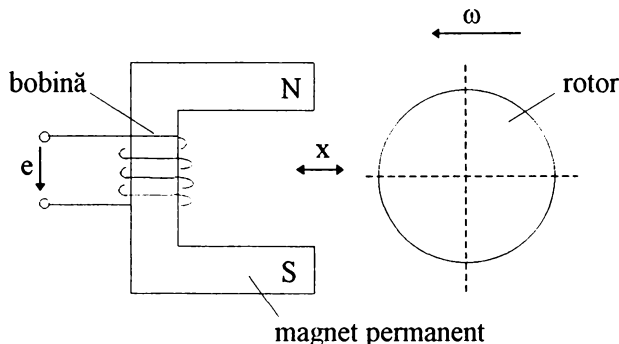


Fig. 3.9. Traductor electromagnetic cu magnet permanent

Un alt tip de traductor utilizat pentru măsurarea vibrațiilor fără contact este traductorul electromagnetic [1] prezentat în figura 3.9. Mișcarea vibratorie a piesei metalice (rotorului) în raport cu magnetul

**TRADUCTOARE PENTRU MĂSURAREA VIBRAȚIILOR
ROTOARELOR FLEXIBILE**

permanent determină obținerea unui flux variabil. Variația fluxului magnetic induce o tensiune electromotoare în bobină conform relației:

$$e = -N \cdot \frac{d\Phi}{dx} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (3.17)$$

unde: N - numărul de spire al bobinei,

Φ - fluxul magnetic.

Traductorul se poate utiliza într-un interval limitat, pentru modificări mici ale poziției x a piesei, astfel încât variația fluxului în raport cu x să poată fi considerată constantă.

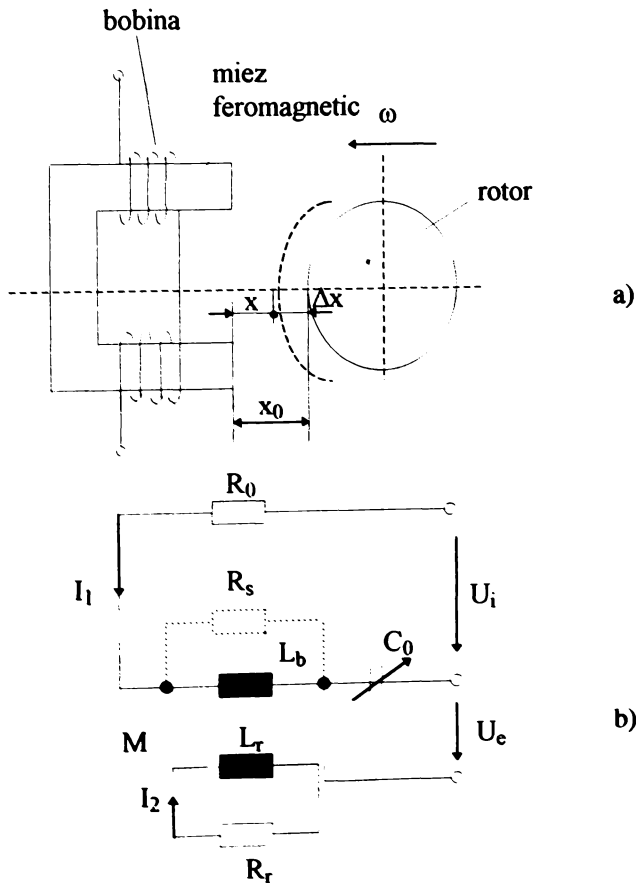


Fig. 3.10. Traductor electromagnetic
a) - schema de principiu ; b) - schema electrică echivalentă

O altă variantă de traductor electromagnetic este descrisă în [55]. În acest caz, nu se mai utilizează un magnet permanent ci un electromagnet obținut prin plasarea unei bobine pe un miez feromagnetic (vezi fig. 3.10.a).

Deoarece dimensiunile traductoarelor sunt mici iar pierderile din rotor mari, utilizarea unor scheme obișnuite nu oferă posibilitatea de a obține o sensibilitate satisfăcătoare în întreg domeniul de frecvențe dorit. De aceea autorii propun o schemă ce lucrează la rezonanță, prezentată în figura 3.10.b. Schema lucrează pe principiul modulației în amplitudine a semnalului sinusoidal de alimentare U_i . Pentru a determina domeniul în care traductorul are o caracteristică liniară este necesar să rezolvăm sistemul:

$$\begin{cases} U_i = \left(R_0 + j\omega_1 L_b + \frac{1}{j\omega_1 C_0} \right) \cdot I_1 + j\omega_1 M \cdot I_2 \\ j\omega_1 M \cdot I_1 = (R_r + j\omega_1 L_r) \cdot I_2 \end{cases} \quad (3.18)$$

unde: U_i - tensiunea de alimentare a circuitului,

ω_1 - pulsația tensiunii de alimentare,

R_0 - rezistența bobinei traductorului,

L_b - inductivitatea bobinei traductorului,

C_0 - capacitatea variabilă pentru reglajul rezonanței,

R_r - rezistență de pierderi prin histerezis și curenții turbionari în rotor și carcasa metalică a traductorului,

L_r - inductivitate echivalentă a rotorului și a carcasei metalice a traductorului.

Dacă se fac notațiile:

$$\begin{aligned} Z_0 &= R_0 + j\omega_1 L_b + \frac{1}{j\omega_1 C_0}, \\ R_e &= R_r \cdot \frac{\omega_1^2 \cdot M^2}{R_r^2 + \omega_1^2 \cdot L_r^2}, \\ L_e &= L_r \cdot \frac{\omega_1^2 \cdot M^2}{R_r^2 + \omega_1^2 \cdot L_r^2}, \end{aligned} \quad (3.19)$$

și se înlocuiește curentul I_2 funcție de I_1 , prima ecuație a sistemului (3.19) devine:

$$U_i = (R_0 + R_e) \cdot I_1 + j\omega_1 \cdot (L_b - L_e) \cdot I_1 + \frac{I_1}{j\omega_1 C_0}. \quad (3.20)$$

Dacă se neglijează fluxurile de dispersie (cele ce nu ating rotorul) și se acceptă câmpul ca fiind plan paralel avem:

$$L_b = L_0 \cdot \frac{1}{1 + \varepsilon}, \quad (3.21)$$

unde: $L_0 = L(x_0)$ - inductivitatea traductorului ce corespunde unei depărtări x_0 de piesă și la care în circuit apare rezonanța (fig. 3.10.b),

$$\varepsilon = \frac{\Delta x}{x_0} - \text{variația relativă a deplasării.}$$

Făcând în continuare notațiile:

$$\sigma = \frac{L_e}{L_0},$$

$$\chi = \frac{1}{1 + \varepsilon}, \quad (3.22)$$

$$f(\chi, \sigma) = \frac{\chi - \sigma}{1 - \sigma},$$

se ajunge la următoarea expresie pentru tensiunea de ieșire U_e :

$$U_e = U_0 \cdot \frac{d}{1 - f(\chi, \sigma)}, \quad (3.23)$$

unde: $U_0 = \frac{U_i}{\omega_1 C_0 \cdot (R_0 + R_e)}$ - tensiunea de ieșire corespunzătoare unei depărtări x_0 ,

$$d = \frac{1}{Q} = \frac{R_0 + R_e}{\omega_1 \cdot (L_0 + L_e)} - \text{inversul factorului de calitate.}$$

Din graficele prezentate în figura 3.11 se observă că, prin reglarea unui factor de calitate convenabil, se poate obține un domeniu de liniaritate dacă variația relativă a deplasării ε este în intervalul $[0.3 \div 0.8]$. Din analiza graficelor se observă că un factor de calitate $Q \approx 3$ oferă o plajă mai largă de liniaritate. Reglarea factorului de calitate dorit se face prin șuntarea bobinei traductorului cu rezistența R_s aleasă corespunzător (vezi fig. 3.10.b).

În [55] se arată că o problemă importantă în cazul utilizării traductorului prezentat mai sus este alegerea frecvenței de alimentare. Pe baza rezultatelor experimentale se recomandă o frecvență maximă de 8÷10 kHz.

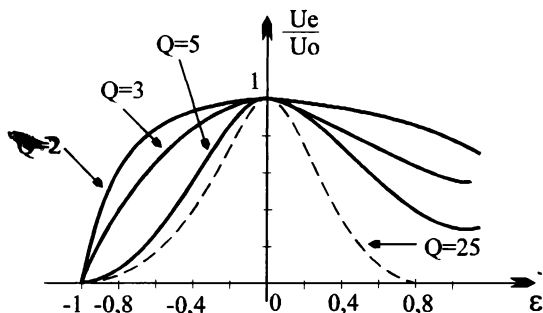


Fig. 3.11. Dependența tensiunii de ieșire de variația relativă a deplasării

Traductoarele inductive prezintă avantajul unei sensibilități reduse la influența câmpurilor exterioare perturbatoare, la variațiile temperaturii sau umidității. Dezavantajul utilizării acestor traductoare este domeniul redus al deplasărilor măsurate datorită unei plaje restrânse de liniaritate a caracteristicilor de transfer. De asemenea, obținerea de traductoare cu caracteristici identice este relativ dificilă. Dacă ne referim la ultimul traductor prezentat și analizăm graficele din figura 3.11 observăm că un inconvenient în utilizarea traductorului este și nesimetria caracteristicilor în raport cu axa ordonatelor.

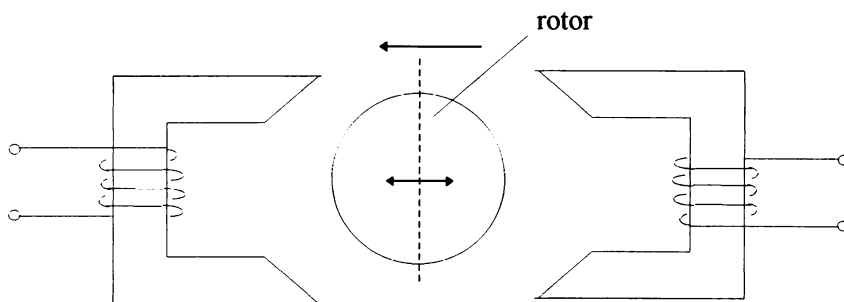


Fig. 3.12. Traductoare electromagnetice utilizate în variantă diferențială

Performanțele traductoarelor electromagnetice se pot îmbunătăți dacă se utilizează două traductoare ce funcționează în regim diferențial (fig.3.12). În acest caz, sub efectul vibrației, inductivitățile celor 2 traductoare se vor modifica în sens diferit. Performanțele acestei variante

depind de obținerea unor traductoare cu caracteristici identice ceea ce conduce la dublarea intervalului de liniaritate față de situația în care s-ar utiliza un singur traductor.

În [13] se prezintă caracteristicile traductoarelor inductive de tip Hottinger & Baldwin. Domeniul de măsurare este de la deplasări de ordinul sutelor de mm până la sute de μm . Firma Philips (conform cu [1]) produce traductoare electromagnetice ce pot măsura deplasări de ordinul unităților de mm.

3.5. TRADUCTOARE PIEZOELECTRICE

Traductoarele piezoelectrice fac parte din categoria traductoarelor energetice. Aceste traductoare transformă energia mecanică de la intrare în energie electrică fără a utiliza o sursă suplimentară de energie.

Există anumite materiale dielectrice ce prezintă proprietatea de a produce pe suprafețele lor sarcini electrice atunci când sunt supuse unei deformații mecanice. Această proprietate este cunoscută sub numele de efect piezoelectric direct. Acest efect este reversibil, adică aplicarea unei diferențe de potențial între 2 suprafețe ale unor asemenea materiale determină deformarea acestuia (efect piezoelectric invers).

Materialele piezoelectrice pot fi monocristaline (de ex. cuarțul) sau policristaline (de ex. titanat-zirconat de plumb). Pentru materialele piezoelectrice monocristaline efectul piezoelectric este liniar obținându-se o cantitate de sarcină electrică proporțională cu deformația. În cazul materialelor policristaline efectul este pătratic, liniarizarea caracteristicii de transfer realizându-se prin polarizarea electrică a piezoceramicii.

Proprietățile piezoelectrice sunt anizotrope depinzând de direcția tăieturii la monocristale și direcția câmpurilor de polarizare.

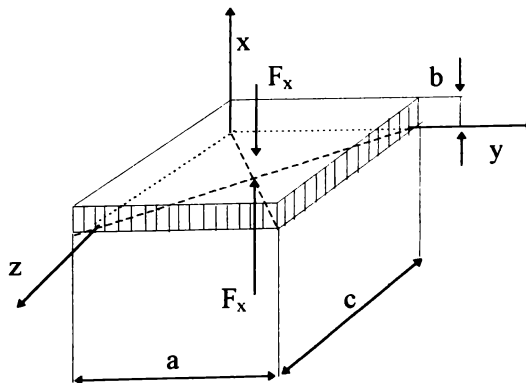


Fig. 3.13. Traductor piezoceramic cu cristal tăiat paralelipedic

Pentru majoritatea aplicațiilor practice, forma constructivă a traductorilor piezoceramici este cea a unei plăcuțe dreptunghiulare (vezi figura 3.13) sau circulare cu fețe plane paralele pe care sunt depuși electrozi metalici.

Dacă solicitarea apare perpendicular pe suprafețele plan-paralele sub forma unei forțe F_x , rezultă o cantitate de sarcină electrică $\pm Q_x$ pe cele 2 armături dată de relația:

$$Q_x = k \cdot F_x, \quad (3.24)$$

unde k este constanta piezoelectrică.

Deoarece din punct de vedere electric, traductorul reprezintă un condensator, rezultă că sarcinile ce apar pe armături produc o tensiune electrică U a cărei valoare este:

$$U = \frac{Q}{C} = \frac{k}{C} \cdot F_x, \quad (3.25)$$

unde C este capacitatea electrică echivalentă a traductorului.

Din cauza rezistenței de pierderi electrice, R_p , echivalente traductorului, sarcina electrică și deci tensiunea la bornele traductorului tind către zero dacă timpul tinde la infinit. Rezultă că traductoarele piezoelectrice nu pot fi folosite în regim static. Schema electrică echivalentă a traductorului (sub frecvența de rezonanță) este prezentată în figura 3.14.

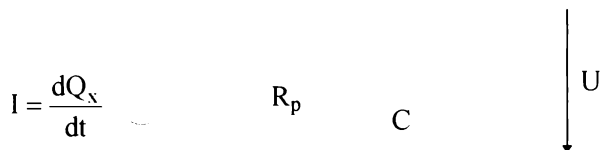


Fig. 3.14. Schema electrică echivalentă a traductorului piezoelectric

Deoarece sarcina electrică generată, cât și tensiunea ce apare la bornele traductorului sunt relativ mici, este necesară utilizarea unor amplificatoare. Amplificatoarele trebuie să aibă o impedanță mare de intrare deoarece impedanța de ieșire din traductor este formată dintr-o capacitate în paralel cu o rezistență de valoare relativ mare ($M\Omega$). Se pot utiliza 2 tipuri de amplificatoare: de tensiune și respectiv, de sarcină. Amplificatoarele de tensiune prezintă dezavantajul că sensibilitatea lor depinde de capacitatea cablului de conexiune și de lungimea acestuia, efectul fiind mai pronunțat la frecvențe joase. Utilizarea amplificatoarelor de sarcină elimină dezavantajul de mai sus ele asigurând un răspuns mai bun la frecvențe joase.

Utilizarea traductoarelor piezoelectrice la echilibrarea rotoarelor prezintă avantajul obținerii unui semnal mare la ieșire și a unei insensibilități la câmpurile magnetice exterioare. Sunt robuste și fiabile. Prezintă dezavantajul că pentru a măsura deformațiile rotorului flexibil este necesar contactul cu acesta. De asemenea aceste traductoare trebuie pretensionate pe sistemul mecanic vibrant ceea ce determină modificarea mișcării acestuia. Forma semnalului obținut (amplitudine și fază) depinde foarte mult de această pretensionare [56], ducând foarte ușor la ieșirea din zona liniară de funcționare. Rezultă de aici că traductorul este foarte sensibil la poziționare, asigurând o mică reproductibilitate în timp. Sensibilitatea traductorului în domeniul frecvențelor joase este mai mică decât la frecvențe medii și respectiv înalte.

3.6. TRADUCTOARE ELECTRODINAMICE (DE INDUCȚIE)

Traductoarele electrodinamice sau de inducție fac parte din categoria traductoarelor generatoare.

La aceste traductoare, o bobină se deplasează alternativ în câmpul magnetic produs de un magnet permanent sau de un electromagnet. Deplasarea bobinei cu viteza v în câmpul magnetic de inducție B (vezi figura 3.15) determină apariția la bornele ei a tensiunii electromotoare e dată de relația:

$$e = -B \cdot l \cdot v \quad (3.26)$$

unde l este lungimea conductorului ce intersectează liniile de câmp magnetic.

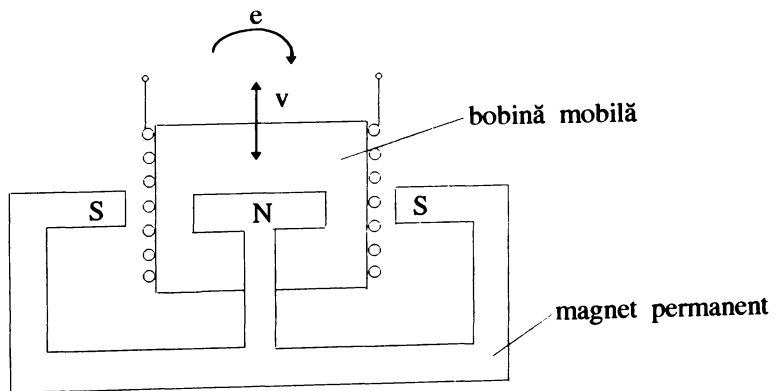


Fig. 3.15. Schema de principiu a unui traductor electrodinamic de viteză

Traductoarele electrodinamice se pot construi în 2 variante:

- cu punct fix sau evasistatic - se măsoară mișcarea vibratoare în raport cu un element imobil
- seismic - se bazează pe principiul unui sistem oscilant format dintr-o masă, un arc și un amortizor

Captorii seismici se montează pe sistemul mecanic ce vibrează, întreaga carcasă preluând mișcarea vibratorie. La frecvențe mult mai mari decât frecvența proprie de oscilație a sistemului mobil format din bobina de masă m , arcul k și amortizorul c , acesta stă pe loc. Carcasa captorului efectuează față de acesta o mișcare relativă identică cu aceea a sistemului mecanic măsurat. Frecvența proprie de rezonanță a sistemului mobil se alege suficient de joasă (câțiva hertzi). În cazul echilibrării pieselor rotative este necesar ca traductorul să aibă o masă neglijabilă astfel încât să nu încerce sistemul. Rezultă că utilizarea acestor traductoare conduce la obținerea unor sensibilități mici. Din acest motiv acest tip de traductoare nu se utilizează la măsurarea dezechilibrului rotoarelor.

La captorii cu punct fix, elementul mobil urmează mișcarea sistemului ce se măsoară, corpul (carcasa) captorului fiind fixă. Mișcarea este preluată printr-un palpator solidar cu bobina mobilă ce se mișcă în câmpul de inducție constantă. Încărcarea sistemului mecanic este mică depinzând de masa sistemului mobil (bobină) și de suspensia acesteia.

În cazul echilibrării rotoarelor se utilizează frecvent traductoare electrodinamice cu punct fix mișcarea vibratorie fiind preluată de un palpator. Utilizarea acestui tip de traductor prezintă avantajul unei sensibilități bune ce poate fi mărită prin creșterea inducției B și a lungimii circuitului electric al bobinei. Încărcarea sistemului mecanic este relativ mică. Preluarea vitezei de măsurat se face după o singură axă, axa de translație a bobinei. Un alt avantaj al utilizării acestui tip de traductor este sensibilitatea redusă la câmpurile electromagnetice exterioare. De asemenea, traductorul furnizează tensiuni de valori relativ mari având un bun raport semnal/zgomot. Mașinile de echilibrat Schenck aflate la noi în țară sunt echipate cu astfel de traductoare.

În cadrul mașinii de echilibrat giromotoare [56,62] s-au utilizat traductoare electrodinamice cu punct fix de tip VM 2102 fabricate de TESLA și variante îmbunătățite. Cu ajutorul acestui tip de traductor se pot măsura amplitudini ale vibrațiilor de ordinul μm .

În cazul echilibrării rotoarelor flexibile, utilizarea acestui tip de traductor prezintă dezavantajul necesității contactului între piesa rotativă și palpator ceea ce determină încărcarea sistemului oscilant.

3.7. TRADUCTOR OPTIC CU DISC MODULATOR

În acest paragraf se va prezenta un traductor optic cu disc modulator original. Noutatea constă în soluția propusă de desenare a discului. Apoi, se vor evidenția avantajele legate de utilizarea acestuia.

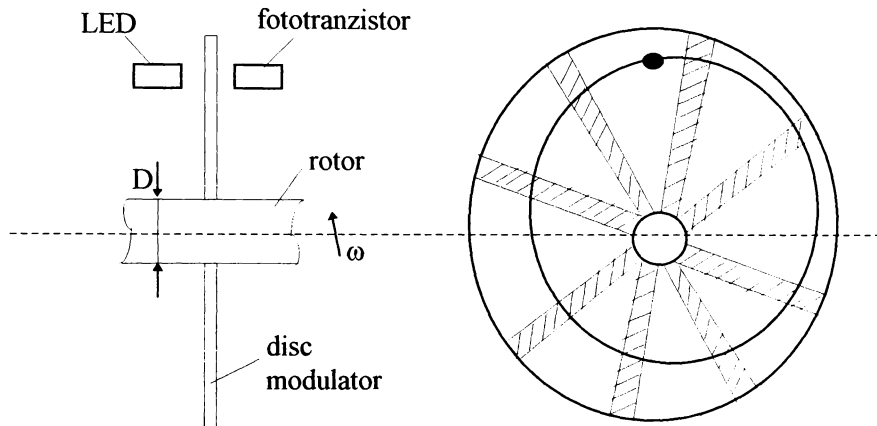


Fig. 3.16. Traductor optic cu disc modulator

Traductorul optic cu disc modulator este prezentat în figura 3.16. Lumina emisă de dioda luminiscentă este modulată de către disc. Fascicolul este preluat de un fototranzistor al cărui regim de funcționare este saturat - blocat. Traductorul la ieșire va furniza un tren de impulsuri modulate în durată (vezi fig. 3.17). Durata impulsurilor va fi dată de timpul cât fototranzistorul este obturat de zona opacă a discului. Acest interval de timp este dat de relația:

$$\Delta t_i = \frac{s}{v_i} = \frac{s}{\omega \cdot r_i}, \quad i = \overline{1,8} \quad (3.27)$$

unde: s - lungimea traiectoriei fascicolului luminos pe una din benzile opace,

v_i - viteza punctului de intersecție al fascicolului luminos cu discul, corespunzător benzii i ,

ω - viteza unghiulară a rotorului,

r_i - distanța dintre punctul de intersecție al fascicolului luminos cu discul și centrul discului corespunzător benzii i .

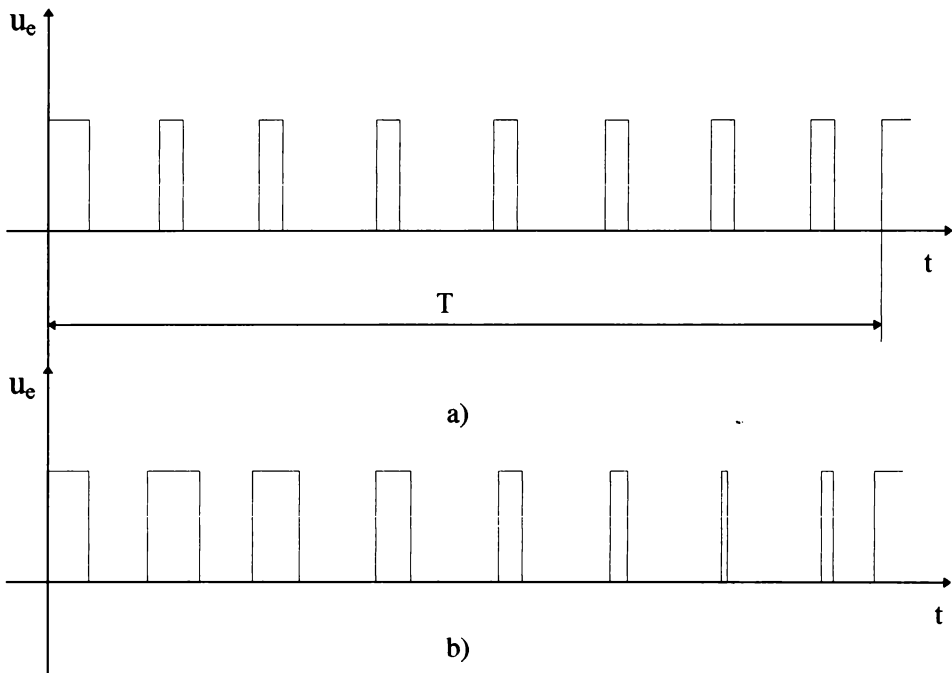


Fig. 3.17. Semnalul la ieșirea traductorului optic cu disc modulator
a) - în absența vibrației ; b) - în cazul unei încovoieri a rotorului

Deoarece în prezent, măsurările de precizie se fac relativ ușor în domeniul timp, o altă variantă de prelucrare a semnalului de la ieșirea traductorului este cea numerică. Astfel, intervalele de timp Δt_i , $i = \overline{1,8}$ se măsoară numeric cu ajutorul unei frecvențe de tact de ordinul zecilor de MHz. Pe baza relației (3.27) se obțin valorile numerice ale vitezei sau respectiv, deplasării rotorului în 8 momente de timp dintr-o perioadă de rotație. În acest mod, cu un traductor relativ simplu și ieftin se obține o eșantionare coerentă a vitezei sau deplasării rotorului. Realizarea unui disc modulator, cu 16 sau 32 benzi opace pe perioadă, determină o creștere a preciziei de evaluare a vibrației rotorului. Totodată, se micșorează erorile care se datorează ipotezei simplificatoare potrivit căreia, lungimea traiectoriei fascicolului luminos pe banda opacă este constantă. Pe de altă parte, un număr mare de benzi opace desenate pe discul modulator face ca lățimea acestora să fie mai mică și deci, micșorarea mărimii s din relația (3.27). Rezultă de aici că, în cazul păstrării aceleiași frecvențe de tact la intrarea numărătorului ce realizează conversia numerică a

intervalelor de timp Δt_i , $i = \overline{1, n}$ (n - nr. benzilor opace), se mărește erorile de măsurare.

Am realizat un disc modulator asemănător cu cel prezentat în figura 3.16 cu raza de 5 cm cu 32 de benzi opace de lățime 2 mm. Am plasat sistemul optic la o distanță de 4 cm față de centrul discului. Dacă se utilizează o frecvență de tact de 10 MHz, pentru o frecvență de rotație de 80 Hz a rotorului obținem, în absența vibrației, intervale Δt_i de valori egale cu 99,451 μ s iar prin măsurare cu ajutorul unui numărător obținem numărul 994. Se poate calcula pragul de sensibilitate al traductorului. Astfel se obține că, pentru o amplitudine a vibrației de 50 μ m, intervalul de timp Δt_i corespunzător devine egal cu 99,327 μ s rezultând prin măsurare numerică valoare 993.

Pentru micșorarea pragului de sensibilitate avem 2 variante.

O primă variantă este utilizarea unui semnal de tact superior. Dacă mărim frecvența de tact la 20 MHz se poate micșora pragul de sensibilitate la 20 μ m. În cazul acestei variante, micșorarea pragului de sensibilitate este limitată de performanțele numărătoarelor utilizate.

O a doua variantă este plasarea sistemului optic la o distanță mai mică de centrul discului modulator. Distanța respectivă reprezintă raza cercului descris de fascicolul luminos pe suprafața discului modulator într-un sistem de axe legat de rotor (vezi fig. 3.16). Dacă această distanță este de 3 cm și se utilizează o frecvență de tact de 20 MHz se obține un prag de sensibilitate de 10 μ m. Micșorarea pragului de sensibilitate în acest caz este limitată de valoarea maximă a amplitudinii vibrației pe care dorim să o măsurăm, valoare corelată cu diametrul rotorului. Astfel, diferența dintre distanța de la sistemul optic la centrul discului și raza rotorului trebuie să fie mai mare decât amplitudinea vibrației. Pentru echilibrare, se poate plasa sistemul optic la distanțe diferite față de centrul discului. Pe măsură ce ne apropiem de echilibru și dorim sensibilități mai mari se poate micșora progresiv această distanță. Totuși, distanța respectivă nu poate fi făcută extrem de mică, din considerente constructive ale sistemului optic.

Putem concluziona că traductorul optic cu disc modulator permite măsurarea vibrațiilor într-un domeniu larg de valori de la amplitudini de ordinul zecilor de μ m până la valori de ordinul cm.

Un avantaj legat de utilizarea traductorului prezentat mai sus este posibilitatea obținerii informației cu privire la poziția vectorului de dezechilibru într-un sistem de axe legat de rotor. Astfel, pe disc se poate marca o bandă opacă de dimensiuni mult diferite de ale celorlalte. Această bandă va reprezenta reperul funcție de care, dacă se cunoaște sensul de rotație, se poate determina pe lângă amplitudinea vibrației și faza acesteia în sistemul legat de rotor. (discul este fixat rigid pe corpul rotorului). O

altă variantă este utilizarea altui sistem optic ce furnizează un semnal de referință funcție de un reper dedicat aflat pe discul optic modulator. Al doilea sistem optic se va plasa pe dreapta determinată de primul sistem optic și centrul secțiunii rotorului aflat în repaus (secțiunea corespunzătoare locului de amplasare a discului modulator).

Dezavantajul utilizării traductorului optic cu disc modulator este că acesta încarcă piesa supusă mișcării de rotație ceea ce poate conduce la modificarea modurilor de oscilație. Pentru limitarea pe cât posibil a influenței discului, acesta se poate realiza din materiale ușoare, transparente și de grosimi foarte mici.

Traductorul oferă precizii de măsurare mai mari la frecvențe joase, deoarece intervalele de timp pentru aceeași amplitudine a vibrației sunt mai mari și deci măsurarea se face cu o rezoluție mai bună.

3.8. TRADUCTOARE DE VIBRAȚII CU LASER

3.8.1. Utilizarea efectului Doppler pentru măsurarea vibrațiilor

În [51] se prezintă o metodă de măsurare a vibrației pe baza efectului Doppler. În cazul în care se utilizează un interferometru și dacă se ține cont de expresia intensității câmpului electric se observă că datorită vibrației unciă din oglinzi apare o diferență de fază variabilă în timp, în cazul unde reflectate de aceasta. Expresia ei este:

$$\theta(t) = \frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max} \cdot \sin \omega_r t, \quad (3.28)$$

unde: x_{\max} - amplitudinea oscilației,

ω_r - pulsația vibrației,

λ - lungimea de undă a fascicolului laser.

Viteza dublu alternanță redresată medie, a unui punct situat pe oglinda ce vibrează, este dată de relația:

$$v_{med} = \omega_r \cdot \frac{2}{T_r} \cdot \int_0^{T_r} x_{\max} \cdot \sin \omega_r t \cdot dt = 4 \cdot x_{\max} \cdot f_r. \quad (3.29)$$

Frecvența Doppler este dată de variația de fază în raport cu timpul, conform relației:

$$\Delta f = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot \omega_r \cdot x_{\max} \cdot \cos \omega_r t = \frac{2 \cdot v}{\lambda} = \frac{2 \cdot v \cdot f}{c}, \quad (3.30)$$

unde: Δf - variație de frecvență instantanee,

v - viteza oscilației,
 f - frecvența laserului,
 c - viteza luminii.

Valoarea dublu alternanță redresată medie a frecvenței instantanee dată de relația (3.30) este:

$$f_D = \frac{2 \cdot v_{med} \cdot f}{c} \quad (3.31)$$

Ținând cont de relația (3.28) se obține amplitudinea oscilației astfel:

$$x_{max} = \frac{f_D \cdot c}{8 \cdot f \cdot f_r} = \frac{f_D \cdot \lambda}{8 \cdot f_r} \quad (3.32)$$

Gama dinamică a mărimilor ce caracterizează vibrația în cazul măsurărilor efectuate cu această metodă, poate atinge valoarea de 180 dB conform cu [51]. Valorile minime sunt de ordinul μm .

O variantă mai precisă de măsurare, ce elimină erorile datorate deplasării suporturilor și jocurilor în lagăre se prezintă în [54]. Schema de măsură este desenată în figura 3.18.

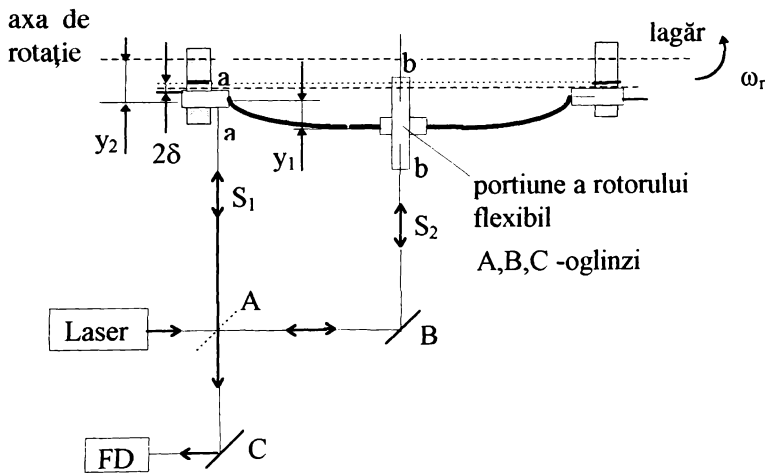


Fig. 3.18. Schemă de măsurare a încovoierii rotorului în raport cu o secțiune apropiată de unul din suporturi

Raza S_1 , reflectată de oglinda semitransparentă A, ajunge pe suprafața rotorului în dreptul secțiunii a-a, secțiune situată în apropierea unui lagăr și deci nu are încovoiere. Raza de lumină S_2 , reflectată de oglinda B, atinge suprafața rotorului în secțiunea b-b. În acest punct se va măsura încovoierea rotorului. Razele reflectate de cele 2 suprafețe se însumează pe oglinda A și ajung pe suprafața fotodetectorului FD prin intermediul oglinzii C.

Mișcarea unui punct de pe suprafața rotorului aflat în dreptul secțiunii a-a și respectiv b-b se face pe două traiectorii circulare de raze:

$$r_a = y_2 + \delta \quad (3.33)$$

și

$$r_b = y_1 + y_2 + \delta, \quad (3.34)$$

unde: y_1 - încovoierea rotorului,
 y_2 - deplasarea suporturilor rotorului,
 δ - jocul radial din lagăre.

Ținând cont de considerațiile prezentate mai sus și având în vedere relațiile (40), (41), (42) particularizate pentru cazul discutat, se ajunge la relația [54]:

$$y_{1\max} = \frac{f_D \cdot \lambda}{8 \cdot f_r} \quad (3.35)$$

Se observă că în relația de mai sus nu intervin deplasarea suporturilor și jocurile radiale.

Metoda diferențială descrisă mai sus permite măsurarea precisă a încovoierei rotorului și totodată evidențierea altor elemente ce determină apariția vibrațiilor în suporturi.

3.8.2. Utilizarea interferometrului Michelson la măsurarea vibrațiilor

3.8.2.1. Schema de principiu a interferometrului Michelson

În figura 3.19 se prezintă un interferometru optic.

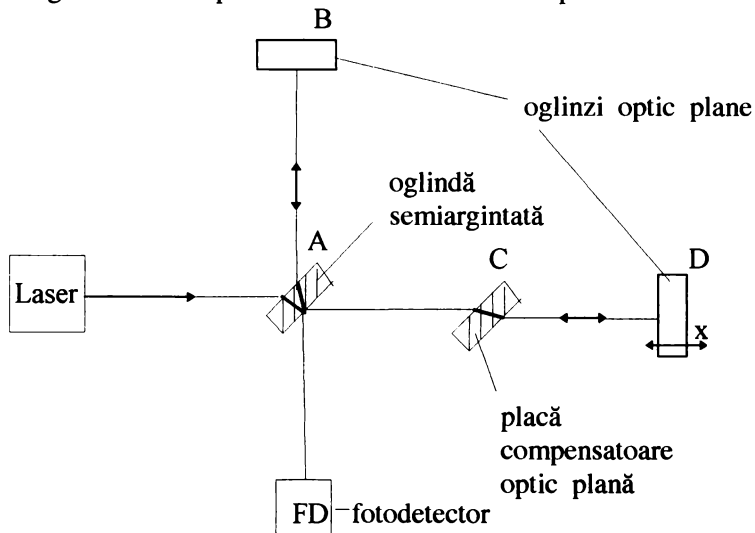


Fig. 3.19. Schema interferometrului Michelson pentru măsurarea vibrațiilor

O parte a fascicolului laser este reflectată de oglinda B, iar cealaltă de oglinda D. Cele 2 fascicole se compun și formează franje de interferență dacă una din oglinzi (de ex. B) nu este perfect perpendiculară pe fascicolul de raze incident. În acest caz, iluminarea I are expresia:

$$I = k \cdot \left(1 + \cos \frac{2 \cdot \pi \cdot d}{h} \right), \quad (3.36)$$

unde: k - constantă,

d - distanța măsurată perpendicular pe franje față de un punct situat la mijlocul intervalului dintre două benzi,

h - lățimea franjei.

Modificarea poziției uncea dintre oglinzi pe direcția de propagare a fascicolului laser cu x determină o modificare cu $2x$ a drumului parcurs de fascicol și o deplasare a poziției franjelor cu d' :

$$d' = \frac{2 \cdot x \cdot h}{\lambda}, \quad (3.37)$$

unde λ este lungimea de undă a fascicolului laser.

Dacă oglinda D vibrează sinusoidal, deplasarea acesteia este descrisă de relația:

$$x(t) = x_{\max} \cdot \sin \omega_r t, \quad (3.38)$$

unde: x_{\max} - amplitudinea vibrației,

ω_r - pulsația vibrației.

Expresia iluminării I devine:

$$I = k \cdot \left[1 + \cos \left(\frac{2\pi d}{h} - \frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max} \cdot \sin \omega_r t \right) \right]. \quad (3.39)$$

Valoarea medie a iluminării este:

$$\begin{aligned} I_{med} &= \frac{k \cdot \omega_r}{2} \cdot \int_0^{\frac{2}{\omega_r}} \left[1 + \cos \left(\frac{2\pi d}{h} - \frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max} \cdot \sin \omega_r t \right) \right] \cdot dt = \\ &= k \cdot \left[1 + J_0 \left(\frac{2\pi \cdot 2 \cdot x_{\max}}{\lambda} \right) \cdot \cos \left(\frac{2\pi d}{h} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.40)$$

unde J_0 este funcția Bessel de ordinul zero.

Din relația (3.40) se observă că franjele de interferență dispar pentru acele valori ale amplitudinii vibrației pentru care se anulează funcția Bessel.

Bazat pe considerațiile de mai sus în [1] se prezintă un sistem performant de etalonat traductoare de vibrații care poate măsura valori discrete ale amplitudinii vibrației. Traductorul prezintă avantajul unei sensibilități deosebite putându-se măsura vibrații de ordinul zecimilor de μm dar măsurarea nu se poate face într-un domeniu continuu de valori ale amplitudinii vibrației.

În plus, pentru identificarea rădăcinii funcției Bessel de ordinul zero este necesar ca măsurarea să se facă continuu, amplitudinile oscilației trebuind să crească treptat începând de la valori foarte mici apropiate de zero.

Observarea dispariției franjelor se realizează cu ajutorul unui telescop. Precizia de măsurare este influențată de caracterul subiectiv al măsurării (ochiul uman) conducând la erori de ordinul ± 8 nm pentru fiecare amplitudine a oscilației măsurate.

3.8.2.2. Interferometrul Michelson cu rezoluție mărită

Ținând cont de neajunsurile de mai sus, se va prezenta, o soluție originală, [66], de creștere a performanțelor acestui traductor.

În cele ce urmează, se demonstrează modalitatea de extindere a domeniului de utilizare al traductorului prezentat mai sus. Pentru aceasta pornim de la relația (3.39) și considerăm $d=0$. În acest caz avem:

$$I = k \cdot \left[1 + \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max} \sin \omega_r t\right) \right]. \quad (3.41)$$

Conform cu [3], dezvoltarea în serie Fourier a expresiei de mai sus este:

$$I = k \cdot \left[1 + J_0\left(\frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max}\right) + 2 \sum_{p=1}^{\infty} J_{2p}\left(\frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max}\right) \cos 2p\omega_r t \right]. \quad (3.42)$$

Graficele funcțiilor Bessel de ordinele 0,2,4,6, sunt prezentate în figura 3.20.

Din analiza acestora se observă că se poate identifica în mod continuu valoarea argumentului funcției Bessel dacă se interpretează și valorile funcțiilor Bessel pare de ordin superior. Cu cât domeniul de variație a lui x este mai mare cu atât se analizează mai multe funcții Bessel de ordine superior.

Din considerațiile anterioare, rezultă că o analiză spectrală a semnalului electric proporțional cu iluminarea I și o interpretare judicioasă a amplitudinilor componentelor permite precizarea valorii amplitudinii vibrației x_{\max} într-un domeniu continuu, fără a mai fi necesară măsurarea amplitudinilor permanente, pe măsura creșterii lor.

TRADUCTOARE PENTRU MĂSURAREA VIBRAȚIILOR
ROTOARELOR FLEXIBILE

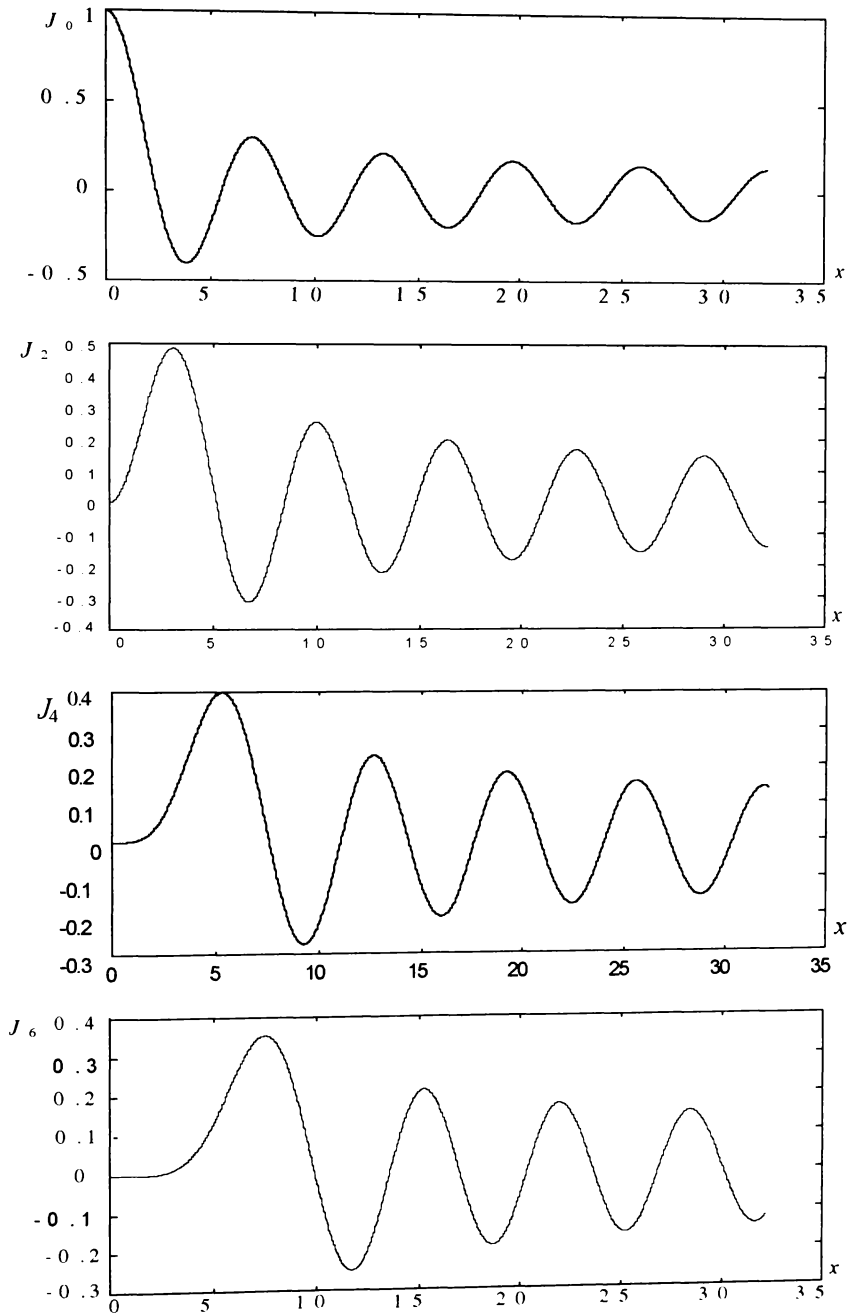


Fig. 3.20. Graficele funcțiilor Bessel de ordinul 0, 2, 4 și respectiv 6

Astfel, s-a reușit o extindere a domeniului de utilizare a traductorului. În plus, se obține un traductor cu o sensibilitate cu un ordin de mărime mai mare ținând cont că, se pot face măsurări și ale amplitudinilor ale căror valori conduc la obținerea unor argumente de aproximativ 20 de ori mai mici decât prima rădăcină a funcției Bessel.

3.8.3. Algoritm de determinare a argumentului funcției Bessel de ordinul 0

În paragraful precedent s-a arătat că este necesar să se determine argumentul funcției Bessel de ordinul 0 dacă se cunoaște valoarea funcției și a componentelor corespunzătoare de ordin superior.

Analizând graficul funcției Bessel de ordinul 0 se observă că această funcție nu e inversabilă. Există însă intervale pe care funcția Bessel este bijectivă. Alegem aceste intervale ca fiind determinate de extremele funcției Bessel de ordinul 0. În tabelul 3.1 se prezintă extremele funcției Bessel de ordinul 0 și valorile corespunzătoare ale argumentului.

Tabelul 3.1.

Nr. crt	x	$J_0(x)$
1	0	1
2	3,8327	-0,4028
3	7,0182	0,3001
4	10,1786	-0,2497
5	13,3259	0,2184
6	16,4723	-0,1965
7	19,6203	0,1801
8	22,7634	-0,1672
9	25,9074	0,1567
10	29,0489	-0,1480
11	32,1940	0,1406

Presupunem că dorim să determinăm valoarea argumentului funcției Bessel în intervalul $[x_1, x_{11}]$. Pentru separarea intervalelor $[x_i, x_{i+1}]$, $i = 1, 10$ se analizează funcțiile Bessel de ordin superior. Se observă că pe măsură ce crește ordinul funcției, valoarea acesteia depășește un anumit prag, pentru valori ale argumentului din ce în ce mai mari. Pentru ilustrare am reprezentat în figura 3.21 funcțiile Bessel de ordinul 4, 14, 24, 34.

TRADUCTOARE PENTRU MĂSURAREA VIBRAȚIILOR
ROTOARELOR FLEXIBILE

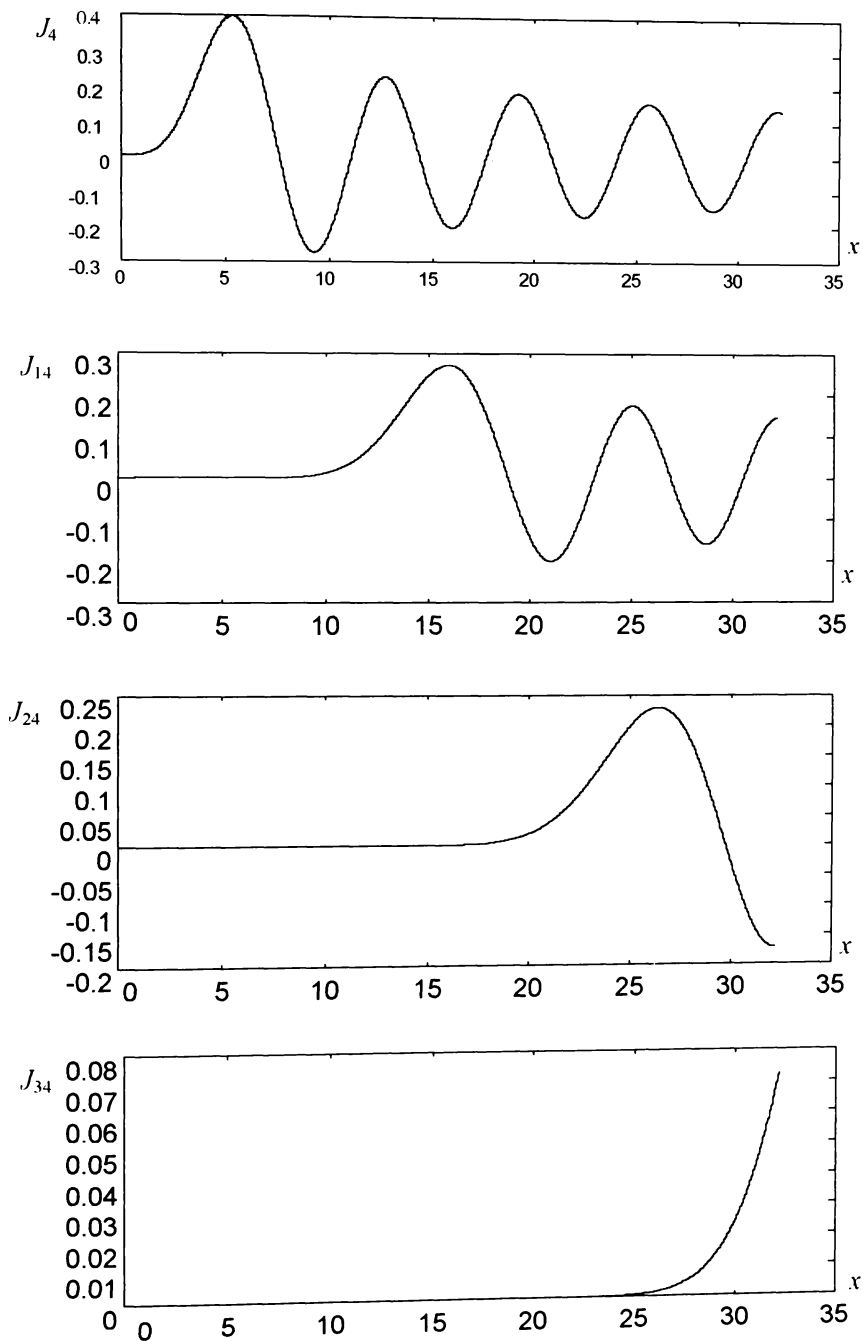


Fig. 3.21. Graficele funcțiilor Bessel de ordinul 4, 14, 24 și respectiv, 34

Observațiile anterioare ne conduc la ideea de identificare a intervalului $[x_i, x_{i+1}]$ prin analiza existenței componentelor superioare în ordine descrescătoare. Astfel, pentru intervalul $[x_{10}, x_{11}]$ am determinat valorile funcțiilor $J_{34}(x_{10})$ și $J_{32}(x_{10})$ obținând valorile:

$$\begin{aligned} J_{34}(x_{10}) &= 0,0136, \\ J_{32}(x_{10}) &= 0,0426. \end{aligned}$$

În cazul în care, funcțiile J_{34} și J_{32} sunt mai mari decât valorile precizate mai sus tragem concluzia că argumentul funcțiilor Bessel este în intervalul $[x_{10}, x_{11}]$.

În cazul în care condiția de mai sus nu e îndeplinită se analizează în mod asemănător funcțiile J_{30} și J_{28} cu valorile de prag date de relațiile:

$$\begin{aligned} J_{30}(x_9) &= 0,0216, \\ J_{28}(x_9) &= 0,0648. \end{aligned}$$

Tabelul 3.2.

Interval	Ordinul fct. Bessel	Valorile de prag
$[x_{10}, x_{11}]$	34	0,0136
	32	0,0426
$[x_9, x_{10}]$	30	0,0216
	28	0,0648
$[x_8, x_9]$	26	0,0343
	$[x_7, x_8]$	24
22		0,0547
$[x_6, x_7]$	20	0,0249
	18	0,0873
$[x_5, x_6]$	16	0,0418
	14	0,1397
$[x_4, x_5]$	12	0,0721
$[x_3, x_4]$	10	0,024
	8	0,1296
$[x_2, x_3]$	6	0,04
$[x_1, x_2]$		

Dacă funcțiile J_{30} și J_{28} sunt mai mari decât valorile de mai sus, argumentul funcțiilor Bessel este în intervalul $[x_9, x_{10}]$. În caz contrar se

continuă procesul până la identificarea intervalului în care se află argumentul căutat.

În tabelul 3.2 se prezintă funcțiile Bessel ce permit determinarea intervalului $[x_i, x_{i+1}]$, $i = \overline{1, 10}$ precum și valorile de prag ale acestora (valori corespunzătoare limitelor intervalelor de monotonic ale funcției Bessel de ordinul 0).

Din cele prezentate în acest paragraf rezultă că se poate identifica intervalul $[x_i, x_{i+1}]$ în care se află argumentul funcției Bessel. Funcția Bessel de ordinul 0 în intervalele $[x_i, x_{i+1}]$, $i = \overline{1, 10}$ este monotonă. Să considerăm că ne situăm în intervalul $[x_2, x_3]$. În acest caz funcția Bessel de ordinul 0 este crescătoare. Pentru a determina valoarea argumentului funcției Bessel vom utiliza tehnica aproximațiilor succesive. Astfel, comparăm valoarea funcției Bessel cu cea obținută pentru un număr egal cu media aritmetică a capetelor intervalului:

$$J_0(x) < J_0\left(\frac{x_2 + x_3}{2}\right). \quad (3.43)$$

Dacă inegalitatea este adevărată atunci știm că $x \in [x_2, (x_2 + x_3)/2]$, iar în caz contrar $x \in [(x_2 + x_3)/2, x_3]$. În continuare se repetă procedura descrisă mai sus până când eroarea între valoarea funcției Bessel $J_0(x)$ și o valoare a funcției pentru un argument cunoscut este mai mică decât un anumit prag.

Analog se procedează în cazul în care am fi situați într-un interval în care caracterul funcției Bessel de ordinul 0 este descrescător.

Implementarea algoritmului descris mai sus s-a făcut în limbajul de programare Matlab (vezi Anexa 1). Organigrama programului se prezintă în figura 3.22. La începutul programului se inițializează o constantă egală cu valoarea argumentului pentru care se face verificarea. Se calculează funcția Bessel corespunzătoare și această mărime reprezintă mărimea de intrare în algoritm. Se specifică apoi, limitele intervalului de monotonic (x_{min} și x_{max}) și caracterul crescător sau descrescător al funcției Bessel de ordinul 0 în intervalul respectiv (prin constanta "bis"). În continuare este implementat algoritmul descris în acest paragraf ținându-se însă cont de cele 2 domenii de monotonic (ramificația programului se face în urma testării valorii constantei "bis"). Pragul de eroare s-a ales 0.0001. Mărimea de ieșire din program este valoarea x determinată prin aproximații succesive, care poate fi comparată cu data de intrare. În urma rulării programului nu s-au constatat erori acestea fiind mai mici de 0.01% (în programul Matlab s-a lucrat cu 4 cifre zecimale).

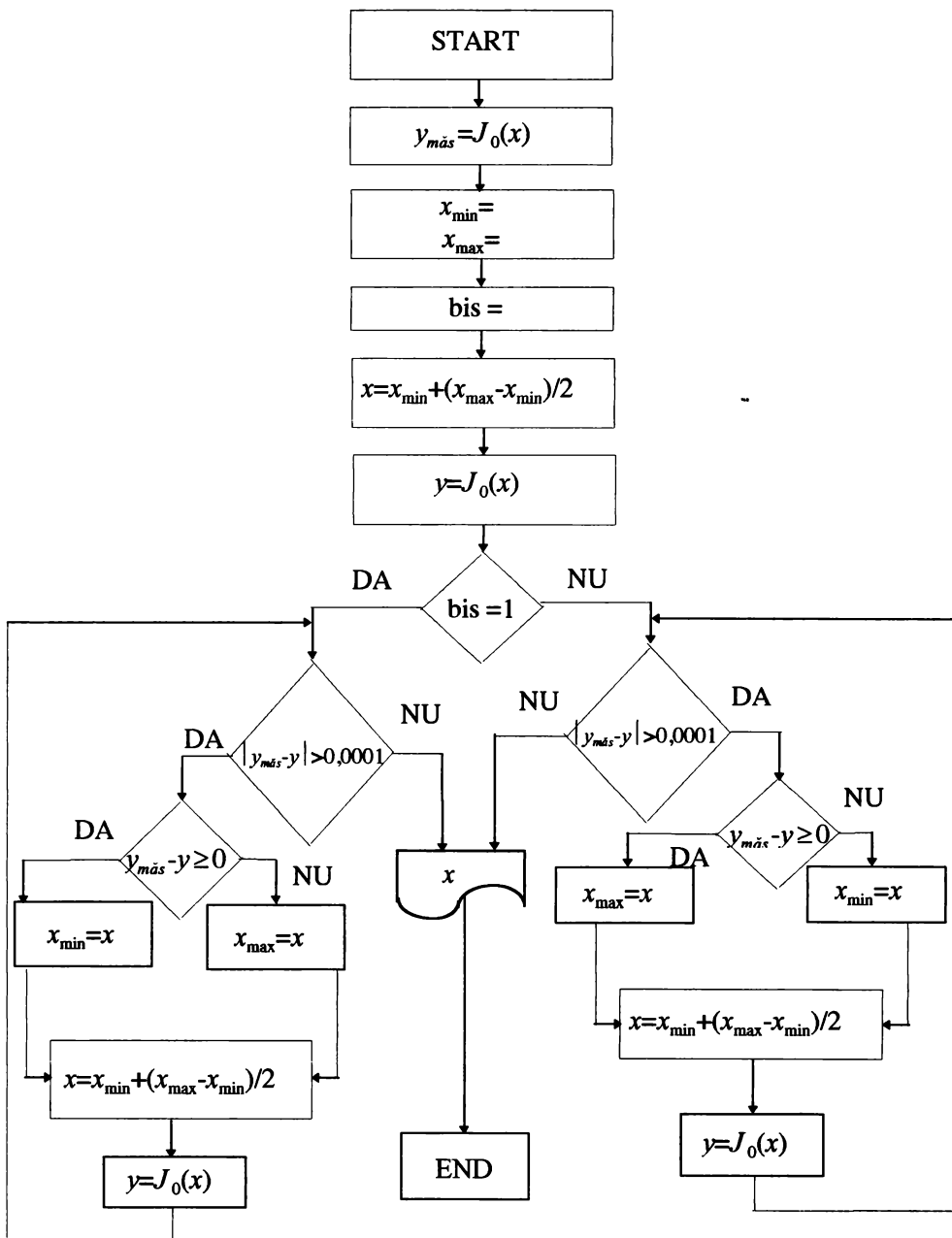


Fig. 3.22. Organigrama algoritmului de determinare a argumentului x dac\u0103 se cunoa\u015fte valoarea func\u021biei $J_0(x)$ \u0219i intervalul de monotonie

3.8.4. Instalație experimentală pentru măsurarea vibrațiilor cu ajutorul interferometrului Michelson

Pentru verificarea considerațiilor teoretice expuse mai sus am realizat instalația experimentală prezentată în figura 3.23.

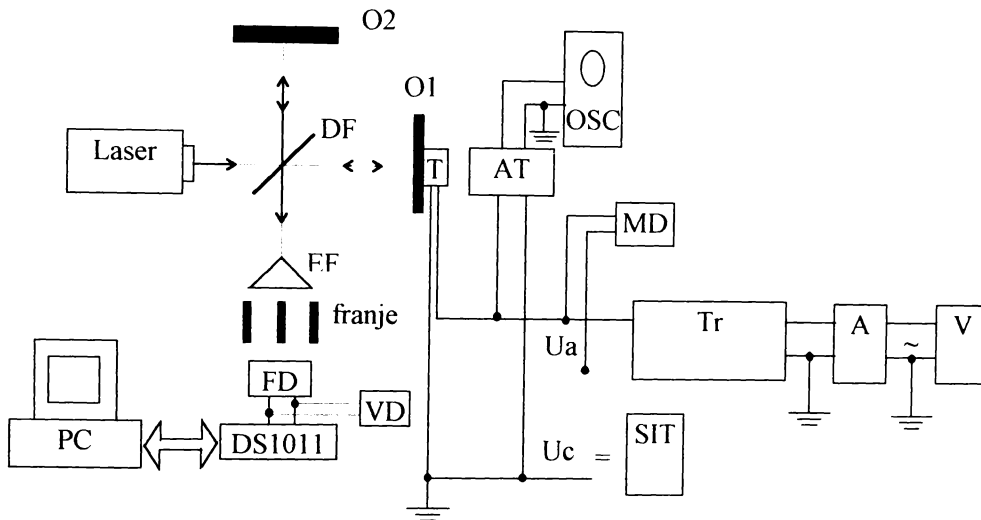


Fig. 3.23. Instalație experimentală de măsurare a vibrațiilor bazată pe interferometrul Michelson
O1-oglină mobilă, O2-oglină fixă, DF-divizor de fascicul, EF-expandor franje, T-traductor piezoceramic, OSC-osciloscop, AT-atenuator, MD-multimetru digital, Tr-transformator, A- amplificator, V-versatester, SIT-sursă de înaltă tensiune, FD-fotodetector, VD-voltmetru digital, DS1011-placa de achiziție, PC-calculator IBM-AT.

Traductorul T este un traductor piezoceramic. Dacă la bornele traductorului se aplică o tensiune continuă, acesta se contractă indiferent de polaritatea tensiunii, a fost necesar să se alimenteze traductorul cu o tensiune continuă pentru stabilirea punctului static de funcționare. În serie cu această tensiune continuă, se aplică o tensiune alternativă obținută de la ieșirea unui generator și amplificată cu un amplificator și un transformator ridicător de tensiune. Tensiunea alternativă se măsoară cu un multimetru numeric. Osciloscopul se utilizează pentru a vizualiza semnalul de alimentare a traductorului, urmărindu-se ca suma celor 2 tensiuni să rămână de același semn.

Oglinda O1 este lipită pe una din fețele traductorului. Mișcarea oscilatorie a traductorului pe direcția fascicolului este preluată de O1.

Ca fotodetector s-a utilizat o celulă fotovoltaică. Am optat pentru acest tip de fotodetector pentru a elimina erorile introduse de sursele de alimentare în cazul altor tipuri de fotodetectoare. Considerațiile din paragraful 3.8.2. au fost făcute în ipoteza utilizării unui fotodetector cu dimensiuni extrem de mici comparativ cu distanța dintre 2 franje. Pentru a ne apropia de aceste condiții am utilizat un expandor de franje iar fotodetectorul a fost obturat cu un capac prevăzut cu un orificiu cu diametrul de 2 mm.

Semnalul de la ieșirea fotodetectorului se aplică la intrarea unui voltmetru digital și la intrarea unui sistem de achiziție DS1011.

Voltmetrul digital se utilizează pentru măsurarea componentei continue a semnalului de la ieșirea traductorului fotoelectric în vederea stabilirii punctului de referință.

Sistemul de achiziție DS1011, expus în [77], este construit în jurul procesorului numeric de semnal TMS320E14. Schema de principiu a plăcii se prezintă în figura 3.24.

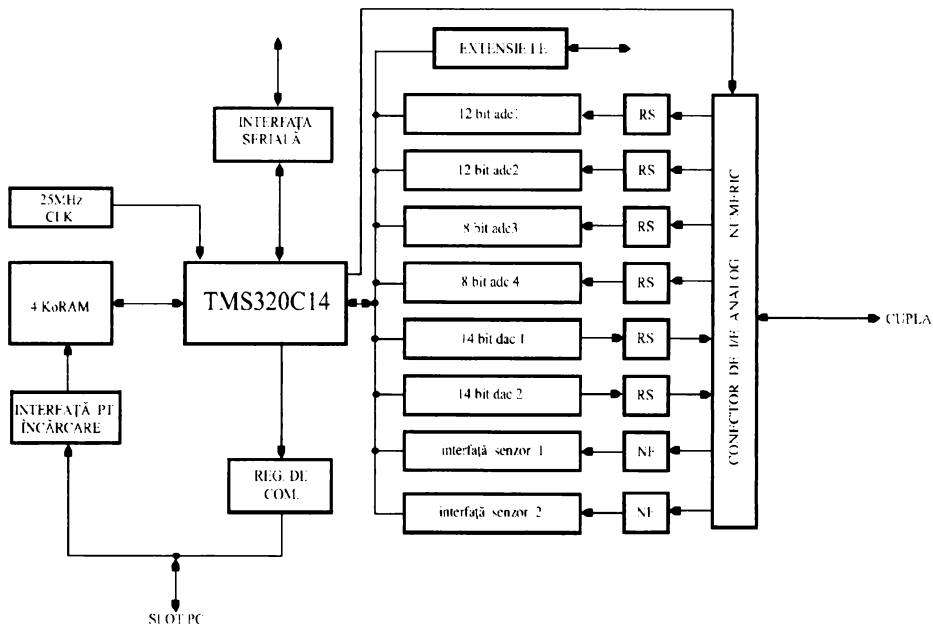


Fig. 3.24. Schema bloc a plăcii de achiziție DS1011

Procesorul TMS320E14 face parte din prima generație din familia de procesoare TMS320 a firmei Texas Instruments. Acest procesor a fost special conceput pentru a putea fi utilizat în aplicații corespunzătoare sistemelor de control, fiind un circuit ce are performanțele unui procesor de semnal numeric și circuitele periferice ale unui microcontroler. Caracteristicile specifice ale procesorului TMS320E14 sunt [78]:

- timpul de execuție a unei instrucțiuni este de 160 ns
- 256 x 16 memorie RAM
- 4k x 16 memorie EPROM
- posibilitatea accesării 4k x 16 memorie program externă în cazul funcționării ca microprocesor
- acumulator pe 32 biți
- multiplicator cu operanzi de 16 biți cu rezultat pe 32 biți
- divizor cu $0 \div 16$ biți
- port de intrare/ieșire de 16 biți selectabil pe bit
- port serial cu protocol programabil
- 4 circuite numărătoare/temporizatoare independente.

În cadrul sistemului de achiziție DS1101 procesorul TMS320E14 poate fi programat să lucreze atât în mod microcontroler, cât și în mod microprocesor. Se preferă modul de lucru microprocesor pentru a avea acces la memoria program externă RAM. Această memorie are un timp de acces foarte mic astfel încât să permită procesorului să o acceseze la frecvența maximă de tact (25 MHz). Capacitatea procesorului de a efectua operații de intrare/ieșire a fost extinsă prin legarea tuturor circuitelor de interfațare la memoria program a DSP-ului (vezi tabelul 3.3). Acest fapt permite accesul ușor la periferice cu ajutorul instrucțiunilor de transfer între memoria program și memoria de date (TBLR și TBLW) în timp ce spațiul de intrare/ieșire al procesorului nu este utilizat, el fiind disponibil pentru extinderea operațiilor de intrare/ieșire cu alte plăci. Când procesorul este resetat, memoria program este accesibilă de către sistemul gazdă pentru a încărca programul de executat. De asemenea, se inițializează registrul de comunicare și celelalte componente de pe placa de achiziție, înainte ca procesorul să intre în funcțiune.

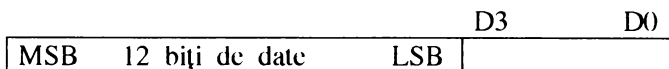
Interfața pentru încărcarea programului este realizată cu ajutorul a 2 registre de 16 biți. Unul dintre registre se încarcă cu cuvântul ce se dorește a fi înscris/citit în/din memorie (registrul MDR), iar celălalt cu adresa dorită (registrul MAR). Deoarece toate circuitele periferice se află în spațiul de memorie program, ele pot fi accesate cu ajutorul celor 2 registre și de către sistemul gazdă. Registrul MDR se poate utiliza numai dacă DSP este în stare de reset.

Tabelul 3.3.

Adresa	Operația	Funcția
0008H	citire	preluare date de la CAN1 (12 biți)
0008H	scriere	încărcare date în DAC1 (14 biți)
0009H	citire	preluare date de la CAN2 (12 biți)
0009H	scriere	încărcare date în DAC2 (14 biți)
000AH	citire	preluare date de la CAN3 (8 biți)
000AH	scriere	port de comandă
000BH	citire	preluare date de la CAN4 (8 biți)
000BH	scriere	rezervată
000CH	citire	preluare conținut numărător senzor 1
000CH	scriere	rezervată
000DH	citire	preluare conținut numărător senzor 2
000DH	scriere	rezervată
000EH	citire	preluare date din registrul de comunicare
000EH	scriere	încărcare date în registrul de comunicare

Blocul registrelor de comunicație este format din 3 registre. Un registru este un registru de transfer a datelor bidirecțional de 16 biți (COMR). Acesta poate fi citit/seris de DSP și respectiv scris/citit de sistemul gazdă. Registrul COMR conține 2 registre separate pentru memorarea informației astfel încât DSP-ul sau respectiv, sistemul gazdă poate citi sau scrie simultan fără a se pierde informația. Al doilea registru este un registru de control (CTRL) format din 3 biți, RST, NMI, INT, semnale ce reprezintă intrări pentru DSP. Prin programarea celor 3 biți, sistemul gazdă poate reseta DSP-ul, cere întrerupere și stabili modul de lucru al DSP-ului (microcontroler sau microprocesor). Al treilea registru este un registru de stare ce poate fi doar citit. El furnizează informații cu privire la starea liniilor INT, NMI, INT și cu privire la transferurile ce se realizează prin registrul COMR.

Convertoarele analog-numerice pe 12 biți conțin intern și circuite de eșantionare și memorare. Ieșirea convertorului reprezintă un cuvânt de 16 biți în care primi 12 biți reprezintă informația utilă:



Declanșarea conversiei unuia dintre CAN-uri se face prin poziționarea bitului corespunzător dintr-un registru de control (STB). Semnalul STARE conversie al CAN este legat la portul de intrare/ieșire pe bit al DSP-ului. Acest lucru permite testarea semnalului de STARE

conversie și determinarea momentului terminării conversiei pentru a putea citi informația numerică de la ieșirea CAN-ului. Timpul de conversie al CAN-urilor pe 12 biți este de aprox. 8 μ s.

Amplificatorul cu câștig programabil permite alegerea gamei dinamice a semnalului de la intrare. Există 2 posibilități de alegere ± 10 V sau ± 5 V. Impedanța de intrare a acestor amplificatoare este de 1 M Ω iar banda de frecvențe de 200 kHz.

Deoarece celelalte elemente prezentate în schema bloc a plăcii DS1101 nu au fost folosite în aplicația prezentată, nu am făcut referire la ele.

Sistemul de achiziție DS1101 se conectează într-un calculator IBM - PC/AT sau compatibil cu acesta ce are un standard de magistrală ISA cu un conector pe 16 biți asociat plăcii de bază a calculatorului.

3.8.5. Rezultate experimentale

Măsurările experimentale au fost efectuate cu instalația descrisă în paragraful precedent.

Am utilizat un laser He-Ne polarizat ce a avut lungimea de undă $\lambda=632,8$ nm. Traductorul piezoelectric are o sensibilitate de 1,4931 nm/V. Tensiunea continuă la care s-a lucrat a fost de 1000 V. Cu ajutorul unui reglaj fin am modificat valoarea tensiunii continue astfel încât în absența tensiunii alternative voltmetrul să indice o tensiune maximă ceea ce corespunde faptului că fotodetectorul se află situat într-o zonă cu iluminare maximă (corespunde situației $d=0$ prezentate în paragraful 3.8.2). Tensiunea alternativă a fost variată în intervalul $[0,750]$ V_{ef} cu pasul de 10 V_{ef}. Am ales frecvența de lucru de 80 Hz pentru a nu avea perturbații industriale. Întregul montaj interferometric a fost plasat pe o masă holografică. [73], izolată de fundația clădirii cu ajutorul unei perne de aer.

Am ales numărul de eșantioane achiziționate ca fiind 256 iar frecvența de eșantionare am stabilit-o ca fiind 10,24 kHz. Pentru obținerea frecvenței de eșantionare am utilizat circuitul numărător-temporizator 1 al DSP-ului a cărui schemă bloc se prezintă în figura 3.25. Am programat circuitul în modul de lucru temporizator, semnalul de tact fiind în acest caz intern (CLKOUT) cu frecvența de 6,25 MHz. Ca factor de divizare am ales valoarea 1. Registrul TPR1 se încarcă cu valoarea corespunzătoare frecvenței stabilite de eșantionare. Circuitul comparator are rolul de a semnaliza egalitatea conținutului registrului TMR1 cu valoarea prescrisă în TPR1. În momentul egalității celor 2 registre se activează semnalul TMINT1 ce generează o cerere de întrerupere DSP-ului.

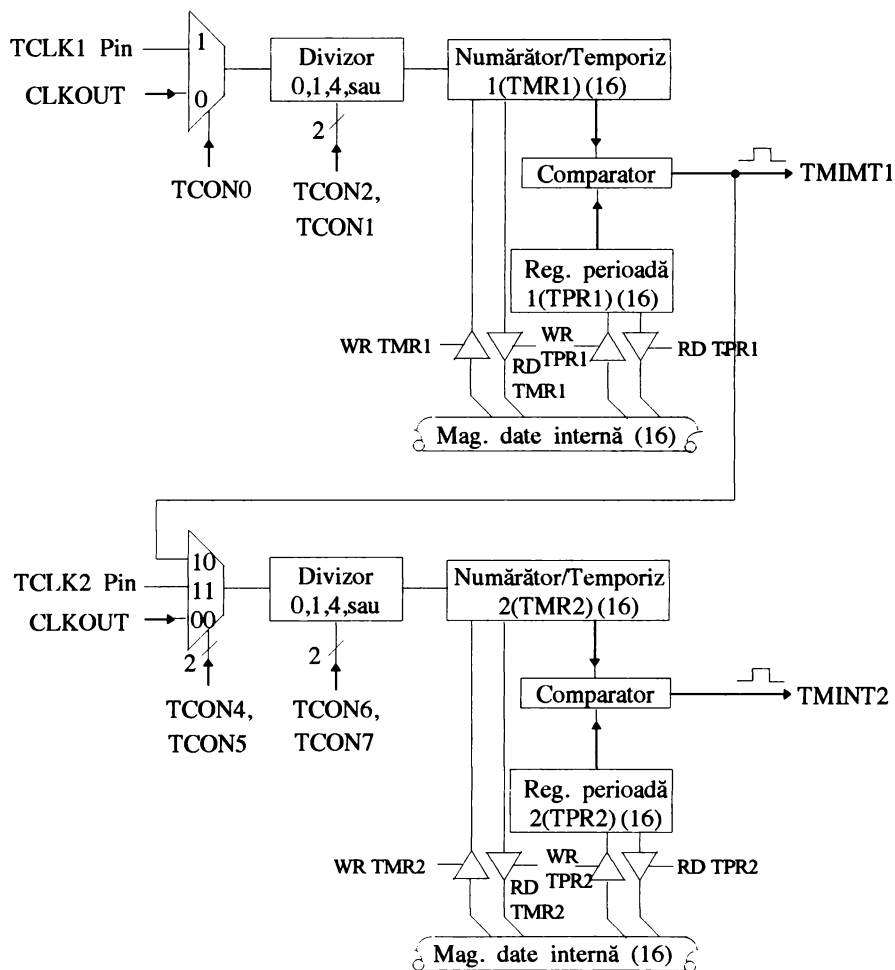


Fig. 3.25. Schema circuitului numărător-temporizator

În subrutina de întrerupere (vezi anexa 3) se șterge fanionul ce a semnalizat cererea de întrerupere, se citește valoarea eșantioanelor, se înscrie această valoare la intrarea CNA1, se pornește o nouă conversie și valoarea eșantionului se înscrie în registrul de comunicație COMR pentru a fi citită de sistemul gazdă. Citirea valorii eșantionului prelevat este obligatorie înaintea unei noi comenzi de START conversie deoarece, în caz contrar, comanda de începere a unei noi conversii nu se acceptă. În

programul principal se inițializează câteva constante, se stabilește modul de funcționare a circuitului numărător/temporizator 1 și se înscrie registrul IM cu masca pentru întreruperi. După activarea întreruperilor, procesorul de semnal rămâne într-o buclă infinită de așteptare a cererilor de întrerupere ale circuitului numărător/temporizator 1. Constanta ce urmează a fi încărcată în registrul TPR1 care stabilește frecvența de eșantionare se va citi de la adresa 10h specificată în program cu eticheta DIVCT.

Comanda plăcii DS1101 precum și schimbul de informații între placa de achiziție și sistemul gazdă s-a realizat în limbajul de programare C (vezi anexa 4). Programul în C trebuie să realizeze următoarele funcții: inițializarea DSP-ului, încărcarea programului pentru DSP în memoria de program, stabilirea constantei corespunzător frecvenței de eșantionare dorite, declanșarea execuției programului de achiziție și prelucrarea eșantioanelor achiziționate. Deoarece programul în C s-a dorit a fi apelat din limbajul de programare Matlab acesta mai conține o parte de realizare a compatibilității cu acest limbaj. Astfel apelarea programului în C se face din programul Matlab sub forma:

$$v=acqp(n, fe)$$

unde: n - numărul de eșantioane prelevate,

fe - frecvența de eșantionare în Hz,

v - matrice cu valorile eșantioanelor prelevate obținute în urma rulării programului de achiziție.

Programul în Matlab apelează funcția descrisă mai sus și prelucrează informația obținută în urma eșantionării semnalului de la intrare (vezi anexa 5). În urma achiziției se vizualizează forma de variație în timp a semnalului de la intrare, apoi se efectuează transformata Fourier a semnalului eșantionat și se afișează spectrul de amplitudini. Utilizatorul introduce ordinul componente spectrale ce se dorește a fi cunoscută și se afișează valoarea acesteia.

Programele prezentate anterior s-au utilizat pentru achiziția semnalului provenit de la fotodetector. În figura 3.26 se prezintă forma de variație în timp a semnalului de la ieșirea fotodetectorului pentru următoarele tensiuni alternative aplicate la intrarea traductorului piezoelectric 10, 250, 500, 750 V_{ef}. În figura 3.27 se prezintă spectrul de amplitudini pentru cele 4 tensiuni specificate. Se observă că spectrul se îmbogățește în componente de frecvență înaltă pe măsură ce crește tensiunea alternativă, respectiv, crește amplitudinea vibrației oglinzii O1.

TRADUCTOARE PENTRU MĂSURAREA VIBRAȚIILOR
ROTOARELOR FLEXIBILE

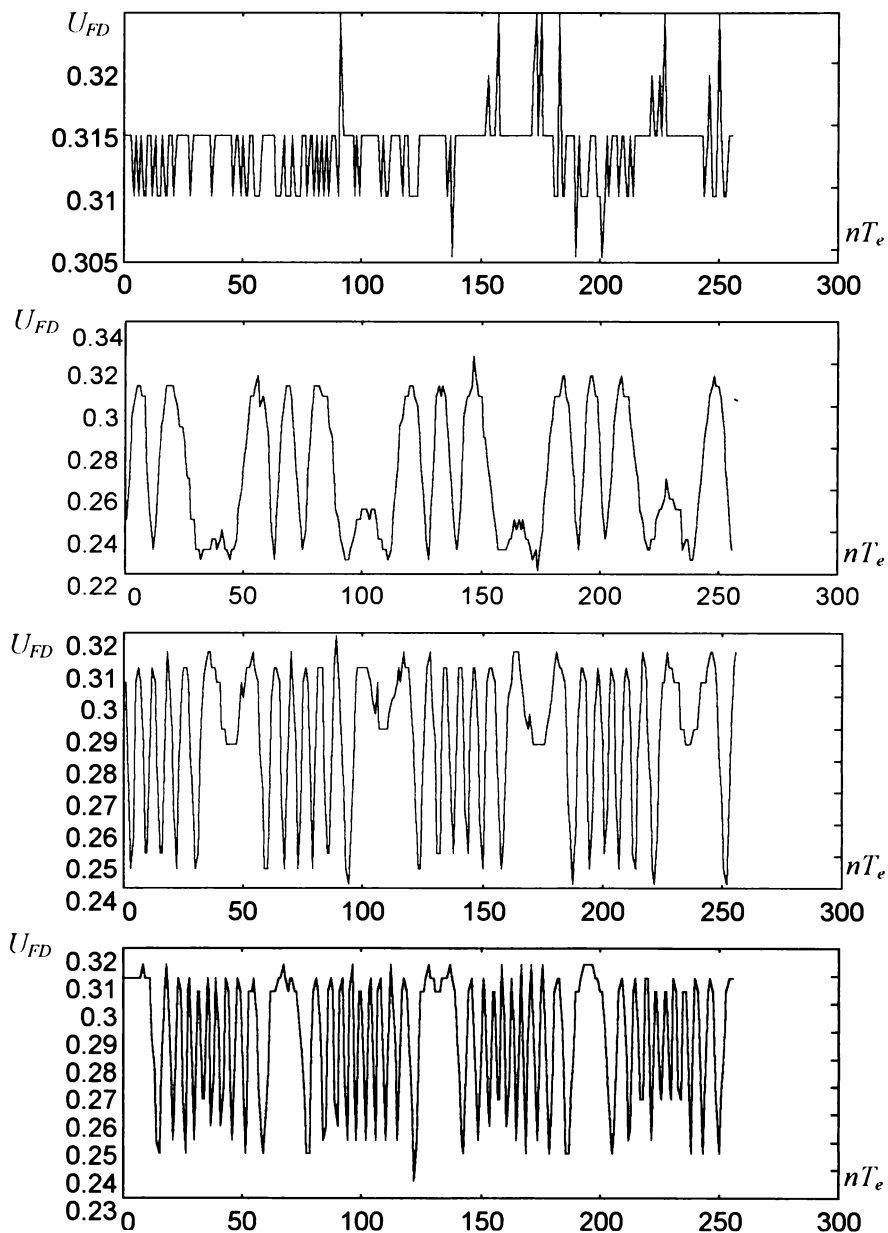


Fig. 3.26. Variația în timp a semnalului de la ieșirea fotodetectorului pentru tensiunile alternative de alimentare a traductorului de vibrații de 10, 250, 500 și respectiv 750 V_{ef}

TRADUCTOARE PENTRU MĂSURAREA VIBRAȚIILOR
ROTOARELOR FLEXIBILE

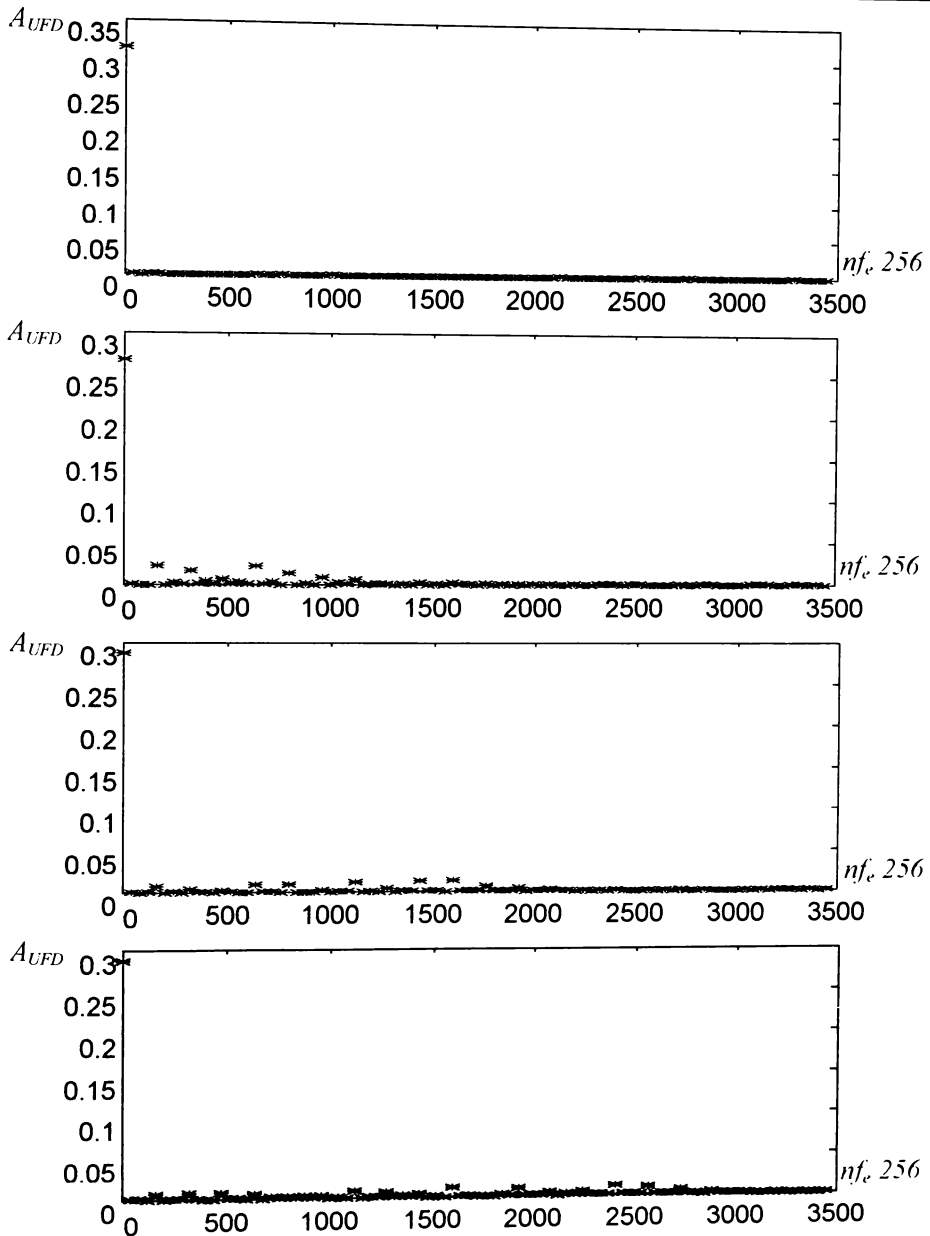


Fig. 3.27. Spectrul de amplitudini A_{UFD} al semnalului de la ieșirea fotodetectorului în funcție de tensiunile alternative de alimentare a traductorului de vibrații de 10, 250, 500 și respectiv 750 V_{ef}

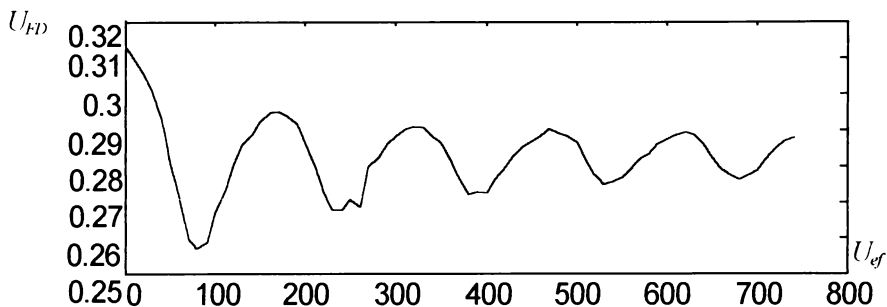


Fig. 3.28. Componenta continuă a semnalului de la ieșirea fotodetectorului în funcție de tensiunea de alimentare a traductorului de vibrații

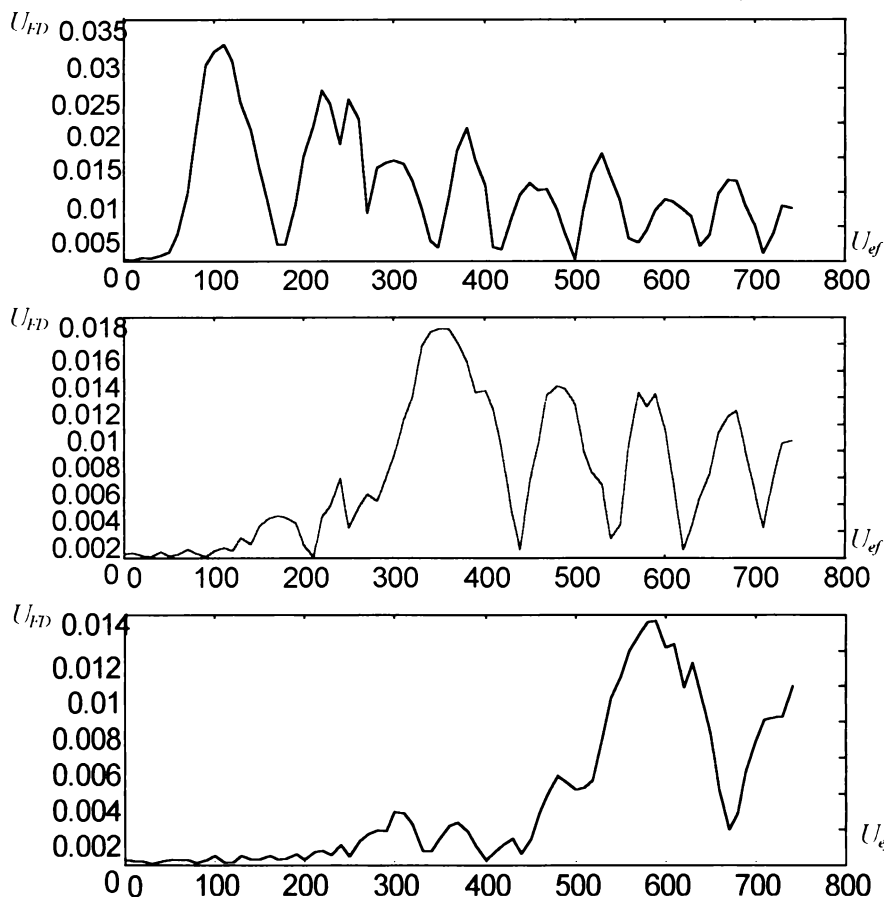


Fig. 3.29. Componentele spectrale de ordinul 4, 14 și respectiv, 24 ale semnalului de la ieșirea fotodetectorului în funcție de tensiunea de alimentare a traductorului de vibrații

Pentru a putea compara rezultatele experimentale cu cele teoretice în figura 3.28 am reprezentat curba de variație a componentei continue în funcție de amplitudinea tensiunii alternative și în figura 3.29, a componentelor de ordinul 4, 14, 24. Din analiza acestor curbe se observă că, valoarea componentei continue, față de cazul teoretic, păstrează aceeași formă de variație, însă este decalată pe verticală cu o anumită constantă. Componentele pare de ordin superior păstrează aceeași formă de variație cu funcțiile Bessel pare corespunzătoare în domeniul cuprins între 0 și primul maxim corespunzător fiecăreia. Curbele nu coincid în continuare deoarece amplitudinile componentelor spectrale se consideră pozitive în timp ce domeniul de variație a funcțiilor Bessel este în jurul lui 0 incluzând deci și valori negative.

3.8.6. Algoritm de determinare a amplitudinii vibrației

Pentru a scrie un algoritm de determinare a amplitudinii vibrației vom porni de la algoritmul descris în paragraful 3.8.3. Se observă că este necesar să determinăm relația ce permite suprapunerea curbei teoretice a funcției Bessel de ordinul 0 peste curba ridicată experimental.

Expresia ce permite suprapunerea componentei continue a tensiunii de ieșire a fotodetectorului se presupune a fi de forma:

$$U_{FDmed} = U_c + k_u \cdot [1 + J_0(x)], \quad (3.44)$$

unde: U_c - componenta continuă de decalaj.

k_u - factor de proporționalitate.

Pentru determinarea valorilor U_c și k_u din relația de mai sus, am considerat 2 valori extreme consecutive, x_i și x_{i+1} , prin care trece funcția Bessel de ordinul 0 și rezolvând sistemul, am obținut următoarele relații de calcul:

$$k_u = \frac{U_{FDmed_{i+1}} - U_{FDmed_i}}{J_0(x_{i+1}) - J_0(x_i)}, \quad (3.45)$$

$$U_c = \frac{U_{FDmed_i} \cdot [1 + J_0(x_{i+1})] - U_{FDmed_{i+1}} \cdot [1 + J_0(x_i)]}{J_0(x_{i+1}) - J_0(x_i)}. \quad (3.46)$$

Curba experimentală a componentei continue a semnalului de la ieșirea fotodetectorului este funcție de valoarea efectivă a tensiunii de alimentare a traductorului de vibrații (vezi figura 3.28).

În relațiile de mai sus apare ca argument variabila x . Trecerea de la valoarea efectivă a tensiunii de alimentare a traductorului de vibrații (U_{ef}) la valoarea argumentului x al funcției Bessel de ordinul 0 se face cu relația:

$$x = \frac{2 \cdot \pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max} = \frac{2 \cdot \pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot k_T \cdot \sqrt{2} \cdot U_{ef}, \quad (3.47)$$

unde k_T este sensibilitatea traductorului de vibrații.

Analizând datele experimentale, se pot determina valorile tensiunilor de alimentare ale traductorului de vibrații pentru care se obțin extreme ale curbei tensiunii de la ieșirea traductorului. Corespunzător acestor valori se determină argumentele $x_{i_{\max}}$ pe baza relației 3.47. Pentru comparație cu valorile teoretice x_i ale argumentelor corespunzătoare extremelor funcției Bessel de ordinul 0 se poate analiza tabelul 3.4. S-au prezentat primele 9 extreme consecutive corespunzătoare funcției $J_0(x)$, $x \neq 0$. În calculele de mai sus s-a considerat sensibilitatea traductorului constantă în întreg intervalul de măsurare.

Tabelul 3.4.

i	U_{efi}	x_i	$x_{i_{\max}}$
1	90	3,8327	3,7739
2	180	7,0182	7,5478
3	260	10,1786	10,9024
4	330	13,3259	13,8376
5	400	16,4723	16,7729
6	480	19,6203	20,1274
7	540	22,7634	22,6434
8	630	25,9074	26,4173
9	690	29,0489	28,9332

Revenind la relațiile (3.45) și (3.46), am calculat cele 2 valori pentru i variind de la 1 la 9, utilizând echivalența (x_i, U_{efi}) $i = \overline{1,9}$ dată de tabelul 3.4. Am obținut valorile din tabelul 3.5.

Tabelul 3.5.

i	k_u	U_c
1	0,0412	0,2326
2	0,0541	0,2249
3	0,0513	0,2285
4	0,0513	0,2285
5	0,0482	0,2323
6	0,0515	0,2296
7	0,0446	0,2377
8	0,0451	0,2374
9	0,0433	0,2394

De asemenea am calculat media tuturor celor 9 valori și apoi media a 8, 7 și respectiv 6 valori eliminând de fiecare dată una din valorile extreme. Am obținut tabelul 3.6.

Tabelul 3.6.

	9	8	7	6
k_u	0,0478	0,0486	0,0494	0,0486
U_c	0,2323	0,2322	0,2312	0,2323

Cu valorile obținute, pentru exemplificare, am reprezentat în 3 cazuri, curba experimentală și curba dată de relația (3.44), în figura 3.30.

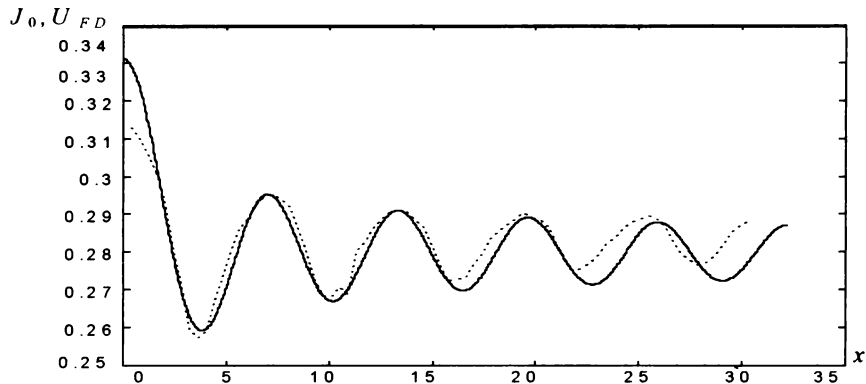
Pentru a echivala axa absciselor curbelor experimentală și respectiv, teoretică am utilizat relația (3.47).

Din graficele prezentate se observă coincidența celor 2 curbe pe porțiuni.

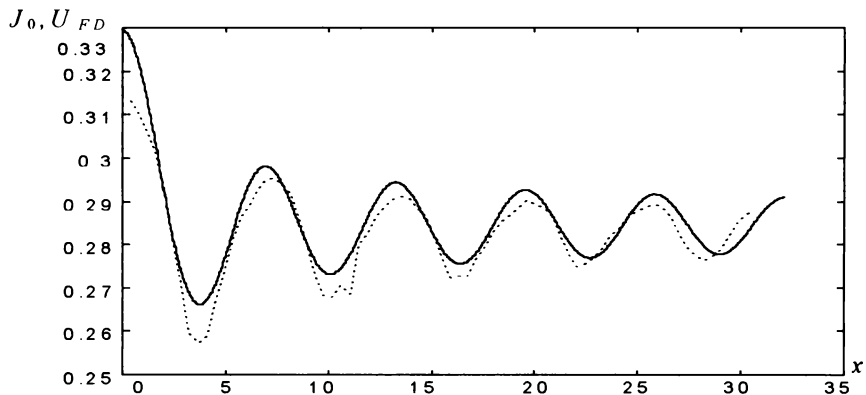
Erorile se pot elimina prin stabilirea valorilor k_u și U_c funcție de domeniul în care se găsește amplitudinea vibrației.

O altă problemă ce trebuie rezolvată pentru a aplica principiile algoritmului prezentat în paragraful 3.8.3 este stabilirea pragurilor componentelor spectrale care ne permit identificarea intervalelor $[x_i, x_{i+1}]$ de monotonic ale funcției Bessel de ordinul 0. Analizând curbele de variație ale tuturor componentelor spectrale pare până la ordinul 34 am ajuns la următoarele praguri prezentate în tabelul 3.7.

3, 4 și 4, 5 $k_u=0,0513$ $U_c=0,2285$



8, 9 $k_u=0,0451$ $U_c=0,2374$



Media tuturor $k_u=0,0478$ $U_c=0,2323$

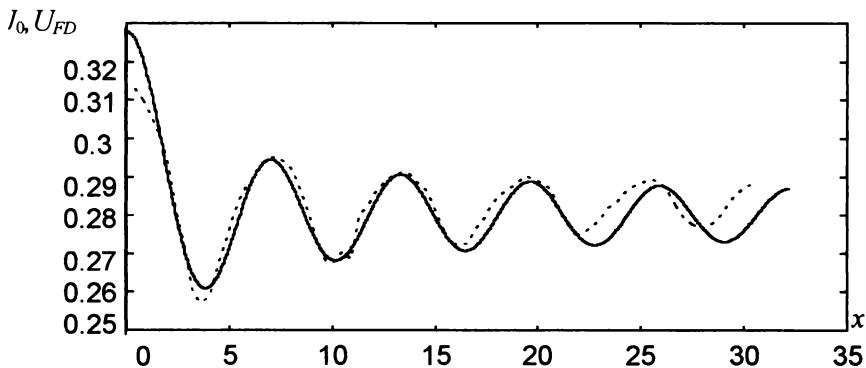


Fig. 3.30. Curbele experimentale și cele teoretice pentru 3 seturi de valori ale constantelor k_u și U_c

Tabelul 3.7.

Interval	Ordinul componentei spectrale	Valorile de prag
[x_{10}, x_{11}]	34	0,0026
	32	0,0056
[x_9, x_{10}]	30	0,0030
	28	0,0068
[x_8, x_9]	26	0,0040
[x_7, x_8]	24	0,0034
	22	0,0057
[x_6, x_7]	20	0,0061
	18	0,0104
[x_5, x_6]	16	0,0056
	14	0,0112
[x_4, x_5]	14	0,0061
	14	0,0032
	8	0,0190*
[x_3, x_4]	10	0,0072
	8	0,0130
[x_2, x_3]	6	0,0049
	6	0,0014
	4	0,0259
[x_1, x_2]		

Se observă că la fel ca în cazul ideal avem aceleași componente spectrale ce se analizează pentru identificarea unui anumit interval [x_i, x_{i+1}]. Singura problemă a apărut la identificarea intervalului [x_4, x_5] deoarece componenta de ordinul 14 nu e strict crescătoare pentru valori ale amplitudinii vibrației mai mari decât valoarea corespunzătoare lui x_4 (vezi fig. 3.30) Pentru eliminarea acestui neajuns s-a luat în calcul, suplimentar și componenta spectrală de ordinul 8. Se testează dacă componenta spectrală de ordinul 14 este mai mare decât primul prag. În caz afirmativ argumentul x este în intervalul [x_4, x_5]. Dacă nu, se testează dacă componenta spectrală de ordinul 14 este mai mare decât al doilea prag. În caz afirmativ, se testează componenta de ordinul 8. În acest caz dacă componenta este mai mică decât pragul, argumentul x este în intervalul precizat (motiv pentru care valoarea de prag a fost însemnată cu *). Dacă nu, se continuă analiza pentru celelalte intervale. Aceeași procedură se

aplică și dacă nu avem o componentă de ordinul 14 mai mare decât al doilea prag.

Ținând cont de considerațiile de mai sus putem scrie algoritmul de determinare a amplitudinii vibrației (vezi anexa 2). În urma determinării argumentului x al funcției Bessel de ordinul 0, amplitudinea vibrației se calculează cu relația:

$$x_{\max} = \frac{x \cdot \lambda}{4 \cdot \pi} = \frac{x \cdot 632,8}{4 \cdot \pi}, \quad (3.48)$$

valoare obținută în nm.

Astfel, s-a reușit o extindere înspre valori mici de amplitudine a domeniului de utilizare a metodei interferometrice. În plus, se obține un traductor cu o sensibilitate cu cel puțin un ordin de mărime mai mare, ținând cont că se pot face măsurări și a amplitudinilor a căror valori conduc la obținerea unor argumente de aproximativ 20 de ori mai mici decât prima rădăcină a funcției Bessel.

Din măsurările experimentale efectuate și din considerațiile de mai sus putem afirma că montajul interferometric descris permite măsurarea vibrațiilor cu amplitudini de ordinul nm.

Ținând cont de analiza făcută asupra rezultatelor experimentale rezultă că pentru măsurarea vibrațiilor este necesară o primă etapă de etalonare a instalației interferometrice. Pentru aceasta se determină în curent continuu sensibilitatea traductorului de vibrații obținându-se k_T . Se utilizează relația (3.47) pentru calculul a 2 valori efective ale tensiunii de alimentare corespunzătoare a 2 valori extreme ale funcției Bessel de ordinul 0. Se efectuează cele 2 măsurări ale tensiunii continue de la ieșirea fotodetectorului dacă se aplică tensiunile de alimentare calculate anterior. Cu ajutorul relațiilor (3.45) și (3.46) se determină k_u și U_c care intervin în relația (3.44). Pentru determinarea valorilor de prag se calculează cu ajutorul relației (3.47) tensiunile efective corespunzătoare valorilor extreme ale funcției Bessel de ordinul 0 din intervalul de măsurare dorit. Se stabilesc apoi, componentele spectrale ce caracterizează teoretic fiecare interval de monotonie. Se măsoară pentru toate valorile tensiunilor efective determinate, spectrele semnalelor de la ieșirea fotodetectorului, reținându-se valorile de prag corespunzătoare fiecărei componente spectrale (conform cu tabelul 3.2). În acest moment, interferometrul este etalonat.

Utilizarea interferometrului la măsurarea vibrațiilor rotoarelor flexibile ridică problema etalonării montajului. Pentru a putea realiza această etapă, în figura 3.31 se prezintă o schemă originală de măsurare a vibrațiilor rotoarelor flexibile. Instalația are ca punct de plecare schema din figura 3.23 (elementele precizate în această figură nu au mai fost explicitate).

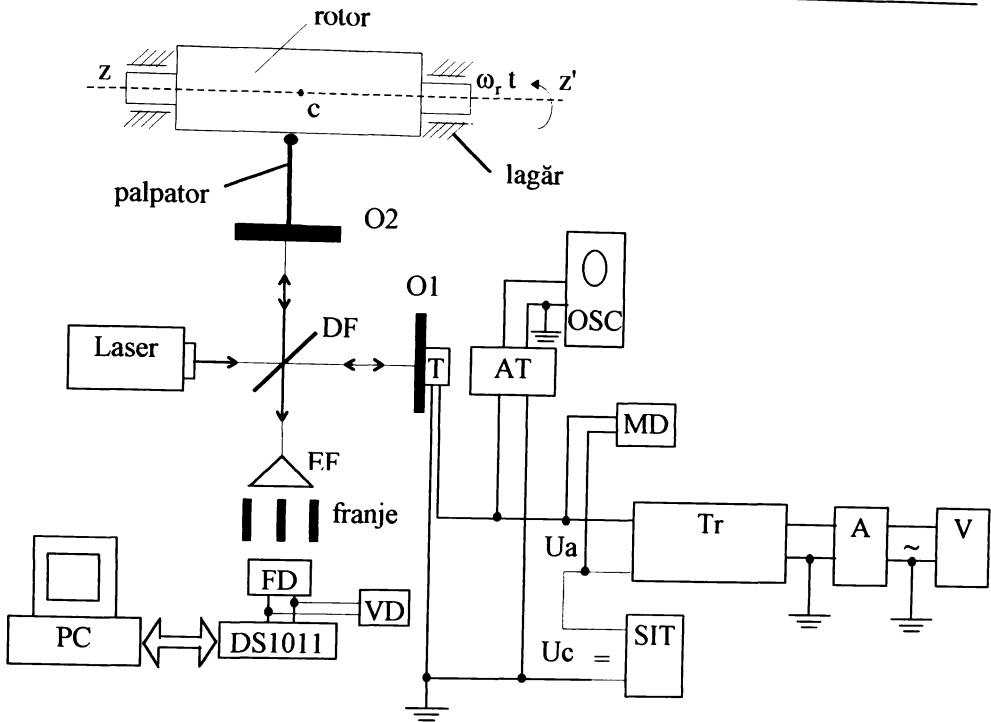


Fig. 3.31. Instalație de măsurare a vibrațiilor unui rotor flexibil bazată pe interferometrul Michelson

Oglinda O2 este lipită la extremitatea unui palpator ce se sprijină pe suprafața rotorului. Palpatorul permite transformarea mișcării vibratorii a rotorului într-o mișcare rectilinie a oglinzii O2 după direcția fascicolului luminos. Cu rotorul aflat în repaus se reglează pozițiile oglinzilor O1 și O2 astfel încât, fotodetectorul să măsoare o iluminare maximă ($d=0$ în relația (3.40)). În continuare se etalonează interferometrul prin procedura descrisă mai sus, oglinda O2 rămânând fixă. Apoi se măsoară vibrațiile oglinzii O2 în condițiile în care oglinda O1 rămâne fixă.

3.8.7. Considerații privind datele experimentale

Analizând datele experimentale prezentate anterior se observă că, valoarea componentei continue a iluminării, prezintă o componentă continuă de decalaj ce apare suplimentar față de cazul ideal descris prin relația (3.26). Acest lucru este verificat și de faptul că în cazul în care în dreptul fotodetectorului avem o franjă întunecată (iluminarea este minimă) nu obținem la ieșire 0 V. Considerațiile de mai sus pot fi făcute și dacă

analizăm contrastul imaginii de interferență. În [8, 71] se definește contrastul sau vizibilitatea imaginii de interferență astfel:

$$v = \frac{I_{\max} - I_{\min}}{I_{\max} + I_{\min}}, \quad (3.49)$$

unde: I_{\max} - iluminarea maximă corespunzătoare franjei luminoase,

I_{\min} - iluminarea minimă corespunzătoare franjei întunecate.

Astfel, în cazul ideal, contrastul este egal cu 1. Pentru măsurările descrise în paragrafele anterioare, în cazul unei iluminări minime valoarea tensiunii de la ieșirea fotodetectorului a fost de 0,231 mV, pentru o iluminare maximă a fost de 0,334 mV iar valoarea contrastului s-a obținut egală cu 0,182.

Un factor ce influențează fenomenul descris mai sus este existența difracției. Astfel, capacul ce obturează fotodetectorul situează orificiul de la suprafața capacului la o distanță de 4 cm de suprafața fotodetectorului. Diametrul orificiului a fost de 2 mm însă pe suprafața fotodetectorului a existat o pată luminoasă a cărei diametru era de 1 cm.

Pentru a îmbunătăți calitatea măsurărilor am realizat un obturator dintr-un material opac, extrem de subțire ce l-am aplicat direct pe suprafața fotodetectorului. Am realizat orificii de diferite dimensiuni și am măsurat valorile iluminării maxime și minime precum și valoarea iluminării în cazul în care câte un singur fascicol cade pe suprafața fotodetectorului. Rezultatele comparative se pot vedea în tabelul 3.8 unde toate valorile tensiunilor sunt în mV. Se observă că în cazul în care orificiul este extrem de mic ($\phi=0,5$ mm) și este eliminat fenomenul de difracție, contrastul imaginii este mai mare.

Tabelul 3.8.

	Capac cu orificiu	Obturator din folie cu orificiu			
	$\phi=2$ mm	$\phi=2$ mm	$\phi=1$ mm	$\phi=0,5$ mm	
polarizor		nu			da
Fascicol 1	0,286	0,171	0,146	0,086	0,0387
Fascicol 2	0,284	0,169	0,145	0,073	0,0382
U_{EDmax}	0,34	0,23	0,1983	0,140	0,0925
U_{EDmin}	0,23	0,13	0,0070	0,019	0,0045
v	0,182	0,277	0,478	0,761	0,907

Analizând relația (3.49) se observă că pentru a obține un contrast cât mai apropiat de 1 este necesar ca iluminarea minimă să fie cât mai mică. Din datele experimentale a rezultat că tensiunea măsurată de fotodetector corespunde relației (3.44). Deoarece între tensiunea măsurată și iluminare există o relație de proporționalitate rezultă că se poate calcula contrastul și cu relația:

$$v = \frac{I_{\max} - I_{\min}}{I_{\max} + I_{\min}} = \frac{U_{FD\max} - U_{FD\min}}{U_{FD\max} + U_{FD\min}}. \quad (3.50)$$

Din relația (3.44) se observă că iluminarea conține o componentă de decalaj a cărei mărime influențează în principal contrastul. În cele ce urmează ne propunem să evidențiem factorii ce determină apariția acestei componente și să exprimăm iluminarea în prezența acestora. De asemenea prin considerațiile următoare se urmărește justificarea teoretică a relației (3.44) dedusă experimental.

Un prim factor care-l vom analiza este neegalitatea amplitudinilor intensității câmpurilor electrice ale celor 2 fascicule. Prezența acestei neegalități este demonstrată de valorile diferite ale iluminărilor măsurate pentru fiecare fascicol în parte (vezi tabelul 3.8).

Fie E_1 intensitatea câmpului electric al unui fascicol dată de relația:

$$E_1 = E_{01} \cdot \sin \omega t \quad (3.51)$$

și respectiv, E_2 intensitatea câmpului electric al celui de-al doilea:

$$E_2 = E_{02} \cdot \sin(\omega t - \Delta\varphi), \quad (3.52)$$

unde: E_{01} și E_{02} sunt amplitudinile intensității câmpului electric ale fasciculelor ce interferează,

$\Delta\varphi = \frac{2\pi d}{h}$ este diferența de fază funcție de mărimile precizate în relația (3.36).

Prin interferență se obține o intensitate rezultantă de forma:

$$E = E_{01} \cdot \sin \omega t + E_{02} \cdot \sin(\omega t - \Delta\varphi), \quad (3.53)$$

iar iluminarea are expresia:

$$\begin{aligned} I &= k \cdot E^2 = k \cdot \left[E_{01}^2 \cdot \sin^2 \omega t + E_{02}^2 \cdot \sin^2(\omega t - \Delta\varphi) + \right. \\ &\quad \left. + 2 \cdot E_{01} \cdot E_{02} \cdot \sin \omega t \cdot \sin(\omega t - \Delta\varphi) \right] = \\ &= \frac{k}{2} \cdot \left\{ E_{01}^2 \cdot (1 - \cos 2\omega t) + E_{02}^2 \cdot [1 - \cos(2\omega t - 2\Delta\varphi)] + \right. \\ &\quad \left. + 2 \cdot E_{01} \cdot E_{02} \cdot [\cos \Delta\varphi - \cos(2\omega t - \Delta\varphi)] \right\}. \quad (3.54) \end{aligned}$$

Deoarece fotodetectorul măsoară componentele de joasă frecvență, avem:

$$\begin{aligned}
 I_{FTJ} &= \frac{k}{2} \cdot \left(E_{01}^2 + E_{01}^2 + 2 \cdot E_{01} \cdot E_{02} \cdot \cos \Delta \varphi \right) = \\
 &= \frac{k}{2} \cdot \left[\left(E_{01} - E_{02} \right)^2 + 2 \cdot E_{01} \cdot E_{02} \cdot (1 + \cos \Delta \varphi) \right] = \\
 &= I_1 + I_2 + 2 \cdot \sqrt{I_1 I_2} \cdot \cos \Delta \varphi = \left(\sqrt{I_1} - \sqrt{I_2} \right)^2 + 2 \cdot \sqrt{I_1 I_2} \cdot (1 + \cos \Delta \varphi),
 \end{aligned} \tag{3.55}$$

unde cu I_1 și I_2 s-au notat iluminările măsurate pentru fiecare fascicol în parte.

Relația de mai sus se poate pune sub forma:

$$I_{FTJ} = I_{fond1} + k_{I1} \cdot (1 + \cos \Delta \varphi). \tag{3.56}$$

Al doilea factor ce intervine în micșorarea contrastului este necoincidența direcțiilor de polarizare ale celor două câmpuri E_1 și E_2 ce interferează. Dacă considerăm că între direcțiile de polarizare ale celor două fascicole există un unghi α atunci iluminarea devine:

$$\begin{aligned}
 I_{FTJ} &= \frac{k}{2} \left[E_{02}^2 \sin^2 \alpha + \left(E_{01} - E_{02} \cos \alpha \right)^2 + 2 E_{01} E_{01} \cos \alpha (1 + \cos \Delta \varphi) \right] = \\
 &= \frac{k}{2} \left[E_{01}^2 + E_{02}^2 - 2 E_{01} E_{02} \cos \alpha + 2 E_{01} E_{02} \cos \alpha (1 + \cos \Delta \varphi) \right] = \\
 &= \frac{k}{2} \left[\left(E_{01} - E_{01} \right)^2 + 2 E_{01} E_{02} (1 - \cos \alpha) + 2 E_{01} E_{02} \cos \alpha (1 + \cos \Delta \varphi) \right] = \\
 &= I_{fond2} + k_{I2} \cdot (1 + \cos \Delta \varphi).
 \end{aligned} \tag{3.57}$$

Se observă că față de relația (3.56) valoarea lui I_{fond} s-a mărit iar cea a lui k_i s-a micșorat, ambele modificări ducând la înrăutățirea contrastului.

Pentru eliminarea acestui factor am utilizat un polarizor plasat între expanderul de franje și fotodetector. Rezultatele din tabelul 3.8 ne arată îmbunătățirea considerabilă a contrastului franjelor de interferență.

Tensiunea măsurată de fotodetector este proporțională cu iluminarea I_{FTJ} . Plecând de la relația (3.57) expresia tensiunii se obține de forma:

$$U_{FD} = U_{c2} + k_{u2} \cdot (1 + \cos \Delta\varphi). \quad (3.58)$$

Măsurarea iluminării se face cu un fotodetector ale cărui dimensiuni nu sunt punctiforme (dimensiunea orificiului practicat în obturatorul fotodetectorului nu este punctiformă). Acest fapt constituie al treilea factor ce influențează contrastul. Pentru a exemplifica fenomenul și pentru simplitatea calculului vom considera că orificiul practicat este pătratic cu latura egală cu L . Pornind de la relația (3.58), tensiunea de la ieșirea fotodetectorului are expresia:

$$U_{FD} = L \cdot \int_{p-\frac{L}{2}}^{p+\frac{L}{2}} \left[U_{c2} + k_{u2} \cdot (1 + \cos \Delta\varphi) \right] \cdot dp, \quad (3.59)$$

unde $\Delta\varphi = \frac{2\pi p}{h}$, notația d din relația (3.36) fiind înlocuită cu p .

Efectuând integrala se obține:

$$\begin{aligned} U_{FD} &= L \cdot U_{c2} \cdot p \Big|_{p-\frac{L}{2}}^{p+\frac{L}{2}} + k_{u2} \cdot L^2 \cdot \left(1 + \frac{h}{\pi L} \cdot \sin \frac{\pi L}{h} \cos \frac{2\pi p}{h} \right) = \\ &= L^2 \cdot \left[U_{c2} + k_{u2} \cdot \left(1 + \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{\pi L} \cdot \cos \frac{2\pi p}{h} \right) \right] = \\ &= L^2 \cdot \left[U_{c2} + k_{u2} \cdot \left(1 - \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{\pi L} \right) + k_{u2} \cdot \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{h} \cdot \left(1 + \cos \frac{2\pi p}{h} \right) \right] = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= L^2 \cdot \left[U_{c_2} + k_{u_2} \cdot \left(1 - \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{\frac{\pi L}{h}} \right) + k_{u_2} \cdot \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{\frac{\pi L}{h}} \cdot (1 + \cos \Delta \varphi) \right] = \\
 &= L^2 \cdot \left[U_{c_3} + k_{u_3} \cdot (1 + \cos \Delta \varphi) \right]. \quad (3.60)
 \end{aligned}$$

Din relația (3.61) se observă că $U_{c_3} > U_{c_2}$ și $k_{t_3} < k_{t_2}$ ceea ce ne conduce la concluzia că se micșorează contrastul.

Considerațiile de mai sus s-au făcut în ipoteza că oglinda O1 este fixă. În cele ce urmează dorim să vedem ce se întâmplă dacă oglinda O1 are o mișcare oscilatorie descrisă de relația (3.38). Considerăm că tensiunea de la ieșirea fotodetectorului în cazul unui obturator cu orificiu punctiform este dată de relația (3.58). Deoarece obturatorul are un orificiu pătratic de latură L , expresia tensiunii fotodetectorului devine:

$$\begin{aligned}
 U_{FD} &= L \cdot \int_{p-\frac{L}{2}}^{p+\frac{L}{2}} \left\{ U_{c_2} + k_{u_2} \cdot \left[1 + \cos \left(\frac{2\pi p}{h} - \frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max} \sin \omega_r t \right) \right] \right\} \cdot dp = \\
 &= L \cdot \int_{p-\frac{L}{2}}^{p+\frac{L}{2}} U_{c_2} + k_{u_2} \cdot L \cdot \int_{p-\frac{L}{2}}^{p+\frac{L}{2}} \left[1 + \cos \frac{2\pi p}{h} \cdot \cos \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \sin \omega_r t \right) + \right. \\
 &\quad \left. + \sin \frac{2\pi p}{h} \cdot \sin \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \sin \omega_r t \right) \right] \cdot dp = \\
 &= L^2 U_{c_2} + L^2 k_{u_2} + L^2 k_{u_2} \cos \frac{2\pi p}{h} \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{\frac{\pi L}{h}} \left[J_0 \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) + \right. \\
 &\quad \left. + 2 \sum_{k=1}^{\infty} J_{2k} \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) \cos 2k \omega_r t \right] + L^2 k_{u_2} \sin \frac{2\pi p}{h} \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{\frac{\pi L}{h}} \cdot \\
 &\quad \cdot \left[2 \sum_{k=1}^{\infty} J_{2k-1} \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) \sin (2k-1) \omega_r t \right] =
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= L^2 \left\{ U_{c_2} + k_{u_2} \left(1 - \cos \frac{2\pi p}{h} \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{\frac{\pi L}{h}} \right) + k_{u_2} \cos \frac{2\pi p}{h} \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{\frac{\pi L}{h}} \right. \\
 &\quad \cdot \left[1 + J_0 \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) + 2 \sum_{k=1}^{\infty} J_{2k} \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) \cos 2k\omega_r t \right] + \\
 &\quad \left. + k_{u_2} \sin \frac{2\pi p}{h} \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{\frac{\pi L}{h}} \left[2 \sum_{k=1}^{\infty} J_{2k-1} \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) \sin (2k-1)\omega_r t \right] \right\}. \quad (3.61)
 \end{aligned}$$

Analizând relația de mai sus, se observă că, dacă inițial nu se poziționează oglinda O1 astfel încât în repaus, fotodetectorul să fie plasat în dreptul unei franje luminoase ($p=0$), se obține în cazul vibrației oglinzii O1, un spectru ce conține și armonicele impare ale semnalului de pulsație ω_r .

Dacă însă condiția de mai sus este îndeplinită ($p=0$) avem:

$$\begin{aligned}
 U_{FD} = L^2 \cdot \left\{ U_{c_2} + k_{u_2} \left(1 - \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{\frac{\pi L}{h}} \right) + k_{u_2} \frac{\sin \frac{\pi L}{h}}{h} \cdot \left[1 + J_0 \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) + \right. \right. \\
 \left. \left. + 2 \sum_{k=1}^{\infty} J_{2k} \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) \cos 2k\omega_r t \right] \right\}. \quad (3.62)
 \end{aligned}$$

Ținând cont de notațiile făcute în cazul relației (3.60) avem:

$$U_{FD} = L^2 \cdot \left\{ U_{c_3} + k_{u_3} \cdot \left[1 + J_0 \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) + 2 \sum_{k=1}^{\infty} J_{2k} \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) \cos 2k\omega_r t \right] \right\}. \quad (3.63)$$

Se observă că mărimile U_{c_3} și k_{u_3} sunt aceleași ca și în cazul în care oglinda O1 nu este supusă mișcării vibratorii. Dacă introducem L^2 în interiorul parantezei în relația (3.63) avem:

$$\begin{aligned}
 U_{FD} = L^2 \cdot U_{c_3} + L^2 \cdot k_{u_3} \cdot \left[1 + J_0 \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) + \right. \\
 \left. + 2 \sum_{k=1}^{\infty} J_{2k} \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) \cos 2k\omega_r t \right] =
 \end{aligned}$$

$$= U_c + k_u \cdot \left[1 + J_0\left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max}\right) + 2 \sum_{k=1}^{\infty} J_{2k}\left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max}\right) \cos 2k\omega_r t \right]. \quad (3.64)$$

Relația (3.64) ne arată că teoretic, plecând de la cazul ideal și luând în calcul toți factorii de influență asupra imaginii de interferență, se ajunge la aceeași relație (3.44) dedusă din considerente experimentale.

O observație importantă care rezultă din considerațiile de mai sus este că mărimile constante U_c și k_u apar identice atât în cazul în care oglinda O1 are o poziție fixă, cât și în cazul în care aceasta este supusă unei oscilații dată de relația (3.38). Rezultă de aici o simplificare a metodei de etalonare a instalației interferometrice. Astfel, pentru obținerea constantei U_c este necesar să se măsoare iluminarea din dreptul unei franje întunecate ($p=h/2$):

$$U_c = U_{FD_{\min}}, \quad (3.65)$$

iar pentru calcularea constantei k_u se determină iluminarea și din dreptul unei franje luminoase ($p=0$) aplicându-se apoi relația de calcul:

$$k_u = \frac{U_{FD_{\max}} - U_{FD_{\min}}}{2}. \quad (3.66)$$

Pentru măsurările experimentale prezentate în paragraful 3.8.5 am avut ca valori maxime și respectiv, minime ale tensiunii de la ieșirea fotodetectorului cele din tabelul 3.8. Înlocuind în expresiile (3.65) și respectiv (3.66) se obține:

$$U_c = 0,231 \text{ mV},$$

$$k_u = 0,05 \text{ mV},$$

valori extrem de apropiate de cele determinate experimental (vezi figura 3.30).

Rezultă că procedura de etalonare expusă mai sus se poate simplifica, aflarea constantelor U_c și k_u făcându-se prin aplicarea relațiilor (3.65) și (3.66). Pentru determinarea valorilor de prag se pornește de la valorile din tabelul 3.2 și se înmulțesc cu $2 \cdot k_u$. Deci se poate renunța la sursa de alimentare cu tensiune alternativă a traductorului de vibrații din figura 3.31. Pentru măsurarea vibrațiilor unui rotor flexibil este suficientă o sursă de tensiune continuă capabilă să furnizeze o tensiune ce determină modificarea poziției oglinzii O1 astfel încât fotodetectorul să fie plasat în dreptul unei franje luminoase și respectiv întunecate. În practică, dacă se dispune de un sistem de deplasare extrem de fină a oglinzii O1 pe direcția fascicolului luminos se poate renunța la traductorul de vibrații piezoelectric.

Un alt aspect ce trebuie analizat este eroarea care apare spre valori mari ale tensiunii de alimentare după suprapunerea celor două curbe

(teoretică și experimentală) (vezi fig. 3.30). Explicația acestor erori se datorează modificării sensibilității traductorului piezoelectric de vibrații ca urmare a efectului termic. Astfel, prin alimentarea traductorului cu sursa continuă de tensiune se produce o încălzire a acestuia, ținând cont și de durata relativ mare (2÷3h) necesară ridicării curbei experimentale. Eliminarea acestor erori se face prin determinarea coeficienților k_u și U_c pe porțiuni și aplicarea relației (3.44) cu valorile respective, funcție de domeniul în care se găsește amplitudinea vibrației.

În concluzie, putem afirma că utilizarea traductorului interferometric nu necesită pretenții deosebite cu privire la: identitatea celor două oglinzi, gradul de aliniere al oglinzilor și dimensiunea suprafeței active a fotodetectorului.

Comparativ cu traductorul interferometric prezentat în [1] s-a reușit o creștere a performanțelor prin măsurarea amplitudinii vibrațiilor într-un domeniu continuu de valori. De asemenea nu este necesară creșterea progresivă a amplitudinii vibrației măsurate. O altă îmbunătățire este legată de metoda de măsurare, eliminându-se caracterul subiectiv, analiza semnalului de la ieșirea fotodetectorului efectuându-se cu ajutorul sistemului de calcul.

3.8.8. Creșterea performanțelor de sensibilitate ale traductorului interferometric de vibrații

Analizând performanțele traductorului prezentat, se observă că în domeniul amplitudinilor extrem de mici sensibilitatea traductorului este redusă deoarece curba de variație a funcției Bessel de ordinul 0 are un maxim pentru valoarea argumentului egală cu 0. Deoarece componenta continuă a semnalului de la ieșirea fotodetectorului ne furnizează informația cu privire la amplitudinea vibrației și ținând cont de faptul că, această componentă depinde de funcția Bessel de ordinul 0, rezultă că performanțele traductorului pentru valori ale amplitudinii vibrației ce tind spre zero se înrăutățesc.

Pentru a mări sensibilitatea traductorului la valori extrem de mici ale amplitudinii vibrației să considerăm expresia iluminării I dată de relația (3.39). În cazul în care alegem $d=h/4$ relația (3.39) devine:

$$I = k \cdot \left[1 + \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max} \cdot \sin(\omega_r t)\right) \right]. \quad (3.67)$$

Conform cu [3], dezvoltarea în serie Fourier a expresiei de mai sus este:

$$I = k \cdot \left[1 + 2J_1\left(\frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max}\right) \sin \omega_r t + 2 \sum_{p=1}^{\infty} J_{2p+1}\left(\frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max}\right) \sin(2p+1)\omega_r t \right]. \quad (3.68)$$

Graficul funcției Bessel de ordinul 1, $J_1(x)$, se prezintă în figura 3.32. S-a reprezentat funcția $J_1(x)$ pentru valori ale argumentului în intervalul $[0 \div 3,8327]$ corespunzător primelor două extreme ale funcției Bessel de ordinul 0. Se observă că pentru valori extrem de mici ale argumentului este mai avantajos să analizăm amplitudinea componentei spectrale de frecvență egală cu frecvența vibrației.

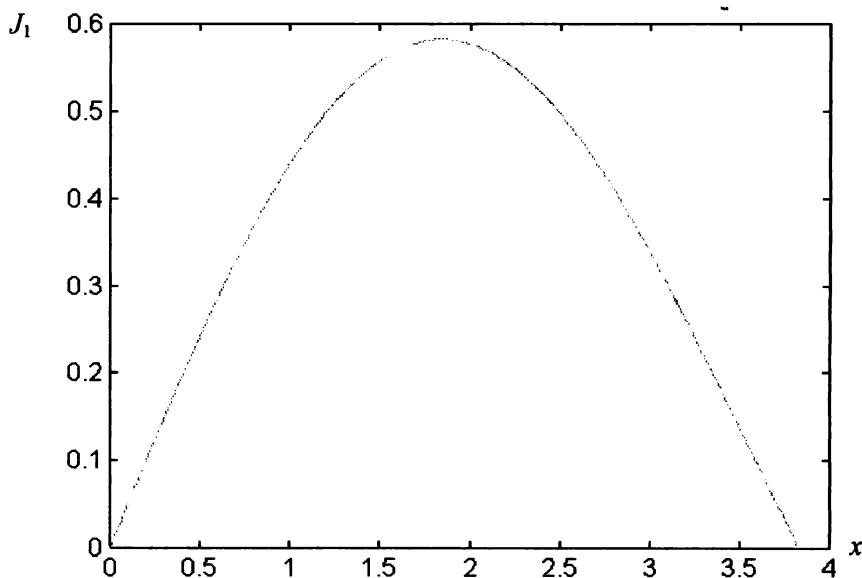


Fig. 3.32. Graficul funcției Bessel de ordinul 1

Pentru verificarea concluziilor de mai sus am utilizat instalația prezentată în figura 3.31. Stabilirea poziției fotodetectorului astfel încât acesta să fie situat într-un punct aflat la o distanță de $h/4$ față de zona de iluminare maximă s-a făcut prin măsurarea tensiunii continue de la ieșirea fotodetectorului. Astfel după determinarea tensiunilor $U_{FD\max}$ și respectiv $U_{FD\min}$ corespunzătoare franjelor de iluminare maximă și minimă, am determinat U_{FD} cu relația:

$$U_{FD} = \frac{U_{FD\max} + U_{FD\min}}{2}. \quad (3.69)$$

Dacă se reglează din tensiunea continuă de alimentare a traductorului piezoelectric până când tensiunea continuă de la ieșirea fotodetectorului U_{FD} are valoarea dată de relația (3.69) se obține situația descrisă mai sus ($d=h/4$).

Am alimentat traductorul piezoelectric cu tensiunea alternativă de 240 Hz a cărei amplitudine a variat în intervalul [2,20] V_{ef} cu pasul de 1 V_{ef}. Valorile amplitudinilor componente spectrale de frecvență egală cu frecvența oscilației, în funcție de amplitudinea vibrației, sunt prezentate în figura 3.33. (sensibilitatea traductorului piezoelectric a fost aceeași ca în cazul anterior - vezi paragraful 3.8.5).

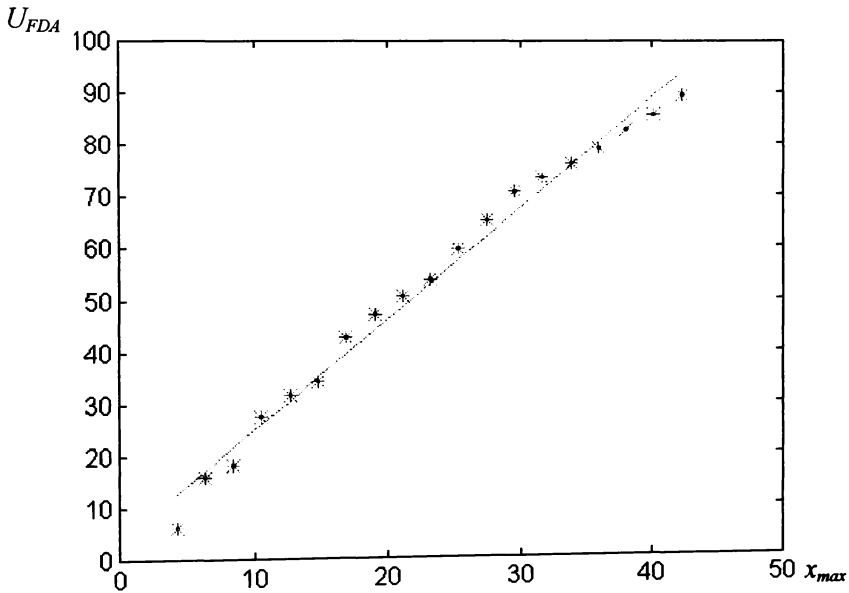


Fig. 3.33. Graficul amplitudinii tensiunii de frecvență egală cu frecvența oscilației în funcție de amplitudinea vibrației

Ținând cont de considerațiile prezentate în paragraful 3.8.7 putem afirma că tensiunea de la ieșirea fotodetectorului este dată de relația:

$$U_{FD} = U_c + k_u \left[1 + 2J_1\left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{max}\right) \sin \omega_r t + 2 \sum_{p=1}^{\infty} J_{2p+1}\left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{max}\right) \sin(2p+1)\omega_r t \right] \quad (3.70)$$

unde U_c și k_u sunt date de relațiile (3.64) și respectiv (3.66).

În domeniul de valori ale amplitudinii vibrației apropiate de zero, componente de ordin superior nu există deoarece funcțiile Bessel de ordinele $2p+1$, sunt nule, iar funcția Bessel de ordinul 1 se poate considera liniară, astfel că, relația (3.70) devine:

$$U_{FD} = U_c + k_u \cdot \left[1 + 2 \cdot k_j \cdot \left(\frac{2\pi}{\lambda} 2x_{\max} \right) \cdot \sin \omega_r t \right], \quad (3.71)$$

unde k_j este factorul de proporționalitate ce liniarizează caracteristica funcției Bessel de ordinul 1 în domeniul de valori extrem de mici.

Din relația (3.71), rezultă că pentru valori extrem de mici ale amplitudinii vibrației, pentru a determina amplitudinea acesteia, se măsoară amplitudinea componente de frecvență egală cu cea a vibrației din spectrul semnalului (U_{FDA}) de la ieșirea fotodetectorului și apoi se aplică relația:

$$x_{\max} = \frac{U_{FDA}}{k_u \cdot 2 \cdot k_j \cdot \frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2}. \quad (3.72)$$

Prin procedeul descris mai sus se îmbunătățesc considerabil performanțele traductorului interferometric descris în paragrafele anterioare. Astfel, dacă analizăm rezultatele experimentale prezentate în figura 3.33. observăm că pragul de sensibilitate al traductorului s-a micșorat la valoarea 0,5 nm. De asemenea, din caracteristica prezentată se poate determina faptul că rezoluția de măsurare în intervalul considerat al amplitudinilor vibrației [4,5÷45] nm este de 0,5 nm.

3.8.9. Erori ce apar la măsurarea încovoierii unui rotor flexibil

Traductorul interferometric prezentat în paragrafele anterioare se poate utiliza pentru măsurarea încovoierii unui rotor flexibil. În acest caz, suprafața rotorului este oglinda D din figura 3.19, iar frecvența vibrației ω_r corespunde cu frecvența de rotație a piesei.

Mai jos, se vor face aprecieri personale cu privire la erorile ce apar la măsurarea încovoierii unui rotor flexibil și modul de eliminare a acestora.

O primă eroare care se poate evidenția este legată de neuniformitatea coeficientului de reflexie a fascicolului laser de către suprafața corpului aflat în mișcare de rotație. Vom presupune situația cea mai defavorabilă în care variația acestui coeficient se face după o lege sinusoidală de-a lungul circumferinței. În acest caz, intensitatea câmpului electric E ce se obține în punctul de observare (pe suprafața fotodetectorului), are expresia:

$$E = E_0 \cdot \left\{ \sin \omega t + [1 + a \cdot \sin(\omega_r t + \varphi)] \cdot \sin\left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max} \cdot \sin \omega_r t\right) \right\}, \quad (3.73)$$

unde: E_0 - amplitudinea intensității câmpului electric,

ω - pulsația fascicolului laser,

λ - lungimea de undă a fascicolului laser,

a - factor proporțional cu coeficientul maxim de reflexie a suprafeței rotorului,

φ - defazaj între vibrația rotorului și variația coeficientului de reflexie de-a lungul circumferinței.

Facem următoarea notație:

$$\theta(t) = \frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot x_{\max} \cdot \sin \omega_r t. \quad (3.74)$$

Ținând cont că fotodetectorul este sensibil la iluminarea I , mărime ce este proporțională cu pătratul intensității E a câmpului electric, avem:

$$\begin{aligned} I = K \cdot E^2 = K \cdot E_0^2 \cdot \left\{ 2 \cdot \cos^2 \frac{\theta(t)}{2} - 2 \cdot \cos^2 \frac{\theta(t)}{2} \cdot \cos[2\omega t - \theta(t)] + \frac{a^2}{4} + \right. \\ \left. + \frac{a^2}{8} \cdot [\cos(2\omega - 2\omega_r)t - 2 \cdot \theta(t) - 2\varphi] + \frac{a^2}{8} \cdot [\cos(2\omega + 2\omega_r)t - 2 \cdot \theta(t) + 2\varphi] + \right. \\ \left. + a \cdot \cos \frac{\theta(t)}{2} \cdot \sin\left[(2\omega - \omega_r)t - \frac{3}{2} \cdot \theta(t) - \varphi\right] - \right. \\ \left. - a \cdot \cos \frac{\theta(t)}{2} \cdot \sin\left[(2\omega + \omega_r)t - \frac{3}{2} \cdot \theta(t) + \varphi\right] + \right. \\ \left. + 2 \cdot a \cdot \cos^2 \frac{\theta(t)}{2} \cdot \sin(\omega_r t + \varphi) - \frac{a^2}{4} \cdot \cos[2\omega t - 2 \cdot \theta(t)] - \frac{a^2}{4} \cdot \cos(2\omega_r t + 2\varphi) \right\}. \end{aligned} \quad (3.75)$$

Prin filtrarea componentelor de înaltă frecvență obținem:

$$\begin{aligned} I_{FTJ} = K \cdot E_0^2 \cdot \left[2 \cdot \cos^2 \frac{\theta(t)}{2} + \frac{a^2}{4} + 2 \cdot a \cdot \cos^2 \frac{\theta(t)}{2} \cdot \sin(\omega_r t + \varphi) - \right. \\ \left. - \frac{a^2}{4} \cdot \cos(2\omega_r t + 2\varphi) \right] = \\ = K \cdot E_0^2 \cdot \left[1 + \cos \theta(t) + \frac{a^2}{4} + a \cdot \sin(\omega_r t + \varphi) + a \cdot \cos \theta(t) \cdot \sin(\omega_r t + \varphi) - \right. \\ \left. - \frac{a^2}{4} \cdot \cos(2\omega_r t + 2\varphi) \right]. \end{aligned} \quad (3.76)$$

Din analiza spectrului semnalului de mai sus se observă că au apărut și componente impare proporționale cu frecvența de rotație. Prin

extragerea componentei de frecvență egală cu ω_r se poate estima valoarea coeficientului a și a defazajului φ .

O a doua eroare ce poate fi luată în considerare este cea datorată formei rotorului. Astfel, dacă circumferința rotorului nu este circulară, apare o diferență de drum ce depinde de poziția rotorului. În figura 3.34 se prezintă două posibilități.

În cazul formei din figura 3.34.a apare o eroare ce are expresia:

$$x' = x'_{\max} \cdot \sin(\omega_r t + \varphi'), \quad (3.77)$$

care alterează termenul $\theta(t)$:

$$\theta(t) = \frac{2\pi}{\lambda} \cdot 2 \cdot [x_{\max} \cdot \sin \omega_r t + x'_{\max} \cdot \sin(\omega_r t + \varphi')]. \quad (3.78)$$

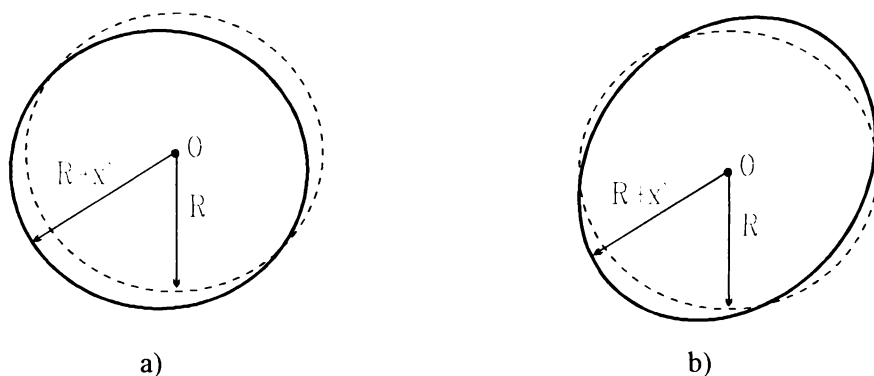


Fig.3.34. Erori de formă ale circumferinței rotorului
a) formă excentrică; b) formă ovală

Erorile de formă se pot elimina prin măsurarea deplasărilor la o frecvență ce nu determină încovoirea rotorului (sub $0,5\omega_{cr}$ sau la o frecvență critică la care porțiunea de interes nu vibrează în modul de oscilație corespunzător).

În cazul în care suprafața rotorului este insuficient reflectantă, o soluție este transformarea mișcării de rotație în mișcare oscilatorie pe o singură direcție. Pentru aceasta se va utiliza un palpator ce prin intermediul unor resoarte se va sprijini pe suprafața rotorului. Palpatorul se va putea mișca pe o singură direcție și va prelua mișcarea de rotație transformând-o într-o mișcare de translație. Plasând o oglindă la capătul palpatorului avem practic reconstituită situația din fig. 3.31. În acest fel se elimină erorile datorate neuniformității coeficientului de reflexie al suprafeței dar rămân erorile datorate formei rotorului. Sistemul descris mai sus trebuie realizat în așa fel încât să se încarce cât mai puțin rotorul.

3.8.10. Traductor optic cu modularea în amplitudine a iluminării

Traductorul interferometric de măsurare a vibrațiilor, prezentat anterior, prezintă dezavantajul unei relative complexități a schemei de măsurare. De asemenea, se observă că spre amplitudini mai mari ale vibrației, scade rezoluția de măsurare deoarece funcția Bessel de ordinul 0 își micșorează variația. Un alt neajuns observat în timpul efectuării măsurărilor experimentale a fost prezența unei derive termice ce necesită modificarea înaintea fiecărei măsurări a tensiunii continue pentru stabilirea punctului de referință în dreptul franjei de intensitate luminoasă maximă.

În cele ce urmează, se prezintă o soluție originală ce elimină dezavantajele prezentate mai sus. Astfel, se va utiliza modularea în amplitudine a iluminării. Pentru aceasta să considerăm un fascicol laser ce se aplică pe suprafața unui fotodetector (vezi fig. 3.35). Interpunând un obiect opac O între laser și fotodetector se poate modifica intensitatea luminoasă recepționată de fotodetector. Dacă obiectul opac este astfel plasat încât fotodetectorul să recepționeze jumătate din iluminarea obținută la ieșirea laserului, vom putea scrie că tensiunea la ieșirea fotodetectorului are expresia:

$$U_{FD} = \frac{1}{2} \cdot k_u \cdot I_{\max}, \quad (2.61)$$

unde: k_u - constantă (funcția de transfer a celulei fotovoltaice),
 I_{\max} - iluminarea de la ieșirea laserului.

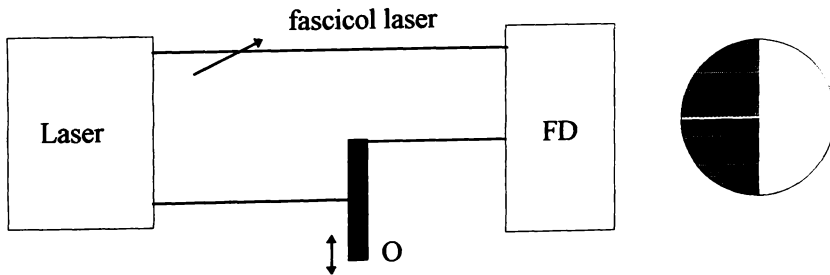


Fig. 3.35. Modularea în amplitudine a unui fascicol laser

Supunând obiectul opac unei mișcări de oscilație în jurul acestei poziții de echilibru, mișcare descrisă de relația (3.38), obținem la ieșirea traductorului următoarea tensiune:

$$u(t) = \frac{1}{2} \cdot k_u \cdot I_{\max} \cdot (1 + k \cdot x_{\max} \sin \omega \cdot t), \quad (3.80)$$

unde k este un factor de proporționalitate.

Analizând figura 3.35 se observă că variația poziției corpului opac determină o variație a iluminării proporțională cu aria porțiunii albe. Deoarece fascicolul este circular în secțiune, nu avem o relație de proporționalitate liniară între iluminare și deplasarea corpului opac. Pentru aceasta vom obtura fotodetectorul cu un capac în care tăiem o fantă dreptunghiulară de lățime mică comparativ cu dimensiunea fascicolului laser. În acest caz vom avea situația din figura 3.36. Putem spune că avem o relație de proporționalitate între tensiunea de la ieșirea traductorului optic și deplasarea obiectului opac, dată de expresia:

$$u(t) = U_c + k_d \cdot x_{\max} \sin \omega_r t, \quad (3.81)$$

unde k_d este un factor de proporționalitate.

Se observă că în acest caz este necesar să se măsoare componenta spectrală a semnalului de la ieșirea fotodetectorului de frecvență egală cu frecvența oscilației.

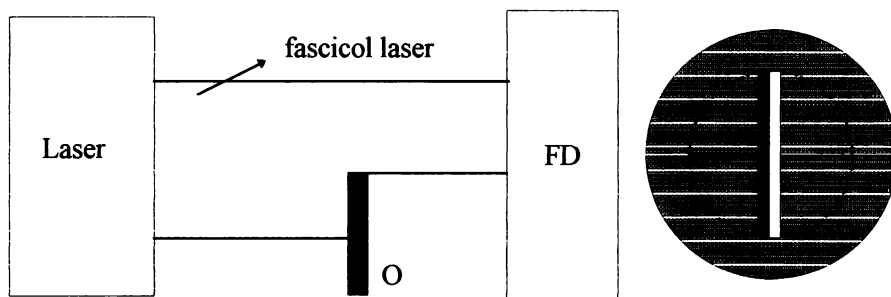


Fig. 3.36. Obturarea fotodetectorului cu un capac cu fantă

Traductorul prezentat elimină dezavantajele traductorului interferometric specificate la începutul paragrafului. În plus, în cazul utilizării lui la măsurarea încovoierii unui rotor flexibil prezintă avantajul că nu există contact direct cu suprafața rotorului.

3.8.11. Montaj experimental pentru măsurarea vibrațiilor prin modularea în amplitudine a iluminării

Pentru a verifica considerațiile de mai sus am realizat montajul experimental din figura 3.37.

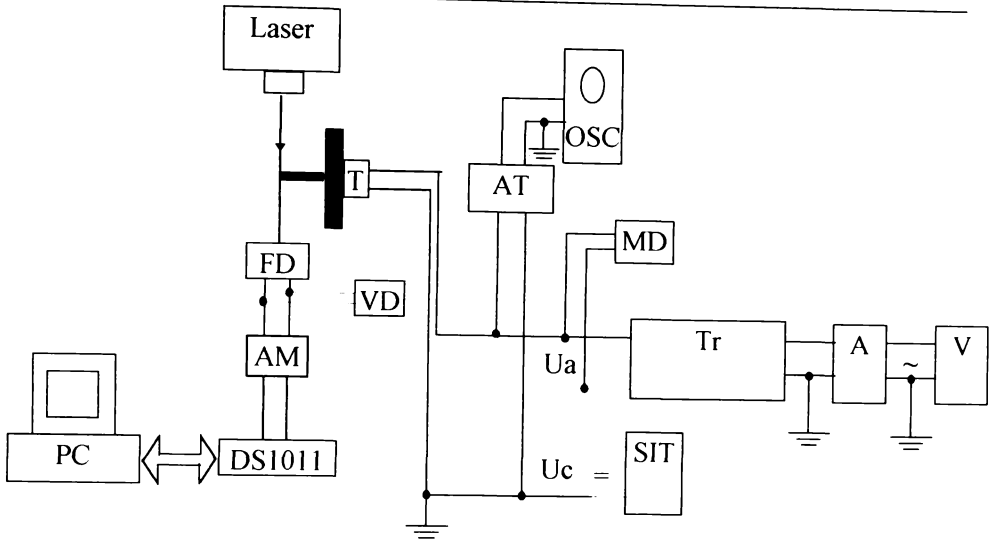


Fig. 3.37. Montaj experimental pentru măsurarea vibrațiilor prin modularea în amplitudine a iluminării

Traductorul piezoelectric T utilizat, este cel prezentat în paragraful 3.8.4. Se observă, de asemenea, că partea de alimentare a traductorului și partea de prelucrare a semnalului de la ieșirea fotodetectorului au fost păstrate de la instalația interferometrică prezentată în figura 3.23. Deoarece componenta alternativă a semnalului de la ieșirea fotodetectorului are o valoare foarte mică am utilizat un amplificator de bandă largă cu amplificarea reglabilă în trepte de la 0 la 60 dB.

În acest caz, de suprafața vibrantă a traductorului s-a lipit o lamelă opacă de aluminiu de greutate extrem de mică pentru a nu încărea sistemul oscilant. Fotodetectorul a fost obturat cu un capac în care s-a tăiat o fantă dreptunghiulară cu lățimea de 3 mm.

Întregul montaj optic, ca și în cazul interferometrului, s-a plasat pe o masă holografică izolată de fundația clădirii prin pernă de aer.

3.8.12. Rezultate experimentale

Am utilizat un laser He-Ne polarizat ce a avut lungimea de undă $\lambda=632,8$ nm.

Am măsurat tensiunea continuă obținută la ieșirea fotodetectorului dacă fascicolul laser se aplică direct pe suprafața acestuia. (capacul cu fanta dreptunghiulară fiind prezent pe durata tuturor măsurărilor). Pentru a elimina erorile datorate luminei ambientale, toate măsurările le-am efectuat

în condiții de întuneric. Tensiunea continuă, în cazul în care fascicolul laser se aplică direct, are valoarea:

$$U_{FD\max}=0,500 \text{ V,}$$

iar în cazul în care nu există fascicol laser:

$$U_{FD\min}=0,000 \text{ V.}$$

Făcând media celor 2 valori am obținut valoarea tensiunii continue U_c din relația (3.81) ca fiind:

$$U_c = \frac{U_{FD\max} - U_{FD\min}}{2} = 0,250 \text{ V.}$$

Am alimentat traductorul cu tensiunea continuă de 1000 V și am plasat sistemul astfel încât lamela opacă să determine obținerea la ieșirea fotodetectorului a unei tensiuni continue egală cu U_c .

Tensiunea alternativă a fost variată în intervalul $[0,750]$ V_{ef} cu pasul de 50 V_{ef} . Experimentările s-au făcut la frecvența de 80 Hz.

Am ales numărul de eșantioane de valoarea 256 și frecvența de achiziție de 10,24 kHz. Câștigul amplificatorului de bandă largă l-am stabilit la valoarea 60 dB. Am utilizat programele prezentate anterior (vezi anexele 3, 4 și 5). Urmărind rezultatele experimentale am constatat că semnalul de la ieșirea fotodetectorului este foarte zgomotos. Pentru ilustrare se prezintă în figura 3.38 forma de variație în timp a semnalului de la ieșirea fotodetectorului amplificat cu 60 dB pentru o amplitudine a vibrației lamelei opace corespunzătoare unei tensiuni alternative de alimentare de 250 V_{ef} .

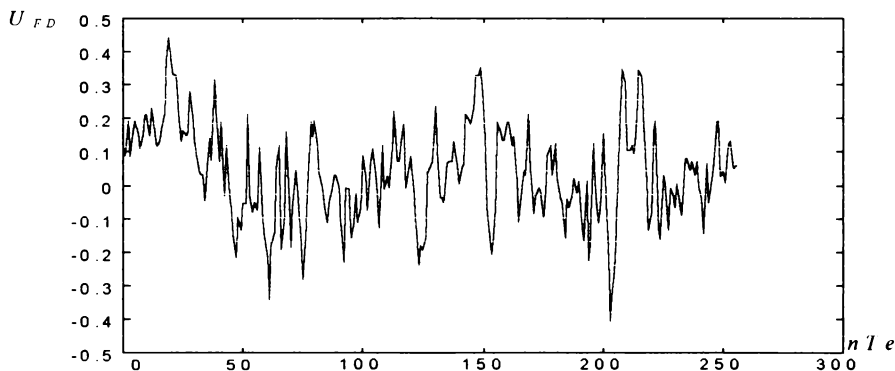


Fig. 3.38. Forma de variație în timp a semnalului de la ieșirea fototraductorului pentru o tensiune de alimentare a traductorului de vibrații de 250 V_{ef}

Din analiza rezultatelor obținute am desprins concluzia că este necesară medierea semnalului de la ieșirea traductorului și de asemenea, se impune o filtrare trece bandă cu un filtru acordat pe frecvența de 80 Hz. A rezultat schema de prelucrare a semnalului de la ieșirea celei fotovoltice prezentată în figura 3.39.

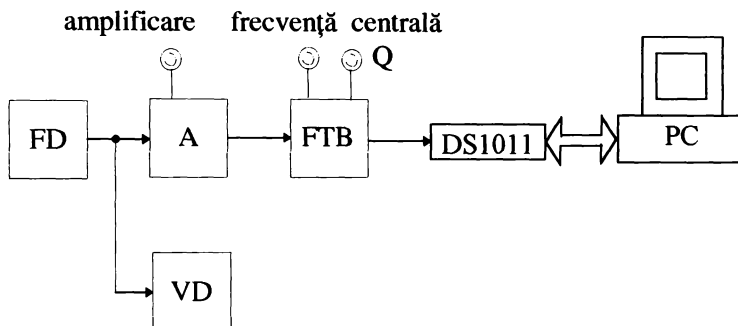


Fig 3.39. Schemă de prelucrare a semnalului ce utilizează filtrare trece bandă

Am modificat programul scris în Matlab (vezi anexa 6) astfel încât să se efectueze 25 măsurări, urmate de medierea celor 25 de spectre obținute, extrăgându-se apoi componenta spectrală de 80 Hz. Filtrul trece bandă utilizat a avut caracteristica de frecvență cu o pantă de 40 dB/octavă. Rezultatele experimentale se prezintă în figura 3.40.

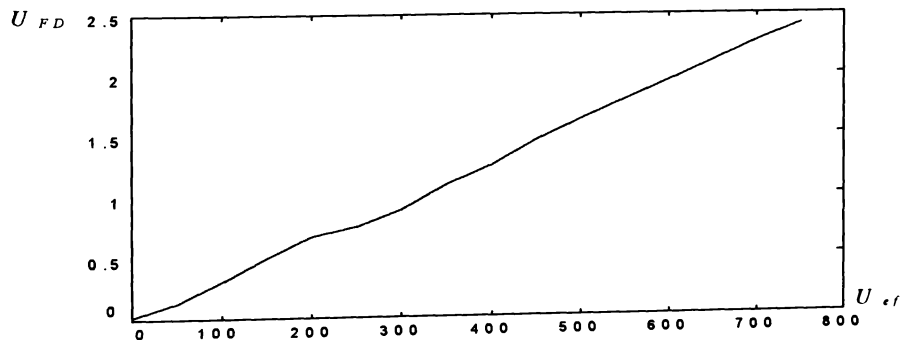


Fig 3.40. Caracteristica traductorului dacă semnalul de ieșire a lui este prelucrat cu ajutorul unui filtru trece bandă și apoi mediate valorile obținute.

Se observă că obținem o caracteristică aproximativ liniară. Neliniaritatea apare datorită variațiilor frecvenței tensiunii alternative utilizată pentru excitația traductorului de vibrații. Astfel, datorită caracteristicii deosebit de selective a filtrului trece bandă, variația frecvenței determină o tensiune de ieșire alterată. Pentru a elimina acest neajuns am utilizat o altă variantă de prelucrare a semnalului de la ieșirea fotodetectorului ce conține un detector sincron. Schema instalației de măsurare, în acest caz, este prezentată în figura 3.41.

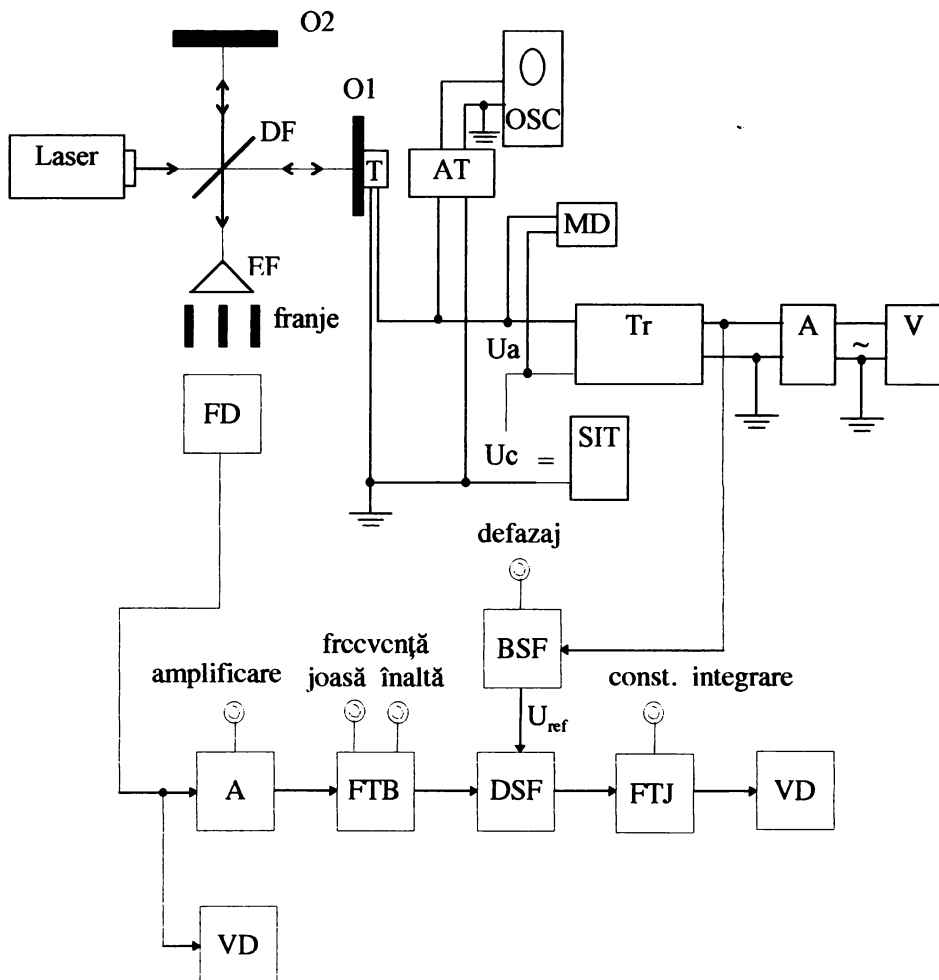


Fig. 3.41. Instalație experimentală de măsurare a vibrațiilor ce utilizează detecția sensibilă la fază pentru prelucrarea semnalului de la ieșirea fotodetectorului.

Semnalul de la ieșirea celei fotovoltaice este amplificat cu ajutorul blocului amplificator (A) ce permite obținerea unei amplificări reglabile în trepte. Apoi semnalul este filtrat cu ajutorul unui filtru trece bandă (FTB) căruia i se poate regla frecvența de tăiere inferioară și respectiv, superioară. Semnalul filtrat se aplică la intrarea unui detector sensibil la fază (DSF) la care ca semnal de referință se aduce semnalul de alimentare a traductorului de vibrații. În prealabil, acest semnal se aplică la intrarea unui bloc de schimbare fază (BSF). Astfel se reglează defazajul încât ieșirea detectorului sensibil la fază să fie maximă. Pentru medierea semnalului de la ieșirea DSF-ului se utilizează un filtru trece jos căruia i se poate regla constanta de timp. Toate blocurile descrise mai sus fac parte din nanovoltmetrul de tip 232B. Ieșirea filtrului trece jos se măsoară cu un voltmetru digital.

Pentru efectuarea măsurărilor am ales o amplificare de 50 dB, frecvența de tăiere inferioară de 50 Hz, frecvența de tăiere superioară de 150 Hz și constanta de timp de 1 s. Măsurările s-au făcut la 80 Hz, tensiunea de alimentare a traductorului de vibrații fiind variată cu un pas de $50 V_{ef}$ în intervalul $[50,750] V_{ef}$. Caracteristica traductorului astfel obținut este reprezentată în figura 3.42. Liniarizarea caracteristicii s-a făcut prin metoda regresiei liniare disponibile în programul Matlab.

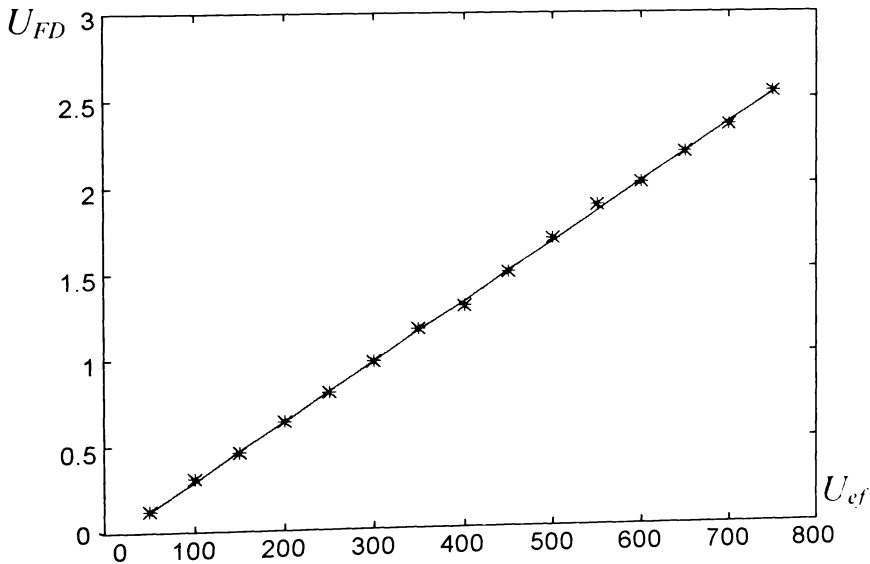


Fig 3.42. Caracteristica traductorului cu modularea în amplitudine a iluminării ce utilizează detecția sensibilă la fază pentru prelucrarea semnalului

Pentru caracteristica din figura 3.42 se obține o pantă de 0,0034. Termenul liber din expresia ce descrie ecuația dreptei este proporțional cu zgomotul măsurat la ieșirea fotodetectorului în absența vibrației lamelei.

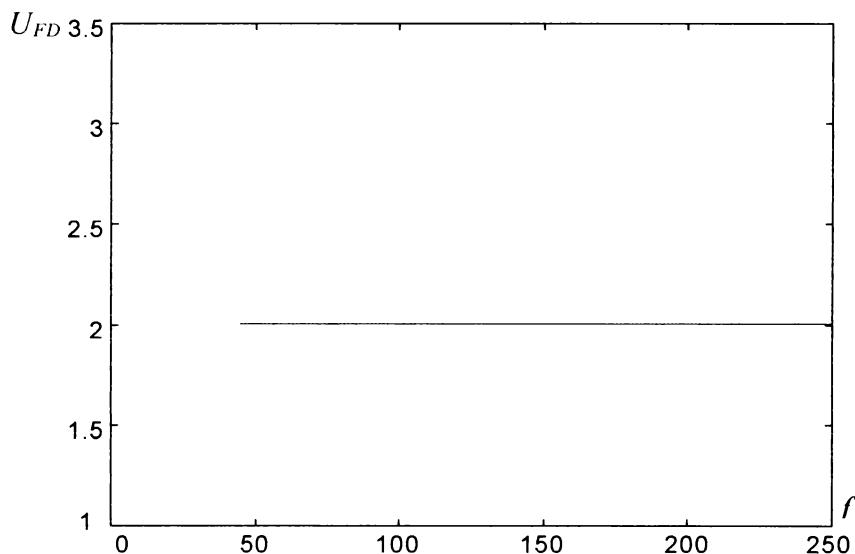


Fig. 3.43. Caracteristica de frecvențe a traductorului cu modulare în amplitudine a iluminării

Montajul prezentat prezintă avantajul că se poate ridica și caracteristica de frecvențe a traductorului cu modulare în amplitudine a iluminării. Am ales o valoare a tensiunii de alimentare a traductorului de vibrații (de exemplu $600 V_{e\phi}$) și am variat frecvența în plaja $45 \div 250$ Hz obținând caracteristica din figura 3.43.

Plaja în care am ridicat caracteristica de frecvențe a fost limitată de funcționarea transformatorului ridicător de tensiune. Din punct de vedere al echilibrării rotoarelor flexibile domeniul este acoperitor.

Din analiza datelor experimentale prezentate ajungem la concluzia că, utilizând acest tip de traductor se pot măsura vibrații până la valori de ordinul sutelor de nm. Amplitudinea maximă măsurabilă este limitată de dimensiunea fascicolului laser și de dimensiunea fantei dreptunghiulare. Cu montajul de mai sus se poate ajunge până la amplitudini de ordinul milimetrilor. Dacă se dorește mărirea acestui domeniu, se pot utiliza expandoare care măresc dimensiunea fascicolului laser și în consecință se pot utiliza fante cu dimensiuni mai mari. Pentru mărirea sensibilității acestui traductor se pot utiliza alte tipuri de fante. Un exemplu este

prezentat în figura 3.43. Prin acest procedeu se mărește sensibilitatea traductorului dar caracteristica acestuia devine neliniară. În aplicații se poate lucra cu fanta dreptunghiulară pentru amplitudini mari ale vibrației și cu fanta rombică pentru amplitudini foarte mici.



*Fig. 3.43. Exemple de fante aplicate traductorului fotovoltaic
a) dreptunghiulară
b) rombică*

3.8.13. Erori ce apar la măsurarea încovoierii unui rotor flexibil

În paragraful 3.8.9. s-au evidențiat erorile ce apar la măsurarea încovoierii unui rotor flexibil cu ajutorul traductorului interferometric. În cazul traductorului optic cu modularea în amplitudine a iluminării nu apar decât erorile datorate formei rotorului.

Dacă forma rotorului este cea prezentată în figura 3.34a, atunci eroarea de formă a fost exprimată conform cu relația (3.77). Cu ajutorul traductorului optic cu modulare în amplitudine a iluminării obținem la ieșirea fotodetectorului tensiunea:

$$u(t) = U_c + k_d \cdot [x_{\max} \sin \omega_r t + x'_{\max} \sin(\omega_r t + \varphi')]. \quad (3.82)$$

În urma măsurării, vom obține o componentă spectrală de pulsație ω_r , cu amplitudinea și faza afectate de erori. Pentru eliminarea lor, se măsoară semnalul de la ieșirea fotodetectorului în cazul rotirii rotorului la o turație ce nu determină încovoierea acestuia (sub $0.5\omega_r$ sau la o frecvență critică la care porțiunea de interes nu vibrează în modul de oscilație respectiv). Se determină x'_{\max} și φ' într-un sistem de axe legat de rotor. Se rotește apoi rotorul la frecvența la care se dorește echilibrarea și rezultatul obținut cu privire la vibrația rotorului se corectează cu valorile determinate anterior.

Dacă rotorul are forma prezentată în figura 3.34b sau o altă formă ce conduce la apariția componentelor spectrale de ordin superior, aceste erori nu afectează măsurarea efectuată.

3.9 CONCLUZII

Traductoarele prezentate în acest capitol permit măsurarea vibrațiilor. Utilizarea lor la măsurarea vibrațiilor ce apar în cazul mișcării de rotație a unui rotor flexibil evidențiază anumite particularități ce diferențiază aceste traductoare. În tabelul 3.9 s-au prezentat comparativ caracteristicile traductoarelor tratate în acest capitol.

Tabelul 3.9.

	Contact cu piesa rotativă	Perturbabil de câmpuri el-mg. ext.	Limita domeniului de măsurare	Prag de sensibilitate
Rezistiv	Da	Nu	1 mm	1 μm
Capacitiv	Nu	Da	0,5 mm	0,5 μm
Inductiv	Nu	Da	0,5 cm	0,5 μm
Piezoelectric	Da	Da	0,5 cm	1 μm
Electrodinamic	Da	Da	1 cm	1 μm
Disc modulator	Da	Nu	1 cm	10 μm
Interferometric	Da	Nu	50 μm	0,5 nm
Modulație int.	Nu	Nu	1 cm	10 nm

Din analiza performanțelor lor se observă că pentru echilibrarea rotoarelor simple se recomandă utilizarea traductoarelor optice. Dintre acestea, pentru dezechilibre mari se recomandă utilizarea traductorului optic cu modularea intensității spotului luminos. Pentru valori extrem de mici ale dezechilibrului ce determină vibrații cu amplitudini de ordinul nm se va utiliza traductorul bazat pe metoda interferometrică.

Traductoarele optice prezintă avantajul unei imunități la perturbațiile câmpurilor electromagnetice exterioare. Traductorul optic cu modularea intensității spotului luminos nu necesită contact cu rotorul. Traductorul interferometric, deși necesită contact cu rotorul, exercită o forță de apăsare a palpatorului pe suprafața rotorului de valoare mică ceea ce face ca încărcarea rotorului să fie neglijabilă.

CAP 4. METODE DE MĂSURARE A VECTORILOR DE DEZECHILIBRU

În acest capitol, se vor prezenta unele metode de măsurare a vectorilor de dezechilibru. Deoarece am colaborat, în cadrul unui colectiv de cercetare, la construcția unor mașini de echilibrat rotoare rigide, abordarea problematicii măsurării vectorilor de dezechilibru se face pornind de la cunoștințele acumulate în acest domeniu.

După analiza unor metode de bază, se vor prezenta variante originale, la realizarea cărora am participat în calitate de coautor. În cazul fiecărei variante, se prezintă performanțele aparatelor realizate cu ajutorul acestora, considerații legate de utilizarea lor pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor flexibile, subliniindu-se modificările ce trebuie aduse și relevându-se avantajele și dezavantajele.

În final, autorul propune o variantă originală de măsurare a vectorilor de dezechilibru pentru echilibrarea rotoarelor flexibile. Această variantă este utilizabilă și la echilibrarea rotoarelor rigide, nefiind necesară nici o modificare în acest sens.

4.1. GENERALITĂȚI

Semnalele electrice de la ieșirea traductoarelor de vibrații conțin informația cu privire la dezechilibrul din planurile de măsură.

În cazul ideal, aceste semnale sunt sinusoidale cu frecvența egală cu cea de rotație a piesei, având amplitudinea proporțională cu mărimea dezechilibrului și faza egală cu poziția unghiulară a masei de dezechilibru într-un sistem de axe legat de rotor. Datorită acestui fapt, semnalele provenite de la traductoare se numesc vectori de dezechilibru. Aparatele care măsoară vectorii de dezechilibru se numesc vectormetre.

În practică, semnalele traductoarelor de vibrații conțin armonici și zgomote suprapuse și amplitudinea și faza fundamentalei diferă de cazul ideal. Rezultă că un aparat pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor trebuie să asigure:

- extragerea armonicii fundamentale din semnalul furnizat de traductoarele de vibrații,
- măsurarea amplitudinii și fazei fundamentalei în raport cu un sistem legat de rotor,
- calcularea și afișarea mărimii și poziției unghiulare a maselor de corecție pentru fiecare plan de corecție.

Aparatele utilizate pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor în mașinile de echilibrat se pot clasifica după mai multe criterii [57]:

a) după modul de extragere a componentei fundamentale din semnalul provenit de la traductoarele de vibrații:

- aparate cu filtru sincron,
- aparate cu filtru trece-bandă acordabil,
- aparate cu filtru numeric,

b) după principiul de măsurare al amplitudinii și fazei avem aparate:

- cu filtru sincron,
- cu detector sensibil la fază,
- cu unitate de calcul numeric asupra semnalului eșantionat,

c) după metoda de calcul a maselor de corecție:

- aparate ce utilizează dispozitive analogice (numite și dispozitive de rezolvare),

- aparate ce efectuează calcule numerice,

d) după modul de afișare a informației:

- aparate cu afișaj analogic,
- aparate cu afișaj numeric,
- aparate cu afișaj pe terminal video.

În cele ce urmează se vor prezenta metodele de măsurare a vectorilor de dezechilibru, metode ce stau la baza construcției unor aparate tipice [57] în mașinile de echilibrat rotoare. Semnalul provenit de la traductorul de vibrații se va nota cu s iar cel de referință de fază ce este asociat cu sistemul de coordonate legat de rotor cu s_{ref} .

4.2. MĂSURAREA VECTORILOR DE DEZECHILIBRU CU AJUTORUL DISPOZITIVELOR ELECTRODINAMICE

Schema bloc a unui aparat pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor care utilizează dispozitive electrodinamice este prezentată în figura 4.1.

Semnalul de referință s_{ref} se aplică la intrarea generatorului de semnale în cuadratură GSC care furnizează la ieșire două tensiuni triunghiulare simetrice, u_x și u_y , de perioadă egală cu cea a referinței. Aceste semnale după ce sunt amplificate cu amplificatoarele AF_x și respectiv AF_y se aplică la bobinele fixe ale dispozitivului electrodinamic DE.

Semnalul s provenit de la traductorul de vibrații este amplificat cu ajutorul blocului A și apoi aplicat bobinelor mobile L_{m1} și L_{m2} .

Bobinele mobile, antrenează fiecare, câte o oglindă, acestea fiind dispuse astfel încât mișcarea lor să determine deviația pe orizontală și respectiv pe verticală a unui spot luminos.

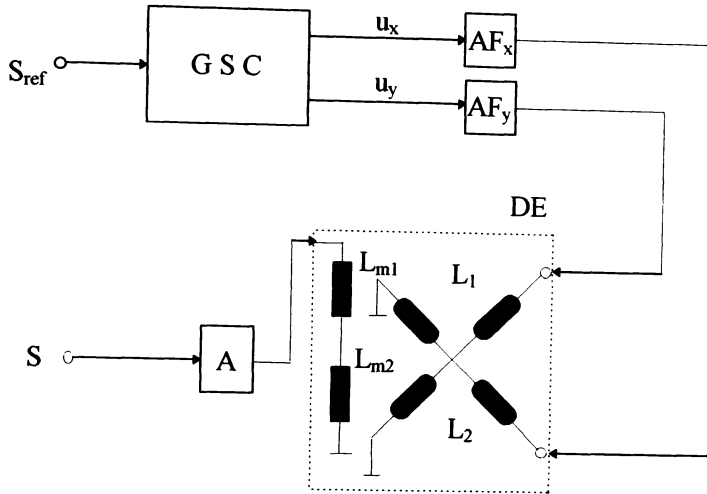


Fig. 4.1. Aparat pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor care utilizează dispozitive electrodinamice

Armonicile fundamentale ale curenților ce străbat bobinele fixe alimentate cu tensiunile u_x și respectiv u_y sunt:

$$i_x = I_r \cdot \sin \omega t, \quad (4.1)$$

$$i_y = I_r \cdot \cos \omega t, \quad (4.2)$$

unde: I_r - amplitudinea armonicii fundamentale,
 ω - pulsația fundamentală ce coincide cu cea a semnalului s_{ref} .
 Prin bobinele mobile trece același curent i , dat de formula:

$$i = I \cdot \sin(\omega t + \varphi), \quad (4.3)$$

unde: I - valoarea maximă a curentului, proporțională cu amplitudinea semnalului armonic s provenit de la traductor,

φ - defazajul între semnalul s și semnalul de referință s_{ref} .

Din teoria generală a dispozitivului electrodinamic rezultă că dacă pulsația proprie de rezonanță a acestora este mult mai mică decât cea a semnalelor aplicate atunci deviația va fi proporțională cu componenta continuă rezultată din înmulțirea celor 2 curenți ce străbat bobinele. În cazul de mai sus deviațiile pe cele 2 axe vor fi:

$$x = K_x \cdot I_r \cdot I \cdot \cos\varphi, \quad (4.4)$$

$$y = K_y \cdot I_r \cdot I \cdot \sin\varphi, \quad (4.5)$$

iar în final vom obține o poziție a spotului pe ecran determinată de:

$$\delta = K \cdot I \quad (4.6)$$

și

$$\psi = \varphi, \quad (4.7)$$

unde: ρ - distanța spotului față de centrul ecranului,

ψ - unghiul format cu orizontala de dreapta ce trece prin centrul ecranului și punctul luminos.

Utilizarea unor tensiuni triunghiulare u_x și u_y pentru alimentarea bobinelor fixe L_1 și L_2 conduce la apariția unor erori de măsurare dacă spectrul semnalului provenit de la traductor este larg. Eliminarea acestor erori se poate face fie prin realizarea unui bloc de generare a unor semnale sinusoidale în cuadratură pentru obținerea tensiunilor de alimentare a bobinelor fixe, fie prin plasarea unui bloc de filtrare trece-bandă comutabil înainte de amplificatorul A, acordul făcându-se pe frecvența fundamentală a vibrației.

În cazul în care, se dorește folosirea aparatului descris mai sus pentru echilibrarea rotoarelor, este necesară completarea schemei cu un dispozitiv analogic plasat înaintea amplificatorului A. Acest dispozitiv trebuie să asigure o însumare ponderată a semnalului s cu celelalte semnale provenite de la traductoarele de vibrații. Soluția este relativ simplă în cazul echilibrării în 2 planuri la o singură frecvență de lucru.

Pentru rotoare flexibile unde echilibrarea se face în mai multe planuri și la mai multe frecvențe de lucru aceste dispozitive analogice devin foarte complexe.

Ponderile de însumare a semnalelor vor trebui să fie adaptabile funcție de frecvență. De asemenea, numărul mare de planuri de măsurare face ca informația cu privire la valoarea vectorilor de dezechilibru să nu fie simultană pe ecran.

Toate aceste particularități ce apar la echilibrarea rotoarelor flexibile fac ca această soluție să nu fie atractivă în acest caz.

4.3. MĂSURAREA VECTORILOR DE DEZECHILIBRU CU APARATE CE UTILIZEAZA FILTRU SINCRON ELECTRONIC

O schemă bloc simplificată față de varianta prezentată în [57], dar care ilustrează principiul unui aparat cu filtru sincron electronic este prezentată în figura 4.2.

Semnalul de referință se aplică la intrarea unui bloc analogic de multiplicare de frecvență MF. Ieșirea acestui bloc reprezintă frecvența de tact pentru un numărător de adrese pentru 2 memorii ROM. Memoriile conțin valorile eșantioanelor a 2 funcții armonice în cuadratură. Numerele corespunzătoare acestor eșantioane se aduc la intrarea unor convertoare numeric-analogice cu multiplicare (CNAM). La ieșirea acestor circuite se obțin semnale în trepte, cvasiarmonice. Prin filtrare trece jos se obțin semnalele u_{rx} și u_{ry} , semnale în cuadratură ce au frecvența egală cu f_r corespunzătoare rotației piesei.

Semnalul s provenit de la traductorul de vibrații după o preamplificare (PA) se aplică la intrările a două multiplicatoare (M). Prin înmulțire cu cele 2 semnale de referință u_{rx} și u_{ry} și apoi filtrare trece jos, se obțin două tensiuni continue u_x și u_y . Aceste tensiuni convertite analog-numeric se prelucrează de către microcalculator obținându-se informația de amplitudine și fază a semnalului de la intrare.

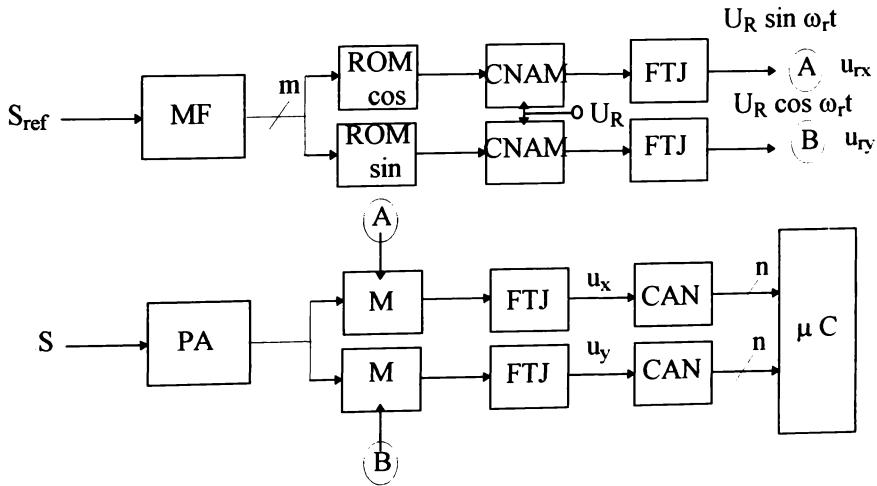


Fig. 4.2. Aparat pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor care utilizează filtru sincron electronic

Presupunând că s are forma:

$$s = A \cdot \sin(\omega_r t + \varphi), \quad (4.8)$$

la ieșirile multiplicatoarelor avem:

$$\begin{aligned} u_{rx} \cdot s &= U_R \cdot A \cdot \sin \omega_r t \cdot \sin(\omega_r t + \varphi) = \\ &= \frac{1}{2} \cdot U_R \cdot A \cdot [\cos \varphi - \cos(2\omega_r t + \varphi)], \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} u_{ry} \cdot s &= U_R \cdot A \cdot \cos \omega_r t \cdot \sin(\omega_r t + \varphi) = \\ &= \frac{1}{2} \cdot U_R \cdot A \cdot [\sin \varphi + \sin(2\omega_r t + \varphi)]. \end{aligned} \quad (4.10)$$

Prin filtrare trece jos obținem tensiunile continue:

$$u_x = \frac{1}{2} \cdot U_R \cdot A \cdot \cos \varphi, \quad (4.11)$$

$$u_y = \frac{1}{2} \cdot U_R \cdot A \cdot \sin \varphi. \quad (4.12)$$

Cu ajutorul calculatorului se obține amplitudinea și faza semnalului s conform relațiilor:

$$A = \frac{2}{U_R} \cdot \sqrt{u_x^2 + u_y^2}, \quad (4.13)$$

$$\varphi = \arctg \frac{u_y}{u_x}. \quad (4.14)$$

O variantă simplificată a unui aparat ce utilizează filtru sincron este prezentată în figura 4.3. Această variantă este originală, autorul participând la realizarea ei ca și coautor.

În acest caz proiecțiile u_x și u_y ale semnalului s provenit de la traductor se calculează cu relațiile:

$$u_x = \frac{1}{T_r} \cdot \int_0^{T_r} s(t) \cdot \sin \omega_r t \cdot dt \quad (4.15)$$

și

$$u_y = \frac{1}{T_r} \cdot \int_0^{T_r} s(t) \cdot \cos \omega_r t \cdot dt, \quad (4.16)$$

unde T_r este perioada de rotație a rotorului.

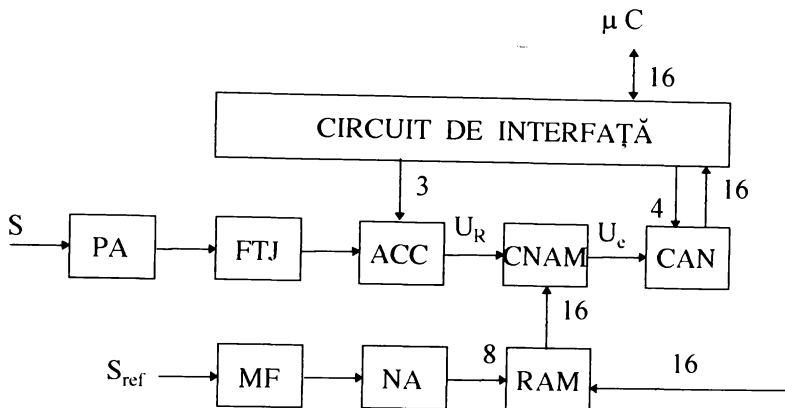


Fig. 4.3. Aparat pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor care utilizează analiza Fourier

Operația de multiplicare a semnalului, cu semnalele armonice în cuadratură, se realizează cu ajutorul convertorului numeric-analogic (CNAM), iar integralele prin însăși principiul de realizare a convertorului analog-numeric CAN (se utilizează un convertor cu dublă integrare). Soluția din figura 4.3 se deosebește de cea anterioară prin faptul că operațiile de generare a semnalelor $\sin\omega_r t$ și $\cos\omega_r t$ precum și multiplicarea lor cu semnalul de măsurat se realizează cu ajutorul convertorului numeric-analogic multiplicator. În acest caz, semnalul de măsurat se aplică la intrarea corespunzătoare tensiunii de referință a CNAM și este multiplicat cu codul prezent la intrarea numerică a CNAM. Codul numeric de la intrare aproximează o variație de tip $\sin\omega_r t$ respectiv $\cos\omega_r t$, valorile eșantioanelor fiind memorate în RAM.

Schema prezentată mai sus include 2 blocuri de prelucrare suplimentară a semnalului, un filtru trece jos pentru limitarea benzii semnalului de la traductor și un amplificator cu câștig controlat ACC ce are rolul de a mări gama dinamică a semnalului de la intrare.

Pentru a stabili performanțele acestei soluții s-a determinat spectrul semnalelor de referință utilizate la filtrarea sincronă [76]. S-a constatat o reducere importantă a tuturor armonicilor, excepție făcând armonicile de ordinul 63 și 65 care apar și în cazul ideal. Factorul de distorsiuni armonice în acest caz este $2,89 \cdot 10^{-5}$ de aprox. 35 de ori mai redus decât cel corespunzător semnalului de referință înaintea operației de corecție, adică 0,001. Cei 2 factori de distorsiuni au fost calculați considerând numai primele 62 de armonici.

Cu ajutorul schemei din figura 4.3 s-a construit un aparat pentru echilibrarea rotoarelor rigide (giromotoarelor) cu masa de 130 g și turația nominală de 6000 rot/min. S-a obținut o eficiență medie a echilibrării de aprox. 95% și un dezechilibru rezidual de 0,015 μm .

Variantele de aparate prezentate în acest paragraf se pot adapta ușor la măsurarea vectorilor de dezechilibru în mai multe planuri de măsurare. Astfel, după etajul de preamplificare se intercalează un multiplexor ce permite comutarea pe lanțul de măsurare a canalului de intrare dorit. Soluția prezintă dezavantajul că măsurarea vectorilor de dezechilibru se face la momente de timp diferite ceea ce conduce la erori datorate instabilității turației rotorului. De asemenea, un alt dezavantaj este legat de complexitatea schemelor atât pe partea analogică cât și pe cea numerică.

4.4. MĂSURAREA VECTORILOR DE DEZECHILIBRU CU APARATE CE UTILIZEAZĂ FILTRU TRECE-BANDĂ ȘI DETECTOR SENSIBIL LA FAZĂ

Principiul de realizare a unui aparat ce utilizează un filtru trece-bandă și detector sensibil la fază este ilustrat cu ajutorul schemei bloc din figura 4.4.

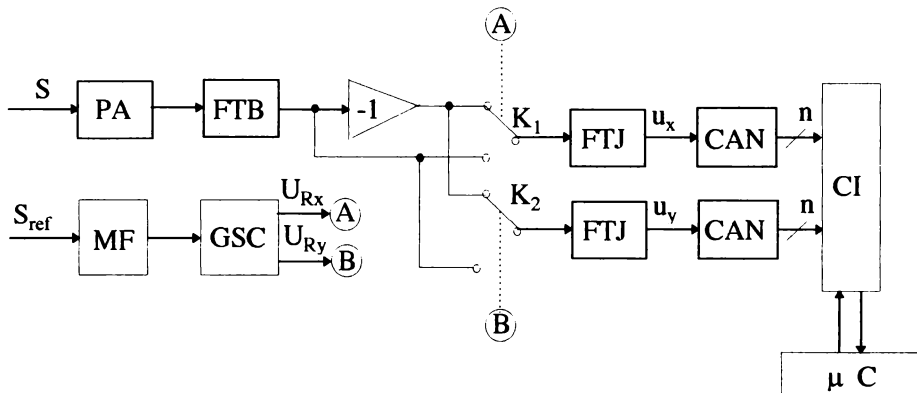


Fig. 4.4. Aparat pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor care utilizează filtru trece-bandă și detector sensibil la fază

Semnalul de referință se aplică la intrarea unui multiplicator de frecvență. Ieșirea acestuia comandă blocul de generare a 2 semnale în cuadratură (GSC). Cele 2 semnale u_{rx} și u_{ry} , dreptunghiulare de frecvență egală cu cea a semnalului de referință, vor comanda cheile K_1 și respectiv, K_2 ale detectorului sensibil la fază.

Semnalul provenit de la traductorul de vibrații este amplificat de preamplificatorul (PA) și apoi filtrat cu un filtru trece-bandă (FTB) cu frecvența centrală egală cu frecvența de rotație a rotorului. Ieșirea filtrului se conectează la un detector sensibil la fază format dintr-un inversor, două chei K1 și K2 și două filtre trece-jos FTJ. La ieșirile filtrelor se obțin tensiunile u_{rx} și u_{ry} ce sunt proporționale cu proiecțiile vectorului de dezechilibru pe 2 axe perpendiculare, sistem legat de rotor, definit de semnalul de referință. Tensiunile u_{rx} și u_{ry} convertite numeric cu ajutorul celor două convertoare (CAN) se transmit prin intermediul unui circuit de interfață (CI) microcalculatorului, pentru calculul modulului și fazei vectorului de dezechilibru.

O variantă de aparat ce utilizează filtru trece-bandă și detector sensibil la fază se prezintă în figura 4.5. Această soluție este originală și la realizarea ei am participat ca și coautor [58,59].

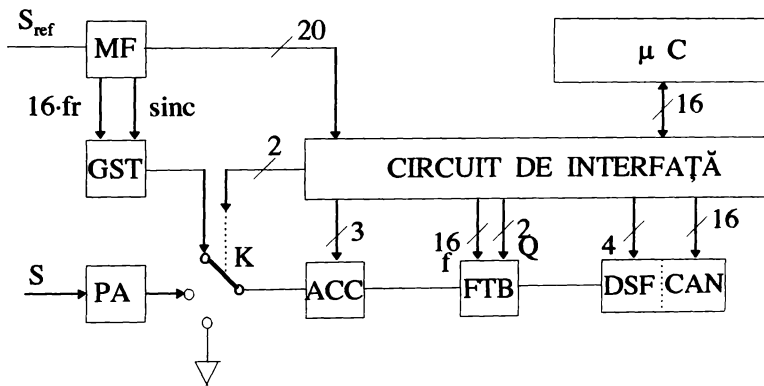


Fig. 4.5. Aparat pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor care utilizează filtru trece-bandă și CAN cu dublă integrare

Comparativ cu soluția anterioară, utilizarea unui convertor cu dublă integrare comandat astfel încât să se asigure și redresarea monoalternanță determină o simplificare considerabilă a schemei. În plus s-au utilizat două blocuri reglabile, un amplificator cu câștig controlat (ACC) și un filtru trece-bandă acordabil (FTB), ceea ce asigură o creștere a preciziei de măsurare [60]. Pentru acordarea filtrului pe frecvența de rotație a rotorului, f_r , aparatul conține un bloc de generare a unui semnal de test (GST) comandat de o frecvență $16f_r$ și de un semnal de sincronizare. La aparatul prezentat în figura 4.5 multiplicatorul de frecvență realizat numeric oferă posibilitatea măsurării frecvenței f_r de rotație a piesei,

valoare ce servește pentru acordul brut al filtrului trece-bandă. Acordul fin al filtrului se face prin măsurarea fazei semnalului de la ieșirea FTB dacă se conectează semnalul de test (vezi [60]). Se reglează printr-un algoritm de aproximații succesive frecvența centrală a filtrului până obținem eroarea minimă între faza măsurată și cea cunoscută a semnalului de test. Pentru corecția unor erori datorate lanțului de măsurare este prevăzută posibilitatea conectării intrării acestuia la potențialul masei analogice a aparatului.

Testarea performanțelor aparatului s-a realizat atât pe blocuri cât și ca ansamblu. Au fost testate separat filtrul trece bandă comandat numeric și multiplicatorul de frecvență. Întregul aparat a fost testat pentru semnale de intrare sinusoidale, în toată gama 50÷1000 Hz. S-au obținut următoarele rezultate experimentale globale:

- amplitudinea maximă a semnalului s de la intrare 1 V
- eficiența reglării automate a amplificării 256/1
- rezoluția la măsurarea amplitudinii 1/60000
- rezoluția la măsurarea fazei 0,01°
- eroarea maximă de poziționare a FTB ±0,008 Hz
- eroarea de măsurare a amplitudinii ±0,05%
- eroarea de măsurare a fazei ±0,04°

Aparatul s-a utilizat pentru echilibrarea rotoarelor rigide (giromotoarelor) cu masa de 117 g, diametrul de 32 mm ce au turația nominală de 60000 rot/min. S-a obținut o eficiență medie de echilibrare de 83% și un dezechilibru rezidual de 0,0153 μm .

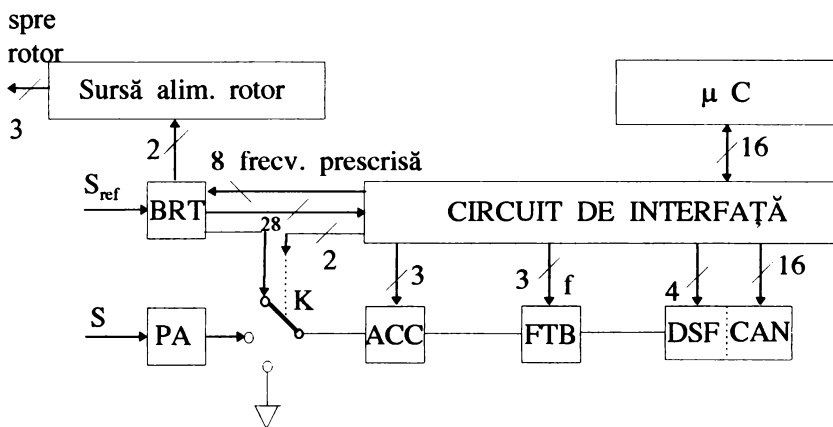


Fig. 4.6. Aparat pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor care utilizează un bloc pentru reglarea turației rotorului, filtru trece-bandă cu frecvențe fixe și CAN cu dublă integrare.

O variantă îmbunătățită a soluției din figura 4.5 este prezentată în figura 4.6 [61], [63].

În acest caz turația rotorului este reglată cu performanțe ridicate în jurul unei valori prescrise. Frecvența prescrisă se va stabili la o valoare egală cu frecvența centrală a FTB utilizat. Se transmite această valoare blocului de reglare a turației (BRT). Acesta măsoară turația rotorului pe baza informației primite de la s_{ref} și în funcție de abaterea de frecvență, comandă sursa de alimentare a rotorului. Comanda numerică a sursei de alimentare determină modificarea tensiunii de alimentare a rotorului, astfel încât, abaterea să se anuleze.

Comparativ cu soluția prezentată anterior, această variantă prezintă următoarele avantaje:

- asigură reglarea turației rotorului de echilibrat (deci o funcție în plus) în condițiile unei complexități a schemei mai scăzute sau cel mult comparabile,
- asigură reducerea pronunțată a erorilor datorate fluctuațiilor frecvenței de rotație a rotorului,
- elimină necesitatea acordării filtrului trece-bandă pe frecvența de rotație a rotorului de echilibrat.

Utilizând soluția din figura 4.6 s-a constatat o îmbunătățire importantă a stabilității turației. În regim liber, instabilitatea turației a avut valoarea de $1,3 \cdot 10^{-3}$ din turația prescrisă. În regim reglat, caz în care s-a utilizat bucla de reglare automată a turației, s-a obținut o instabilitate de 10^{-4} din turația prescrisă. Aparatul descris în fig. 4.6 s-a utilizat la echilibrarea rotoarelor din două grupe dimensionale: masa de 117 g și respectiv de 65g și raza de 16 mm și respectiv 14 mm. Cu aparatul descris în figura 4.6 s-a obținut o eficiență medie a echilibrării de 88% iar dezechilibrul rezidual de $0,015 \mu\text{m}$.

Și în cazul aparatelor prezentate în acest paragraf măsurarea mai multor vectori de dezechilibru din planuri de măsurare diferite se face relativ simplu prin conectarea unui multiplexor după etajul de preamplificare (PA). Rămân însă valabile dezavantajele semnalate în paragraful anterior.

4.5. MĂSURAREA VECTORILOR DE DEZECHILIBRU CU APARATE CE UTILIZEAZĂ ACHIZIȚIA ȘI PRELUCRAREA NUMERICĂ A SEMNALELOR

Schema bloc a unui aparat ce achiziționează și prelucrează numeric semnalele în vederea măsurării vectorilor de dezechilibru se prezintă în figura 4.7 [9].

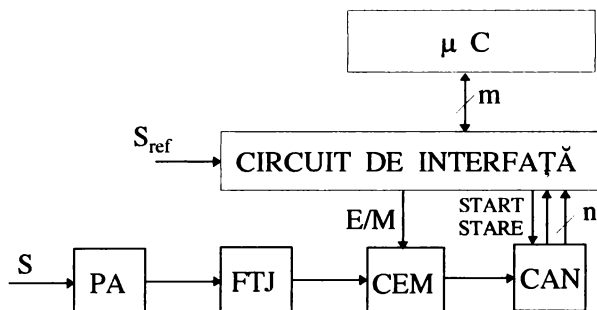


Fig. 4.7. Aparat pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor care utilizează achiziția și prelucrarea numerică a semnalelor

Semnalul provenit de la traductor este amplificat de către un preamplificator (PA) și apoi trecut printr-un filtru trece-jos pentru eliminarea erorilor de aliere. Ieșirea filtrului trece-jos se conectează la intrarea unui circuit de eșantionare și memorare (CEM). Eșantioanele prelevate sunt apoi convertite numeric cu ajutorul convertorului analog-numeric (CAN) și transferate apoi în memoria microcalculatorului.

Semnalul de referință se utilizează pentru validarea procesului de achiziție ceea ce permite estimarea fazei semnalului achiziționat față de S_{ref}

Pe baza eșantioanelor achiziționate se poate calcula amplitudinea și faza vectorului de dezechilibru. De asemenea, există posibilitatea filtrării numerice a semnalului precum și eventual, calculul spectrului acestuia.

În cazul echilibrării rotoarelor flexibile, modificarea structurii din figura 4.7 se face relativ simplu prin multiplexarea ieșirilor CEM-urilor. Astfel, fiecare canal va avea cele 3 blocuri PA, FTJ și CEM proprii, în rest schema bloc rămânând aceeași. Comanda de eșantionare și memorare va fi comună tuturor CEM-urilor pentru a asigura prelevarea de eșantioane la aceleași momente de timp ceea ce micșorează considerabil erorile datorate instabilității turației rotorului. Prezența microcalculatorului face posibilă pe lângă prelucrarea numerică a eșantioanelor în vederea obținerii vectorilor de dezechilibru și analiza mai complexă a vibrațiilor mașinilor rotative, precum și calcularea maselor de corecție și a poziției acestora, calcule ce, în cazul rotoarelor flexibile, sunt laborioase. Ținând cont de avantajele de mai sus și având în vedere simplitatea schemei și versatilitatea aparatului, rezultă că soluția achiziționării și prelucrării numerice a semnalelor este cea mai atractivă în cazul echilibrării rotoarelor flexibile.

În [67] se prezintă avantajele sincronizării între frecvența de eșantionare și frecvența semnalului. Autorii arată că se obține o eroare de determinare a amplitudinii de $\pm 0,3\%$, cu aproape un ordin de mărime mai mică decât în cazul necorelării frecvențelor. De asemenea, erorile maxime de determinare a fazei sunt de $\pm 0,6 \cdot 10^{-3}$ rad. Această valoare este, de asemenea, cu un ordin de mărime mai mică decât în cealaltă situație, în condițiile în care în ultimul caz s-au folosit prelucrări ale semnalelor cu ajutorul mai multor tipuri de ferestre. În [67] se utilizează un multiplicator de frecvență analogic descris în [68]. Rezultatele experimentale se verifică pentru semnale de 50 Hz.

Pe baza considerațiilor de mai sus și ținând cont de multiplicatorul de frecvență numeric, prezentat în [57] și în varianta îmbunătățită în [64], propun următoarea soluție originală de realizare a unui aparat de măsurare a dezechilibrului rotoarelor flexibile (vezi figura 4.8).

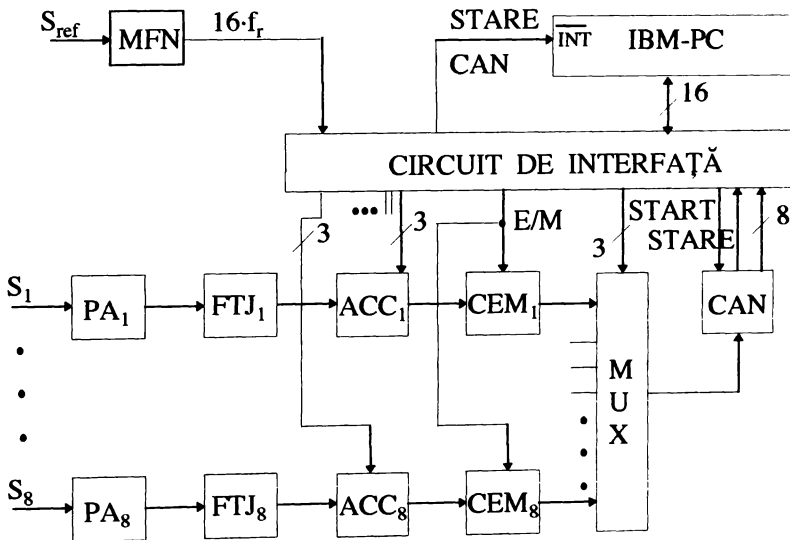


Fig. 4.8. Aparat pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor flexibile interfațat cu un IBM-PC

Semnalul de referință se conectează la intrarea multiplicatorului de frecvență numeric ce furnizează la ieșire un semnal de frecvență $16f_r$. Schema multiplicatorului permite ca, dacă este necesar, să se poată citi valoarea frecvenței f_r de rotație a rotorului. Frecvența $16f_r$ se conectează la circuitul de interfață. Structura circuitului de interfață este mai

complexă, acesta, pe lângă transferul datelor între calculator și sistemul de achiziție, preia și funcția de control al procesului de achiziție. Semnalul $16 \cdot f_r$ este utilizat pentru obținerea semnalului de comandă a eșantionării a celor 8 canale de măsurare. Autorizarea procesului de achiziție se face prin program. După achiziționarea numărului dorit de eșantioane a fi prelevate (ales de utilizator) se inhibă funcționarea sistemului de achiziție.

Semnalele de la traductoarele de vibrații $s_1 \div s_8$ se aplică unui lanț de măsurare format din preamplificator (PA), filtru trece jos (FTJ), amplificator cu câștig controlat (ACC) și circuit de eșantionare și memorare (CEM). Comanda circuitelor CEM se face cu același semnal ceea ce asigură prelevarea eșantioanelor la același moment de timp reducându-se erorile datorate instabilității turației rotorului. Ieșirile circuitelor CEM se aduc pe rând la intrarea convertorului analog-numeric (CAN) prin intermediul unui multiplexor (MUX). Prin program se poate modifica numărul de canale de măsurare, în acest caz conectându-se traductoarele de vibrații numai la primele canale în ordinea crescătoare a numărului canalului.

Codul de la intrarea multiplexorului se stabilește hard cu ajutorul unui numărător al cărui tact este semnalul de STARE al CAN. Există și posibilitatea comandării soft însă în acest caz se reduce frecvența maximă de achiziție.

Eșantioanele sunt preluate în memoria calculatorului prin tehnica întreruperilor. Astfel, semnalul STARE al CAN este adus la intrarea \overline{INT} a microprocesorului. În subrutina de întrerupere se citește valoarea eșantionului prelevat și se memorează în memoria RAM a calculatorului. Programul de achiziție este prezentat în anexa 7. Utilizatorul stabilește inițial numărul de canale pe care se face măsurarea și numărul de eșantioane dorite a fi prelevate pe fiecare canal. La sfârșitul procesului de achiziție se obține un fișier de date cu valorile eșantioanelor de pe fiecare canal. De asemenea, datele se afișează și pe ecranul calculatorului.

Partea numerică a schemei prezentate în figura 4.7 a fost realizată și testată utilizându-se ca și convertor analog-numeric integratul ADC 0809, [79], ce prezintă avantajul că are în structura sa și un multiplexor. Timpul de conversie însă este relativ mare, tipic 100 μ s. Subrutina de întrerupere (vezi anexa 7) în cazul unui calculator IBM-PC-AT cu procesor 80286 și frecvență de tact 16 MHz durează 12,5 μ s. Rezultă că, se recomandă utilizarea unui convertor analog-numeric cu timp de conversie mai mic, o valoare a timpului de conversie de 10÷15 μ s fiind acceptabilă în cazul descris mai sus. Odată cu creșterea performanțelor calculatorului la care se face conectarea sistemului de achiziție se vor utiliza convertoare mai rapide.

În cazul măsurării dezechilibrului rotoarelor flexibile unde frecvențele de rotație ale pieselor în mișcare nu depășesc sute de Hz performanțele specificate anterior sunt acoperitoare.

Pentru îmbunătățirea preciziei de măsurare se vor utiliza convertoare analog-numerice cu rezoluție mai mare.

CAP. 5. CONCLUZII

Echilibrarea corpurilor aflate în mișcare de rotație este o cerință obligatorie pentru obținerea unei mișcări uniforme care să nu ducă la apariția unor vibrații în lagăre, în suporturi și eventual fundație. Anularea vibrațiilor determină mărirea duratei de bună funcționare a mașinii rotative.

Creșterea turațiilor de lucru a rotoarelor a pus în evidență încovoierea acestora și deci necesitatea analizării echilibrării acestora ca și rotoare flexibile.

În cadrul acestei teze de doctorat s-a urmărit studiul echilibrării rotoarelor flexibile. Dintre etapele de parcurs pentru echilibrarea rotoarelor flexibile, în teză, se analizează următoarele: stabilirea metodei de măsurare, alegerea traductoarelor de măsurare și stabilirea metodei de măsurare a vectorilor de dezechilibru. În lucrare, se tratează fiecare aspect enumerat mai sus, prezentându-se stadiul actual și propunându-se soluții originale.

În cazul metodelor de echilibrare, autorul propune o perfecționare a metodei coeficienților de influență și dezvoltă o metodă de echilibrare fără îndepărtarea (adăugarea) succesivă de mase de echilibrare.

În domeniul traductoarelor de vibrații utilizate pentru echilibrarea rotoarelor flexibile, autorul perfecționează traductorul optic cu disc modulator, traductorul interferometric și traductorul cu modularea în amplitudine a iluminării. Performanțele obținute fac posibile măsurări de vibrații de ordinul nanometrului. Traductoarele de mai sus se pot utiliza, în întreg domeniul, mai general, al măsurărilor de vibrații, cu aceleași performanțe.

În cazul metodelor de măsurare a vectorilor de dezechilibru, autorul ajunge la concluzia că în cazul rotoarelor flexibile cea mai atractivă este soluția numerică și propune o schemă a unui aparat interfațat cu un calculator IBM. Existența calculatorului face ca adaptarea aparatului pentru o analiză complexă a vibrațiilor sistemului rotor-lagăre-suporturi să fie minimă. Aparatul prezentat are o versatilitate ridicată putându-se utiliza pentru măsurarea vibrațiilor din orice domeniu, precum și pentru măsurarea semnalelor corelate cu un semnal de referință.

5.1. SINTEZĂ

În România, problema echilibrării rotoarelor a fost puțin studiată. Nu există nici o carte editată în ultimul deceniu care să abordeze acest subiect. Dintre rotoare, cazul rotoarelor flexibile, este și mai puțin reflectat în cărți de specialitate. De aceea, abordarea echilibrării rotoarelor flexibile,

în contextul tendințelor actuale de creștere a turațiilor de lucru ale mașinilor rotative, de reducere a nivelului vibrațiilor și de transmitere a mișcării de rotație la distanță ne apare ca importantă.

În primul capitol se prezintă problemele fundamentale legate de echilibrarea rotoarelor. După prezentarea tipurilor de dezechilibre existente se evidențiază condiția ce trebuie îndeplinită pentru ca un rotor să poată fi considerat echilibrat. În continuare, se fac câteva considerații legate de vibrații în structuri, deoarece ecuațiile diferențiale ce descriu vibrațiile transversale ale barelor sunt analoge cu cele ce descriu dinamica rotoarelor flexibile. Se prezintă, apoi, dinamica rotoarelor flexibile determinându-se încovoierea maximă în cazul primului mod de vibrație și turația critică. Ca o concluzie, se poate desprinde analogia între modurile de vibrație ale rotoarelor flexibile și cele ale barelor supuse vibrațiilor transversale. În ultimul paragraf se fac considerații cu privire la delimitarea rotoare rigide-rotoare flexibile, delimitare făcută funcție de frecvența de oscilație.

În capitolul 2 se prezintă metode de echilibrare a rotoarelor flexibile. O primă variantă este de a determina ecuația liniei elastice a barei iar apoi corecția să se facă prin aplicarea unei mase distribuite. Soluția prezintă interes din punct de vedere teoretic, deoarece în practică este foarte greu de implementat. În continuare, se prezintă metodele practice de echilibrare, metoda modală, metoda coeficienților de influență și metoda unificată. Sunt subliniate, în fiecare caz, avantajele și dezavantajele utilizării acestora. În final, se propune o metodă de echilibrare cu ajutorul coeficienților de influență fără mase de probă. Coeficienții se actualizează pe măsura echilibrării rotorului. De asemenea, autorul propune o soluție de echilibrare fără a îndepărta (adăuga) succesiv mase pentru compensarea dezechilibrului. Se determină masele dezechilibrante prin echivalarea cu acțiunea unor forțe de apăsare elastice. Operația de îndepărtare (adăugare) de masă în vederea echilibrării se face o singură dată la sfârșitul procesului de echilibrare.

În capitolul 3 se face o prezentare a traductoarelor pentru măsurarea vibrațiilor rotoarelor flexibile. Se prezintă traductoarele tensometrice rezistive, capacitive, inductive, piezoelectrice, electrodinamice utilizate pentru măsurarea vibrațiilor. În fiecare caz, se prezintă modul de lucru pentru măsurarea încovoierii rotoarelor flexibile, precizându-se avantajele și dezavantajele întrebuirii lor. Totodată, se specifică performanțele fiecăruia. În continuare, se propune un traductor optic cu disc modulator prezentându-se performanțele, avantajele și dezavantajele sale. Apoi, se dezvoltă utilizarea traductorului interferometric la măsurarea vibrațiilor. Se extinde domeniul lui de aplicabilitate prin analiza spectrală a semnalului de la ieșirea fotodetectorului și aplicarea unui algoritm de determinare a

amplitudinii vibrației. Rezultatele experimentale prezentate, confirmă considerațiile teoretice. Se fac, apoi, câteva considerații cu privire la rezultatele experimentale, legate de vizibilitate, expresia semnalului de la ieșirea fotodetectorului dacă se ține cont de neegalitatea amplitudinilor intensităților câmpurilor electrice ale celor 2 fascicule ce interferează, necoincidența direcțiilor lor de polarizare, dimensiunea nepunctiformă a fotodetectorului (orificiului obturator). În continuare, se prezintă un mod de creștere a performanțelor de sensibilitate a traductorului interferometric descris mai sus și se analizează erorile ce apar la măsurarea rotoarelor flexibile. Se propune, apoi, un traductor optic cu modularea în amplitudine a iluminării prezentându-se un montaj experimental și performanțele obținute în condițiile utilizării prelucrării prin 2 metode diferite a semnalului de la ieșirea traductorului. Se analizează, apoi, erorile ce apar în cazul măsurării rotoarelor flexibile. În final, se face o comparație a performanțelor tuturor traductoarelor prezentate.

În capitolul 4 se prezintă metode de măsurare a vectorilor de dezechilibru. O primă metodă de măsurare este cea cu ajutorul dispozitivelor electrodinamice care ne evidențiază faptul că metodele analogice de măsurare sunt inadecvate pentru echilibrarea rotoarelor flexibile. De aceea interesul va fi axat pe metode mixte și numerice. Dintre metodele mixte se prezintă aparate ce utilizează filtru sincron electronic și aparate ce utilizează filtru trece-bandă și detector sensibil la fază. Sunt specificate performanțele lor în cazul utilizării pentru echilibrarea rotoarelor rigide. În final, se propune o soluție de măsurare a vectorilor de dezechilibru cu ajutorul unui sistem ce utilizează achiziția și prelucrarea numerică a semnalelor.

5.2. CONTRIBUȚII ORIGINALE

Contribuția autorului la primul capitol, bibliografic, este legată de prezentarea sintetică a noțiunilor fundamentale legate de echilibrarea rotoarelor flexibile, noțiuni utilizate pe parcursul tezei. De asemenea, autorul analizează prezentările diferite din literatură legate de delimitarea rotoare rigide- rotoare flexibile.

În capitolul 2 autorul are mai multe contribuții originale:

- analizează critic metoda de echilibrare unificată,
- propune utilizarea metodei de echilibrare cu ajutorul coeficienților de influență fără mase de probă,
- propune determinarea coeficienților de influență inițiali pe baza relațiilor (2.36) și (2.37) rezultând matricea coeficienților ce are coloane date de relația (2.38).

- propune ca determinarea coeficienților de influență să se facă după fiecare ciclu de echilibrare,
- prezintă un algoritm de echilibrare ilustrat în organigrama din fig. 2.4,
- propune o metodă de echilibrare a rotoarelor flexibile ce nu îndepărtează (adaugă) succesiv mase pentru compensare,
- echivalează acțiunea unei mase dezechilibrante cu acțiunea unei forțe de apăsare inițială, obținută cu ajutorul unui resort elastic,
- compensează poziția unei mase dezechilibrante prin deplasarea resortului de mai sus pe un cerc astfel încât să se asigure condiția de echilibru,
- propune un sistem de resoarte ortogonal (fig. 2.7) ce permite înlăturarea oricărui dezechilibru al rotorului prin modificarea forțelor de apăsare rezultante, pe cele 2 axe perpendiculare.

Capitolul 3 conține numeroase contribuții originale, astfel, autorul:

- analizează critic traductoarele tensometrice rezistive, capacitive, inductive, piezoelectrice, electrodinamice cu privire la utilizarea lor la măsurarea încovoierii rotoarelor flexibile,
- propune desenarea discului modulator al unui traductor optic conform cu figura 3.16,
- evidențiază performanțele traductorului astfel obținut, în cazul în care, se utilizează un disc de rază 5 cm cu 32 benzi opace de lățime 2 mm,
- analizează posibilitățile de creștere a sensibilității acestuia,
- prezintă o soluție de extindere a performanțelor traductorului interferometric prin analiza spectrală a semnalului de la ieșirea fotodetectorului,
- propune un algoritm de determinare a amplitudinii vibrației în cazul teoretic descris de relația (3.41),
- concepe o instalație experimentală de măsurare a vibrațiilor cu ajutorul interferometrului Michelson și efectuează măsurările în cazul vibrațiilor unui traductor piezoelectric cu amplitudini în intervalul (20,1600) nm,
- determină expresia tensiunii de la ieșirea fotodetectorului în cazul real (relația (3.44)),
- propune o metodă de etalonare a instalației experimentale,
- propune utilizarea instalației de măsurare a vibrațiilor unui rotor flexibil bazată pe interferometrul Michelson din figura 3.31,
- măsoară influența difracției asupra vizibilității prezentând datele experimentale în tabelul 3.8,
- determină influența neegalității amplitudinilor intensităților câmpurilor electrice ale celor 2 fascicule ce interferează, asupra expresiei iluminării din dreptul fotodetectorului (relația (3.56)),
- determină influența necoincidenței direcțiilor de polarizare ale celor 2 câmpuri electrice ce interferează, asupra iluminării (relația (3.57)) și asupra tensiunii de la ieșirea fotodetectorului (relația (3.58)).

- analizează influența dimensiunilor nepunctiforme ale fotodetectorului (capacului obturator) și calculează tensiunea de la ieșirea fotodetectorului în condițiile unui orificiu pătratic al capacului obturator; calculele se fac pentru regimul static (relația (3.60)) și respectiv dinamic (relația (3.61) și (3.64) în condiții simplificatoare),
- propune simplificarea procedurii de etalonare și ținând cont de aceasta, a instalației de măsurare,
- propune creșterea performanțelor de sensibilitate ale traductorului interferometric prin stabilirea altor condiții inițiale și măsurarea componentei spectrale de la ieșirea fotodetectorului de frecvență egală cu frecvența oscilației (relațiile (3.67), (3.68)),
- măsoară vibrațiile unui traductor piezoelectric cu amplitudini în intervalul (4,50) nm (caracteristica este prezentată în figura 3.33),
- evidențiază erorile ce apar la măsurarea încovoierii unui rotor flexibil legate de neuniformitatea coeficientului de reflexie a fascicolului laser de către suprafața corpului aflat în mișcare de rotație (relația (3.73)) și de forma rotorului (relația (3.78)) și propune soluții de eliminare a lor,
- propune pentru măsurarea vibrațiilor unui rotor flexibil utilizarea unui traductor optic cu modularea în amplitudine a iluminării,
- realizează un montaj experimental pentru măsurarea vibrațiilor prin modularea în amplitudine a iluminării (figura 3.37),
- măsoară vibrațiile unui traductor piezoelectric cu metoda de mai sus în intervalul (20, 1600) nm,
- propune modificarea schemei de prelucrare a semnalului în 2 variante: cu filtrare trece bandă și mediere și cu detecție sensibilă la fază; prezintă comparativ datele experimentale (fig. 3.40 și respectiv fig. 3.42),
- măsoară, în cazul schemei de prelucrare a semnalului cu detecție sensibilă la fază, caracteristica de frecvență a traductorului (fig. 3.43) în domeniul de frecvențe (45,250) Hz,
- propune creșterea sensibilității traductorului prin utilizarea unor capace obturatoare a fotodetectorului cu fante diferite (figura 3.43),
- evidențiază erorile ce apar la măsurarea încovoierii unui rotor flexibil dacă se utilizează traductorul cu modulare în amplitudine a iluminării (relația (3.82)) și propune soluții de eliminare a lor.

În capitolul 4 autorul are următoarele contribuții originale:

- analizează în ce mod diferite aparate construite pentru echilibrarea rotoarelor rigide, se pot utiliza la echilibrarea rotoarelor flexibile subliniindu-se avantajele și dezavantajele lor; la 3 dintre aparatele construite pentru echilibrarea rotoarelor rigide, autorul este participant la proiectarea și realizarea lor,

- propune schema unui aparat pentru măsurarea dezechilibrului rotoarelor flexibile interfațat cu un IBM-PC și experimentează partea numerică a acestuia.

5.3. DIRECȚII DE CERCETARE

După cum rezultă din bibliografia consultată pentru elaborarea acestei lucrări, problema echilibrării rotoarelor flexibile, deși face obiectul cercetării de peste 60 de ani, nu și-a găsit rezolvarea sub toate aspectele datorită complexității și dificultății ei.

În lucrarea de față, autorul abordează principalele aspecte legate de echilibrarea rotoarelor flexibile.

O primă problemă studiată a fost găsirea unei metode de echilibrare a rotoarelor flexibile. Dacă se analizează avantajele și dezavantajele metodelor de echilibrare se observă că nici una din ele nu se impune în fața celorlalte datorită performanțelor ei. În cazul metodei de echilibrare cu ajutorul coeficienților de influență, perfecționarea adusă în paragraful 2.4 elimină pomirile de probă. O direcție de cercetare în această problemă este optimizarea predicției coeficienților de influență a căror matrice este compusă din coloane date de relația (2.38) prin utilizarea principiului reciprocității. De asemenea, extrem de important ar fi un studiu privind stabilirea numărului necesar de planuri de echilibrare și amplasarea lor pentru a obține cel mai eficient proces de echilibrare.

O altă direcție de cercetare utilă, ținând cont de considerațiile din paragraful 2.5 și de faptul că măsurarea cu ajutorul traductorului interferometric presupune utilizarea unui palpator pe suprafața rotorului, este determinarea analitică a influenței unei forțe elastice concentrate, ce acționează într-un punct fix, de-a lungul rotorului, într-un sistem de coordonate fix, nelegat de rotor.

Pentru analiza metodei unificate de echilibrare, este interesant să se determine un mod de stabilire a planului de referință optim pentru fiecare formă modală ce se dorește echilibrată (corespunzător fiecărei frecvențe de lucru).

Deosebit de atractivă este simularea pe calculator a întregii proceduri de echilibrare. Astfel, ar fi interesant de simulat rotorul supus echilibrării, determinându-se caracteristicile sale. Apoi, pe baza măsurărilor inițiale, printr-un program de simulare s-ar putea face întreaga echilibrare, la diferite frecvențe de lucru, determinându-se masele dezechilibrante pentru fiecare plan de echilibrare. În urma aplicării corecțiilor, se poate verifica în programul de simulare, încadrarea în clasa de echilibrare dorită și apoi, se va face echilibrarea efectivă prin îndepărtare (adăugare) de material. Dacă se reușește realizarea unui astfel de program ce simulează dinamica

rotoarelor (o variantă ar putea fi utilizarea rețelelor neuronale), procedura de echilibrare a acestora se va efectua cu un număr minim de porniri (practic doar pentru măsurarea dezechilibrelor inițiale și verificarea încadrării în clasă).

O a doua problemă analizată în lucrare este stabilirea unui traductor de vibrații care să permită măsurarea încovoierii barei.

Traductorul interferometric prezentat asigură cea mai mare sensibilitate. Utilizarea lui presupune stabilirea riguroasă a condițiilor inițiale ale interferometrului în absența vibrației oglinzilor și invariabilitatea lor pe durata procesului de măsurare. Aceste cerințe sunt necesare pentru a putea calcula fără erori, amplitudinea vibrației din spectrul semnalului de ieșire. O direcție de cercetare este găsirea unei metode de calcul a amplitudinii vibrației și de stabilire a condițiilor inițiale pe baza spectrului semnalului de la ieșirea fotodetectorului. Rețelele neuronale ar putea fi o soluție la obținerea informației de mai sus. În acest caz, se simplifică partea de etalonare a instalației și în plus nu este necesară stabilirea unor condiții inițiale controlate.

A treia problemă prezentată în lucrare este determinarea unor metode de măsurare a vectorilor de dezechilibru. În concluzie, pentru echilibrarea rotoarelor flexibile este adecvată realizarea unui aparat numeric. Aparatul se construiește în jurul unui calculator, acesta comandând întregul sistem de măsurare și asigurând puterea de calcul necesară în diversele etape ale procesului de echilibrare.

O direcție de cercetare ar putea fi, transmiterea informației utile, de la traductorul de vibrații până la intrările de pe placa de achiziție montată în interiorul calculatorului, ținând cont că mediul de lucru este puternic perturbat de câmpuri electromagnetice. O soluție este transmisia optică a informației, ceea ce presupune circuite de intrare suplimentare pe placa de achiziție.

ANEXE

ANEXA 1

```
%  
% CALCULUL LUI X DACĂ SE ȘTIE VALOAREA FUNCȚIEI  $J_0(X)$   
%           ȘI INTERVALUL DE MONOTONIE  
%  
  
clear;  
ymas=bessel(0,28.0312);    % calcul valoare reală  
xmin=25.9074;             % stabilire domeniu de monotonic  
xmax=29.0489;             % stabilire caracter crescator  
bis=0;                     % stabilire caracter crescator  
x=xmin+(xmax-xmin)/2;  
y=bessel(0,x);  
  
if bis==1  
    while abs(ymas-y)>0.0001  
        if ymas-y>=0  
            xmin=x;  
        else  
            xmax=x;  
        end  
        x=xmin+(xmax-xmin)/2;  
        y=bessel(0,x);  
    end  
else while abs(ymas-y)>0.0001  
    if ymas-y>0  
        xmax=x;  
    else  
        xmin=x;,  
    end  
    x=xmin+(xmax-xmin)/2;  
    y=bessel(0,x);  
end  
end  
  
x                               % afișare valoare calculată
```

ANEXA 2

```
%  
%   CALCULUL LUI X DACĂ SE ȘTIE VALOAREA MĂSURATĂ  
%           A FUNCȚIEI  $J_0$   
%  
  
ymas=sv(1);           % valoare măsurată  
                      % stabilire domeniului de monotonic  
  
if sv(68)>0.0026 & sv(64)>0.0056,  
    xmin=29.0489;,  
    xmax=32.1940;,  
    bis=1;  
else  
    if sv(60)>0.0030 & sv(56)>0.0068  
        xmin=25.9074;,  
        xmax=29.0489;,  
        bis=0;  
    else  
        if sv(52)>0.0040  
            xmin=22.7634;,  
            xmax=25.9074;,  
            bis=1;  
        else  
            if sv(48)>0.0034 & sv(44)>0.0057  
                xmin=19.6203;,  
                xmax=22.7634;,  
                bis=0;  
            else  
                if sv(40)>0.0061 & sv(36)>0.0104  
                    xmin=16.4723;,  
                    xmax=19.6203;,  
                    bis=1;  
                else  
                    if sv(32)>0.0056 & sv(28)>0.0112  
                        xmin=13.3259;,  
                        xmax=16.4723;,  
                        bis=0;  
                    else  
                        if (sv(28)>0.0061) | (sv(28)>0.0032 & sv(16)<0.0190)  
                            xmin=10.1786;,  
                            xmax=13.3259;,  
                            bis=0;
```



```

        xmax=13.3259;,
        bis=1;
    else
        if sv(20)>0.0072 & sv(16)>0.0130
            xmin=7.0182;,
            xmax=10.1786;,
            bis=0;
        else
            if (sv(12)>0.0049) | (sv(12)>0.0014 & sv(8)>0.0259)
                xmin=3.8327;,
                xmax=7.0182;,
                bis=1;
            else
                xmin=0;,
                xmax=3.8327;,
                bis=0;
            end
        end
    end
end
end
end
end
end
end
end
end
end
end

x=xmin+(xmax-xmin)/2;
y=bessel(0,x);

if bis==1
    while abs(ymas-y)>0.0001
        if ymas-y>=0
            xmin=x;
        else
            xmax=x;
        end
        x=xmin+(xmax-xmin)/2;
        y=bessel(0,x);
    end

else while abs(ymas-y)>0.0001

```

```
    if ymas-y>0
        xmax=x;
    else
        xmin=x;
    end
    x=xmin+(xmax-xmin)/2;
    y=bessel(0,x);
end
end

x                                % afișare valoare calculată
```

ANEXA 3

```

{   PROGRAM PENTRU ACHIZIȚIA EȘANTIOANELOR CU   }
{   PLACA DS 1011 ȘI TRANSMITEREA ACESTORA   }
{   SPRE CALCULATORUL IBM GAZDĂ   }

```

```

SET TEMP      120
SET FLAG      121
SET ZERO      122
SET ONE       123
SET XFF       124
SET START     125

```

```

B INIT
B ISR

```

```

DIVCT:  ORG 10h
        NOP

```

```

INIT:   ORG 100h
        ROVM
        LDPK 0           {stabilește pagina 0, reg. DP}
        LACK 7
        SACL START
        ZAC
        SACL ZERO
        LACK 1
        SACL ONE

```

```

        LACK 255
        SACL XFF
        LAC XFF,8
        ADD XFF,0       {0FFFFh în XFF}
        SACL XFF

```

```

        LACK 2
        SACL TEMP
        OUT TEMP,7     {selecție banc 2}

```

```

        LACK 06h       {prescaler 1, ceas intern - CLKOUT}
        SACL TEMP
        OUT TEMP,4     {activare timer 1}

```

```

LACK 10h      {F1=CLKOUT/1/DIVCT}
TBLR TEMP
OUT TEMP,1    {TPR1=781}

OUT ZERO,7    {banc 0}
LACK 16      {TIMINT1}
XOR XFF
SACL TEMP
OUT TEMP,5    {măști într. - IM}

EINT

STAY:  NOP
      B STAY

ISR:   LDPK 0
      OUT ZERO,7  {banc7}
      LACK 16
      SACL TEMP
      OUT TEMP,6  {șterge fanionul din IF}
                       {presupunem că nu a cerut altceeva}
                       {întrerupere}

      LACK 8
      TBLW 2      {scriere în DAC1}
      LACK 8
      TBLR 2      {citire din ADC1}
      LACK 10
      TBLW START {start conversie ADC1}
      LACK 14
      TBLW 2      {scriere în reg. de comunicație spre gazdă}
      EINT
      RET

END

```

ANEXA 4

```

/*          PROGRAM APELABIL DIN PROGRAMUL MATLAB          */
/*          PENTRU ACHIZIȚIA DATELOR                      */

#include <dos.h>
#include <math.h>
#include "dspdef.h"
#include "cmex.h"

/* rutină MATHLAB pentru achiziții de date:
 *
 *   [a, flag] = acq(len, frq);
 */

#define CLKOUT 6.25e6
#define NMAX 5000
#define NDEFAULT 512
#define CTDEFLT 781
#define min(i,j) ((i > j) ? j : i)
#define max(i,j) ((i > j) ? i : j)

void acq(double * vect, double * flag, int len, int frq, int buf[]);

/*
 * funcțiile MATLAB au forma
 *   [a,b,c,...] = fun(d,e,f,...)
 * unde a,b,c sunt argumentele membrului stâng (lhs)
 * și d,e,f,... sunt argumentele membrului drept (rhs).
 */

void user_fcn(nlhs, plhs, nrhs, prhs)
int nlhs; /* numărul argumentelor membrului stâng */
int nrhs; /* numărul argumentelor membrului drept */
Matrix *plhs[]; /* lungimea matricii linie a argumentelor membrului stâng */
Matrix *prhs[]; /* lungimea matricii linie a argumentelor membrului drept */
{
    unsigned timct;
    int *buffer;
    int len;

    if (nlhs > 2 )

```

```
mex_error("ACQ: Prea multe iesiri");

/*
 * Se verifică dimensiunea lui len și frq. Trebuie să fie 1 X 1.
 */
if ((max(prhs[0]->m,prhs[0]->n) > 1) || (max(prhs[1]->m,prhs[1]->n) > 1)
    || prhs[0]->pi != 0 || prhs[1]->pi != 0)
    mex_error("ACQ: Argumentele trebuie sa fie scalare, reale");

if (nrhs < 1 )
    len = NDEFAULT;
else
    len = (int) *(prhs[0]->pr);

if (nrhs < 2)
    timct = CTDEFAULT;
else
    timct = (int) (CLKOUT / *(prhs[1]->pr));

if (len > NMAX)
    mex_error("ACQ: Lungime exagerata");

/*
 * Se crează o matrice pentru argumentul obținut la revenire
 */
plhs[0] = create_matrix(len, 1, REAL);
plhs[1] = create_matrix(1, 1, REAL);

buffer = (int *) malloc(2*len);
if (buffer==0)
    mex_error("ACQ: Nu se poate aloca bufferul temporar de achiziție \n");

/*
 * Execută următoarea operație într-o subrutină
 */
acq(plhs[0]->pr, plhs[1]->pr, len, timct, buffer);
```

```

#define TIMADR 0x10
#define NAMESIZE 64
#define MAXWAIT 1000001
int count; /* volumul datelor transmise prin COMR */

unsigned acqprg[] = {
0x0000,0xf900,0x0001,0x0100,0x0002,0xf900,0x0003,0x011f,0x0010,0x7f80,
0x0100,0x7f8a,0x0101,0x6e00,0x0102,0x7e07,0x0103,0x507e,0x0104,0x7f89,
0x0105,0x507a,0x0106,0x7e01,0x0107,0x507b,0x0108,0x7eff,0x0109,0x507c,
0x010a,0x287c,0x010b,0x007c,0x010c,0x507c,0x010d,0x7e02,0x010e,
0x5078,0x010f,0x4f78,0x0110,0x7e06,0x0111,0x5078,0x0112,0x4c78,0x0113,0
x7e10,0x0114,0x6778,0x0115,0x4978,0x0116,0x4f7a,0x0117,0x7e10,
0x0118,0x787c,0x0119,0x5078,0x011a,0x4d78,0x011b,0x7f82,0x011c,0x7f80,0
x011d,0xf900,0x011e,0x011c,0x011f,0x6e00,0x0120,0x4f7a,0x0121,0x7e10,0x0
122,0x5078,0x0123,0x4e78,0x0124,0x7e08,0x0125,0x7d02,0x0126,
0x7e08,0x0127,0x6702,0x0128,0x7e0a,0x0129,0x7d7e,0x012a,0x7e0e,
0x012b,0x7d02,0x012c,0x7f82,0x012d,0x7f8d,0xffff,0xffff };

void init_DSP()
{
    outport(CSR, RST | NMI);
}

void start_DSP()
{
    outport(CSR, NMI);
    delay(1);
    outport(CSR, 0);
}

/*
 * g e t _ d a t a
 *
 * preia din DSP "count" eşantioane, temporar în "buf",
 * apoi sunt convertite double în "vect"
 */
int get_data(double vect[], int count, int * buf)
{
    int inicnt;
    int *ptr;
    long wcnt;

```

```
int timeout;
double *dptr;

ptr=buf;
wcnt=0;
incent=count;
while((count) && (wcnt < MAXWAIT))
    {
        wcnt++;
        if ( (inport(CSR) & DR) == DR)
            {
                *ptr++=inport(COMR);
                count--;
                wcnt=0;
            }
    }
timeout = (wcnt >= MAXWAIT);

ptr=buf;
dptr=vect;
while (incent-- > count)
    *dptr++ = (float) *ptr++;
if (count) while (incent--)
    *dptr++ = 0.0;
return timeout;
}

/*
 * l o a d _ o b j
 *
 * încarcă în DSP programul de achiziție dat ca tabel
 */
void load_obj(unsigned tab[])
{
    int bug_cnd;
    unsigned adr, code;
    unsigned * ptab;

    ptab=tab;
    do
    {
        adr = *ptab++;
```



```
        code = *ptab++;
        output(MAR, adr);
        output(MDR, code);
        bug_cnd = (code == 0xffff);
    } while (!bug_cnd);
}

/*
 * a c q
 *
 * înscrie în memoria DSP valoarea de timer "timct"
 * preia "len" eşantioane via bufferul temporar de intrare, "buf"
 * în "*flag" se pune 1 pentru timeout (placa DS1101 absentă)
 */
void acq(double * vect, double * flag, int len, int timct, int * buf)
{
    printf("Start ACQP\n");
    init_DSP();
    load_obj(acqprg);
    output(MAR, TIMADR);
    output(MDR, timct);
    start_DSP();
    *flag = (double) get_data(vect, len, buf);
}
```

ANEXA 5

;PROGRAM ÎN MATLAB CE DETERMINĂ SPECTRUL SEMNALULUI
; DE LA INTRAREA PLĂCII DS 1011

```
clear;
n=256;
fe=input('frecventa de esantionare [kHz] ');
v=acqp(n,fe*1000);
plot (v*3.0383e-4)
pause
f=fft(v);
s=abs(f);
ff=0:fe/n:fe*(n-1)/n;
fv(1)=0;
fmax=input('frecv. max. din spectru vizualizat [kHz] ');
for i=1:n*fmax/fe, sv(i)=s(i);end
for i=2:n*fmax/fe, fv(i)=ff(i);end
sv(1)=0.5*s(1);
while 1
    plot (fv*1000,sv*2/n*3.0383e-4, '*')
    pause
    k=input('ordinul componentei spectrale dorite a fi afisata ');
    if (k>=0 & k<=n/2)
        U_armonica=sv(k+1)*2/n*3.0383e-4
        pause
    else
        break
    end
end
end
```

ANEXA 6

; PROGRAM ÎN MATLAB CE DETERMINĂ MEDIA SPECTRELOR
 ; A 25 DE SECVENȚE DE DATE OBTINUTE PRIN EȘANTIONAREA
 ; SEMNALULUI DE LA INTRAREA PLĂCII DS 1011

```
clear;
n=256;
fe=input('frecventa de esantionare [kHz] ');
for j=1:25
    v=acqp(n,fe*1000);
    for i=1:n vm(j,i)=v(i);end
end

for j=1:25
    f=fft(vm(j,:));
    s=abs(f);
    for i=1:n, svm(j,i)=s(i);end
end

for i=1:n
    sv(i)=0;
    for j=1:25 sv(i)=sv(i)+svm(j,i);end
    sv(i)=sv(i)/25;
end

ff=0:fe/n:fe*(n-1)/n;
fv(1)=0;
fmax=input('frecv. max. din spectru vizualizat [kHz] ');
for i=2:n*fmax/fe, fv(i)=ff(i);end
sv(1)=0.5*sv(1);
while 1
    plot (fv*1000,sv*2/n*3.0383e-4, '*')
    pause
    k=input('ordinul componentei spectrale dorite a fi afisata ');
    if (k>=0 & k<=n/2)
        U_armonica=sv(k+1)*2/n*3.0383e-4
        pause
    else
        break
    end
end
```

ANEXA 7

```

/*PROGRAM DE ACHIZIȚIE DE DATE PE PC AT */

# pragma inline
# define INTR 0x71
# include <fcntl.h>
# include<dos.h>
# include<stdio.h>
# include<conio.h>
# include<process.h>
# include<alloc.h>

void interrupt fct (void)
{
    asm MOV DX, 02EFh;
    asm IN AL, DX;
    asm MOV [BX],AL;
    asm INC BX;
    asm MOV AL,20h;
    asm OUT 20h,AL;
    asm OUT 0A0h,AL;
    asm IRET;
}
void init (c,l)
{
    disable();
    outportb(0x20,0x11);          /*inițializare 8259A master*/
    outportb(0x21,0x08);
    outportb(0x21,0x04);
    outportb(0x21,0x0D);
    outportb(0xA0,0x0D);
    outportb(0xA0,0x11);        /*inițializare 8259A slave*/
    outportb(0xA1,0x70);
    outportb(0xA1,0x02);
    outportb(0xA1,0x09);
    outportb(0x02EE,2*c-1);     /*programare număr de canale și*/
                                /*invalidare placă (IQ=1)*/
    outportb(0x21,0xFB); /*noua mască a master-ului*/
    outportb(0xA1,0xFD);      /*noua mască a slave-ului*/

    asm MOV AX,0000h; /*darea unei noi adrese*/
}

```

```

asm MOV BX,DS;      /*vector de întrerupere nr. 9*/
asm MOV DS,AX;
asm MOV SI,01C4h;   /*adresa vectorului de întrerupere nr. 9*/
asm MOV AX,SI;
asm ADD AX,0019h;   /*suprimarea funcțiilor inutile*/
asm MOV SI,AX;
asm MOV DS,BX;
asm MOV CX,1;
}
void main ()
{
    unsigned int lungime,c,c,1;
    int i=0, j=0, k=0;
    unsigned char near * buffer;
    FILE * p;
    char * cale = "c:\\gigi\\data.hex";
    clrscr();          /*număr de canale (1 la 8)*/
    printf("\n introduceți numărul canalelor (1 la 8): ");
    do scanf("%u",&c); while (c>8||c<1);
    printf("\n introduceți numărul de eşantioane pe canal: ");
    do scanf("%u",&e); while (e<1);
    printf("\n");
    l=c*c;
    lungime=1;

    setvect (INTR, fct);

    if ( (buffer=(unsigned char*)malloc (sizeof(unsigned
                                         char)*lungime))==NULL)
        {
            printf("Nu există suficientă memorie! \n");
            exit (1);
        }
    init(c,1);
    asm MOV BX,buffer;
    outportb(0x02EE,2*c-2);   /*validare placă (1Q=0)*/
    enable();                 /*autorizare întreruperi*/

boucle:
    asm HLT;
    asm LOOP boucle;
    disable();               /*inhibare întreruperi*/

```

```
outportb (0x21,0xA8);      /*refacere măști*/
outportb(0xA1,0x9F);      /*cu IRQ9 mască*/
outportb(0x02EE,2*c-1);   /*invalidare placă*/
enable();
if( (p=fopen(cale,"w+b")) ==NULL)
{
    printf("Eroare de scriere în fișier \n");
    exit(1);
}
for(i=1;i<=c;i++)
    for(j=0-1;j>=0;j--)
        printf("ech [%d], canal [%d]=>%x \n",i,j,buffer [k++]);
fclose(p);
}
```

BIBLIOGRAFIE

- [1] Harris, C.M., Crede, C.E., Șocuri și vibrații, Editura Tehnică, București, 1969, vol.I, p.414-677, vol.III, p.51-90.
- [2] Broch, J.T., Mechanical Vibration and Shock Measurements, Bruel & Kjaer, 1980.
- [3] Angot, A., Complemente de matematici pentru inginerii din electrotehnică și telecomunicații. Editura Tehnică, București, 1965, p.420-452.
- [4] Landsberg, S.G., Optica, Editura Tehnică, București, 1951, p.75-76, 282-291.
- [5] Pop, E., Măsurarea mărimilor electrice și neelectrice, Editura I.P. Timișoara, 1982.
- [6] Pop, E., Stoica, V., Principii și metode de măsurare numerică, Editura Facla. Timișoara, 1977.
- [7] Pop, E., ș.a., Tehnici moderne de măsurare, Editura Facla, Timișoara, 1982.
- [8] Crișan, S., Breabăn, F., Electronică optică, partea I, Editura U.P. Timișoara, 1995.
- [9] Toma, L., Sisteme de achiziție și prelucrare numerică a semnalelor, Editura de Vest, Timișoara, 1996.
- [10] Millea, A., Măsurări electrice. Principii și metode, Editura Tehnică, București, 1980.
- [11] Iliescu, C., Ionescu-Golovanov, C., Szabo, W., Szekely, I., Bărbulescu, D., Măsurări electrice și electronice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983, p.242-273.
- [12] Buzdugan, Gh., Mihăilescu, E., Radeș, M., Măsurarea vibrațiilor, Editura Academiei, București, 1979, p.17-53, 65-95.
- [13] Gafițanu M., Crețu, Sp., Drăgan, B., Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor, Editura Tehnică, București, 1989, p.114-124.
- [14] Sass, F., Bouché, Ch., Leitner A., Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau, Editura Springer-Verlag OHG., Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1961.
- [15] Darlow, M.S., Balancing of High-Speed Machinery: Theory, Methods and Experimental Results, Mechanical Systems and Signal Processing, 1987, vol.1(1), p.105-134.
- [16] Levit, M.E., Runov, B.T., Probleme fundamentale ale echilibrării rotoarelor, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.12-30.
- [17] Vasiliev .A., Despre clasificarea rotoarelor pentru echilibrarea lor, Teoria și practica procesului de echilibrare Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.193-201.

- [18] Samarov, N.G., Echilibrarea rotoarelor flexibile pe elemente, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.162-170.
- [19] Samarov, N.G., Diagnosticarea locului de dezechilibru la un rotor cu mai multe discuri, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.204-208.
- [20] Fedorov, L.A., Vasiliev, A., Influența dezechilibrului rotorului asupra vibrației corpului, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.219-224.
- [21] Bauzr, V.O., Vibrațiile rotorului necchilibrat pe suporturi elastice amortizate, Echilibrarea rotoarelor și a mecanismelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1978, p.149-154.
- [22] Satalov, L.N., Determinarea caracterului dezechilibrului unui rotor flexibil pe baza analizei momentelor de încovoiere, Vibrațiilor mașinilor și fiabilitatea lor, Editura Nauka, Moscova, 1977, p.66-72.
- [23] Boruvka, V., Influența elasticității suporturilor asupra proprietăților dinamice ale rotorului și a alegerii metodei de echilibrare, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.134-140.
- [24] Levit, M.E., Particularități ale echilibrării turbomașinilor, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.133-136.
- [25] Kudriașev, L.N., Onișenko, G.D., Echilibrarea rotoarelor rapide care au planuri de separație, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostanie, Moscova, 1973, p.180-186.
- [26] Gusarov, A.A., Vitezele insensibile ale rotorului cu secțiune cu mai multe trepte, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.157-163.
- [27] Subin, A.A., Regimul de șoc al lagărelor în cazul unui rotor flexibil, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.350-357.
- [28] Roizman, V.P., Vaingortin, L.D., Echilibrarea rotoarelor flexibile fără considerarea caracteristicilor elasto-inerțiale, Echilibrarea rotoarelor și a mecanismelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1978, p.116-121.
- [29] Mazin, Z.A., Problema echilibrării rotoarelor flexibile cu greutate concentrată, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.170-177.
- [30] Barke, V.N., Suporturi izotrope la mașinile de echilibrare și metode de echilibrare a pieselor flexibile, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.378-388.

- [31] Levit, M.E., Probleme ale echilibrării rotoarelor flexibile, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.15-21.
- [32] Banah, L., Perminov, M.D., Studiarea dezechilibrului unui ax flexibil prin metoda măsurării deformațiilor lui, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.203-209.
- [33] Kupcik, V.N., Unele particularități ale echilibrării rotoarelor turbomașinilor, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.192-198.
- [34] Gleizer, A.I., Lobanov, V.K., Echilibrarea rotoarelor flexibile cu mai multe suporturi ale turbinelor cu gaz, Echilibrarea rotoarelor și a mecanismelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1978, p.122-127.
- [35] Banah, L., Perminov, M.D., Pevzener, B.A., Studiarea dinamicii rotoarelor flexibile în raport cu starea lui de tensiune, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.163-170.
- [36] Ionușăș, R.A., Bansevicius, R., Randomanskas, M.S., Despre o soluție analitică pentru echilibrarea rotoarelor flexibile, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.175-180.
- [37] Ivannikov, V.G., Studiarea și alegerea suporturilor dispozitivelor de echilibrare pentru echilibrarea la turații de lucru, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.229-238.
- [38] Roizman, V.P., Metode de echilibrare a rotoarelor elastic deformabile, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.151-162.
- [39] Brajko, A.I., Roizman, V.P., Utilizarea calculatorului la echilibrarea rotoarelor flexibile, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.137-145.
- [40] Galiperin, E.A., Mikunis, S.I., Marder, B.O., Evaluarea preciziei echilibrării rotoarelor cu multe reazeme prin folosirea calculatoarelor, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, p.151-157.
- [41] Golidin, A.S., Utilizarea calculatorului la echilibrarea turboagregatelor, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.51-59.
- [42] Alitșuler, L.Z., Siber, V.L., Cu privire la rezolvarea problemei echilibrării unui rotor flexibil, Echilibrarea rotoarelor și a mecanismelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1978, p.127-134.
- [43] Mikulici, G.V., Ruskol, V.S., Limar, S.A., Utilizarea calculatorului la echilibrarea turboagregatelor, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.145-150.

- [44] Golidin, A.S., Alegerea numărului planurilor de echilibrare ale liniilor de transmisie a elicei, Echilibrarea rotoarelor și mecanismelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1978, p.134-141.
- [45] Iuliș, K., Echilibrarea dinamică a rotoarelor pe suporturi cu caracteristici neliniare, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.126-134.
- [46] Matveev, V.I., Reuțki, V.A., Mărima dezechilibrului rezidual în cazul echilibrării dinamice a turbomașinilor, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.184-189.
- [47] Lifanov, V.A., Sigalov, Z.A., Elaborarea unor metode de echilibrare a rotoarelor mașinilor electrice la viteza de lucru în lagăre proprii, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.198-203.
- [48] Golidin, A.S., Echilibrarea unor axe de transmisie a elicei pe mai multe suporturi în cazul centralelor electrice, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.177-184.
- [49] *** Bazele tehnicii de echilibrare, vol.I, Echilibrarea rotoarelor rigide și a mecanismelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1975, p.208-219.
- [50] Suminov, V.M., Skvorocevski, A.K., Studiarea preciziei echilibrării rotoarelor cu fasciculul generatorului cuantic optic, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.21-27.
- [51] Maksimenko, A.I., Fedorov, B.F., Metode optice de cercetare și măsurare a vibrațiilor rotoarelor în timpul echilibrării lor, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.27-30.
- [52] Borisenko, A.P., Griazev, G.V., Măsurarea vectorilor de dezechilibru ale unui rotor de turboagregat, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.244-248.
- [53] Ivanov, V., Aparatură de măsurat și aparate cu traductoare seismice și parametrice pentru măsurarea deplasărilor și a încovoierilor axelor turboagregatelor, Teoria și practica procesului de echilibrare, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1973, p.444-448.
- [54] Ilbiankov, A.I., Levit, M.E., Măsurarea oscilațiilor și a încovoierilor rotoarelor cu ajutorul generatoarelor optico-cuantice, Echilibrarea rotoarelor și a mecanismelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1978, p.50-53.
- [55] Ivanov, V., Aparatură cu traductoare parametrice pentru echilibrarea rotoarelor, Teoria și practica echilibrării mașinilor și aparatelor, Editura Mașinostroenie, Moscova, 1970, p.404-411.
- [56] Stoian, A., Gal, C., Ivășchescu V., Studii privind procesul de echilibrare dinamică a giromotoarelor, Protocol la contractul 174/86, Timișoara, 1988.

- [57] Stoian, A., Principii și metode de măsurare a dezechilibrului rotoarelor rigide, Referatul nr. 2 în cadrul pregătirii doctoratului, Timișoara, 1991.
- [58] Gal, C., Stoian, A., Ivășchescu, V., Circuite de prelucrare analogică pentru vectormetru cu calculator personal TIM-S, Sesiunea de comunicări tehnico-științifice ale tinerilor absolvenți, Timișoara, 1989, p.176-181.
- [59] Ivășchescu V., Interfață TIM-S vectormetru, Sesiunea de comunicări tehnico-științifice ale tinerilor absolvenți, Timișoara, 1988.
- [60] Ivășchescu, V., Stoian, A., Gal, C., Algoritm de reglare a unui filtru comandat numeric, Sesiunea de comunicări tehnico-științifice ale tinerilor absolvenți, Timișoara, 1989, p.291-295.
- [61] Ivășchescu V., Stoian A., Gal C., Algoritm de reglare automată a turației micromotoarelor asincrone, Sesiunea de comunicări tehnico-științifice ale tinerilor absolvenți, Timișoara, 1989.
- [62] Gal, C., Stoian, A., Ivășchescu, V., Traductor electrodinamic de viteză, Sesiunea de comunicări tehnico-științifice ale tinerilor absolvenți, Timișoara, 1989.
- [63] Stoian, A., Ivășchescu, V., Automatic Speed Control Circuit for Electric Asynchronous Gyromotors Digital Balancing Apparatus, The International Conference on Applied and Theoretical Electrotechnics, Proceedings, Session E, Craiova, 1991, p.E33.
- [64] Ivășchescu, V., Cimponeriu, A., Circuit de multiplication de frequence avec 8253, Session de communications, Oradea, 1992.
- [65] Ivășchescu V., Traductor de vibrații cu laser, Zilele Academice Timișene, Simpozion. Acustica și vibrațiile structurilor mecanice, Timișoara, 1995.
- [66] Ivășchescu V., Iacovliev A., Interferometric Transducer for Vibration Measurement, Proceedings of the Symposium on Electronics and Telecommunications, vol.III, Timișoara, 1996
- [67] Ferrero, A., Ottobani, R., High Accuracy Fourier Analysis Based on Synchronous Sampling Techniques, IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, Vol. 41, nr. 6, Dec. 1992, p.780-786.
- [68] Ferrero, A., Ottobani, R., A Low Cost Frequency Multiplier for Synchronous Sampling of Periodic Signals, IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, vol. 41, nr. 2, Aprilie, 1992, p.203-208.
- [69] *** Frequency Domain Techniques for Condition Monitoring of Rotating Machinery, Technical Report Number 011/83, Schlumberger Technologies, 1983.
- [70] *** Frequency Response Analysis, Technical Report Number 010/83, Schlunberger Tehnologies, 1983.
- [71] *** Optics Guide 5, Melles Griot, 1992.
- [72] *** Laser-engineering, Metra Blansko, 1972.

- [73] *** Precision Laser & Optics Products, Newport Catalog, 1990.
- [74] *** Ealing Optics Catalogue, 1984/1985.
- [75] Kitchin, C., Micromachined Complete-on-a-Chip Sensor Measures $\pm 5g$ Accelerations, Analog Dialogue, vol 29, Number 1, 1995.
- [76] Stoian, A., Contribuții la măsurarea dezechilibrului rotoarelor rigide cu aplicații la echilibrarea giromotoarelor, Rezumatul tezei de doctorat, U.T. Timișoara, 1992.
- [77] *** LD14 User's Guide, DSP-CITeco, dSPACE digital signal processing and control engineering GmbH, 1992.
- [78] *** TMS320C1x User's Guide, Texas Instruments, 1991.
- [79] *** Linear Circuits. Data Conversion, DSP Analog Interface, and Video Interface, Data Book, vol. 2, Texas Instruments, 1992.