

Universitatea "Politehnica" Timișoara
Facultatea de Mecanică

Contribuții la proiectarea și optimizarea
trunctoarelor de forță

TEZĂ DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific:
prof.dr.ing. Dan PERJU

Autoare:
ing. Maria-Lia DOLGA

1997

CUPRINS

	Pag.
<u>I. Stadiul actual al construcției, utilizării și proiectării traductoarelor de forță</u>	
I.1. Principii de măsurare electrică a unei forțe	1
I.1.1. Introducere	1
I.1.2. Clasificarea traductoarelor de forță	2
I.1.3. Principiul de funcționare și structura traductoarelor de forță	6
I.2. Caracteristicile traductoarelor de forță	14
I.2.1. Criterii de grupare a caracteristicilor	14
I.2.2. Caracteristici de regim staționar	15
I.2.2.1. Caracteristica statică	15
I.2.2.2. Erorile de neliniaritate și histereză	17
I.2.2.3. Domeniul de măsurare	18
I.2.2.4. Sensibilitatea	18
I.2.2.5. Pragul de sensibilitate	19
I.2.2.6. Rezoluția	20
I.2.2.7. Precizia	20
I.2.3. Caracteristici de regim dinamic	20
I.2.4. Caracteristici energetice	22
I.2.5. Caracteristici constructive	23
I.2.6. Caracteristici de fiabilitate	25
I.3. Utilizarea traductoarelor de forță în sistemele tehnice	27
I.3.1. Introducere	27
I.3.2. Puncte de vedere privind tipologia aplicațiilor în care se măsoară forța	28
I.3.3. Aplicații în care se măsoară o componentă de tip forță	29
I.3.3.1. Măsurarea forțelor de contact la butoane, taste, relee	29
I.3.3.2. Măsurarea forțelor pe cilindrii laminoarelor	30
I.3.3.3. Cântărirea electronică	31
I.3.4. Aplicații în care se măsoară o componentă de tip moment	33
I.3.4.1. Problematika specifică măsurării momentului	33
I.3.4.2. Torsiometre cu contacte alunecătoare	36
I.3.4.3. Măsurarea momentului de torsiune pe baza forfecării	37
I.3.4.4. Măsurarea cuplului în dispozitivul de prehensiune al unui robot	38
I.3.5. Aplicații în care se măsoară mai multe componente ale tursorului forță-moment	39
I.3.5.1. Problematika măsurării	39

I.3.5.2. Măsurarea componentelor forței de lucru la mașinile-unelte	40
I.3.5.3. Aplicații din domeniul roboticii	42
I.4. Metode actuale în proiectarea traductoarelor de forță	48
I.4.1. Clase de proiectare în domeniul tehnic	48
I.4.2. Dimensionarea traductoarelor tensorezistive	52
I.4.2.1. Sinteza formei structurii elastice sesizoare	52
I.4.2.2. Calculele de rezistență mecanică	54
I.4.2.2.1. Metode analitice	54
I.4.2.2.2. Metoda elementului finit	60
I.4.3. Dimensionarea traductoarelor inductive	63
I.4.4. Dimensionarea traductoarelor piezoelectrice	66
I.4.5. Dimensionarea traductoarelor magnetoelastice	68
I.4.6. Dimensionarea traductoarelor cu coardă vibrantă	70
I.4.7. Elemente de selecție optimală	72
I.5. Necesitatea sistemelor CAD pentru traductoare de forță	74
I.5.1. Complexitatea procesului CAD în domeniul mecano-electric, al traductoarelor de forță	74
I.5.2. Necesitatea introducerii sistemelor expert în proiectarea asistată de calculator a traductoarelor de forță. Sisteme CAD inteligente.	75
I.5.3. Baze de date aferente sistemelor CAD	77
I.6. Concluzii privind măsurarea forței pe cale electrică și proiectarea traductoarelor de forță	80
<u>II. Scopul tezei</u>	
II.1. Introducere	85
II.2. Problematika propusă spre studiu și rezolvare	85
<u>III. Cu privire la proiectarea traductoarelor de forță</u>	
III.1. Problematika de proiectare a traductoarelor de forță	87
III.1.1. Proceduri de determinare prin proiect a traductoarelor de forță	87
III.1.2. Problematika de proiectare a traductoarelor de forță	88
III.2. Modele principale pentru traductoare de forță bazate pe structuri articulate	92
III.2.1. Definirea modelelor	92
III.2.2. Mecanica modelului principal	94
III.2.3. Evaluarea complexității structurii	101
III.2.4. Evaluarea fiabilității	102
III.3. Structuri sesizoare articulate pentru traductoare tensorezistive de forță destinate măsurării a 6 componente	108
III.3.1. Descrierea formei principale a structurilor	108
III.3.2. Definirea analitică a modelului	109
III.4. Structuri propuse pentru traductoarele tensorezistive multicomponente	115

III.4.1. Geometria structurilor	115
III.4.2. Schema principială de prelevare și prelucrare a semnalului	117
III.5. Aspecte de proiectare optimală a traductoarelor propuse	120
III.5.1. Introducere	120
III.5.2. Optimizarea structurală a variantelor de traductor propuse	121
III.5.3. Optimizarea parametrilor funcționali	123
III.5.4. Soluții constructive pentru structurile sesizoare propuse	146
III.5.5. Aspecte de optimizare constructivă	154
III.6. Model principial pentru traductoare de forță bazate pe structuri monobloc	162
III.6.1. Necesitatea modelului	162
III.6.2. Modelul principial al traductorului propus	162
III.6.3. Aspecte de optimizare a traductorului	166
<u>IV. Selecția optimală a traductoarelor de forță</u>	
IV.1. Selecția optimală ca și componentă a unui sistem CAD inteligent pentru traductoarele de forță	171
IV.1.1. Introducere	171
IV.1.2. Structura sistemului CAD inteligent	171
IV.2. Alegerea asistată de calculator a unei variante de traductor de forță existente în fabricația de serie	177
IV.2.1. Analiza aplicației în care se măsoară forța și formularea cerințelor specifice măsurării	177
IV.2.2. Aplicarea metodelor de decizie multicriterială de tip multiatribut în selecția unui traductor de forță	183
<u>V. Încercări experimentale</u>	
V.1. Introducere	191
V.2. Studiul experimental al unui traductor de forță tensorezitiv	191
V.2.1. Prezentarea generală a standului pentru încercări	191
V.2.2. Descrierea traductorului supus încercărilor	194
V.2.3. Considerații generale privind încercările experimentale	196
V.3. Rezultate experimentale	197
V.3.1. Încărcarea cu componenta F_x	197
V.3.2. Încărcarea cu componenta F_y	204
V.3.3. Încărcarea cu componenta F_z	209
V.3.4. Încărcarea cu componenta M_x	212
V.3.5. Încărcarea cu componenta M_y	217
V.4. Comparație critică între modelul experimental și cel teoretic	222
V.5. Matricea de cuplare experimentală	223

<i>VI. Considerații și concluzii finale. Contribuții originale</i>	
VI.1. Concluzii	225
VI.2. Contribuții originale	227
<i>Anexe</i>	
Anexa I. Traductoare de forță. Soluții principiale și constructive, domenii de utilizare	229
Anexa II. Program BASIC pentru optimizarea constructivă a structurii sesizoare a unui traductor de forță articulată	231
Anexa III. Programe Matlab incluse în aplicația de selecție optimală a traductoarelor de forță prin metode de decizie multiatribut	233
<i>Bibliografie</i>	249

CAPITOLUL I

**Stadiul actual
al construcției, utilizării
și proiectării
traductoarelor de forță**

I.1 PRINCIPII DE MASURARE ELECTRICA

A UNEI FORTE

I.1.1. Introducere

Insemnătatea sistemelor senzoriale tehnice pentru utilizatorul industrial și pentru cel privat dobândește actualmente noi valențe, ca urmare a evoluției spre flexibilitate a liniilor de fabricație, a laboratoarelor, a vehiculelor, a serviciilor, a tehnicii de consum. Activitatea de conducere și comandă a acestora implică disponibilitatea unui sistem de culegere a informațiilor, care să furnizeze date corecte și în timp util atât despre mărimile interne de stare ale sistemului tehnic, ale procesului, cât și referitoare la interacțiunea cu mediul ambiant. Natura informațiilor percepute, viteza de culegere și de transmitere, tipul de semnal furnizat sunt esențiale în funcționarea fără erori a întregului sistem tehnic. Cantitatea și calitatea informațiilor de care dispune elementul de decizie uman sau automat condiționează elaborarea unei decizii optime sau cât mai apropiate de optim și depinde de calitățile sistemelor senzoriale. Rapiditatea în obținerea informațiilor, accesibilitatea, transmiterea, prelucrarea, interpretarea și stocarea lor sigură și simplă constituie obiectivele proiectării și producerii sistemelor senzoriale tehnice. Preocuparea pentru creșterea utilității lor se îmbină cu simplificarea accesului și a modului de comunicare operator uman-sistem, în condițiile unei atente griji față de mediul natural, fără a neglija însă eficiența și scăderea costului.

Elementele furnizoare de informații într-un sistem tehnic sunt traductoarele de măsură. Una din mărimile mecanice de bază care fac obiectul culegerii de informații într-un astfel de sistem este *forța*, înțeleasă în sens generalizat, ca torsor $\tau(\vec{F}, \vec{M})$, cu șase componente. Definită în mod general și sintetic, forța este cauza deplasărilor și deformațiilor unui corp sau a unui ansamblu de corpuri.

2 I. Stadiul actual al construcției, utilizării și proiectării traductoarelor de forță

Măsurarea forței, identificată ca problemă încă din studiile de mecanică ale lui Galilei, a generat numeroase soluții principiale și constructive de traductoare de forță. O privire generală asupra acestora este prezentată în Anexa I [J1],[D10],[D17].

Soluțiile cu ponderea cea mai mare în sistemele industriale și de laborator realizează conversia mărimii mecanice de tip forță într-o mărime electrică.

1.1.2 Clasificarea traductoarelor de forță

Clasificarea traductoarelor de forță poate avea la bază criterii diferite, în funcție de aspectul care se dorește a fi subliniat în diferențierea soluțiilor: numărul de componente ale torsorului forță-moment care se măsoară (1, 2, ...6), modul de prelucrare a semnalului (analogic sau numeric), modalitatea de obținere a valorii fiecărei componente (cu traductoare separate sau prin combinarea semnalelor de ieșire ale unui traductor multiplu) [D1], [D2], [D3], [F1]. Cele mai utilizate criterii de clasificare au în vedere tipul de conversie energetică realizat de către traductor, principiul fizic de funcționare [N1] și, în ultimul timp, modul de realizare constructivă a traductorului.

Considerând tipul de conversie energetică pe care îl realizează traductorul, se diferențiază traductoare parametrice și traductoare generatoare. În primul caz, traductorul însuși nu produce energie, necesitând o sursă auxiliară de energie pentru a fi funcțional (conversie pasivă), în timp ce în al doilea caz traductorul transformă energia mecanică în energie electrică (conversie activă).

Clasificarea traductoarelor de forță după efectul fizic aflat la baza funcționării lor diferențiază (fig. 1.1):

- traductoare tensorezistive, care realizează măsurarea forței prin determinarea pe cale electrotensometrică a deformațiilor elastice ale unei structuri;
- traductoare magnetoelastice, care se bazează pe modificarea caracteristicilor magnetice ale unui element sensibil prin modificarea parametrilor geometrici și

de material, sub acțiunea forței de măsurat;

- traductoare cu coardă vibrantă, la care elementul sensibil de tip coardă vibrantă își modifică frecvența de rezonanță în funcție de tensiunea mecanică din ea;
- traductoare piezoelectrice, la care acțiunea forței de măsurat are ca efect apariția unei sarcini electrice pe fețele cristalului piezoelectric;
- traductoare cu elemente nespecifice, în principal de tip inductiv și capacitiv, la care forța de măsurat determină conversia deformației elastice a unui element sensibil în deplasare liniară sau unghiulară mică a elementului mobil dintr-un traductor de deplasare de tip inductiv sau capacitiv.
- traductoare optoelectronice, care, fie că realizează conversia deformație elastică-deplasare, aceasta din urmă măsurată printr-un procedeu optoelectronic, fie că determină prin procedee optoelectronice direct valoarea deformației.

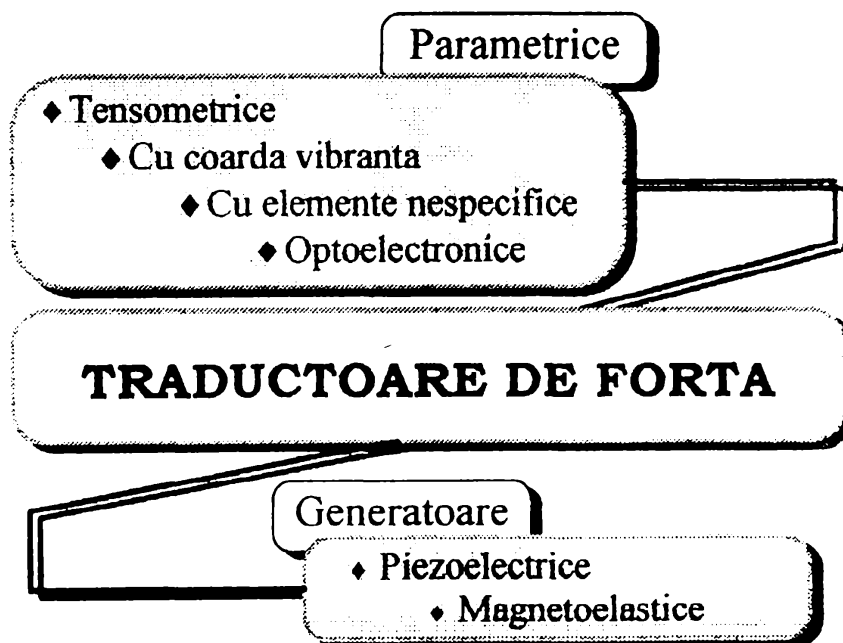


Figura 1.1. Clasificarea traductoarelor de forță după efectul fizic aflat la baza funcționării lor și după tipul de conversie energetică

Pe lângă aceste categorii de traductoare de forță, se cunosc și alte modele principale, pe bază de efect Hall, curenți turbionari, etc., însă mai puțin răspândite.

Ultimele două decenii conduc spre noi tehnologii de realizare constructivă a

4 I. Stadiul actual al construcției, utilizării și proiectării traductoarelor de forță

traductoarelor de forță, fapt ce impune o nouă clasificare, în [J1], [B6], [I1]:

- traductoare convenționale, sau “clasice”,
- traductoare integrate,
- sisteme senzoriale inteligente.

Microelectronica și micromecanica au condus spre miniaturizarea construcțiilor senzoriale, spre unificarea componentelor lanțului de măsurare (fig. 1.2.).

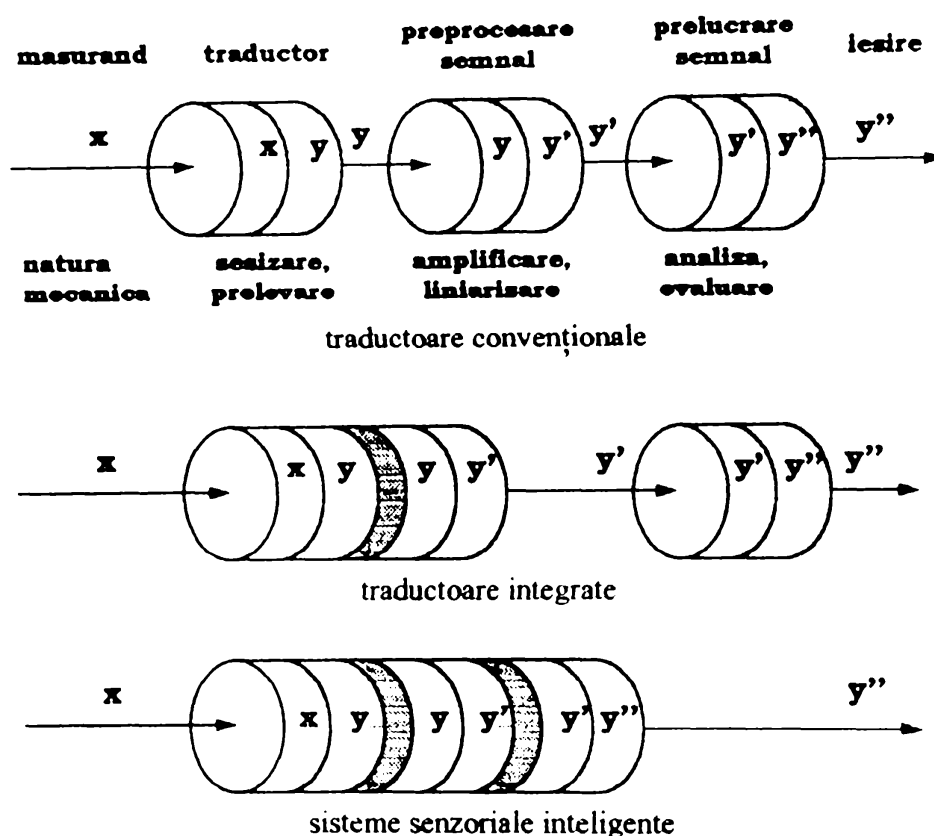


Figura 1.2. Lanțul de măsurare în evoluția strategiei de proiectare

Microelectronica oferă sistemelor senzoriale actuale noi variante de elemente sesizoare primare, noi tehnologii și strategii de prelucrare complexă a semnalului, posibilitatea de a transmite semnalul la distanțe foarte mari, concentrarea datelor, moduri noi de stocare și exploatare a semnalelor. Tehnicile LASER, cea a conducției luminii prin fibre optice, optoelectronica, termoelasticitatea, acustica, magnetismul, în corelație cu facilitățile oferite de microelectronică, permit utilizarea unor efecte fizice noi. Specialiștii consideră că marea lacună a măsurării mărimilor de natură

mecanică o constituie insuficienta perfecționare a elementelor sesizoare primare, a verigilor de conexiune dintre măsurand și echipamentul de prelucrare și redare a informației [B6], [J1], [F1], [S2].

Pentru a evidenția strategia de proiectare modernă în domeniul tehnicii măsurării mărimilor mecanice, implicit și a forței, este utilă detalierea structurii lanțului de măsurare al acestora privit la modul general (fig. 1.2) [J1]. Față de structura clasică inițială, o primă etapă de evoluție o constituie unificarea funcțiilor de bază de sesizare-prelevare și de preprocesare a semnalului. În etapa următoare, cu ajutorul microprocesoarelor, se obține un sistem integrat, care realizează în mod unitar toate funcțiile lanțului respectiv de măsurare. Intreținerea, etalonarea, protecția la perturbații sunt mai ușoare în acest ultim caz, fapt ce reduce intervenția necesară a operatorului uman în menținerea stării de funcționalitate.

În domeniul măsurării forței, realizări de integrare a funcțiilor din lanțul de măsurare pot fi deja notate în cazul unor sisteme avansate de control automat [B6], [*1], tehnica vehiculelor [B6], [L1], [*1] și în cadrul sistemelor flexibile de fabricație [K1], [K2], [A1]. Se apreciază că principiul piezoelectric, cel magnetoelastic și cel capacitiv prezintă cea mai bună compatibilitate pentru construcția unor traductoare de forță integrate, pe baza tehnologiei microelectronice.

În Tabelul I.1 este redată o comparație calitativă între traductoarele de forță realizate în sistem integrat, prin diferite tehnici noi, în ceea ce privește câteva caracteristici de bază ale acestora [S2]:

Tabelul I.1

<i>Caracteristica</i>	<i>Principiul traductorului de forță</i>			
	Tensom.	Capacitiv	Straturi subțiri	Straturi groase
Liniaritate	bună	necoresp.	bună	bună
Histereză	medie	f. bună	bună	bună
Coeficient de temperatură	bun	mediu	bun	bun
Stabilitate pe timp îndelungat	medie	bună	bună	bună
Comportare dinamică	medie	f. bună	bună	bună
Rezoluție	medie	f. bună	medie	medie

Tendința de integrare a componentelor de sesizare-prelevare, preprocesare, amplificare, prelucrare, a condus la noțiunea de “senzor inteligent”¹. Termenul desemnează de fapt un sistem senzorial în ansamblul lui, care îndeplinește condiția de integrare a funcțiilor din lanțul de măsurare și care conține în general și un microcalculator. Principalele avantaje ale unor astfel de sisteme senzoriale sunt: îmbunătățirea calității măsurării, creșterea preciziei și a siguranței în funcționare, timp de răspuns mai scăzut, creșterea calității prelucrării, întreținere ușoară, o anumită independență față de sistemul central de calcul [A2], [B6], [I1], [J1], [S2].

Între funcțiile “senzorilor inteligenți”, se numără autosupravegherea, prin semnale proprii de autotest [B6], [F1], autocalibrarea, compensarea perturbațiilor, interoperabilitatea (schimbul de informații între sisteme senzoriale diferite).

Utilizarea sistemelor senzoriale dotate cu inteligență duce la ierarhizarea funcțiilor de supraveghere, conducere și reglare. Operațiile elementare, cu acțiune asupra unui unic parametru al sistemului, pot fi transferate sistemului senzorial inteligent în cauză. Sistemul central de control va fi astfel eliberat de operații simple, sarcinile sale fiind cele de nivel complex.

Crearea sistemelor senzoriale inteligente este de actualitate pentru întreaga tehnică a măsurării [*9], [B6]. În acest context, măsurarea forței implică aspecte variate, prin complexitatea măsurării tuturor celor șase componente ale torsorului forță-moment. Problema realizării sistemelor senzoriale inteligente pentru măsurarea forței generalizate este actuală, deschisă și cu implicații și perspective multiple.

I.1.3. Principiul de funcționare și structura traductoarelor de forță

Clasificarea traductoarelor de forță după fenomenul fizic pe care se bazează este criteriul principal în definirea structurii și a modului lor de funcționare. Principiul fizic

¹ “Smart Sensor” (în limba engleză)

este cel care determină natura elementelor de structură.

Traductoarele tensorezistive (fig. 1.3.) au în componența lor ca element sesizor o structură elastică, supusă unor deformații sub acțiunea torsorului de măsurat. Pe suprafața structurii elastice sunt lipite timbre tensometrice. Poziția, modul de dispunere și numărul lor sunt determinate de numărul și natura componentelor torsorului forță-moment a căror măsurare se urmărește, de precizia impusă măsurării, de modul în care va fi prelucrat semnalul la ieșire. Timbrele tensometrice se deformează simultan cu structura elastică, deformație ce determină modificarea rezistenței lor ohmice.

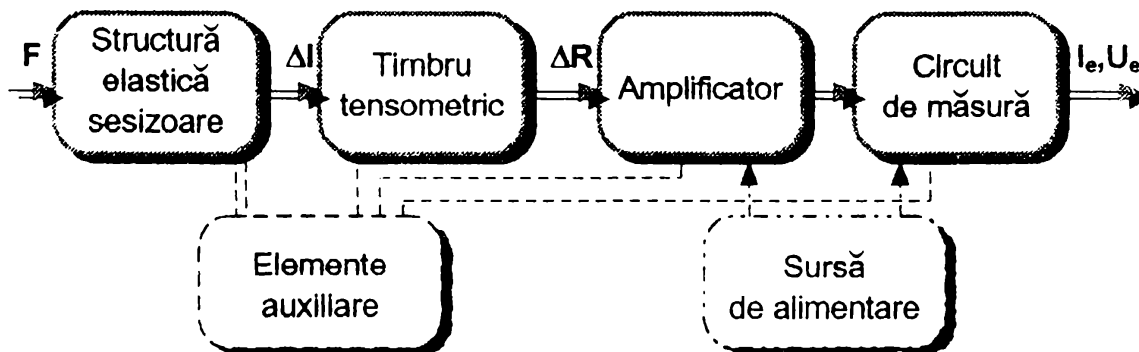


Figura 1.3. Schema principală a unui traductor de forță tensorezistiv

Prin includerea timbrilor într-un circuit electric adecvat, numit circuit de măsurare, aceasta variație de rezistență determină variația unui semnal electric în curent sau tensiune. În majoritatea cazurilor, circuitul de măsurare este de tip punte de rezistențe. Numărul brațelor active ale punții (1, 2 sau 4) este la alegerea proiectantului, influențând precizia măsurării și gradul de compensare al unor factori de mediu cu implicații în funcționarea traductorului (temperatura, asimetrii de montare, etc.). Trebuie remarcată comoditatea în utilizare a punții complete, cu 4 brațe active. Alimentarea punții de măsurare se poate realiza în curent continuu sau în curent alternativ. Semnalul electric obținut direct la ieșirea timbrilor tensometrice este de valoare mică. El necesită o amplificare pentru a dobândi o valoare corespunzătoare circuitului de măsurare. Prelucrarea semnalului electric util poate fi realizată analogic sau numeric.

Traductoarele piezoelectrice includ în componența lor elementul sesizor.

8 I. Stadiul actual al construcției, utilizării și proiectării traductoarelor de forță

realizat dintr-unul sau mai multe cristale de material cu proprietăți piezoelectrice accentuate, electrozii de preluare a semnalului electric și circuitul de măsurare, care poate conține opțional și un amplificator de semnal electric. În fig. 1.4. este prezentată o

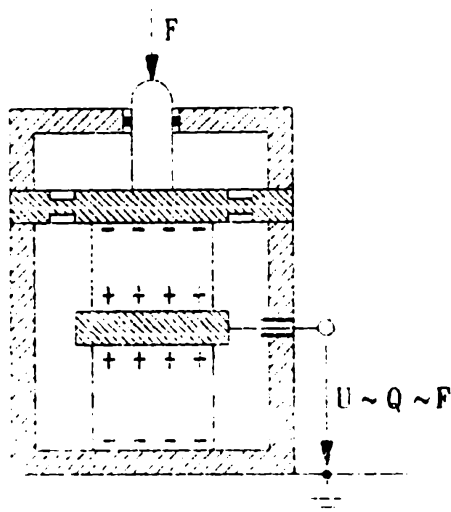


Figura 1.4. Schemă de principiu a unui traductor piezoelectric de forță

Elementul sesizor poate conține unul sau mai multe cristale piezosensibile, destinate câte unei componente a torsiunii de măsurat. Fiecare cristal este astfel realizat, încât componenta de forță preluată să acționeze fie pe direcția unei axe electrice, fie după o axă neutră. Pe fețele cristalului perpendiculare pe direcția axei electrice apar sarcini electrice, proporționale cu forța care le produce. Sarcinile electrice determină existența unei diferențe de potențial între fețele respective ale cristalului piezoelectric, diferență de potențial ce se poate prelua prin electrozi dispuși adecvat și poate fi măsurată într-un circuit de măsurare convenabil ales (se preferă puntea de rezistențe). Pentru a obține un semnal electric de valoare mai ridicată, se pot folosi mai multe cristale piezosensibile, legate mecanic în serie și electric în paralel.

Traductorul piezoelectric nu necesită dispozitive speciale de separare a componentelor torsiunii. Fiecare cristal este astfel realizat, încât e sensibil numai la o componentă. Problemele funcționale specifice se referă la posibilitatea de a măsura în ambele sensuri. Nu este practic posibilă solicitarea la tracțiune a unui element piezosensibil, de aceea se realizează o precomprimare, astfel că, în absența unei solicitări exterioare, cristalul se găsește deja sub acțiunea unei forțe.

Traductoarele magnetoelastice folosesc un element sesizor din material cu

proprietăți magnetoelastice, care își schimbă parametrii ciclului de histereză magnetică sub acțiunea unei forțe, fie prin variația pantei curbei de magnetizare/demagnetizare, deci a permeabilității, fie prin variația inducției remanente (fig. 1.5. a, b) [D24], [D26], [H2], [I3].

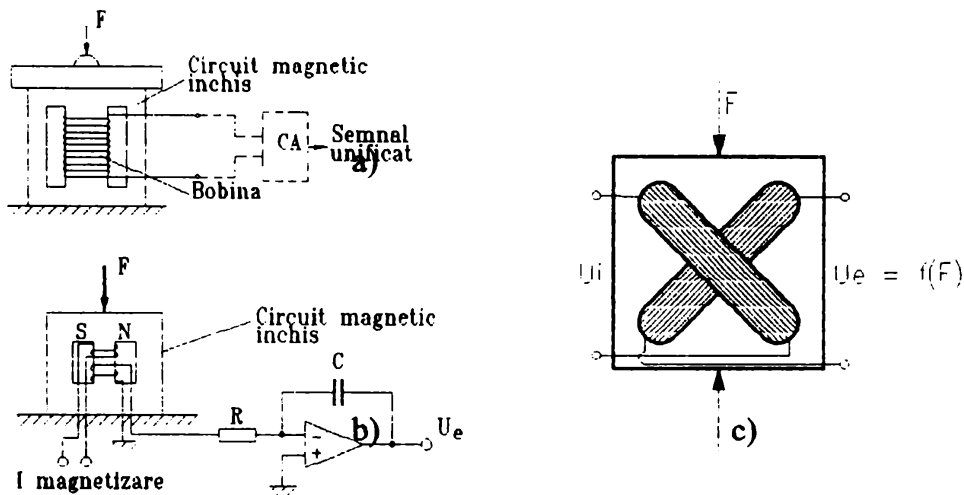


Figura 1.5. Schema de principiu a traductorului de forță magnetoelastic
 (a) - bazat pe variația permeabilității, (b) - bazat pe variația inducției remanente, (c) - press-ductor

O variantă aparte a traductorului de forță magnetoelastic, este "press-ductor"-ul (fig. 1.5 c) [H1], [H2]. Sub acțiunea forței de măsurat, miezul traductorului, realizat din tole, devine magnetic anizotrop, determinând modificarea cuplajului dintre două bobine aflate pe același miez. Tolele miezului sunt din material magnetoelastic. Cele două bobine poziționate la 90° una în raport cu cealaltă, joacă rolul unui transformator electric. Bobina considerată primară este alimentată în curent alternativ. În absența unei solicitări mecanice, în bobina secundară tensiunea indusă este nulă. Sub acțiunea forței de măsurat, se modifică permeabilitatea miezului pe direcția de aplicare a forței. Această modificare determină o variație de flux în plan transversal, variație ce induce o tensiune electromotoare în bobina secundară.

Traductoarele inductive pentru măsurarea forței sunt realizate în principiu prin înserierea unui element elastic sensibil la o componentă a torsorului de măsurat cu un traductor inductiv pentru măsurarea deplasărilor mici [H3]. Elementul elastic este

solidar cu componenta mobilă a traductorului inductiv propriu-zis (fig. 1.6.).

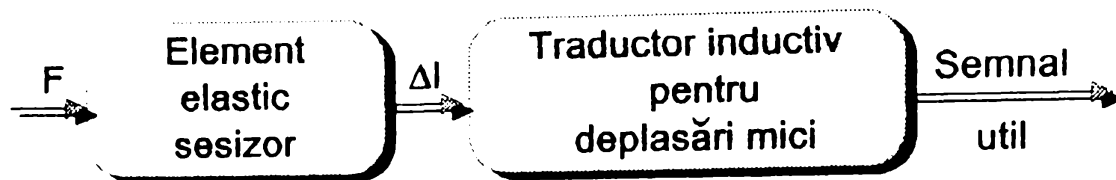


Figura 1.6. Schema-bloc a traductorului de forță inductiv

Funcționarea traductoarelor inductive se bazează pe variația inductivității proprii a unei bobine, cu sau fără miez feromagnetic, ca urmare a deplasării unui miez mobil sau a variației unui întrefier [G4]. Există traductoare inductive cu o singură inductivitate (bobină simplă sau dublă), cu două inductivități influențate în sensuri contrare (bobine diferențiale) și inductivități mutuale. În fig. 1.7. a,...h sunt prezentate variante constructive de măsurare inductivă utilizate în traductoarele de forță. Soluțiile constructive conțin: bobina cu armătura mobilă (a), bobina diferențială cu armătura mobilă (b, c, d), bobina cu miez mobil (e), bobina diferențială cu miez mobil (f), transformator diferențial (g, h).

Traductoarele capacitive au o structură similară cu a celor inductive, conversia deplasării în semnal electric realizându-se însă capacitiv.

Traductoarele cu coardă vibrantă conțin elementul elastic de preluare a forței, coarda vibrantă (metalică) și circuitele electrice de excitație și de adaptare a semnalului. Pentru asigurarea stabilității în funcționare și a sensibilității maxime, pe tot parcursul măsurării, coarda trebuie să fie menținută în oscilație la frecvența de rezonanță. După modul de realizare a excitației, se delimitează două soluții structurale [I3], [H2], [T2]. Prima prevede excitarea corzii într-un câmp magnetic constant (N-S), alimentând-o în curent alternativ, de la o sursă de curent (SC) cu frecvența reglabilă în funcție de tensiunea în coardă și de dimensiunile corzii (fig. 1.8. a).

A doua soluție (fig. 1.8. b) prevede excitarea corzii prin câmpul electromagnetic produs de un excitator (EX). Alimentarea acestuia este realizată prin intermediul unui oscilator (OSC) a cărui frecvență este comandată de către un convertor

frecvență/tensiune (CFU). Un element sensibil inductiv furnizează la ieșirea lui o tensiune electromotoare de frecvență egală cu cea de vibrație a corzii.

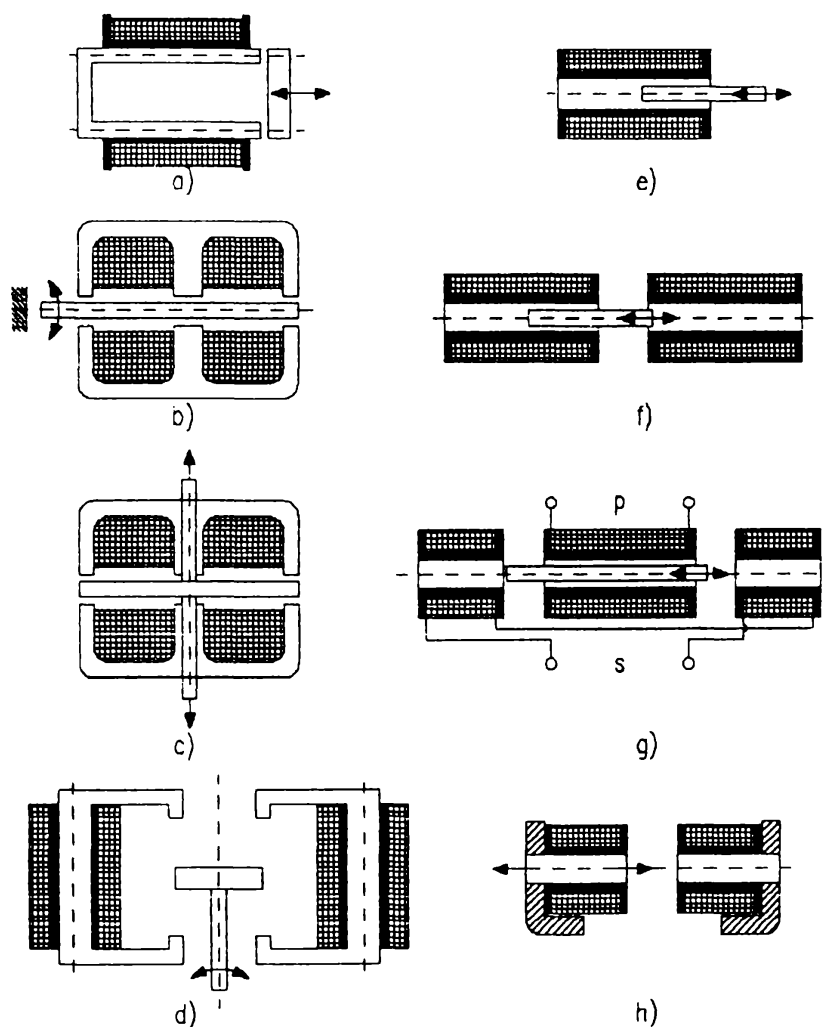


Figura 1.7. Soluții constructive pentru conversia deplasare-variație de inductanță

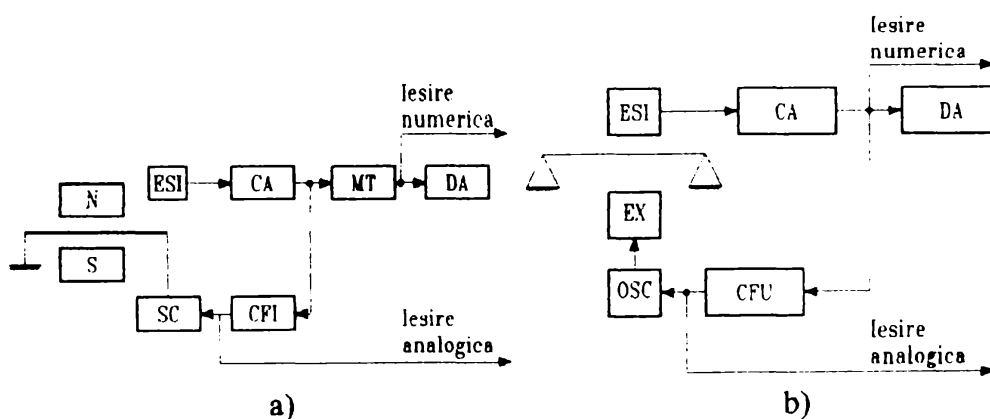


Figura 1.8. Schema-bloc a unui traductor de forță cu coardă vibrantă:
 a) cu excitare prin magnet permanent; b) cu excitare prin electromagnet

Traductoarele

optoelectronice se bazează fie pe posibilitatea de a adapta un traductor de deplasare optic sau optoelectronic, printr-o formă adecvată a elementului sesizor (structura deformabilă + element mobil), la măsurarea forței, fie pe conversia directă a unei alungiri în diferență de fază a unei radiații luminoase [J1], care poate fi măsurată prin modularea intensității luminii, interferometric, sau prin combinații de dispozitive fotoluminescente și fotodectoare. În fig. 1.9 și 1.10 sunt ilustrate două dintre principiile de măsurare menționate.

Metodele optoelectronice de măsurare

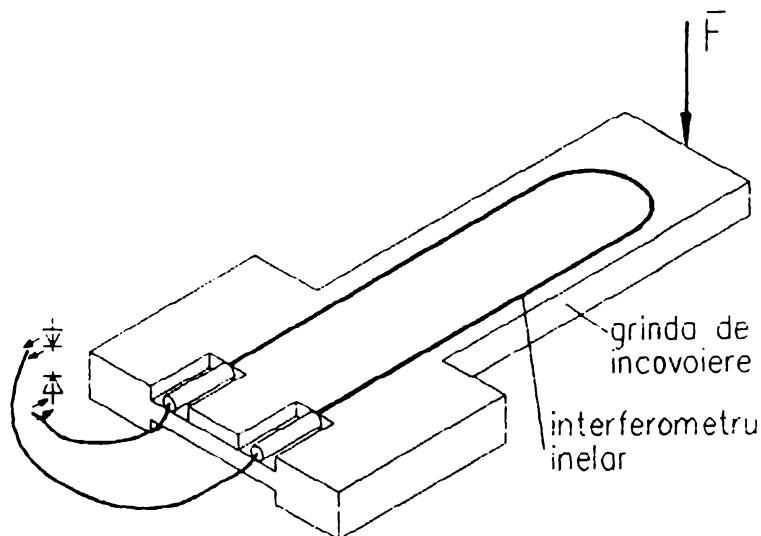


Figura 1.9 Măsurarea forței prin conversia deformație-diferență de fază optică

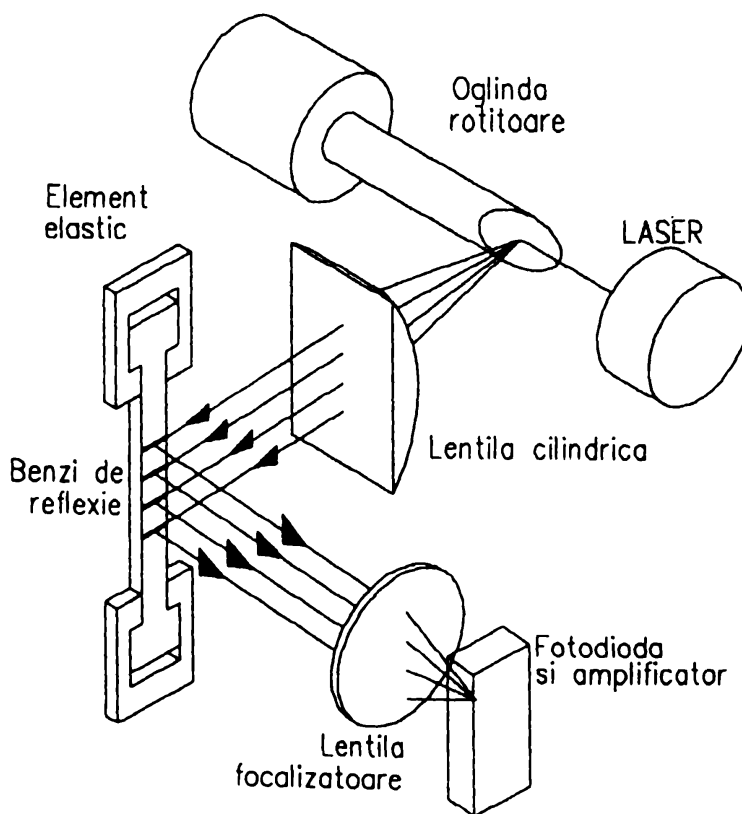


Figura 1.10. Măsurarea alungirilor provocate de o forță axială, bazată pe tehnica LASER

a forței pot determina și deformații în profunzimea materialului, nu numai pe suprafața elementului senzitor, dar sunt încă puțin răspândite, datorită costului lor ridicat.

Traductorul rezonator pentru unde acustice de suprafață. Pe suprafața cristalelor piezoelectrice, dar și a altor materiale, se pot obține cu ajutorul unor electrozi cu structură de piaptân (zimți dreptunghiulari), vibrații mecanice care se propagă sub formă de unde de volum și de suprafață (SAW- “surface acoustic wave”) [I1], [S2]. Proprietățile unor astfel de unde pot depinde sensibil de dispunerea atomilor și a rețelei cristaline, ceea ce le face apte pentru a fi folosite ca semnal util în anumite tehnici de măsurare. Fixând electrozi de acest tip simultan, fie pe suprafața superioară, fie pe cea inferioară a unei grinzi supuse la încovoiere (fig. 1.11), se poate măsura forța încovoiătoare, frecvența oscilațiilor de suprafață depinzând de alungirea grinzii. Semnalul generat de un emițător acustic este sesizat de un receptor acustic (situat la distanța l de emițător) și este aplicat apoi unui amplificator stabil în fază. Prin reacție negativă, se produce o oscilație liberă, a cărei frecvență proprie depinde de alungirea suprafeței [S2], fiind deci proporțională cu forța care a provocat-o.

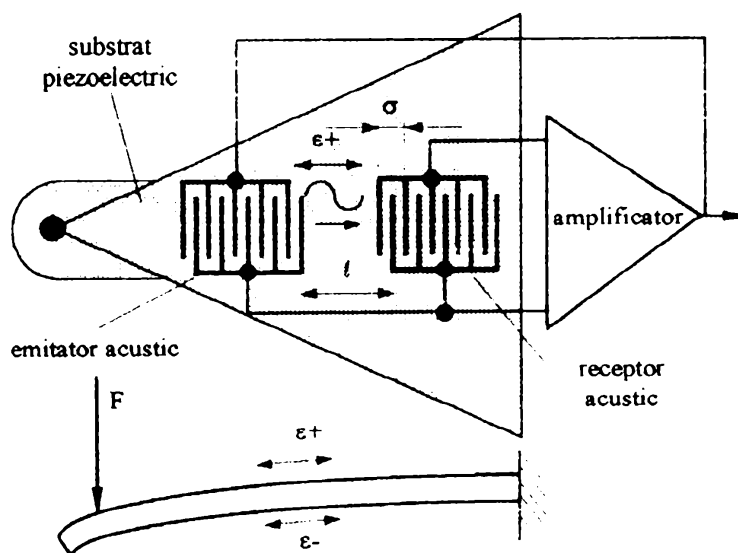


Figura 1.11 Traductor de forță bazat pe unde acustice de suprafață

I.2 CARACTERISTICILE TRADUCTOARELOR DE FORȚA

I.2.1 Criterii de grupare a caracteristicilor

Caracteristicile traductoarelor de forță evidențiază în esență modul în care este realizată relația de dependență semnal de intrare- semnal de ieșire, în corelație cu structura, destinația, funcționalitatea și integrabilitatea traductoarelor în sistem și oferă informații privind posibilitatea unei construcții optimale. Acestea trebuie să formeze un sistem unitar de reprezentare, să asigure comparabilitatea și evaluarea variantelor, să permită atât o descriere globală cât și una de detaliu.

Caracteristicile traductoarelor de forță pot fi grupate după diferite criterii, ilustrate în fig. 1.12. [B6], [C8], [I3], [N1].

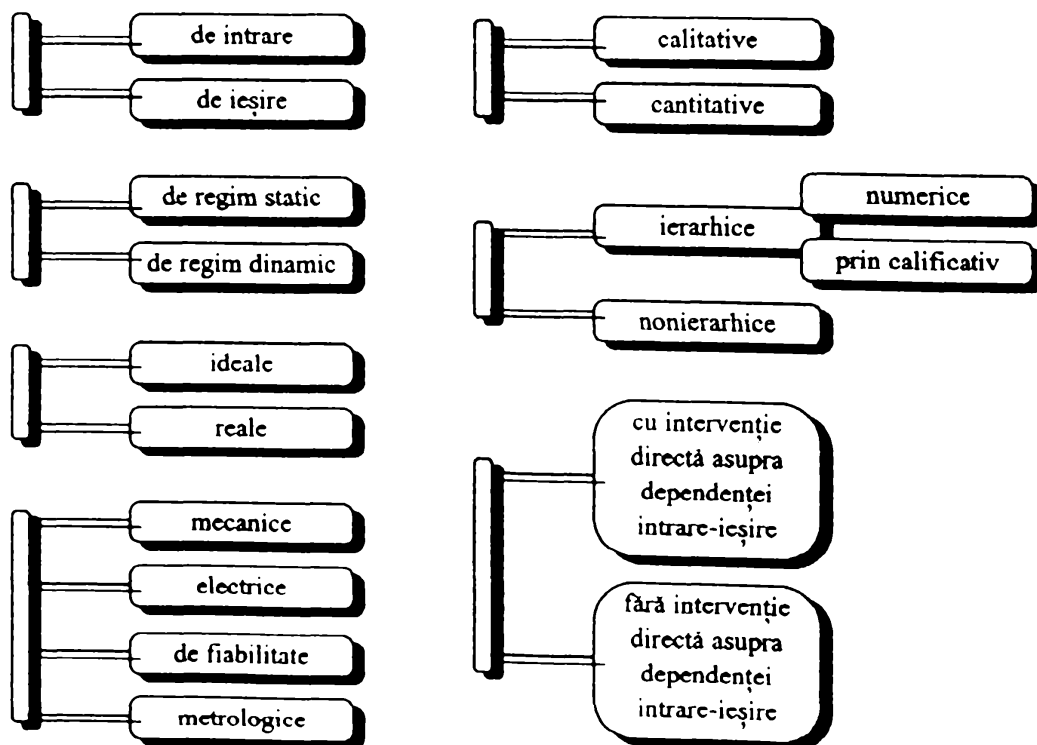


Figura 1.12. Grupări ale caracteristicilor pentru traductoarele de forță

1.2.2 Caracteristici de regim staționar

Caracteristicile de regim staționar se referă la situația în care parametrii purtători de informații specifici intrării și ieșirii sunt invariabili.

1.2.2.1 Caracteristica statică

Caracteristica statică a unui traductor de forță este dată de relația dintre mărimea de intrare și cea de ieșire [D26]:

$$[Y] = \mathcal{F}([X], [P]) \quad (1.1)$$

unde $[X]$ este vectorul semnal de intrare, format din componentele torsorului forță-moment care fac obiectul măsurării:

$$[X]^T = [F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z] \quad (1.2)$$

$[Y]$ este vectorul semnalelor de ieșire, Y_i fiind semnalul de ieșire pe canalul i :

$$[Y]^T = [Y_1, Y_2, \dots, Y_n] \quad (1.3)$$

iar $[P]$ este vectorul perturbațiilor datorate semnalelor și efectelor perturbatoare, precum și retroacțiunii echipamentului asupra traductorului (fig. 1.13).

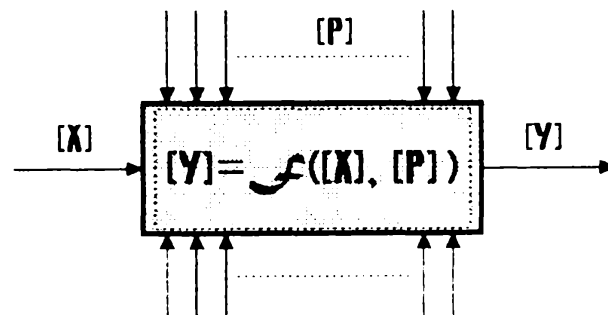


Figura 1.13. Reprezentarea sistemică a unui traductor de forță cu evidențierea semnificației caracteristicii statice

Pentru măsurarea tuturor celor 6 componente ale torsorului forță-moment, sunt necesare cel puțin 6 canale de măsurare ($n \geq 6$). Măsurarea se poate face cu element sesizor independent pe fiecare canal [D1], [D5], sensibil numai la câte o componentă, sau cu traductor multiplu, cu mai multe canale de măsurare, valorile

componentelor tursorului obținându-se prin prelucrări matematice ale semnalelor de ieșire de pe fiecare canal [B9], [M3].

Caracteristica statică poate fi dată analitic sau experimental.

Mărimile perturbatoare reprezintă variația tensiunii de alimentare, îmbătrânirea unor componente, frecările în lagăre, zgomotele mecanice și electrice, precum și factorii de mediu ca temperatură, presiune, umiditate, câmpuri electrice și/sau magnetice, etc. Se remarcă drept cauză a erorilor datorate perturbațiilor variația valorii mărimilor perturbatoare și nu mărimea lor absolută. Dezvoltând în serie fiecare relație algebrică din relația matricială (1.1) și considerând numai termenii ce conțin derivatele de ordinul I, se obține:

$$\Delta Y_k = \frac{\partial f}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 + \dots + \frac{\partial f}{\partial x_m} \cdot \Delta x_m + \frac{\partial f}{\partial P_1} \cdot \Delta P_1 + \dots + \frac{\partial f}{\partial P_p} \cdot \Delta P_p \quad \text{cu } k=1, \dots, n \quad (1.4)$$

Derivatele de ordiul I au următoarele semnificații: $\partial f_k / \partial x_j$ reprezintă sensibilități în raport cu componentele tursorului de măsurat, iar $\partial f_k / \partial P_\lambda$ ($\lambda=1, \dots, p$) ponderi ale influenței perturbațiilor. Pentru o cât mai bună apropiere a caracteristicii statice reale de cea ideală, se impune ca sensibilitățile parazite să aibă valori cât mai reduse. În cazul menținerii lor la o valoare neconvenabil de ridicată, se procedează la compensarea automată, prin elemente constructive sau montaje electrice special concepute.

Forma cea mai potrivită pentru caracteristica statică a unui traductor de forță implică un aspect liniar al relațiilor de dependență $Y_k = f(x_1, x_2, \dots, x_m)$. Pe un domeniu foarte larg, aceste dependente pot deveni neliniare.

În ipoteza compensării sau reducerii la valori neglijabile a influențelor perturbațiilor, caracteristica statică va oglindi modul în care canalele de măsurare interferă în operația de măsurare. Natura elementelor sesizoare și electronica circuitelor de prelucrare permit în general asigurarea unei dependențe algebrice de tip liniar între componentele tursorului care se măsoară și semnalele obținute pe cele

n canale de măsurare ($n \geq$ numărul componentelor măsurate):

$$[Y] = [C] \cdot [F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z]^T \quad (1.5)$$

unde $[C]$ se numește *matrice de cuplare* $[B1]$, $[D1]$ și evidențiază modul în care fiecare componentă care se măsoară influențează fiecare canal de măsurare. Cazul ideal ar corespunde unei matrici de cuplare pătratică 6×6 cu elemente nenule numai pe diagonala principală:

$$[C] = \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66} \end{bmatrix}, \text{ cu } c_{ii} \neq 0, c_{ij}=0, i = 1 \dots 6. \quad (1.6)$$

În realitate, este aproape imposibilă obținerea unei matrici de cuplare de forma (1.6). Vor exista termeni nenuli aflați pe alte poziții decât pe diagonala principală. În multe aplicații, sunt necesare și utile 8 canale de măsurare, situație în care matricea $[C]$ va deveni nepătratică (8×6).

Se definește "*matricea de decuplare*" teoretică ca fiind matricea $[D]$, pseudoinversa matricii de cuplare $[B9]$, $[D1]$. Dependența dintre cele două tipuri de matrici, de cuplare $[C]$, și de decuplare $[D]$ este $[D1]$:

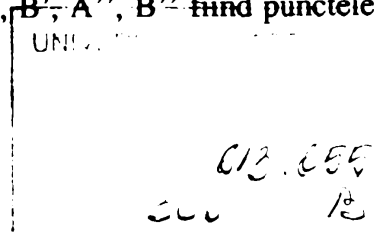
$$[D] = [C]^{-1} = \left[[C]^T \cdot [C] \right]^{-1} \cdot [C]^T \quad (1.7)$$

I.2.2.2. Erorile de neliniaritate și histereză

Pentru a evalua neliniaritatea caracteristicii traductorului, se utilizează "*eroarea de neliniaritate raportată*" (fig. 1.14), $[D17]$:

$$e_{nr} = \frac{\max[\Delta y', \Delta y'']}{y_{\max} - y_{\min}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (1.8)$$

unde \overline{AB} este dreapta de cea mai bună aproximare, dusă prin metoda celor mai mici pătrate, iar $\overline{A'B'}$ și $\overline{A''B''}$ sunt paralele cu \overline{AB} , A' , B' , A'' , B'' fiind punctele limită de tangență la caracteristica $Y=f(X)$.



O altă eroare care afectează caracteristica statică se datorează histerzei și relaxării [D24]. Pentru a corespunde metrologic, ea trebuie să se găsească sub o limită admisibilă, stabilită din considerente funcționale:

$$|\epsilon| \leq \epsilon_{adm} \quad (1.9)$$

Micșorarea efectelor histerzei și relaxării, se obține prin îmbătrânirea artificială a componentelor traductorului înainte de montarea în sistem.

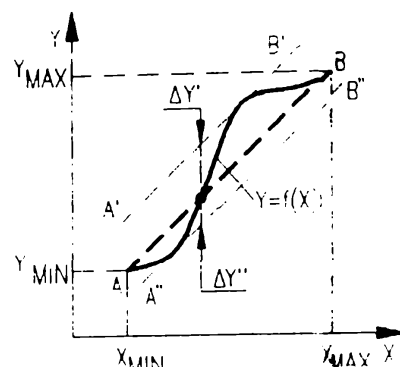


Figura 1.14. Definiția erorii de neliniaritate raportate

1.2.2.3 Domeniul de măsurare

Domeniul de măsurare se exprimă prin intervalul $[x_{min}, x_{max}]$ pentru care a fost proiectat să lucreze traductorul în condiții normale. În general, se caută plasarea acestuia pe o porțiune liniară a caracteristicii statice. Se consideră *“valoare nominală”* a mărimii de măsurat limita superioară a domeniului de măsurare. La măsurarea mai multor componente, este necesară precizarea domeniului de măsurare pentru fiecare componentă. Domeniul de măsurare este impus de aplicația căreia îi este destinat traductorul și se constituie ca o cerință de bază în proiectarea acestuia. În general, se adoptă valori egale ale domeniilor de măsurare pentru componentele simetrice. Exemple în acest sens sunt redate în [B9], [L3], [C5], [D3].

1.2.2.4 Sensibilitatea

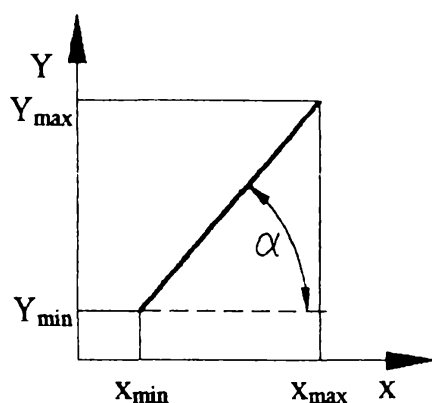
Considerând traductorul pentru o singură componentă sau câte un canal de măsurare separat pentru fiecare componentă, *sensibilitatea în jurul unui punct x_i* este:

$$S_i = \left. \frac{dY}{dx} \right|_{x \rightarrow x_i} \quad \text{cu} \quad |S_i| = \frac{UM_y}{UM_x} \quad (1.10)$$

unde x este o forță sau un moment, iar Y semnalul de ieșire în cauză.

Considerând relația (1.4), toate ponderile perturbațiilor $\partial f_x / \partial P_\lambda$ se neglijează. Dacă asupra unui semnal de ieșire au influență mai multe semnale de intrare, ca în cazul traductoarelor multiple pentru mai multe componente, se definește câte o sensibilitate în raport cu fiecare componentă a semnalului de intrare.

Pentru o caracteristică statică liniară, sensibilitatea este (fig. 1.15):



$$S = \frac{Y_{\max} - Y_{\min}}{X_{\max} - X_{\min}} = k \cdot \operatorname{tg} \alpha = \text{const} \quad (1.11)$$

Pentru a compara între ele traductoare cu domenii de măsurare diferite, se poate defini și sensibilitatea relativă:

$$S_r = \frac{\frac{\Delta Y}{Y}}{\frac{\Delta X}{X}}, \quad \text{unde} \quad [S_r] = [-] \quad (1.11')$$

Figura 1.15 Sensibilitatea pentru caracteristici statice liniare

Sensibilitatea este una din cerințele de

bază impuse la proiectarea unui traductor de forță. Prin dimensionarea și alegerea adecvată a materialelor pentru structura elastică sesizoare și pentru celelalte componente, se poate asigura o valoare ridicată a sensibilității.

Sensibilitatea este în contradicție cu sarcina nominală și cu domeniul de măsurare. Cu cât domeniul de măsurare este mai larg și valoarea sarcinii nominale mai ridicate, scade sensibilitatea traductorului la aceeași configurație.

I.2.2.5 Pragul de sensibilitate

Cea mai mică variație a mărimii de intrare care poate determina o variație sesizabilă a mărimii de ieșire este numită *“prag de sensibilitate”*. Elementele care influențează pragul de sensibilitate sunt perturbațiile interne și externe: zgomote electrice și mecanice, frecări, jocuri din cuple. O valoare cât mai scăzută a pragului de sensibilitate conferă calitate traductoarelor de forță.

I.2.2.6 Rezoluția

Rezoluția, utilizată în mod deosebit pentru traductoare cu ieșire numerică, reprezintă intervalul maxim de variație al mărimii de intrare în domeniul de măsurare, necesar apariției unei variații sesizabile a mărimii de ieșire.

I.2.2.7 Precizia

Noțiunea de precizie se concretizează prin “*eroarea admisibilă*”, reprezentând limita erorii garantate pentru un traductor. Se exprimă procentual, raportată la valoarea nominală a componentei care se măsoară [D4], [I3]. Erorile admisibile se specifică pentru anumite condiții de utilizare a traductoarelor, acestea purtând denumirea de “*erori de bază*”, sau “*erori intrinseci*”. Ele apar în condițiile de referință referitoare la factorii de mediu (temperatură, umiditate, câmpuri electrice, magnetice, etc.), poziția de funcționare, alimentarea cu energie, [*3].

Pe lângă erorile de bază, traductoarele de forță se caracterizează și prin “*erorile de influență*”, determinate de variația mărimilor de influență în afara limitelor de referință. Ele se specifică pentru fiecare mărime de influență în parte și sunt garantate pe un anumit interval de variație a mărimii de influență [*2], [*3].

I.2.3. Caracteristici de regim dinamic

Funcționarea unui traductor de forță în regim dinamic corespunde situației în care semnalul de intrare, torsorul forță-moment, este variabil în timp [H3]. În regim dinamic, comportarea traductoarelor de forță este mai complexă decât în regim static, deoarece, datorită inerției de natură mecanică sau electromagnetice, evoluția în timp a semnalului de intrare se reflectă la ieșire cu întârziere și cu sensibilitate dinamică variabilă.

Pentru a caracteriza comportarea unui sistem în regim dinamic, se utilizează frecvent *funcția de transfer*, obținută prin aplicarea transformatei Laplace asupra

ecuației diferențiale ce caracterizează sistemul [I3], [I4], [N1], [D4], [D17]:

$$H(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{\sum_{j=0}^m b_j s^j}{\sum_{i=0}^n a_i s^i} \quad (1.12)$$

pe baza căreia se definesc alte caracteristici de regim dinamic: sensibilitatea dinamică, durata regimului tranzitoriu, faza, frecvența proprie.

Durata regimului tranzitoriu, adică durata de timp în care eroarea dinamică devine neglijabilă, este importantă în cazul transmiterii datelor prin multiplexare, când frecvența de citire a datelor trebuie să permită stabilirea regimului staționar convențional al ieșirii traductorului.

Frecvența proprie este frecvența vibrațiilor libere neamortizate pe direcția sarcinii, în absența acesteia. Depinde de parametrii constructivi ai traductorului și nu de semnalul de intrare. Se poate vorbi despre o rezonanță mecanică și o rezonanță electrică. La determinarea proiectivă a traductorului trebuie evitate aceste valori, ca și armonicile lor, exceptând tipul constructiv cu coardă vibrantă, a cărui funcționare are la bază tocmai fenomenul de rezonanță.

Determinarea frecvenței de rezonanță mecanice este necesară la componentele care execută mișcări, adică la elementul sesizor. Relația de calcul este:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.13)$$

cu k = rigiditatea elementului (constanta elastică), m = masa sa. Pentru forme “clasice” și simple de elemente sesizoare, bibliografia menționează formulele de calcul a rigidității [C8], [M5]. Pentru formele complexe, întâlnite de exemplu la traductoarele tensorezistive pentru mai multe componente, calculul acesteia este laborios, sau chiar imposibil de realizat prin metode clasice. Pachetele soft de analiză prin metoda elementului finit oferă posibilitatea de a determina automat frecvențele proprii ale structurilor elastice studiate.

Observând dependența dintre frecvența oscilațiilor proprii și masa

elementului, se poate concluziona că reducerea greutății proprii în condițiile păstrării rigidității poate avea ca urmare creșterea frecvenței proprii. Utilizarea unor materiale cu densitate mai redusă are același efect. De asemenea, materiale cu valoare ridicată a modulului de elasticitate implică valori mai ridicate ale frecvenței vibrațiilor proprii, deoarece se poate stabili dependența mărimii f de raportul E/ρ :

$$f = \gamma \left(\sqrt{\frac{E}{\rho}} \right) \quad (1.14)$$

La proiectare, valorile parametrilor ce caracterizează regimul dinamic se aleg astfel încât să fie potrivite cu scopul măsurării. O modalitate accesibilă de ajustare a unora din aceste valori o constituie atașarea unor circuite electronice adaptorului de semnal, incluzând componente și scheme de integrare, derivare, filtrare, etc.

1.2.4. Caracteristici energetice

Un proces de măsurare implică un consum energetic. În funcție de tipul conversiei energetice realizate, traductorul de forță poate fi de tip activ, când transformă el însuși energia mecanică în energie electrică, sau de tip pasiv, când necesită o sursă auxiliară de energie pentru a fi funcțional.

Pentru a caracteriza interacțiunea traductor-măsurand, se utilizează noțiunea de *impedanță de intrare generalizată* Z , sau “impedanța metrologică” [M6], [H3] asociată mărimii de intrare X a traductorului, astfel că:

$$P = \frac{X^2}{Z} \quad (1.15)$$

unde P este puterea absorbită de la obiectul supus măsurării.

Pentru a reduce cât mai mult puterea absorbită de traductorul de forță de la obiectul supus măsurării, valoarea impedanței de intrare a traductorului trebuie să fie cât mai mare și adaptată în raport cu sursa de alimentare, ceea ce necesită perfecționarea elementelor sensibile, în sensul reducerii dimensiunilor și a masei precum și micșorarea nivelului mărimii de măsurat, utilizând dispozitive pasive.

Dacă însă nivelul semnalului de intrare este redus, sau dacă puterea necesară traductorului o depășește pe cea furnizabilă de către măsurand, se utilizează amplificatoare de măsură electronice, care implică prezența unei surse energetice exterioare. Semnalul de intrare realizează în general în această situație o modulare a unui semnal purtător, creat de sursa auxiliară. Odată cu adaptarea de nivel, amplificatorul de măsură realizează și o adaptare de impedanță.

La traductoarele de forță de tip pasiv, principiul de măsurare însuși impune prezența unei surse energetice auxiliare. Puterea absorbită de la sursă trebuie să permită obținerea unei mărimi electrice active dependente de mărimea mecanică pasivă de valoare suficient de mare, și să nu genereze erori de influență prea mari.

Practic, orice traductor de forță, chiar de tip activ, necesită o sursă auxiliară de alimentare cu energie electrică, pentru care trebuie precizate tensiunea (sau curentul) sursei, limitele de variație a acesteia, tipului ei (alternativă sau continuă) și puterea absorbită de traductor.

Impedanța de ieșire a traductorului este utilă în alegerea echipamentului de prelucrare și redare a informației.

1.2.5. Caracteristici constructive

Caracteristicile constructive ale unui traductor de forță sunt cele care asigură adaptarea cât mai bună la aplicația concretă căruia îi este destinat. De aceea ele sunt condiționate esențial de natura aplicației.

Dimensiunile și greutatea unui traductor de forță pot constitui factori determinanți în alegerea sau proiectarea sa, fie prin limitarea spațiului disponibil pentru traductor, fie prin limitarea masei, spre a nu modifica masa ansamblului funcțional superior. Greutatea și dimensiunile unui traductor de forță depind în mare măsură de tipul acestuia, de soluțiile constructive adoptate și de materialele utilizate. De exemplu, utilizarea unor oțeluri cu limită de elasticitate ridicată permite realizarea la dimensiuni mai mici a structurii elastice sesizoare dintr-un traductor

tensorezistiv, dar sunt mai scumpe și ridică probleme privind prelucrările mecanice.

Având în vedere legarea mecanică a traductorului în general în serie cu celelalte componente ale sistemului, se impune o *rigiditate* a acestuia suficient de mare pentru a nu produce deplasări substanțiale ale punctului de aplicație al torsorului de măsurat, asigurând însă și sensibilitatea necesară [C6],[C8],[M5],[S6].

Deplasarea produsă asupra punctului de aplicație al forței la aplicarea valorii nominale a torsorului de măsurat față de poziția de repaus reprezintă *săgeata* traductorului. Pentru ca traductorul să nu producă perturbații în sistem, se impune o valoare cât mai redusă a săgeții.

Robustețea este o caracteristică de tip calitativ care definește capacitatea traductorului de forță de a-și menține performanțele statice și dinamice în condiții de șocuri, vibrații, variații de temperatură, de umiditate, de presiune, în prezența unor agenți chimici nocivi, sau la variații bruște ale măsurandului. Pentru asigurarea protecției fizice și funcționale a traductorului la anumiți factori de mediu, se pot folosi montaje speciale, materiale adecvate, acoperiri chimice sau electrochimice. În plus, părțile electrice ale traductoarelor de forță trebuie protejate împotriva unor influențe ale câmpurilor electromagnetice sau de radiații exterioare.

Capacitatea de supraîncărcare definește proprietatea de a suporta valori ale torsorului de măsurat care depășesc limita superioară a domeniului pentru cel puțin una din componente, fără alterarea funcționalității traductorului, sau fără a suferi deteriorări constructive. În general, capacitatea de supraîncărcare se exprimă prin raportul dintre valoarea maximă nedistructibilă a sarcinii și limita superioară a domeniului. Se utilizează două valori pentru această caracteristică: una în regim de șoc (de scurtă durată) și alta pe timp mai îndelungat. Cea de-a doua se mai numește și "*suprasarcină admisibilă*". Traductoarele de forță sunt echipate adeseori cu dispozitive mecanice speciale de protecție la suprasarcină, pentru a feri de deteriorare componentele mai sensibile din traductor.

Se definește de asemenea și o *suprasarcină electrică admisibilă*, semnalul electric maxim în tensiune sau în curent al sursei de alimentare cu energie care nu conduce la deteriorarea parametrilor funcționali sau constructivi ai traductorului.

Rezistența de izolație este o caracteristică ce redă gradul de izolație electrică al traductorului de forță în raport cu masa, informație necesară pentru asigurarea protecției traductorului însuși, a utilizatorului uman și a instalației sau sistemului în care funcționează. Este de dorit o valoare ridicată a rezistenței de izolație.

1.2.6. Caracteristici de fiabilitate

Funcționarea traductorului de forță la nivelul indicatorilor săi de performanță un interval de timp cât mai îndelungat definește în sens larg noțiunea de fiabilitate. Indicatorii de fiabilitate cel mai frecvent folosiți sunt media timpului de bună funcționare și rata defectărilor [I3], [M6].

Intervalul de timp în care funcționarea traductorului este sigură cu o anumită probabilitate, fără a fi necesare reglaje sau reparații, constituie "*media timpului de bună funcționare*" (MTBF).

$$MTBF = \int_0^{\infty} R(t) dt \quad (1.16)$$

unde $R(t)$ este funcția de fiabilitate asociată traductorului, adică probabilitatea de funcționare corectă în intervalul de timp t .

MTBF depinde de fiabilitatea părții mecanice a traductorului, în mod deosebit de structura elastică sesizoare, de fiabilitatea componentelor electrice, de modul corect și îngrijit de montare. Producătorii specializați garantează în general o valoare de 10000 ore, cu un nivel de încredere de 90%, în cazul variantelor de uz industrial, iar pentru cele de laborator de 1000 ore, având în vedere cerințele mai stricte privind performanțele traductoarelor de precizie.

Considerând că traductorul a funcționat fără defecțiuni până la momentul t , *rata defectării* $\lambda(t)$ este densitatea de repartiție a defectelor la momentul t , adică

numărul de defecte apărute până la momentul t , raportat la intervalul $0...t$ și la numărul de traductoare aflate în funcție în momentul respectiv:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = \frac{R'(t)}{R(t)} \quad (1.17)$$

unde $f(t)$ este frecvența de apariție a defectelor, iar $R(t)$ este funcția de probabilitate.

În general, se acceptă pentru funcția de probabilitate $R(t)$ o repartiție exponențială cu λ constant:

$$R(t) = e^{-\lambda t} \quad (1.18)$$

caz în care MTBF va fi:

$$MTBF = \int_0^{\infty} e^{-\lambda t} dt = \frac{1}{\lambda} \quad (1.19)$$

În realitate, rata defectărilor nu este constantă în timp, ci prezintă 3 zone de variație (fig. 1.16).

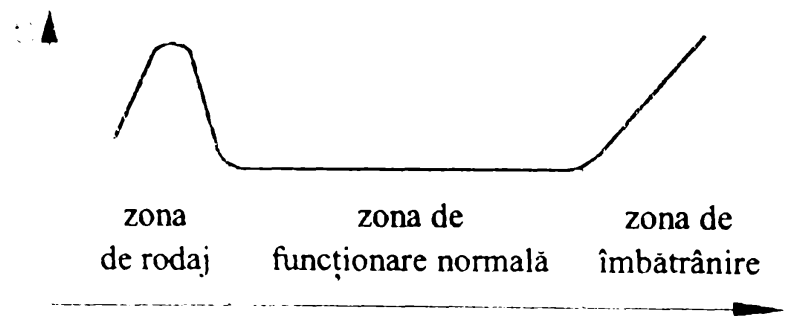


Figura 1.16 Variația ratei de defectare determinate experimental

Pentru traductoarele de forță lucrând în regim de lungă durată (construcții, baraje, poduri) se recomandă utilizarea unor traductoare păstrate în aceleași condiții ca și cele active, dar nesupuse solicitării, ca martor privind evoluția în timp a caracteristicilor statice și dinamice. Se poate recurge și la redundanță, comparându-se între ele rezultatele furnizate de toate traductoarele similare din sistem.

I.3. UTILIZAREA TRADUCTOARELOR DE FORȚA IN SISTEMELE TEHNICE

I.3.1. Introducere

Inspectând piața de desfacere a tehnicii senzoriale în lume, se remarcă dezvoltarea ei aproape explozivă în ultimii 15 ani (fig. 1.17) [J1].

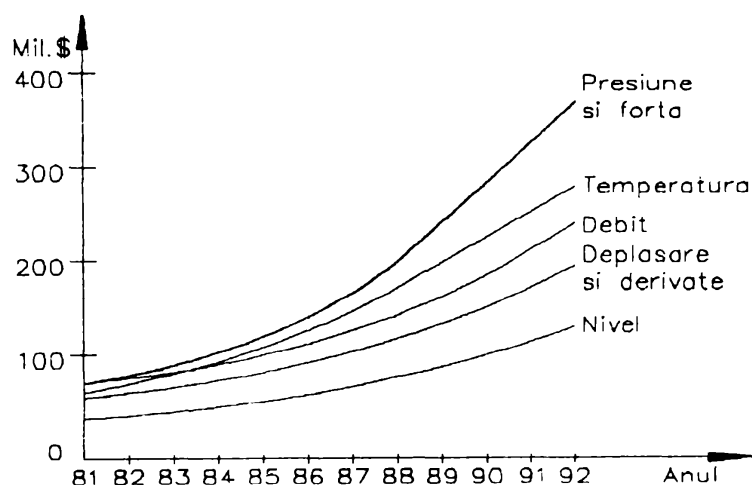


Figura 1. 17 Evoluția tehnicii senzoriale în lume în perioada 1981-1992

O analiză efectuată în 1994 la Congresul VDE în Germania, a evidențiat distribuția cifrei de vânzare a traductoarelor în Europa conform fig. 1.18 [M4].

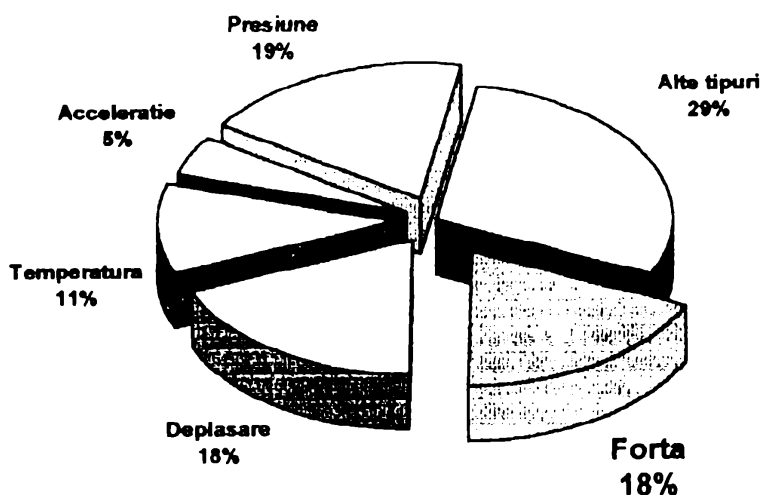


Figura 1.18 Distribuția cifrei de vânzare a traductoarelor în Europa în 1993

Diagrama sectorială evidențiază procentul important de traductoare de forță din totalul de traductoare utilizate în sistemele tehnice (18%). Acest fapt denotă însemnătatea informațiilor furnizate de ele și, prin urmare, necesitatea cunoașterii în detaliu a modului de alegere a tipului și a soluției constructive de traductor de forță adecvat aplicației.

1.3.2. Puncte de vedere privind tipologia aplicațiilor în care se măsoară forța

Măsurarea torsorului forță-moment implică o varietate de soluții, în funcție de numărul și tipul componentelor care se măsoară, precum și de destinația sistemului tehnic în ansamblu [D17]. O posibilă grupare a aplicațiilor, după primul criteriu enunțat este prezentată în fig. 1.19.

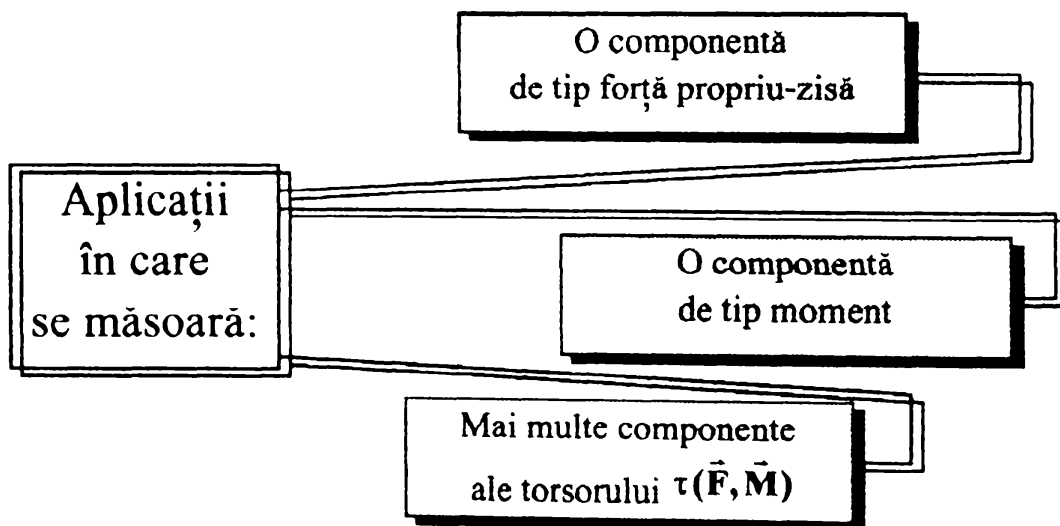


Figura 1.19 Gruparea aplicațiilor în care se măsoară forța după numărul și tipul componentelor măsurate

Forma elementului sesizor, principiul fizic pe baza căruia funcționează, și soluția constructivă depind de categoria de încadrare a traductorului de forță.

O a doua grupare a aplicațiilor poate fi realizată după tipul sistemului tehnic în care sunt înglobate (fig. 1.20): tehnica de precizie (în general pentru laboratoare, testări), tehnica industrială (majoritatea aplicațiilor) și tehnica de consum + alte

aplicații (autovehicule, produse de uz menajer, etc.) [J1], [D17].

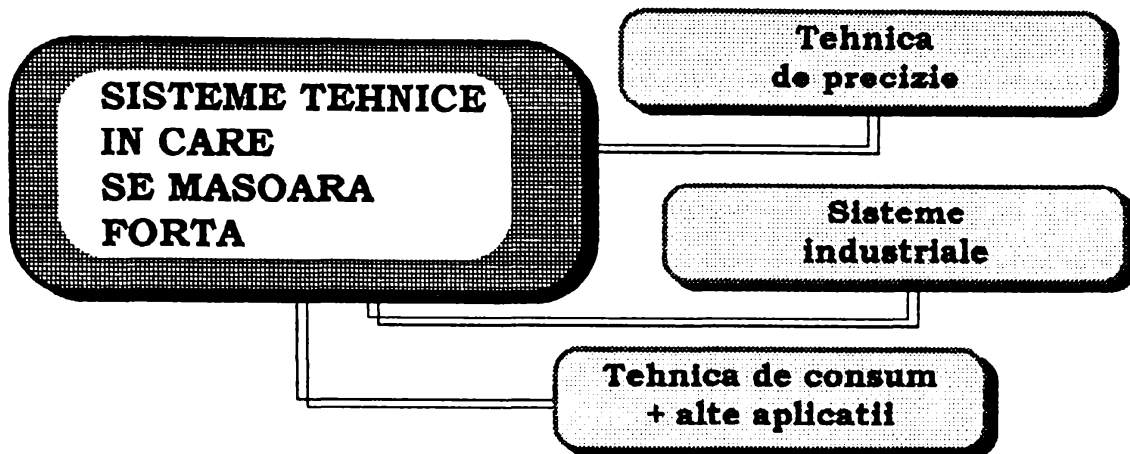


Figura 1.20 Aplicațiile de măsurare a forței în funcție de tipul sistemului tehnic

Caracteristicile statice și dinamice ale traductoarelor de forță, cele de fiabilitate precum și o parte din cele constructive sunt esențialmente determinate de tipul sistemului tehnic în care lucrează traductorul. De fapt, sistemul tehnic este cel care determină caracteristicile necesare tuturor traductoarelor ce îl deservește, nu numai în măsurarea forței, ci și în determinarea altor mărimi fizice privind starea și evoluția sa. Utilitatea traductorului se apreciază în raport cu sistemul în care funcționează și cu gradul de nedeterminare informațională pe care îl înlătură.

1.3.3. Aplicații în care se măsoară o componentă de tip forță

1.3.3.1. Măsurarea forțelor de contact la butoane, taste, relee

Din categoria măsurărilor de precizie ale unei componente de tip forță propriu-zisă, se prezintă o familie de traductoare piezoelectrice ale firmei Kistler (fig. 1.21), destinate verificării butoanelor de tip “push-pull”, a tastelor, a arcurilor elicoidale de compresiune, etc. Este necesară măsurarea unei forțe axiale de valoare mică, în general, în regim dinamic sau cvasistatic, de frecvență chiar variabilă, cu un prag de sensibilitate foarte redus. În tabelul I.II sunt redate câteva din caracteristici.

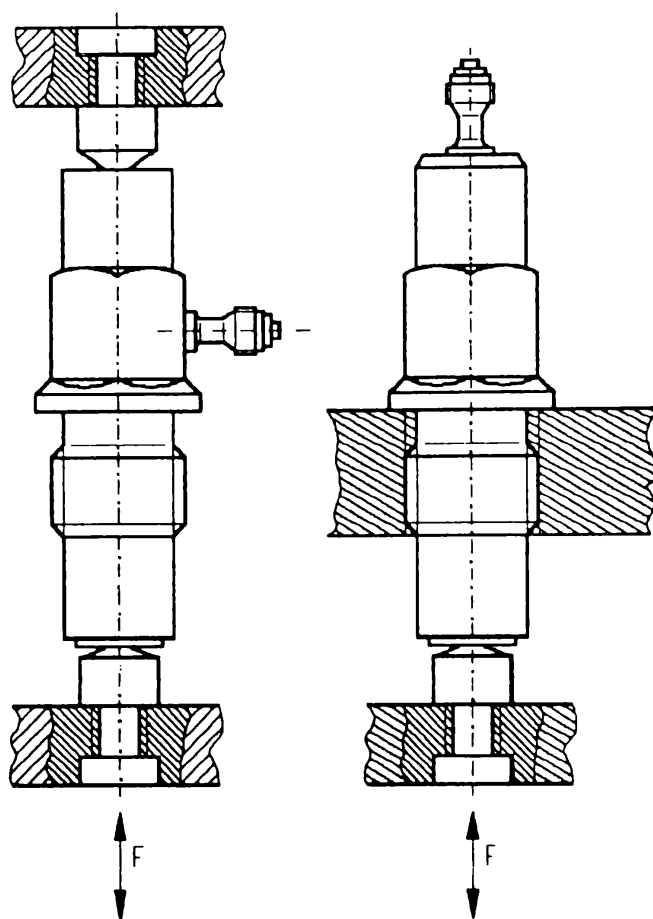


Figura 1.21 Variante de traductor piezoelectric de sensibilitate mare

Tabelul I.II

Caracteristica	Tip 9205	Tip 9207
Domeniu	-50...50 N	-50...50N
Domeniu calibrat special	-5...5N -0.5...0.5N	-5...5N -0.5...0.5N
Prag de sensibilitate	0.5mN	0.5mN
Sensibilitate	-115pC/N	-115pC/N
Frecvență proprie	10kHz	10kHz
Domeniu de temperatură	-50...150 °C	-50...150 °C
Masă	19g	19g
Lungime totală	92.5 mm	92.2 mm
Mufă pentru conexiuni electrice	laterală	de capăt

I.3.3.2 Măsurarea forței pe cilindrii laminoarelor

Aplicația este de tip industrial și necesită măsurarea unor forțe mari, în condiții de mediu relativ dure: temperaturi destul de ridicate, posibil praf, curenți de aer, etc. O cerință aparte se referă la forma elementului sesizor: să fie plat, neted, dar

să realizeze în același timp și preluarea unei singure componente de forță. Rigiditatea elementului sesizor trebuie să fie foarte ridicată. Soluția firmei Philips Industrie Elektronik [K3] utilizează măsurarea inductivă (fig. 1.22). Traductorul conține un sesizor plat, sprijinit pe două inele elastice. Deformarea lor produce deplasarea miezului unui traductor inductiv pentru deplasări liniare, cu miez mobil, în construcție diferențială. Dintre caracteristici, se remarcă: domeniul de măsurare: $0 \dots 5 \cdot 10^6$ N, liniaritatea foarte bună până la suprasarcină 50%, săgeata sub 0.5 mm.

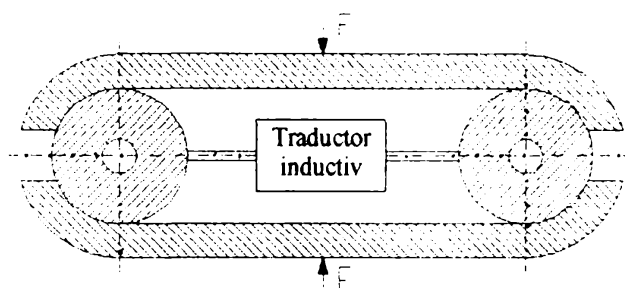


Figura 1.22 Traductor inductiv pentru măsurarea forței la laminoare

I.3.3.3. Cântărirea electronică

Utilizarea traductoarelor de forță în acest domeniu a simplificat mult instalațiile industriale, care nu necesită practic o întreținere specială, neavând elemente mobile, deci nici componente care să se uzeze. Principalele calități ale acestei proceduri de cântărire sunt: precizia ridicată, fidelitatea, posibilitatea de monitorizare, înregistrare, prelucrare și stocare numerică a informației, viteza de lucru ridicată [M1]. Există două moduri de realizare a cântării electronice: static și dinamic. Primul se utilizează la silozuri, rezervoare, poduri rulante¹, alimentatoare, bascule pentru vehicule în staționare, iar al doilea la cântări în timpul deplasării maselor: la benzi rulante, vagoane de cale ferată, etc.

Traductoarele de forță utilizate în cântări trebuie să permită tararea (eliminarea din citire a greutății incintei) precum și interconectarea, în cazul folosirii

¹ Când cântărirea se face în poziție de repaus

mai multor traductoare pentru aceeași incintă. Se pot utiliza traductoare tensorezistive, sau magnetoelastice.

În fig. 1.23 sunt prezentate principal câteva modele de “doze tensometrice” (traductoare tensorezistive pentru o componentă, lucrând la compresionare) de fabricație românească, pentru instalații de cântărire electronică [13]. Varianta a) este utilizată la valori mici de forțe, iar b) la sarcini nominale medii. La sarcini mari, se recomandă varianta c). O construcție miniaturizată pentru sarcini mici este prezentată în cazul d). La varianta e), elementul elastic are formă de diafragmă, iar varianta f) utilizează efectul de forfecare pentru măsurare.

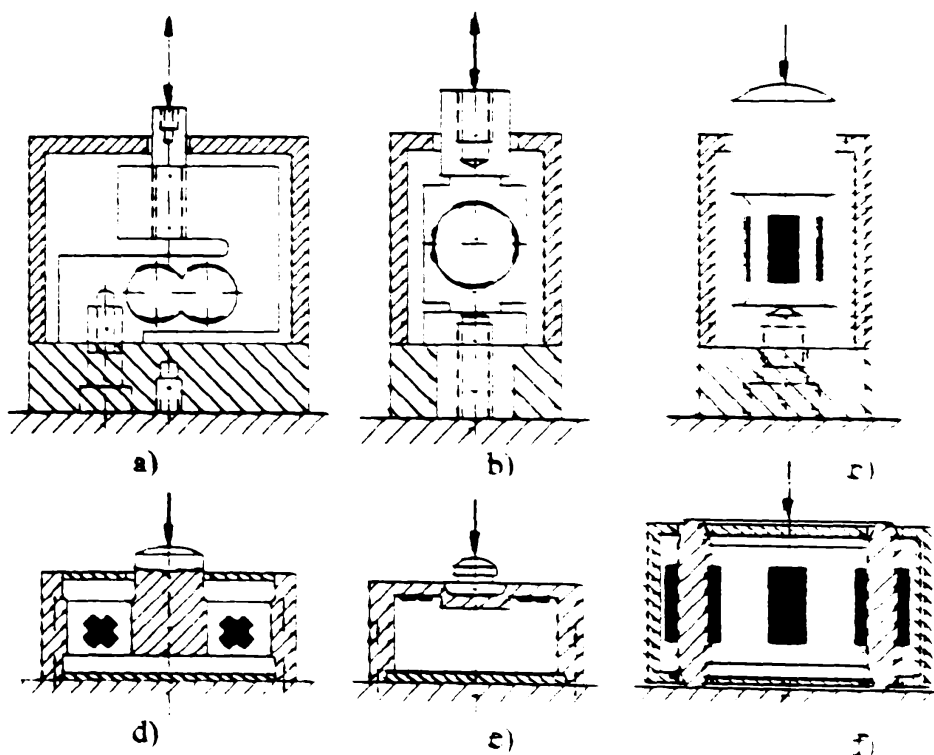


Figura 1.23 “Doze tensometrice” pentru cântărirea electronică a) - cu bare b) - cu inel c) - cu coloană d) - miniatură e) - cu diafragmă f) - cu inel supus la forfecare

Dintre caracteristici, pot fi menționate:

- domeniu de măsurare: $0,05\text{N} \dots 10^5\text{N}$;
- supra-sarcină nominală: 50%;
- tensiune de ieșire: $1,5\text{mV/V}$;
- tensiune de alimentare: $16\text{Vcc} \dots 12\text{Vca}$;
- clasă de precizie: 0,5;
- rezistență de intrare: $1200\ \Omega$;
- temperatura de lucru: $-20^\circ\text{C} \dots +70^\circ\text{C}$;
- rezistență de izolare: $5000\text{M}\Omega$.

Alte aplicații în care se măsoară o componentă de tip forță sunt descrise în [10] 7)

1.3.4 Aplicații în care se măsoară o componentă de tip moment

1.3.4.1. Problematika specifică măsurării momentului

Momentul de torsiune (cuplul) la arborii aflați în rotație sau în repaus este un parametru funcțional important pentru mașinile cu elemente rotitoare: fie că furnizează informația de bază privind puterea transmisă, fie că este utilizat în monitorizarea proceselor tehnice, ori ca element de siguranță pentru detectarea suprasarcinii la vehicule. Pentru mijloacele de locomoție, este necesar să se poată diferenția dacă momentul este motor sau de frânare. La realizarea automată a îmbinărilor cu filet, se controlează atât valoarea absolută a momentului, cât și panta de variație a acestuia [J1].

Aspectele care apar la măsurarea unui moment se referă la modul de prelevare a semnalului (obținerea informației ca atare) și la transmiterea semnalului de pe arbore spre partea fixă [M2].

În prelevarea semnalului, cele două metode de bază sunt [J1]: măsurarea unghiului de torsiune și măsurarea alungirii provocate de torsiune.

Majoritatea metodelor actuale utilizează un element sesizor de tip tronson de arbore circular drept, numit “corp de probă” sau “cuplă de torsiune”, conectat mecanic în serie cu arborele, și, prin urmare, supus deformației. Unghiul de răsucire al corpului de probă poate fi determinat prin oricare din metodele cunoscute de măsurare a deplasărilor unghiulare: inductivă, prin curenți turbionari, optică incrementală, optoelectronică, cu coardă vibrantă, efect Hall, potențiometrică, etc.

O a doua posibilitate de măsurare constă în determinarea alungirii corpului de probă. Se pot plasa timbre tensometrice pe tronsonul de măsurare, dispuse ca în fig. 1.24 (la 45° , 135° , 225° și 315°) și conectate electric în punte completă. Montajul asigură și compensarea eventualelor influențe ale încovoierii sau solicitării axiale.

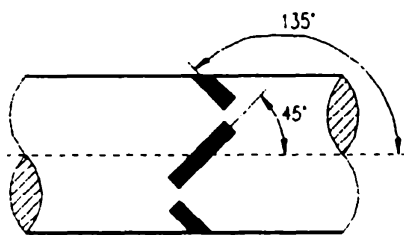


Figura 1.24 Plasarea TER la măsurarea momentului de torsiune

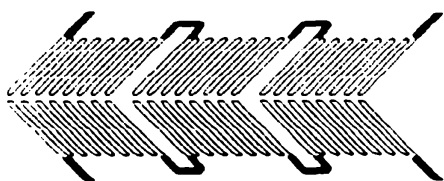


Figura 1.25 Rețea tensometrică pentru măsurarea momentului de torsiune

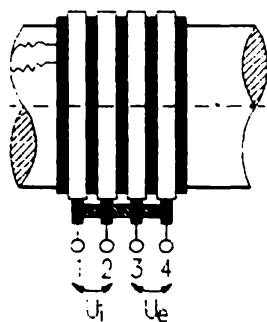


Figura 1.26 Transmiterea semnalului cu contacte alunecătoare

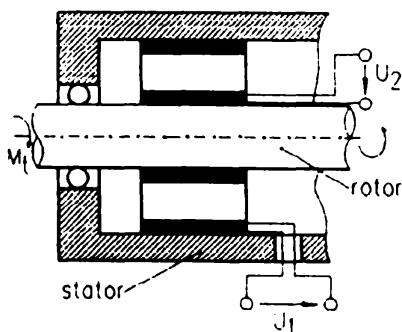


Figura 1.27 Transmiterea semnalelor prin transformator rotativ

Pentru a garanta o poziționare relativă corectă, în scopul unei bune compensări a solicitărilor parazite, fabricanții de TER pun la dispoziția utilizatorilor folii de tipul celei din fig. 1.25 cu o dublă rețea tensometrică. Timbrele sau rețelele tensometrice pot fi aplicate direct pe arborele studiat, nemaifiind necesară intercalarea tronsonului de măsurare.

Pentru mărirea sensibilității, diametrul tronsonului de măsurare poate fi micșorat la o valoare convenabilă, fără a ieși din domeniul solicitărilor admisibile.

Măsurarea alungirii provocate de torsiune se poate realiza și cu “timbre tensometrice optice” [J1]. Determinările se bazează pe metode interferometrice.

Problema transmiterii semnalului spre arbore și dinspre arbore spre partea fixă a fost soluționată prin metode cu contact și metode fără contact [H2]. Metoda cu contact presupune utilizarea unor inele de contact fixate pe arbore și a unor “perii”, sau contacte alunecătoare solidare cu partea fixă, care palpează inelele (fig. 1.26).

O altă categorie de soluții o reprezintă cele fără contact: inductive, prin modulare în frecvență, etc. Utilizând transformatoare rotative,

cu o bobină fixată pe stator și cu cealaltă fixată pe rotor, se pot transmite semnalele electrice de alimentare și de ieșire între stator și arbore (fig. 1.27). Pentru a nu introduce informații parazite, se impun perfecta simetrie axială constructivă a celor două bobine ale transformatorului și poziționarea corectă a arborelui în lagăre. Transformatoarele rotative măresc masa traductorului, și implicit riscul de încovoiere al tronsonului de măsurare.

O altă soluție de transmitere fără contact a semnalelor este cea prin modulare în frecvență. Un emițător de unde de frecvență radio este fixat pe arbore. Frecvența undelor emise va fi modulată de semnalul proporțional cu momentul de torsiune. Acest semnal este aplicat unei bobine-emitaător, înfășurată pe arbore. Semnalul ei va fi primit de un receptor de același tip, aflat pe partea fixă, nu neapărat în imediata apropiere. Semnalul transmis între cele două bobine nu va fi parazitat de rotirea lor relativă provocată prin torsiune, deoarece informația utilă este stocată în valoarea frecvenței, și nu a amplitudinii, frecvență care nu depinde de factorul de cuplare dintre bobina emițătoare și cea receptoare. Metoda nu necesită “ruperea” arborelui pentru a intercala cupla torsiometrică, fiind recomandată și la măsurări în regim dinamic, dar, la mase mici aflate în mișcare de rotație, introduce o masă perturbatoare, cea a bateriei de alimentare (emițătorul de radiofrecvență putând fi realizat miniatural). Există și soluția mixtă, cu emițătorul alimentat prin inele cu contacte alunecătoare.

Sunt elaborate și metode care nu necesită transmiterea semnalului între partea mobilă și cea fixă, elementele sensibile găsindu-se toate pe partea fixă (de exemplu, metoda fotoelectrică cu discuri crestate, metodele în care se măsoară defazajul a două semnale distanțate între ele de-a lungul arborelui cu o anumită valoare l).

La montarea cuplelor torsiometrice în ansamblul studiat, există riscul creării solicitărilor parazite, prin imposibilitatea realizării unui montaj perfect, precum și a solicitărilor termice. Se recomandă utilizarea unor cuplaje speciale, cu o foarte redusă forță de reacție (cardanice, cuplaje numai cu jocuri axiale).

Carcasa traductorului poate fi fixată pe șasiu, sau poate fi lăsată flotantă. În al doilea caz, este necesară blocarea rotirii ei. A doua variantă necesită un singur cuplaj, doar la unul din capete, în timp ce fixarea pe șasiu implică prezența a două cuplaje.

La pornirea sau frânarea ansamblului, pot apărea momente de torsiune de 10-15 ori mai mari decât cele de regim staționar, ceea ce pune în pericol traductorul. Acesta trebuie dimensionat astfel, încât să aibă domeniul de măsurare mult mai larg decât valorile de regim staționar ce urmează a fi determinate.

La turații mari (≥ 3000 rot/min), echilibrarea dinamică este o necesitate, pentru a evita oscilațiile de torsiune în timpul funcționării ansamblului.

În cazul măsurării unui moment, nu se pot diferenția în mod exclusiv soluții de laborator, industriale și pentru tehnica de consum, aproape oricare din metode fiind folosite atât în condiții de laborator, cât și în condiții industriale.

1.3.4.2. Torsiometre cu contacte alunecătoare

Frecvent întâlnite, soluțiile de traductoare tensorezistive cu contacte alunecătoare au fost perfecționate de numeroși fabricanți de resort. În fig. 1.28 este redată soluția firmei Hottinger Baldwin Messtechnik pentru familia T1-T4-T5, iar în tabelul I.III principalele caracteristici ale familiei [*7].

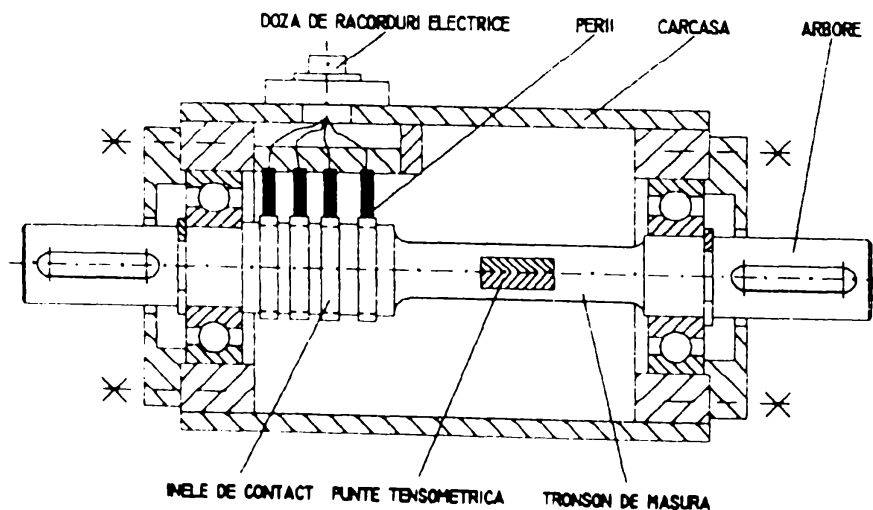
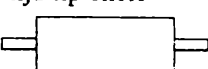
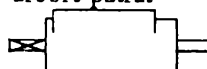
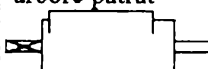
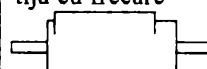


Figura 1.28 Traductor tensorezistiv de moment cu contacte alunecătoare

Tabelul I.III

Tip	In rotație			
	T1	T4A	T4WA	T5
Modul de aplicare a momentului, cuplarea mecanică	tijă tip cheie 	arbore pătrat 	arbore pătrat 	tijă cu frecare 
Transmisia semnalului	cu contacte alunecătoare (inele de contact + perii)			
Măsurări la viteză mare			•	
Măsurarea unghiului de rotație			•	
Incertitudine	0.2/0.1 %	0.1 %	0.1 %	0.1 %
Suprasarcină admisibilă	150 %	125/150%	125/150 %	150 %
Amplitudinea vibrațiilor	70 %	70 %	70 %	70 %
Moment nominal				
10 Nm	• ◊			
20 Nm	• ◊			•
50 Nm	• ◊	•	•	•
100 Nm	• ◊	•	•	•
200 Nm	• ◊	•	•	•
500 Nm	• ◊	•	•	
1 kNm	• ◊	•	•	
2 kNm	• ◊			
5 kNm	• ◊			
10 kNm	• ◊			

• - varianta standard

◊ - varianta antiex

I.3.4.3. Măsurarea momentului de torsiune pe baza forfecării

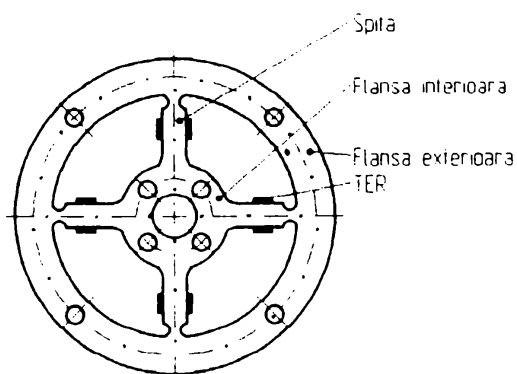


Figura 1.29 Structura elastică a traductorului de moment T10F, HBM

Firma HBM a dezvoltat o variantă de traductor pentru măsurarea momentului, T10F, bazat pe măsurarea deformației prin forfecare a unei structuri elastice de forma unei roți cu spițe (fig. 1.29). Lungimea “spițelor” este comparabilă cu grosimea lor, de aceea principala solicitare care apare în ele la aplicarea unui moment de rotație

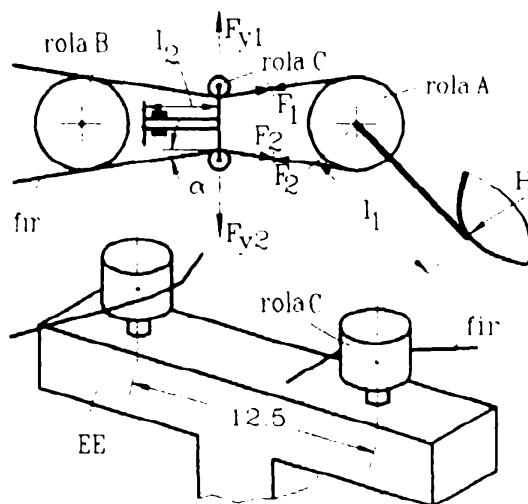
este forfecarea, încovoierea fiind neglijabilă. Deformația este determinată tensometric. Transmiterea semnalului este fără contact [Q1]. Spițele sunt realizate în profil I, pentru mărirea rigidității și a sensibilității în zona de măsurare. Lungimea structurii (dimensiunea axială) este foarte redusă, traductorul având aspect de flanșă.

Câteva din principalele caracteristici ale traductorului sunt:

- suprasarcină nominală: 160%
- gabarit longitudinal redus;
- întreținere ușoară;
- clasă de precizie: 0.1;
- măsurări în repaus sau în rotație;
- frecvența semnalului măsurat: 0...100 Hz;
- transmiterea la distanță a semnalului;
- alimentare 12 Vcc;

I.3.4.4. Măsurarea cuplului în dispozitivul de prehensiune al unui robot

Acționarea degetului unui robot cu câte un tendon pentru fiecare grad de



libertate se bazează pe măsurarea diferenței de tensiune dintre tendoane. Pe de altă parte, cuplul în articulația unui scripete este proporțional cu diferența de tensiune la capetele firului. Folosind un mecanism de cuplare între tendoanele degetului, nu mai e necesară determinarea tensiunii în fiecare tendon, diferența de tensiune putând fi

Figura 1.30 Traductor de cuplu pentru degetul unui robot

măsurată direct. A fost creat astfel la Kyushu Institute of Technology, Fukuoka,

Japonia [K3] un traductor de cuplu "TDT" (Tension Differential-Type Torque), compus din două role de ghidare și o grindă în consolă, cu TER în punte completă (fig. 1.30). Traductorul prezintă o dependență proporțională prin constanta k ($k=l_1 \sin \alpha / r$) între cuplul T și solicitarea din grindă, deci puntea de TER va furniza un semnal proporțional cu cuplul T . Gabaritul este extrem de redus ($13 \times 12.5 \times 10 \text{ mm}^3$), iar rigiditatea mare.

Alte aplicații în care se măsoară momentul sunt prezentate în [D17].

I.3.5. Aplicații în care se măsoară mai multe componente ale torsorului forța-moment

I.3.5.1 Problematika măsurării

Aplicații dintre cele mai diverse, cum ar fi cele din domeniul roboticii, monitorizarea funcționării în regim automat a mașinilor-unelte, cu detectarea gradului de uzură al sculei, măsurarea forțelor de coliziune ale vehiculelor, măsurarea forței de interacțiune dintre anvelopă și calea de rulare, verificarea comportării în mișcare și în curenți de aer a rachetelor și avioanelor, testarea motoarelor și transmisiilor pentru toate categoriile de vehicule, măsurarea forțelor umane de reacție în ergonomie, neurologie, măsurarea forței de reacție a solului în sport, ortopedie, testarea echipamentului sportiv și ortopedic, controlul vâscozității în unitățile de mixare a materialelor, monitorizarea reglării supapelor, etc. necesită informații detaliate și precise privind torsorul de interacțiune dintre diferitele lor elemente componente sau dintre sistem și mediul tehnologic [D10], [D17].

Măsurarea tuturor celor șase componente, adică a forței considerată în sens generalizat, implică structuri sesizoare complexe, elemente de prelevare și prelucrare a semnalului mai multe și mai performante. După modul de obținere a valorii fiecărei componente, se diferențiază două proceduri de măsurare: cu traductor separat pe fiecare canal [D5], [D28], [F2], sau prin combinarea semnalelor de ieșire ale unui traductor multiplu [B9], [D10], [D17], [D29], [M7]. În primul mod, sunt necesare șase traductoare separate, plasate astfel încât fiecare din ele să fie sensibil numai la componenta cărui îi este destinat. Soluția necesită însă mult spațiu și încarcă sistemul cu mase suplimentare, de cele mai multe ori este inacceptabilă. În cel de-al doilea mod, întâlnit mult mai frecvent, componentele de măsurat se obțin prin calcule, din combinații aritmetice ale unor semnale parțiale.

Principiile fizice care stau la baza traductoarelor de forță pentru mai multe

componente sunt cel tensorezistiv, piezoelectric, optoelectronic și măsurarea unor deplasări mici pe cale inductivă. Analizând comparativ soluțiile actuale, se remarcă ponderea mare a traductoarelor tensorezistive. Indesebi în domeniul roboticii, traductoarele tensorezistive pentru mai multe componente au cunoscut o extindere considerabilă. Câteva din explicațiile acestei extinderi sunt:

- definirea relativ ușoară a unor structuri sesizoare care să permită măsurarea tuturor celor 6 componente ale torsorului,
- suplețea în alegerea formei structurii elastice sesizoare, aceasta putând avea geometrii extrem de variate,
- perfecționarea TER, care permit conversii precise deformație-semnal electric, și care au atins dimensiuni miniaturale,
- accesibilitatea traductoarelor, utilizatorul putând să-și proiecteze și să-și realizeze prin mijloace proprii cea mai mare parte din componente,
- elementele de circuite electrice și electronice cu un grad ridicat de generalitate pe care le implică prelucrarea semnalului de ieșire,
- o impedanță mecanică de intrare suficient de bună,
- posibilitatea de a lucra atât în regim pur static, cât și în regim dinamic.

În timp ce soluțiile optoelectronice pentru 6 componente sunt încă la nivelul experimentărilor, echipamentul necesar fiind pretențios și costisitor, iar cele piezoelectrice necesită combinații de traductoare, soluțiile tensorezistive sunt mai accesibile și mai bine cunoscute fenomenologic. Variantele inductive se folosesc la valori nominale mici ale componentelor și ridică și ele probleme de spațiu necesar.

1.3.5.2. Măsurarea componentelor forței de lucru la mașinile-unelte

Măsurarea este necesară pentru optimizarea tipologiei și geometriei sculelor, determinarea regimului lor de uzură, și a duratei de viață. Regimul de lucru este dinamic, de frecvență ridicată. Rigiditatea mecanică a traductorului trebuie să fie

foarte ridicată, neadmitându-se deplasări ale punctului de aplicație al forței prin intercalarea traductorului în ansamblu. Intrucât pot apare regimuri de șoc ale forțelor măsurate, se preferă utilizarea traductoarelor piezoelectrice, ca de exemplu cel prezentat în fig. 1.31 și în tabelul I.IV, realizat de firma Kistler [*1]. Traductorul este construit în montaj sandwich, din trei perechi de cristale piezoelectrice inelare, câte o pereche pentru fiecare componentă măsurată. În funcție de valoarea forțelor de forfecare care trebuie să fie preluate, la montarea traductorului în ansamblu se impune o precomprimare, fapt pentru care fabricantul livrează împreună cu traductorul dispozitive de preîncărcare adaptate.

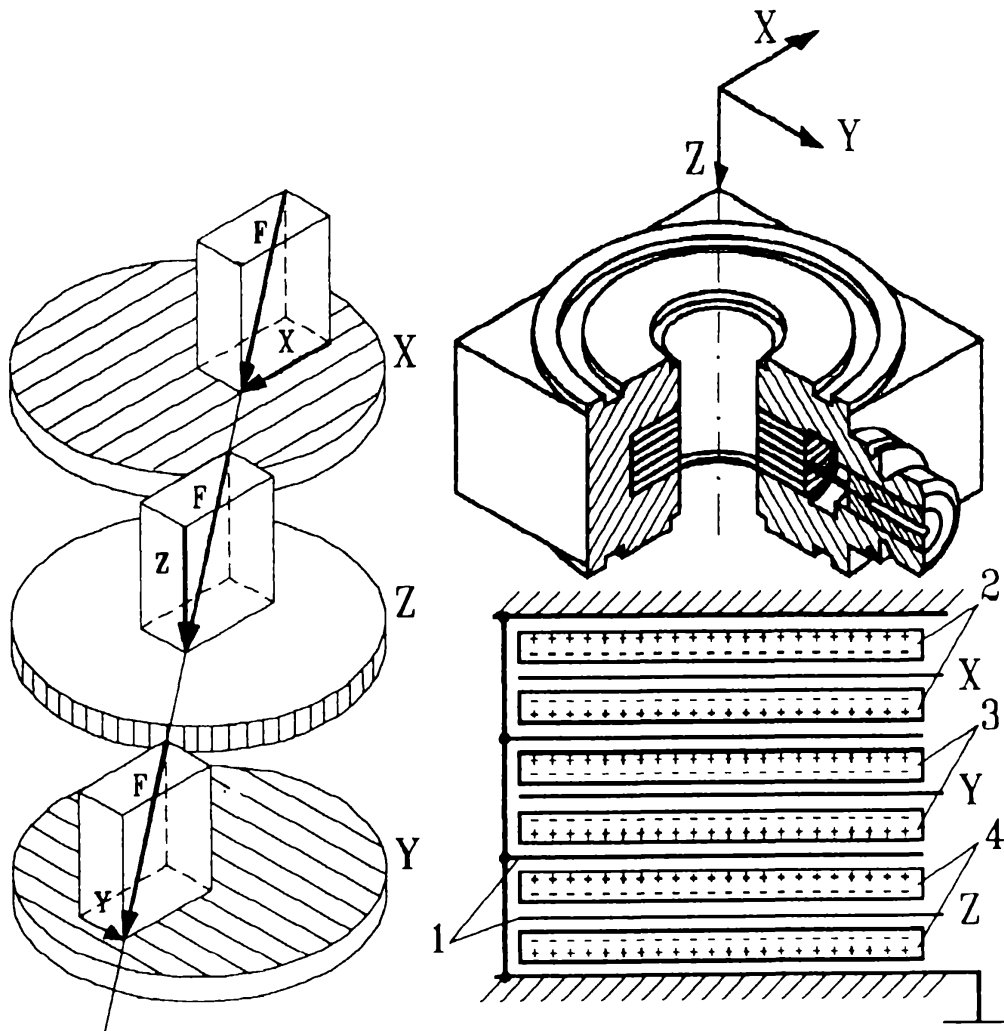


Figura 1.31 Traductor piezoelectric pentru trei componente, de fabricație Kistler:
 1 - electrozi de culegere a semnalului 2,3,4 - perechile de cristale

Separarea componentelor este practic asigurată, întrucât fiecare cristal este sensibil numai la o anumită componentă. Este importantă în acest scop poziționarea precisă a axei sensibile a cristalului în raport cu ansamblul și a traductorului în raport cu vectorul forțelor de măsurat. Firma Kistler garantează o eroare de cuplare sub 1%.

Tabelul I.IV

Caracteristica Tip traductor	Domeniu pentru F_x	Domeniu pentru F_y	Domeniu pentru F_z	Domeniu pentru M_z	Frecvență proprie	Greutate	Domeniu de utilizare
9265A1	$\pm 15\text{kN}$ (forța de avans)	$\pm 15\text{kN}$ (forța de reacție)	$0 \dots 30\text{kN}$ (forța de așchiere)	—	1,5 kHz	18,5 kg	forțe la strunjire
9273	$\pm 5\text{kN}$	$\pm 5\text{kN}$	$-5 \dots 20\text{kN}$	$\pm 100\text{Nm}$	1,5kHz	3,3 kg	forțe la găurire, filetare, $\phi 1 \dots 20\text{mm}$, arcuri de torsiune
9257B	$\pm 5\text{kN}$	$\pm 5\text{kN}$	$\pm 5\text{kN}$	—	4kHz	7,3 kg	forțe tăietoare la frezare, rectificare
9067	$\pm 20\text{kN}$	$\pm 20\text{kN}$	$\pm 40\text{kN}$	—	1,5kHz	8 kg	uz general
9251A	$\pm 2,5\text{kN}$	$\pm 2,5\text{kN}$	$\pm 5\text{kN}$	—	1,5kHz	6,5 kg	uz general
9281B platformă	$\pm 10\text{kN}$	$\pm 10\text{kN}$	$-10 \dots +20\text{kN}$	—	800Hz	90 kg	biomecanică

I.3.5.3 Aplicații din domeniul roboticii

Roboții industriali reprezintă actualmente componenta de flexibilitate maximă necesară unor tehnologii flexibile. Traductoarele de forță utilizate în construcția acestora sunt necesare pentru soluționarea următoarelor probleme [M3]:

- securitatea robotului sau a mediului de lucru (sesizarea existenței pieselor sau detectarea unui efort mare, care să implice întreruperea secvenței de lucru);
- necesitatea unor informații suplimentare față de cele furnizate de alte traductoare, pentru execuția corectă și precisă a sarcinii robotului (proces de asamblare în care traductoarele de proximitate și cele video nu furnizează informații suficient de precise despre poziția relativă a pieselor de asamblat);
- îndeplinirea unor sarcini de către robot care presupun controlul permanent al forțelor exercitate asupra efectorului (polizarea mecanică în timpul căreia trebuie

să fie urmărit un contur insuficient cunoscut, aplicându-se o forță normală constantă pentru a asigura calitatea suprafeței).

- instruirea roboților, în care se combină acțiunea operator uman-sistem de calcul.

Traductoarele de forță pot fi plasate în cuplele cinematice conducătoare, în flanșa de legătură dintre dispozitivul de ghidare și cel de prehensiune, în echipamentele periferice. Precizia măsurării crește pe măsură ce traductorul este mai aproape de “obiectul” asupra căruia acționează torsorul forță-moment.

În [F2] se prezintă o clasificare a forțelor sesizate într-un sistem robotizat: setul principal de forțe, forțe tactile, forțe de inerție. Între cele trei categorii de forțe există o puternică interacțiune și separarea lor constituie o problemă. Mai trebuie avută în vedere și greutatea, deoarece majoritatea operațiilor în care se măsoară forța sunt afectate de prezența ei. Capacitatea unei scheme de măsurare de a separa forța obiectiv al măsurării de celelalte forțe este unul din criteriile principale de selecție a traductoarelor de forță adecvate aplicației robotizate.

Cerințele generale față de un traductor de forță destinat roboților industriali sunt [F2]:

- capacitate de sesizare echilibrată, proprietăți relativ uniforme pentru toate componentele măsurate;
- minimizarea perturbațiilor introduse de forțele inerțiale și gravitaționale datorate structurii brațului;
- minimizarea timpului de procesare a semnalului de ieșire, în scopul unui feed-back rapid;
- minimizarea masei și a volumului traductorului;
- caracteristici dinamice și de sensibilitate adecvate, simultan cu suprasarcină suportată suficient de ridicată pentru a nu periclita nici traductorul nici sistemul;
- reducerea histerezei și a derivei punctului de zero, dar și obținerea unui prag de sensibilitate cât mai bun.

Toate cerințele enumerate sunt influențate de plasarea și raportul traductorului cu brațul, în timp ce doar ultimele două sunt influențate de tehnologia de realizare a traductorului [F2].

Câteva din soluțiile de traductoare de forță pentru șase componente, care funcționează în roboți de fabricație consacrată, sunt prezentate sumar în continuare. Cea mai mare pondere o au traductoarele tensorezistive [D8], [D9], [D25]. În fig. 1.32 este ilustrată varianta numită “cruce de Malta”, sau “brățară” (Stanford Univ. Lab., Philadelphia, SUA), cu 8 canale de măsurare (domeniu de măsurare: $F_x=F_y=F_z=0.5...300\text{ N}$, $M_x=M_y=M_z=0...20\text{ Nm}$) [S2].

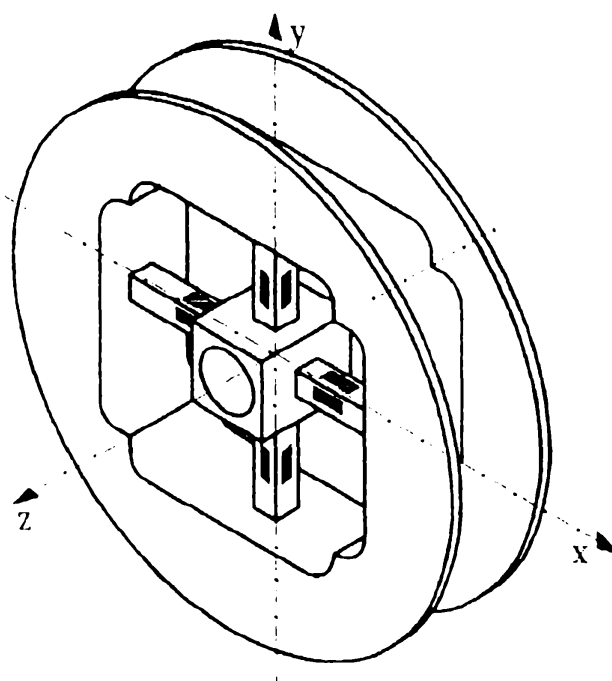


Figura 1.32 Traductor tensorezistiv de forță pentru 6 componente, tip “cruce de Malta”

Variante similare ca formă a structurii sesizoare și dispunere a timbrelor tensometrice sunt descrise în [L3], [R1], [B9], [C1], [D1], [N3], [R2], [D17].

Alte exemple de scheme principale pentru traductoare de forță ce măsoară toate cele 6 componente ale tursorului $\tau(\vec{F}, \vec{M})$ sunt redată în fig. 1.33 a...e. Structurile elastice sesizoare ale acestora au formă complexă de tip monobloc.

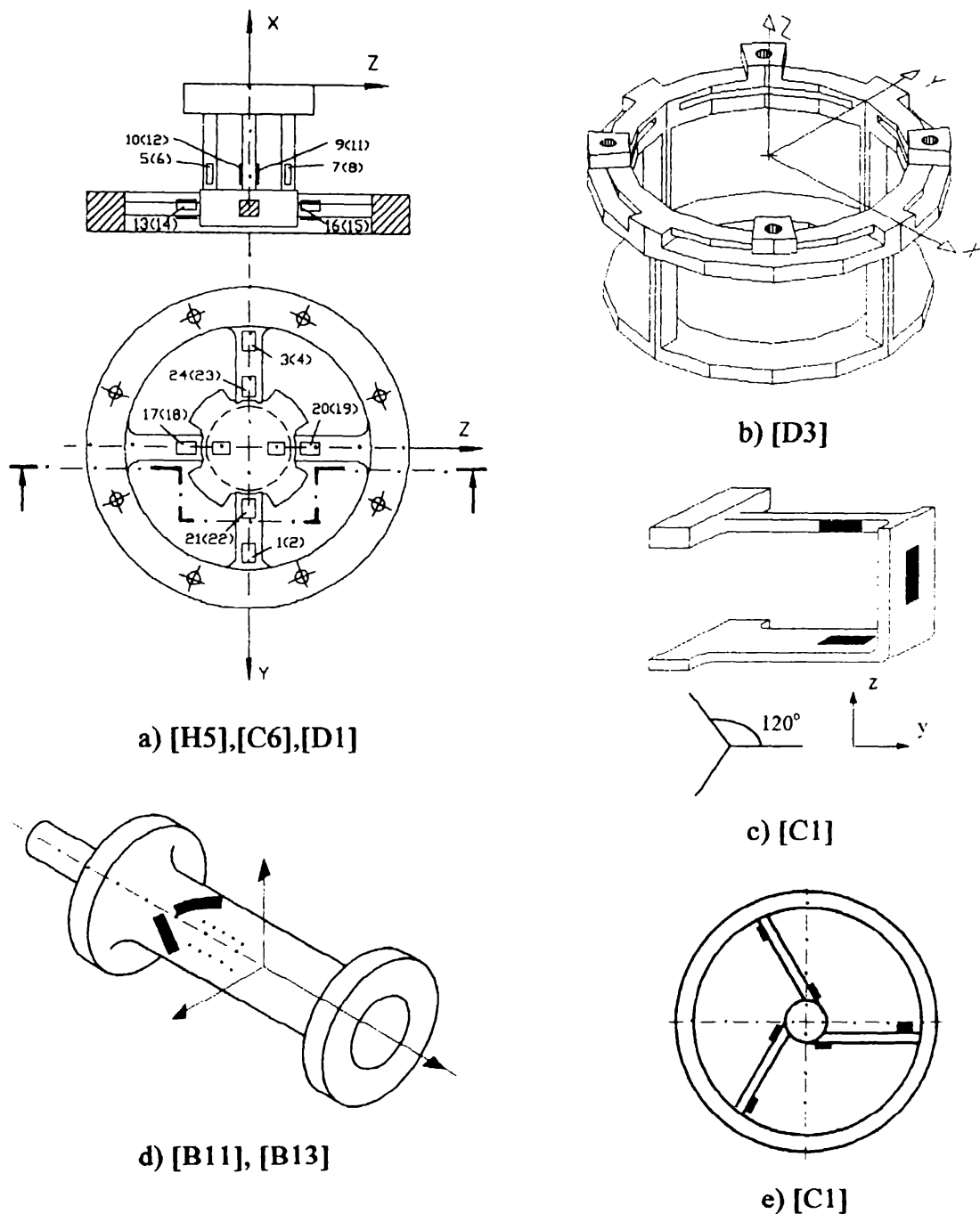


Figura 1.33 Scheme principale ale unor traductoare de forță tensorezistive pentru 6 componente, utilizate la roboții industriali de montaj

Dintre soluțiile de traductoare pentru 6 componente utilizate la roboții ce operează debavurări, este prezentată în fig. 1.34 o variantă tensorezistivă [S3].

Pentru operații de montaj foarte delicate, în [P8], [M3] este descris un

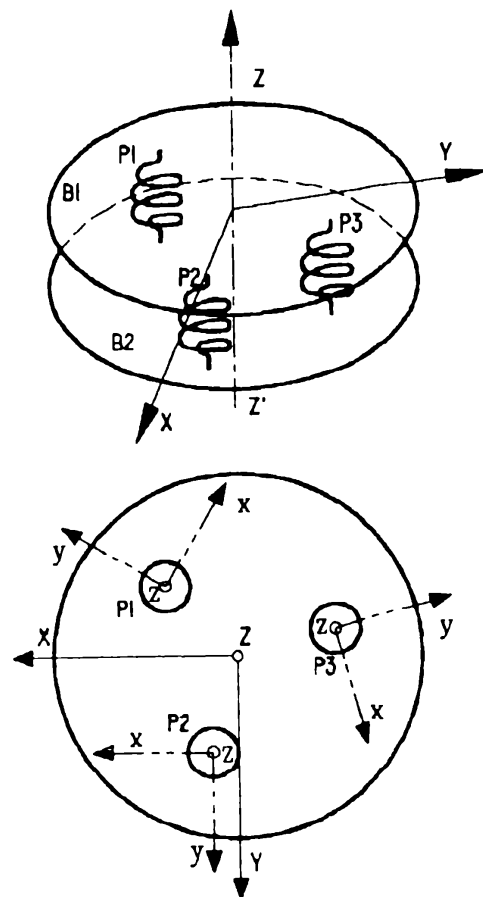
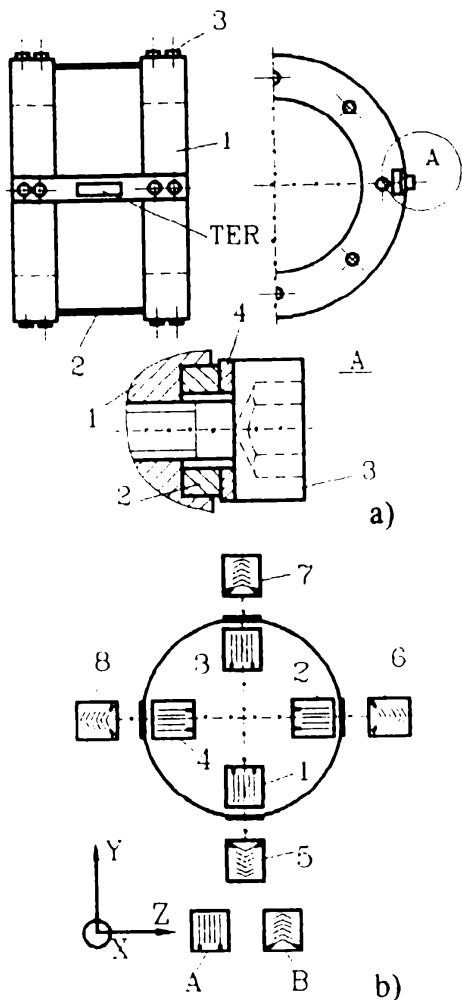


Figura 1.35 Traductor inductiv pentru 6 componente

Figura 1.34 a) Traductor tensorezistiv din dotarea roboților pentru debavurare (1- element rigid, 2 - element elastic, 3 - șurub 4 - inel distantier); b) Dispunerea TER pe structura elastică sesizoare

traductor inductiv de forță pentru 6 componente, incluzând o structură deformabilă și traductoare inductive de deplasare liniară (fig. 1.35) (domeniu de măsurare: pentru forțe- $\pm 20\text{N}$, pentru momente, depinde de montaj, rezoluție: 0.1N ,

liniaritate: 3% pentru deplasări neaxiale mai mici decât $\pm 0.3\text{ mm}$ și rotații mai mici decât $\pm 2^\circ$, construcție modulară compactizată, pentru a fi protejată împotriva șocurilor, frecvența de rezonanță 100Hz). Jocul între bobine și miez la traductoarele inductive este suficient pentru ca miezul să poată avea orice mișcări necesare măsurării.

Alte variante de traductoare de forță pentru 6 componente, destinate roboților

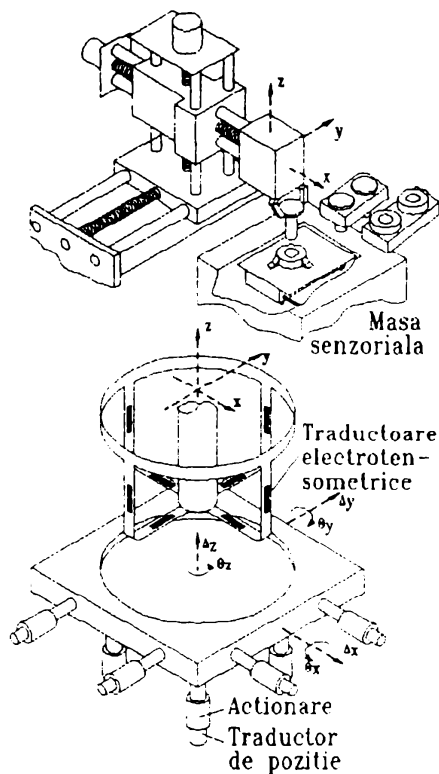


Figura 1.36 Masă de poziționare cu traductor de forță tensorezistiv

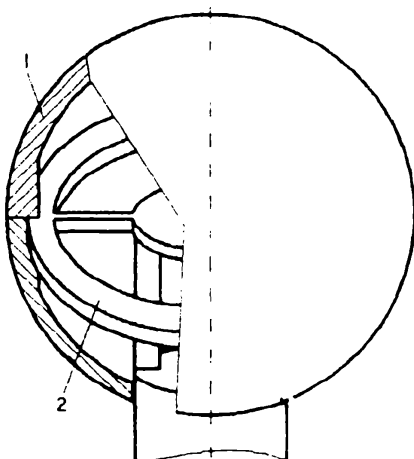


Figura 1.37 Traductor de forță utilizat în instruirea roboților

industriali sunt redată în [M7], [F2], [G3], [Z1].

Variantele prezentate anterior sunt montate toate în componenta mobilă a sistemului, adică în robot. În fig. 1.36 este redată configurația generală a unei mese de poziționare care înglobează un traductor de forță pentru 6 componente cu 8 canale de măsură și care conlucrează cu robotul în operațiile de montaj [K2], realizată de firma Hitachi (domeniu de măsurare: pentru forțe - 0...20 N, pentru momente - 0...0.1 Nm, prag de sensibilitate: pentru forțe - 0.02 N, pentru momente - 0.002 Nm).

Un traductor de forță pentru 6 componente utilizat în instruirea roboților, este redat în fig. 1.37. Bila senzorială poate fi montată pe pultul de comandă, sau atașată efectorului robotului [H4], [M3]. Dimensiunea carcasei din plastic (1) a fost stabilită astfel încât să poată fi manipulată ușor de către instructorul uman. Principiul de funcționare este tensorezistiv, structura sesizoare (2) având forma similară cu cea de la "crucea de Malta" (8 canale de măsură).

Există situații când sistemul robotizat nu necesită informații privind toate cele șase componente ale tursorului forță-moment.

Traductoare de forță pentru 3 sau 4 componente utilizate la roboții industriali sunt descrise în [B9], [M3], [M5], [S3].

I.4 METODE ACTUALE IN PROIECTAREA TRADUCTOARELOR DE FORTA

I.4.1. Clase de proiectare in domeniul tehnic

Proiectarea este o activitate complexă, de înaltă creativitate, implicând tehnici variate de rezolvare a problemelor, și multe tipuri de cunoștințe. Organizarea acestora reflectă structura sau funcționalitatea entității ce se proiectează. Literatura de specialitate delimitează trei clase de proiectare specifice domeniului tehnic [B7], [B8], [T1], în funcție de caracterul inovativ al activității (fig. 1.38).

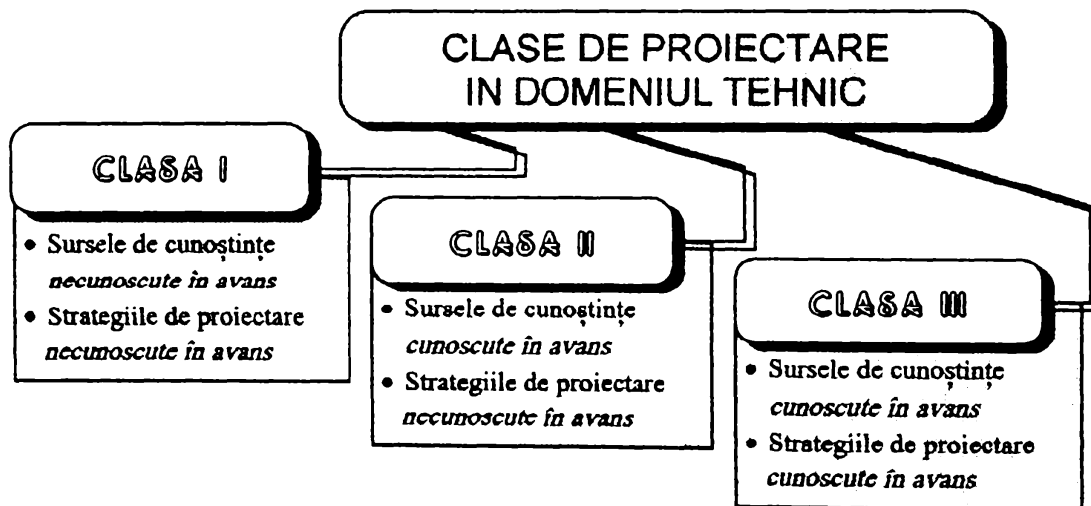


Figura 1.38 Clase de proiectare în domeniul tehnic

Activitatea de proiectare aparținând *clasei I conduce la invenții majore, la produse complet noi*. În esență, este intens creativă, dar are și consecințe organizatorice, determinând apariția unei noi companii, a unui nou departament, sau demararea unei extinse investiții de marketing. Pentru activitatea de proiectare de clasă I *nu se cunosc în avans nici sursele de cunoștințe, nici strategiile de soluționare a problemelor*. Proiectantul obișnuit, în industrie, va desfășura rar activități aparținând clasei I de proiectare.

Activitatea de *proiectare de clasă II* este mai apropiată de cea obișnuită, dar implică încă un caracter inovativ substanțial. În general, apare când în proiectarea de rutină se introduce o cerință nouă, care solicită utilizarea unor componente, tehnici sau tehnologii cu totul noi. Specific activității de proiectare de clasă II este faptul că *sursele de cunoștințe pot fi identificate în avans, nu însă și strategiile de rezolvare a problemei.*

În *proiectarea de clasă III*, se aleg din seturi anterior identificate, alternative de proiectare bine cunoscute și înțelese. Privind individual fiecare moment al activității de clasă III, alegerile, deciziile pot fi simple, dar aceasta nu înseamnă că procesul de proiectare în sine este simplu, sau că noile componente¹ proiectate vor fi simple. Caracteristicile proiectării de clasă III constau în *cunoașterea încă din faza inițială atât a surselor de cunoștințe, cât și a strategiilor de rezolvare a problemei de proiectare.* Proiectantul știe în fiecare moment care sunt opțiunile și în ce ordine să le selecteze. Puternice rațiuni economice justifică activitatea de proiectare de acest tip: crearea unor variante noi ale aceluiași produs de bază, adaptarea unor produse existente la cerințele specifice locului de instalare și funcționare, etc. Complexitatea unei sarcini de proiectare de clasă III este datorată nu numai varietății combinațiilor de restricții inițiale de proiectare, dar și numeroaselor componente și subcomponente, fiecare trebuind să satisfacă cerințele inițiale de proiectare, consecințele imediate ale acestora, consecințele altor decizii de proiectare precum și restricțiile variate pe care componenta însăși le va avea.

Cele mai multe activități de proiectare demarează în clasa III [B8]. Dacă în timpul acesteia toate alternativele de proiectare cad, orice variantă aleasă conducând la eșec, este foarte probabil ca proiectantul să treacă la o activitate de clasă II. Situația apare mai ales când proiectul este la granița dintre clase, sau când

¹ Noțiunea de "componentă" sau "subcomponentă" implică un constituent fizic sau conceptual al proiectului.

proiectantul este lipsit de experiență și nu a descoperit toate variantele posibile pentru a rămâne în sfera activității de clasă III. Experiența în proiectare are în acest caz un rol important, o componentă proiectată anterior de mai multe ori, în condiții apropiate, permițând identificarea mai ușoară a noii variante adecvate.

Se apreciază că facilitățile oferite de inteligența artificială, de automatele de proiectare sau de sistemele de proiectare asistată de calculator intervin mai puțin în activitățile de clasă I și II, în schimb, activitatea de clasă III poate beneficia și chiar beneficiază din plin de ele. Aceasta, prin specificul ei, este mai apropiată de rutină, incluzând chiar aspecte și etape de rutină, monotone. Eficiența activității proiectantului uman poate fi afectată. Un asistent în proiectare care să nu fie sensibil la monotonie și rutină este foarte util. Există de asemenea momente în care proiectantul trebuie să analizeze rapid și să evalueze o mare cantitate de date. Calculatorul poate avea rolul asistentului insensibil la aspecte psihologice, capabil să analizeze și să evalueze corect și în timp scurt date numeroase și neomogene. Un pachet soft destinat proiectării asistate de calculator în profilul respectiv abilitază calculatorul să îndeplinească această funcție.

Realizarea proiectului de clasă III demarează prin *stabilirea cerințelor de proiectare*, a atributelor noii entități proiectate, a performanțelor ei tehnice, economice, a restricțiilor impuse, a condițiilor disponibile pentru realizarea proiectului și a timpului afectat rezolvării problemei (fig. 1.39). Este elaborată o schiță de proiect, un *proiect brut*, care are ca scop limitarea spațiului de căutare a soluțiilor, odată cu stabilirea caracteristicilor globale, precum și adoptarea independentă a unora dintre atributele proiectului, care ar putea stopa evoluția acestuia printr-o dependență bilaterală de tip $A \Leftrightarrow B$.

Faza cea mai complexă este cea de *proiectare propriu-zisă*. Un anumit specialist, de pe o anumită treaptă ierarhică, primește o specificație de proiectare, care include anumite cerințe și constrângeri de la un proiectant situat pe un nivel

superior. O dată îndeplinită sarcina proprie, proiectantul în cauză se adresează altor proiectanți, care îi succed ierarhic, pentru detalierea substructurilor. Dacă mai multe substructuri sunt independente, ele pot fi proiectate în paralel.

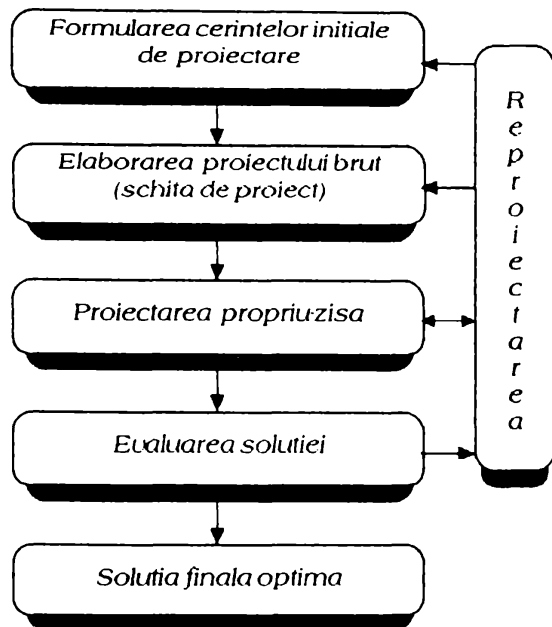


Figura 1.39 Fazele procesului de proiectare

La apariția unor eșecuri în timpul activității de proiectare, se declanșează *reproiectarea* fazei respective sau a uneia din fazele anterioare. Sistemul tinde să manipuleze fiecare rată chiar în punctul și momentul apariției ei, și să o înlătore, înainte de a admite eșecul total și de a transmite informația superiorului.

Principala cale de comunicare în sistemul de proiectare este trecerea informației și a controlului prin intermediul conexiunilor ce definesc

ierarhia. Informația circulă sub formă de mesaje, care pot solicita acțiunea, raporta eșecul, cere asistență, sugera soluții. Mesajele sunt orientate pe proiect.

Prin specificul lor, traductoarele de forță sunt produse de graniță, îmbinând componente mecanice, electrice, electronice, etc. O bună parte din proiectele de traductoare de forță aparțin clasei III de proiectare. Proiectarea unor traductoare specifice, în care apar cerințe deosebite, noi, poate conduce la o activitate de proiectare de clasă II. În cazul utilizării unor principii de măsurare noi, a realizării unor soluții cu caracter de noutate absolută, se poate vorbi de un proiect de clasă I. Și în proiectarea traductoarelor de forță, calculatorul poate avea un rol deosebit de important în proiectarea de clasă III, precum și în acele faze ale proiectelor de clasă II și I care sunt compatibile cu automatizarea proiectării, care implică consultarea unor surse de date, urmate de sortarea și/sau selectarea unor variante optime.

I.4.2. Dimensionarea traductoarelor tensorezistive

I.4.2.1. Sinteza formei structurii elastice sesizoare

Proiectarea traductoarelor de forță de tip tensorezistiv include determinarea formei structurii elastice sesizoare, urmată de calcule privind rezistența mecanică a acesteia. Structura elastică sesizoare prezintă o configurație adaptată la cerințele măsurării. Este esențial numărul, tipul și domeniul de variație al componentelor care se măsoară. Se urmărește obținerea în zonele de măsurare-de plasare a timbrelor tensometrice- a unor deformații specifice mari. Factorii tehnici care influențează forma structurii elastice sesizoare sunt prezentați în fig. 1.40.

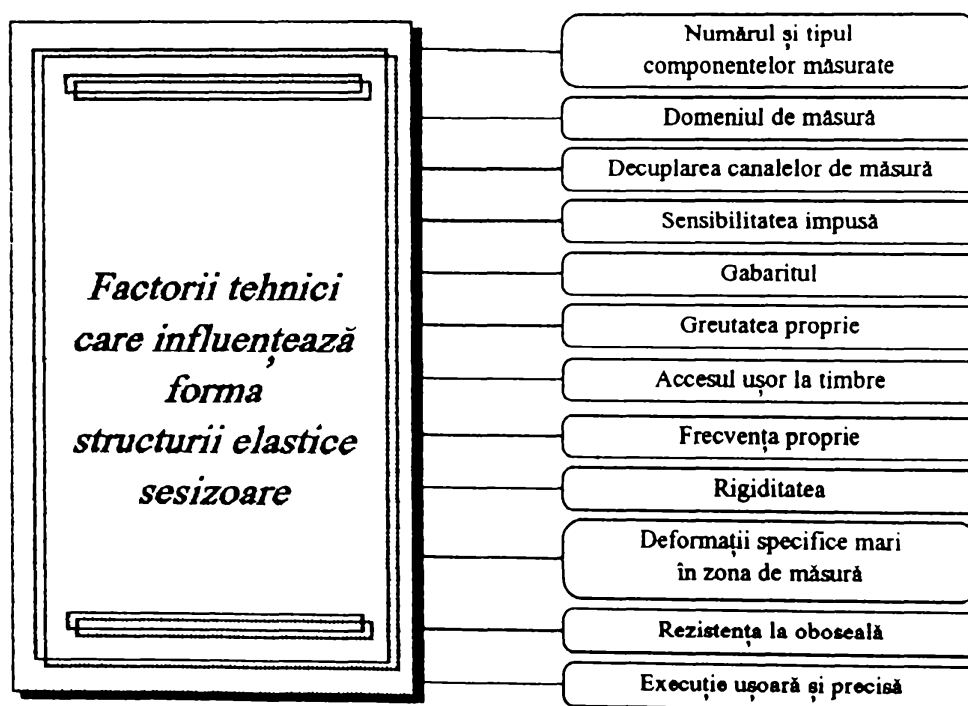


Figura 1.40 Factorii tehnici care influențează forma structurii elastice sesizoare

Geometria structurii are efecte asupra majorității caracteristicilor traductorului: sarcină nominală, sensibilitate, histereză, etc. În funcție de numărul și tipul componentelor de măsurat, se pot adopta forme simple sau complexe, în corelație cu tipul solicitării mecanice aflate la baza efectului sesizor: încovoiere,

forfecare, torsiune, întindere-compresiune.

La măsurarea unei singure componente a tursorului forță-moment, forma structurii elastice sesizoare este în general simplă¹ (bară dreaptă, inel, etc.) (fig. 1.23), complexitatea măsurării datorindu-se corectei separări a componenteii în cauză, adică selectivității în prelevarea semnalului mecanic.

Structurile de formă complexă, destinate măsurării mai multor componente ale tursorului, pot fi de tip monobloc sau de tip articulată. Cele de tip monobloc se bazează pe determinarea deformațiilor specifice la încovoiere [M3], [C6], [C8], [D3], [D28], [D29], torsiune [M5], forfecare [Q1], întindere-compresiune [B9], [C8] (vezi și §1.3.5.4). Forma lor se obține prin prelucrări mecanice complexe asupra unui semifabricat masiv [H5], [D3] (fig. 1.33), sau prin îmbinarea rigidă a unor elemente elastice cu forme mai simple (fig. 1.34) [C8], [B9]. Precizia de execuție are o influență esențială asupra comportării structurii elastice. Existența unor simetrii este foarte favorabilă, acestea permițând compensarea unor imperfecțiuni de execuție și montaj, și diminuarea influenței unor eventuale variații ale poziției punctului de aplicație al forței măsurate asupra semnalului de ieșire al traductorului. Pentru sesizarea tuturor celor 6 componente ale tursorului $\tau(\vec{F}, \vec{M})$, formele geometrice ale structurilor sesizoare sunt complexe, chiar complicate. Majoritatea prezintă dezavantajul neomogenității sensibilității în raport cu cele 6 componente și existența cuplării între canalele de măsurare. La structurile de formă complexă apar zone de concentratori de tensiune, care pot mări histereza mecanică. Astfel de structuri sesizoare nu necesită însă reglaje inițiale, nu prezintă jocuri și nici frecări.

Structurile sesizoare articulate au la bază determinarea deformațiilor specifice ale elementelor componente sollicitate axial la întindere-compresiune [D1] și conțin o rețea 3D de bare articulate.

¹ Se poate vorbi despre un "element elastic"

I.4.2.2. Calculele de rezistență mecanică

Analiza stării de solicitare permite determinarea formei și dimensiunilor optime ale structurii elastice. Calculul de rezistență este un calcul de verificare: pentru o solicitare dată, se determină valorile deplasărilor, tensiunilor, frecvențelor vibrațiilor proprii. Nu de fiecare dată soluția de modificare a formei structurii elastice este unică și nici ușor de precizat. Este necesară elaborarea unui model de calcul, dependent de metoda de calcul folosită. Corectitudinea modelului și alegerea adecvată a metodei de calcul sunt condiții obligatorii pentru obținerea unor rezultate credibile și utile. Metodele de calcul pot fi analitice sau numerice, exacte sau aproximative [C8], [15]. Pentru structurile sesizoare de formă simplă, se preferă utilizarea relațiilor analitice, în timp ce, pentru cele cu formă complexă, relațiile analitice sunt dificil de utilizat, sau chiar imposibil. Metodele numerice se pretează foarte bine la modelarea pe calculator a studiului întreprins.

I.4.2.2.1. Metode analitice în calculele de rezistență mecanică

În tabelul I.V sunt prezentate relațiile analitice de calcul pentru diferite forme simple de elemente elastice [C8]. Solicitățile rămân în domeniul elastic, prin urmare este respectată legea lui Hooke ($\sigma = E \cdot \epsilon$, în care E este modulul de elasticitate longitudinal, ϵ deformația specifică longitudinală a materialului, iar σ tensiunea normală în secțiunea elementului solicitat). Sunt indicate relațiile de determinare a deformațiilor specifice longitudinale ϵ_1 și transversale ϵ_2 și a constantei elastice k . Structurile sesizoare de formă complexă conduc la relații analitice de complexitate ridicată, a căror rezolvare nu este totdeauna posibilă prin metode exacte.

În numeroase cazuri, torsorul de măsurat diferă de cel raportat la sistemul de coordonate atașat traductorului [D1], [S6]. Aspectul menționat este frecvent la acei roboți industriali, la care traductorul de forță este montat între brațul robotului și organul efector, solicitările propagându-se prin intermediul încastrărilor organ

efector - traductor și traductor - braț (fig. 1.41).

Tabelul I.V

Solicitarea	Amplasarea TER pe elementul elastic	Deformatia specifica
Intindere-compresiune		$\varepsilon_1 = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{N}{EA}$ $\varepsilon_2 = \frac{\Delta D}{D} = -\nu \varepsilon_1$ $k = \frac{EA}{l_0}$
Incovoiere		$\varepsilon_1 = \frac{6Px}{Ebh^2}$ $\varepsilon_2 = -\nu \varepsilon_1$ $k = \frac{Ebh^3}{4l^3}$
Torsiune		$\varepsilon_{45^\circ} = \frac{8M_t D}{\pi G(D^4 - d^4)}$ <p>unde:</p> $G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$ $k = \frac{\pi G(D^4 - d^4)}{32l}$

Intre cele două expresii ale torsorului, $\tau_e(\vec{F}, \vec{M})$, raportat la traductor, și cel a cărui măsurare se dorește, $\tau_i(\vec{F}_i, \vec{M}_i)$, există relația matricială (1.20), unde x, y, z sunt componentele vectorului $O_e O_i$, iar $[R]_{3 \times 3}$ este matricea care definește rotația sistemului $O_i X_i Y_i Z_i$ față de sistemul $O_e X_e Y_e Z_e$:

$$\tau_e = \begin{bmatrix} [R] & \begin{matrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{matrix} \\ \hline \begin{matrix} 0 & z & -y \\ -z & 0 & x \\ y & -x & 0 \end{matrix} & [R] \end{bmatrix} \cdot \tau_i \quad (1.20)$$

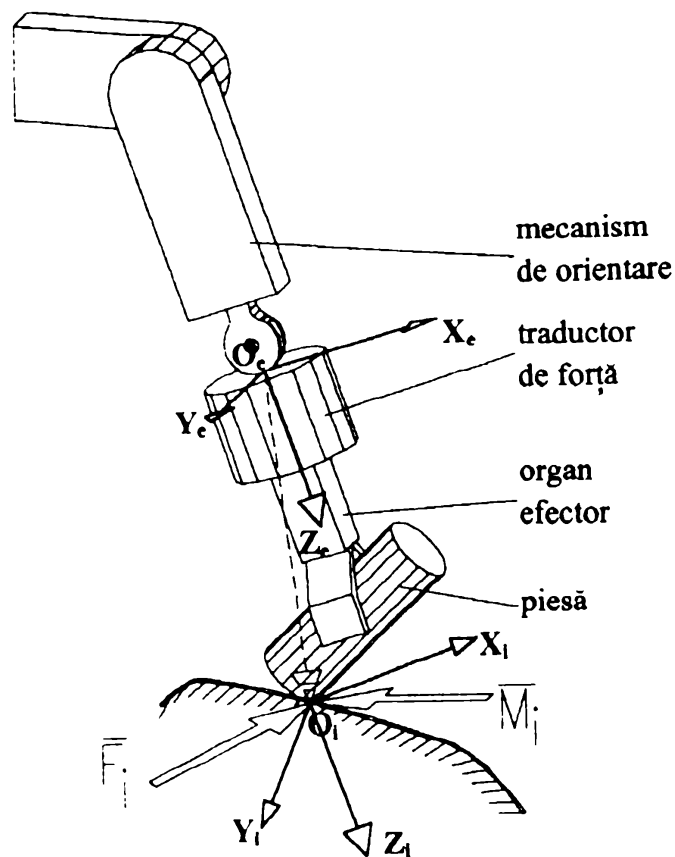


Figura 1.41 Sistem de coordonate atașat traductorului

Relația dintre deformațiile elementelor elastice ale structurii sesizoare și componentele torsorului ce se măsoară, $\tau = \{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z\}^T$ poate fi definită matricial sub forma [B9], [B11], [B12], [B13], [D3], [D1], [R1], [R2], [S6]:

$$[\epsilon] = [C] \cdot \tau \quad (1.21)$$

Matricea coloană $[\epsilon] = [\epsilon_1, \epsilon_2, \dots, \epsilon_n]^T$ include deformațiile în toate secțiunile de măsurare de pe canalele corespunzătoare. Numărul acestora, n , este dependent de numărul componentelor torsorului care fac obiectul măsurării precum și de forma structurii sesizoare. $[C]$ este matricea de cuplare, definită în §1.2.2.1.

Scopul măsurării îl constituie determinarea componentelor torsorului de măsurat, prin urmare relația (1.21) este utilă dimensionării structurii, în timp ce, pentru prelucrarea rezultatelor în sistemul tehnic, este adecvată relația:

$$\tau = [C]^{-1} \cdot [\epsilon] \quad (1.22)$$

unde $[C]^{-1} = [D]$ este matricea de decuplare, definită în §1.2.2.1, astfel că $[D] \cdot [C] = [I]$. Determinarea algebrică a acesteia este adesea dificilă.

La structurile complexe monobloc, se folosesc metodele de calcul a deplasărilor și deformațiilor pentru structuri static determinate sau nedeterminate, după caz. Se exemplifică pentru traductorul de tip "cruce de Malta", din fig. 1.42 [D1]. Structura elastică este constituită din bare încastrate la ambele capete. Modul de amplasare al timbrelor tensometrice pe suprafața acesteia și conectarea lor în cele 8 puncte de măsurare permit luarea în considerare numai a solicitărilor la încovoiere, efectele celorlalte tipuri de solicitări compensându-se.

Considerând că asupra structurii acționează numai componenta F_z , aceasta va determina încovoierea celor 4 bare de măsurare, fiind sesizată de perechile de timbre 2, 4, 6 și 8. Datorită simetriei geometrice a structurii, fiecare bară va suporta o solicitare $P_z = F_z/4$. Bara de măsurare deformată este reprezentată în fig. 1.43. Din integrarea ecuației diferențiale pentru fibra medie deformată:

$$\frac{d^2 v}{dx^2} \approx -\frac{M_i}{E \cdot I} \quad (1.23)$$

și considerarea condițiilor de legătură (deplasări liniare și unghiulare nule în încastrări), se obțin forțele tăietoare și momentele de încovoiere:

$$T_1 = T_2 = P_z = \frac{12 \cdot E \cdot I_y}{l^3} v_2 \quad (1.24)$$

$$M_1 = M_2 = \frac{6 \cdot E \cdot I_y}{l^3} v_2 = P_z \cdot \frac{l}{2} \quad (1.25)$$

În fig. 1.43 sunt trasate și diagramele de eforturi corespunzând relațiilor (1.24), (1.25). Valoarea maximă a momentului încovoiator în barele de măsurare apare în încastrări; o plasare optimă a timbrelor tensometrice va fi deci, cât

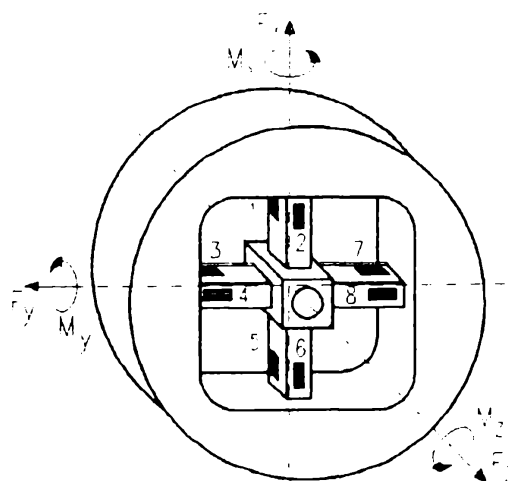


Figura 1.42 Traductor de forță tensorezistiv tip "cruce de Malta"

mai aproape de încăstrări. Fie "a" distanța din centrul timbrului până la încăstrare, pentru care momentul încovoietor este:

$$M_{Fz} = \frac{\frac{l}{2} - a}{\frac{l}{2}} \cdot \frac{P_z \cdot l}{2} \quad (1.26)$$

Alungirea $\varepsilon_{Fz} = \Delta l/l$ a barei de măsurare este dată de relația:

$$\varepsilon_{Fz} = \frac{M_{Fz}}{E \cdot W_y} = \frac{(\frac{l}{2} - a) \cdot \frac{F_z}{4}}{E \cdot \frac{b_1^2 \cdot b_2}{6}} \quad (1.27)$$

unde W_y este modulul de rezistență la încovoiere, iar b_1 și b_2 sunt dimensiunile secțiunii transversale a barei de măsurare.

În mod similar, se pot determina pe cale analitică expresiile pentru deformațiile din bare, la solicitarea succesivă cu componentele F_x, F_y, M_x, M_y, M_z ale torsorului de măsurat, care permit construcția matricii de cuplare a structurii și implicit a celei de decuplare, pe baza relației (1.7). Considerând numai deformațiile determinate de încovoierea barelor de măsurare, configurația acestora din urmă este:

$$[D] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{13} & 0 & 0 & 0 & d_{17} & 0 \\ d_{21} & 0 & 0 & 0 & d_{25} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & d_{32} & 0 & d_{34} & 0 & d_{36} & 0 & d_{38} \\ 0 & 0 & 0 & d_{44} & 0 & 0 & 0 & d_{48} \\ 0 & d_{52} & 0 & 0 & 0 & d_{56} & 0 & 0 \\ d_{61} & 0 & d_{63} & 0 & d_{65} & 0 & d_{67} & 0 \end{bmatrix} \quad (1.28)$$

Dacă structura elastică este ideală, adică perfect simetrică din punct de vedere geometric și al dispunerii timbrilor, există următoarele egalități de coeficienți:

$$d_{11} = d_{17} = d_{21} = d_{25}, \quad d_{32} = d_{34} = d_{36} = d_{38}, \quad d_{44} = d_{48}, \quad d_{52} = d_{56}, \quad d_{61} = d_{63} = d_{65} = d_{67}.$$

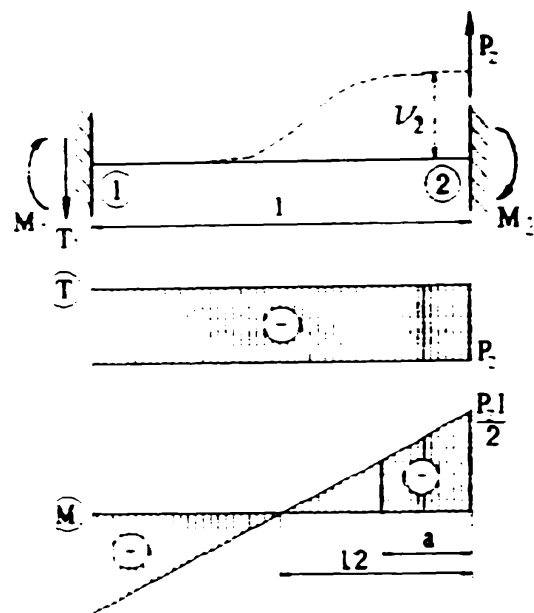


Figura 1.43 Deformația în barele 2,4,6,8 și diagramele de eforturi la solicitarea cu F_z

În cazul structurilor articulate, rezolvarea analitică a relațiilor privind deformarea structurii este facilitată de aspectul lor liniar, conferit de prezența în barele de măsurare doar a forțelor axiale. Calculul acestor forțe respectă metodologia obișnuită din calculul static al structurilor mecanice [B10].

În [S6], [U2] este sintetizată problematica proiectării optimale a structurilor sesizoare ale traductoarelor de forță tensorezistive pentru mai multe componente, apreciindu-se că principalii parametri de proiectare sunt precizia conversiei forță-deformație elastică, rigiditatea cât mai ridicată a structurii, gabaritul și greutatea acesteia. Este elaborat un model principial general al structurilor sesizoare, atât sub aspect geometric (fig. 1.44) cât și analitic, dezvoltându-se modelele pentru structuri monobloc, bazate pe măsurarea deformației la încovoiere. Modelul conține un corp rigid și un set de elemente elastice conectate mecanic în paralel. Sunt evidențiate câteva mărimi algebrico-analitice utile în evaluarea calității proiectului pe parcursul dezvoltării sale. Considerând matricea de cuplare a traductorului ca fiind matricea [C] din relația (1.21),

în lucrările menționate este definită “matricea de cuplare normalizată”:

$$[\bar{C}_s] = N_{es}^{-1} \cdot [C] \cdot N_{\varphi s} \quad (1.29)$$

$N_{es} = \text{diag}\{\varepsilon_{1m}, \varepsilon_{2m}, \dots, \varepsilon_{nm}\}$ reprezintă matricea diagonală a deformațiilor relative maxime pe cele n canale de măsurare ale traductorului, iar $N_{\varphi s} = \text{diag}\{F_{xm}, F_{ym}, F_{zm}, M_{xm}, M_{ym}, M_{zm}\}$ matricea diagonală a valorilor nominale ale fiecărei componente ce se măsoară. Se subliniază

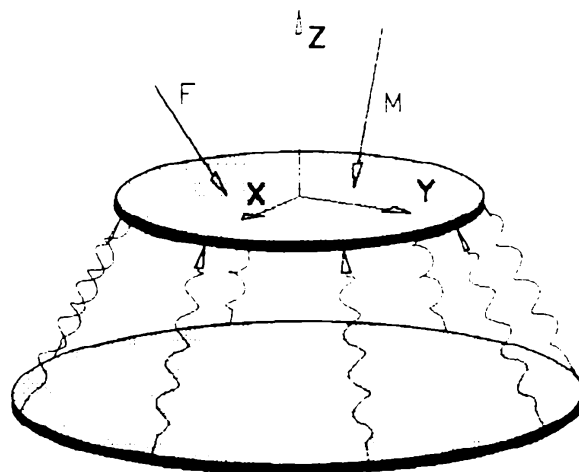


Figura 1.44. Model generalizat pentru structuri sesizoare complexe ale unor traductoare de forță tensorezistive pentru mai multe componente

semnificația și utilitatea numărului de condiționare $\text{Cond}([\bar{C}_s])$, al celei mai mici

valori singulare σ_{\min} și al celei mai mari valori singulare σ_{\max} ale matricii de cuplare normalizate ca și parametri de calitate ai proiectului, în mod deosebit în ce privește stabilitatea la perturbații.

1.4.2.2.2. Metoda elementului finit

Conceptul de bază al *metodei elementului finit* constă în modelarea structurii reale continue printr-o structură discretă, având ca unitate "*elementul finit*" [C8], [C7], [G2], [L3], [P1]. Acesta are o formă geometrică simplă, se conectează cu elementele învecinate în noduri și este considerat continuu în cuprinsul său. Analiza structurii complexe este redusă la studiul elementelor componente obținute prin discretizarea sa. Forma și numărul elementelor finite din componența unei structuri, numărul nodurilor de conectare și natura legăturilor trebuie să fie stabilite de așa manieră, încât să asigure o reconstituire fidelă a structurii studiate. Modelul discret al structurii astfel rezultat nu este unic. Criteriile de clasificare și tipurile de elemente finite sunt prezentate în [D10]. Operația de asamblare are ca rezultat matematic un sistem de ecuații algebrice.

Rezolvarea efectivă poate fi direcționată în conformitate cu *metoda deplasărilor*, caz în care caracteristicile globale ale elementelor finite vor fi rigiditățile lor, sintetizate matricial în matricea de rigiditate, sau în conformitate cu *metoda eforturilor*, în care caracteristicile globale ale elementelor finite sunt flexibilitățile, grupate în matricea de flexibilitate. Se utilizează cu preponderență prima metodă, fiind mai ușor modelabilă pe calculator, mai ușor de intuit.

Aplicarea metodei elementului finit în analiza stării de eforturi și deformații a unei structuri elastice implică parcurgerea etapelor prezentate în fig. 1.45.

În modelarea structurii elastice sesizoare a unui traductor de forță se folosesc frecvent elemente de tip bară (unidimensionale). Modelele discrete de acest tip prezintă particularități de calcul și facilități de manipulare remarcabile. Specialiștii

recomandă utilizarea exclusivă a metodei deplasărilor pentru calculul prin element finit a unor structuri de tip rețea de bare.

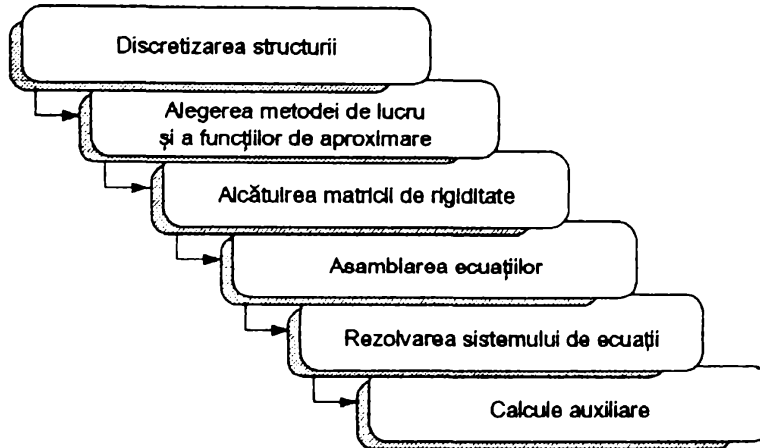


Figura 1.45. Etapele analizei structurilor elastice prin metoda elementului finit

Unui element finit "j" din structura discretizată i se atașează un sistem de coordonate local, iar structurii i se atașează sistemul de coordonate global. În secțiunea dreaptă ce separă două elemente finite de tip bară, forțele elastice se reduc la torsorul $\tau(\vec{F}, \vec{M})$. Caracteristicile secțiunii drepte sunt: aria, momentele de inerție, centrul de greutate, axele principale de inerție.

Pentru un element finit unidimensional, reperul local $Oxyz$ este definit astfel (fig. 1.46.):

- O și E sunt originea respectiv, extremitatea elementului finit și coincid cu centrele de greutate ale secțiunilor drepte;
- axa Ox coincide cu linia mediană a elementului finit, dirijată de la O spre E;
- Oy și Oz sunt axele principale de inerție ale secțiunii drepte ce conține originea;
- sistemul Oxyz formează un triedru drept.

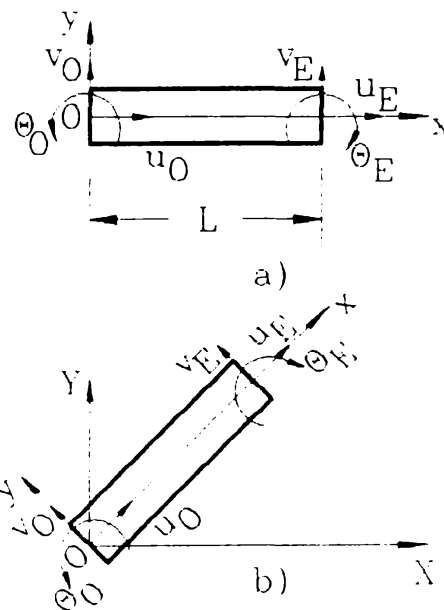


Figura 1.46 Element finit în sistemul de coordonate local și global

Deplasările nodale și forțele nodale, exprimate în sistemul global, sunt legate prin

relația [B4]:

$$[F] = [K] \cdot [\delta] \quad (1.30)$$

[K] e matricicea de rigiditate totală a structurii.

Relația între deplasările nodale [δ] exprimate în sistemul local și respectiv în cel global $[\bar{\delta}]$, cu [R] ca matrice de rotație, este:

$$[\delta] = [R] \cdot [\bar{\delta}] \quad (1.31)$$

Legătura dintre deplasările nodale ale elementelor $[\bar{\delta}]$, și deplasările nodurilor structurii, [q], ambele exprimate în sistemul global, este stabilită de relația:

$$[\bar{\delta}] = [\beta] \cdot [q] \quad (1.32)$$

[β] având semnificația de matrice de expansiune [B4]. Elementele sale sunt 0 pe fiecare linie, cu excepția unuia singur, care are valoare unitară, și care poziționează elementul matricii [δ] corespunzător elementului matricii [q].

Matricea de rigiditate a structurii se obține prin asamblarea matricilor de rigiditate ale elementelor finite și este dată de relația:

$$[K] = \sum [\beta]^T [R]^T [k] [R] [\beta] \quad (1.33)$$

unde [k] este matricea de rigiditate a unui element finit. Cu matricea de rigiditate a structurii astfel determinată, se formează sistemele de ecuații (1.30) din care se determină deplasările nodale și forțele nodale.

Metoda elementului finit a devenit mult mai accesibilă în analiza structurilor elastice în urma modelării ei pe calculator. La ora actuală există numeroase pachete soft destinate analizei prin metoda elementului finit, utilizabile fie independent, fie în corelație cu un pachet soft pentru CAD. Aplicații de acest tip sunt prezentate în [D10], [D17], [D19].

I.4.3. Dimensionarea traductoarelor inductive

Pornind de la schema-bloc a unui traductor inductiv de forță, redată în fig. 1.6, se pot contura în proiectarea acestuia următoarele etape: proiectarea elementului sesizor, urmată de cea a elementelor din componența unui traductor inductiv pentru deplasări mici.

În funcție de tipul și numărul componentelor măsurate, elementul sesizor al unui traductor inductiv de forță poate avea formă simplă sau complexă. La determinarea unei singure componente, se delimitează forme "clasice", cum ar fi: tip arbore, în cazul măsurării unui moment de torsiune (fig. 1.28,) [G4],[*3], tip arc elicoidal de compresiune sau membrană, la măsurarea unei forțe axiale [D24], [D26]. Pentru determinarea a 3 componente, sunt cunoscute soluții cu element sesizor de tip tub gofrat [D26], sau de formă complexă, ca în cazul dispozitivelor de complianță ale roboților industriali de montaj [D26] și al capului de măsurare activă al dispozitivului de măsurat în coordonate.

Algoritmii de *proiectare ai elementului sesizor de tip arbore, arc elicoidal de compresiune, membrană, tub gofrat* sunt cei clasici din organologia mecanică [B2], [C4], [D2], [D27], [H5].

Structurile elastice complexe, realizate în general din componente diferite ca material și flexibilitate, pot fi studiate prin metoda elementului finit [D27], [S1], prezentată în §1.4.2.2.2. Algoritmii de proiectare implică adoptarea unei configurații geometrice inițiale și verificarea acesteia din punct de vedere al rezistenței mecanice, cu posibilitatea optimizării dimensionale a formei.

În *proiectarea traductorului inductiv pentru deplasări mici*, parametrii electrici de bază, inductanța L a unei bobine, rezistența ohmică a acesteia, factorul de cuplare k în cazul soluțiilor în montaj diferențial sau transformator, defazajul y trebuie să fie în corelație cu circuitul de măsurare al traductorului [N1], [I1]. Pentru

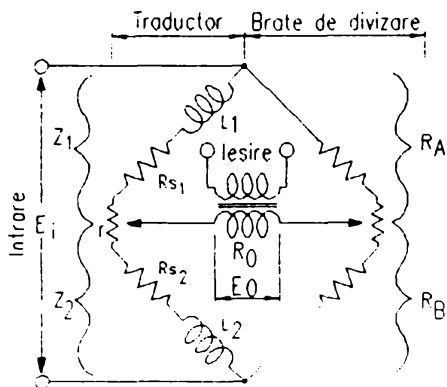


Figura 1.47 Punte de măsurare pentru un traductor inductiv

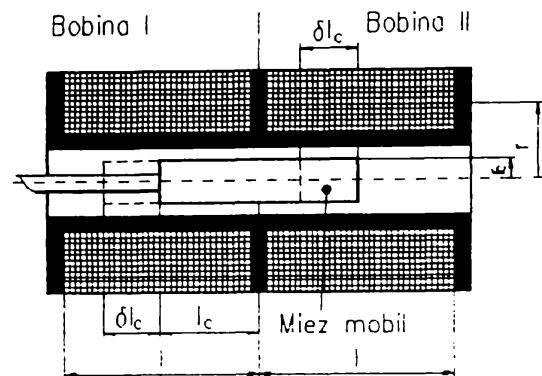


Figura 1.48 Traductor inductiv de deplasare cu bobină diferențială

măsurarea forței, se recomandă un circuit de măsurare în punte de curent alternativ (fig. 1.47). Este exemplificat calculul pentru un traductor inductiv cu miez mobil, în montaj diferențial, frecvent utilizat în măsurarea forței (fig. 1.48). Cele două bobine sunt echivalate fiecare cu câte o inductanță L_i , în serie cu o rezistență de pierderi R_{s_i} ($i=1,2$), legate în brațe adiacente ale punții. Puntea dispune de un potențiomtru pentru simetrizare. Condiția de echilibru complet, necesită ca:

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{R_{s1}}{R_{s2}} = \frac{R_A}{R_B} \quad (1.34)$$

Relația de echilibru este valabilă numai pentru frecvența fundamentală, deoarece rezistențele de pierderi R_{s1} , R_{s2} depind de frecvență. Pentru a evita supraîncărcarea amplificatorului, se impun lucrul la curenți mici și o redusă generare de armonici. La ieșirea punții se consideră conectată o rezistență R_0 de valoare foarte mare ($R_0 \rightarrow \infty$). Pentru proiectarea optimă a traductorului inductiv e necesar ca:

$$\omega^2 L^2 = R_s (R_s + R + 2R_0) \quad (1.35)$$

$$R_s = R_0 - \frac{1}{2}R$$

unde L și R_s sunt inductanța și respectiv rezistența ohmică a unei bobine în starea inițială (în poziția de repaus a miezului), cu $L=L_1=L_2$, $R_s=R_{s1}=R_{s2}$. S-a introdus expresia factorului de calitate $Q=\omega L/R_s$ al unei bobine din traductor, care se recomandă să fie de valoare ridicată. Valorile $Q \leq 1$ nu sunt adecvate.

Relațiile (1.35) sintetizează algoritmul de proiectare optimală. Proiectarea uzuală determină caracteristicile bobinelor pe baza considerațiilor primare de tip gabarit, cursa miezului, etc. și apoi selectează parametrii punții încât să satisfacă ecuațiile (1.35). Privite din acest unghi, relațiile pentru parametrii R și R_0 ai punții sunt:

$$R = \frac{1}{2} \omega L Q \left(1 - \frac{3}{Q^2}\right), \quad R_0 = \frac{1}{4} \omega L Q \left(1 + \frac{1}{Q^2}\right) \quad (1.36)$$

Sensibilitatea traductorului este mai mare (cu până la 70%) dacă bobinarea celor două bobine se realizează astfel încât câmpurile lor să fie în opoziție.

Dacă miezul mobil este deplasat în interiorul montajului diferențial cu δl_c , va rezulta o variație relativă de inductanță în fiecare din cele două bobine I și II, $\delta L/L$ dependentă de deplasarea miezului, δl_c , de raportul dintre lungimea miezului dintr-o bobină, l_c și cea a bobinei, l , precum și de raportul dintre raza miezului mobil, r_c și raza medie a bobinajului, r :

$$\frac{\delta L}{L} = \frac{\delta l_c}{l_c} \frac{1}{1 + (l/l_c)(r/r_c)^2 [1/(\mu_m - 1)]}, \quad (1.37)$$

unde inductanța unei bobine de lungime finită l , în ipoteza unui câmp magnetic uniform distribuit în interiorul ei este:

$$L = \frac{4\pi^2 n^2}{l^2} [lr^2 + (\mu_m - 1)l_c r_c^2] \cdot 10^{-9} \quad (1.37')$$

μ_m fiind permeabilitatea magnetică efectivă a miezului, și n numărul de spire al unei bobine. Se observă proporționalitatea dintre variația relativă a inductanței și variația relativă a lungimii miezului corespunzătoare unei bobine, $\delta l_c/l_c$, printr-un factor subunitar. O sensibilitate cât mai mare a traductorului implică rapoarte l/l_c și r/r_c cât mai apropiate de o valoare unitară, iar pentru μ_m o valoare cât mai mare.

Pentru frecvența purtătoare a semnalului, se recomandă o valoare de aprox. 10 ori mai mare decât cea semnalului de forță. Valorile mai mici pot fi greu filtrate înainte de intrarea în amplificator, iar cele prea mari ridică probleme de adaptare a circuitelor. Uzual, frecvența purtătoare este cuprinsă în intervalul [1000...5000] Hz.

I.4.4. Dimensionarea traductoarelor piezoelectrice

Calculul traductoarelor piezoelectrice, care aparțin categoriei traductoarelor generatoare, include dimensionarea cristalului și stabilirea parametrilor pentru circuitul electric de măsurare [B6], [H2]. În cazul măsurării mai multor componente, se utilizează câte un cristal pentru fiecare componentă de măsurat.

Geometria elementului sesizor, cristalul piezoelectric, este adoptată din considerente privind structura materialului și disponibilitățile tehnologice de tăiere a acestuia. Formele frecvente sunt cele de placă plană subțire, de grosime uniformă, circulare, inelare sau dreptunghiulare (fig. 1.49), iar materialul cel mai des utilizat este cuarțul.

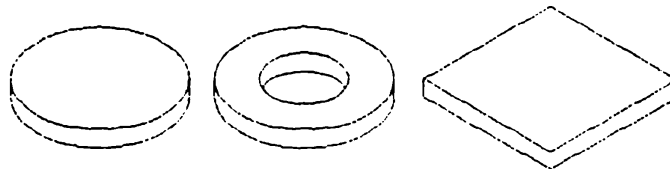


Figura 1.49 Forme geometrice ale elementelor sesizoare piezoelectrice

Grosimea plăcii se admite în general de 1 mm. Pentru alungirea specifică ϵ , în cazul unei solicitări axiale, se consideră ca adecvată o valoare de aprox. 1500 $\mu\text{m}/\text{m}$. Mărimea suprafeței necesare pentru a măsura o anumită forță este:

$$A = \frac{F}{\epsilon \cdot E} \quad (1.38)$$

unde A este aria plăcii, F forța axială, iar E modulul de elasticitate longitudinal. Pentru cuarț, $E=8.7 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$. F poate fi întreaga forță de măsurat sau numai o fracțiune din aceasta, în cazul montajului cu șunt [*1]. Se utilizează valori de 5...100 mm pentru latura sau diametrul plăcii piezoelectrice.

Cantitatea de electricitate acumulată pe fețele active ale unui cristal piezoelectric depinde direct proporțional de forța aplicată, printr-un factor de proporționalitate funcție de tipul și direcția solicitării. În cazul efectului longitudinal:

$$Q = d_{11}F \quad (1.39)$$

În cazul efectului transversal (fig. 1.50):

$$Q_y = -d_{11} F_y \frac{b}{a} \quad (1.40)$$

Pentru efectul de forfecare (fig. 1.51):

$$Q_y = 2d_{11} F \quad (1.41)$$

unde d_{11} este coeficientul piezoelectric pe direcție longitudinală pentru materialul cristalului (la cuarț 2.26 pC/N).

Placa piezoelectrică sesizoare se comportă ca un condensator plan (fig. 1.52), având capacitatea C_0 :

$$C_0 = \epsilon_0 \epsilon_r \frac{A}{d} \quad (1.42)$$

în care ϵ_0 este permitivitatea absolută a vidului, ϵ_r cea relativă a cristalului (4.5 pentru cuarț) iar d grosimea plăcii.

La conectarea într-un circuit de măsurare, în paralel cu capacitatea cristalului va apare și capacitatea de linie C_s a conductoarelor de legătură și a instrumentului de măsurare, în general mult

mai mare decât C_0 ($\approx 100 \times C_0$), care diminuează efectul sesizor util. Diferența de potențial dintre cele două fețe ale cristalului este:

$$U_0 = \frac{Q}{C} = \frac{dF}{C_0 + C_s} \quad (1.43)$$

Asigurarea unei precizii corespunzătoare prin controlul riguros al capacității de linie C_s , determină livrarea conductoarelor de legătură împreună cu traductorul piezoelectric, ca și componente ale acestuia. În același scop se folosește un amplificator integrator în circuitul de măsurare.

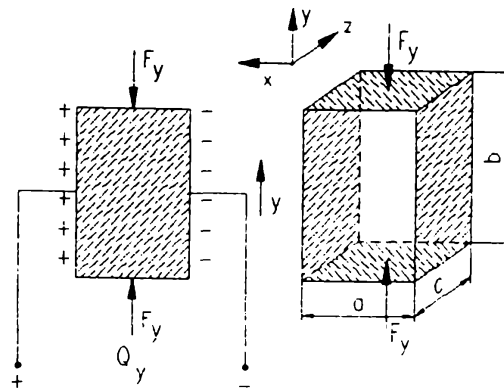


Figura 1.50. Principiul efectului piezoelectric transversal

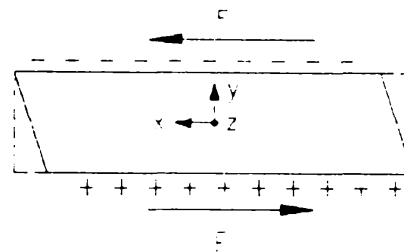


Figura 1.51 Principiul efectului piezoelectric de forfecare

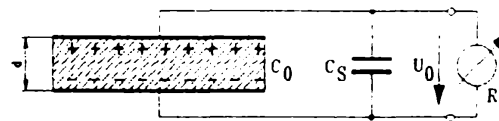


Figura 1.52 Schema electrică de principiu a unui traductor piezoelectric

Pentru a dispune de un timp de citire de cel puțin 1 s, se impune ca rezistența R_i a aparatului indicator să fie de ordinul $10^{11} \dots 10^{12} \Omega$, valoare care poate fi obținută numai prin mijloace de măsurare electronice și intercalând în circuitul de măsurare un amplificator cu impedanță de intrare foarte mare.

La măsurări în regim dinamic, este necesară cunoașterea frecvenței de rezonanță, dată de relația:

$$f_m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s}{m}} \quad (1.44)$$

unde s este rigiditatea cristalului piezoelectric, iar m masa părții mobile a traductorului. Domeniul de frecvență admis pentru măsurări dinamice va fi de maxim $(0.3 \dots 0.5)f_m$.

Pentru mărirea sensibilității, se pot folosi n cristale înseriate mecanic pe fiecare direcție de măsurare, dar cu diminuarea liniarității măsurării.

1.4.5. Dimensionarea traductoarelor magnetoelastice

În dimensionarea traductoarelor de forță magnetoelastice, se calculează parametrii geometrici, electrici și magnetici care asigură obținerea parametrilor funcționali urmăriți [D24], [O2]. Se exemplifică metodologia de proiectare pentru tipul “press-ductor”, la care parametrii geometrici specifici ai elementului sesizor sunt (fig. 1.53): aria secțiunii transversale (care constituie suprafața activă), înălțimea elementului, dimensiunile alezajelor și modul lor de dispunere. Se recomandă respectarea următoarelor restricții dimensionale:

$$D > 2d, \quad 2a \geq 3D, \quad h \geq 2a \quad (1.45)$$

Forma elementului sesizor se alege în funcție de tipul încărcării: varianta a) este preferată pentru sarcini distribuite, varianta b) pentru sarcini concentrate, iar c) pentru distribuții variabile de sarcină, pentru supraîncărcări frecvente și de valoare ridicată. Determinarea dimensională este precedată de alegerea materialului.

Aria secțiunii active se stabilește cu relația:

$$A_0 = \frac{F}{1.5\sigma_N} \quad (1.46)$$

F fiind forța nominală de măsurat, iar σ_N valoarea nominală a efortului adoptată în funcție de cea admisibilă pentru material.

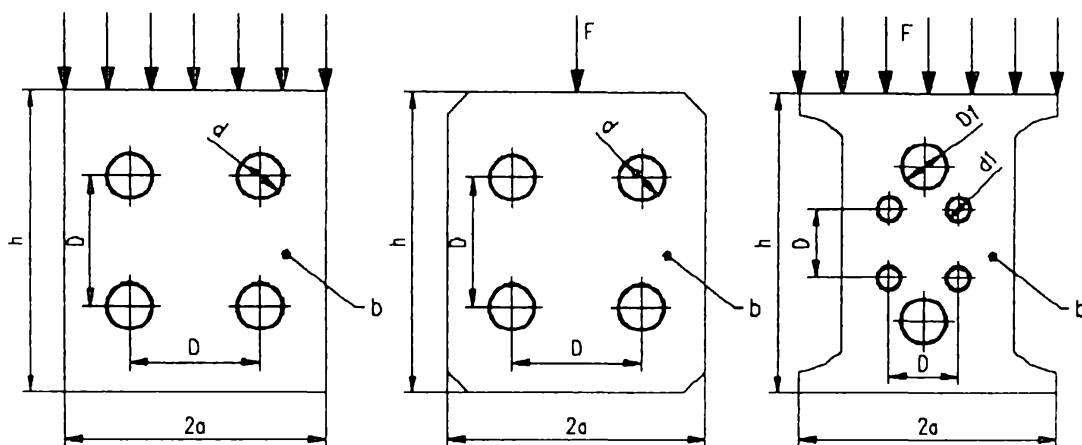


Figura 1.53. Forme geometrice pentru elementul sesizor al unui “press-ductor”
a) b) c)

Raza secțiunii pentru forme circulare ale acestuia, respectiv dimensiunea “a”

pentru forme dreptunghiulare sunt:

$$r = \sqrt{\frac{A_0}{\pi}}, \quad a = \frac{\sqrt{A_0}}{2} \quad (1.47)$$

Valoarea minimă a dimensiunii “b” se poate stabili din condițiile de stabilitate (flambaj) și restricțiile (1.45):

$$b_{\min} = \frac{h}{\pi} \sqrt{\frac{12\sigma_{\max}}{E}} \quad (1.48)$$

Calculul bobinelor din traductor se bazează pe similitudinea cu modele de referință de aceeași formă geometrică, coeficientul de similitudine fiind definit în funcție de diametrul alezajului la varianta calculată și respectiv la cea de referință:

$$k_s = d_x / d_r \quad (1.49)$$

Același coeficient leagă și solenaiile similare (de referință, respectiv calculată):

$$(Iw)_x = k_s (Iw)_r \quad (1.50)$$

Adoptând pentru densitatea de curent din înfășurări o valoare ridicată (10...12 A/mm²), deoarece răcirea este bună, iar pentru inducția câmpului magnetic o

valoare de 1.1...1.5 T, se pot determina curentul prin înfășurarea primară, numărul de spire al acesteia și tensiunea de alimentare:

$$U_1 = 5.65k_2w_1fA_1B_m \quad (1.51)$$

cu f și k_2 frecvența și respectiv coeficientul de formă al tensiunii de alimentare, iar

$A_1 = (\sqrt{2}D - d)b$, suprafața circuitului magnetic cuprinsă de prima înfășurare.

Tensiunea la ieșirea traductorului va fi:

$$U_2 = k_s(Iw)_x \gamma \cdot w_2 \quad (1.52)$$

w_2 este numărul de spire al înfășurării secundare, calculat din solenație, iar γ sensibilitatea, furnizată de obicei tabelar, în funcție de material.

I.4.6. Dimensionarea traductoarelor de forță cu coarda vibranta

Proiectarea traductoarelor de forță cu coardă vibrantă implică dimensionarea elementului sesizor-coarda- și determinarea parametrilor circuitelor electrice de excitație și de măsurare [H2], [I3], [K3].

Alegerea formei pentru coarda vibrantă (fig. 1.54) va fi în concordanță cu parametrii mecanici propuși: frecvență de lucru, spațiu disponibil, domeniu de măsurare. Forma corzii determină soluția de fixare a acesteia: cu șurub, cu pană, cu niplu, etc, prevenind încovoierea corzii în zona de fixare. Suprafața de îmbinare trebuie să fie suficient de mare pentru a evita strivirea. Coeficienții de dilatație liniari ai materialului corzii și ai materialelor din îmbinare trebuie să fie de valori apropiate. Modul de îmbinare trebuie să permită o bună centrare a corzii și distribuția uniformă a tensiunii. Soluții de fixare sunt prezentate în [O2].

Alegerea materialului pentru coarda vibrantă este determinată de condițiile de exploatare (mediu, temperatură, etc.). Se utilizează benzi sau fire din oțeluri, oțeluri aliate, bronz, bronz cu beriliu [O2].

Dimensiunile geometrice ale corzii se stabilesc pornind de la expresia

frecvenței vibrațiilor proprii ale acesteia în funcție de tensiunea în coardă [K3]:

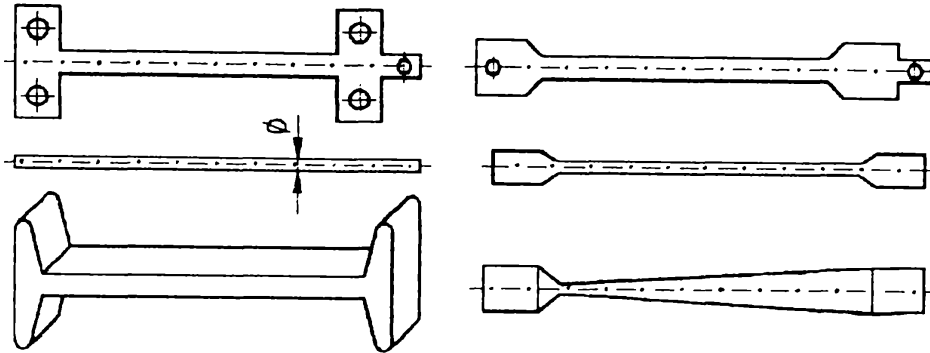


Figura 1.54 Forme constructive pentru coarda vibrantă

$$f = \frac{n}{2l} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho}} + \frac{n}{l^2} \sqrt{\frac{EH^2}{\rho}} + \frac{nEH^2}{2\sigma l^3} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho}} \left(4 + \frac{n^2\pi^2}{2}\right) \quad (1.53)$$

unde ρ este densitatea materialului, l lungimea corzii, σ tensiunea în coardă, E modulul de elasticitate, H raza de girație a corzii, n ordinul armonicii.

Calculul este specific teoriei elasticității și, în majoritatea cazurilor, se restrânge la primul termen din membrul drept al ecuației (1.53). Exprimând tensiunea în coardă în funcție de forța axială aplicată, se obține:

$$f_0^2 \approx k \frac{F}{A} \quad (1.54)$$

A fiind aria secțiunii transversale prin coardă, iar k coeficientul de proporționalitate.

Relația evidențiază dependența neliniară dintre frecvența fundamentală de rezonanță și forța măsurată, fapt ce impune o prelucrare adecvată a semnalului în circuitul de măsurare. Este observabil însă și un aspect favorabil: frecvența de rezonanță a corzii nu depinde de modul de excitație, nici de parametrii electrici ai măsurării, cum ar fi tensiune, curent, rezistență ohmică.

Tensiunea în coardă este limitată superior de σ_{adm} , iar inferior de condiția de menținere a stabilității.

Calculul circuitului de excitație depinde de modul de realizare a excitației: prin magnet permanent sau printr-un electromagnet. Calculele detaliate ale parametrilor

circuitelor de excitație și de măsurare sunt cele uzuale în domeniul electric, ne reprezentând elemente speciale în cazul includerii în traductoarele de forță.

1.4.7. Elemente de selecție optimală

În cazul alegerii unui traductor de forță din gama de fabricație oferită de producătorii specializați, sau a anumitor componente din structura unui traductor, proiectantul are nevoie de algoritmi de selecție optimală.

O categorie largă a problemelor de selectare pot fi sintetizate astfel: trebuie determinată varianta optimă dintr-un *set finit de variante* analizate, comparate între ele și apreciate utilizând un *set finit de criterii* [A3]. Fiecare variantă este caracterizată în raport cu fiecare criteriu numeric sau calitativ (lingvistic). Fiecare criteriu urmărește un anumit scop: atingerea unei valori de maxim sau de minim. Acest tip de probleme sunt cunoscute în domeniul teoriei matematice a deciziei, ca "*metode multiatribut*", sau "*metode de decizie multicriterială*" [A3], [H7].

Fie $V=[V_1, V_2, V_3, \dots, V_m]$ setul finit de variante și fie $C=[C_1, C_2, \dots, C_n]$ setul finit de criterii utilizate în evaluare. "*Matricea consecințelor*", $A_{m \times n} = [a_{mn}]$ reflectă evaluarea fiecărei variante în raport cu fiecare criteriu. Rezolvarea problemei constă fie în determinarea unei ierarhii a variantelor, fie în specificarea variantei optime. Criteriile pot diferi prin importanța pe care decidentul le-o acordă, informație specificată prin *coeficienții de importanță*, sintetizați în vectorul $P=[p_1, p_2, \dots, p_n]$. În general, coeficienții de importanță se aleg astfel încât să satisfacă relația: $\sum_{j=1}^n p_j = 1$.

Informația privind importanța criteriilor și/sau interdependența lor poate fi specificată mai mult sau mai puțin detaliat, fapt ce conferă datelor analizate un anumit grad de complexitate, sugerând și ce metodă de analiză ar putea fi utilizată.

Inițial, matricea consecințelor A poate prezenta un aspect foarte heterogen: ea poate să conțină date numerice sau nenumere (lingvistice), iar datele numerice

pot avea diferite ordine de mărime. Pentru a manipula în mod unitar și a compara elementele a_{ij} , se impune omogenizarea matricii A. Variabilele lingvistice vor fi înlocuite prin evaluări numerice, uzual, pe baza unei scări de tipul $\{1, 2, \dots, 10\}$, ale cărei trepte sunt puse în corespondență cu semnificația calitativă a valorilor lingvistice. În continuare, matricea A va fi supusă unei proceduri de normalizare [A3], în scopul omogenizării elementelor sale a_{ij} (de exemplu, pentru a satisface relația: $0 \leq a_{ij} \leq 1$) după care se poate aplica efectiv una din metodele de decizie multiatribut. În fig. 1.55 se prezintă o clasificare a metodelor de decizie multiatribut (MA) după tipul și complexitatea informației.

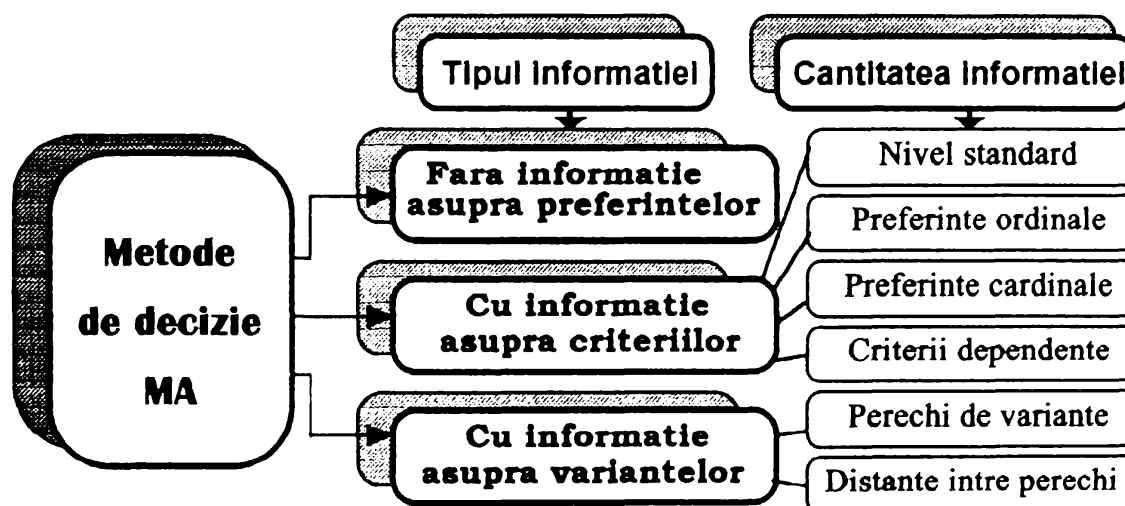


Figura 1.55 Clasificarea metodelor de decizie multiatribut

Nu există certitudinea că aplicarea unor metode diferite de decizie multiatribut va conduce neapărat la o aceeași soluție optimă. Teoria deciziei admite o anumită doză de subiectivism, datorat însă lipsei de experiență a utilizatorului, sau de abilitate în aplicarea metodelor, și nu metodelor ca atare. O altă cauză poate fi incorectitudinea sau aspectul incomplet al setului de date. În decizia MA pot fi întrebuițate mai multe metode diferite, comparând rezultatele. Poate fi creat chiar un set de soluții "optime" obținute prin diferite metode, căruia să i se aplice apoi iterativ o metodă de analiză multicriterială.

I.5. NECESITATEA SISTEMELOR CAD PENTRU TRADUCTOARE DE FORTA

I.5.1. Complexitatea procesului CAD în domeniul mecano-electric, al traductoarelor de forta

Sistemele de proiectare asistată de calculator¹ sunt pachete soft destinate creării interactive a unor modele ale obiectelor tehnice reale, analizei acestor modele, generării de documentație pentru fabricarea lor și producerii de date grafice și negrafice derivate din model [R1].

Prezența calculatorului restructurează etapele procesului clasic de proiectare în domeniul mecano-electric. Necesitatea obținerii unor proiecte optime, modifică relația clasică a etapelor elaborării unui proiect, testărilor și punerii în fabricație, în sensul integrării analizei mecano-electrice-CAD-CAM (fig. 1.56) [D19], [D12]. Analiza și optimizarea parametrilor funcționali necesită existența unui model spațial. Definirea lui se face în contextul unor parametri geometrici, tehnici și economici, cu necesitate și validitate prestabilită. Temporal, etapa de analiză mecano-electrică poate preceda procesul propriu-zis de proiectare, dar este posibil ca etapele respective să interfere, putând fi delimitate net doar conceptual. În cursul procesului de proiectare pot apare bucle în interiorul unei etape ca și între etapele proiectului.

Traductoarele de forță, ca și componente mecano-electrice complexe, necesită în general parcurgerea tuturor etapelor de analiză și proiectare, pentru determinarea unei soluții optime. Destinația, tipul și caracterul de noutate sau de unicitate a soluției de traductor stabilesc etapele cu pondere mai mare într-un proiect concret. Principiul de funcționare al traductorului, prezența și ponderea elementelor

¹ Generic numite *sisteme CAD* conform terminologiei în limba engleză, "Computer Aided Design"

tipizate, influențează tipurile de analiză aplicate proiectului în faza sa inițială, în cele intermediare și în cea prefinală, pentru atingerea parametrilor impuși.

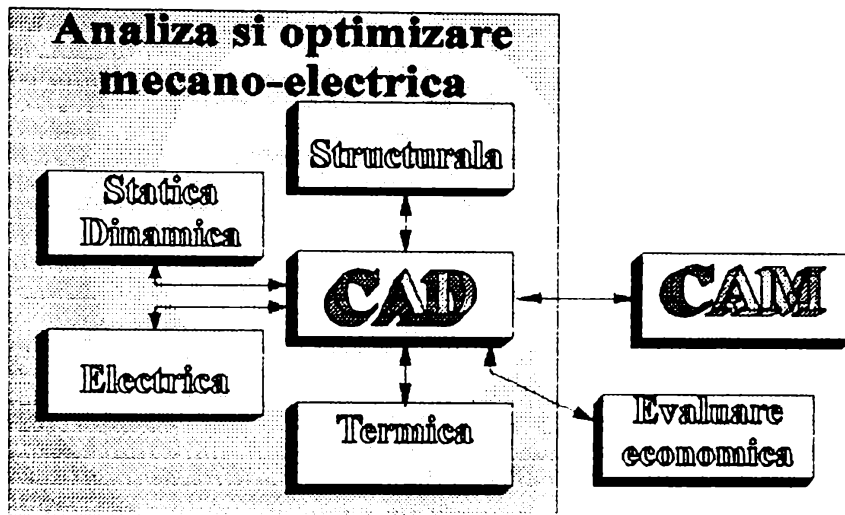


Figura 1.56 Integrarea analizei mecano-electrice multilaterale cu procesul CAD

1.5.2. Necesitatea introducerii sistemelor-expert în proiectarea asistată de calculator a traductoarelor de forță. Sisteme CAD inteligente

Există aspecte ale proiectării traductoarelor de forță care nu pot fi cuantificate numeric și pentru care nu pot fi definite modele analitice [D19]. Parametrii propuși ai proiectului se obțin prin raționament și judecată, pe baza cunoștințelor și a experienței anterioare dobândite de expertul uman în proiectarea lor. Forma structurii elastice sesizoare a traductoarelor tensorezistive, stabilirea tipului și a formei elementului de preluare a forței la traductoarele cu element sensibil nespecific constituie câteva exemple. Pentru a fi eficientă sub aspect integral, proiectarea asistată de calculator necesită dezvoltări și extensii de tip sistem-expert, aparținând domeniului inteligenței artificiale.

Asociația unui sistem-expert cu un sistem de proiectare asistată de calculator constituie un sistem CAD inteligent [Y2].

Sistemul CAD inteligent este o combinație modulară a unui sistem-expert

într-un anumit domeniu de proiectare cu elemente de inginerie sistemică, inginerie a valorii, analiză prin element finit, proiectare optimală, analiză a fiabilității, grafică asistată, și alte posibile module specifice proiectării, realizate prin intermediul calculatorului. Combinația este deschisă, putând genera multe soluții noi de sisteme CAD inteligente [D33].

Asocierea sistemelor CAD cu sistemele-expert devine firească în condițiile dezvoltării ambelor tipuri de aplicații soft. Pe de altă parte, în proiectarea a numeroase produse mecano-electrice, deci și a traductoarelor de forță, se operează și cu entități conceptuale și metodologice nemodelabile analitic. Cunoștințele și procedurile euristice dețin o pondere însemnată în fundamentarea deciziilor și în stabilirea algoritmilor de proiectare. O serie de caracteristici ale procesului de proiectare al traductoarelor de forță justifică crearea sistemelor CAD inteligente:

- *multi-scop*: cerințele de proiectare se referă nu numai la performanțele metrologice, ci și la fiabilitate, mentenanță, cost, etc. Devine deseori dificilă stabilirea unui model matematic de evaluare calitativă globală a produsului, cu definirea unei funcții-scop unice;
- *multi-constrângere*: pe parcursul proiectării, se impun restricții referitoare la o diversitate de aspecte, fiind uneori greu de definit anticipat un algoritm optim care să le urmărească pe toate;
- *corelații multiple*: un traductor de forță, ca și ansamblu tehnic, este alcătuit din repere și subansambluri, care interacționează între ele, influențându-se reciproc. La rândul său, traductorul este inclus într-un sistem tehnic pe care îl influențează și ale cărui influențe le suportă. Corelațiile menționate nu sunt în totalitate modelabile analitic pentru a fi studiate algoritmic;
- *indefinabilitate*: de-a lungul procesului de proiectare persistă un anumit grad de incertitudine. Proiectanții nu pot constata imediat efectele tuturor deciziilor. Uneori, erorile de proiectare nu pot fi detectate nici în cursul testării prototipului;

- *multe ipoteze de modelare*: la stabilirea unui model al unui traductor de forță, sunt adoptate o serie de ipoteze de proiectare, simplificatoare, care vor conduce la diferențe între modelul de proiectare și produsul real obținut. Cuantificarea matematică a acestor diferențe este dificilă. Experiența umană și cunoașterea “istoriei” unor proiecte similare sunt avantaje importante;
- *mulți parametri*: determinarea prin proiect a unui traductor de forță implică un set larg de parametri de proiectare. Alegerea lor și ponderea atribuită fiecăruia se bazează consistent pe practica și experiența anterioară a decidentului uman.

Specialiștii apreciază că un procent de 50% până la 75% din costul unui produs fabricat este determinat de deciziile din etapele de debut ale procesului de proiectare [T1]. Este deci explicabilă atenția acordată abordării “înțelepte” a acestor secvențe de proiectare, prin apelarea la inteligența artificială.

În rândul activităților ingineresti, proiectarea este una dintre cele mai costisitoare, creația, gândirea umană și munca specifică implicând un efort de inteligență substanțial. Acest fapt justifică intenția de folosire eficientă a inteligenței umane, atât sub aspectul eforturilor creatoare, cât și al conservării cunoștințelor și experienței dobândite în diferite domenii, ca de exemplu în cel al traductoarelor de forță. Modulele de tip sistem-expert asociate unui sistem CAD, sunt necesare și utile.

Implicarea inteligenței artificiale în proiectarea asistată de calculator conferă robustețe soluțiilor și o flexibilitate mai ridicată privind tehnologiile de fabricație.

1.5.3. Baze de date aferente sistemelor CAD

Majoritatea sistemelor CAD implică disponibilitatea unor surse vaste de date referitoare la domeniul pentru care au fost concepute. Tipologia informațiilor manipulate în proiectarea asistată de calculator este complexă: alături de formatele tipice numerice și alfanumerice, formatele grafice, desenele, diagramele, imaginile, chiar sunetele, necesită mecanisme de monitorizare diferit elaborate față de cele

oferite de aplicațiile “clasice” de baze de date. Trei categorii de aplicații soft de tip “baze de date” se remarcă prin utilitatea lor în sistemele CAD: cele relaționale, cele orientate pe obiecte și cele “inteligente”, toate dovedind-și necesitatea în domeniul proiectării traductoarelor de forță.

Deși sunt componente auxiliare sau adiacente sistemelor CAD, bazele de date pot influența substanțial calitatea acestora. Deoarece proiectarea unei aplicații CAD care apelează o bază de date depinde în general de modul de accesare a bazei, baza de date trebuie să fie proiectată în avans față de dezvoltarea aplicației. Este însă importantă și influența inversă, definirea bazei de date necesitând cunoașterea parametrilor sistemului CAD cu care va interacționa, sau căruia îi va fi subordonată.

Datorită accesibilității lor, *bazele de date relaționale* sunt mult utilizate în sistemele CAD. Structura tabelară a datelor *-relația-*, este simplă, intuitivă, ușor de înțeles. Modelul relațional primar s-a dovedit însă simplist pentru o serie de cerințe ale sistemelor de proiectare asistată de calculator, conducând la crearea unor modele extinse: fuzzy, cu câmpuri de tip BLOB¹, etc. Bazele de date relaționale care utilizează și câmpuri BLOB permit completarea datelor numerice și alfanumerice cu detalii grafice, audio, multimedia, a căror densitate informațională este considerabil mai ridicată. Viteza de receptare a informației de către utilizator și sugestivitatea reprezentării sunt mult mai mari.

Modelul relațional al bazelor de date este actualmente insuficient pentru sistemele de proiectare asistată. Administrarea corespunzătoare a unor colecții de date grafice și negrafice complexe, crearea unor asociații între aceste tipuri de date a condus la introducerea noțiunii de “*obiect*” și în cadrul bazelor de date. Privit ca o abstractizare a entităților din lumea reală, “obiectul” reprezintă o unitate identificabilă, având un conținut propriu, care îl deosebește de ceea ce îl înconjoară. *Bazele de date “orientate pe obiecte”* sunt la ora actuală cel mai potrivit model de

¹ Binary Large Object= Obiect extins în reprezentare binară

organizare a datelor în sistemul CAD. Acestea permit crearea unor obiecte complexe, pornind de la elemente simple. Sunt considerate aspectele dinamice, pot fi integrate descrieri structurale și de comportament [C3]. Modelul de bază de date orientată pe obiecte a condus la modificarea sensului de parcurgere a algoritmului de proiectare. Modelul clasic de proiectare decurge “de sus în jos” (“top-down”): se determină întâi componentele majore și corelațiile lor, apoi se detaliază structura. Modelul orientat pe obiecte este de tip “de jos în sus” (“bottom-up”). Se determină prima dată componentele funcționale care vor genera construcția ansamblului. Este deosebit de utilă depistarea componentelor existente în colecții anterior definite și care sunt reutilizabile, fapt ce crește eficiența activității de proiectare. Existența unor biblioteci de modele create în alte aplicații favorizează scurtarea timpului de realizare a proiectului. Utilizarea conceptului de “obiect” în stocarea și manipularea datelor facilitează modularizarea proiectului. Intervențiile ulterioare pentru adăugări sau înlocuiri de module sunt astfel rapide.

Bazele de date inteligente sunt specifice componentelor de expertizare din sistemul CAD inteligent. Ele prezintă puternice facilități de raționament automat. Capacitățile inferențiale permit utilizatorului să abordeze direct semantica datei. Pot fi exprimate cereri (interogări) sofisticate, recursive. Se pot utiliza interfețe în limbaj natural, care să facă posibilă oferirea de răspunsuri la cereri ambigue, incomplet definite [L5]. Specialiștii în domeniul inteligenței artificiale utilizează denumirea de “*bază de cunoștințe*” pentru modulul de stocare a cunoștinței, aferent acestui domeniu, cu scopul de a sublinia conținutul și organizarea “zestrei cognitive” [E2], [P7]. Însăși unitatea structurală, cunoștința, reprezintă mai mult decât o dată, considerând data în sens static și punctual. Bazele informaționale din domeniul inteligenței artificiale, ca module structurale esențiale ale sistemelor-expert, își au propriile reguli de organizare și funcționare, care le diferențiază de ceea ce informatica denumește în mod tradițional “baze de date” [C3], [M4].

I.6 CONCLUZII PRIVIND MASURAREA FORTEI PE CALE ELECTRICA SI PROIECTAREA TRADUCTOARELOR DE FORTA

A determina valoarea interacțiunii mecanice sistem-mediu tehnologic sau a solicitărilor mecanice în interiorul sistemului, adică a măsura o forță în sens generalizat, este o necesitate impusă de conducerea corectă, tinzând spre optim, automată sau prin intervenția omului, a proceselor ce se desfășoară în sistemele tehnice. Rolul de a furniza informații de acest tip revine traductoarelor de forță, care mai răspândite fiind acelea care convertesc mărimea mecanică în semnal electric. În stabilirea tipului de traductor de forță adecvat aplicației, este necesară alegerea metodei de măsurare și a variantei constructive concrete.

Este obligatorie o bună cunoaștere a caracteristicilor pentru traductoarele de forță, utile în evidențierea performanțelor și a proprietăților acestora, în evaluarea și diferențierea variantelor, în formularea cerințelor de proiectare. Anumite caracteristici sunt date de proiectare inițiale, sau principale criterii de selecție în cazul opțiunii pentru o variantă tipizată de traductor. Altele nu constituie obligatoriu criterii eliminatorii de determinare prin proiect a traductorului, dar definesc proprietăți ce îi conferă un anumit grad de calitate: ele evidențiază o anumită proprietate și nu neapărat un nivel de performanță. Caracteristica devine utilă în ierarhizarea variantelor de traductor numai în contextul unei aplicații precizate.

Cerințele tehnice trebuie puse în concordanță cu condițiile economice și cu disponibilitățile financiare. Uneori îmbunătățirea anumitor performanțe tehnice conduce la o apreciable creștere a prețului.

Oricare din caracteristicile traductoarelor de forță trebuie apreciate în corelație cu aplicația concretă în care acestea funcționează: pentru o *anumită aplicație* sunt esențiale *anumite caracteristici* cu *anumite valori*. Baleierea

aplicațiilor care necesită măsurarea forței, conduce la concluzia că există o dependență esențială între traductorul de forță considerat și sistemul tehnic în care va lucra acesta. Formularea corectă a cerințelor impuse de aplicație privind calitățile și performanțele traductorului trebuia să aibă la bază analiza performanțelor așteptate de la întregul lanț de măsurare, în corelație cu prețul traductorului. Impunerea unor caracteristici prea severe duce la un cost excesiv pentru traductor, în timp ce acceptarea unor valori nesatisfăcătoare are ca urmare erori prea mari în procesul de măsurare.

Etapă de analiză a sistemului tehnic global din punct de vedere structural, funcțional, al performanțelor și al mediului ambiant este hotărâtoare pentru deciziile adoptate în proiectare. Procesul este complex și, pentru generarea unor specificații de proiectare corecte, optime, necesită îmbinarea algoritmilor matematici cu experiența umană de specialitate dobândită anterior. Prezența calculatorului este nu numai utilă, ci chiar necesară în această activitate.

Ca și cerințe tehnice generale pentru un traductor de forță de orice tip, este util și favorabil să aibă o frecvență proprie cât mai mare la un gabarit și o masă cât mai reduse.

În cazul măsurării unei singure componente de tip forță propriu-zisă, pot fi utilizate practic oricare din principiile de măsurare cunoscute. Se optează pentru unul anume în funcție de domeniul de variație al forței de măsurat, de factorii de mediu, de dinamica măsurării, de precizia impusă, de spațiul disponibil, de modul de procesare a semnalului de ieșire. Domeniul forțelor de măsurat variază între 1mN și sute de MN. O problemă specifică este selectivitatea față de componenta de măsurat și imunitatea la alte componente de forță sau de moment care ar putea acționa asupra traductorului. În acest scop, numeroase variante constructive au prevăzute dispozitive speciale de preluare a sarcinii, care să separe componenta utilă de componentele parazite. Bazat pe faptul că o forță poate fi convertită într-o deformare, iar aceasta într-o deplasare, multe din traductoarele de deplasare pot fi adaptate spre a măsura o forță.

În cazul măsurării unei singure componente de tip moment, valorile de măsurat

acoperă un domeniu cuprins între 0.001Nm și zeci de mii de Nm. Sunt necesare măsurări în repaus, sau în rotație. Una din problemele de bază în acest al doilea caz este transmiterea semnalului de pe partea mobilă a ansamblului supus măsurării pe partea fixă și a tensiunii de alimentare în sens invers, pentru care există două soluții principiale: cu contact și fără contact. Cea de-a doua este mai modernă, dar implică o tehnologie mai evoluată și poate conduce la mase suplimentare pe partea mobilă, uneori inacceptabile. O altă problemă importantă a măsurării momentului o constituie cuplarea mecanică a traductorului în ansamblu. De cele mai multe ori este necesară “ruperea” arborelui supus măsurării, pentru intercalarea unui corp de probă, dar există și soluții care evită acest lucru. Chiar arborele studiat poate fi utilizat drept element sesizor. În cazul “ruperii” arborelui, se ridică problema cuplajelor corespunzătoare, adică fără solicitări radiale. Și în cazul traductoarelor pentru moment, este util ca frecvența proprie să fie cât mai ridicată, iar gabaritul dimensional și masic redus. O masă mare a traductorului poate introduce în ansamblu solicitări parazite. La măsurările dinamice, la turații mari, este necesară echilibrarea dinamică a ansamblului inclusiv traductorul.

Dacă la măsurarea unei singure componente sunt aplicate principii constructive foarte variate, măsurarea mai multor componente de forță conduce la o problemă mult mai complexă, care restrânge oarecum principiile fizice utilizate. Se remarcă ponderea mare a traductoarelor tensorezistive.

Soluția de măsurare cu 6 traductoare absolut independente pentru fiecare componentă nu se dovedește aplicabilă în situațiile din sistemele tehnice industriale decât în mică măsură. Acolo unde traductorul de forță execută mișcări, fiind montat în partea mobilă a ansamblului, sunt esențiale masa sa și gabaritul. Singura soluție rămâne cea a unei variante care combină mai multe canale de măsură, valorile componentelor fiind determinate prin procesarea corespunzătoare a semnalelor. Una din problemele specifice se referă la cuplarea canalelor de măsură, care devine mai complexă la măsurarea tuturor celor 6 componente. Ceea ce “complică” apreciabil

măsurarea a 6 componente față de 4 de exemplu, se referă la influența perechilor M_y-F_x și M_x-F_y . Pentru structurile elastice monobloc, aceasta influență este reciprocă, în timp ce pentru cele articulate ea este unilaterală. Formele complicate ale structurilor elastice monobloc necesită prelucrări mecanice dificile și costisitoare.

Sub forma de soluții unicat, sau de laborator, în perioada actuală se utilizează și variante de traductoare de forță pentru mai multe componente optoelectronice, magnetoelastice, piezorezistive. Includerea lor în sisteme tehnice industriale este în faza de început și va fi rezolvată odată cu scăderea prețului lor de fabricație, și cu verificarea gradului de eficacitate operațională.

În cazul măsurării unei singure componente, se pot tipiza relativ ușor "sarcinile" pe care le au de îndeplinit traductoarele de forță, iar, ca urmare, se poate asigura o tipizare a soluțiilor constructive. Măsurarea mai multor componente, îndeosebi a tuturor celor 6 componente ale torsorului forță-moment, necesită adaptarea mai puternică a traductorului de forță la o anumită aplicație. Cerințele impuse acestui tip de traductoare sunt mai cuprinzătoare și mai diverse, nu de puține ori contradictorii unele în raport cu altele. Numărul sistemelor tehnice care necesită astfel de traductoare este mai scăzut. De aceea, este mult mai accentuat gradul de specificitate al fiecărei soluții, urmărindu-se o adaptare optimă la parametrii funcționali și constructivi ai sistemului.

Se poate concluziona că traductorul de forță destinat unei anumite aplicații trebuie să fie cât mai bine adaptat aplicației, că parametrii și performanțele acestuia se stabilesc în corelație cu întregul lanț de măsurare, că tipologia aplicațiilor conduce atât la o specificitate a soluției de traductor de forță utilizat, cât și la o grupare a acestora și o tendință de tipizare a soluțiilor principiale și constructive pentru traductorul de forță ca ansamblu cât și pentru componentele sale.

Este esențială de asemenea informarea la zi privind disponibilitățile de achiziționare a unor componente sau a unui traductor în ansamblu din ceea ce oferă

producătorii specializați, și în corelație cu aceasta, crearea unor baze de date de profil.

Traductoarele de forță sunt produse de graniță, îmbinând elemente din domeniul mecanic, electric, electronic, etc. Abordarea proiectării lor se realizează sistemic, utilizând facilitățile oferite de proiectarea asistată de calculator. Este necesară integrarea procedurilor de proiectare cu cele de analiză mecanică, termică, electrică, etc. și cu cele de optimizare.

Proiectarea unui traductor de forță are la bază performanțele impuse întregului lanț de măsurare și corelează cerințele de natură tehnică cu cele economice, financiare, de fiabilitate, acordând importanță atât componentelor de bază cât și celor auxiliare.

Tendința actuală la nivel general, cât și în domeniul specific al traductoarelor de forță este de includere a elementelor de inteligență artificială în proiectarea asistată, generându-se sisteme CAD inteligente. Tehnicile specifice inteligenței artificiale, bazate pe proceduri euristice, pot înlocui expertul uman total sau parțial, îi pot prelua o parte din atribute, astfel încât algoritmul de proiectare asistată de calculator să fie cât mai rapid convergent spre o soluție de proiect optimă global.

Obținerea unor arhitecturi deschise pentru aplicațiile CAD destinate traductoarelor de forță favorizează dezvoltări ulterioare comode și mai puțin costisitoare. Considerarea elementelor de inteligență artificială ca și componente importante ale pachetelor soft pentru proiectarea asistată de calculator permite pe de o parte acumularea de experiență și informații privind tipurile de dezvoltări necesare, pe de altă parte implicarea directă a acestora în crearea noilor extensii, pentru a le implementa cu eficiență maximă.



CAPITOLUL II

Scopul tezei

II.1 INTRODUCERE

La stabilirea și enunțarea principalelor probleme pe care și le-a propus spre rezolvare, autoarea a avut în vedere stadiul actual al cercetărilor cu privire la rolul traductoarelor de forță în subsistemul informațional al unui sistem tehnic industrial sau de laborator, diversitatea tipologică a acestor tipuri de traductoare, în corelație cu destinația lor, cu aplicația tehnică pe care o deservește, caracteristicile constructive și funcționale ale acestora.

II.2 PROBLEMATICA PROPUȘA SPRE STUDIU ȘI REZOLVARE

Pornind de la aspectele enumerate, autoarea își propune enunțarea unor principii de proiectare optimă a traductoarelor de forță, bazate pe utilizarea eficientă a calculatorului în activitatea de proiectare.

Având la bază orientările prezentate, se poate menționa și faptul că variantele de traductoare de forță incluzând structuri sesizoare articulate sunt puțin analizate în literatura de specialitate. În acest sens, autoarea își propune:

- prezentarea unui model generalizat de traductor de forță bazat pe o structură sesizoare articulată, urmată de elaborarea unui model matematic adecvat analizei și optimizării acestuia în etapa de proiectare.
- evidențierea principiilor și soluțiilor de realizare constructivă a unor astfel de traductoare.

Din analiza stadiului actual al proiectării traductoarelor de forță, autoarea a sesizat existența în general a unor traductoare cu structuri sesizoare elastice monobloc de construcție mecanică complicată. Pornind de la acest considerent, autoarea își propune studiul și realizarea unui tip de traductor de forță pentru 6 componente bazat pe o structură sesizoare monobloc de o formă geometrică relativ

simplă, evidențiind și posibilitățile de optimizare constructivă a acestuia.

Necesitatea și utilitatea unor surse informaționale bogate și permanente actuale privind disponibilitatea tipologică și constructivă a variantelor de traductoare de forță oferite de producătorii specializați, în producția de serie, a determinat crearea cu ajutorul calculatorului a unor baze de date specifice. Conținutul bazelor de date vizează atât traductoarele de forță în ansamblul lor, cât și componente tipizate ale acestora.

În scopul alegerii optime a unor variante de traductoare de forță sau a unor componente ale acestora din gama de fabricație oferită de producătorii specializați, autoarea își propune crearea unei aplicații soft destinată acestei activități.

În direcția încercărilor experimentale, autoarea își propune realizarea practică a unei variante de traductor de forță pentru 6 componente cu structură monobloc de tipul prezentat și determinarea caracteristicilor statice ale acestuia. Se urmărește compararea acestora cu rezultatele teoretice, comparație urmată de o serie de concluzii asupra soluției principale, constructive și a metodelor de proiectare.

În concluzie, autoarea își propune, prin prezenta lucrare, să dezvolte cercetările teoretice și practice referitoare la traductoarele de forță, în mod deosebit a celor tensorezistive pentru 6 componente.

CAPITOLUL III

**Cu privire la proiectarea
traductoarelor de forță**

III.1 PROBLEMATICA DE PROIECTARE A TRADUCTOARELOR DE FORTA

III.1.1. Proceduri de determinare prin proiect a traductoarelor de forta

Diferitele tipuri constructive de traductoare de forță includ în structura lor atât elemente cu formă, dimensiuni, parametri funcționali specifici, cât și elemente cu caracteristici utilizabile la alte tipodimensiuni ale familiei respective, sau la alte produse. Importanța traductorului în sistemul tehnic impune acordarea unei atenții deosebite în proiectare tuturor componentelor sale. Cele trei proceduri de determinare prin proiect a unui traductor de forță, redate sintetic, sunt (fig. 3.1):



Figura 3.1 Procedurile de determinare prin proiect a unui traductor de forță

- a) - *elaborarea unui proiect nou*. Fie că este vorba de un traductor nou pentru fabricația de serie, fie că acesta este unicat, destinat unei anumite aplicații, elaborarea proiectului, incluzând proiectarea tuturor componentelor traductorului, implică un efort substanțial, a cărui justificare trebuie să fie bine fondată. Avantajul constă în realizarea unui traductor întru totul adaptat cerințelor aplicației.
- b) - *selectarea unei variante de traductor existente în fabricația de serie*. Procedura este în esență mai comodă, dar necesită o bună documentare atât spre interiorul problemei (condiții, cerințe, integrabilitate în sistemul superior) cât și spre exterior, prin cunoașterea celor mai variate oferte ale firmelor producătoare. Documentarea

trebuie să fie urmată, în scopul aplicării corecte a procedurii, de aplicarea unor metode adecvate pentru selecția variantei/variantelor optime global. În general, soluția "costă" mai puțin decât prima. Este obligatorie însă disponibilitatea unei vaste baze de date privind modelele existente pe piață, în care este necesară prezența calculatorului. Existența unor algoritmi automați de sortare a modelelor, de actualizare a bazei de date, de selecție multicriterială a variantei optime sunt cerințe "sine qua non" ale automatizării proiectării în domeniul menționat.

c) - *procedura mixtă* implică proiectarea unora din componente special pentru aplicația studiată și alegerea altora dintre cele fabricate în serie. Se realizează adaptarea acelor componente din structura traductorului care pot crea cele mai complexe probleme la o eventuală "nepotrivire" cu condițiile de măsurare. Se aplică procedura de selecție a unora din componente dintre cele "tipizate", fie datorită imposibilității de a le produce în sistem propriu, fie datorită existenței lor la parametrii doriți în fabricația de serie proprie sau a altor firme specializate.

III.1.2. Problematika de proiectare a traductoarelor de forță

Analizând componența diferitelor tipuri de traductoare de forță, prezentată în capitolul I, indiferent de principiul constructiv aflat la baza funcționării acestora, pot fi delimitate două categorii de componente: cele de bază și cele auxiliare [D10].

Componentele de bază au rolul esențial în funcționarea traductorului, absența sau defectarea uneia deteriorând grav traductorul, făcându-l nefuncțional. În general, componentele de bază sunt plasate pe calea directă de procesare a mărimii de intrare spre a obține semnal util la ieșire.

A doua categorie o reprezintă componentele auxiliare. Principial, traductorul poate funcționa fără prezența lor, fapt ce nu le diminuează însă utilitatea. Acestea pot servi la fixarea și protecția traductorului, la o eventuală vizualizare sau

înregistrare a semnalului, etc. O posibilă grupare a componentelor auxiliare delimitează categoria celor mecanice și a celor electrice.

Având ca bază natura calculelor din proiectarea propriu-zisă a diferitelor tipuri constructive de traductoare de forță, în fig. 3.2 este prezentată problematica de proiectare a acestora [D10], [D17], [D19]. Se remarcă prezența a două categorii de *elemente*: cele *calculabile*, ale căror forme și dimensiuni se determină prin algoritmi tehnico-matematici și cele *selectabile*, care se aleg dintr-o gamă de variante existente. Tipul traductorului determină aspectele de calcul: excluzând din analiză circuitele de prelucrare a informației, traductoarele tensorezistive necesită determinarea formei și un calcul de rezistență mecanică, în timp ce traductoarele magnetoelastice, piezoelectrice, inductive și capacitive implică și calculul circuitelor electrice. Componente de tip mufe, cabluri, contacte intermediare, timbre tensometrice, se aleg în general din fabricația de serie a producătorilor specializați.

Există componente ale traductoarelor de forță care pot fi proiectate prin oricare din procedurile menționate în §III.1.1. Pe de altă parte, procedurile respective se pot aplica traductorului în ansamblu, sau unora dintre elementele structurale. Tehnologia de realizare a principalelor componente, alături de criteriile economice (prețul, accesibilitatea materialelor, etc.) influențează considerabil decizia privind procedura de proiectare a traductorului de forță.

Decizia depinde și de calitatea decidentului în raport cu produsul preconizat: aceea de producător sau de utilizator al traductorului de forță. Producătorul trebuie să realizeze determinarea integrală a variantei prefigurate, apelând pe cât posibil la soluții unificate, la reutilizări ale unor componente și subansamble proprii. Viteza de lucru și obținerea unor variante optime sunt asigurate prin utilizarea pachetelor CAD/CAM specializate, care îmbină aplicarea algoritmilor matematici de proiectare cu cei de desenare parametrizată, în scopul execuției documentației grafice [D8]-[D11], [D19].

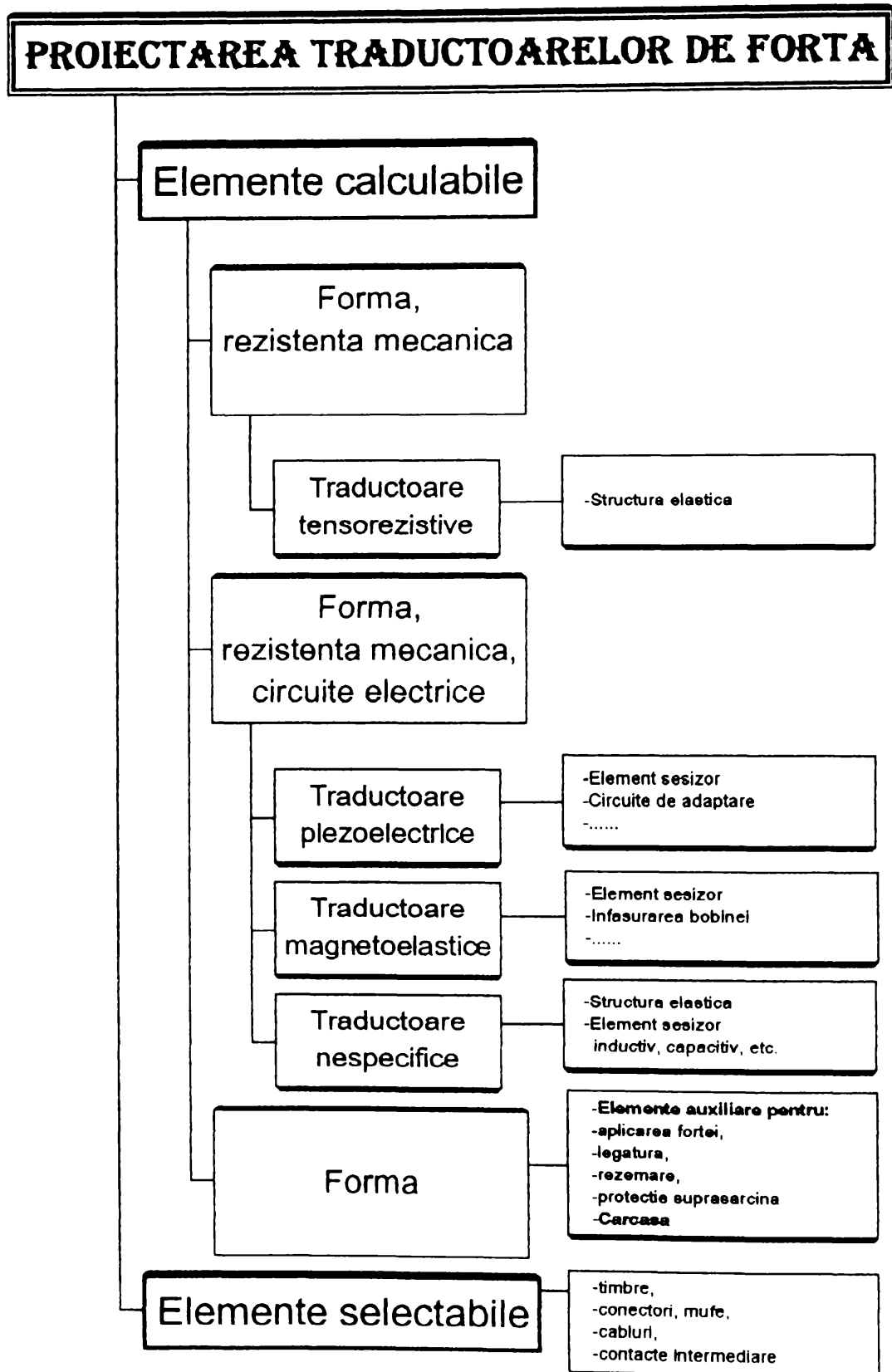


Figura 3.2. Problematika de proiectare a traductoarelor de forță

Utilizatorul unui traductor de forță se poate găsi în situația de a adopta oricare din cele trei proceduri prezentate; tehnologia specifică fiecărui tip constructiv, accesibilitatea materialelor, permit realizarea acestuia pe plan local sau nu. Așadar, în faza preliminară a proiectării, utilizatorul stabilește soluția principială pentru măsurarea torsorului forță-moment, corelând cerințele măsurării în ansamblul lor cu criteriile economice. Unele tipuri de traductoare pot fi realizate aproape integral direct de către utilizator, dacă dispune și de condițiile tehnologice necesare. Acestea se mulează pe procedurile de proiectare individualizată, pentru care se elaborează un proiect nou. Traductoarele tensometrice și cele inductive constituie astfel de exemple, în timp ce traductoarele piezoelectrice sau magnetoelastice, prin natura elementului sesizor și tehnologia specială a acestuia, nu pot fi fabricate în general de orice utilizator, ci impun realizarea lor de către un producător specializat. Pentru un astfel de tip constructiv, utilizatorul va apela la procedurile de selecție a unei variante existente în producția de resort. Chiar și la traductoarele tensometrice sau inductive se pot diferenția elemente a căror realizare și, implicit, proiectare este abordabilă la nivel individual (structura elastică sesizoare), alături de elemente care impun un producător de specialitate (timbrele tensometrice).

Se remarcă prezența structurii elastice sesizoare în diverse forme constructive, ca fiind elementul cu gradul de specificitate cel mai pronunțat și cu aspectele cele mai complexe în proiectarea sa.

Abordând în sens larg noțiunea de proiectare, se pot evidenția etapele de calcule tehnico-matematice, decurgând algoritmic, de realizare a documentației grafice parametrizate, aspectul decizional și de selecție de tip multicriterial, precum și deciziile bazate pe experiență, intuiție și cunoștințe anterioare. Având în vedere complexitatea metodelor de proiectare pentru majoritatea elementelor structurale ale traductoarelor de forță, aplicarea lor corectă și eficientă face de neevitat utilizarea calculatorului, atât prin programe cu caracter general cât și prin pachete soft specializate de proiectare asistată.

III.2 MODELE PRINCIPIALE PENTRU TRADUCTOARE DE FORȚA BAZATE PE STRUCTURI ARTICULATE

III.2.1. Definierea modelelor

Forța, mărime mecanică definită în mod general și sintetic drept cauza deplasărilor și deformațiilor unui corp sau a unui ansamblu de corpuri, se reprezintă în sens generalizat prin torsorul $\tau_0(\bar{F}_0, \bar{M}_0)$. Pornind de la această definiție, și de la modelul teoretic generalizat al unui traductor de forță, prezentat în §I.1.4.2.2.1, a fost elaborat un model pentru o familie de traductoare de forță care au la bază structuri sesizoare cu elemente articulate (fig. 3.3).

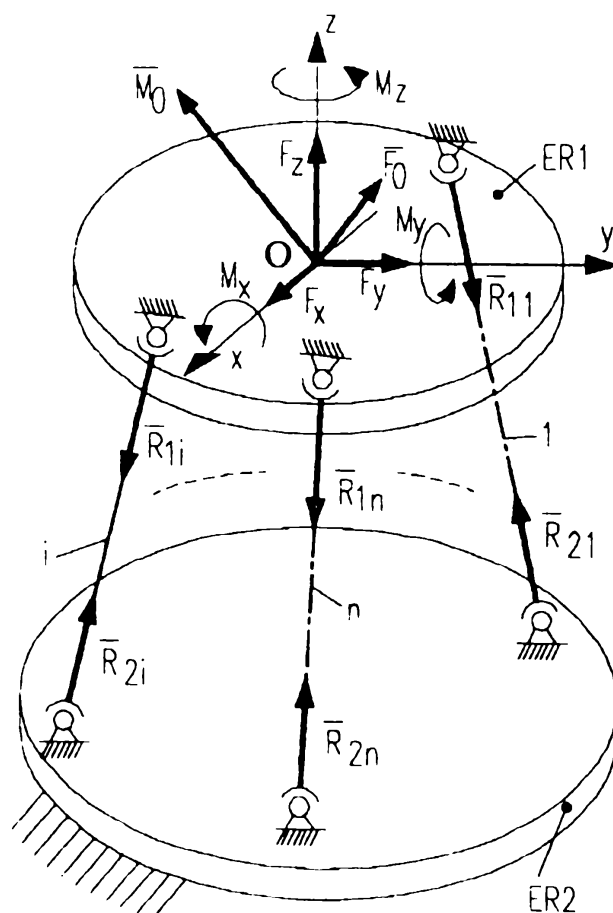


Figura 3.3 Modelul generalizat pentru traductoare de forță bazate pe structuri sesizoare articulate

Modelul conține o structură sesizoare, definită ca un set de n elemente elastice în paralel, conectate cu elementele rigide ER1 și ER2 (posibil elementul fix) prin articulații sferice.

Efectul torsorului de măsurat asupra structurii sesizoare conduce la variații de lungime Δl_i ale fiecărui element elastic i . Acestea depind de valoarea torsorului aplicat și pot fi măsurate fie pe cale tensorezistivă, prin măsurarea efortului în elementele elastice (fig. 3.4) [D6], [D7], [D8], [D9], [D22], [P3], [P4], [P5], [P6], fie convertindu-le în deplasări măsurabile cu ajutorul unor traductoare de deplasare (de tip inductiv, rezistiv, optic, etc.) (fig. 3.5) [D23], [D31].

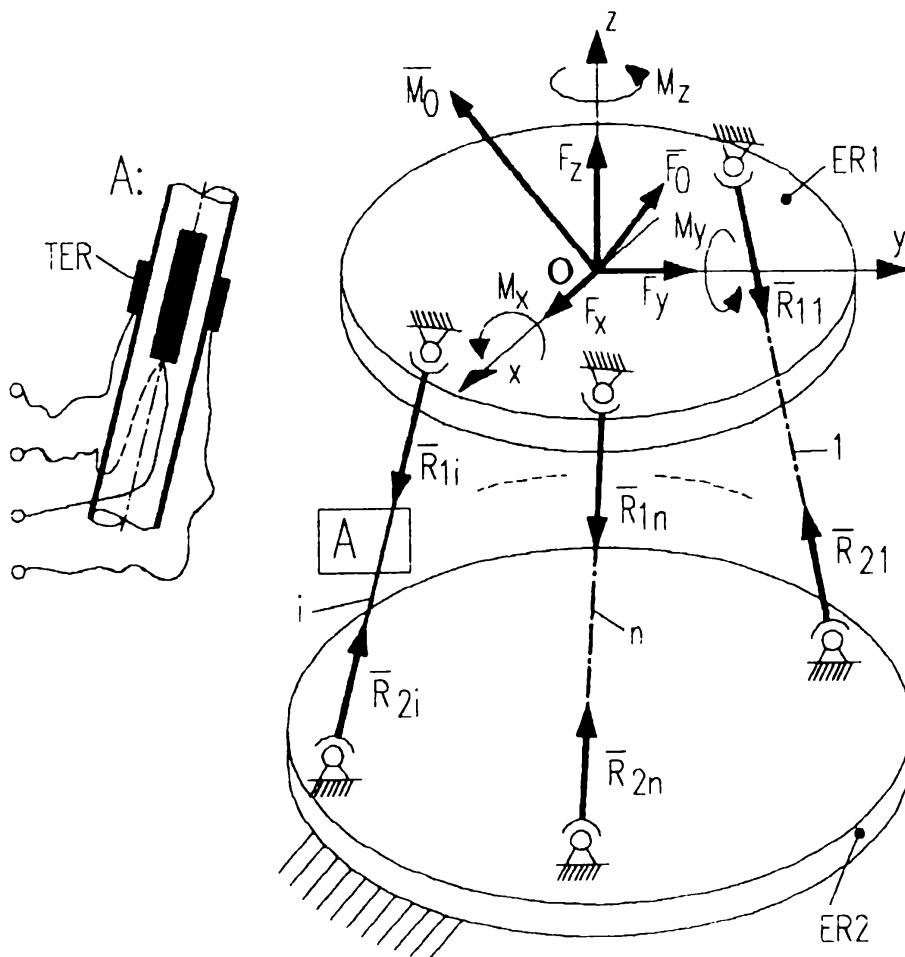


Figura 3.4 Model principal pentru traductoare tensorezistive de forță, având la bază structuri elastice articulate

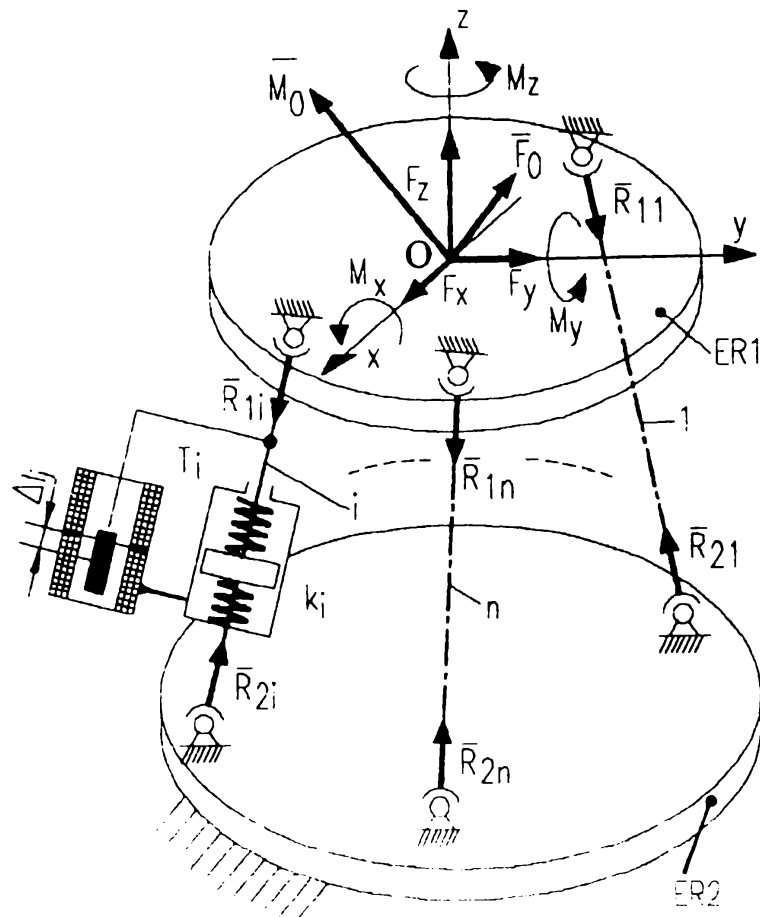


Figura 3.5 Model principal pentru un traductor de forță inductiv, bazat pe o structură elastică sesizoare articulată

III.2.2. Mecanica modelului principal

În elaborarea modelului generalizat bazat pe structuri articulate, s-au adoptat într-o primă fază o serie de ipoteze simplificatoare. Se presupune că:

- toate elementele elastice sunt bare drepte,
- deformațiile barelor de măsură se mențin în zona elastică și respectă legea lui Hooke [B10],
- toate barele de măsură sunt identice din punct de vedere geometric (formă și dimensiuni) și al materialului (parametrii de rigiditate),
- frecările în articulații (într-o primă aproximație) se neglijează,
- barele nu sunt încărcate decât de forțele de reacțiune din articulații,

- se studiază cazul static, în care efectele inerțiale ale componentelor traductorului sunt neglijate.

Se consideră elementul elastic "i", de forma unei bare drepte, ca fiind în echilibru sub acțiunea forțelor de reacțiune \bar{R}_{1i} , \bar{R}_{2i} . Acestea sunt egale și de sens contrar și sunt dirijate de-a lungul barei "i" (fig. 3.6). În același timp, forțele \bar{R}_{1i} , \bar{R}_{2i} contribuie la echilibrul rigidului ER1, respectiv ER2 (elementul fix).

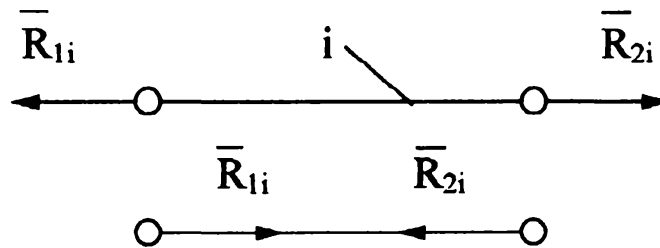


Figura 3.6. Bara de măsură "i" sub acțiunea forțelor de reacțiune din articulații

Astfel rigidul ER1 este în echilibru sub acțiunea forțelor \bar{R}_{11} , $\bar{R}_{21}, \dots, \bar{R}_{1i}, \dots, \bar{R}_{n1}$, \bar{F}_0 , \bar{M}_0 , unde $\tau_0(\bar{F}_0, \bar{M}_0)$ este torsorul forțelor exterioare (fig. 3.7). Echilibrul rigidului impune, conform [V2], relațiile:

$$\bar{F}_0 + \sum_{i=1}^n \bar{R}_{i1} = 0 \tag{3.1}$$

$$\bar{M}_0 + \left(\sum_{i=1}^n \bar{M}_{R_{i1}} \right)_O = 0 \tag{3.2}$$

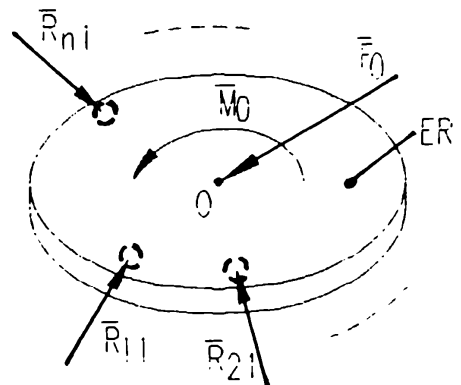


Figura 3.7 Rigid în echilibru sub acțiunea torsorului τ_0 și a forțelor din articulații

Dacă forțele \bar{R}_{i1} ($i=1, \dots, n$) sunt concurente (fig. 3.8), torsorul de reducere în

punctul O este minimal, echivalent doar forței rezultante:

$$\bar{\mathbf{R}} = \sum_{i=1}^n \bar{\mathbf{R}}_{i1} \quad (3.3)$$

deoarece:

$$(\sum \bar{\mathbf{M}}_{\mathbf{R}_i})_O = 0 \quad (3.4)$$

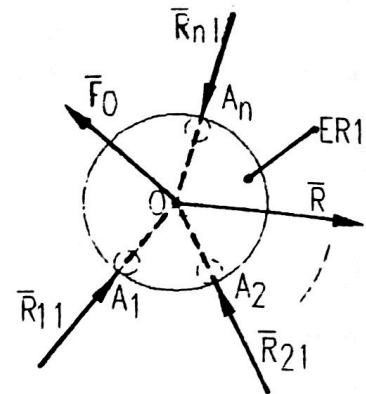


Figura 3.8 Rigidul ER1 sub acțiunea setului de forțe concurente

Rezultă că rigidul ER1 este în echilibru în acest caz dacă:

$$\bar{\mathbf{F}}_0 + \bar{\mathbf{R}} = 0 \quad (3.5)$$

Modelul expus (fig. 3.9), cu bare concurente în punctul O, nu este utilizabil la măsurarea unei componente de tip moment, putând măsura maxim 3 componente de tip forță propriu-zisă.

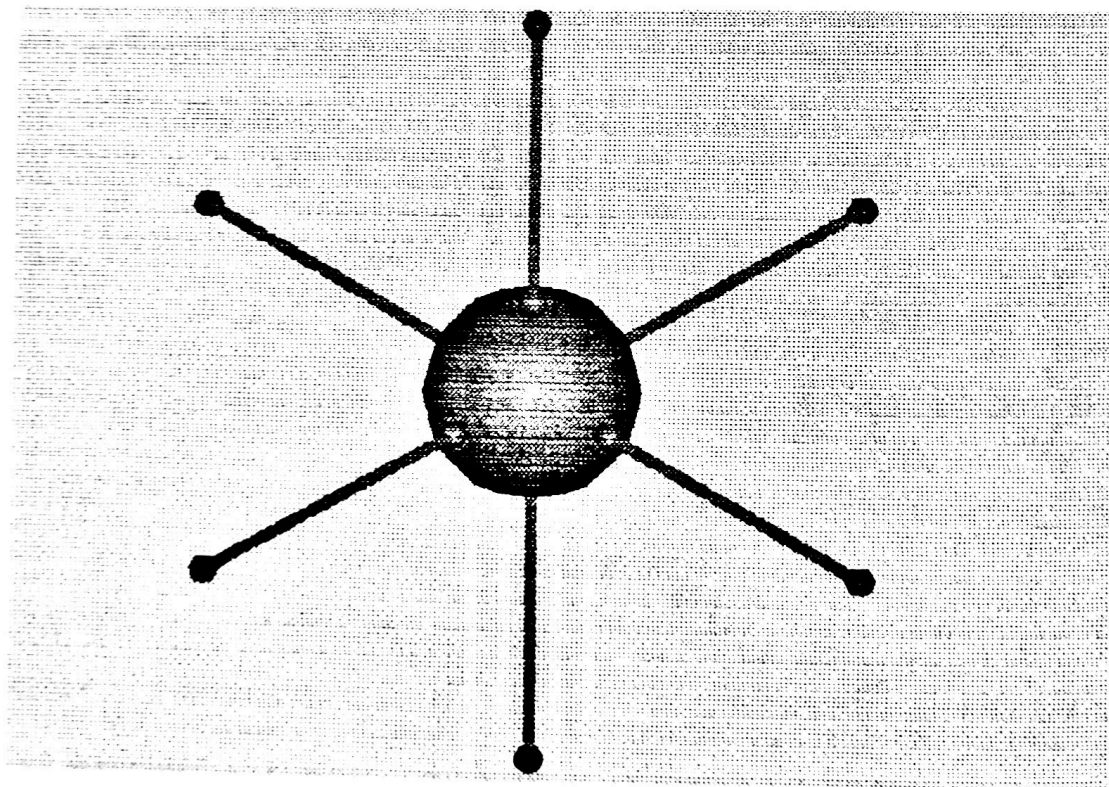


Figura 3.9 Model principal al structurii sesizoare cu bare articulate concurente

Bara de măsură "i", și fiecare din elementele rigide definesc prin legătura dintre ele o cuplă cinematică de clasa a III-a-cupla sferică- [P10] (fig. 3.10).

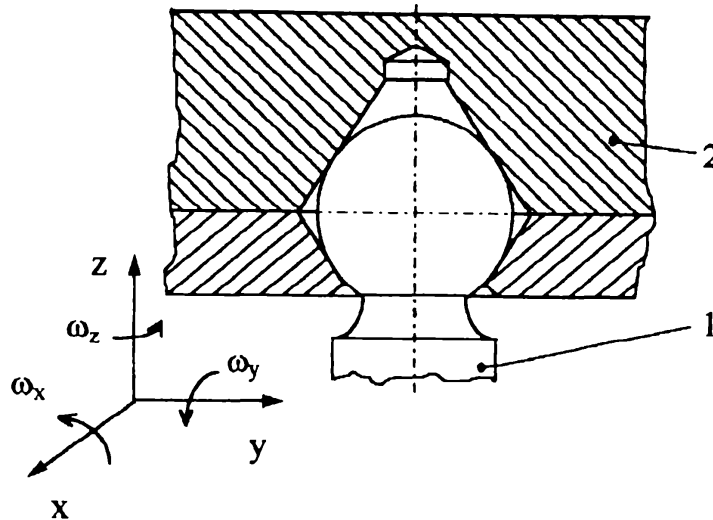


Figura 3.10 Cupla sferică de la capătul barei de măsură:

1) bara de măsură “i”; 2) elementul rigid (ER1, respectiv ER2)

Măsurarea torsorului τ_0 pe principiul efortului în barele de măsură presupune ca gradul de libertate al structurii articulate să fie $L \leq 0$. Gradul de libertate al lanțului cinematic format de structura articulată este:

$$L = 6n - 3c_3 - \sum L_{id} \quad (3.6)$$

unde n este numărul elementelor “mobile”, deci cele n bare și elementul rigid ER1, c_3 este numărul cuplelor cinematice de clasa a III-a, iar $\sum L_{id}$ este numărul gradelor de libertate ale mișcărilor independente (gradelor de libertate de prisos).

Gradele de libertate ale mișcărilor independente se evidențiază considerând mișcările câte unui element care nu influențează mișcările altora. Rezultă astfel că:

$$\sum L_{id} = n \quad (3.7)$$

reprezentând rotațiile elementelor de legătură 1...n în jurul axelor proprii.

Relația (3.6) devine:

$$L = 6(n+1) - 3 \cdot (2n) - n = 6 - n \leq 0 \quad (3.8)$$

adică *numărul minim n de bare de măsură trebuie să fie 6.*

Relația (3.6) poate fi scrisă și sub forma:

$$6(n+1) - 3c_3 - n \leq 0 \quad (3.9)$$

adică numărul cuplelor sferice, c_3 , trebuie să satisfacă relația:

$$c_3 \geq \frac{5n}{3} + 2 \quad (3.10)$$

Măsurarea torsorului forțelor exterioare se poate realiza și prin conversia deformațiilor barelor de măsurare în deplasări. Barele în care se realizează această conversie sunt compuse din două elemente și o cuplă cinematică de translație (fig. 3.11) sau de translație și rotație.

Relația fundamentală clasică între forțele de reacțiune din bare și torsorul forțelor exterioare τ_0 :

$$[R_1] = [J]^T [\tau_0] \quad (3.11)$$

cu $[R_1]$ vectorul forțelor de reacțiune și $[J]$ matricea jacobiană cinematică, poate fi scrisă și sub forma:

$$[\tau_0] = [J^T]^{-1} [R_1] \quad (3.12)$$

Prezența unei forțe axiale R_{1i} pe bara i conduce la apariția unei variații Δl_i a lungimii acesteia:

$$\Delta l_i = \frac{R_{1i}}{k} \quad (3.13)$$

unde k este rigiditatea elementului elastic (bara de măsură). Din motive de izotropie structurală, rigiditatea k se consideră identică pentru toate barele de măsură.

Relația (3.12) devine:

$$[\tau_0] = [J^T]^{-1} \cdot k [\Delta l_i] \quad (3.14)$$

Astfel, prin determinarea deplasărilor Δl_i în elementele elastice, se obține informația despre torsorul forțelor exterioare.

Modelul de traductor destinat acestui tip de măsurări poate conține pe lângă barele de măsură compuse și bare de măsură de tip simplu (fig. 3.11).

Dacă măsurarea torsorului τ_0 se realizează pe principiul deplasării, gradul de libertate L al lanțului cinematic al modelului de traductor trebuie să fie cel puțin egal

cu numărul componentelor măsurate. Acesta va fi:

$$L = 6N - \sum_{j=1}^5 j c_j - \sum L_{id} \quad (3.15)$$

unde N este numărul elementelor mobile, c_i este numărul cuplelor cinematice de clasa i , $\sum L_{id}$ este numărul gradelor de libertate ale mișcărilor independente.

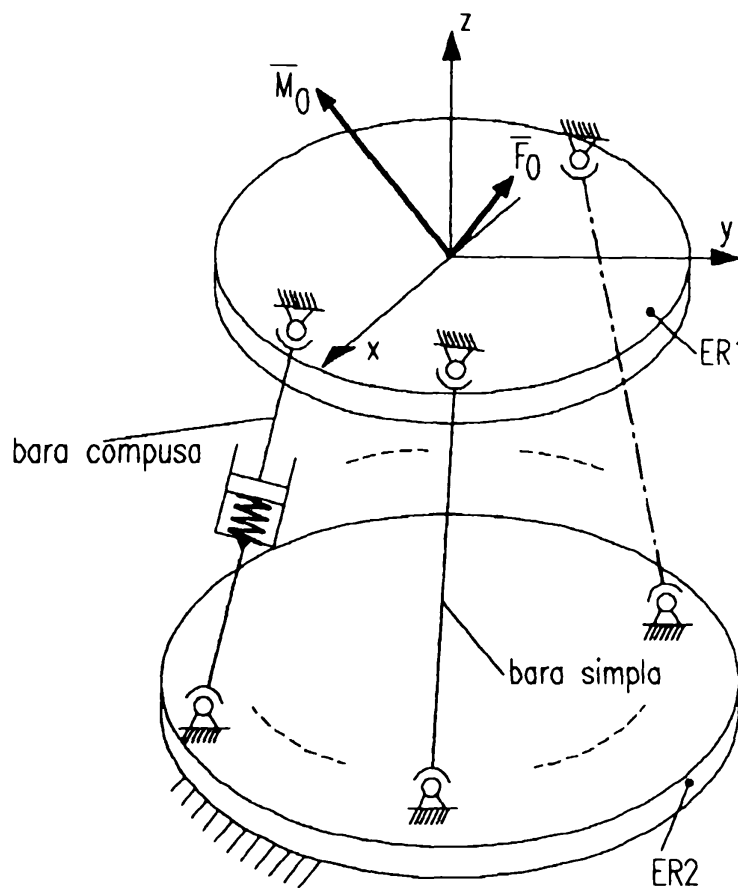


Figura 3.11 Structură elastică sesizoare cu bare de conversie deformație-deplasare

Numărul elementelor mobile depinde de numărul n_1 al barelor de măsură compuse, de cel al barelor simple (n_2), la care se adaugă elementul rigid ER1:

$$N = 2n_1 + n_2 + 1 \quad (3.16)$$

Considerând cupla cinematică dintre elementele barei compuse ca fiind de translație, numărul cuplelor de clasa 5, c_5 , este dat de numărul barelor compuse, iar numărul cuplelor de clasa 3, c_3 , este dublul numărului barelor:

$$c_5 = n_1 \quad (3.17a)$$

$$c_3 = 2n_1 + 2n_2 \quad (3.17b)$$

Numarul gradelor de libertate ale mișcărilor independente coincide cu numărul total de bare:

$$\sum L_{id} = n_1 + n_2 \quad (3.18)$$

Prin înlocuire în relația (3.15), rezultă gradul de libertate al structurii ca fiind:

$$L = 6(2n_1 + n_2 + 1) - 5n_1 - 3 \cdot 2(n_1 + n_2) - (n_1 + n_2) = 6 - n_2 \quad (3.19)$$

Pentru a măsura toate cele 6 componente ale tursorului τ_0 , numărul gradelor de libertate ale mișcărilor independente trebuie să fie cel puțin 6, condiție realizabilă dacă:

$$n_2 = 0 \quad (3.20)$$

adică, atunci când toate barele de măsură sunt elemente compuse.

Dacă se consideră cupla cinematică dintre elementele barei compuse ca fiind de rotație și translație, numărul cuplelor de clasa 4, c_4 , este dat de asemenea de numărul barelor compuse, iar numărul cuplelor de clasa 3, c_3 , este același ca și în cazul precedent.

$$c_4 = n_1 \quad (3.21a)$$

$$c_3 = 2n_1 + 2n_2 \quad (3.21b)$$

iar numărul gradelor de libertate ale mișcărilor independente este:

$$\sum L_{id} = 2n_1 + n_2 \quad (3.22)$$

Înlocuind în relația (3.15), gradul de libertate al structurii sesizoare articulate rezultă:

$$L = 6(2n_1 + n_2 + 1) - 4n_1 - 3 \cdot 2(n_1 + n_2) - (2n_1 + n_2) = 6 - n_2 \quad (3.23)$$

Condiția necesară pentru a măsura toate cele 6 componente ale tursorului rămâne aceeași, și anume cea dată de relația (3.20).

III.2.3. Evaluarea complexității structurii

În compararea diferitelor variante principale de structuri articulate incluzând un același număr n de bare de măsurare, se propune utilizarea următorului coeficient de evaluare a complexității structurale:

$$\psi_{\text{com}} = \frac{\sum_{i=1}^p \psi_{c\alpha i} + L}{2} \quad (3.24)$$

unde p este numărul cuplelor cinematice.

Se consideră $\psi_{c\alpha i} = \psi_{c5 i} = 1$ pentru cuplele cinematice de clasa a V-a, ($\alpha=5$)

$\psi_{c\alpha i} = \psi_{c4 i} = 2$ pentru cuplele cinematice de clasa a IV-a, ($\alpha=4$)

$\psi_{c\alpha i} = \psi_{c3 i} = 3$ pentru cuplele cinematice de clasa a III-a, ($\alpha=3$)

Un prim aspect considerat în stabilirea coeficientului de complexitate al structurii îl constituie *realizarea constructivă a cuplelor cinematice* prin coeficientul $\psi_{c\alpha i}$ și numărul acestora. Atribuirea coeficientului $\psi_{c\alpha i}$ a avut în vedere complexitatea cuplei cinematice: deoarece cuplele de clasa a V-a sunt mai simple din punct de vedere constructiv, au fost caracterizate prin $\psi_{c5 i} = 1$; cuplele de clasa a IV-a și a III-a implică construcții mai complexe, ca atare li s-au atribuit coeficienții $\psi_{c4 i} = 2$ și respectiv $\psi_{c3 i} = 3$. Trebuie evidențiat că structurile sesizoare ce includ același număr n de bare de măsurare, conțin același număr de cuple cinematice de clasa a III-a.

Al doilea aspect care influențează complexitatea structurii sesizoare articulate este dat de *mișcările relative posibile ale elementelor*, prin numărul gradelor de libertate, L .

Se apreciază că cei doi factori care influențează complexitatea structurală au ponderi egale. Un coeficient de complexitate structurală de valoare mai ridicată implică soluții constructive mai complicate.

Valoarea coeficientului de complexitate structurală și parametrii ce intervin

în determinarea sa, pentru cele trei posibilități de măsurare studiate, sunt prezentate în tabelul III.I.

Tabelul III.I

Metoda de măsurare	Parametri utilizați în calcul	Coefficientul de complexitate structurală
măsurarea efortului	$\sum \psi_{c5} = 0, \sum \psi_{c4} = 0$ $\sum \psi_{c3} = 3 \cdot 2n, L = 6 - n$	$\psi_{com1} = \frac{3 \cdot 2n + 6 - n}{2} = 3 + \frac{5}{2}n$
măsurarea deplasărilor, utilizând cuple cinematice de clasa a V-a	$\sum \psi_{c5} = n_1, \sum \psi_{c4} = 0$ $\sum \psi_{c3} = 2(n_1 + n_2) \cdot 3$ $L = 6 - n_2$	$\psi_{com2} = \frac{n_1 + 6(n_1 + n_2) + 6 - n_2}{2} = 3 + \frac{5}{2}n + n_1$
măsurarea deplasărilor, utilizând cuple cinematice de clasa a IV-a	$\sum \psi_{c5} = 0, \sum \psi_{c4} = 2n_1$ $\sum \psi_{c3} = 2(n_1 + n_2) \cdot 3$ $L = 6 - n_2$	$\psi_{com3} = \frac{2n_1 + 6(n_1 + n_2) + 6 - n_2}{2} = 3 + \frac{5}{2}n + \frac{3}{2}n_1$

Se observă că:

$$\psi_{com3} > \psi_{com2} > \psi_{com1} \quad (3.25)$$

ceea ce indică varianta tensometrică, bazată pe măsurarea efortului, ca fiind cea recomandabilă, din punctul de vedere al “simplității construcției”. Dintre cele două soluții bazate pe măsurarea deplasărilor, aceea care include cuple cinematice de clasa a V-a este preferabilă celei de-a doua.

III.2.4. Evaluarea fiabilității

În general, utilizatorul unui produs impune ca produsul să fie “disponibil”, înțelegând prin aceasta valori corespunzătoare pentru fiabilitate și mentenanță, utilizare corectă, înnoire. O sinteză a acestor noțiuni este regăsită în cea de “fiabilitate funcțională” [B15].

Analiza fiabilității este importantă atât în etapa de proiectare a unui produs, când se urmărește elaborarea unui proiect care să respecte caracteristicile impuse și proiectarea unui produs sigur, care să nu se defecteze în procesul de exploatare, cât și după materializarea proiectului, în etapa de evaluare și comparare a unor produse

între ele. Obiectul asupra căruia se aplică teoria fiabilității este definit ca un “dispozitiv” [M9]. Dispozitivul analizat este de tip analogic, cu funcționare continuă (în caz de defecțiune, operația în curs va eșua), pentru utilizare de scurtă durată (durata t_0 a operației realizate și anume măsurarea torsorului forțelor exterioare, este mult inferioară duratei de viață a dispozitivului T_0 , $t_0 \ll T_0$).

Indiferent de metoda de apreciere a fiabilității, determinantă este definirea ieșirii din funcțiune, adică a defecțiunii. În cazul cel mai general, aceasta poate fi definită pe baza parametrilor tehnici ai dispozitivului. Parametrii menționați se referă la măsurarea cu o anumită precizie și sensibilitate a componentelor torsorului forță-moment. În acest caz, schema logică a dispozitivului este cea din fig. 3.12.

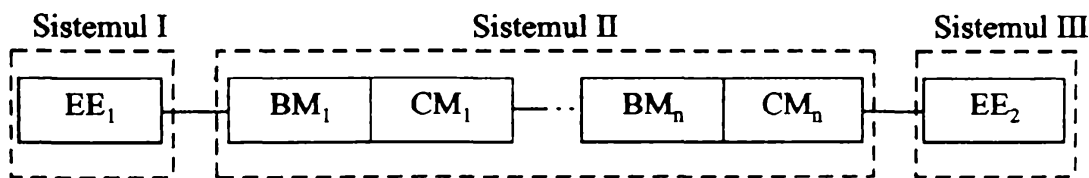


Figura 3.12 Schema logică a traductorului, interpretat ca dispozitiv d.p.d.v. al fiabilității

Sistemul I și sistemul III sunt monofuncționale și complexe [M9]. Acestea constituie căile de conectare în lanțul de măsurare și în același timp între acestea sunt cuplate prin cuple cinematice sferice barele de măsurare BM_i . Defecțiunile care pot apărea se datoresc deformațiilor elasto-plastice și histerezei mecanice. La apariția acestor defecțiuni, sistemul continuă să își îndeplinească funcțiile, dar cu eficiență redusă (în ceea ce privește precizia, stabilitatea).

Sistemul II este multifuncțional, asigurând realizarea structurii mecanice sesizoare, compusă din barele de măsurare BM_i și circuitele electrice de măsurare CM_i . Defecțiunile care pot apărea la nivelul elementelor sale componente sunt deteriorarea circuitului electric de măsurare, a lipirii timbrelor tensometrice, precum și apariția unor deformații în afara limitelor admise sub solicitare statică.

Având în vedere că în perioada de viață utilă preponderentă sunt defecțiunile

bruște, catastrofice, se poate scrie că fiabilitatea este [M9]:

$$P(t) = P_c(t) \quad (3.26)$$

În fig. 3.13 se prezintă graful de conexiuni al sistemelor componente ale dispozitivului analizat:

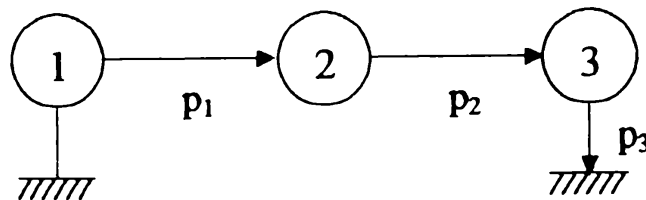


Figura 3.13 Graful de conexiuni pentru dispozitivul analizat

Elementul rigid de fixare a traductorului în lanțul de măsurare a fost redat prin simbolul de “împământare”. Fluxul informațional al traductorului este marcat cu segmente orientate, simbolizate cu săgeți.

Segmentul orientat p_1 reprezintă probabilitatea ca sistemul I să ofere condițiile de fixare necesare, în limitele de precizie impuse.

Segmentul orientat p_2 reprezintă probabilitatea ca sistemul II să își îndeplinească funcțiile impuse. Având în vedere că sistemul II este compus din n elemente, se poate defini:

$$p_2 = \prod_{j=1}^n p_{2j}^m \cdot p_{2j}^e \quad (3.27)$$

p_{2j}^m este probabilitatea ca bara de măsurare să fie solicitată în limitele impuse, iar p_{2j}^e , probabilitatea ca circuitul de măsurare electric să fie lipsit de defecțiuni. Segmentul p_3 reprezintă probabilitatea ca sistemul III să își îndeplinească funcțiile impuse.

În concluzie, fiabilitatea funcțională P a dispozitivului se poate scrie ca fiind:

$$P = \prod_{i=1}^3 p_i \quad (3.28)$$

Pentru calculul indicilor de fiabilitate funcțională se iau în considerare

defecțiunile catastrofice distribuite după o lege de repartiție exponențială:

$$p_i = e^{-\lambda_i t} \quad \text{cu } \lambda_i = \sum_{j=1}^k \lambda_j \quad (3.29)$$

unde λ_j este rata medie de defectare pentru elementele componente ale sistemului, iar t este timpul efectiv de funcționare (exploatare).

Modelarea probabilistică poate fi folosită pentru determinarea fiabilității mecanice a barei de măsurare. În acest sens, modelarea probabilistică constă în asocierea diferitelor mărimi-încărcări, eforturi, caracteristici mecanice ale materialelor, dimensiuni-, cu probabilitatea ca acestea să aibă valori mai mici sau mai mari decât o valoare nominală [C6].

Forța axială maximă trebuie considerată sub forma:

$$F = F_{\text{nom}} \pm \Delta F \quad (3.30)$$

unde ΔF sunt abaterile extreme față de valoarea nominală.

Se poate considera pentru sarcina axială pe bară o repartiție normală, în lipsa unor date concrete [C6]. Abaterea medie pătratică a sarcinii axiale se admite în acest caz ca fiind:

$$s_F = \frac{\Delta F}{3} \quad (3.31)$$

Efortul maxim de tracțiune-compresiune în bara de măsurare este:

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{F_{\text{nom}}}{A} \quad (3.32)$$

unde A este aria secțiunii transversale a barei în zona de lipire a TER (fig. 3.14).

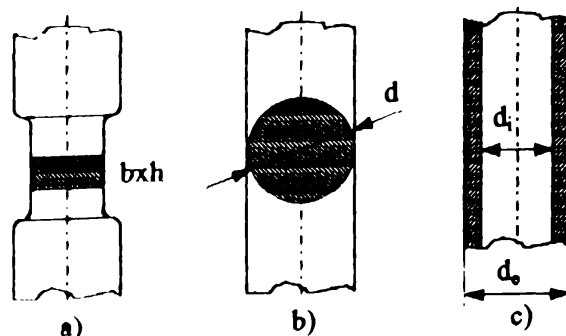


Figura 3.14 Secțiune transversală în zona de lipire a timbrelor tensometrice pe bara de măsurare

Abaterii standard a acestui efort este:

$$s_{\sigma} = \sqrt{\left(\frac{\partial \sigma_{\text{nom}}}{\partial F}\right)^2 \cdot s_F^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{\text{nom}}}{\partial A}\right)^2 \cdot s_A^2} \quad (3.33)$$

Pentru diferite forme ale secțiunii transversale în bara de măsurare, valoarea abaterii standard a efortului, în paralel cu caracteristicile geometrice ale secțiunii sunt redată în tabelul III.II.

Tabelul III.II

Tipul secțiunii	Dimensiuni, arie	Abaterii standard a efortului
dreptunghiulară	$b \pm \Delta b, h \pm \Delta h, A = b \cdot h$	$S_{\sigma} = \frac{1}{A} \sqrt{s_F^2 + \left(\frac{F}{b}\right)^2 \cdot s_b^2 + \left(\frac{F}{h}\right)^2 \cdot s_h^2 + 2 \frac{F^2}{A} s_b s_h},$ unde $s_b = \frac{\Delta b}{3}, s_h = \frac{\Delta h}{3}$
circulară	$d \pm \Delta d, A = \frac{\pi d^2}{4}$	$S_{\sigma} = \frac{1}{A} \sqrt{s_F^2 + \left(\frac{2F}{\pi d}\right)^2 \cdot s_d^2},$ unde $s_d = \frac{\Delta d}{3}$
tubulară (inelară)	$d_e \pm \Delta d_e, d_i \pm \Delta d_i$ $A = \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_i^2)$	$S_{\sigma} = \frac{1}{A} \sqrt{s_F^2 + \left(\frac{2F d_e}{d_e^2 - d_i^2}\right)^2 \cdot s_e^2 + \left(\frac{2F d_i}{d_e^2 - d_i^2}\right)^2 \cdot s_i^2}$ unde $s_e = \frac{\Delta d_e}{3}, s_i = \frac{\Delta d_i}{3}$

Materialul structurii barelor elastice trebuie să aiba o limită de proporționalitate cât mai ridicată. Se recomandă, datorită dificultăților de determinare a acestei limite, să se ia în considerare limita de curgere. În funcție de clasa de precizie a traductorului, se recomandă ca efortul nominal să fie cel mult 30% din $\sigma_{0,2}$, iar în cazul traductoarelor de precizie ridicată, cel mult 10% din $\sigma_{0,2}$. În aceste condiții, coeficientul de siguranță probabilistic este:

$$3.33 \leq c = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{\text{nom}}} \leq 10 \quad (3.34)$$

Pe baza corelației dintre coeficientul de siguranță și fiabilitate în cazul repartițiilor normale [G6], se poate determina fiabilitatea mecanică a barei de măsurare:

$$p_{2j}^m = 1 - \left(\frac{0.43 \sqrt{\sigma_{0.2}^2 + 9S_{\sigma}^2}}{\sigma_{0.2} - \sigma_{nom}} \right)^{7.1825} \quad (3.35)$$

Acest calcul permite evaluarea fiabilității dispozitivului pe baza unor valori orientative cuprinse în literatura de specialitate sau a unor valori determinate conform modelului anterior.

Proiectul trebuie să fie verificat și în ce privește perspectivele de a-și menține utilitatea pe viitor, ținând seama de influențele pe care le pot avea modificările ambianței și înnoirile tehnologice previzibile. Schimbările cantitative ale unor asemenea factori pot influența radical utilitatea sistemului în viitor. De exemplu, înnoirile tehnologice pot conduce la uzura morală a soluției de proiectare chiar din momentul când sistemul ajunge în stadiul de folosire practică. De aceea, la alegerea soluției de proiectare trebuie să se țină seama și de perspectiva uzurii ei morale ca urmare a schimbărilor de ambianță sau de tehnologie, posibile în viitorul apropiat. În acest sens, este necesar să se recurgă la seturi de TER și accesoriile aferente din fabricația și tipologia cea mai nouă oferită de producția de serie, iar prelucrarea semnalului de ieșire al traductorului să fie de tip numeric, cu aplicarea facilităților de ultimă oră privind transmisia, stocarea, procesarea, interpretarea informației.

Deși asigurarea unei fiabilități ridicate este unul din parametrii inițiali de proiectare, este necesară corelarea duratei de serviciu impusă traductorului cu același parametru al sistemului în care traductorul va funcționa. Nu se justifică impunerea unei valori mai mari a duratei de serviciu pentru traductor, față de valoarea impusă sistemului. Aceasta ar conduce la un traductor “supraproiectat”, “supraperformant”, evident nejustificat de scump sau de complicat ca soluție constructivă. Deoarece, mai ales, în cazul măsurării tuturor celor 6 componente ale tursorului forțelor exterioare, traductorul se proiectează special pentru aplicația în care va funcționa și nu ca produs de serie, este obligatoriu ca durata sa de serviciu impusă prin proiectare să fie în concordanță cu a sistemului.

III.3 STRUCTURI SESIZOARE ARTICULATE PENTRU TRADUCTOARE TENSOREZISTIVE DE FORȚA DESTINATE MASURARII A 6 COMPONENTE

III.3.1. Descrierea formei principale a structurilor

Pornind de la modelul generalizat pentru traductoare de forță bazate pe structuri articulate, descris în §III.2.1, a fost concepută o formă principală de structură sesizoare pentru măsurarea pe cale tensorezistivă a tuturor celor 6 componente ale torsorului forță-moment. Structura are la bază o rețea spațială de bare articulate, centrate pe un element rigid plan, de forma unui poligon regulat cu m laturi (fig. 3.15).

În fiecare vârf “i” al poligonului, se articulează două bare de măsură, una perpendiculară pe planul poligonului, paralelă cu axa longitudinală a structurii, bara “iv”, iar cea de-a doua, bara “io”, în planul elementului rigid, sub un unghi α față de latura poligonului. Barele de măsură au o dispunere regulată în raport cu axa longitudinală a structurii. Numărul n al barelor de măsură satisface relația:

$$n = 2 \cdot m \quad (3.36)$$

Fie a latura elementului rigid și fie h lungimea barei verticale dispuse de-a lungul axei longitudinale a structurii și destinată aplicării torsorului de măsurat.

Sistemul ortogonal de axe atașat structurii este OXYZ, cu axele OX și OY în planul elementului rigid, iar originea O, în centrul acestuia. Axa OZ coincide cu axa longitudinală a structurii. Pentru simplificarea și unitatea exprimării poziției, se consideră prima latură perpendiculară pe axa OX, simetrică față de aceasta.

Numerotarea barelor de măsură, și a vârfurilor poligonului începe de la capătul drept al primei laturi, în sens antiorar. Bara de măsură orizontală se raportează prin unghiul α la latura elementului rigid dispusă în urma ei ($\alpha \in [0, 2\pi]$).

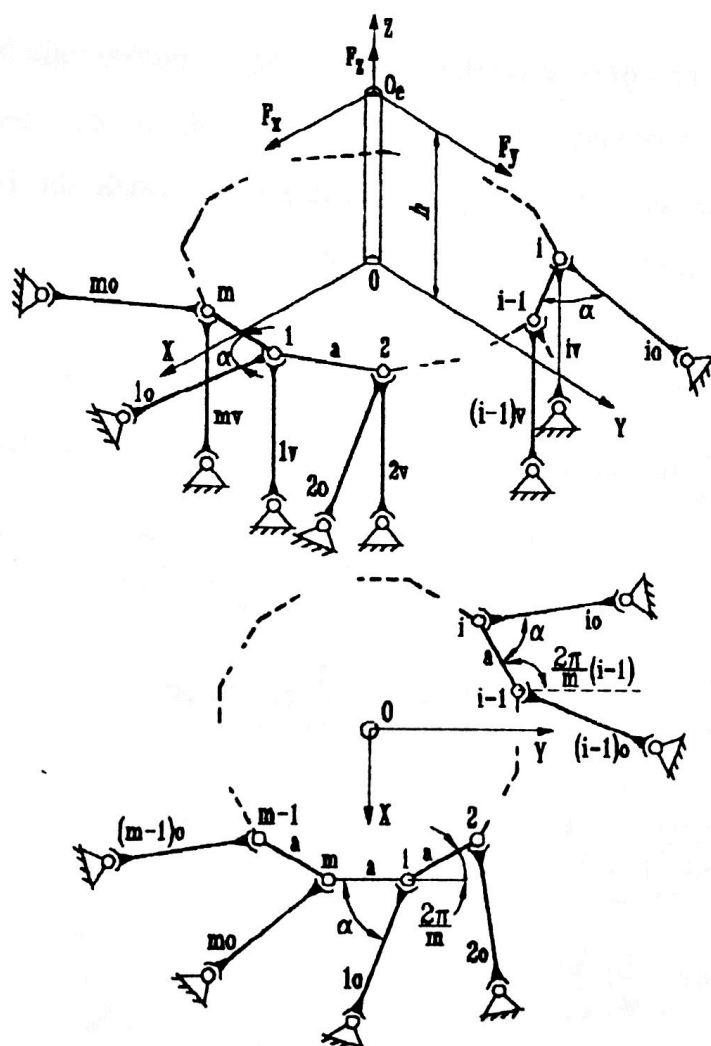


Figura 3.15 Structura principală a traductorului având elementul rigid de forma unui poligon regulat cu m laturi

III.3.2. Definirea analitică a modelului

Fie tursorul de măsurat $\tau_e(\vec{F}, \vec{M})$, aplicat în punctul O_e . Același tursor raportat la originea O a sistemului de coordonate atașat structurii sesizoare va fi

$$\tau_0 = \tau_0(\vec{F}_0, \vec{M}_0):$$

$$\begin{cases} \vec{F}_0 = F_x \vec{i} + F_y \vec{j} + F_z \vec{k} \\ \vec{M}_0 = (M_x - F_y h) \vec{i} + (M_y + F_x h) \vec{j} + M_z \vec{k} \end{cases} \quad (3.37)$$

Se observă că:

$$\vec{F}_0 = \vec{F} \text{ și}$$

$$\vec{M}_0 = \vec{M} + h \vec{k} \times (F_x \vec{i} + F_y \vec{j})$$

Pe baza ecuațiilor de echilibru ale elementului central rigid în raport cu axele sistemului de coordonate OXYZ atașat structurii, se pot determina cele 6 componente ale tursorului de măsurat, în funcție de forțele din barele de măsură orizontale $-F_{io}$ și verticale $-F_{iv}$, cu $i = 1, \dots, m$:

$$F_x = \sum_{i=1}^m \{-F_{io} \sin[\frac{2\pi}{m}(i-1) + \alpha]\} \quad (3.38a)$$

$$F_y = \sum_{i=1}^m \{F_{io} \cos[\frac{2\pi}{m}(i-1) + \alpha]\} \quad (3.38b)$$

$$F_z = \sum_{i=1}^m F_{iv} \quad (3.38c)$$

$$M_x = \sum_{i=1}^m \{F_{iv} [-\frac{a}{2} + \sum_{j=1}^i a \cos(\frac{2\pi}{m}(j-1))] + hF_{io} \cos[\frac{2\pi}{m}(i-1) + \alpha]\} \quad (3.38d)$$

$$M_y = \sum_{i=1}^m \{F_{iv} [-\frac{a}{2 \operatorname{tg}(\frac{\pi}{m})} + \sum_{j=1}^i a \sin(\frac{2\pi}{m}(j-1))] + hF_{io} \sin[\frac{2\pi}{m}(i-1) + \alpha]\} \quad (3.38e)$$

$$M_z = \frac{\frac{a}{2}}{\sin(\frac{\pi}{m})} \cos(\alpha - \frac{\pi}{m}) \cdot \sum_{i=1}^m F_{io} \quad (3.38f)$$

Parametrii geometrici a , h , α și m influențează modul de determinare a componentelor tursorului. În timp ce dimensiunile liniare a și h influențează numai măsurarea componentelor de tip moment, numărul m al laturilor elementului rigid precum și valoarea unghiului α intervin în determinarea tuturor componentelor.

Pe baza considerațiilor din §3.2.2 referitoare la numărul minim al barelor de măsură ($n \geq 6$) în cazul măsurării tuturor componentelor tursorului și a relației (3.36), rezultă:

$$m \geq 3 \quad (3.39)$$

condiție de altfel impusă și de forma poligonală a elementului rigid.

În conformitate cu cele demonstrate în §3.2.2, dacă barele de măsurare orizontale sunt concurente, modelul este impropriu măsurării momentului M_x . Pentru

măsurarea a 6 componente se impune condiția:

$$\cos\left(\alpha - \frac{\pi}{m}\right) \neq 0 \quad (3.40)$$

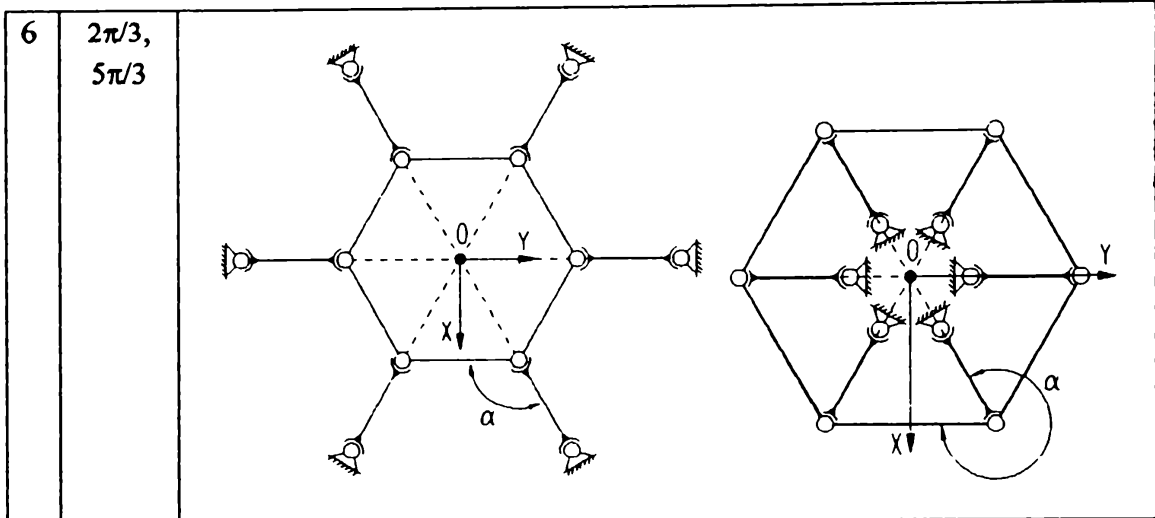
adică:

$$\alpha \neq (2k+1)\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{m} \quad (3.41)$$

Concretizând valoarea inutilizabilă a unghiului α pentru cele mai simple poligoane regulate rezultă (Tabelul III.III):

Tabelul III.III

m	α	Dispunerea barelor horizontale
3	$5\pi/6,$ $11\pi/6$	
4	$3\pi/4,$ $7\pi/4$	
5	$7\pi/10,$ $17\pi/10$	



Concurența barelor de măsură verticale este exclusă datorită dispunerii lor paralele, de-a lungul axei OZ a structurii sesizoare. Modelele din tabelul III.III permit măsurarea componentelor F_x , F_y , F_z , M_x și M_y .

O proiectare optimală a traductoarelor prezentate implică definirea unui model adecvat și criterii de proiectare-optimizare judicios alese.

Principalii parametri de proiectare ai structurii sesizoare pentru traductoarele de forță tensorezistive destinate măsurării a 6 componente sunt sensibilitatea și precizia conversiei forță-deformație elastică, rigiditatea, greutatea și gabaritul structurii [B1], [N5], [P4], [S6]. Relația generală utilizată în proiectarea acestora este “ecuația de măsurare” (1.21).

Relațiile (3.38) scrise sub formă matricială devin:

$$\begin{bmatrix} F_x & F_y & F_z & M_x & M_y & M_z \end{bmatrix}^T = [D] \cdot \begin{bmatrix} F_{1v} & \dots & F_{mv} & F_{1o} & \dots & F_{mo} \end{bmatrix}^T \quad (3.42)$$

unde [D] este matricea de decuplare a traductorului, de forma:

$$[D] = \begin{bmatrix} [DF_{iv}] & [DF_{io}] \\ [DM_{iv}] & [DM_{io}] \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

$[DF_{iv}]$, $[DF_{io}]$, $[DM_{iv}]$, $[DM_{io}]$ sunt submatricile:

$$[DF_{iv}]_{3 \times 3} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 \\ 1 & 1 & & 1 \end{bmatrix} \quad (3.44a)$$

$$[DF_{io}]_{3 \times m} = \begin{bmatrix} -\sin \alpha & -\sin\left(\frac{2\pi}{m} + \alpha\right) & \dots & -\sin\left[(m-1)\frac{2\pi}{m} + \alpha\right] \\ \cos \alpha & \cos\left(\frac{2\pi}{m} + \alpha\right) & \dots & \cos\left[(m-1)\frac{2\pi}{m} + \alpha\right] \\ 0 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad (3.44b)$$

$$[DM_{iv}]_{3 \times m} = a \cdot \begin{bmatrix} -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} + \sum_{j=1}^m \cos\left[(j-1)\frac{2\pi}{m} + \alpha\right] \\ \frac{1}{2 \tan\left(\frac{\pi}{m}\right)} & \dots & \frac{1}{2 \tan\left(\frac{\pi}{m}\right)} + \sum_{j=1}^m \sin\left[(j-1)\frac{2\pi}{m} + \alpha\right] \\ 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad (3.44c)$$

$$[DM_{io}]_{3 \times m} = \begin{bmatrix} h \cos \alpha & h \cos\left(\frac{2\pi}{m} + \alpha\right) & \dots & h \cos\left[(m-1)\frac{2\pi}{m} + \alpha\right] \\ h \sin \alpha & h \sin\left(\frac{2\pi}{m} + \alpha\right) & \dots & h \sin\left[(m-1)\frac{2\pi}{m} + \alpha\right] \\ \frac{a}{2} \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{m}\right) & \frac{a}{2} \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{m}\right) & \dots & \frac{a}{2} \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{m}\right) \\ \frac{\sin\left(\frac{\pi}{m}\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{m}\right)} & \frac{\sin\left(\frac{\pi}{m}\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{m}\right)} & \dots & \frac{\sin\left(\frac{\pi}{m}\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{m}\right)} \end{bmatrix} \quad (3.44d)$$

Relația echivalentă ecuației (1.21) este:

$$[\varepsilon_{1v} \dots \varepsilon_{mv} \quad \varepsilon_{1o} \dots \varepsilon_{mo}]^T = (AE)^{-1} [C] \cdot [F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z]^T \quad (3.45)$$

unde A este secțiunea transversală a unei bare de măsură, E modulul de elasticitate Young, iar [C] este inversa generalizată a matricii de decuplare [D], astfel că:

$$[C] \cdot [D] = [I]_{2m \times 2m} \quad (3.46)$$

Diferite perturbații pot afecta dependența teoretică dată de ecuația (3.45). Acestea se datorează unor erori de modelare a structurii precum și unor semnale perturbatoare (zgomote) care acționează asupra traductorului privit ca sistem. Efectul perturbațiilor asupra soluțiilor ecuației (3.42), deci asupra preciziei cu care se determină componentele torsorului, depinde de matricea de decuplare, [D].

Pentru evaluarea calității structurii sesizoare în timpul etapei de proiectare, este recomandabil să se opereze cu relații adimensionale normalizate [B9], [B11], [P1], [S6]. Adimensionalizarea conferă caracter de generalitate studiului și înlătură

inconsistența relațiilor datorită folosirii unor unități de măsură diferite pentru componentele de tip forță și respectiv de tip moment. În normalizarea relației (3.45) se utilizează deformațiile relative maxime în barele de măsură ϵ_{ivmax} , respectiv ϵ_{iomax} , precum și valorile nominale ale componentelor torsorului de măsurat, F_{xnom} , F_{ynom} , F_{znom} , M_{xnom} , M_{ynom} , M_{znom} . Se consideră:

$$\epsilon_{1vmax} = \epsilon_{2vmax} = \dots = \epsilon_{mvmax} = \epsilon_{1omax} = \epsilon_{2omax} = \dots = \epsilon_{momax} = \epsilon_{max} \quad (3.47)$$

Matricea de cuplare normalizată a traductorului devine:

$$[C^{\#}] = [\text{diag}(\epsilon_m)]^{-1} [AE \cdot [D]]^{-1} \cdot [\text{diag}(F_{xnom}, F_{ynom}, F_{znom}, M_{xnom}, M_{ynom}, M_{znom})] \quad (3.48)$$

unde $[\text{diag}(\epsilon_m)]$ este matricea diagonală a deformațiilor relative maxime, iar $[\text{diag}(F_{xnom}, F_{ynom}, F_{znom}, M_{xnom}, M_{ynom}, M_{znom})]$ este matricea diagonală a valorilor nominale ale componentelor torsorului ce se măsoară.

O serie de lucrări [B11], [B12], [B13], [S6], [N5], [U2] demonstrează utilitatea în evaluarea sensibilității la perturbații a două noțiuni definite de algebra matricială: numărul de condiționare și cea mai mică valoare singulară a matricii de cuplare normalizate $[C^{\#}]$:

$$\text{Cond}([C^{\#}]) = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} \geq 1 \quad (3.49)$$

σ_{max} și σ_{min} sunt cea mai mare și respectiv cea mai mică valoare singulară a matricii. O valoare minimă pentru numărul de condiționare determină stabilitatea maximă a traductorului la perturbații de tip gaussian, prin aceea că asigură un raport minim zgomot/semnal. Maximizarea celei mai mici valori singulare a matricii $[C^{\#}]$, alături de minimizarea numărului de condiționare $\text{Cond}([C^{\#}])$, garantează o comportare mai bună a traductorului la semnale perturbatoare accidentale, negausiene [B11], [B12].

Parametrii menționați vor fi aplicați în proiectarea optimală a unor variante concrete de structuri sesizoare articulate, în §3.4.

III.4 STRUCTURI PROPUSE PENTRU TRADUCTOARELE TENSOREZISTIVE MULTICOMPONENTE

III.4.1. Geometria structurilor

Pe baza modelului generalizat pentru traductoare tensorezistive de forță destinat măsurării a 6 componente, descris în §III.3, au fost considerate cazurile pentru $m=4$ și $m=3^1$, ceea ce conduce la un element central rigid în formă de pătrat, respectiv de triunghi echilateral (fig. 3.16 a și b) [D6], [P3], [P4], [P5].

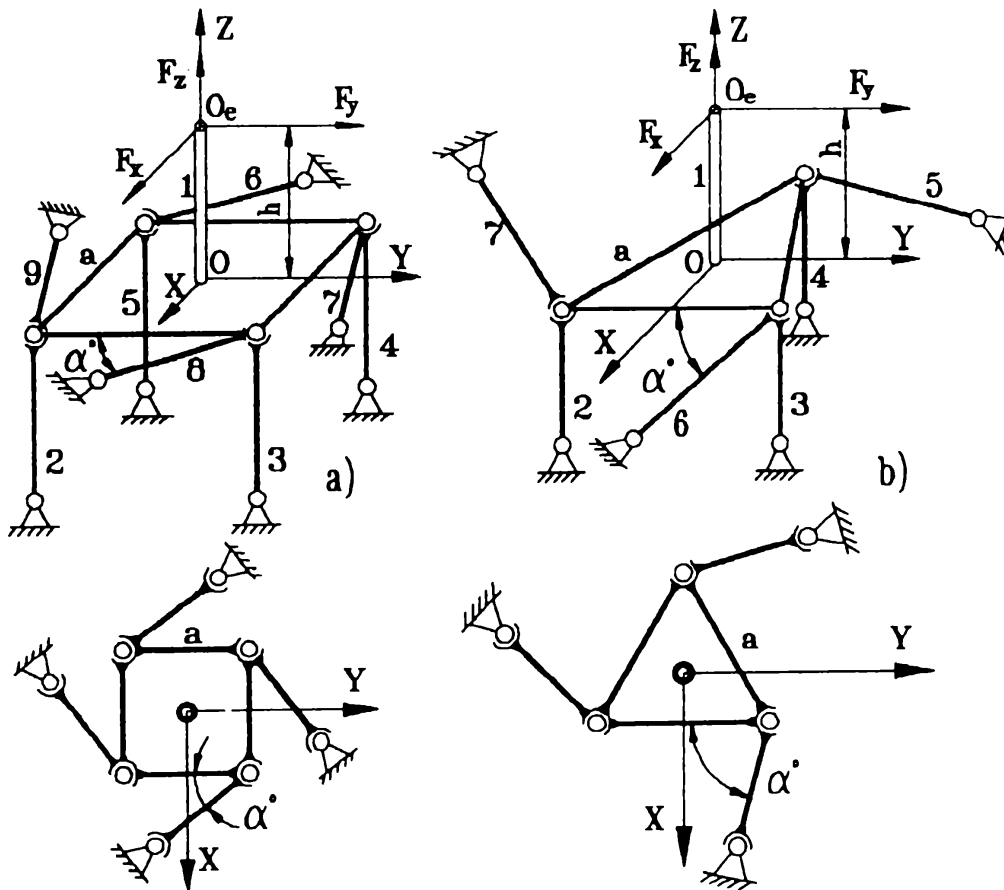


Figura 3.16 Structuri propuse pentru traductoare tensorezistive destinate măsurării a 6 componente

¹ m =numărul laturilor elementului central rigid de formă poligonală

Datorită numărului redus de bare de măsură în raport cu cazul general, s-a recurs la o simplificare a numerotării și identificării acestora.

Pe baza ecuațiilor de echilibru pentru elementul central rigid în raport cu punctul O, se pot determina cele 6 componente ale tursorului de măsurat, $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$ în funcție de forțele din barele de măsurare (F_2, F_3, \dots, F_9 respectiv F_2, F_3, \dots, F_7). Scrise în formă matricială, aceste relații sunt:

$$\begin{bmatrix} F_x & F_y & F_z & M_x & M_y & M_z \end{bmatrix}^T = [D_0] \begin{bmatrix} F_2 & F_3 & F_4 & F_5 & F_6 & F_7 & F_8 & F_9 \end{bmatrix}^T \quad (3.50)$$

și respectiv:

$$\begin{bmatrix} F_x & F_y & F_z & M_x & M_y & M_z \end{bmatrix}^T = [D_\Delta] \begin{bmatrix} F_2 & F_3 & F_4 & F_5 & F_6 & F_7 \end{bmatrix}^T \quad (3.51)$$

$[D_0]$ și $[D_\Delta]$ reprezintă matricile teoretice de decuplare pentru cazul a), respectiv b). Cu notațiile din fig. 3.16 a și b, configurația acestora este:

$$[D_0]_{6 \times 8} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\alpha & -\cos\alpha & -\sin\alpha & \cos\alpha \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\cos\alpha & -\sin\alpha & \cos\alpha & \sin\alpha \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -h\cos\alpha & -h\sin\alpha & h\cos\alpha & h\sin\alpha \\ \frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & -h\sin\alpha & h\cos\alpha & h\sin\alpha & -h\cos\alpha \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{a}{2}(\cos\alpha + \sin\alpha) & \frac{a}{2}(\cos\alpha + \sin\alpha) & \frac{a}{2}(\cos\alpha + \sin\alpha) & \frac{a}{2}(\cos\alpha + \sin\alpha) \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

$$[D_\Delta]_{6 \times 6} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -\cos(\alpha + \frac{\pi}{6}) & -\sin\alpha & \cos(\alpha - \frac{\pi}{6}) \\ 0 & 0 & 0 & -\sin(\alpha + \frac{\pi}{6}) & \cos\alpha & \sin(\alpha - \frac{\pi}{6}) \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{a}{2} & \frac{a}{2} & 0 & -h\sin(\alpha + \frac{\pi}{6}) & h\cos\alpha & h\sin(\alpha - \frac{\pi}{6}) \\ -\frac{a}{2\sqrt{3}} & -\frac{a}{2\sqrt{3}} & \frac{a}{\sqrt{3}} & h\cos(\alpha + \frac{\pi}{6}) & h\sin\alpha & -h\cos(\alpha - \frac{\pi}{6}) \\ 0 & 0 & 0 & \frac{a}{\sqrt{3}}\sin(\alpha + \frac{\pi}{6}) & \frac{a}{\sqrt{3}}\sin(\alpha + \frac{\pi}{6}) & \frac{a}{\sqrt{3}}\sin(\alpha + \frac{\pi}{6}) \end{bmatrix} \quad (3.53)$$

Pentru măsurarea tuturor celor 6 componente, este necesar ca unghiul α să satisfacă relația (3.41) pentru $m=4$ și respectiv $m=3$ (vezi și tabelul III.III).

III.4.2. Schema principială de prelevare și prelucrare a semnalului

Măsurarea efortului în barele 2-9, respectiv 2-7 se realizează cu ajutorul unor punți complete de timbre tensometrice pe fiecare bară, timbre dispuse conform fig. 3.4 și conectate ca în fig. 3.17.

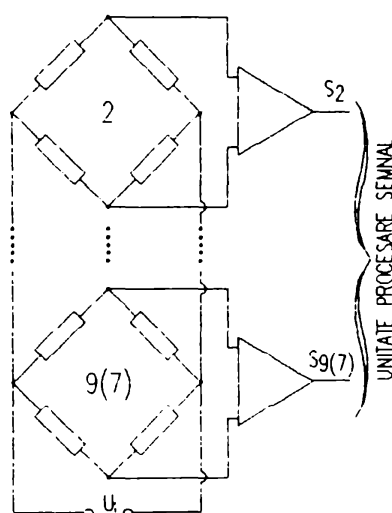


Figura 3.17 Conectarea timbrelor tensometrice în punți complete

Informația obținută la ieșirea punților tensometrice sub formă de semnal electric S_2, \dots, S_9 , respectiv S_2, \dots, S_7 poate fi prelucrată analogic sau numeric, pentru a obține valorile celor 6 componente ale torsorului ce se măsoară, după scheme informaționale de tipul celor prezentate în fig. 3.18 a, b. Semnificația simbolurilor incluse în aceste scheme este:

- Si **Semnalul de ieșire de pe canalul i al traductorului**
- x
... **Multiplicator**
- +/- **Inversor**
- 1 **Conector**
- X **Sumator**

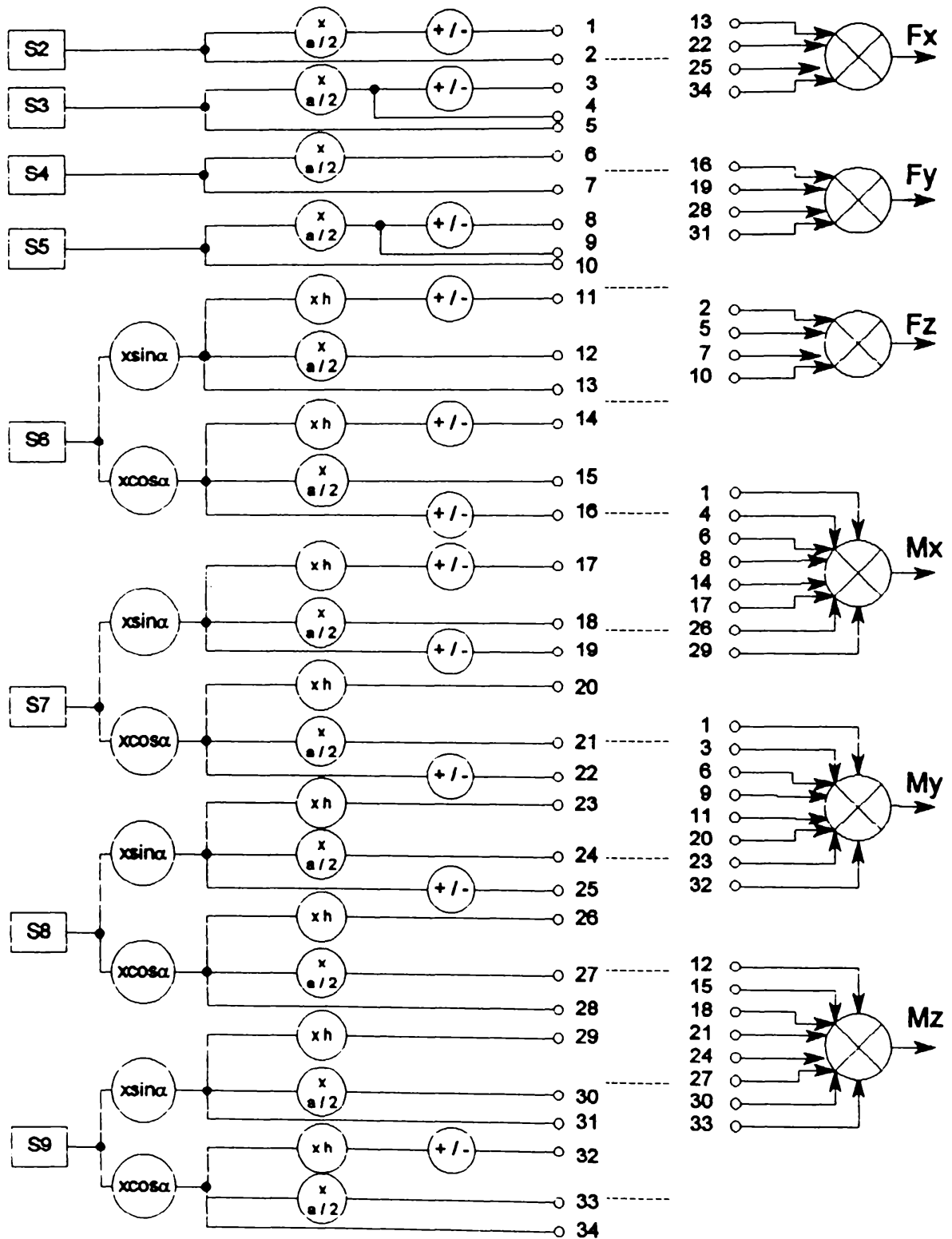


Figura 3.18 a Schema de prelucrare a informației în cadrul variantei a) a traductorului

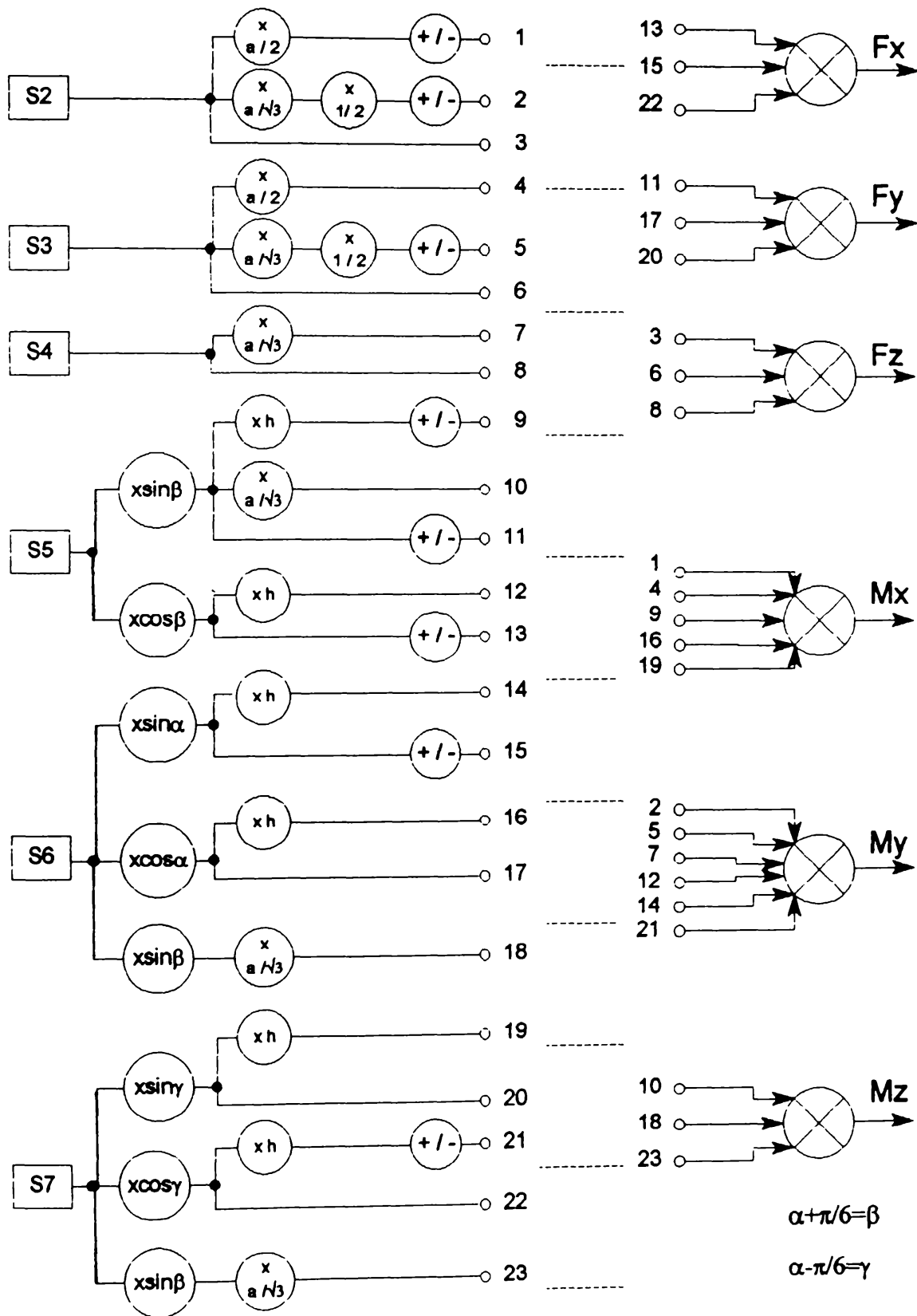


Figura 3.18 b Schema de prelucrare a informației pentru varianta b) de traductor

III.5 ASPECTE DE PROIECTARE OPTIMALA A TRADUCTOARELOR PROPUSE

III.5.1. Introducere

La determinarea dimensiunilor și a soluțiilor constructive pentru traductoarele de forță propuse, criteriile de bază în evaluarea calității proiectului sunt minimizarea erorilor și maximizarea sensibilității, în condițiile unei construcții fiabile și robuste. Cele trei clase de probleme luate în considerare în studiul de optimizare sunt prezentate în fig. 3.19 [P4].

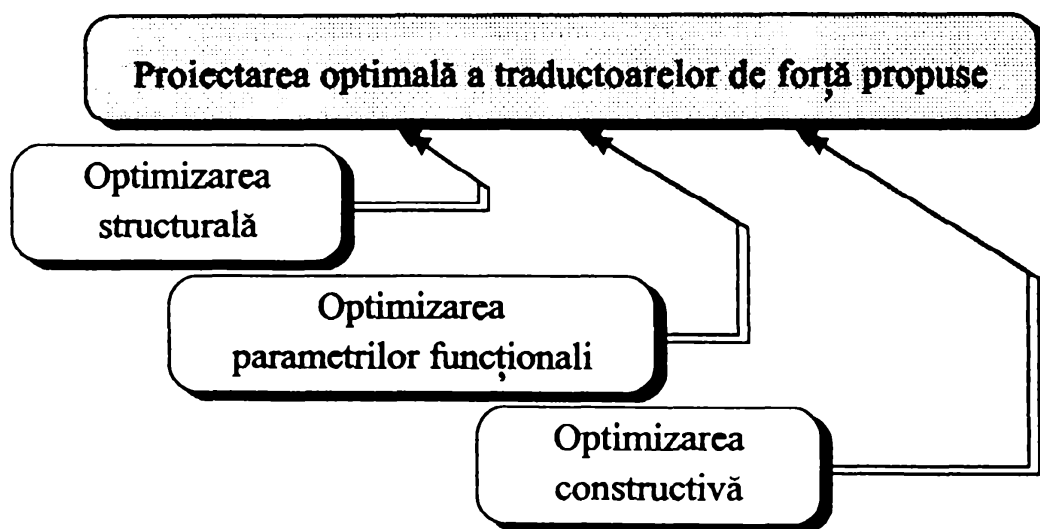


Figura 3.19 Aspecte de proiectare optimă a traductoarelor propuse

Parametrii optimizabili în proiectarea variantelor de traductoare prezentate se referă la geometria structurii sesizoare (parametrii a , h , α), la forma și dimensiunile unei bare de măsură și în mod deosebit a secțiunii de măsură (secțiunea transversală a barei în care se plasează timbrele tensometrice), la materialele pentru componentele traductorului, în special pentru barele de măsură, în corelație cu valorile nominale ale componentelor de măsurat și cu posibilele cerințe de gabarit (limitări ale dimensiunilor maxime în scopul înglobării traductorului în

subansambluri mobile ale unor sisteme tehnice).

Având în vedere numărul mare al parametrilor de proiectare luați în considerare, o optimizare analitică integrală este laborioasă și nu în întregime justificată [B11], [B13]. Utilizarea unor metode numerice alături de proceduri analitice, realizarea iterativă a optimizării, în mai mulți pași, precum și aplicarea în cascadă, alternativ, a unui subset de criterii de optimizare, în vederea optimizării unui subset de parametri, conduc la determinarea optimală a soluției de proiectare.

III.5.2. Optimizarea structurală a variantelor de traductor propuse

Considerând cele două structuri de traductor propuse, se poate evidenția în cazul celei de-a doua variante, care corespunde unui element central rigid de formă triunghiulară, configurația pătratică a matricii de decuplare $[D_{\Delta}]$ și utilizarea unui număr minim de canale de măsurare.

Aplicând ecuația (3.24) și relația corespunzătoare din tabelul III.I, pentru coeficientul de complexitate structurală, definit în §III.2.3, se obțin:

$$\psi_{\text{comb a}} = 3 + \frac{5}{2} \cdot 8 = 23 \quad (3.54)$$

$$\psi_{\text{comb b}} = 3 + \frac{5}{2} \cdot 6 = 18 \quad (3.55)$$

pentru varianta a) și respectiv varianta b). Deoarece $\psi_{\text{comb}} < \psi_{\text{coma}}$, a doua variantă este constructiv, mai simplă față de prima, datorită numărului mai mic de bare de măsură ($n=6$ în cazul al II-lea față de $n=8$ în primul). Această configurație conduce la o structură mai simplă a traductorului, cu consecințe și în simplificarea sa constructivă: mai puține cuple cinematice, mai puține timbre tensometrice, mai puține conexiuni electrice, având ca urmare o fiabilitate mai ridicată a traductorului.

Un alt aspect de optimizare structurală are în vedere o bună decuplare a canalelor de măsură. Cerința implică un număr cât mai mare de elemente nule în

matricile de decuplare $[D_0]$ respectiv $[D_\Delta]$, cu respectarea relației (3.41).

Pentru prima variantă, această condiție implică:

$$\sin \alpha = 0 \quad (3.56a)$$

sau

$$\cos \alpha = 0 \quad (3.56b)$$

cu soluțiile:

$$\alpha = 0, \frac{\pi}{2}, \pi, \frac{3\pi}{2}, 2\pi \quad (3.57)$$

Spre exemplu, pentru $\alpha=0$ rad, matricea de decuplare este dată de relația:

$$[D_0] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -h & 0 & h & 0 \\ -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & 0 & h & 0 & h \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} \end{bmatrix} \quad (3.58)$$

Valoarea parametrului $\alpha=0$ rad implică o soluție constructivă de separare a dublei cuple sferice după direcție verticală, în două plane paralele, cu dublarea elementului central rigid. Soluția va fi detaliată în §III.5.4. Celelalte valori optime ale parametrului α admit soluții de separare a dublei cuple sferice atât pe verticală cât și pe orizontală. Numărul maxim de elemente nule ce pot fi obținute în matricea $[D_0]$ este de 50%.

Pentru a doua variantă de structură, posibilitatea de a obține mai multe elemente nule în matricea de decuplare $[D_\Delta]$ implică una din ecuațiile:

$$\sin\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right) = 0 \quad (3.59a)$$

$$\cos\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right) = 0 \quad (3.59b)$$

$$\cos\left(\alpha + \frac{\pi}{6}\right) = 0 \quad (3.59c)$$

$$\sin \alpha = 0 \quad (3.59d)$$

$$\cos \alpha = 0 \quad (3.59e)$$

care nu admit soluții simultane. Utilizând oricare dintre acestea, pot fi obținute doar

două elemente nule în plus în matricea de decuplare, proporția maximă posibilă de elemente nule fiind de 41%.

Observația referitoare la soluția $\alpha=0$ rad (ecuația (3.59d) aferentă variantei anterioare) privind posibilitatea de separare constructivă a dublei cuple sferice, este valabilă și în acest caz.

III.5.3. Optimizarea parametrilor funcționali

Aspectele care au fost considerate în optimizarea parametrilor funcționali ai structurilor se referă la eroarea maximă în determinarea componentelor torsorului de măsurat, la stabilitatea la perturbații a traductorului, la obținerea unei sensibilități de valoare ridicată, și la omogenitatea sensibilității în raport cu fiecare componentă.

În determinarea valorilor maxime ale erorilor pentru fiecare componentă, s-a plecat de la ecuațiile (3.50)...(3.53), considerând fiecare componentă ca o funcție $Q=Q(\alpha, a, h, F_i)$, unde $i=2...9$ respectiv $i=2...7$. Dacă erorile aferente parametrilor geometrici α, a, h în fiecare din cele două structuri sunt neglijabile, variația funcției Q este:

$$Q + \Delta Q = Q(F_i) + \sum_{i=2}^n \frac{\partial Q}{\partial F_i} \Delta F_i, \quad \text{cu } n=9 \text{ și respectiv } n=7 \quad (3.60)$$

$(\Delta Q)_{\max}$ trebuie să respecte condiția:

$$\Delta Q_{\max} \leq \sum_{i=2}^n \left| \frac{\partial Q}{\partial F_i} \right| \cdot |\Delta F_i| \quad (3.61)$$

Se poate admite o comportare similară a tuturor barelor de măsură orizontale și verticale, adică:

$$|\Delta F_2| = |\Delta F_3| = \dots = |\Delta F_{\text{bara}}| \quad (3.62)$$

$(\Delta F)_{\text{bara}}$ este valoarea absolută a erorii semnalului pe fiecare canal (pe fiecare bară de măsură).

Pentru prima structură, erorile maxime în măsurarea celor 6 componente sunt:

$$(\Delta F_x)_{\max} = 2(|\sin \alpha| + |\cos \alpha|)(\Delta F_{\text{bara}})$$

$$(\Delta F_y)_{\max} = 2(|\sin \alpha| + |\cos \alpha|)(\Delta F_{\text{bara}})$$

$$(\Delta F_z)_{\max} = 4(\Delta F_{\text{bara}})$$

$$(\Delta M_x)_{\max} = 2a(\Delta F_{\text{bara}})\left[1 + \frac{h}{a}(|\sin \alpha| + |\cos \alpha|)\right] \quad (3.63)$$

$$(\Delta M_y)_{\max} = 2a(\Delta F_{\text{bara}})\left[1 + \frac{h}{a}(|\sin \alpha| + |\cos \alpha|)\right]$$

$$(\Delta M_z)_{\max} = 2a|\sin \alpha + \cos \alpha|(\Delta F_{\text{bara}})$$

Două tipuri de factori influențează valorile maxime ale erorilor de măsurare pentru cele 6 componente: parametrii geometrici α , a , h și eroarea (ΔF_{bara}) .

Relațiile (3.63) permit evidențierea a două funcții $\mu(\alpha) = |\sin(\alpha)| + |\cos(\alpha)|$ și $\nu(\alpha) = |\sin(\alpha) + \cos(\alpha)|$, utile în studiul erorilor de măsurare (fig. 3.20) [P4].

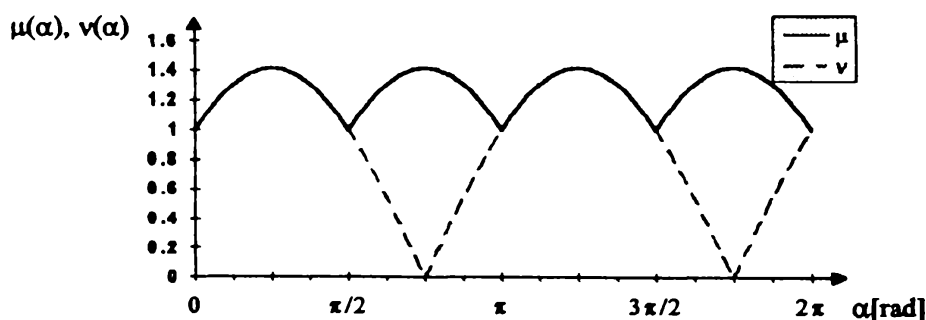


Figura 3.20 Variația funcțiilor $\mu(\alpha)$ și $\nu(\alpha)$

Relațiile (3.63) devin:

$$(\Delta F_x)_{\max} = 2\mu(\alpha)(\Delta F_{\text{bara}})$$

$$(\Delta F_y)_{\max} = 2\mu(\alpha)(\Delta F_{\text{bara}})$$

$$(\Delta F_z)_{\max} = 4(\Delta F_{\text{bara}})$$

$$(\Delta M_x)_{\max} = 2a(\Delta F_{\text{bara}})\left[1 + \frac{h}{a}\mu(\alpha)\right] \quad (3.64)$$

$$(\Delta M_y)_{\max} = 2a(\Delta F_{\text{bara}})\left[1 + \frac{h}{a}\mu(\alpha)\right]$$

$$(\Delta M_z)_{\max} = 2a\nu(\alpha)(\Delta F_{\text{bara}})$$

Valori minime ale funcției $\mu(\alpha)$ implică erori minime în măsurarea componentelor F_x , F_y și reducerea erorilor pentru M_x și M_y . A doua funcție auxiliară

$v(\alpha)$ influențează direct proporțional componenta M_z . Excluzând valorile improprii măsurării ($\alpha=3\pi/4, 7\pi/4$), $\alpha=k\pi/2$ asigură valori cât mai reduse pentru $\mu(\alpha)$ și $v(\alpha)$.

Erorile care afectează componentele M_x și M_y sunt influențate și de raportul h/a . Luând în considerare un domeniu limitat de variație a dimensiunii a , determinat de restricțiile de gabarit impuse proiectului, este de preferat un raport redus h/a .

Măsurarea componentei F_z nu este influențată de parametrii geometrici ai structurii.

Eroarea datorată semnalului pe un canal de măsurare, ΔF_{bara} , afectează direct proporțional erorile de determinare ale tuturor componentelor.

Pentru cea de-a doua structură propusă (cazul b)), erorile maxime în determinarea celor 6 componente sunt:

$$\begin{aligned}
 (\Delta F_x)_{\text{max}} &= \left| \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right) \right| + \left| \sin\left(\alpha + \frac{\pi}{6}\right) \right| + |\cos \alpha| (\Delta F_{\text{bara}}) \\
 (\Delta F_y)_{\text{max}} &= \left| \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right) \right| + \left| \cos\left(\alpha + \frac{\pi}{6}\right) \right| + |\sin \alpha| (\Delta F_{\text{bara}}) \\
 (\Delta F_z)_{\text{max}} &= 3(\Delta F_{\text{bara}}) \\
 (\Delta M_x)_{\text{max}} &= 2a \left[\frac{1}{\sqrt{3}} + \frac{h}{2a} \left(\left| \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right) \right| + \left| \cos\left(\alpha + \frac{\pi}{6}\right) \right| + |\sin \alpha| \right) \right] (\Delta F_{\text{bara}}) \\
 (\Delta M_y)_{\text{max}} &= a \left[1 + \frac{h}{a} \left(\left| \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right) \right| + \left| \sin\left(\alpha + \frac{\pi}{6}\right) \right| + |\cos \alpha| \right) \right] (\Delta F_{\text{bara}}) \\
 (\Delta M_z)_{\text{max}} &= a \sqrt{3} \left| \sin\left(\alpha + \frac{\pi}{6}\right) \right| (\Delta F_{\text{bara}})
 \end{aligned} \tag{3.65}$$

Pot fi definite funcțiile auxiliare $\gamma(\alpha)$, $\delta(\alpha)$ și $\lambda(\alpha)$ care evidențiază influența parametrului geometric α asupra valorii erorilor maxime (fig. 3.21):

$$\begin{aligned}
 \gamma(\alpha) &= \left| \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right) \right| + \left| \sin\left(\alpha + \frac{\pi}{6}\right) \right| + |\cos \alpha| \\
 \delta(\alpha) &= \left| \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right) \right| + \left| \cos\left(\alpha + \frac{\pi}{6}\right) \right| + |\sin \alpha| \\
 \lambda(\alpha) &= \left| \sin\left(\alpha + \frac{\pi}{6}\right) \right|
 \end{aligned} \tag{3.66}$$

Relațiile (3.65) devin astfel:

$$\begin{aligned}
 (\Delta F_x)_{\max} &= \gamma(\alpha)(\Delta F_{\text{bară}}) \\
 (\Delta F_y)_{\max} &= \delta(\alpha)(\Delta F_{\text{bară}}) \\
 (\Delta F_z)_{\max} &= 3(\Delta F_{\text{bară}}) \\
 (\Delta M_x)_{\max} &= 2a\left[\frac{1}{\sqrt{3}} + \frac{h}{2a}\delta(\alpha)\right](\Delta F_{\text{bară}}) \\
 (\Delta M_y)_{\max} &= a\left[1 + \frac{h}{a}\gamma(\alpha)\right](\Delta F_{\text{bară}}) \\
 (\Delta M_z)_{\max} &= a\sqrt{3}\lambda(\alpha)(\Delta F_{\text{bară}})
 \end{aligned}
 \tag{3.67}$$

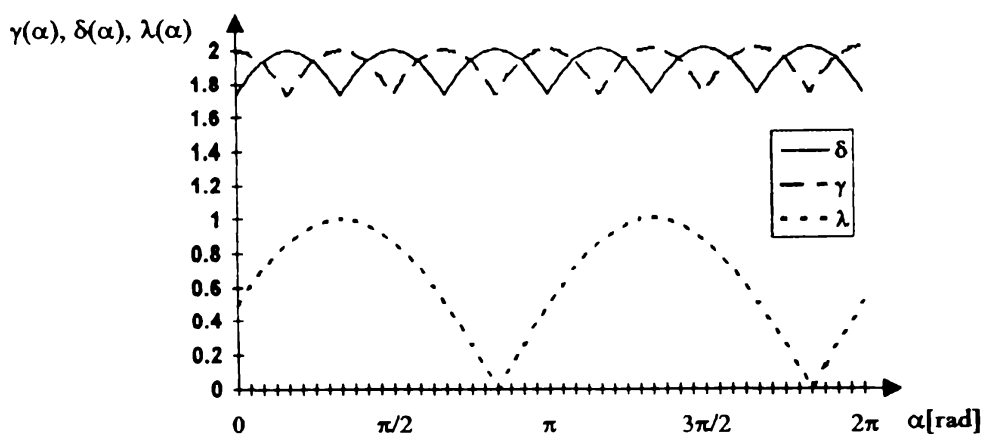


Figura 3.21 Variația funcțiilor auxiliare $\gamma(\alpha)$, $\delta(\alpha)$, $\lambda(\alpha)$

Funcțiile $\gamma(\alpha)$ și $\delta(\alpha)$ influențează direct proporțional erorile de determinare a componentelor F_x și respectiv F_y , intervenind și în mărimile erorilor pentru componentele M_x și M_y . Cele două funcții fiind în opoziție de fază, nu există o valoare a unghiului α care să genereze valori optime simultane pentru ambele. Funcția $\lambda(\alpha)$ intervine direct proporțional în mărimea erorii pentru M_z . Minimul funcției $\lambda(\alpha)$ corespunde însă valorilor inadmisibile pentru unghiul α ($5\pi/6$, $11\pi/6$). Valori ale unghiului α care să conducă la erori de măsurare cât mai mici pentru cele 5 componente menționate sunt: $\alpha=3\pi/4$, $11\pi/12$, $21\pi/12$, $23\pi/12$.

Eroarea de măsurare a componentei F_z nu este influențată nici în acest caz de geometria structurii.

Așa cum s-a menționat în §III.3.2, în evaluarea sensibilității la perturbații se utilizează numărul de condiționare și cea mai mică valoare singulară a matricii de cuplare normalizate a structurii, $[C^*]$, matrice definită prin ecuația (3.48)[B12], [B13], [B14], [D32], [N5], [S6], [U2]. Având în vedere setul mare de variabile din analiză, o evaluare simbolică a celor doi parametri este dificil de realizat. S-a recurs la studiul numeric al acestora, folosind pachetul soft Matlab 4.2b. Studiul a fost realizat în condițiile unui material precizat prin modulul de elasticitate longitudinal pentru barele de măsurare (s-au considerat oțeluri și duraluminiu) și a unei secțiuni de măsurare de o anumită arie (s-a admis secțiunea minimă care să permită lipirea TER). S-a stabilit un set de valori nominale pentru componentele torsorului $\{F_{xnom}, F_{ynom}, F_{znom}, M_{xnom}, M_{ynom}, M_{znom}\}$ și unul de deformații relative maxime $\{\epsilon_{imax}\}$ ($i=2...9$ respectiv $2...7$). În scopul obținerii unei izotropii structurale, s-a admis egalitatea acestor deformații pentru toate barele de măsură, (relația (3.47)).

Restricțiile impuse parametrilor dimensionali a și h ai structurii sunt:

$$0.03 \text{ m} \leq a \leq 0.15 \text{ m} \text{ și respectiv } 0.03 \text{ m} \leq h \leq 0.15 \text{ m} \quad (3.68)$$

Pe baza modelul matematic prezentat anterior, s-au determinat variațiile numărului de condiționare $\text{Cond}[C^*]$, a celei mai mici valori singulare σ_{\min} și a celei mai mari valori singulare, σ_{\max} ale matricii de cuplare normalizate $[C^*]$ pentru cele două structuri sesizoare.

Numărul de condiționare al matricii de cuplare normalizate, $\text{Cond}([C^*])$ (ecuația (3.49)) reflectă sensibilitatea traductorului la perturbații de tip gaussian. O valoare redusă a acestuia asigură scăderea raportului zgomot/semnal.

Dependența numărului de condiționare de dimensiunea h și de unghiul α , considerând latura elementului rigid, a , ca parametru de generare a familiei de suprafețe grafice, este redată în fig. 3.22 a, b, c, d în cazul elementului rigid de formă pătrată și respectiv în fig. 3.23 a, b, c, d în cazul elementului rigid având formă de triunghi echilateral.

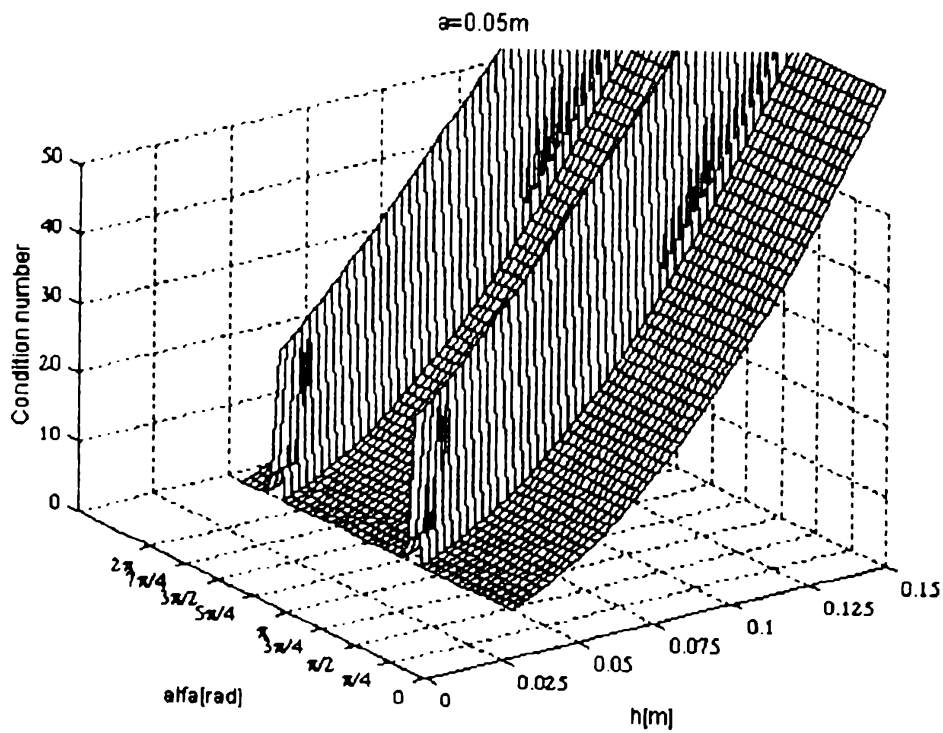
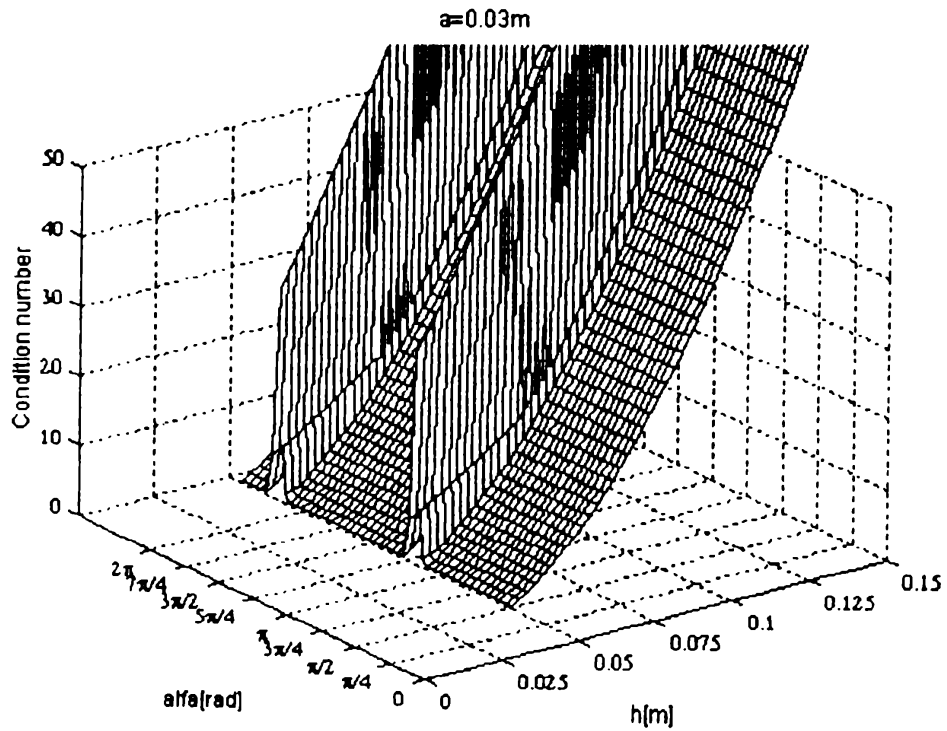


Figura 3.22 a, b Numărul de condiționare al matricii de cuplare normalizate pentru elementul rigid de formă pătrată

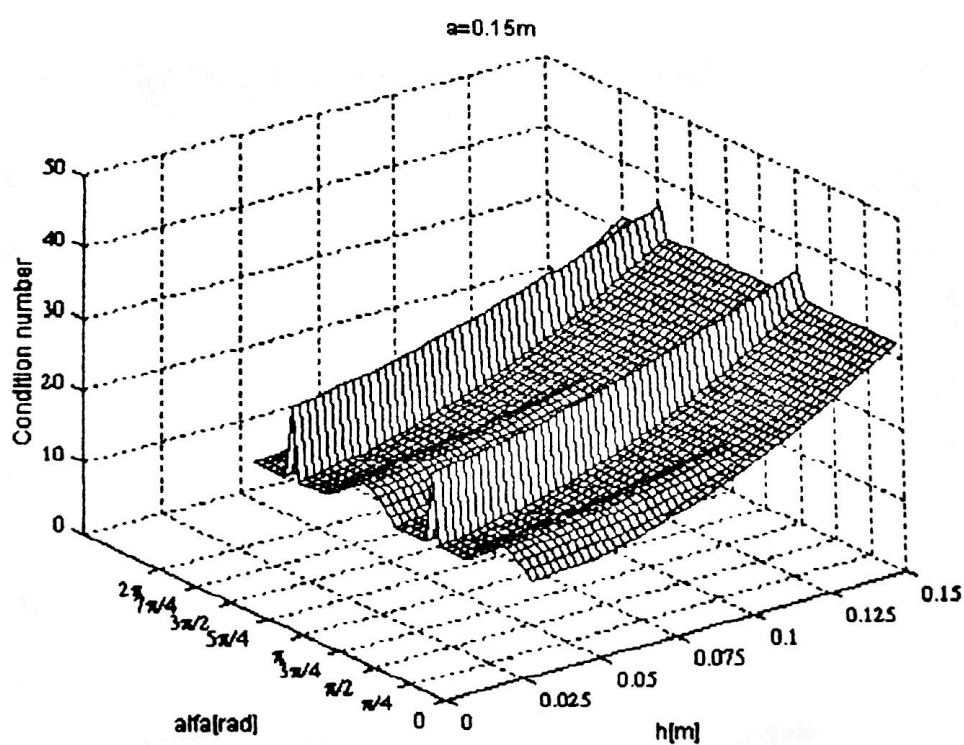
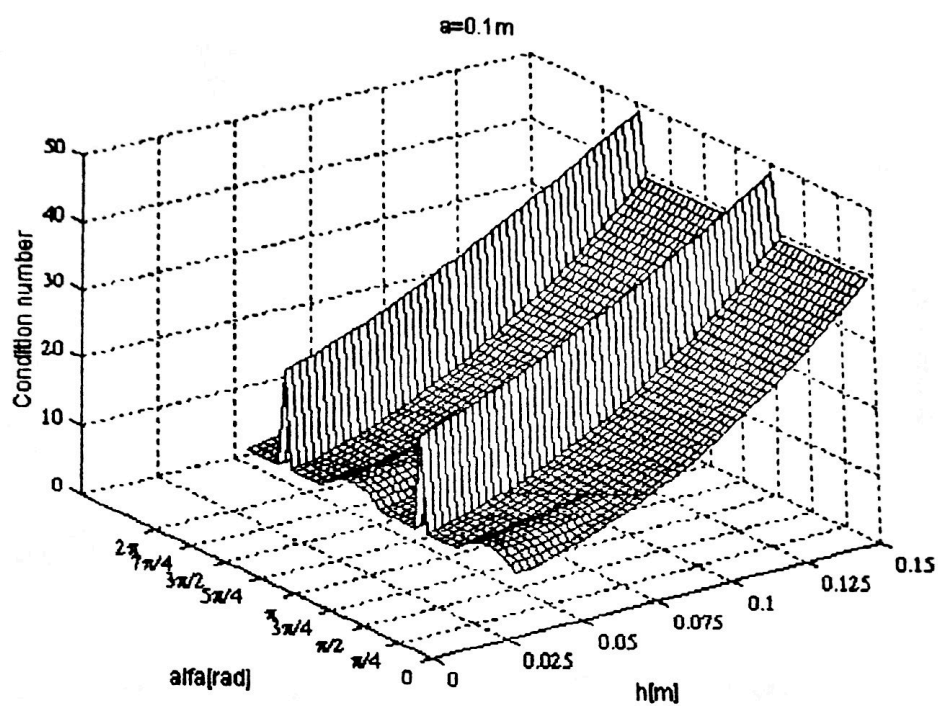
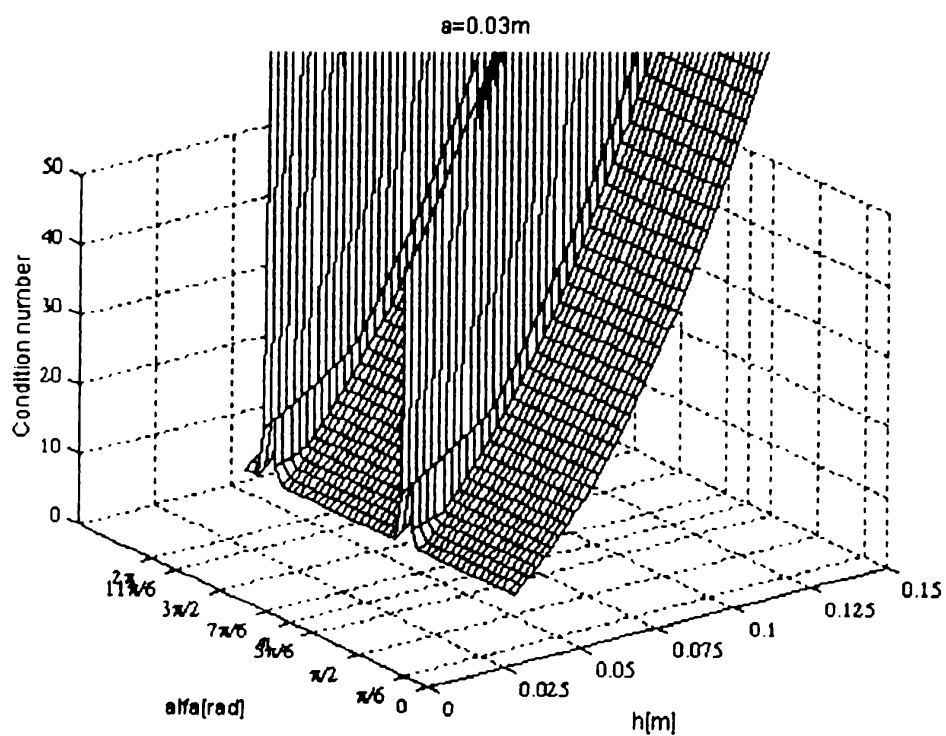
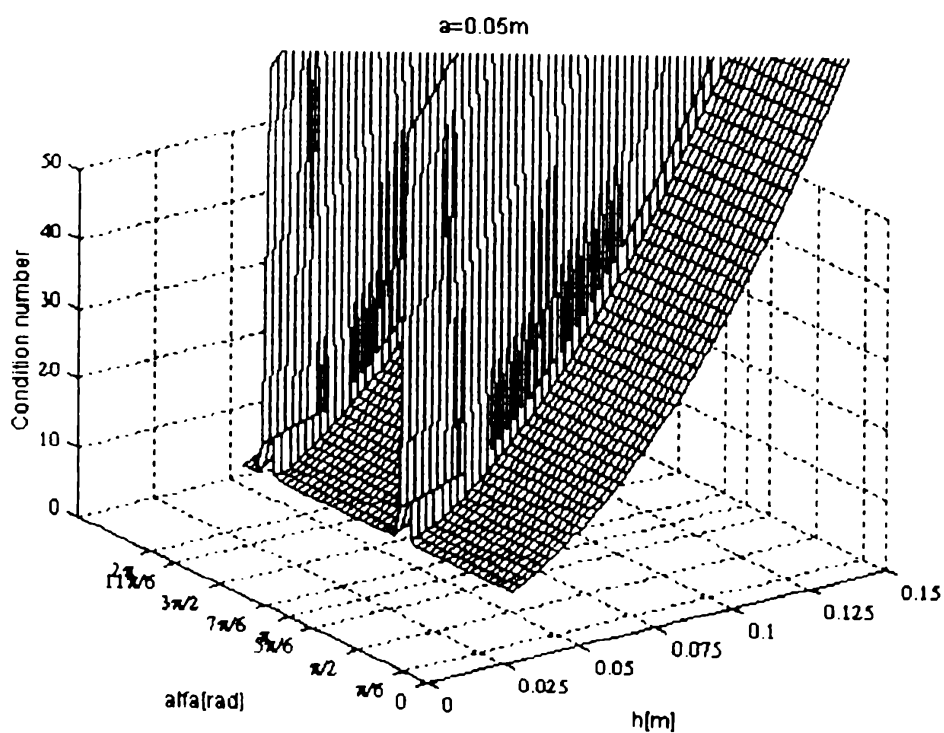


Figura 3.22 c, d Numărul de condiționare al matricii de cuplare normalizate pentru elementul rigid de formă pătrată

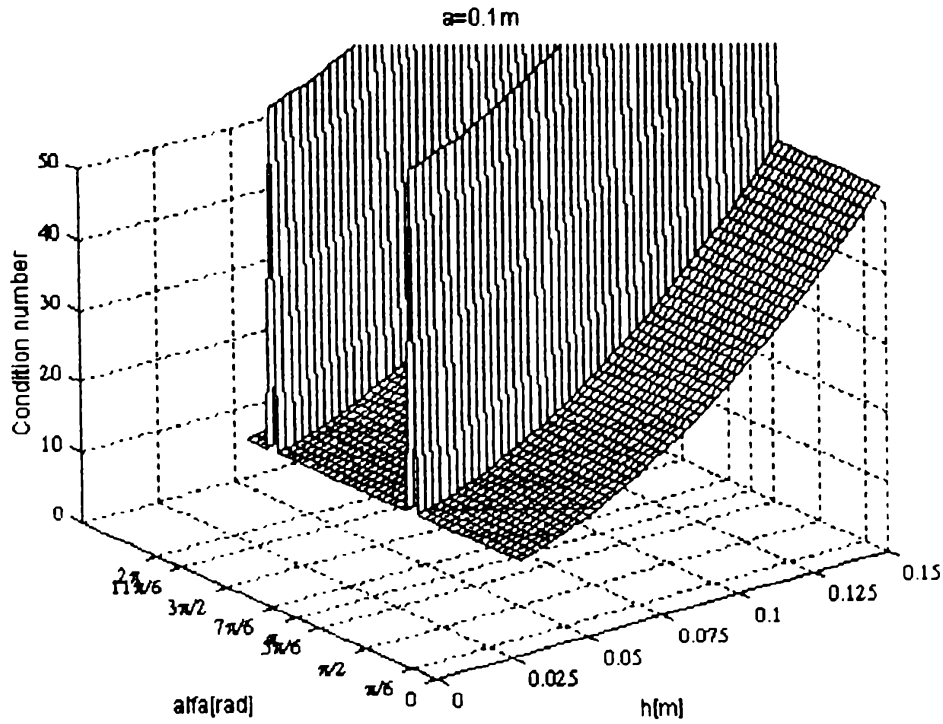


a)

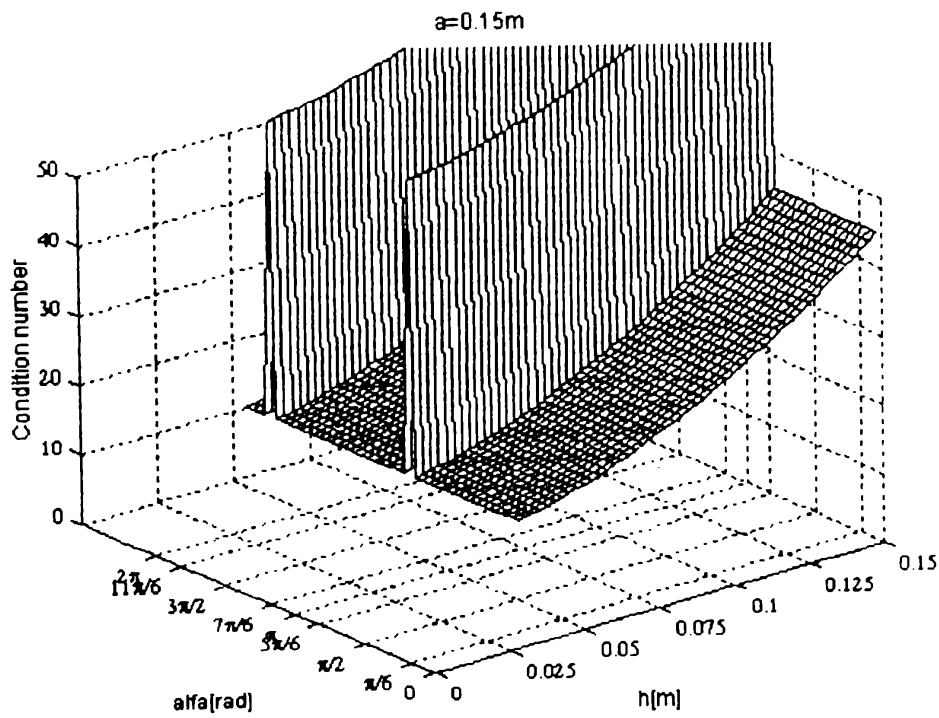


b)

Figura 3.23 a, b Numărul de condiționare al matricii de cuplare normalizate pentru elementul rigid de formă triunghiulară



c)



d)

Figura 3.23 c, d Numărul de condiționare al matricii de cuplare normalizate pentru elementul rigid de formă triunghiulară

Reprezentările grafice evidențiază saltul numărului de condiționare la valori foarte mari în vecinătatea valorilor inadecvate pentru unghiul α : $3\pi/4$ și $7\pi/4$ pentru prima structură, respectiv $5\pi/6$ și $11\pi/6$ pentru cea de-a doua. Acestea corespund cazurilor în care nu se poate măsura componenta M_z (vezi relația (3.41)). Pentru a evita determinările numerice practic imposibile ale numărului de condiționare corespunzătoare acestor cazuri, (teoretic $N_{rcond}[C^\#] \rightarrow \infty$), a fost ales un pas adecvat de variație a unghiului α .

La valori reduse ale dimensiunilor a și h , numărul de condiționare are valori mai scăzute, prin urmare structura prezintă o mai mare imunitate la perturbații. Pentru o anumită valoare a laturii a a elementului rigid, creșterea distanței h la care se aplică torsorul în raport cu structura sesizoare duce la o înrăutățire a numărului de condiționare. Scăderea calității este mai pronunțată la valori mici ale laturii elementului rigid. Faptul este observabil comparând figurile 3.23 a cu d, respectiv e cu h. Primele prezintă pante mai pronunțate ale suprafeței grafice $Cond([C^\#])$, deși valoarea absolută a numărului de condiționare este mai scăzută în aceste cazuri. Se poate concluziona de aici că variații ale punctului de aplicație al torsorului de măsurat vor perturba măsurarea corectă. Cu toate că un element central rigid de latură mai mică determină o valoare mai redusă a numărului de condiționare, structura este în acest caz mai sensibilă la posibile variații ale poziției punctului de aplicație, datorate unor jocuri, deformații mecanice remanente, etc.

Graficele indică, în cazul primei structuri, și prezența unor maxime locale, reprezentând situații mai puțin convenabile pentru numărul de condiționare, centrate în jurul valorilor $\alpha=\pi/4$ și $5\pi/4$ (cazurile c) și d)). La valori mai mari ale parametrului a , maximele locale sunt mai pronunțate.

Pentru a determina valorile optime ale unghiului α , care induc valori minime ale numărului de condiționare, este considerată reprezentarea grafică bidimensională a acestuia (fig. 3.24 a, b, c, d).

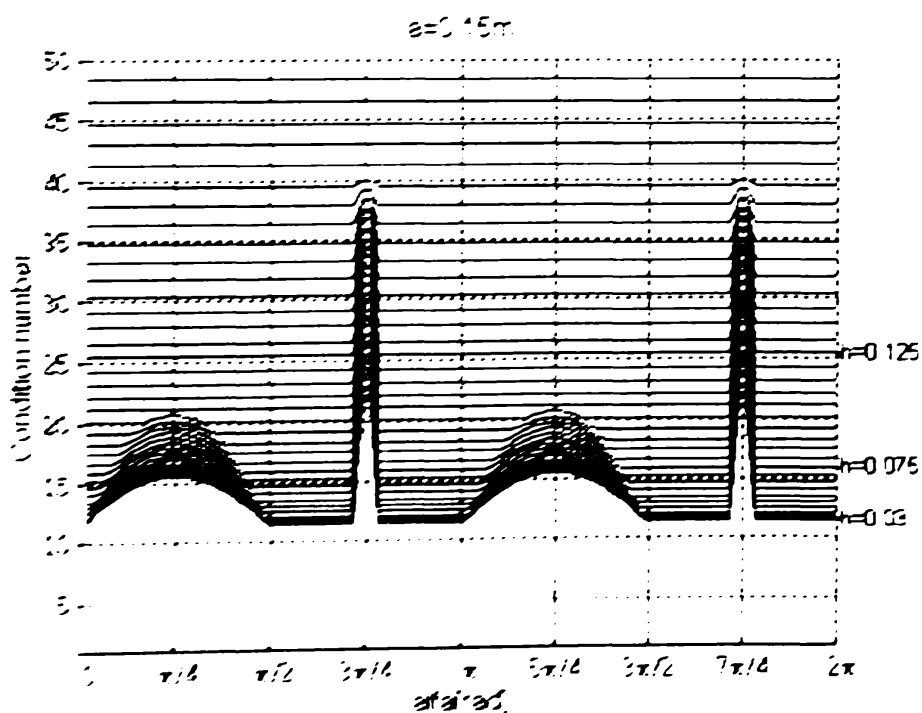
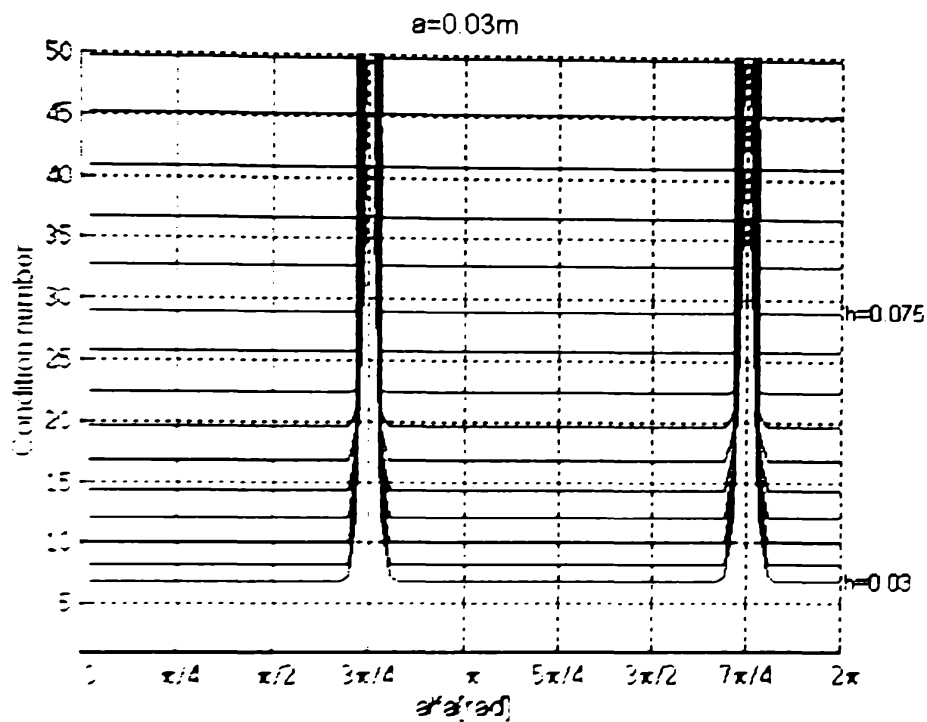


Figura 3.24 a, b Variația numărului de condiționare în funcție de unghiul α , în reprezentare bidimensională, pentru prima structură propusă

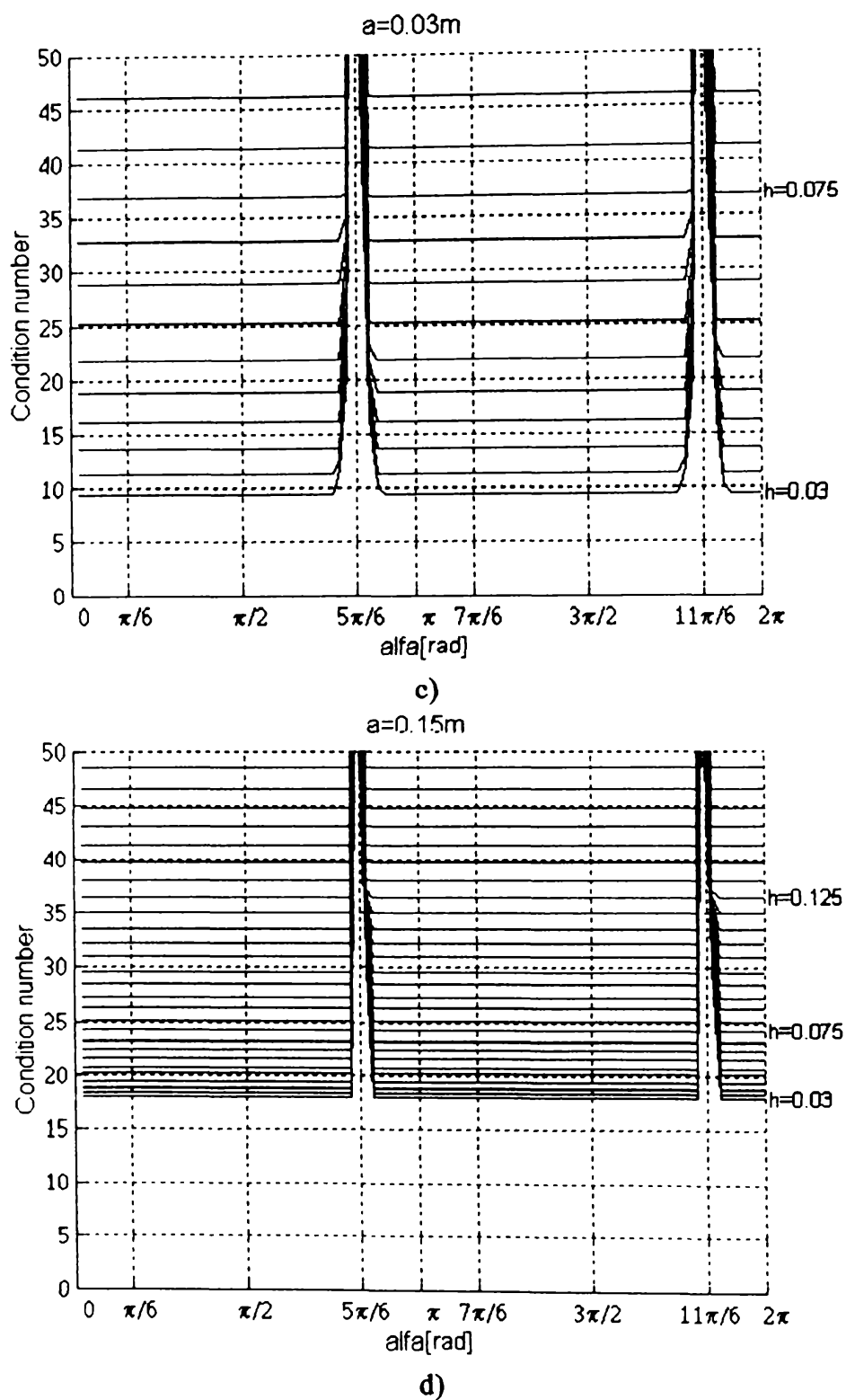


Figura 3.24 c, d Variația numărului de condiționare în funcție de unghiul α , în reprezentare bidimensională, pentru a doua structură propusă

Pentru prima structură sesizoare, indiferent de dimensiunile a și h , pot fi acceptate ca valori convenabile ale unghiului α , care conduc la un număr de condiționare minim, $\alpha = 0, \pi/2, \pi, 3\pi/2$. Conform §III.5.2, acestea determină și cea mai bună decuplare a canalelor de măsurare. În cazul celei de-a doua structuri, valorile respective pot fi, $\alpha \in [0, 3\pi/4]$ sau $\alpha \in [\pi, 7\pi/4]$. Valorile optime pentru unghiul α nu sunt influențate de cele ale parametrilor a și h . Ca urmare, alegerea parametrului constructiv α se poate face independent de alegerea celor două dimensiuni. Din compararea graficelor 3.24 a și c, respectiv b și d, se poate observa o valoare mai scăzută a numărului de condiționare în cazul elementului rigid de formă pătrată, la aceiași parametri dimensionali, aceeași încărcare nominală și același material, fapt ce implică o mai bună stabilitate la perturbații de tip gaussian.

Reprezentarea grafică a numărului de condiționare în funcție de cele două dimensiuni a și h , pentru un unghi α constant (fig. 3.25 a, b), evidențiază influența puternică a variației distanței h la care se aplică torsorul de măsurat față de elementul rigid asupra stabilității la perturbații, mai ales la valori mici ale laturii a a elementului rigid.

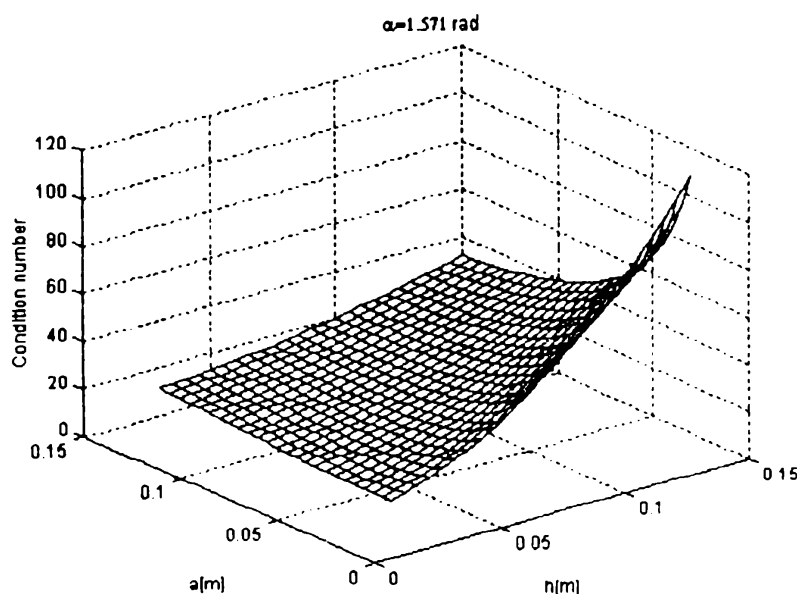


Figura 3.25 a Dependența $\text{Cond}([C^*]) = f(a, h)$, pentru $\alpha = \text{constant}$, în cazul elementului rigid de formă pătrată

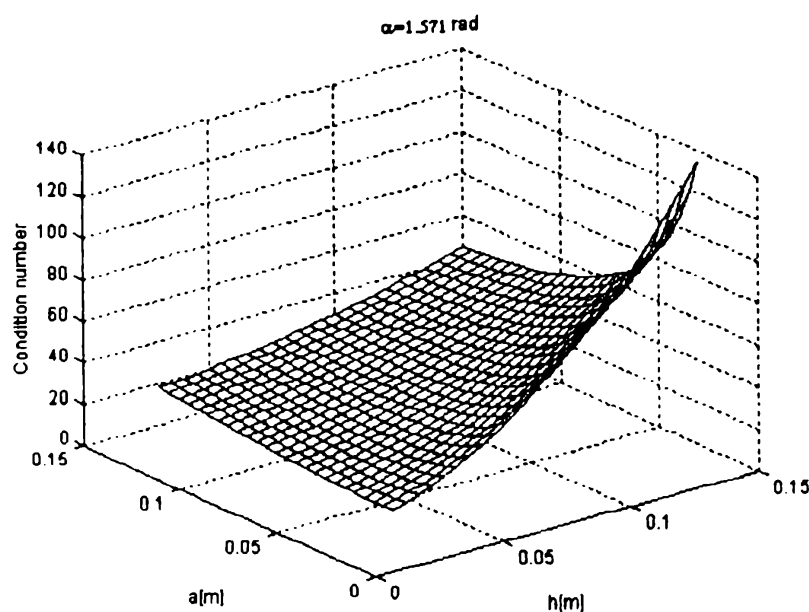


Figura 3.25 b Dependența $\text{Cond}([C^\#]) = f(a, h)$, pentru $\alpha = \text{constant}$, în cazul elementului rigid de formă triunghiulară

Studiul celei mai mici valori singulare σ_{\min} a matricii de cuplare normalizate $[C^\#]$, urmărește maximizarea acesteia, asigurând astfel o imunitate mai ridicată a structurii sesizoare la perturbații accidentale, negausiene [B11], [B12], [B13], și, simultan, o scădere a numărului de condiționare. În fig. 3.26 este redată variația celei mai mici valori singulare în raport cu parametrii dimensionali ai structurii sesizoare. La aceiași parametri de proiectare, cea mai bună valoare pentru σ_{\min} corespunde elementului rigid pătrat (fig. 3.26 a în raport cu c). Analizând dependența acesteia de dimensiunile a și h , trebuie subliniată influența puternică a variației lungimii laturii elementului rigid (fig. 3.26 b și d), ceea ce conduce la concluzia că structurile având poligonul central de latură mai mare sunt mai sensibile la perturbații negausiene.

În general, unghiul α nu influențează mărimea celei mai mici valori singulare. În cazul elementului rigid de formă pătrată, la dimensiuni a și h mari, apar însă minime locale neconvenabile pentru σ_{\min} , care induc totodată valori mai scăzute pentru numărul de condiționare (fig. 3.26 e).

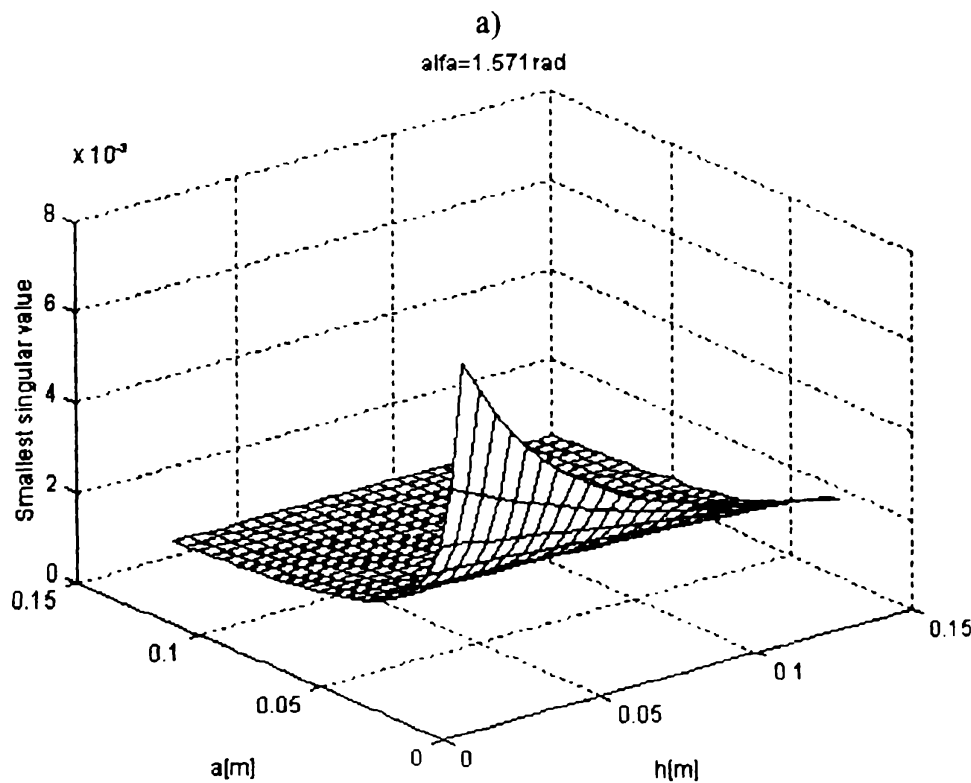
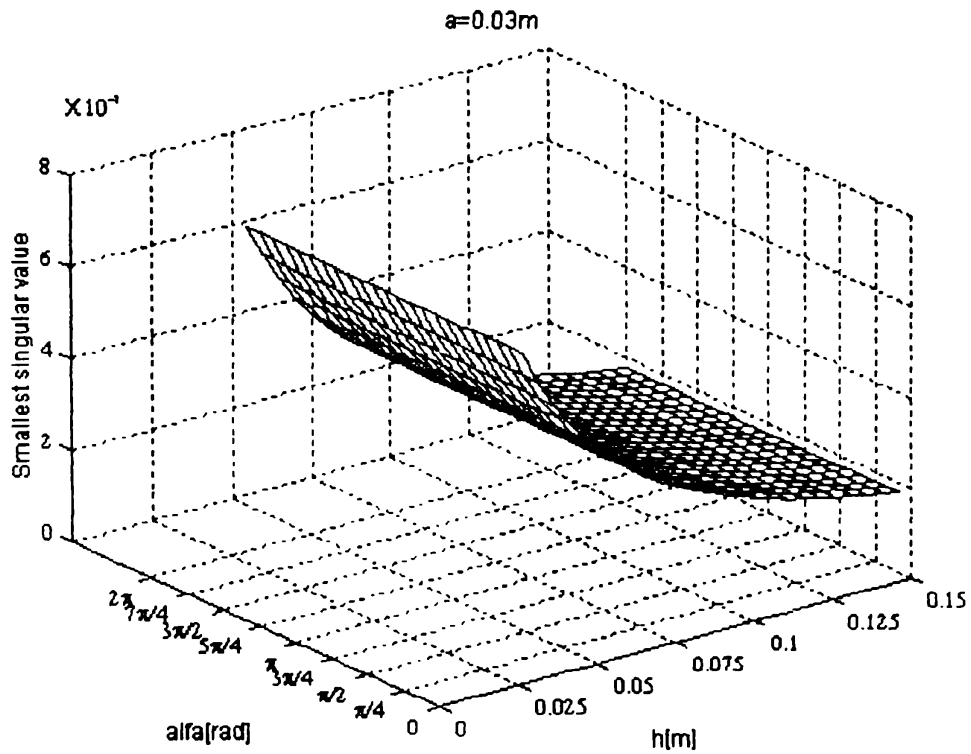


Figura 3.26 a, b Dependența celei mai mici valori singulare σ_{\min} de parametrii geometrice ai structurii sesizoare, pentru elementul rigid de formă pătrată

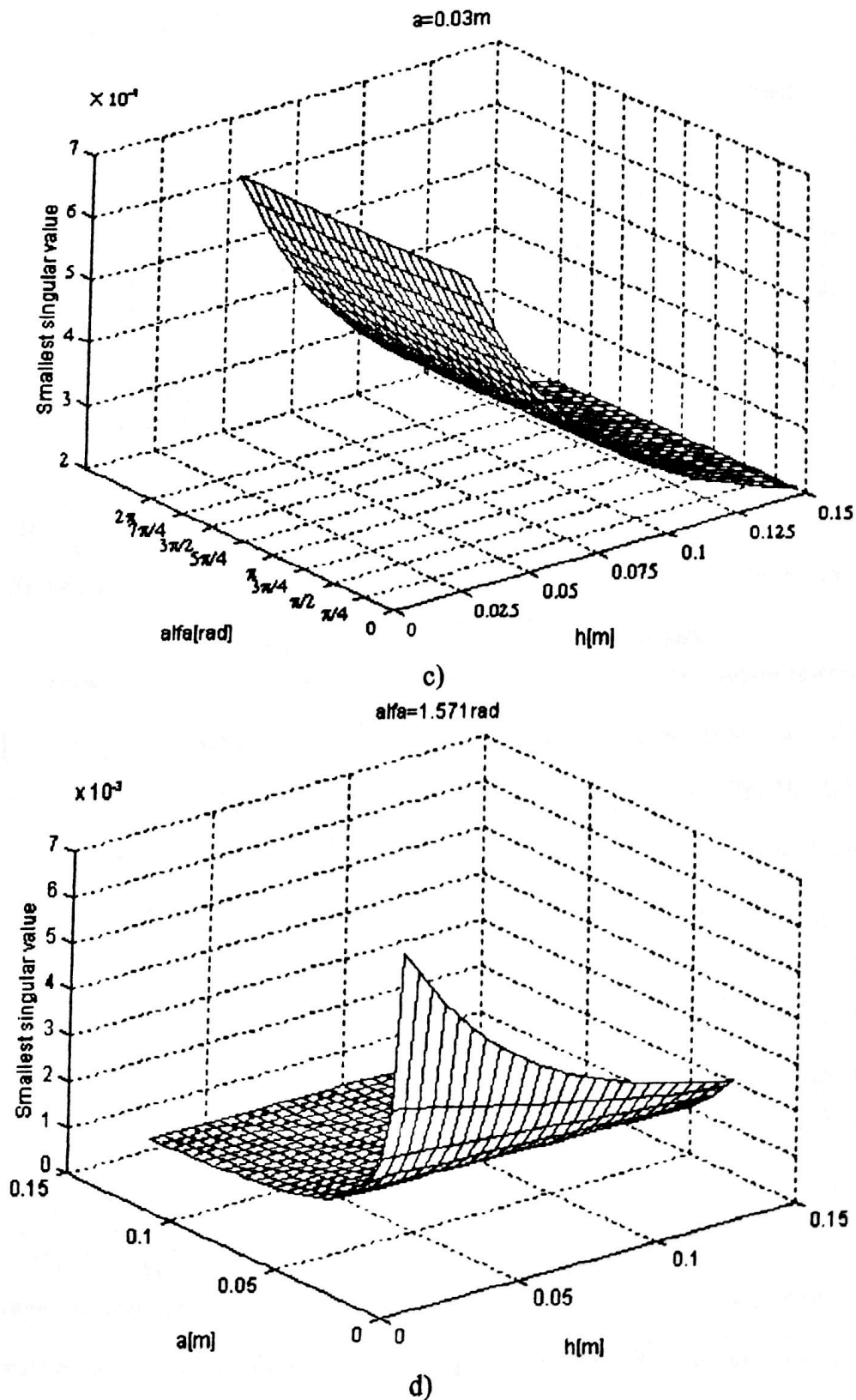


Figura 3.26 c, d Dependența celei mai mici valori singulare σ_{\min} de parametrii geometrici ai structurii sesizoare, pentru elementul rigid de formă triunghiulară

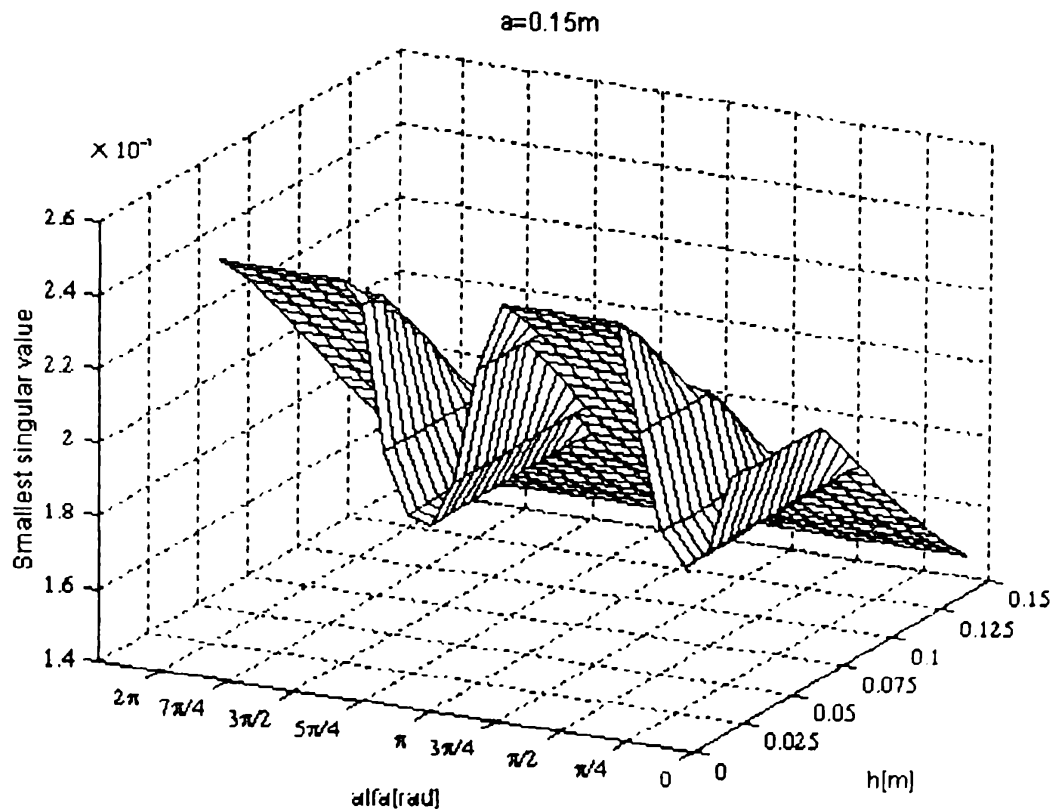
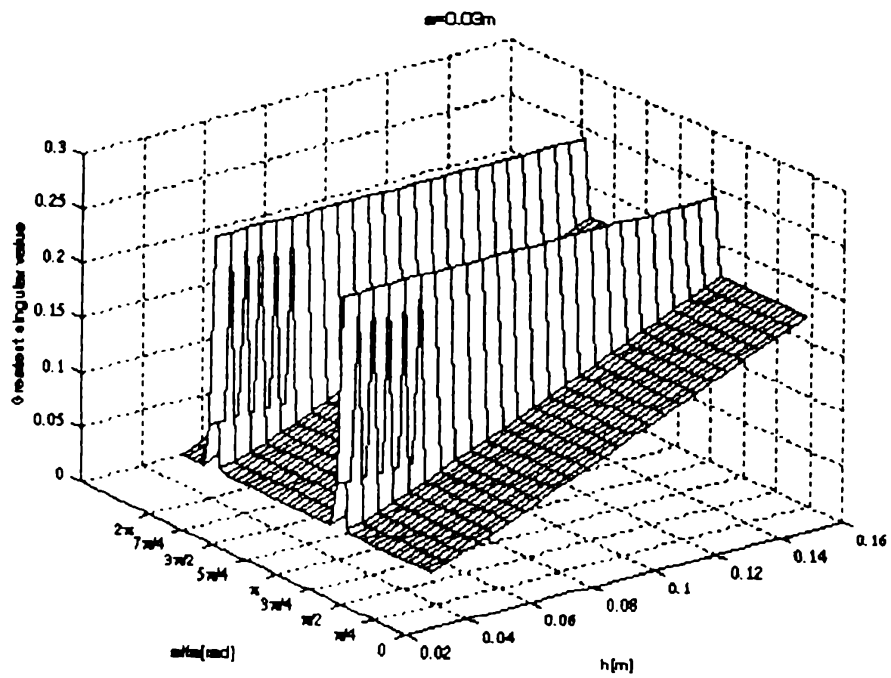
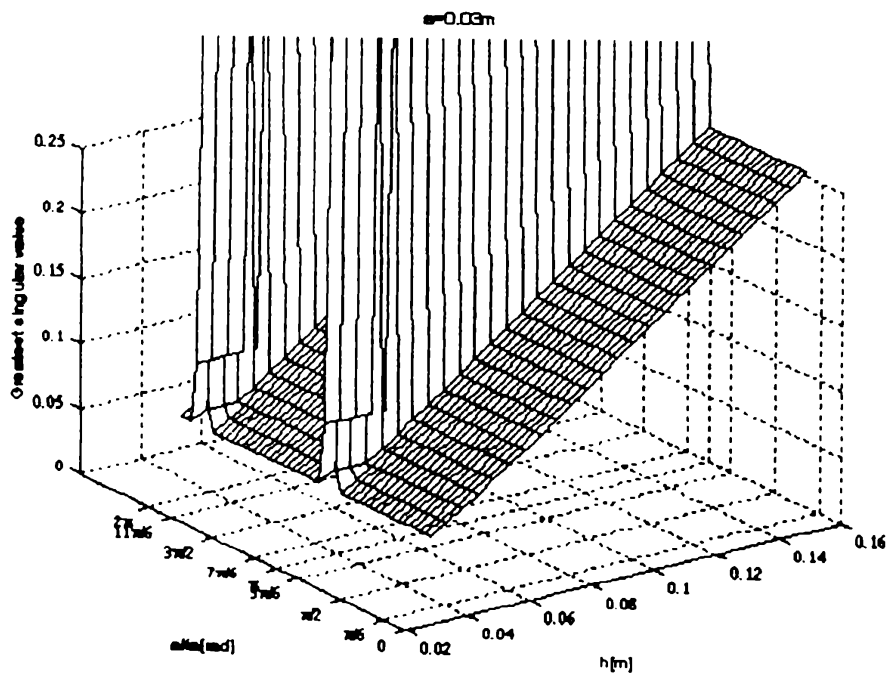


Figura 3.26 e $\sigma_{\min}=f(\alpha, h)$, în cazul elementului rigid de formă pătrată, la valori mari ale laturii a

Cea mai mare valoare singulară a matricii de cuplare normalizate, σ_{\max} , a cărei minimizare conduce la minimizarea numărului de condiționare (deoarece $\text{Cond}[\mathbf{C}^*] = \sigma_{\max}/\sigma_{\min}$), nu depinde de valoarea unghiului α (fig. 3.27 a, b), dar este mărimea care provoacă saltul la valori infinite al numărului de condiționare. Asupra valorii ei nu se poate interveni prin modificarea parametrilor geometrici, decât în sensul evitării valorilor inadmisibile pentru unghiul α . Ca urmare, principala cale de minimizare a numărului de condiționare, în scopul creșterii calității structurii sesizoare, rămâne maximizarea celei mai mici valori singulare (vezi și relația (3.49)).



a)



b)

Figura 3.27 Variația celei mai mari valori singulare, σ_{\max} , în funcție de parametrii α și h ai structurii sesizoare: a) pentru elementul rigid de formă pătrată; b) pentru elementul rigid de formă triunghiulară

Posibilitatea de a asigura pentru fiecare componentă măsurată aceeași sensibilitate și precizie constituie un alt aspect al optimizării funcționale a traductoarelor propuse. Două cerințe se impun din acest punct de vedere [B9]: prima se referă la atingerea valorii nominale a semnalului pe un anumit canal de măsurare atunci când, la intrare, sunt aplicate simultan valorile nominale ale componentelor torsorului măsurat. A doua are în vedere o influență egală a fiecărei componente pe un anumit canal de măsurare, adică omogenitatea sensibilității traductorului față de componentele măsurate.

Scriind ecuația de măsurare în funcție de matricea de cuplare normalizată pentru prima și respectiv pentru a doua structură sesizoare, rezultă:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_2 & \varepsilon_3 & \dots & \varepsilon_9 \\ \varepsilon_{\max} & \varepsilon_{\max} & & \varepsilon_{\max} \end{bmatrix}^T = [C_{\Delta}^{\#}] \cdot \begin{bmatrix} \frac{F_x}{F_{\text{nom}}} & \frac{F_y}{F_{\text{nom}}} & \frac{F_z}{F_{\text{nom}}} & \frac{M_x}{M_{\text{nom}}} & \frac{M_y}{M_{\text{nom}}} & \frac{M_z}{M_{\text{nom}}} \end{bmatrix}^T \quad (3.69a)$$

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_2 & \varepsilon_3 & \dots & \varepsilon_7 \\ \varepsilon_{\max} & \varepsilon_{\max} & & \varepsilon_{\max} \end{bmatrix}^T = [C_{\Delta}^{\#}] \cdot \begin{bmatrix} \frac{F_x}{F_{\text{nom}}} & \frac{F_y}{F_{\text{nom}}} & \frac{F_z}{F_{\text{nom}}} & \frac{M_x}{M_{\text{nom}}} & \frac{M_y}{M_{\text{nom}}} & \frac{M_z}{M_{\text{nom}}} \end{bmatrix}^T \quad (3.69b)$$

Pe baza relațiilor (3.45), (3.47), (3.48), (3.50)...(3.53), dacă $[C_{\Delta}^{\#}] = [c_{ij}^{\#}]$, ($i=2\dots 9$ respectiv $i=2\dots 7$ și $j=1\dots 6$), prima cerință menționată implică:

$$1 = c_{i1}^{\#} + c_{i2}^{\#} + c_{i3}^{\#} + c_{i4}^{\#} + c_{i5}^{\#} + c_{i6}^{\#} \quad (3.70)$$

iar a doua cerință necesită:

$$|c_{i1}^{\#}| = |c_{i2}^{\#}| = \dots = |c_{i6}^{\#}| = \frac{1}{6} \quad (i=2\dots 9 \text{ respectiv } i=2\dots 7) \quad (3.71)$$

Matricea de cuplare normalizată pentru prima structură sesizoare este:

$$\left[C_{\phi}^{\#} \right] = \frac{1}{AE} \begin{bmatrix}
 \frac{-hF_{nom}}{2a\epsilon_{max}} & \frac{hF_{nom}}{2a\epsilon_{max}} & \frac{F_{nom}}{4\epsilon_{max}} & \frac{-M_{nom}}{2a\epsilon_{max}} & \frac{-M_{nom}}{2a\epsilon_{max}} & 0 \\
 \frac{-hF_{nom}}{2a\epsilon_{max}} & \frac{hF_{nom}}{2a\epsilon_{max}} & \frac{F_{nom}}{4\epsilon_{max}} & \frac{M_{nom}}{2a\epsilon_{max}} & \frac{-M_{nom}}{2a\epsilon_{max}} & 0 \\
 \frac{2a\epsilon_{max}}{hF_{nom}} & \frac{2a\epsilon_{max}}{-hF_{nom}} & \frac{4\epsilon_{max}}{F_{nom}} & \frac{2a\epsilon_{max}}{M_{nom}} & \frac{2a\epsilon_{max}}{M_{nom}} & 0 \\
 \frac{2a\epsilon_{max}}{hF_{nom}} & \frac{2a\epsilon_{max}}{hF_{nom}} & \frac{4\epsilon_{max}}{F_{nom}} & \frac{2a\epsilon_{max}}{-M_{nom}} & \frac{2a\epsilon_{max}}{M_{nom}} & 0 \\
 \frac{2a\epsilon_{max}}{F_{nom} \sin(\alpha)} & \frac{2a\epsilon_{max}}{-F_{nom} \cos(\alpha)} & \frac{4\epsilon_{max}}{0} & \frac{2a\epsilon_{max}}{0} & \frac{2a\epsilon_{max}}{0} & \frac{0.5M_{nom}}{a\epsilon_{max} [\sin(\alpha) + \cos(\alpha)]} \\
 \frac{2\epsilon_{max}}{-F_{nom} \cos(\alpha)} & \frac{2\epsilon_{max}}{-F_{nom} \sin(\alpha)} & \frac{2\epsilon_{max}}{0} & \frac{2\epsilon_{max}}{0} & \frac{2\epsilon_{max}}{0} & \frac{0.5M_{nom}}{a\epsilon_{max} [\sin(\alpha) + \cos(\alpha)]} \\
 \frac{2\epsilon_{max}}{-F_{nom} \sin(\alpha)} & \frac{2\epsilon_{max}}{F_{nom} \cos(\alpha)} & \frac{2\epsilon_{max}}{0} & \frac{2\epsilon_{max}}{0} & \frac{2\epsilon_{max}}{0} & \frac{0.5M_{nom}}{a\epsilon_{max} [\sin(\alpha) + \cos(\alpha)]} \\
 \frac{2\epsilon_{max}}{F_{nom} \cos(\alpha)} & \frac{2\epsilon_{max}}{F_{nom} \sin(\alpha)} & \frac{2\epsilon_{max}}{0} & \frac{2\epsilon_{max}}{0} & \frac{2\epsilon_{max}}{0} & \frac{0.5M_{nom}}{a\epsilon_{max} [\sin(\alpha) + \cos(\alpha)]} \\
 \frac{2\epsilon_{max}}{2\epsilon_{max}} & \frac{2\epsilon_{max}}{2\epsilon_{max}} & \frac{2\epsilon_{max}}{2\epsilon_{max}} & \frac{2\epsilon_{max}}{2\epsilon_{max}} & \frac{2\epsilon_{max}}{2\epsilon_{max}} & \frac{0.5M_{nom}}{a\epsilon_{max} [\sin(\alpha) + \cos(\alpha)]}
 \end{bmatrix} \quad (3.72)$$

unde A este aria secțiunii transversale în bară, în zona de măsurare, iar E modulul de elasticitate longitudinal.

Pentru a obține elemente $c_{ij}^{\#}$ egale, este necesară satisfacerea egalităților:

$$\left| \frac{-0.5hF_{nom}}{a\epsilon_{max}} \right| = \left| \frac{0.25F_{nom}}{\epsilon_{max}} \right| = \left| \frac{0.5M_{nom}}{a\epsilon_{max}} \right| \quad \text{din} \left(\left| c_{11}^{\#} \right| = \left| c_{13}^{\#} \right| = \left| c_{14}^{\#} \right| \right) \quad (3.73a)$$

$$\left| \frac{0.5F_{nom} \sin(\alpha)}{\epsilon_{max}} \right| = \left| \frac{0.5F_{nom} \cos(\alpha)}{\epsilon_{max}} \right| = \left| \frac{M_{nom}}{2a\epsilon_{max} [\sin(\alpha) + \cos(\alpha)]} \right| \quad \text{din} \left(\left| c_{51}^{\#} \right| = \left| c_{52}^{\#} \right| = \left| c_{56}^{\#} \right| \right) \quad (3.73b)$$

Primul șir de egalități este satisfăcut dacă:

$$h = \frac{a}{2} \quad (3.74a)$$

$$M_{nom} = \frac{a}{2} F_{nom} \quad (3.74b)$$

Condiția (3.74a) conduce la adoptarea unui prag minim pentru latura a a elementului rigid de valoare mai ridicată, pentru a asigura o valoare constructiv realizabilă a distanței h la care se aplică torsorul de măsurat în raport cu elementul rigid al structurii sesizoare. Conform relațiilor (3.68) și (3.74a), rezultă:

$$a \geq 0.06m \quad (3.75)$$

Intrucât valorile nominale ale componentelor de măsurat sunt impuse în general prin tema de proiect, din relația (3.74b) se poate calcula o valoare de referință pentru latura a a elementului central rigid:

$$a = \frac{2M_{\text{nom}}}{F_{\text{nom}}} \quad (3.76)$$

Egalitățile (3.73b) și (3.74b) implică:

$$|\sin(\alpha)| = |\cos(\alpha)| \quad \text{cu soluțiile } \alpha = \pi/4, 3\pi/4, 5\pi/4, 7\pi/4 \quad (3.77a)$$

$$|\sin(\alpha)[\sin(\alpha) + \cos(\alpha)]| = \frac{1}{2} \quad \text{cu soluțiile } \alpha = \pi/8, 5\pi/8, 9\pi/8, 13\pi/8 \quad (3.77b)$$

pentru care nu există soluții simultane. Valorile $\alpha = 3\pi/4$ și $\alpha = 5\pi/4$ au fost deja excluse (ecuația (3.41)), ca fiind necorespunzătoare cerințelor de măsurare. Soluțiile $\alpha = \pi/4, 5\pi/4$ pot determina, la valori mai mari ale parametrilor dimensionali a și h , maxime locale neconvenabile pentru numărul de condiționare (vezi fig.3.23 c, d). Valorile $\alpha = 5\pi/8$ și $\alpha = 13\pi/8$ se situează chiar în vecinătatea unghiurilor de $3\pi/4$, respectiv $7\pi/4$, inadecvate măsurării, recomandându-se să fie evitate. Ultimele două soluții puse în discuție, $\alpha = \pi/8$ și $\alpha = 9\pi/8$ nu corespund cerințelor de reducere a numărului de elemente nenule în matricea $[C_{\phi}^{\#}]$, pentru o mai bună decuplare a canalelor. Ca urmare, nu se poate asigura o influență egală a tuturor componentelor pe fiecare canal de măsură, existând o anumită diferență de sensibilitate.

Reconsiderând studiul stabilității la perturbații a structurii sesizoare, prin prisma acestor intercondiționări valorice, se poate observa o îmbunătățire a numărului de condiționare (fig. 3.28 a și b, comparativ cu fig. 3.23 b, c, d), atât privind valoarea absolută a acestuia, cât și panta de variație în raport cu distanța h .

Apariția maximelor locale mai puțin favorabile în dreptul valorilor $\alpha = \pi/4$ și $\alpha = 3\pi/4$ este vizibilă la valori mai scăzute ale parametrului a , ceea ce accentuează imposibilitatea asigurării unei sensibilități egale față de toate componentele măsurate (condițiile (3.77a) și (3.77b)).

Domeniul de variație al celei mai mici valori singulare se deplasează spre valori mai mari, ducând la îmbunătățirea parametrilor de calitate: σ_{\min} și $\text{Cond}([C^{\#}])$. Calculând σ_{\min} pentru $h_{\min} = 0.03$ m și $\alpha = \text{constant}$, la și aceeași valoare nominală F_{nom} a forțelor ce se măsoară, înainte ($\sigma_{\min 1}$) și după ($\sigma_{\min 2}$) aplicarea condițiilor (3.74a) și (3.74b), se obține un raport $\sigma_{\min 2} / \sigma_{\min 1} \approx 5/2$.

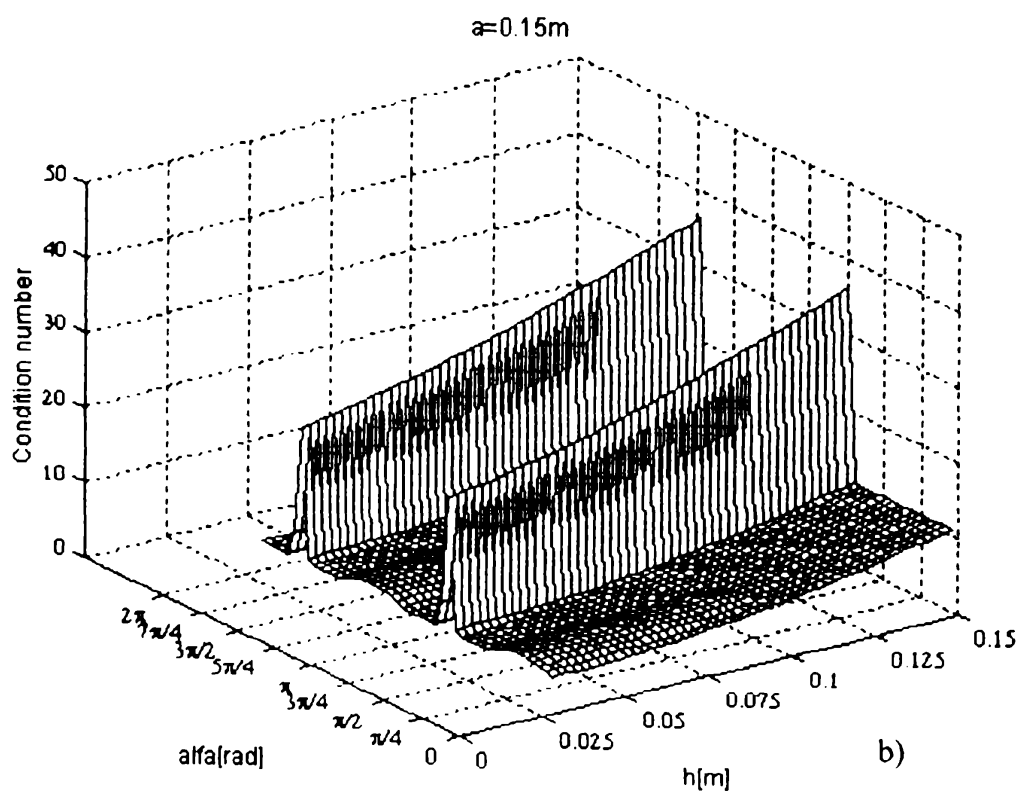
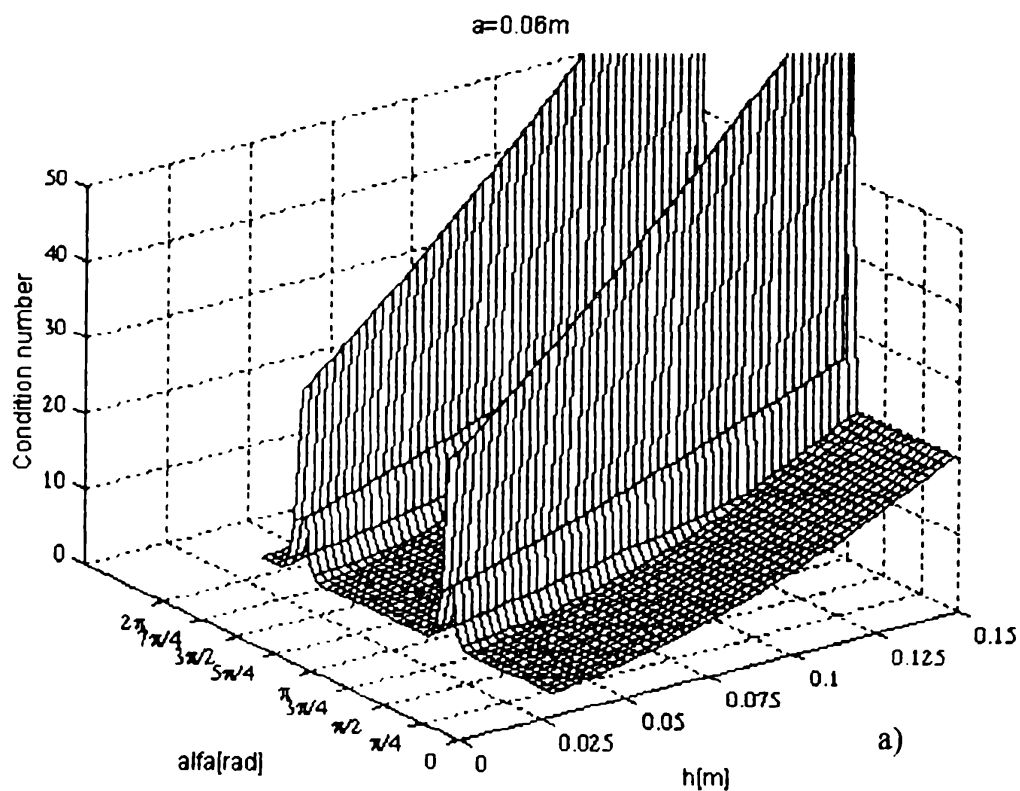


Figura 3.28 a, b Numărul de condiționare al matricii $[C^{\#}]$ pentru prima structură sesizoare, după aplicarea condițiilor (3.74a), (3.74b)

Creșterea celei mai mici valori singulare implică o mai bună stabilitate a structurii la perturbații negausiene.

În cazul structurii având elementul rigid de formă triunghiulară, unele din elementele matricii de cuplare obținute pentru cazul general includ expresii dificil de analizat. Utilizând un pachet soft adecvat (Mathematica v2.2 ext.), s-a determinat forma matricii în funcție de parametrii α , a și h . Prin compararea elementelor acesteia, s-a constatat că nu există un set de valori $\{\alpha, a, h\}$ pentru care structura să prezinte sensibilitate egală în raport cu oricare din componentele de tip forță-propriu-zisă, respectiv de tip moment. Acest inconvenient se explică prin dispunerea asimetrică a elementului rigid față de axa OY. Se prezintă spre exemplificare prima linie din matricea de cuplare normalizată a acestei structuri, corespunzând semnalului obținut pe bara de măsurare 2:

$$\left[\begin{array}{cccccc} \frac{3\sqrt{3}hF_{nom}}{2\sqrt{2}aq\sin\alpha \cdot \epsilon_{max}} & \frac{h(1+4\sin(2\alpha))F_{nom}}{2\sqrt{2}aq\sin\alpha \cdot \epsilon_{max}} & \frac{F_{nom}}{\epsilon_{max}} & -\frac{M_{nom}}{a\epsilon_{max}} & \frac{\sqrt{3}M_{nom}}{a\epsilon_{max}} & \frac{-3\sqrt{3}h\cos(\alpha+\frac{\pi}{6})M_{nom}}{a^2\sin(\alpha+\frac{\pi}{6})w\epsilon_{max}} \end{array} \right]$$

$$\text{unde: } q = \cos(\alpha + \frac{\pi}{12}) + \sin(\alpha + \frac{\pi}{12}), \quad w = -\frac{\sqrt{3}}{2} + \cos(2\alpha + \frac{\pi}{6}) - \sin(2\alpha).$$

Pentru ca influența celor trei componente de tip forță propriu-zisă să fie aceeași, este necesară satisfacerea egalităților:

$$\frac{3\sqrt{3}h}{2\sqrt{2}aq\sin\alpha} = \frac{h(1+4\sin(2\alpha))}{2\sqrt{2}aq\sin\alpha} = 1 \quad (3.78a)$$

iar în cazul componentelor de tip moment, se impune ca:

$$\frac{1}{a} = \frac{\sqrt{3}}{a} = \frac{-3\sqrt{3}h\cos(\alpha+\frac{\pi}{6})}{a^2\sin(\alpha+\frac{\pi}{6})w} \quad (3.78b)$$

Condițiile (3.78a și b) nu pot fi satisfăcute simultan pentru nici un set de valori α , a , h . Observații similare au fost deduse și din celelalte linii ale matricii de cuplare normalizate corespunzătoare elementului rigid de formă triunghiulară.

În concluzie, prima structură, cu elementul rigid de formă pătrată, prezintă o omogenitate a sensibilității față de componentele măsurate, mai bună decât a doua.

III.5.4. Soluții constructive pentru structurile scizoare propuse

Problemele vizând construcția mecanică a unui astfel de traductor cuprind trei aspecte de bază: realizarea cuplelor sferice duble, a elementului central rigid și a barelor de măsurare [D7].

Realizarea constructivă a cuplei sferice duble din fiecare articulație presupune fie separarea celor două cuple sferice și definirea formei constructive a fiecăreia, fie dezvoltarea unei soluții care să materializeze într-o construcție unică cupla dublă.

Separarea celor două cuple sferice poate fi obținută în două plane paralele, prin dublarea feței orizontale a elementului central rigid 1 (fig. 3.29 a), sau în planul elementului central rigid, prin deplasarea uneia din cuple pe un contur asemenea cu conturul elementului rigid (fig. 3.29 b). Se pot combina cele două soluții anterioare, obținând o variantă de separare mixtă (fig. 3.29 c).

Soluția c oferă cea mai mare "economie" de gabarit, dar presupune limitări ale lungimii barelor de măsurare orizontale. Atât varianta b cât și varianta c impun corecții ale matricilor de cuplare și de decuplare stabilite teoretic pentru soluția de principiu. Corecția se datorează diferenței de lungime Δa a laturii elementului rigid corespunzătoare barelor orizontale față de cea corespunzătoare barelor verticale. În cazul elementului rigid de formă pătrată, matricea de decuplare corectată este:

$$[D_0] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \sin \alpha & \cos \alpha & -\sin \alpha & \cos \alpha \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\cos \alpha & -\sin \alpha & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -h \cos \alpha & -h \sin \alpha & h \cos \alpha & h \sin \alpha \\ \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & -h \sin \alpha & h \cos \alpha & h \sin \alpha & -h \cos \alpha \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{a + \Delta a}{2} q & \frac{a + \Delta a}{2} q & \frac{a + \Delta a}{2} q & \frac{a + \Delta a}{2} q \end{bmatrix} \quad (3.79a)$$

unde $q = \sin \alpha + \cos \alpha$.

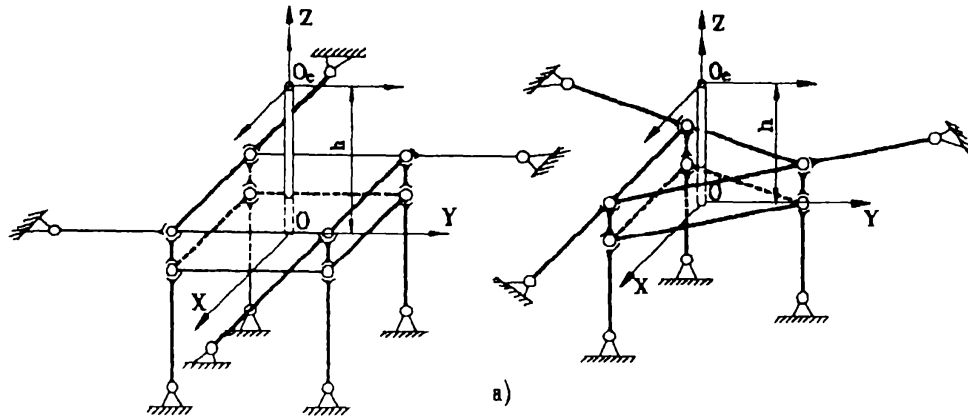


Figura 3.29 a Separarea dublei cuple sferice în plane paralele

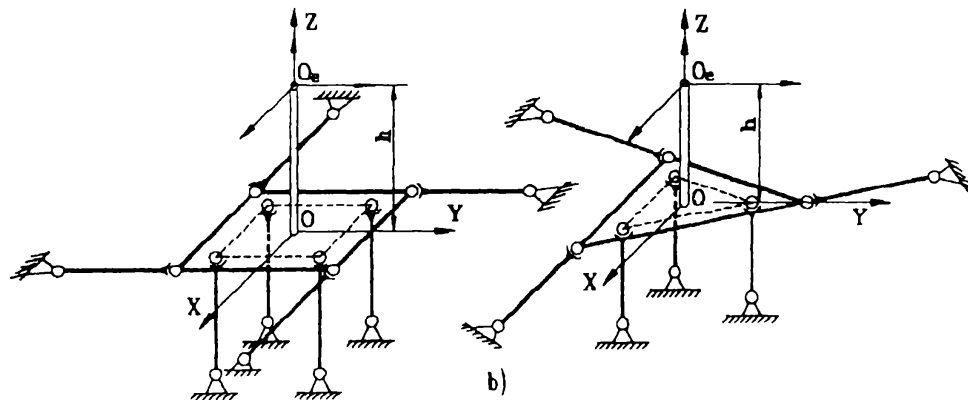


Figura 3.29 b Separarea cuplei sferice duble în același plan, pe un contur asemenea

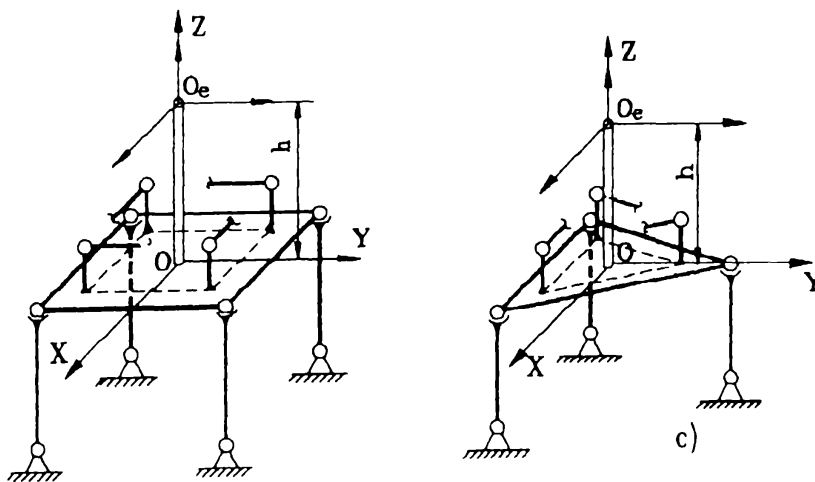


Figura 3.29 c Separarea cuplei sferice duble prin combinarea soluțiilor anterioare

Pentru elementul rigid de formă triunghiulară, aceasta devine:

$$[D_{\Delta}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -\cos(\alpha + \frac{\pi}{6}) & -\sin \alpha & \cos(\alpha - \frac{\pi}{6}) \\ 0 & 0 & 0 & -\sin(\alpha + \frac{\pi}{6}) & \cos \alpha & \sin(\alpha - \frac{\pi}{6}) \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{a}{2} & \frac{a}{2} & 0 & -h \sin(\alpha + \frac{\pi}{6}) & h \cos \alpha & h \sin(\alpha - \frac{\pi}{6}) \\ -\frac{a}{2\sqrt{3}} & -\frac{a}{2\sqrt{3}} & \frac{a}{\sqrt{3}} & h \cos(\alpha + \frac{\pi}{6}) & h \sin \alpha & -h \cos(\alpha - \frac{\pi}{6}) \\ 0 & 0 & 0 & \frac{a + \Delta a}{\sqrt{3}} \sin(\alpha + \frac{\pi}{6}) & \frac{a + \Delta a}{\sqrt{3}} \sin(\alpha + \frac{\pi}{6}) & \frac{a + \Delta a}{\sqrt{3}} \sin(\alpha + \frac{\pi}{6}) \end{bmatrix} \quad (3.79b)$$

Deoarece, pentru aceiași parametri h și α , numărul de condiționare și cea mai mică valoare singulară aferente matricii de cuplare normalizate se mențin la aceleași valori ca și în cazul teoretic (§III.5.3), separarea pe orizontală sau mixtă a dublei cuple sferice nu conduce la diminuarea stabilității la perturbații a structurilor.

Pentru construcția cuplei sferice, se propun două categorii de soluții. Prima categorie implică utilizarea unor elemente tipizate, selectate din produsele unor firme specializate, iar a doua, elemente specifice lagărelor sferice, ale căror forme și dimensiuni sunt definite special pentru traductorul în cauză.

Soluțiile cu elemente constructive tipizate folosesc subansambluri realizate de firmele producătoare de rulmenți și se regăsesc în cataloagele pentru programe de fabricație standard al acestora [*14].

O primă soluție propusă (fig. 3.30) are la bază un cap articulat [12] din seria

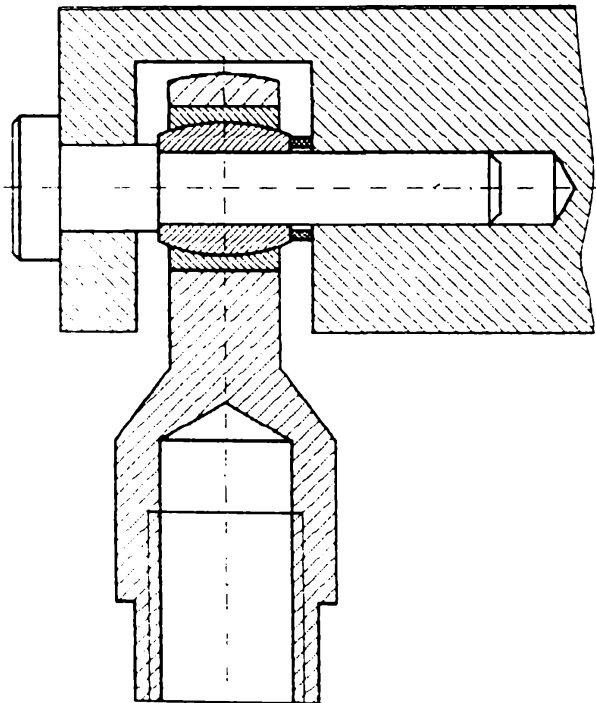


Figura 3.30 Realizarea cuplei sferice cu un cap articulat tipizat

SI...E sau SI...C. Fixarea barei de măsurare se realizează prin filet metric. S-a ales varianta cu filet interior al capului articulată, respectiv filet exterior pe bara de măsură, pentru a obține diametre cât mai mici ale celei din urmă. Tipodimensiunea capului articulată este impusă de sarcina echivalentă ce solicită articulația, egală practic cu forța de întindere-compresiune din bară [*14] și impune la rândul ei dimensiunile pentru capetele barelor de măsură. Intreținerea acestor elemente este cea clasică prevăzută de firma producătoare.

La diametre reduse ale barelor de măsurare, în cazul subansamblurilor tipizate ale firmei FAG, se vor utiliza articulații sferice din seria GE...E sau GE...DE.5.

O atenție deosebită trebuie să fie acordată la montaj celor două elemente: articulație sferică și bara de măsurare, în ceea ce privește asigurarea unei aceeași lungimi pentru toate barele verticale și respectiv pentru toate barele orizontale, precum și a perpendicularității bară-element rigid.

A doua variantă constructivă pentru realizarea cuplei sferice cu elemente tipizate este prezentată în fig. 3.31 a, b și se bazează pe utilizarea unui lagăr sferic axial (de exemplu, produs de firma FAG... în seria GX...F)[*14].

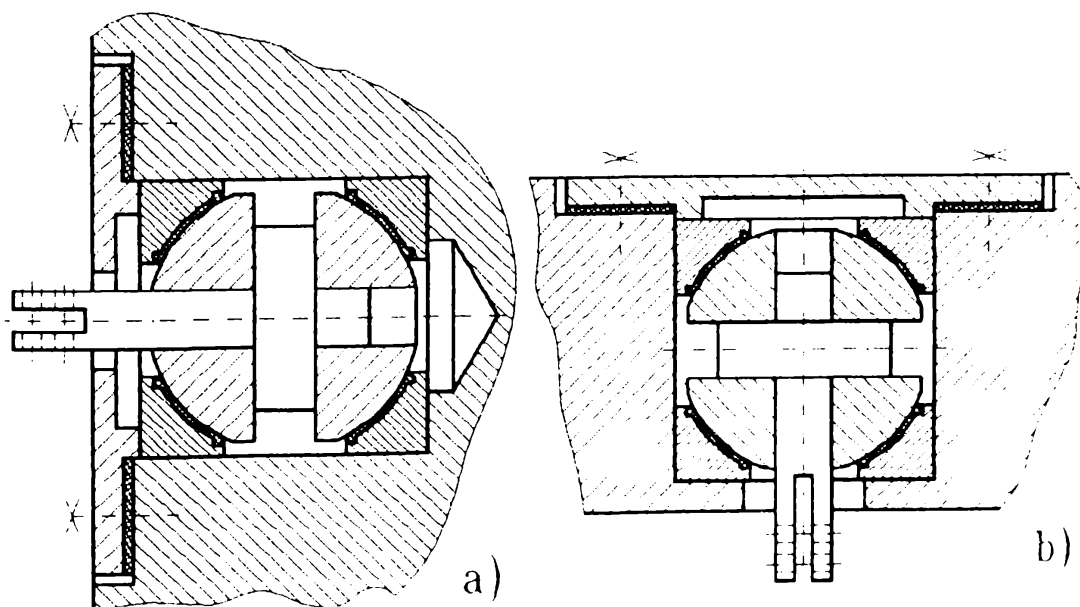


Figura 3.31 Realizarea cuplei sferice cu elemente tipizate din categoria lagărelor sferice axiale: a) pentru o bară orizontală, b) pentru o bară verticală

Este necesară respectarea condițiilor constructive/dimensionale recomandate de fabricant pentru articulație și a condiției de centru unic de rotație al componentelor articulației.

Varianta din fig. 3.31 a corespunde articulării unei bare orizontale, iar cea din fig. 3.31 b la articularea unei bare verticale.

Cel de-al doilea tip de soluții pentru cupla sferică (fig. 3.32 a, b) are la bază modelele clasice pentru lagăre sferice atât în ceea ce privește forma cât și materialul [D2], [H9].

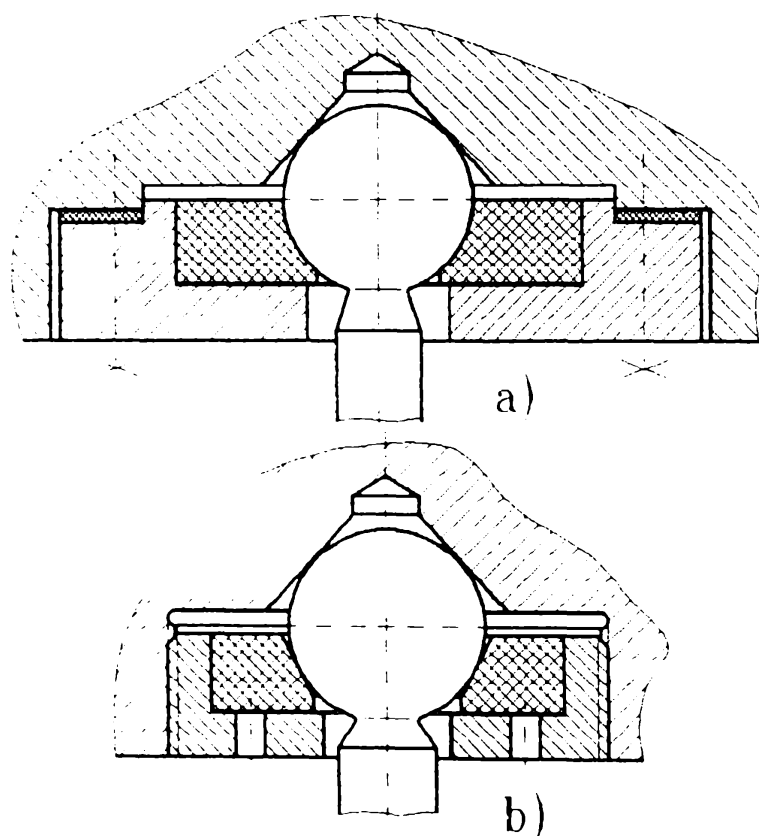


Figura 3.32 Realizarea cuplei sferice cu elemente constructive specifice

Soluția de realizare unitară a dublei cuple sferice, prezentată în fig. 3.33, se bazează pe includerea uneia din cuple concentrice, în interiorul celeilalte. Sunt necesare elemente constructive specifice, iar tehnologia de realizare este mai complexă, și, ca urmare, și costul operațiilor tehnologice mai ridicat. Construcția nu

necesită însă complicarea constructivă a elementului rigid, impusă în cazul separării celor două cuple sferice corespunzătoare unei articulații teoretice.

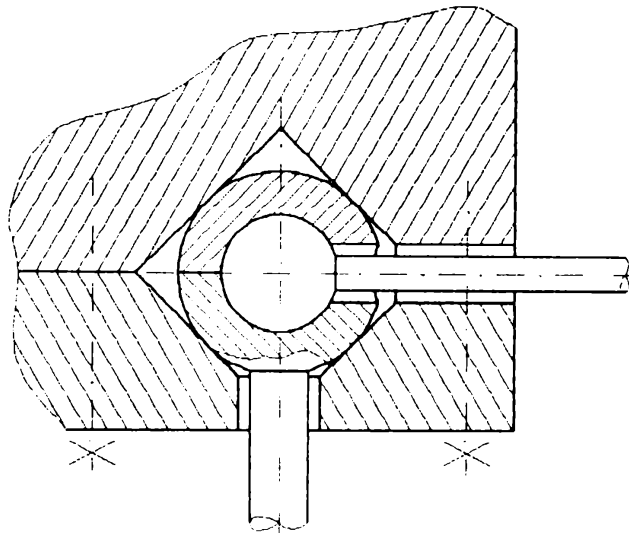


Figura 3.33 Realizarea în construcție unitară a dublei cuple sferice

Bara de măsurare reală cuprinde două zone de forme distincte: zona de capăt, impusă de articulația sferică, și zona de măsurare. Zona de măsurare poate avea secțiune dreptunghiulară (fig.3.34 a) sau tubulară (fig. 3.34 b).

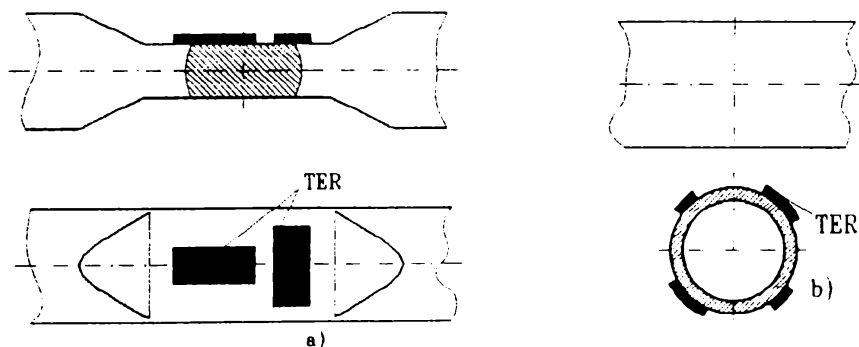


Figura 3.34 Forma secțiunii transversale a unei bare, în zona de măsurare

Secțiunea dreptunghiulară oferă o disponibilitate mai ridicată pentru un domeniu larg de măsurare, dar implică o lungime mai mare pentru dispunerea TER. Secțiunea utilă a barei, în zona de lipire a TER, se poate reduce pentru a obține sensibilitatea dorită. Trebuie avut în vedere pericolul flambajului. Secțiunea tubulară este limitată inferior de raza de curbura minimă admisă pentru montajul TER.

Elementul central rigid are forma geometrică pătrată sau triunghiulară. La

stabilirea dimensiunii pentru latura sa, trebuie considerat atât aspectul constructiv al articulației sferice (spațiul necesar pentru o cuplă precum și separarea cuplei duble) cât și aspectele privind sensibilitatea și stabilitatea la perturbații a traductorului (§3.5.3). Zone din elementul rigid sunt prezentate în fig. 3.35 a,b și fig. 3.36. a,b.

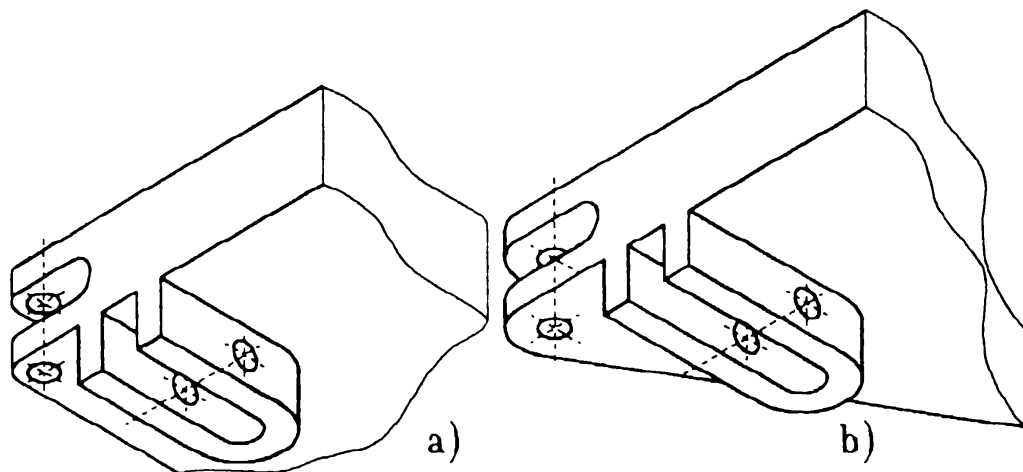


Figura 3.35 Zona de montare a cuplelor sferice în elementul rigid, pentru element rigid de formă pătrată (a) și respectiv triunghiulară (b) când separarea cuplei sferice duble se realizează mixt.

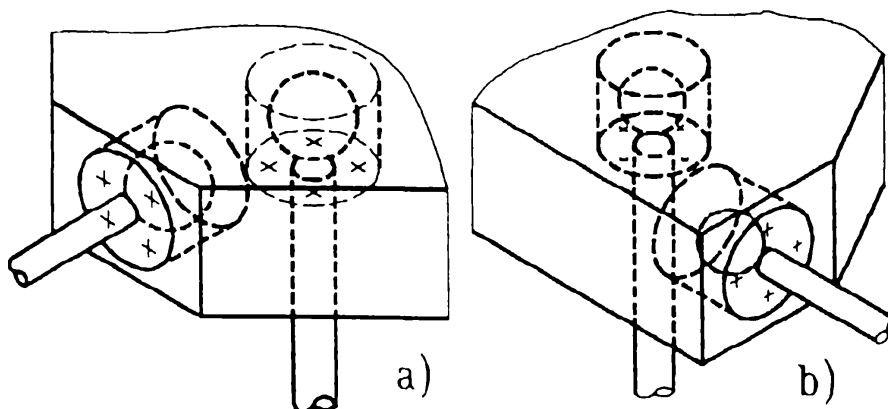


Figura 3.36 Zona de montare a cuplelor sferice în elementul rigid, pentru element rigid de formă pătrată (a) și respectiv triunghiulară (b) când separarea cuplei sferice duble se realizează pe orizontală

Soluțiile din fig. 3.35 a,b corespund unei articulații sferice conform fig. 3.30, cu separarea cuplelor în varianta din figura 3.29 c. Soluțiile din fig. 3.36 a,b corespund unei articulații sferice conform figurii 3.32 a,b, cu separarea cuplelor în varianta din figura 3.29 b.

Materialele utilizate pentru elementul rigid sunt fie din categoria oțelurilor, fie duraluminiu.

În fig. 3.37, este prezentată o variantă principală a structurii complete a traductorului propus.

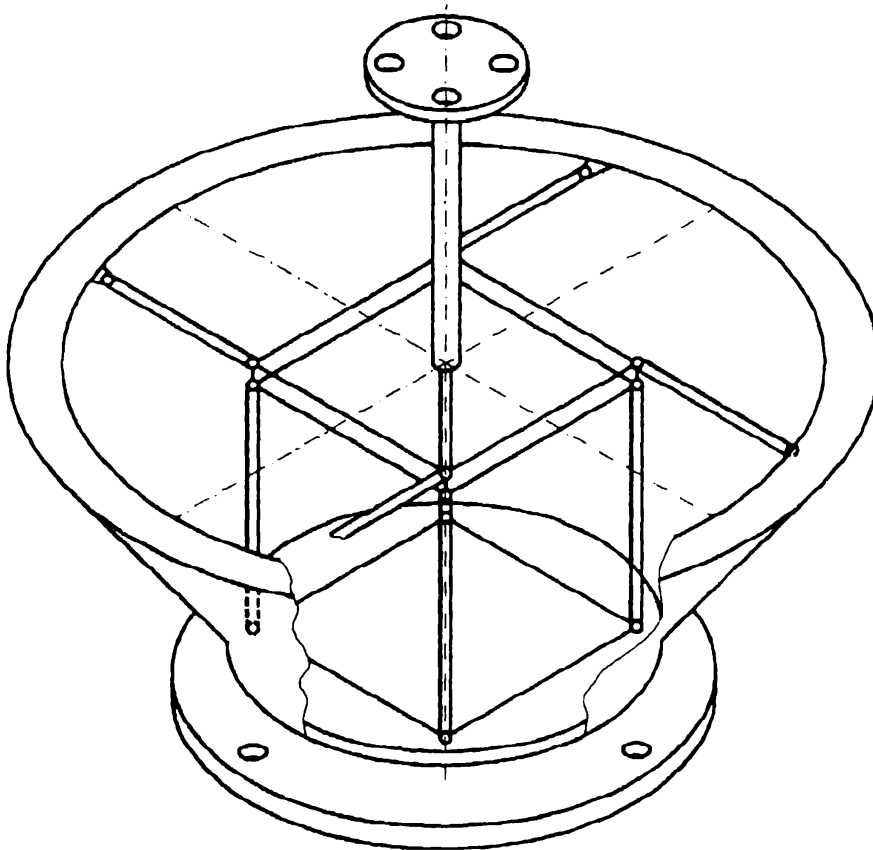


Figura 3.37 Variantă principală pentru structura completă a traductorului propus

Soluțiile ce implică utilizarea unor subansambluri tipizate pot fi realizate relativ rapid, atenția trebuind să fie dirijată spre o asamblare îngrijită și precisă.

Se remarcă posibilitatea construcției miniaturale a traductorului, având în vedere dimensiunile mici la care pot fi realizate componentele enumerate.

III.5.5. Aspecte de optimizare constructivă

Traductorul de forță, ca orice produs (ansamblu), poate fi caracterizat în faza de proiectare prin [R4]:

- a) parametrii de proiectare,
- b) restricțiile impuse,
- c) funcțiile obiectiv.

a) *Parametrii de proiectare* iau în considerare toate aspectele dimensionale și de rezistență, și sunt definiți prin:

a1. *Parametrii geometrici* $X=(x_1, x_2, \dots)$, având drept componente o serie de date dimensionale și poziționale: lungimea barelor de măsurare, l , secțiunea transversală în zona de măsurare, caracterizată prin $\{B, H\}$ în cazul unei secțiuni dreptunghiulare, D în cazul unei secțiuni cilindrice și $\{D, d\}$ în cazul unei tubulare, latura elementului central rigid, a , distanța h la care se aplică torsorul de măsurat față de planul elementului rigid.

a2. *Parametrii de material* $Y=(y_1, y_2, \dots)$, având drept componente caracteristicile de rezistență σ_{ai} , $\sigma_{0.2}$, de elasticitate (modulele de elasticitate longitudinal și transversal, E, G), greutate (considerată prin densitatea materialului, ρ) ale materialelor pentru elementele componente ale traductorului.

a3. *Parametrii solicitării exterioare* $Z=(z_1, z_2, \dots)$, care se identifică cu componentele torsorului de măsurat.

b) *Restricțiile* de portanță, constructive- se prezintă sub forma relațiilor matematice de constrângere ce trebuie respectate, pentru ca soluția să fie acceptată:

$$g_m(X, Y, Z) \begin{cases} > \\ = \\ < \end{cases} g_{m0} \quad (3.80)$$

Cele mai importante tipuri de restricții, în cazul traductorului propus sunt:

b1. *Restricțiile de gabarit*. suprafața în plan orizontal pentru ansamblul

traductorului să fie sub o anumită valoare, impusă de subansamblele învecinate, dimensiunea longitudinală a ansamblului să fie sub o anumită valoare maximă admisibilă.

b2. *Restricțiile de rezistență*: solicitarea în bara de măsurare se limitează la o anumită fracțiune din limita de proporționalitate. Deoarece stabilirea limitei de proporționalitate este mai dificilă, se recomandă să fie considerată limita de curgere $\sigma_{0.2}$. În acest sens, efortul unitar maxim în bara de măsurare se limitează la:

$$\sigma_{\max} \leq k\sigma_{0.2}, \quad \text{unde } k = \frac{1}{10} \dots \frac{1}{5} \quad (3.81)$$

b3. *Restricțiile funcționale*: sensibilitatea pe barele de măsurare, care, fie că se impune prin tema de proiectare, ca o valoare dorită, fie că se cere să fie superioară unei valori minime:

$$S_i \geq S_{\min} \quad (3.82)$$

b4. *Restricțiile tehnologice*: dimensiunile secțiunii transversale a barelor de măsurare în zona de fixare a TER sunt limitate inferior de posibilitatea de lipire a timbrelor. În cazul unei secțiuni circulare în zona de măsurare, firmele producătoare de TER limitează inferior dimensiunea acesteia, pentru a preveni introducerea unor erori de măsurare datorate unei curburi prea mari a timbrelor:

$$D \geq D_0 \quad (3.83)$$

În cazul unei secțiuni dreptunghiulare, lățimea **B** a barei în zona de măsurare trebuie să fie superioară bazei de măsurare **BM** a timbrului tensometric, valoare care este specificată în catalog [*2], [*7]:

$$B > BM \quad (3.84)$$

Lungimea zonelor de capăt (l_0) și a zonei de măsurare (**L**) a barei de măsurare sunt limitate inferior (fig. 3.38). Prima este impusă de posibilitatea de a realiza tehnologic elementele componente și de a le asambla. Lungimea zonei de măsurare trebuie să fie superioară dimensiunilor de gabarit ale TER (**BM**), asigurând totodată și spațiul necesar pentru realizarea conexiunilor electrice.

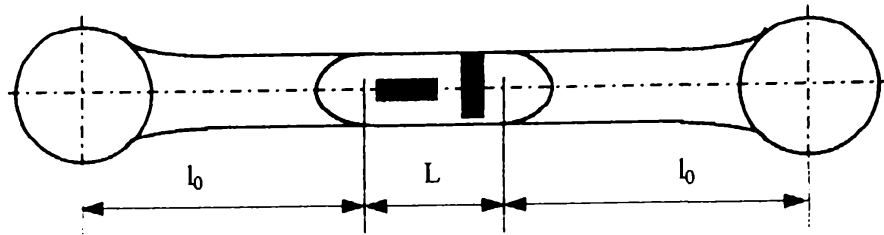


Figura 3.38 Delimitarea zonelor constructive pe o bară de măsurare

b5. *Restricții de stabilitate.* barele de măsurare fiind solicitate doar de forțe axiale, ar putea să fie afectate de fenomenul de flambaj, ca urmare a depășirii unei valori critice a forțelor axiale. Pentru a preveni flambajul, se impune:

$$F_{\text{bara}} < F_{\text{critic}} \quad (3.85)$$

Considerând bara dublu articulată de secțiune constantă pe întreaga ei lungime, atât în zona de măsurare cât și în cele de capăt, forța critică calculată pe baza lungimii totale a barei ($l_f = 2l_0 + L$) este:

$$F_{\text{critic}} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l_f^2} \quad (3.86)$$

I_{\min} fiind momentul de inerție axial minim.

În cazul unei secțiuni reduse în zona de măsurare (fig. 3.38) de lungime L , față de secțiunea în zonele de capăt, segmentul respectiv de bară este dublu încastrat. Relația de calcul a forței critice rămâne aceeași, cu deosebirea că lungimea de flambaj este $l_f = L/2$.

c) *Funcțiile obiectiv* $f_n(X, Y, Z)$ exprimă criteriul de optimizare ales pentru traductorul considerat ca ansamblu, în etapa de proiectare. Ca funcții obiectiv, se pot admite unul sau mai mulți parametri de proiectare prezentați anterior.

Problema de optimizare poate evidenția insuficiența unei singure funcții obiectiv. Deseori aceste funcții sunt contradictorii, considerarea uneia afectând pe celelalte. În aceste cazuri se impune o tratare multiobiectiv.

Pe baza considerațiilor prezentate, formularea problemei de optimizare a variantei traductorului impune determinarea parametrilor de proiectare astfel încât:

$$\begin{cases} U = U(X, Y, Z) \\ f_n(U) \rightarrow \text{extrem} \\ g_m(U) \begin{cases} < \\ = \\ > \end{cases} g_{m0} \end{cases} \quad (3.87)$$

Se admite ca un caz concret în proiectarea optimală funcția obiectiv:

$$f(U) = A = B \cdot H \quad (3.88')$$

care minimizează aria secțiunii transversale a barei în zona de măsurare, în cazul unei forme dreptunghiulare a acesteia. Vor fi considerate restricțiile enumerate anterior. Se asigură astfel o sensibilitate maximă pe bara de măsurare. O a doua variantă de funcție obiectiv poate fi:

$$f(U) = \mathcal{S} = \frac{1}{EBH} \rightarrow \max \quad (3.88'')$$

care maximizează sensibilitatea pe bara de măsurare tot prin minimizarea ariei secțiunii transversale a barei.

Pe baza celei de-a doua variante, a fost elaborată ordinograma unui algoritm de optimizare, prezentată în fig. 3.39. Programul soft aferent, dezvoltat în limbaj BASIC este prezentat în anexa II.

Algoritmul se finalizează prin determinarea dimensiunilor B și H ale secțiunii transversale dreptunghiulare în bara de măsurare pentru care se obține sensibilitatea maximă.

Prin modificarea relației de calcul a ariei, algoritmul poate fi aplicat și pentru secțiune circulară sau tubulară.

III.5.6. Aplicarea metodei elementului finit în studiul variantelor de traductor propus

Aspecte ale aplicării metodei elementului finit asupra celor două variante de structuri sesizoare, în scopul verificării calculelor de dimensionare și de optimizare sunt redate în fig. 3.40 a...f și respectiv fig. 3.41a...d.

În crearea modelului, au fost folosite elemente finite unidimensionale, de tip bară dreaptă, cu secțiunea definită corespunzător. Pentru modelarea elementului central rigid, a fost considerată o rețea de bare de secțiune suficient de mare pentru a-i conferi rigiditatea necesară, îmbinate rigid la capete.

S-a utilizat pachetul soft "RDM" [D10], [D17], [D19], atât în studiul static cât și în cel dinamic.

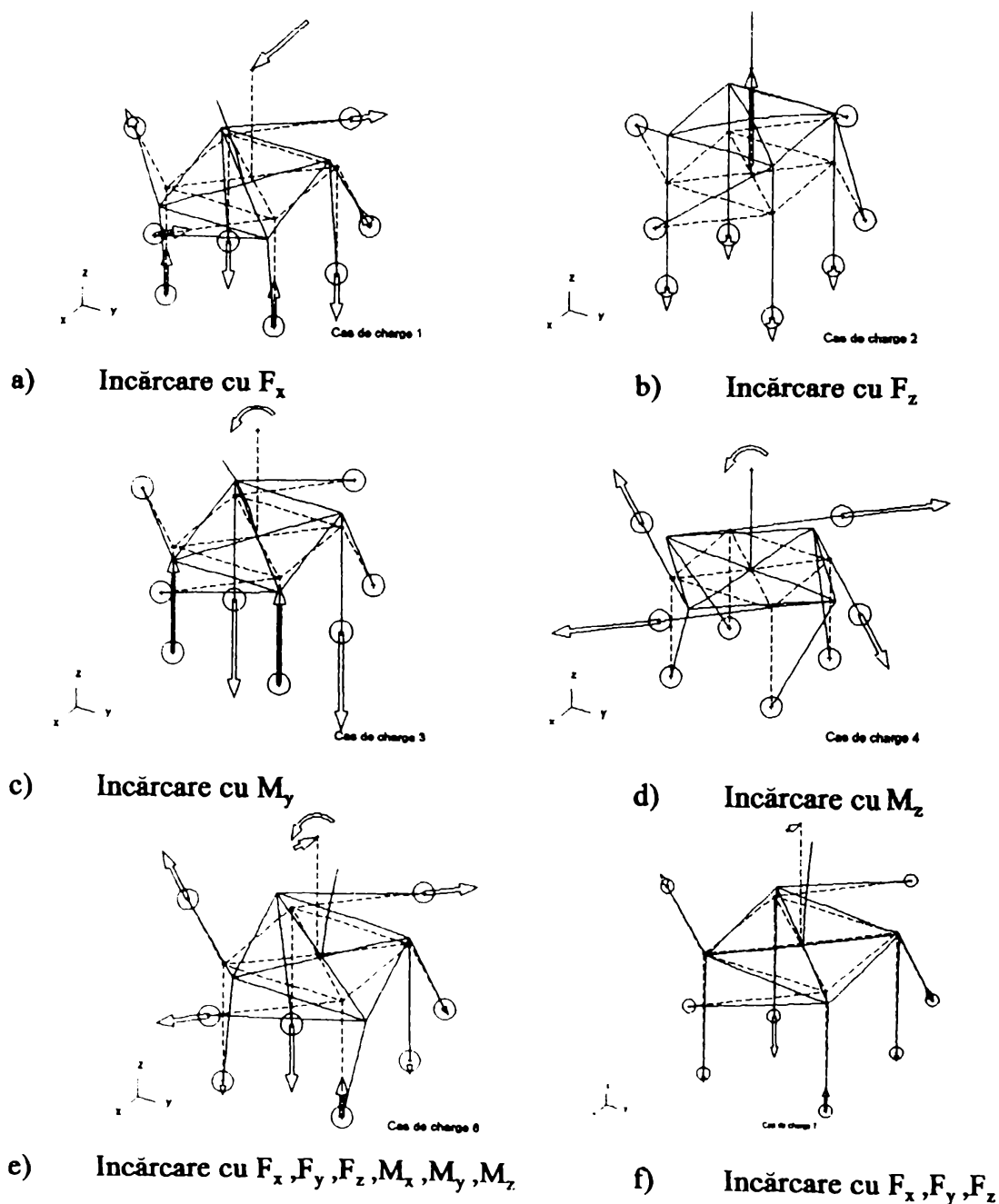
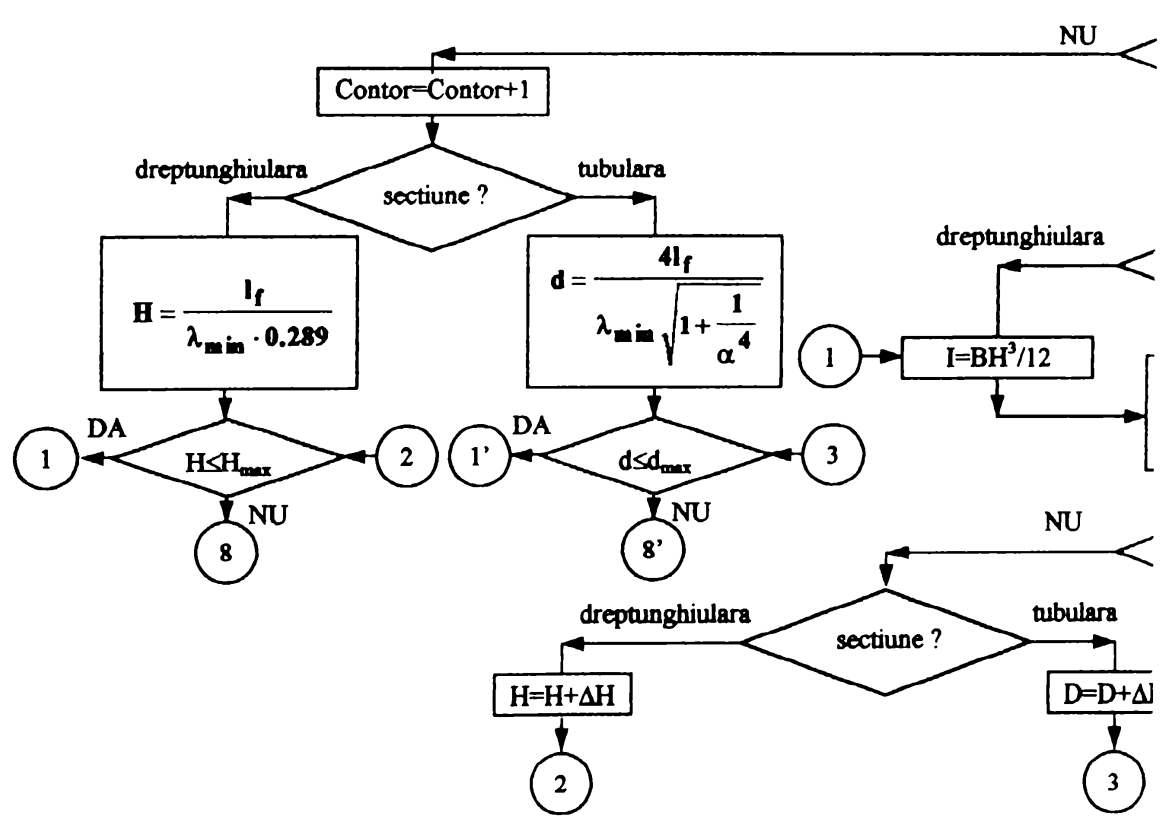
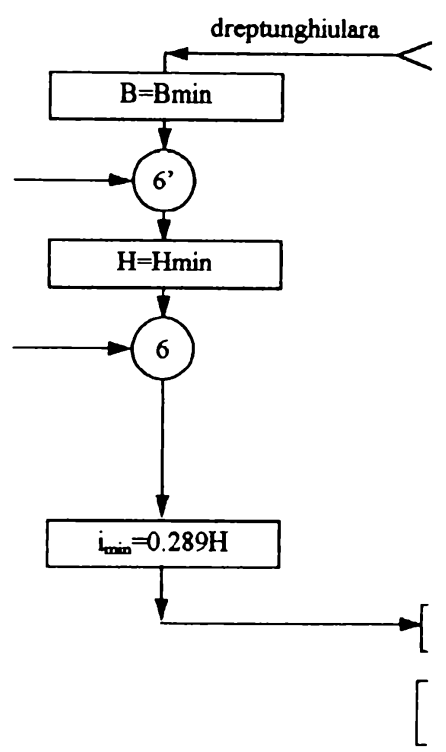
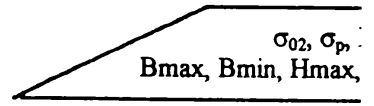


Figura 3.40 Structura a) deformată ca urmare a diferitelor solicitări



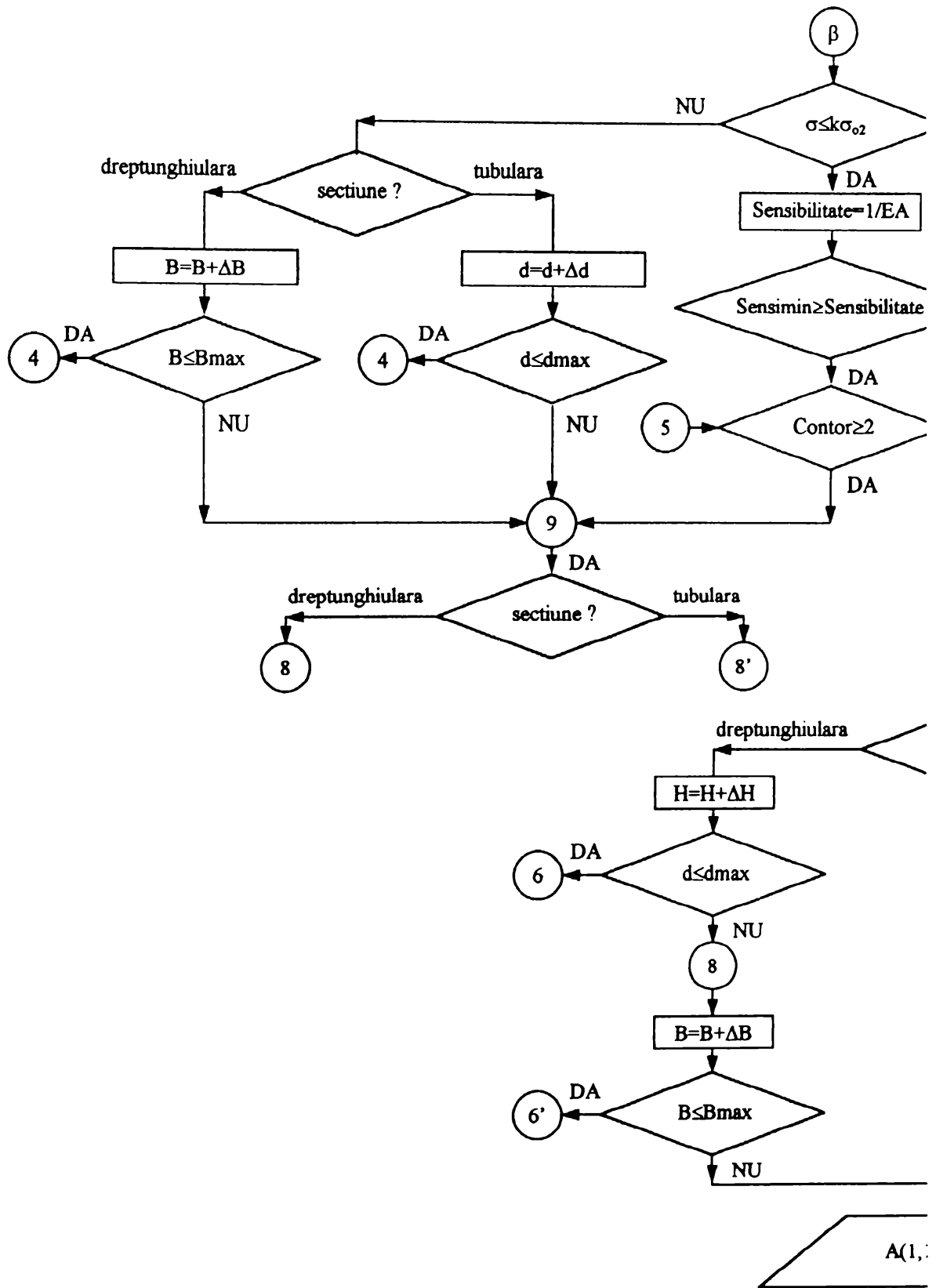


Figura 3.39 Ordinograma algoritmului de optimizare a structurii sesizoare.

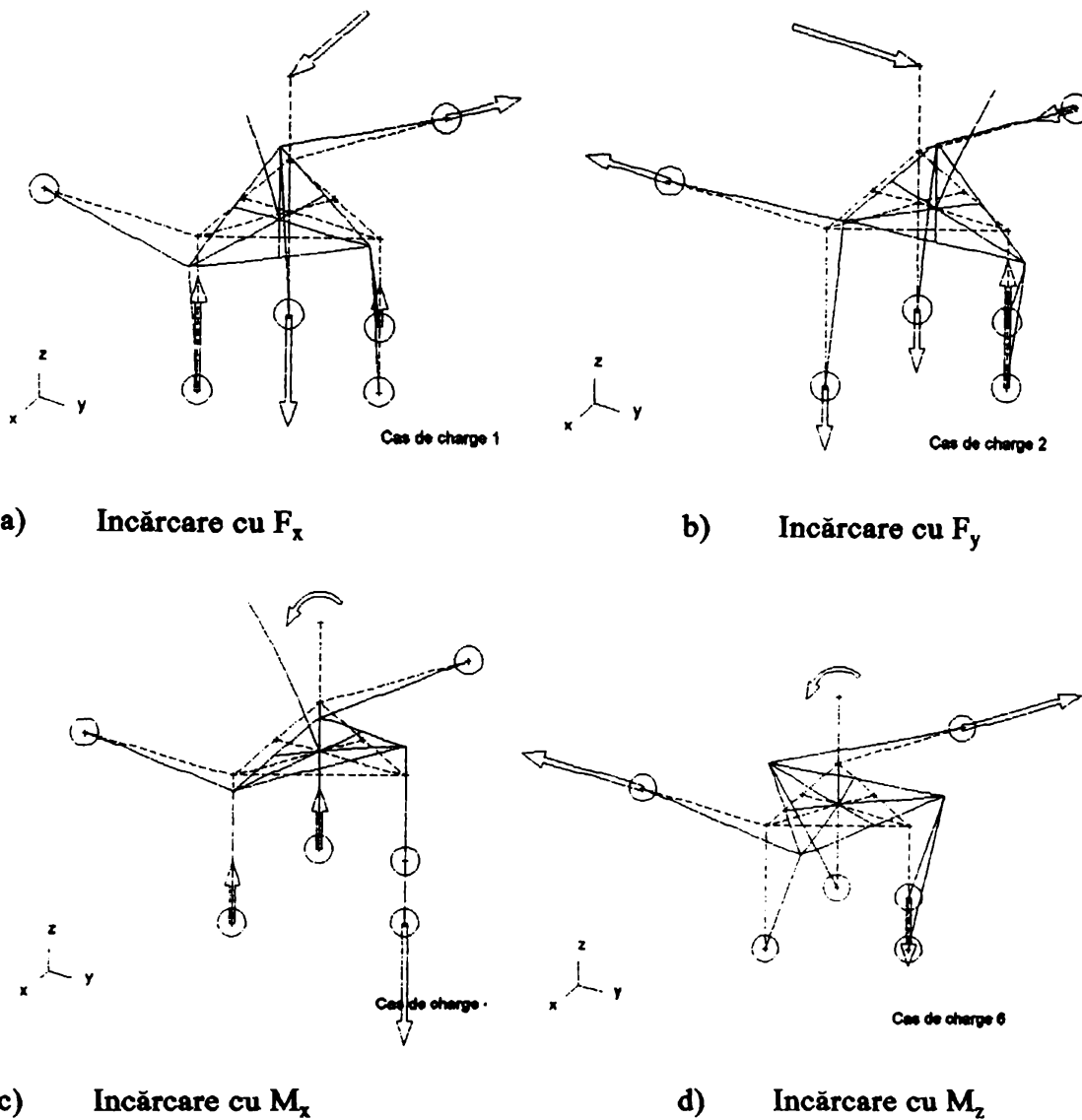


Figura 3.41 Structura b) deformată sub acțiunea diferitelor componente

Rezultatele obținute verifică calculele analitice.

Calculul mecanic este urmat de determinarea componentelor electrice ale traductorului. Considerații asupra acestei problematici în cazul soluției principale prezentate anterior sunt redate în [P4].

III.6 MODEL PRINCIPIAL PENTRU TRADUCTOARE DE FORȚA BAZATE PE STRUCTURI MONOBLOC

III.6.1. Necesitatea modelului

Pornind de la necesitatea de a dispunde de traductoare miniaturizate, care să poată fi incluse chiar în falangele mâinii unui robot, au fost dezvoltate o serie de soluții de traductoare tensometrice de forță pentru 6 componente, având o structură sesizoare monobloc, de forma unei succesiuni de tronsoane coaxiale drepte, sau chiar un element sesizor cu formă geometrică simplă, cilindrică sau piramidală [B11], [B13], [C8] (vezi și cap.I).

III.6.2. Modelul principal al traductorului propus

În familia traductoarelor de forță tensometrice cu structură elastică monobloc se încadrează și cel prezentat pricipial în fig. 3.42 [P6]. Cerințele de volum radial limitat, au impus ca forma geometrică a structurii să fie de tip bară dreaptă, conținând două tronsoane de măsurare coaxiale, cu timbre tensometrice dispuse corespunzător pe suprafața acesteia. Necesitatea măsurării componentei M_z a condus la utilizarea deformației prin torsiune (setul 6 de TER). Forma cilindrică a tronsonului în cauză permite totodată și măsurarea componentei F_z , pe baza efortului la întindere-compresiune (setul 5 de TER). Un al doilea tronson de măsurare, de formă piramidală,

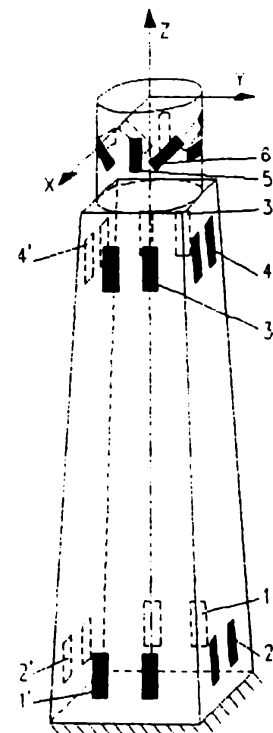


Figura 3.42 Modelul principal al traductorului propus

facilitează determinarea celorlalte 4 componente: F_x (setul 1 și 3 de TER), F_y (setul 2 și 4), M_x (setul 2 și 4), M_y (setul 1 și 3), prin măsurarea deformației la încovoiere. Pentru aceste 4 seturi de TER, poziția lor de-a lungul axei structurii influențează valoarea măsurată.

Timbrele incluse în același set sunt conectate în punte completă (fig. 3.43).

Parametrii geometrici ai structurii sunt evidențiați în fig. 3.44.

În abordarea proiectării optimale a traductorului, au fost utilizate și în acest caz semnale de intrare ($f_x, f_y, f_z, m_x, m_y, m_z$) și de ieșire (s_j) adimensionale, definite după cum urmează (vezi §3.5.3):

$$\begin{cases} f_x = \frac{F_x}{F_{xn}} \\ \dots \\ m_z = \frac{M_z}{M_{zn}} \end{cases} \quad (3.89)$$

$$s_j = \frac{S_j}{S_{jn}} \quad (3.90)$$

unde $F_{xn}, F_{yn}, F_{zn}, M_{xn}, M_{yn}, M_{zn}$ sunt valorile nominale ale componentelor torsorului ce se măsoară, S_j sunt semnalele de ieșire ale celor 6 punți, iar S_{jn} sunt valorile nominale ale acestora.

S-au adoptat valori nominale egale pentru toate componentele de tip forță propriu-zisă și respectiv moment:

$$F_{xn} = F_{yn} = F_{zn} = F_n, \quad M_{xn} = M_{yn} = M_{zn} = M_n \quad (3.91)$$

Ecuatia de măsurare a traductorului devine:

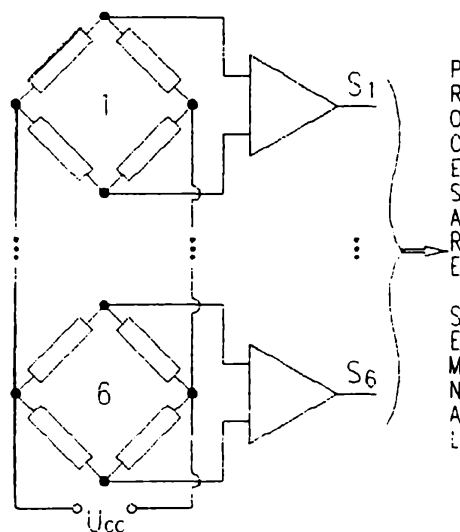


Figura 3.43 Punțile de măsură ale traductorului

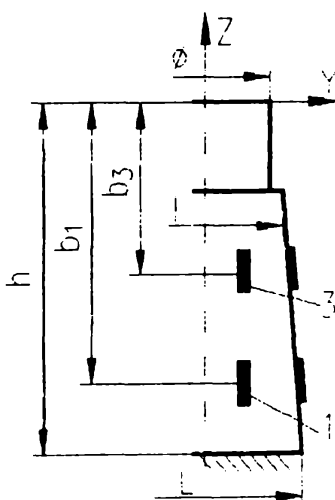


Figura 3.44 Poziționarea TER

$$\{f_x, f_y, f_z, m_x, m_y, m_z\} = \begin{bmatrix} d_{11} & 0 & d_{13} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & d_{22} & 0 & d_{24} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & d_{35} & 0 \\ 0 & d_{42} & 0 & d_{44} & 0 & 0 \\ d_{51} & 0 & d_{53} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} s_1 \\ s_2 \\ s_3 \\ s_4 \\ s_5 \\ s_6 \end{Bmatrix} \quad (3.92)$$

$[D]=[d_{ij}]$ ($i,j=1...6$) fiind matricea de decuplare a traductorului.

Calculul elementelor d_{ij} , este sintetizat în continuare.

Pe canalul 1 de măsurare, corespunzând setului 1 de TER, la distanța b_1 de încastrare:

$$\sigma_1 = \sigma_{1F_x} + \sigma_{1M_y} \quad (3.93)$$

Fie $\sigma_{1F_{xn}}$ tensiunea produsă în secțiunea 1 de măsurare sub acțiunea valorii nominale a forței F_x , adică $F_{xn}(=F_n)$ și $\sigma_{1M_{yn}}$ tensiunea produsă sub acțiunea componentei $M_{yn}(=M_n)$. Ca urmare, relația anterioară devine:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_{1F_x}}{\sigma_{1F_{xn}}} \cdot \sigma_{1F_{xn}} + \frac{\sigma_{1M_y}}{\sigma_{1M_{yn}}} \cdot \sigma_{1M_{yn}} \quad (3.94)$$

Notând cu k_1 raportul tensiunilor produse de valorile nominale ale celor două componente în secțiunea de măsurare 1, și cu W_{z1} momentul de inerție axial în secțiunea respectivă, rezultă:

$$k_1 = \frac{\sigma_{1M_{yn}}}{\sigma_{1F_{xn}}} = \frac{\frac{M_n}{W_{z1}}}{\frac{F_n b_1}{W_{z1}}} = \frac{M_n}{F_n b_1} \quad (3.95)$$

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{1F_{xn}}} = \frac{F_x}{F_n} + k_1 \frac{M_y}{M_n} \quad (3.96)$$

Prin înlocuirea tensiunilor cu deformațiile relative, și introducerea mărimilor de intrare adimensionale f_x și m_y , relația devine:

$$\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_{1n}} = f_x + k_1 m_y \quad (3.97)$$

unde ε_{1n} este deformația relativă produsă în secțiunea 1 de o forță F_x de valoare nominală (F_{xn}), când acționează singură asupra structurii.

Semnalul de ieșire pe canalul 1, corespunzător montajului în punte completă, este [C8]:

$$S_1 = 4\varepsilon_1 \quad (3.98)$$

respectiv, pentru deformația relativă ε_{1n} :

$$S_{1n} = 4\varepsilon_{1n} \quad (3.99)$$

ca urmare, se poate defini semnalul adimensional de ieșire, s_1 :

$$s_1 = \frac{S_1}{S_{1n}} = f_x + k_1 m_y \quad (3.100a)$$

analog, pentru secțiunea de măsurare 3, și canalul de ieșire 3, definit de setul 3 de TER, rezultă:

$$s_3 = \frac{S_3}{S_{3n}} = f_x + k_3 m_y \quad (3.100b)$$

În mod similar, se pot defini semnalele adimensionale de ieșire s_2 și s_4 , care intervin în măsurarea componentelor F_y și M_x :

$$s_2 = \frac{S_2}{S_{2n}} = f_y - k_4 m_x \quad (3.100c)$$

$$s_4 = \frac{S_4}{S_{4n}} = f_y - k_4 m_x \quad (3.100d)$$

Măsurarea componentelor F_z și M_z este cea clasică, bazată pe determinarea efortului la întindere-compresiune și respectiv la torsiune (în acest caz, plasarea TER este la 45° față de generatoarea tronsonului cilindric) [C8]. Relațiile pentru semnalele de ieșire adimensionale sunt:

$$s_5 = \frac{S_5}{S_{5n}} = f_z \quad (3.100e)$$

$$s_6 = \frac{S_6}{S_{6n}} = m_z \quad (3.100f)$$

Pe baza relațiilor (3.100a)...(3.100f) și a egalităților $b_2=b_1$, $b_4=b_3$ (vezi fig. 3.42 și fig. 3.44), se pot exprima elementele d_j ale matricii de decuplare normalizate:

$$d_{11} = \frac{b_1}{b_1 - b_3} = d_{22}, \quad d_{13} = \frac{-b_3}{b_1 - b_3} = d_{24},$$

$$d_{35} = 1, \tag{3.101}$$

$$d_{42} = \frac{b_1 b_3}{\alpha(b_1 - b_3)} = -d_{51}, \quad d_{44} = \frac{-b_1 b_3}{\alpha(b_1 - b_3)} = -d_{53},$$

$$d_{66} = 1$$

unde α este un coeficient dimensional, $[\alpha]=L$, definit prin:

$$\alpha = M_n / F_n \tag{3.102}$$

Pentru ca măsurarea să fie posibilă, este necesară satisfacerea condiției:

$$b_1 \neq b_3 \tag{3.103}$$

adică poziția seturilor 3 în raport cu 1 și respectiv 4 în raport cu 2 nu trebuie să coincidă.

În cazul perechilor F_x, M_y și F_y, M_x apar cuplări ale canalelor de măsurare. Printr-o prelucrare adecvată a semnalelor, nu se va diminua calitatea măsurării.

III.6.3. Aspecte de optimizare a traductorului

Principalele obiective urmărite în studiul de optimizare a traductorului analizat, sunt [P6]: sensibilitatea față de fiecare componentă măsurată, o frecvență proprie cât mai ridicată, gabarit și greutate reduse.

În ceea ce privește gabaritul, dimensiunea longitudinală și cea radială sunt ambele limitate de spațiul disponibil pentru montarea traductorului.

Pentru a asigura calitatea măsurării, se urmărește obținerea unor erori de măsurare minime pentru fiecare componentă precum și o sensibilitate ridicată pe fiecare canal de ieșire. Un aspect particular îl prezintă componentele $F_x - M_y$ și respectiv $F_y - M_x$, pentru care caracteristicile menționate depind de parametrul b (fig. 3.44). Pe baza relațiilor (3.101), rezultă că o dispunere a seturilor de timbre tensometrice cât mai aproape de extremitățile tronsonului piramidal va asigura reducerea erorilor de măsurare și obținerea unei sensibilități maxime.

Forma secțiunii transversale a fiecărui tronson al structurii sesizoare influențează esențial caracteristicile traductorului. O sensibilitate mai ridicată pentru componenta F_z impune o secțiune de arie cât mai mică a tronsonului cilindric. Se recomandă o formă tubulară a acestuia. Cerințe similare pentru

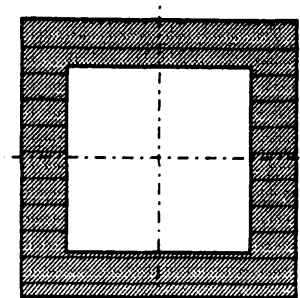


Figura 3.45 Forma secțiunii transversale a tronsonului piramidal

componentele F_x și F_y , mai ales în cazul măsurării forțelor mici, sugerează o secțiune transversală a tronsonului piramidal de forma celei prezentate în fig. 3.45. În acest caz va rezulta și o frecvență proprie mai ridicată.

Stabilitatea la perturbații este abordată prin intermediul numărului de condiționare și a celei mai mici valori singulare a matricii de cuplare normalizate a traductorului.

Conform relațiilor (3.92) și (3.100a...f), ce exprimă semnalele de ieșire adimensionale s_1, \dots, s_6 , matricea de cuplare normalizată, $[C^\#] = [D]^{-1}$, care definește dependența semnalelor de ieșire adimensionale în funcție de mărimile de intrare adimensionale, va avea forma:

$$[C^\#] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & \frac{\alpha}{b_1} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -\frac{\alpha}{b_1} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & \frac{\alpha}{b_3} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -\frac{\alpha}{b_3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.104)$$

Graficul dependenței numărului de condiționare al matricii $[C^\#]$ în funcție de parametrii α , b_1 și b_3 este redat în fig. 3.46.

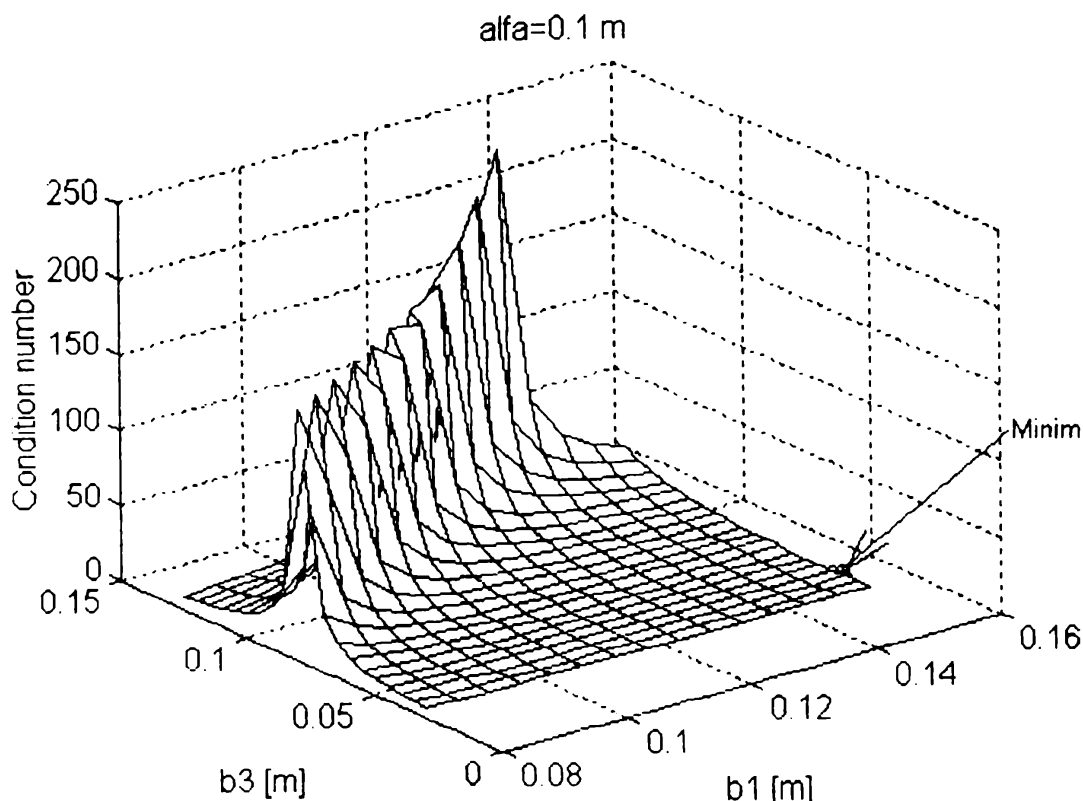


Figura 3.46 Dependența numărului de condiționare al matricii $[C^{\#}]$ în funcție de parametri b_1 și b_3 .

Se evidențiază existența cazului impropriu măsurării, pentru $b_1=b_3$, prin creșterea la o valoare practic infinită a numărului de condiționare. În vederea unei bune stabilități la perturbații gaussiene, se urmărește obținerea valorii minime pentru parametrul menționat. În fig. 3.47 a...d este evidențiată poziționarea minimumului căutat pe reprezentarea grafică, pentru diferite valori ale parametrului α .

Se va obține o valoare minimă a numărului de condiționare pentru parametrul b_1 de valoare maximă posibilă și pentru valori ale lui α cât mai mici. În corelație cu parametrul α , valoarea optimă pentru parametrul b_3 este situată în partea inferioară a intervalului său de variație. Trebuie subliniată utilitatea corelării valorilor nominale pentru componentele de tip forță propriu-zisă și pentru cele de tip moment (deoarece, prin definiția adoptată, $\alpha=M_n/F_n$).

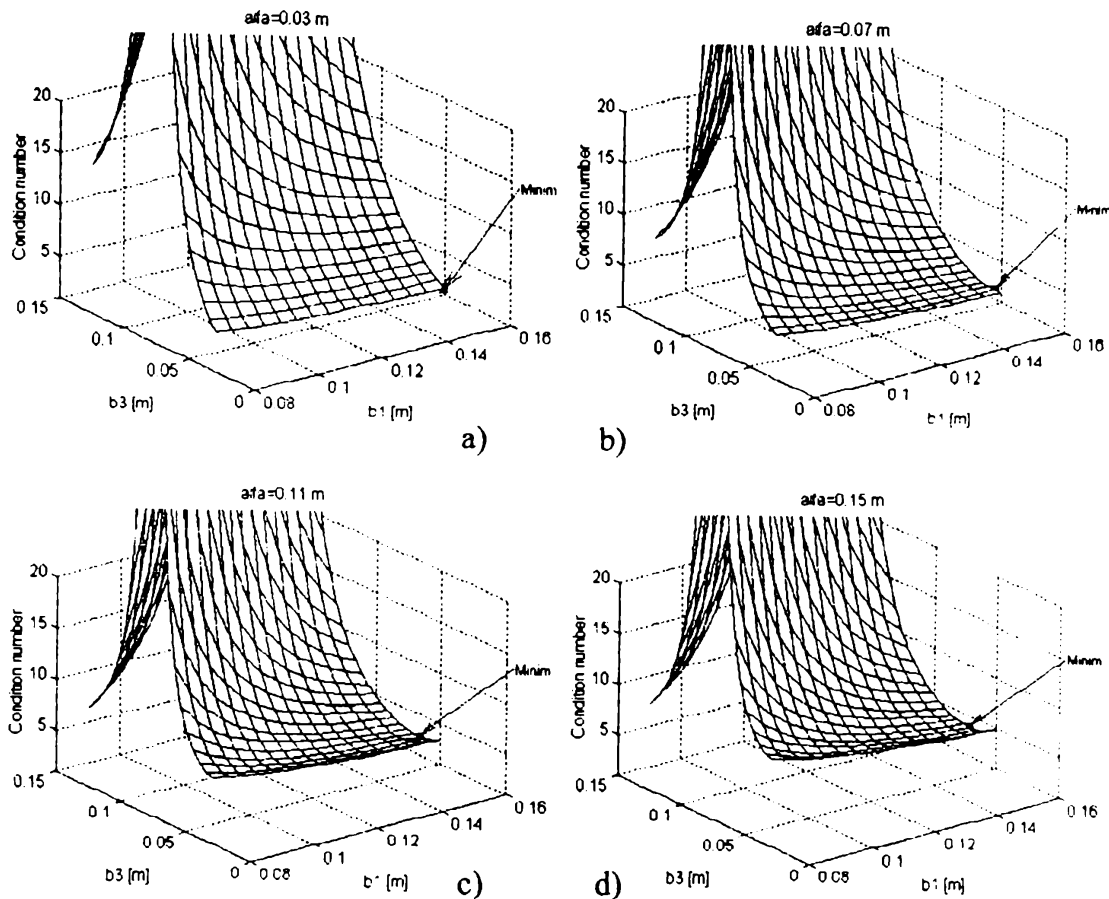


Figura 3.47 Reprezentarea grafică $Nrcond([C^*]) = f(b_1, b_3)$ cu parametru α

Dependența celei mai mici valori singulare σ_{\min} a matricii de cuplare normalizate în funcție de parametrii α , b_1 și b_3 este redată în fig. 3.48 a...d. Se observă creșterea acesteia odată cu creșterea parametrului α , dar, spre valori mai mari ale parametrului α această creștere se diminuează. Aspectul este oarecum neconvenabil, deoarece pentru stabilitatea la perturbații negausiene se urmărește alegerea unui set de parametri care să maximizeze σ_{\min} . Considerând însă valori mai mari pentru α , se încalcă cerința privind minimizarea numărului de condiționare. În funcție de perturbațiile posibile, și în corelație cu cerințele de măsurare, se admite o valoare corespunzătoare pentru parametrul α .

Se remarcă de asemenea scăderea considerabilă a celei mai mici valori singulare în zona improprie măsurărilor.

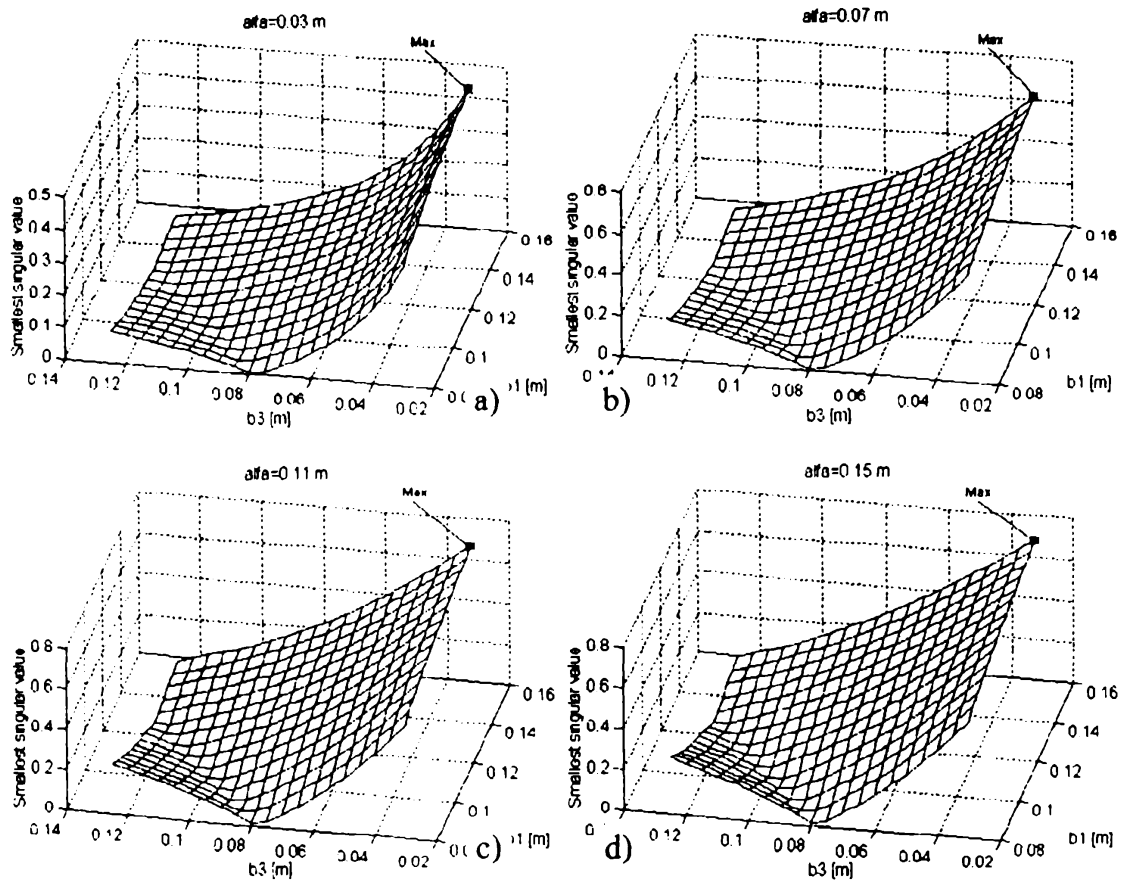


Figura 3.48 Variația $\sigma_{\min}=f(b_1, b_3)$ pentru diferite valori ale parametrului α

În concluzie, se recomandă adoptarea unei valori pentru distanța b_1 la limita maximă permisă de spațiu disponibil, stabilirea unei valori α în funcție de cerințele măsurării și corelarea corespunzătoare a parametrului b_3 .

CAPITOLUL IV

Selecția optimală a traductoarelor de forță

parcurs integral. În fig. 4.1 se prezintă schema macromodulară elaborată pentru un astfel de sistem. Fiecare macromodul este dezvoltabil ulterior, în conformitate cu principiile structurale prezentate anterior.

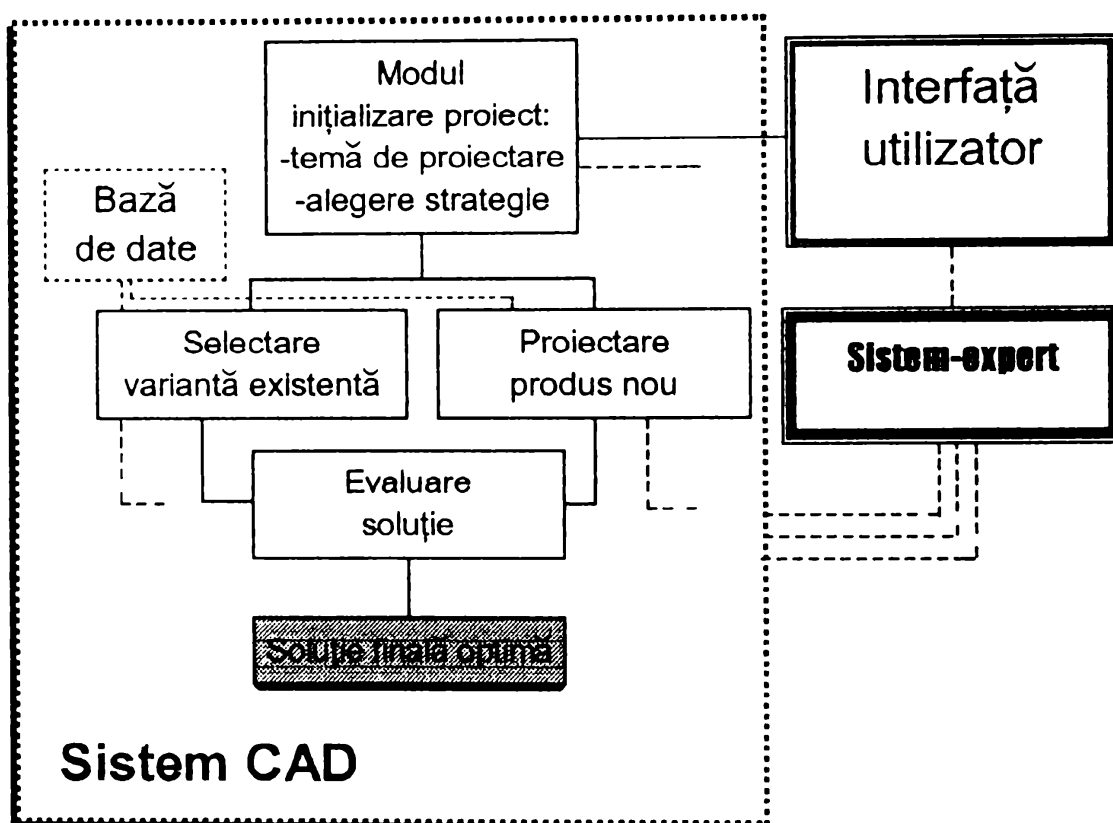


Figura 4.1 Schema macromodulară a sistemului CAD inteligent pentru traductoare de forță

Este util ca sistemul CAD preconizat să funcționeze într-un mediu adecvat, care să asigure conexiuni facile între macromodule precum și între componentele aceluiași macromodul. Datorită accesibilității și comodității în utilizare, mediul “Windows” poate constitui un astfel de cadru.

La nivel macromodular, componența sistemului include macromodulul destinat proiectării asistate de calculator, cel de sistem-expert, precum și interfața-utilizator. Conexiunile între macromodule sunt bilaterale, comunicațiile fiind facilitate de mediul sub care sistemul lucrează.

Macromodulul “Sistem CAD” îndeplinește toate funcțiile aferente procesului propriu-zis de proiectare:

- definirea temei de proiect și interpretarea datelor de proiectare,
- decizia privind strategia de proiectare, adică selectarea unei variante de traductor existente în fabricația de serie a unor producători specializați, sau demararea unui proiect nou,
- concretizarea celor două strategii menționate,
- proiectarea în regim interactiv a traductoarelor și a componentelor acestora,
- elaborarea documentației grafice și negrafice de detaliu pentru subansambluri sau pentru întregul traductor,
- evaluarea diferitelor soluții determinate pe parcursul procesului de proiectare sau a celui de selectare,
- evidențierea soluției finale, evaluată ca optimă,
- accesarea unor baze de date adecvate sistemului, și actualizarea acestora.

Macromodulul trebuie să fie astfel structurat, încât să fie posibilă utilizarea sa integrală sau numai a anumitor module componente, în funcție de sarcina pe care o are de soluționat utilizatorul, în scopul unei exploatare eficiente a sistemului CAD.

Macromodulul “Sistem-expert” va dispune de o bază de cunoștințe specifică traductoarelor de forță, oferind informații și recomandări, sugerând posibile decizii privind variantele de proiectare. Funcțiile sale se manifestă în corelație cu ale modului de proiectare, dar pot fi accesate și separat, cu scopul consultării.

Atributele sale în sistemul CAD inteligent sunt:

- validarea datelor de intrare, respingerea seturilor incomplete, inconsistente sau tehnic inacceptabile,
- elaborarea unor recomandări referitoare la soluția principială și la variante constructive posibile, recomandări elaborate pe baza analizei fenomenului studiat, a mediului de lucru al traductorului,
- elaborarea unor recomandări privind geometria și materialul structurii elastice sesizoare, a tipologiei componentelor mecanice, electrice și electronice a traductoarelor de forță,
- sugerarea unor criterii potrivite pentru evaluări ale variantelor și justificarea utilității acestora,
- explicarea principalelor rezultate ale raționamentelor efectuate,
- capacitatea de a fi extins, prin dobândirea unor cunoștințe noi, derivate din experiența de proiectare.

Interfața-utilizator va permite comunicarea între utilizator și sistem, folosind tehnica meniurilor și a mesajelor, pentru a facilita accesul comod și rapid în diferite puncte ale aplicației. Sistemul de acces cu puncte de intrare multiple crează posibilitatea apelării opționale a unei părți din modulele sistemului, astfel încât la determinarea soluției să participe minimum de componente modulare. Funcțiile pe care macromodulul de interfață le îndeplinește sunt:

- constituirea setului de date de intrare necesare demarării proiectului, pe baza solicitărilor formulate de către utilizator,
- facilitarea analizei globale a cerințelor de proiectare, prin cooperare cu celelalte două macromodule,
- accesul la modulele decizionale privind determinarea similarității proiectului cu modele anterior determinate precum și la cel de stabilire a strategiei de determinare proiectivă a soluției (selectare.../proiectare...),
- apelarea directă a modulelor de selecție a unei variante existente și a celor de execuție a unui proiect nou,
- apelarea secvențelor de studiu și proiectare a diferitelor componente dintr-un traductor de forță: structură elastică, componente mecanice, electrice, etc.,

Schema modulară de detaliu a sistemului CAD inteligent destinat traductoarelor de forță este prezentată în fig. 4.2.

Pe baza considerațiilor din cap.I, pot fi delimitate strategiile globale de determinare prin proiect a soluției de traductor de forță: selectarea unei variante din producția de serie a firmelor specializate, proiectarea unei soluții noi sau procedura mixtă. Opțiunea pentru una din strategii aparține în întregime utilizatorului (beneficiarului temei de proiect). În același timp, una din strategii nu presupune obligativitatea existenței unei soluții acceptabile. În acest caz, se revine în decizie inițială, adoptându-se o altă strategie.

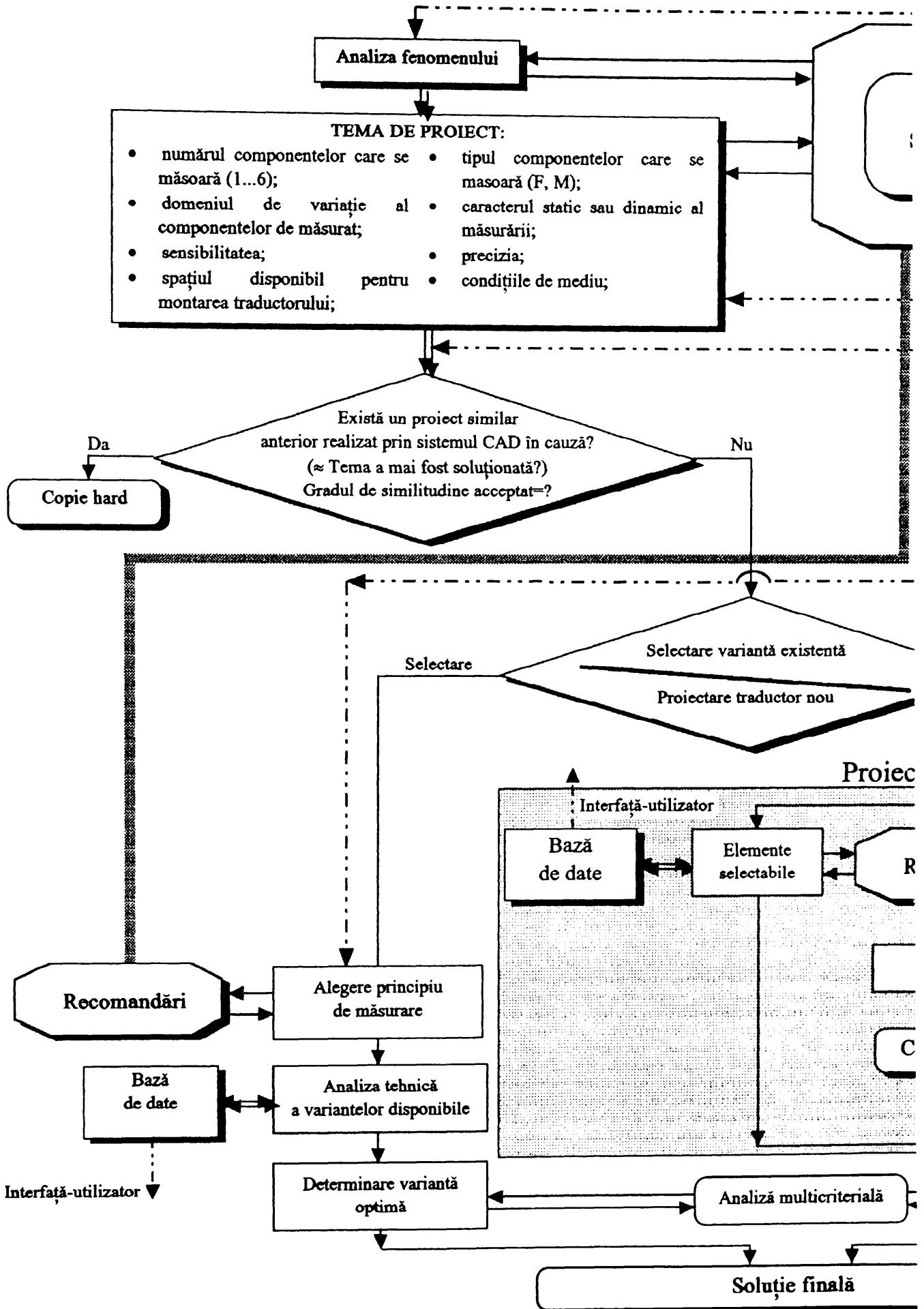


Figura 4.2 Schema modulară de detaliu a sistemului CAD inteligent p

IV.2 ALEGEREA ASISTATA DE CALCULATOR A UNEI VARIANTE DE TRADUCTOR DE FORȚA EXISTENTE IN FABRICATIA DE SERIE

IV.2.1. Analiza aplicației în care se măsoară forța și formularea cerințelor specifice măsurării

În alegerea unui traductor de forță sau în proiectarea unui nou, este esențială destinația acestuia și condițiile de mediu în care va funcționa. Cunoașterea cerințelor specifice aplicației permite formularea corectă a caracteristicilor funcționale impuse traductorului. Este utilă disponibilitatea unei surse de informații și recomandări privind diferitele fenomene și procese în care este necesară măsurarea forței, componentele torsorului forță-moment ce trebuie să fie determinate, domeniul de variație al acestora, caracterul static sau dinamic al măsurării. Ca urmare, a fost creată o componentă soft modulară, integrabilă în sistemul CAD menționat și prevăzută cu funcția de analiză a fenomenului. Fig. 4.3 a,b,c redă aspecte din cadrul acesteia, referitoare la diferite aplicații în care se măsoară forța [B3], [B4], [C1], [D6], [F1], [F2], [N2], [N3], [*1]-[*11].

În cadrul procedurii de analiză a fenomenului, utilizatorului trebuie să i se furnizeze informații despre spațiul disponibil și limitele de gabarit ale traductorului, despre modul de conectare în lanțul de măsură, adică despre interfața mecanică, etc.

Breviarul de informații se referă la aspectele esențiale ce caracterizează aplicația în care este necesară măsurarea forței.

Parcursul modulului poate fi urmat de elaborarea automată a unor recomandări privind setul de date de proiectare: numărul și tipul componentelor care se măsoară, principiile de măsură adecvate, etc. [D8].

Pe baza informațiilor obținute din sistem și din surse auxiliare externe, se

stabilesc cerințele privind caracteristicile traductorului de forță: numărul componentelor care se măsoară (1...6), tipul (forță, moment), domeniul de variație, precizarea caracterului static sau dinamic al măsurării, sensibilitatea, precizia.

Depinzând de specificul aplicației și de soluția concretă preconizată pentru traductor, setul de date inițiale poate include și alte componente.

BAZA1	Domeniul aplicatiei	Subdomeniul	Numar componente	Tip componente	Principiul masurarii
1	Masini-unelte	Frezare	3	3F	Piezoelectric
2	Masini-unelte	Gaurire	4	3F+M	Piezoelectric
3	Masini-unelte	Strunjire	3	3F	Tensorezistiv
4	Moment reactiv	Motor electric	1	M	Tensorezistiv
5	Prese	Monitorizare forta	1	F	Piezoelectric
6	Roboti	Coliziune	1	F	Inductiv
7	Roboti	Instruire	6	3F+3M	Tensorezistiv
8	Roboti	Manipulare	3	3F	Inductiv
9	Roboti	Manipulare	3	3F	Tensorezistiv
10	Roboti	Montaj	3	F+2M	Inductiv
11	Roboti	Montaj	3	F+2M	Tensorezistiv
12	Roboti	Montaj	4	2F+2M	Inductiv
13	Roboti	Montaj	4	3F+M	Tensorezistiv
14	Roboti	Montaj	5	3F+2M	Inductiv
15	Roboti	Montaj	5	3F+2M	Tensorezistiv
16	Roboti	Montaj	6	3F+3M	Tensorezistiv
17	Roboti	Montaj	6	3F+3M	Tensorezistiv
18	Roboti	Prehensare	1	F	Tensorezistiv
19	Roboti	Recunoastere piese dupa forma	3	3F	Tensorezistiv
20	Roboti	Recunoastere piese dupa greutate	1	F	Tensorezistiv
21	Roboti	Sesizare tactila	1	F	Inductiv
22	Roboti	Sesizare tactila	1	F	Magnetoelastic
23	Roboti	Sesizare tactila	1	F	Piezorezistiv

Figura 4.3 a Secvența din modulul de analiză a aplicației în care se măsoară forța

Existența sistemului-expert în componența sistemului CAD inteligent presupune disponibilitatea unor recomandări privind alegerea principiului de măsurare și concomitent, a unor variante corespunzătoare. Dacă modulul de expertizare lipsește, specialistul uman trebuie să aleagă singur variantele constructive pe care le va cuprinde în analiză. În ambele cazuri, este obligatorie existența unei baze de date de tip set de cataloage, cuprinzând parametrii funcționali, și constructivi ai unor traductoare din fabricația de serie. În fig. 4.4 se prezintă o filă dintr-o bază de date creată în acest scop, cuprinzând soluții pentru măsurarea unei componente de tip moment de torsiune.

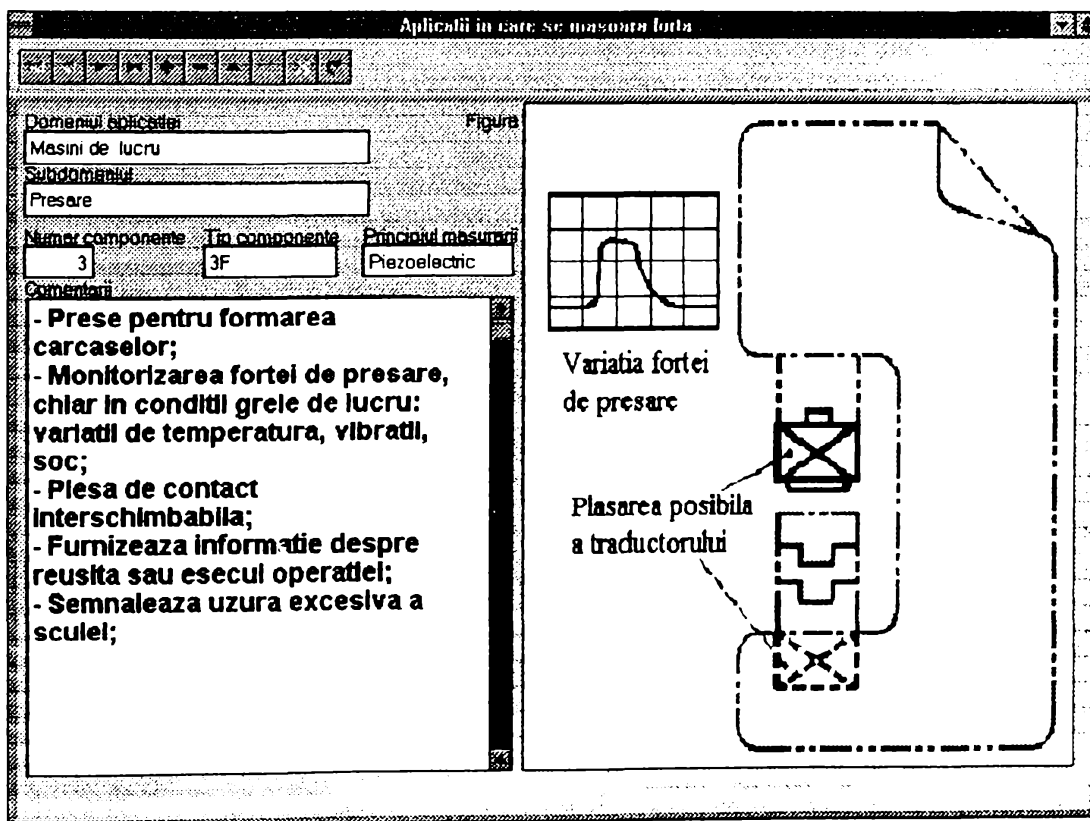
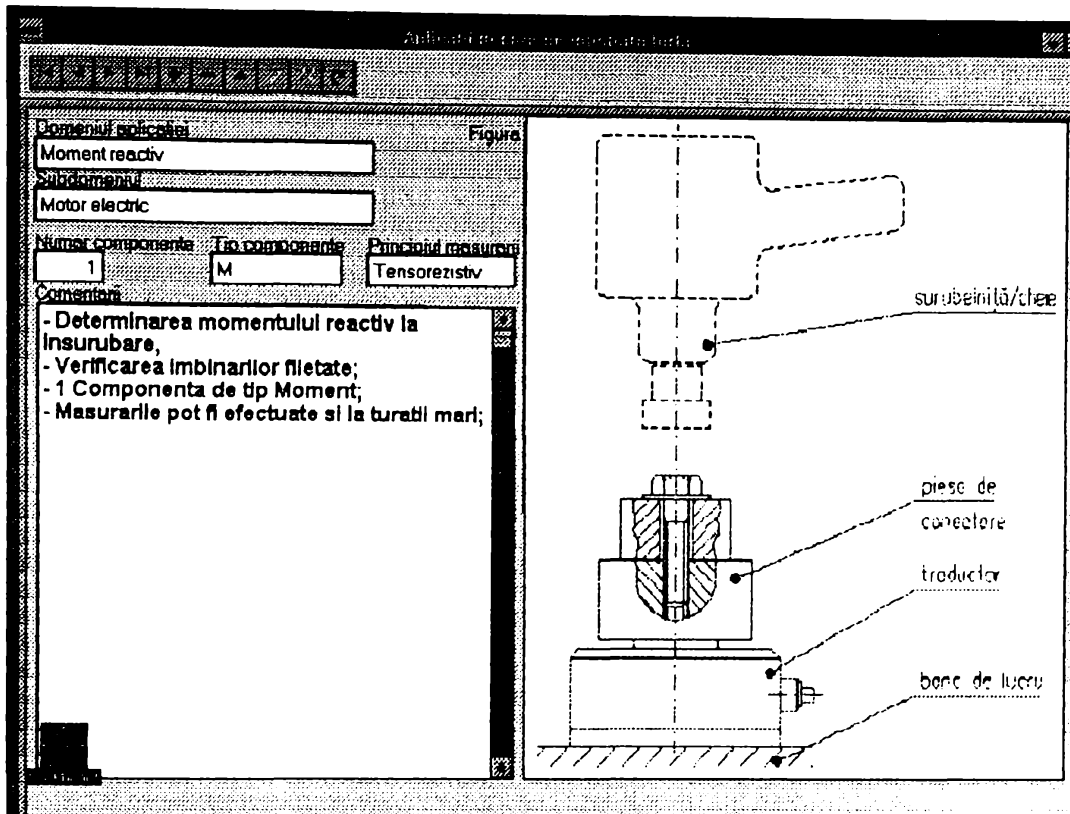


Figura 4.3 b, c Secvențe din modulul de analiză a fenomenului, referitoare la aplicații în care se măsoară forța

Traductoare de cuplu								
Tip	Producător	Domeniu	Regim	Precizie	Suprasarcina	Amplitudine vibrații	Cuplare	Tranșmisió semnal
T4A	HBM	500	Rotatie	0.1	150	70	arbore sectiune patrata	inele
T4A	HBM	1000	Rotatie	0.1	150	70	arbore sectiune patrata	inele
T4WA	HBM	50	Rotatie	0.1	125	70	arbore sectiune patrata	inele
T4WA	HBM	100	Rotatie	0.1	150	70	arbore sectiune patrata	inele
T4WA	HBM	200	Rotatie	0.1	150	70	arbore sectiune patrata	inele
T4WA	HBM	500	Rotatie	0.1	150	70	arbore sectiune patrata	inele
T4WA	HBM	1000	Rotatie	0.1	150	70	arbore sectiune patrata	inele
T5	HBM	20	Rotatie	0.1	150	70	arbore cu strangere	inele
T5	HBM	50	Rotatie	0.1	150	70	arbore cu strangere	inele
T5	HBM	100	Rotatie	0.1	150	70	arbore cu strangere	inele
T5	HBM	200	Rotatie	0.1	150	70	arbore cu strangere	inele
T30FN	HBM	50	Rotatie	0.3	150	70	flansa	fara contact
T30FN	HBM	100	Rotatie	0.2	150	70	flansa	fara contact
T30FN	HBM	200	Rotatie	0.2	150	70	flansa	fara contact
T30FN	HBM	500	Rotatie	0.2	150	70	flansa	fara contact
T30FN	HBM	1000	Rotatie	0.2	150	70	flansa	fara contact
T30FN	HBM	2000	Rotatie	0.2	150	70	flansa	fara contact
T30FN	HBM	5000	Rotatie	0.2	150	70	flansa	fara contact
T30FN	HBM	10000	Rotatie	0.1	150	70	flansa	fara contact

Figura 4.4 Filă din baza de date pentru traductoare de forță din fabricația de serie

Baza de date permite selectarea și sortarea unor seturi de traductoare, prin aplicarea a diferite criterii. În fig. 4.5 se prezintă un exemplu de selectare pe baza criteriului referitor la domeniul de măsură, cu luarea în considerare a parametrilor: tip, producător, domeniu și precizie. Opțiunile pot fi modificate de utilizator.

CUPLU1.DB	Tip	Producator	Principiu	Domeniu	Viteza	Regim	Precizie
	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
ANSWER							
1	T1	HBM		10.00			0.20
2	T1	HBM		20.00			0.10
3	T34FN	HBM		5.00			0.20
4	T34FN	HBM		10.00			0.20
5	T34FN	HBM		20.00			0.20

Figura 4.5 Extras de variante din baza de date

Metoda este adecvată în obținerea rapidă a unor variante utilizabile într-o

anumită aplicație. În același timp, informația permite constituirea datelor de intrare pentru selectarea variantei optime (pasul următor în cadrul algoritmului).

Majoritatea producătorilor specializați realizează pentru o anumită destinație nu un singur model de traductor, ci o familie de variante, bazate pe aceeași soluție de principiu, cu aceleași caracteristici funcționale globale, dar diferind prin domeniul de măsură, implicit prin dimensiuni și, eventual prin detalii de cuplare mecanică sau electrică în lanțul de măsurare. De aceea, este utilă vizualizarea în detaliu a unor astfel de familii, cu menționarea caracteristicilor comune și individuale. În fig. 4.6 se exemplifică facilitatea de a consulta “filă cu filă” baza de date pentru traductoare de forță, prin prezentarea unei familii de traductoare piezoelectrice pentru o componentă, de fabricație Kistler (familia 90x1). Fiecărei variante din familie îi este destinată o filă, cu datele de catalog ale acesteia, aplicații în care producătorul recomandă să fie folosită, desenul de prospect atașat familiei.

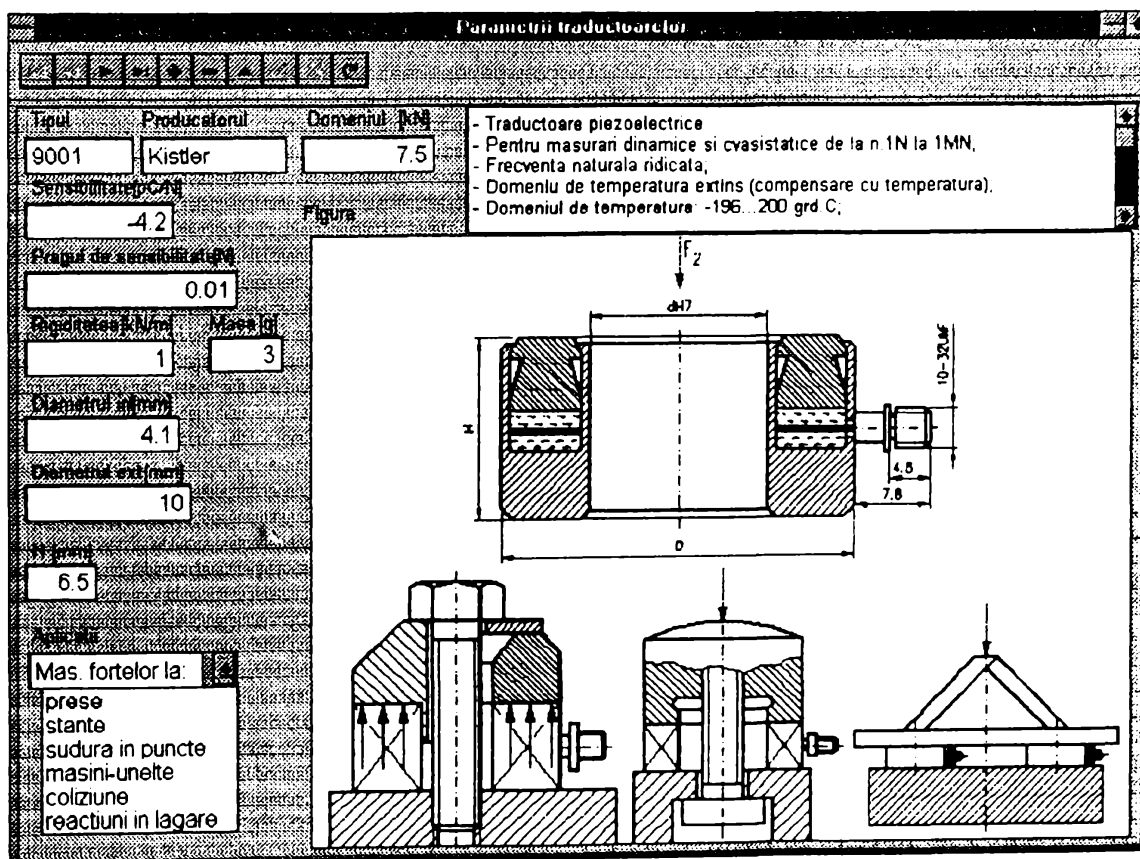


Figura 4.6 Filă din baza de date pentru traductoare de forță referitoare la familia de variante 90x1, de fabricație Kistler

Fig. 4.7 ilustrează un exemplu similar, din gama de fabricație a firmei Kistler în domeniul traductoarelor de mare sensibilitate. Este considerată familia de traductoare de forță piezoelectrice miniaturizate 920x¹, creată pentru măsurări ale forțelor de compresiune în domeniul mecanicii fine: măsurări de laborator efectuate asupra tastelor, butoanelor, comutatoarelor, releelor, arcurilor elicoidale de compresiune, tijelor, determinări ale forțelor de contact de valori mici, în general datorate acțiunii degetului uman.

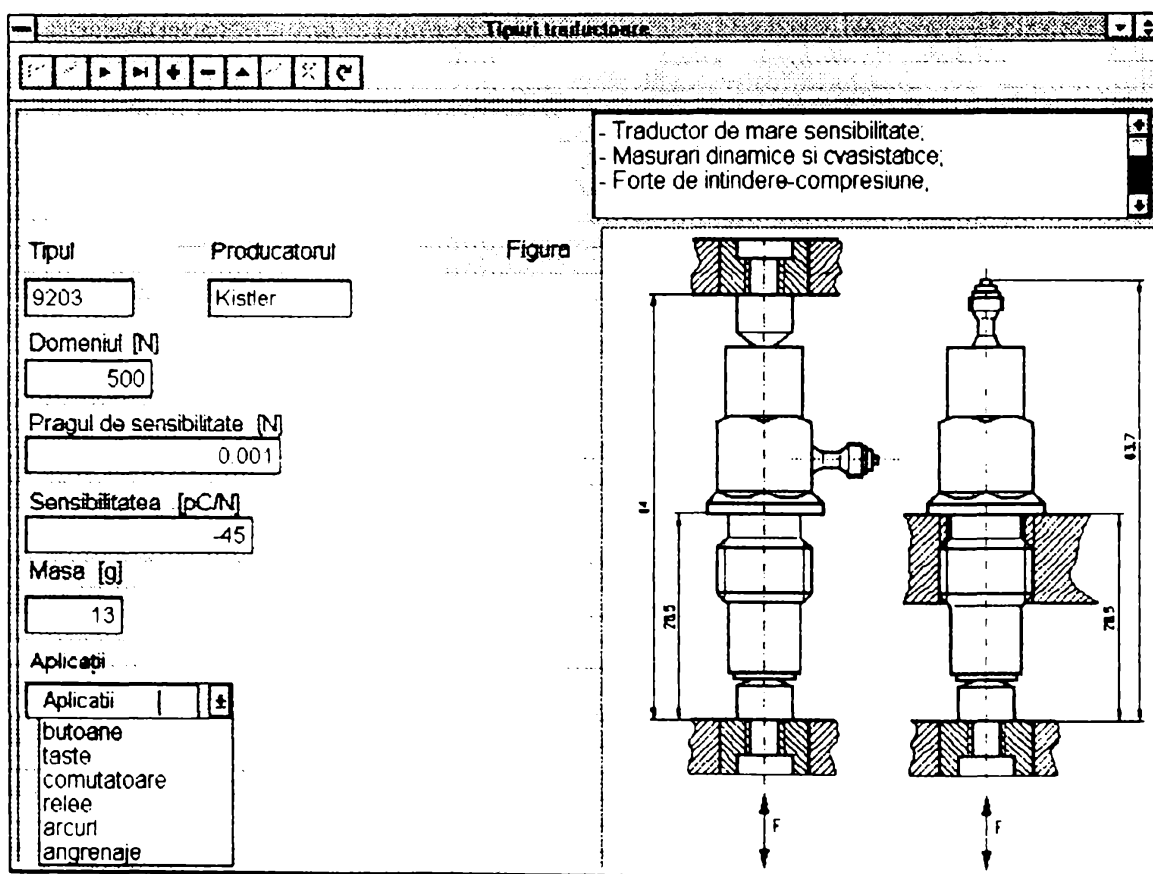


Figura 4.7 Filă din baza de date referitoare la familia de variante pentru traductoare de forță

După alegerea variantelor ce urmează a fi evaluate, se impune aplicarea unuia sau a mai multor algoritmi de determinare a soluției optime (vezi §IV.2.2.).

¹ x=3, 5, 7, fila de catalog 6.920x, cu x având aceleași valori

IV.2.2. Aplicarea metodelor de decizie multicriterială de tip multiatribut în selecția unui traductor de forță

Metodele de decizie multicriterială de tip multiatribut, prezentate sintetic în cap.I, pot fi utilizate în selecția variantei optime pentru un traductor de forță. Modelarea pe calculator a acestor metode permite manipularea comodă a unui set larg de date și a diferitelor proceduri de decizie. În acest scop, a fost creată o aplicație soft ce înglobează o parte din cele mai folosite metode de decizie multiatribut, apelabilă independent sau în cadrul sistemului CAD analizat. În fig. 4.8 este prezentată schema modulară a aplicației [D10], [D14]-[D16], [D18], [D19].

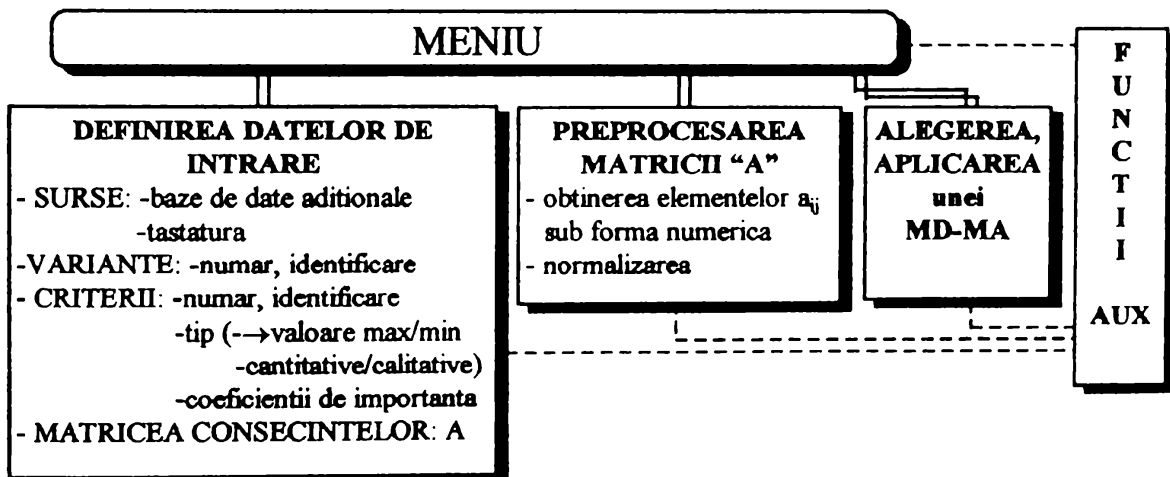


Fig 4.8. Schema modulară a aplicației soft de modelare a metodelor de decizie multiatribut (MD-MA) în domeniul traductoarelor de forță

În etapa de stabilire a datelor de intrare, decidentul este confruntat cu problema stabilirii criteriilor în raport cu care se realizează evaluarea. Pe lângă diferențierile "clasice" în tipologia lor, în criterii de maxim/de minim, respectiv cantitative/calitative, aplicația menționată distinge criterii predefinite, precum și criterii ce pot fi definite chiar în momentul lucrului, în mod dinamic (fig. 4.9).

Dintre criteriile predefinite de tip cantitativ, se menționează: numărul de componente, domeniul de măsură, frecvența măsurării, frecvența proprie, sensibilitatea, neliniaritatea, durata de viață, greutatea, precizia, volumul, etc. Dintre

criteriile calitative incluse în aplicație se amintesc: suprasarcina de scurtă, respectiv de lungă durată, protecția la umiditate, coroziune, vibrații, etanșarea, gradul antiex, etc.

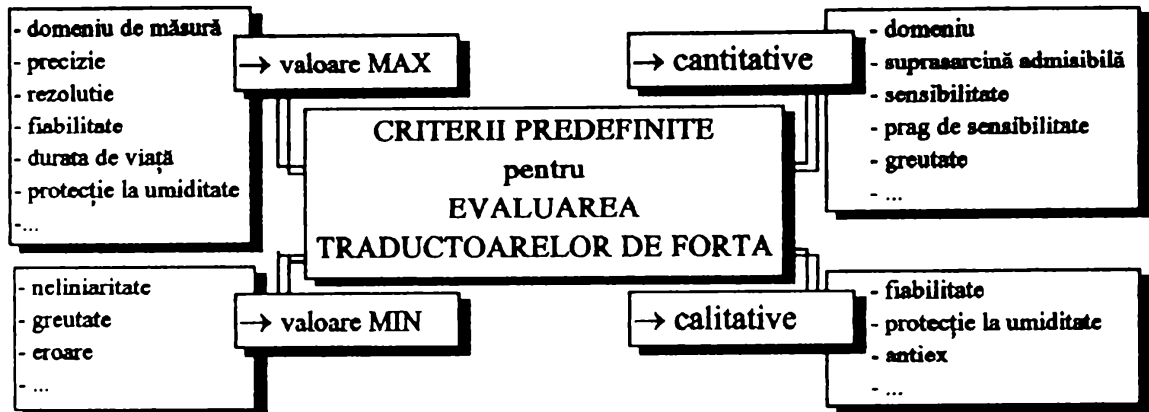


Figura 4.9 Criterii de selecție optimală a tractoarelor de forță

Numărul criteriilor considerate este la alegerea decidentului, experiența și cunoștințele acestuia fiind esențiale. Un număr prea mic de criterii de apreciere poate implica o decizie superficială, iar un număr excesiv de mare poate conduce la nivelarea evaluării globale a variantelor analizate, chiar la imposibilitatea de a determina varianta optimă. Dacă importanța criteriilor folosite diferă, este necesară definirea coeficienților de importanță, prin vectorul P . În unele situații, decidentul nu cunoaște a priori valorile coeficienților de importanță. Aplicația pune la dispoziție trei metode de determinare a acestora, pe baza altor informații cunoscute: metoda entropiei, metoda vectorului propriu și metoda celor mai mici pătrate [A3], [D15], ale căror ordinograme sunt prezentate în fig. 4.10 a, b, c. Programele ce implementează metodele menționate precum și exemple de aplicare a acestora în determinarea coeficienților de importanță [D15] sunt prezentate în anexe.

Aplicația prezentată cuprinde metode de selecție optimală din toate categoriile evidențiate în cap. I: metodele maximin și maximax dintre cele fără preferințe asupra importanței criteriilor, metoda conjunctivă din cele cu precizarea unui nivel standard al criteriilor, metoda lexicografică (cu preferințe ordinale asupra criteriilor), metoda Onicescu varianta II, și metoda TOPSIS, dintre cele cu preferințe

cardinale asupra criteriilor. Ordinogramele metodelor enumerate sunt prezentate în fig. 4.11, iar programele corespunzătoare, dezvoltate în mediu Matlab, se găsesc în anexe.

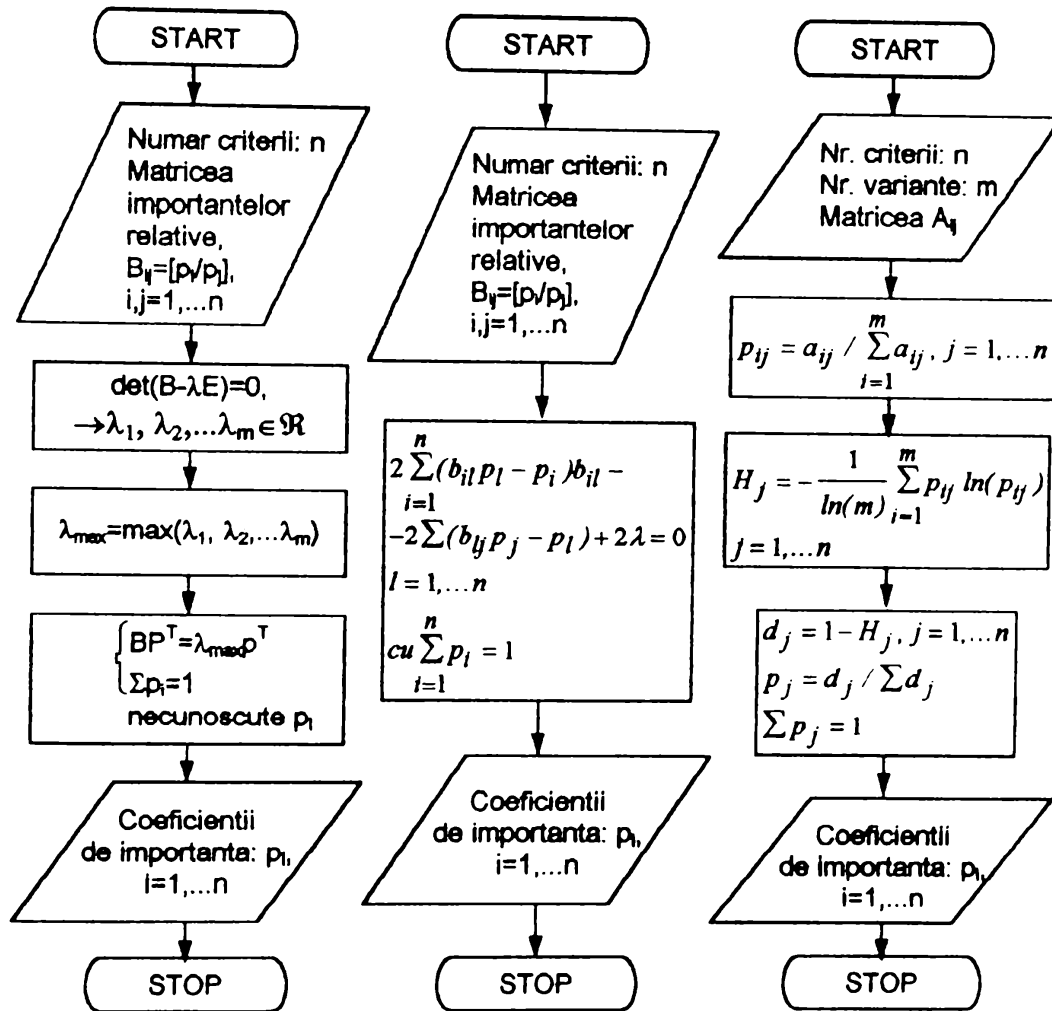


Figura 4.10 Ordinogramele metodelor de evaluare a coeficienților de importanță: a) metoda vectorului propriu, b) metoda celor mai mici pătrate, c) metoda entropiei

În cazul acelor metode de decizie multiatribut care implică prezența unor informații suplimentare, sunt necesare în plus și tipuri specifice de date de intrare, date pe care programul le solicită în momentul utilizării.

În fig. 4.12 a se prezintă fereastra de lansare a aplicației, definită în mediu Matlab, iar în fig. 4.12 b fereastra adițională de obținere a unor informații generale privind conținutul și modul de utilizare a aplicației.

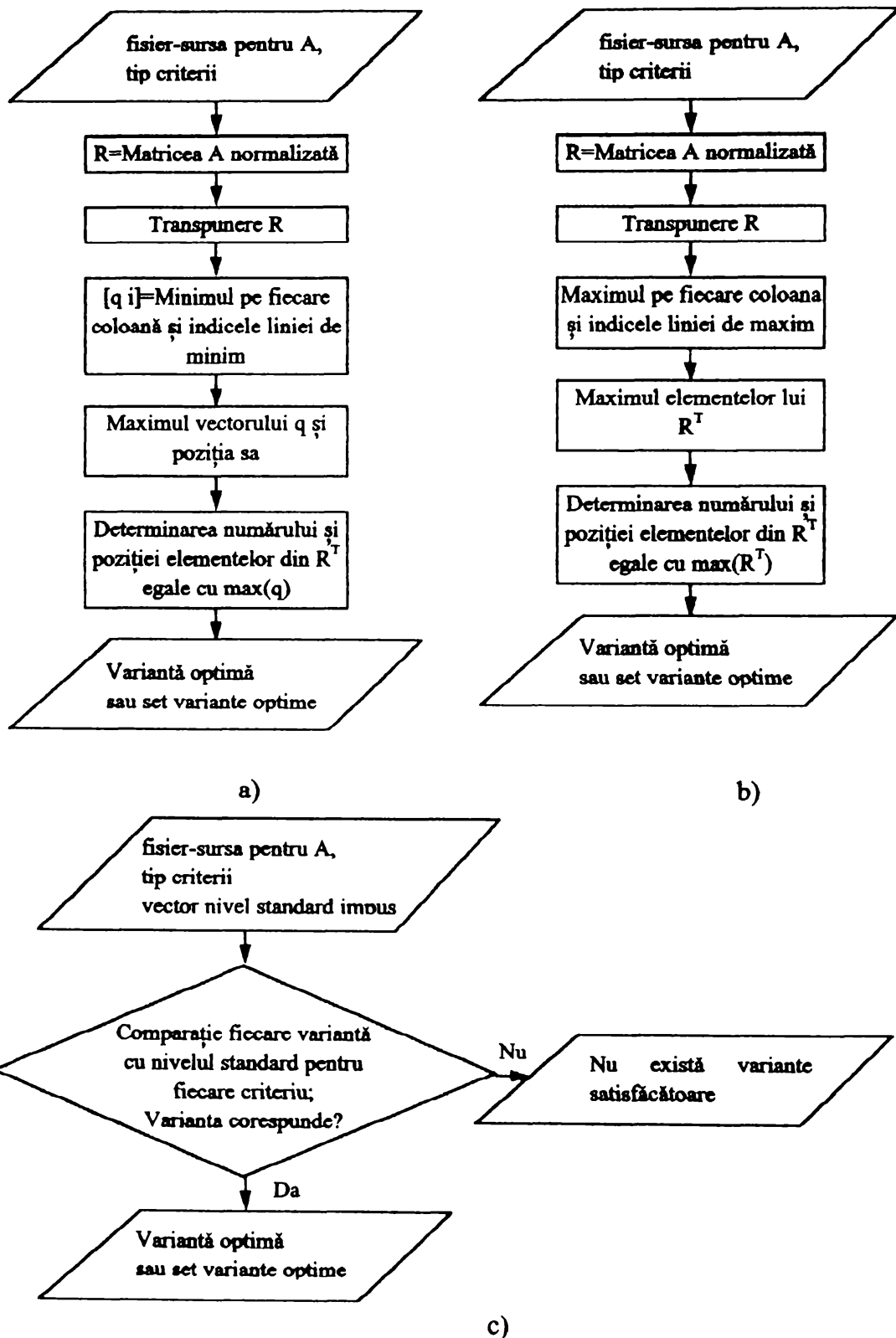


Figura 4.11 Ordinogramele metodelor de decizie multiatribut incluse în aplicație:
 a) metoda maximin; b) metoda maximax; c) metoda conjunctivă

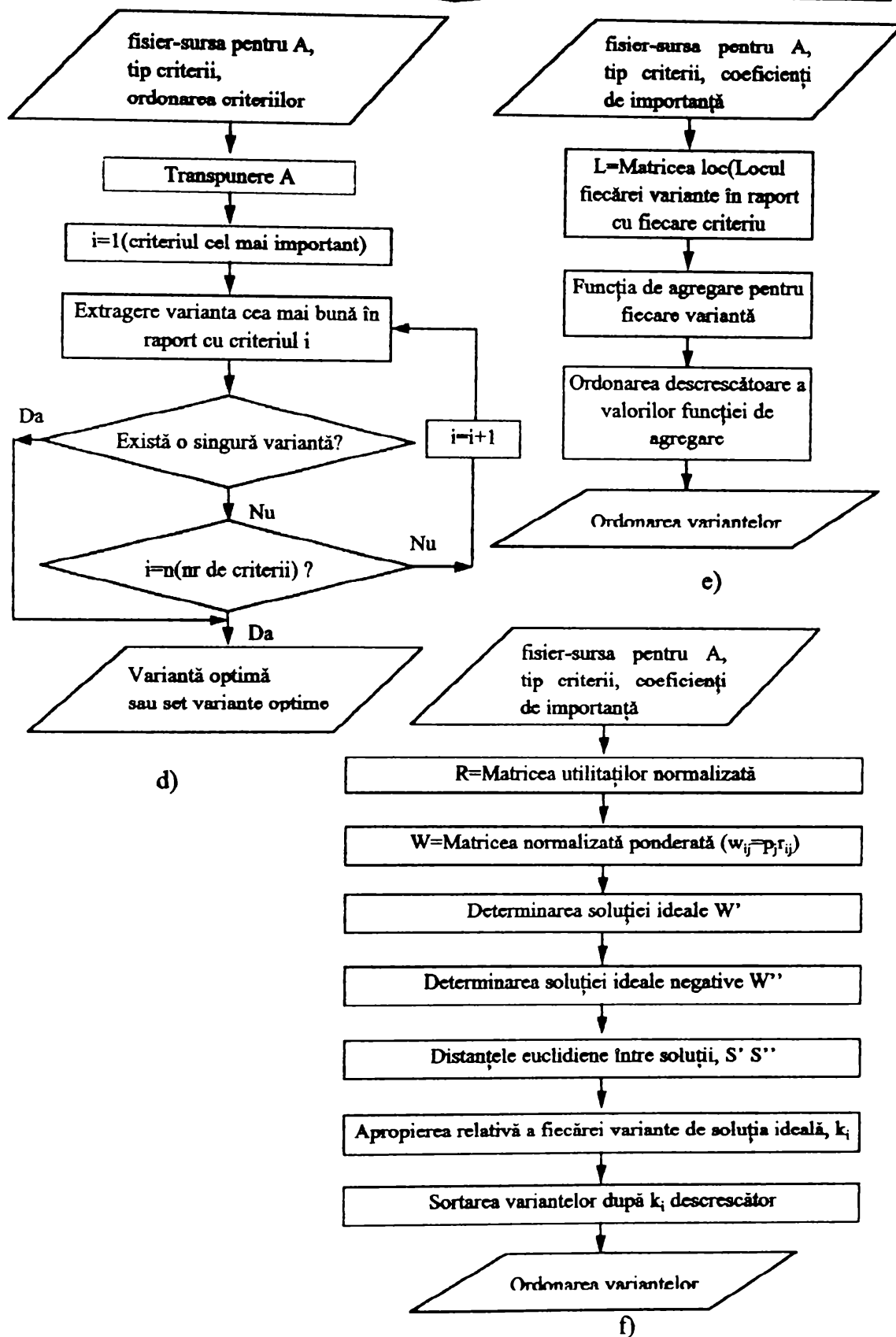


Figura 4.11 Ordinogramele metodelor de decizie multiatribut incluse în aplicație: d) metoda lexicografică; e) metoda Onicescu v. II; f) metoda TOPSIS

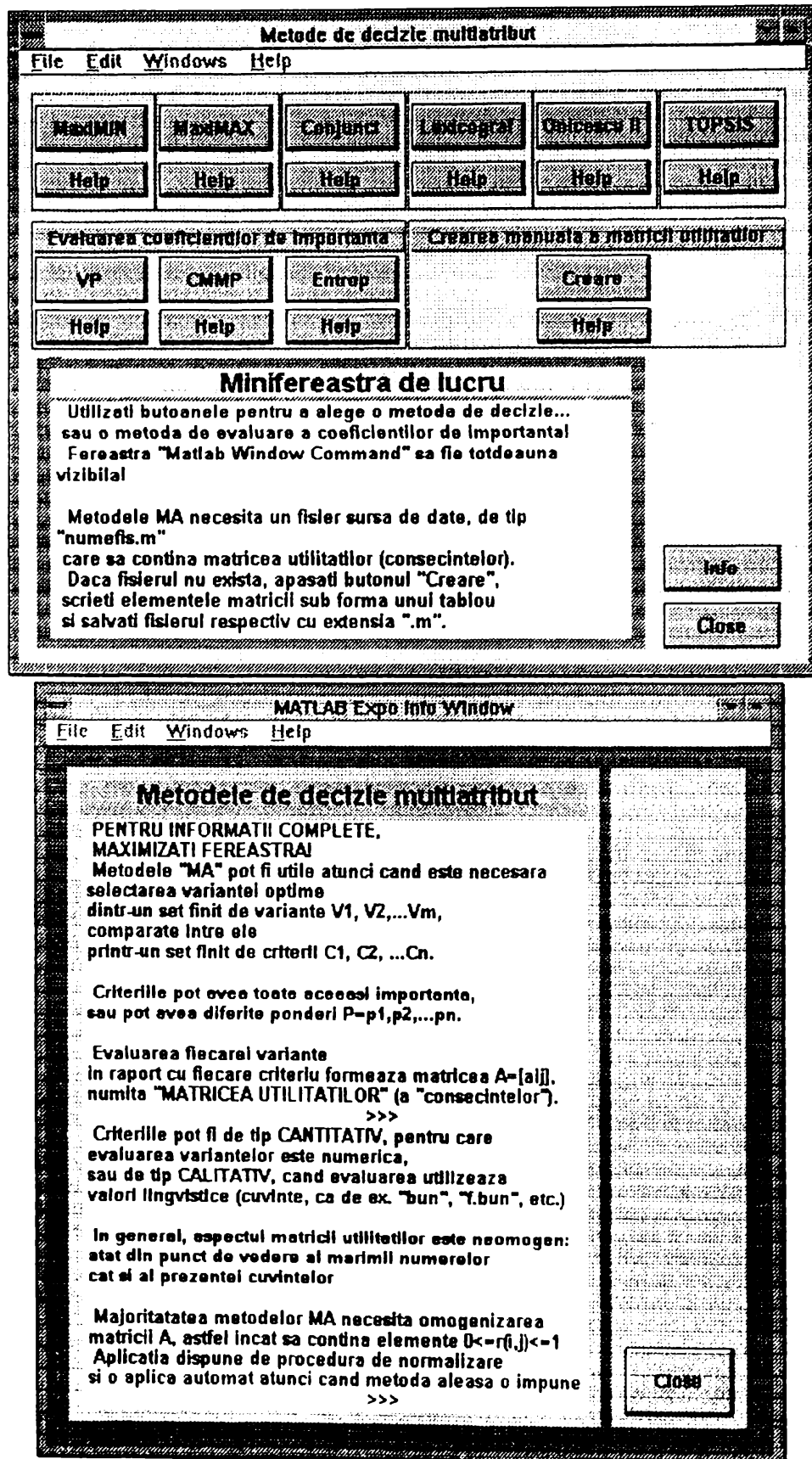


Figura 4.12 a) Fereastra de lansare a aplicației soft pentru metode de decizie multiatribut, creată în mediu Matlab; b) Fereastra adițională de informații

Aplicația descrisă poate fi utilizată în mod independent, sau integrată în sistemul CAD pentru traductoare de forță. Ea poate fi de asemenea apelabilă din modulele de proiectare propriu-zisă, atunci când trebuie să fie rezolvată o problemă decizională similară, adică de alegere a variantei optime, dintr-un set finit de variante disponibile, comparate între ele printr-un set finit de criterii, criterii ce prezintă importanță variabilă sau sunt echi-importante.

La fel ca și alte module ale sistemului CAD, aplicația intenționează să fie “un asistent” în proiectare, o unealtă comodă și rapidă la dispoziția proiectantului. Ea nu poate înlocui total decidentul uman. Valorile de evaluare le indică decidentul uman, calculatorul aplicând doar algoritmi [B5].



CAPITOLUL V

Încercări experimentale

V.1 INTRODUCERE

Realizarea și testarea modelelor experimentale pentru diferite traductoare de forță proiectate se impune fie în scopul verificării caracteristicilor și a comparării lor cu cele obținute în urma elaborării proiectului, fie, în cazul proiectelor unicate, chiar pentru finalizarea proiectului.

Incercările experimentale realizate de autoare au avut ca scop materializarea unui model al unui traductor de forță pentru mai multe componente de tipul celor prezentate în cap. III, determinarea prin măsurători a matricilor caracteristice de cuplare și decuplare, a preciziei și erorilor ce afectează utilizarea traductorului. S-a optat pentru varianta de traductor de forță tensorezistiv bazat pe o structură monobloc de tip grindă (subcap. III.6), destinat măsurării a 5 dintre componentele torsorului forțelor exterioare, și anume: F_x , F_y , F_z , M_x și M_y . Având în vedere necesitățile constructive de realizare a standului de încercări, și de aplicare a torsorului forțelor exterioare, s-a renunțat la măsurarea componentei M_z . Măsurarea acestei componente este de altfel una clasică bazată pe deformații la torsiune, cunoscută în literatura de specialitate, și al cărei studiu experimental nu ar fi evidențiat probabil elemente deosebite.

V.2 STUDIUL EXPERIMENTAL AL UNUI TRADUCTOR DE FORȚA TENSOREZISTIV

V.2.1. Prezentarea generală a standului pentru incercari

În vederea realizării măsurătorilor asupra modelului de traductor de forță studiat, s-a realizat standul experimental a cărui reprezentare schematică este redată în fig. 5.1.

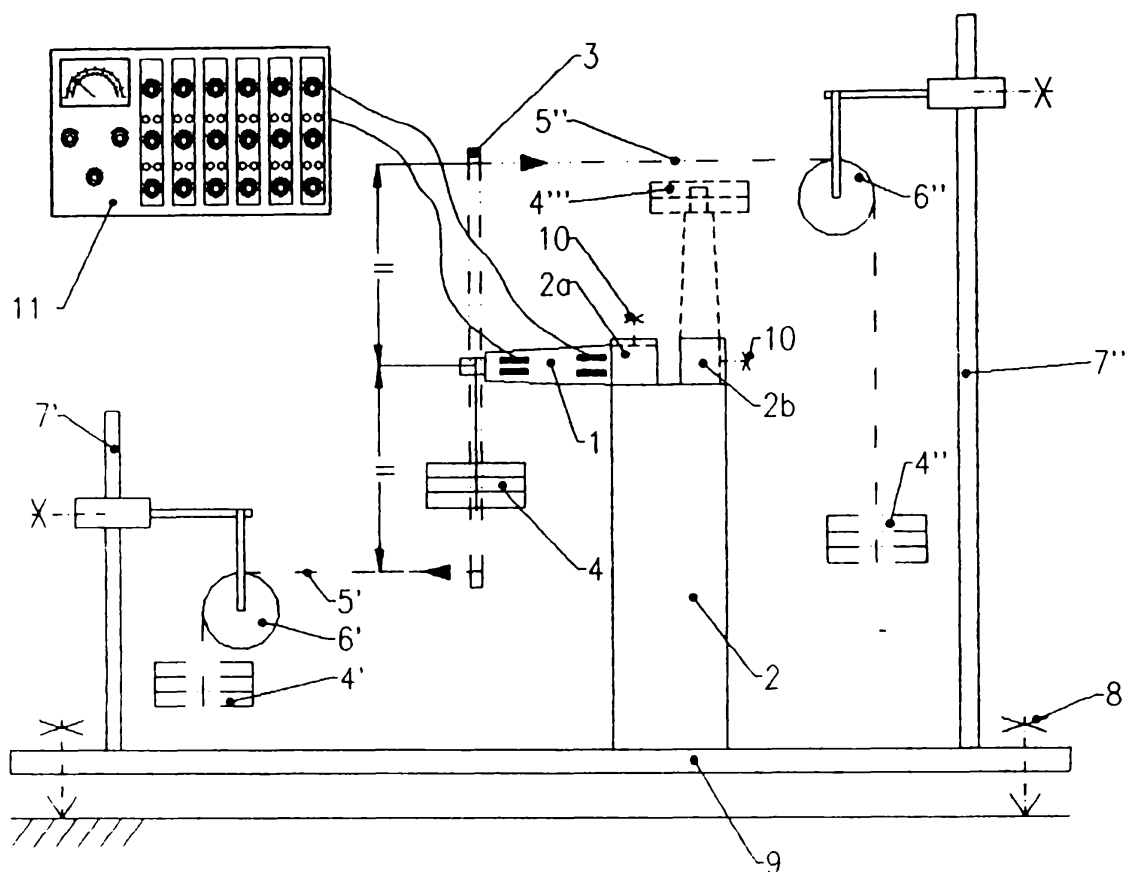


Figura 5.1 Reprezentarea schematică a standului experimental

În scopul aplicării componentelor F_x , F_y și/sau M_x , M_y , ale torsorului de măsurat, traductorul se montează în suportul 2a și se fixează prin șuruburile de fixare 10.

Prin greutatele 4, se simulează componentele de tip forță propriu-zisă ale torsorului forțelor exterioare direcționate după cele două direcții transversale (OX și OY). Prin tija-suport 3, firele 5', 5'' și greutatele 4' și 4'' se simulează componentele de tip moment M_x , M_y .

Adoptând una din direcțiile transversale ca fiind OX, încercarea cu o componentă de tip forță sau moment după a doua direcție transversală, OY, se realizează prin rotirea traductorului în suportul 2a cu 90° .

Prin montarea traductorului în suportul 2b, este posibilă încărcarea acestuia cu o forță dirijată după axa sa longitudinală (OZ, respectiv componenta F_z). În acest

scop se utilizează greutatea 4''.

Semnălele de la cele 5 punți de măsurare sunt preluate de puntea tensometrică 11, cu 6 canale de măsurare.

Pentru eliminarea unor efecte perturbatoare, s-au prevăzut următoarele:

- realizarea supradimensionată a elementelor standului, astfel încât să nu apară deformații suplimentare ale componentelor, care să influențeze măsurătorile;
- rolele 6' și 6'', peste care trec firele 5' și 5'', sunt montate pe rulmenți, pentru a reduce frecările;
- orizontalitatea mesei suport 9 se asigură prin șuruburile de reglaj 8;
- înălțimea corespunzătoare și orizontalitatea firelor 5', 5'' se asigură prin deplasarea pe verticală a bușelor suport pe tijele 7', 7'';
- greutatea utilizată au fost cântărite pe o balanță de laborator.

In fig. 5.2 se prezintă o fotografie a standului utilizat.



Figura 5.2 Imaginea foto de ansamblu a standului experimental

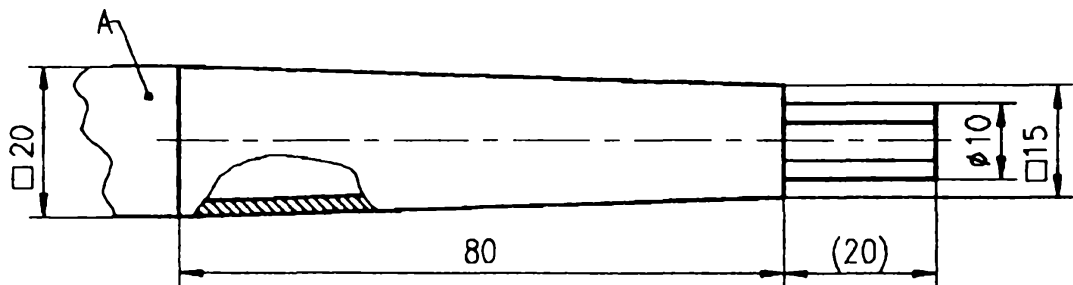
V.2.2. Descrierea traductorului supus încercărilor

Aspectele teoretice privind dimensionarea traductorului au fost prezentate în subcapitolul III.6.

Modelul experimental este realizat din 41MoCr11 (STAS 791-88), cu următoarele caracteristici mecanice (date de catalog):

- rezistența la tracțiune: $\sigma_r=900\dots 1100 \text{ N/mm}^2$,
- limita de curgere: $\sigma_c=750 \text{ N/mm}^2$,
- modulul de elasticitate longitudinal: $E=200000 \text{ N/mm}^2$.

Realizarea practică are la bază dimensiunile prezentate în fig. 5.3.



Grosimea de perete=1.85 mm=const.

Figura 5.3 Elementele dimensionale ale modelului experimental

Zona piramidală a structurii elastice sesizoare a fost extinsă cu o bară paralelipipedică A, care permite fixarea traductorului în stand sau pe un eventual dispozitiv de lucru. Pe fiecare față a structurii sesizoare s-au lipit timbrele tensometrice (fig. 5.4), după cum urmează:

- 1', 1'', 1''', 1^{IV} pentru pentru componentele F_x și M_y ,
- 2', 2'', 2''', 2^{IV} pentru pentru componentele F_y și M_x ,
- 3', 3'', 3''', 3^{IV} pentru pentru componenta F_z .

S-au utilizat timbre de fabricație Philips [*15] cu baza de măsurare 4 mm și rezistența ohmică: $R=120 \Omega$. Montajul acestora este în punte completă. Au rezultat astfel 5 circuite de măsurare, conectate la puntea tensometrică cu mai multe canale.

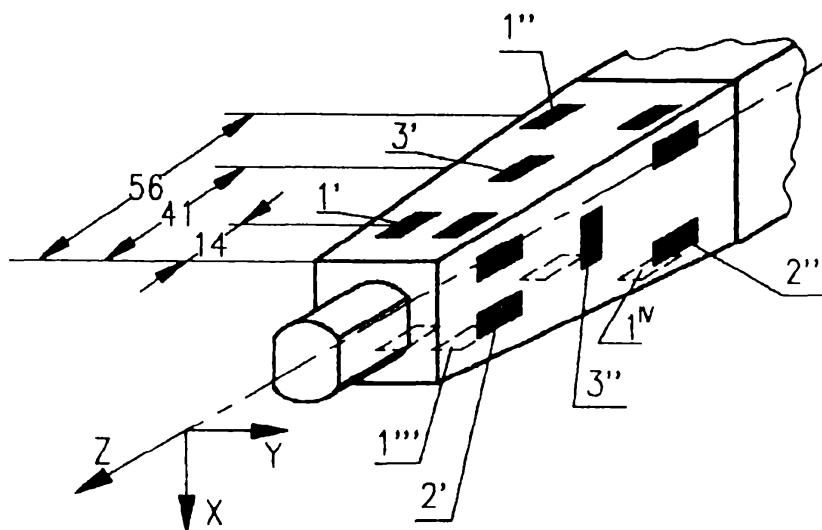


Figura 5.4 Dispunerea timbrelor tensometrice pe suprafața structurii sesizoare

Masa traductorului este de 0.1 kg.

In fig. 5.5 este prezentat traductorul realizat.



Figura 5.5 Modelul experimental al traductorului

V.2.3. Consideratii generale privind încercările experimentale

Incercările experimentale ale traductorului s-au desfășurat conform următoarelor etape:

- I.1. Se fixează traductorul pe standul experimental în suportul 2a, în scopul încărcării traductorului cu una din componentele transversale de tip forță propriu-zisă (F_x).
- I.2. Se realizează reglajul la zero al punții tensometrice și reglajul sensibilității corespunzător domeniului folosit pentru toate cele 5 canale de măsurare.
- I.3. Se încarcă traductorul în trepte, prin greutatețile 4 montate pe un taler ajutător și se înregistrează indicațiile la puntea tensometrică pe fiecare din cele 5 canale.
- I.4. Se descarcă traductorul în mod treptat și se înregistrează indicațiile punții tensometrice pe fiecare canal.
- I.5. Se repetă măsurătorile conform punctelor I.2-I.4, în scopul obținerii informațiilor necesare prelucrărilor statistice.

- II.1. Se montează pe structura sesizoare a traductorului tija suport pentru încărcarea cu o componentă de tip moment (M_y).
- II.2. Se reglează poziția verticală a rolor 6' și 6'' astfel încât cablurile 5' și 5'' să aibă o poziție orizontală. Cablurile 5' și 5'' se fixează pe tija suport și respectiv pe talerele necesare încărcării cu greutateți.
- II.3. Se echilibrează puntea tensometrică pe toate cele 5 canale de măsurare.
- II.4. Se încarcă ambele talere, în trepte, cu greutatețile 4' și 4'' și se înregistrează indicațiile pe toate cele 5 canale. Se urmărește evidențierea eventualelor cuplări pe canalele de măsurare.
- II.5. Se descarcă traductorul în mod treptat și se înregistrează indicațiile punții pe fiecare canal.
- II.6. Se repetă măsurătorile conform punctelor II.2-II.5 în scopul prelucrării statistice a rezultatelor.

III.1. Se rotește traductorul cu 90° în suportul 2a, în jurul axei longitudinale și se repetă operațiile din etapele I și II. Se asigură astfel încărcarea traductorului cu componentele F_y , și apoi M_x .

IV.1. Se montează traductorul în suportul 2b, în poziție verticală.

IV.2. Se echilibrează puntea tensometrică pe toate cele 5 canale de măsurare.

IV.3. Se încarcă treptat traductorul cu greutateți prin sprijinirea acestora pe baza mică a zonei piramidale și se înregistrează indicațiile la puntea tensometrică.

IV.4. Se descarcă traductorul în mod treptat și se înregistrează indicațiile punții tensometrice.

IV.5. Se repetă măsurătorile de la pc. IV.2-IV.4 de un anumit număr de ori.

V.3 REZULTATE EXPERIMENTALE

V.3.1. Incarcarea cu componenta F_x

În conformitate cu metodologia descrisă anterior, traductorul a fost încărcat cu componenta F_x , punctul de aplicație fiind considerat P(fig. 5.6), la distanța de 6 mm față de baza mică a tronsonului piramidal. În fig. 5.6 se prezintă localizarea punctelor de măsurare și semnalele electrice corespunzătoare, iar în fig. 5.7 se prezintă un aspect al standului experimental pe parcursul acestor încercări.

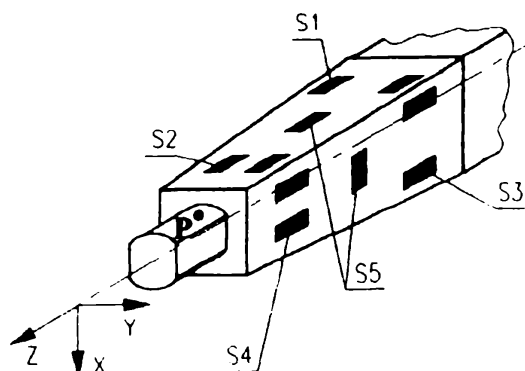


Figura 5.6 Localizarea punctelor de măsurare și identificarea semnalelor aferente

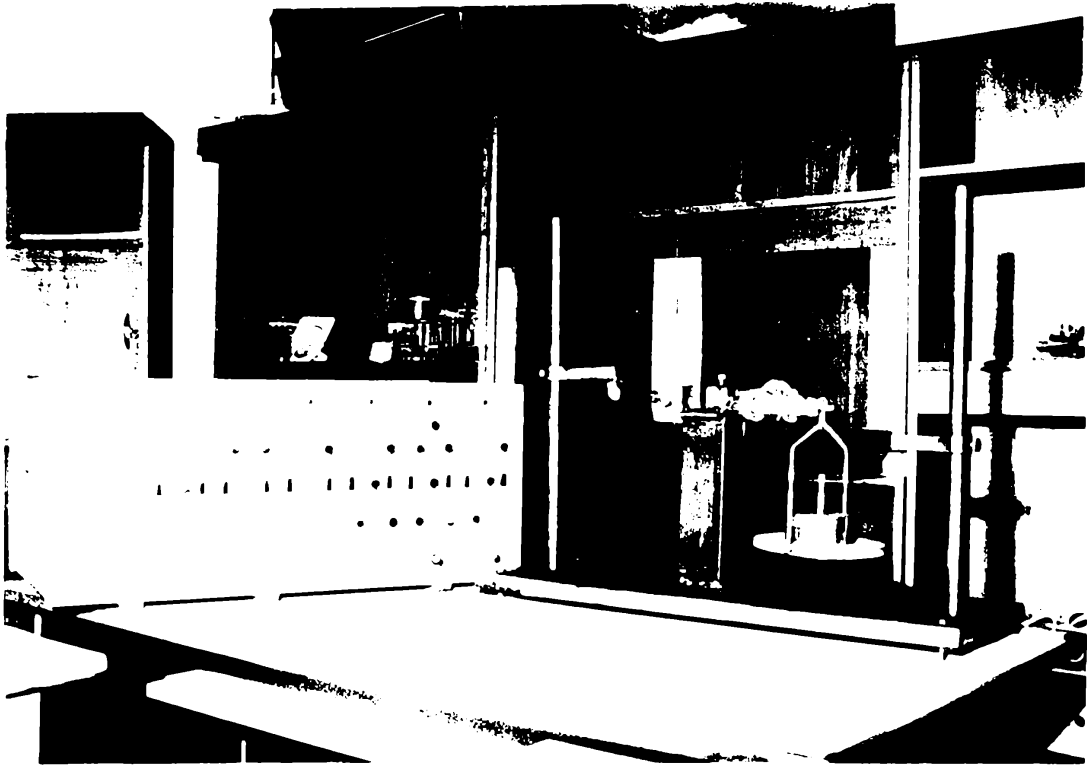


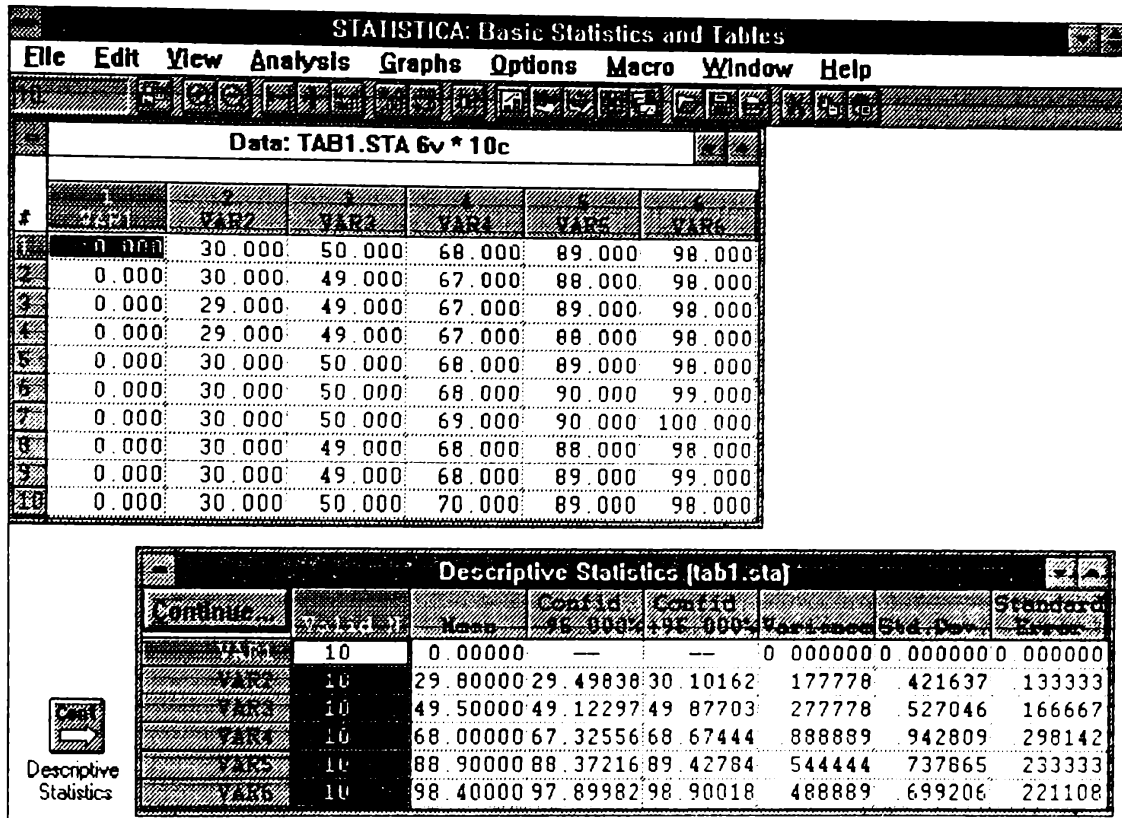
Figura 5.7 Imagine a standului în timpul încercărilor cu componenta F_x

Prelucrarea datelor experimentale s-a realizat cu pachetul soft Statistica R4.3.

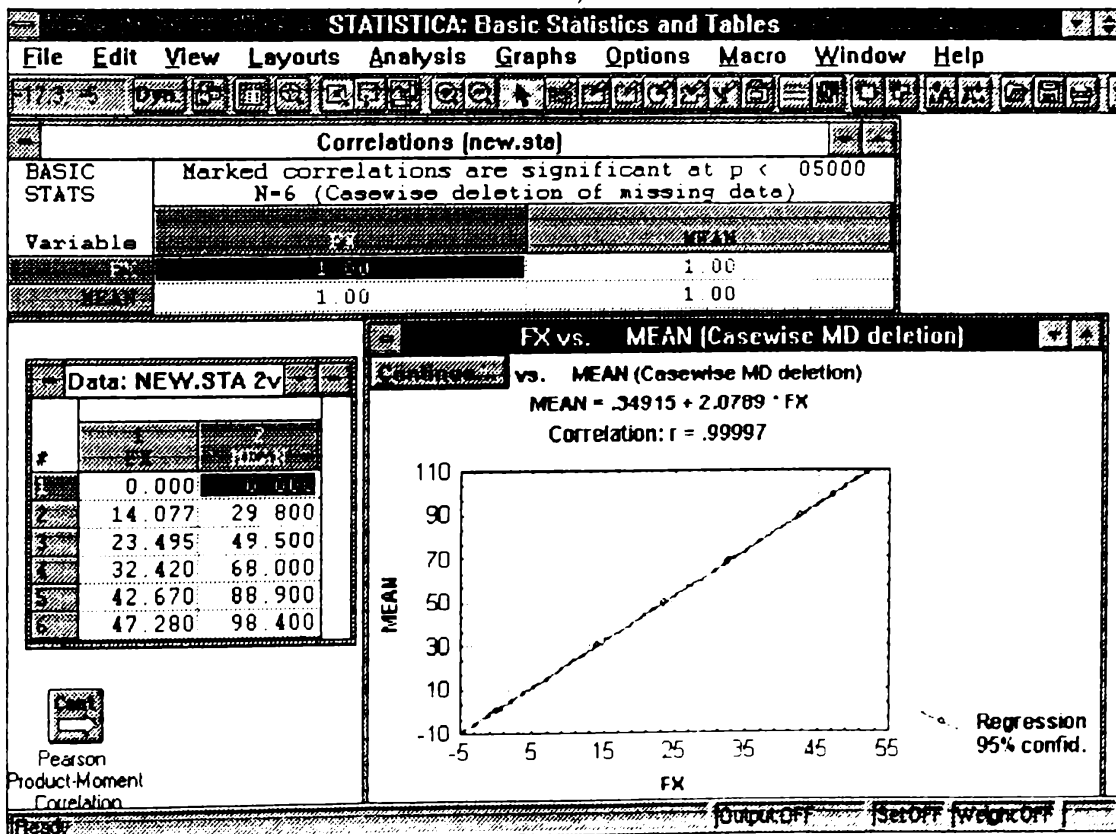
Copii-ecran din timpul prelucrărilor statistice sunt prezentate în fig. 5.8 a, b.

Se prezintă în continuare rezultatele măsurătorilor pe canalul S_1 în faza de încărcare (tabelul V.I) și de descărcare (tabelul V.III). Prelucrarea statistică a acestor date, și anume: valoarea medie, valorile ce definesc intervalul de încredere, varianța, abaterea medie pătratică (deviația standard), eroarea standard, sunt prezentate în tabelele V.II și respectiv V.IV. Datele similare obținute pe canalul S_2 în aceleași condiții de măsurare sunt prezentate în tabelele V.V...V.VIII. Pentru mărimea de intrare F_x și mărimea de ieșire S_{1med} , respectiv S_{2med} faza de încărcare respectiv de descărcare, s-au calculat coeficienții de corelație, care au valoare unitară.

Pe baza rezultatelor acestor prelucrări, a fost generată prin program caracteristica statică a semnalelor S_1 și S_2 pentru cele două cazuri, încărcare, respectiv descărcare (fig. 5.9...fig. 5.12).



a)



b)

Figura 5.8 a, b Imagini-ecran din timpul prelucrării statistice

Aplicarea componentei F_x ; Semnalul S_1 , la încărcare

Data: fxin1.sta

Tabelul V.I

F_x [N] citiri [$\mu\text{m/m}$]	F_{x1}	F_{x2}	F_{x3}	F_{x4}	F_{x5}	F_{x6}
	0	14.077	23.495	32.420	42.670	47.280
1	0.000	30.000	50.000	68.000	89.000	98.000
2	0.000	30.000	49.000	67.000	88.000	98.000
3	0.000	29.000	49.000	67.000	89.000	98.000
4	0.000	29.000	49.000	67.000	88.000	98.000
5	0.000	30.000	50.000	68.000	89.000	98.000
6	0.000	30.000	50.000	68.000	90.000	99.000
7	0.000	30.000	50.000	69.000	90.000	100.000
8	0.000	30.000	49.000	68.000	88.000	98.000
9	0.000	30.000	49.000	68.000	89.000	99.000
10	0.000	30.000	50.000	70.000	89.000	98.000

Descriptive Statistics (fxin1.sta)

Tabelul V.II

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
F_{x1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000
F_{x2}	10	29.80000	29.49838	30.10162	.177778	.421637	.133333
F_{x3}	10	49.50000	49.12297	49.87703	.277778	.527046	.166667
F_{x4}	10	68.00000	67.32556	68.67444	.888889	.942809	.298142
F_{x5}	10	88.90000	88.37216	89.42784	.544444	.737865	.233333
F_{x6}	10	98.40000	97.89982	98.90018	.488889	.699206	.221108

FX vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = .34915 + 2.0789 \cdot \text{FX}$$

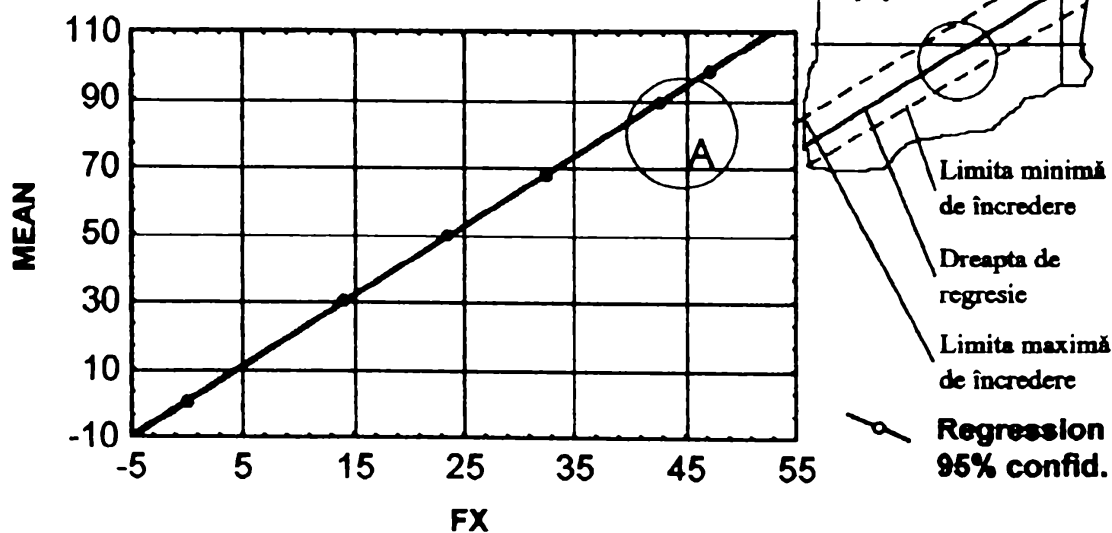
Correlation: $r = .99997$ 

Figura 5.9

Aplicarea componentei F_x ; Semnalul S_1 , la descărcare

Data: fxdel1.sta

Tabelul V.III

F_x [N] citiri [$\mu\text{m/m}$]	F_{x6}	F_{x5}	F_{x4}	F_{x3}	F_{x2}	F_{x1}
	47.280	42.670	32.420	23.495	14.077	0
1	98.000	88.000	66.000	48.000	28.000	0.000
2	98.000	88.000	67.000	48.000	28.000	1.000
3	98.000	88.000	68.000	50.000	30.000	0.000
4	98.000	88.000	67.000	49.000	29.000	0.000
5	98.000	88.000	67.000	49.000	29.000	0.000
6	99.000	89.000	68.000	50.000	30.000	0.000
7	100.000	90.000	69.000	50.000	30.000	0.000
8	98.000	88.000	67.000	49.000	29.000	1.000
9	99.000	89.000	68.000	50.000	30.000	0.000
10	98.000	89.000	68.000	50.000	30.000	0.000

Descriptive Statistics (fxdel1.sta)

Tabelul V.IV

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
F_{x6}	10	98.40000	97.89982	98.90018	.488889	.699206	.221108
F_{x5}	10	88.50000	87.99417	89.00583	.500000	.707107	.223607
F_{x4}	10	67.50000	66.89206	68.10794	.722222	.849837	.268742
F_{x3}	10	49.30000	48.71107	49.88893	.677778	.823273	.260342
F_{x2}	10	29.30000	28.71107	29.88893	.677778	.823273	.260342
F_{x1}	10	.20000	-.10162	.50162	.177778	.421637	.133333

FX vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = .24453 + 2.0741 * \text{FX}$$

Correlation: $r = .99999$

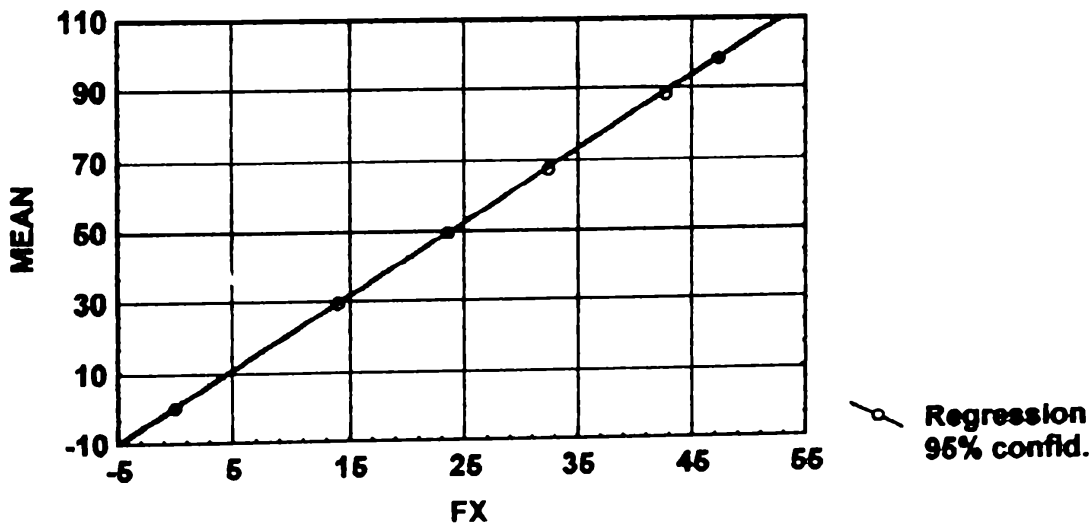


Figura 5.10

Aplicarea componentei F_x ; Semnalul S_2 , la încărcare

Data: fxin2.sta

Tabelul V.V

F_x [N] citiri [$\mu\text{m/m}$]	F_{x1}	F_{x2}	F_{x3}	F_{x4}	F_{x5}	F_{x6}
	0	14.077	23.495	32.420	42.670	47.280
1	0.000	12.000	21.000	29.000	37.000	41.000
2	0.000	12.000	20.000	28.000	37.000	41.000
3	0.000	13.000	21.000	28.000	37.000	42.000
4	0.000	12.000	20.000	28.000	36.000	40.000
5	0.000	12.000	21.000	28.000	37.000	41.000
6	0.000	12.000	20.000	28.000	37.000	41.000
7	0.000	11.000	20.000	28.000	37.000	41.000
8	0.000	12.000	20.000	27.000	36.000	41.000
9	0.000	12.000	20.000	28.000	37.000	41.000
10	0.000	12.000	20.000	29.000	36.000	40.000

Descriptive Statistics (fxin2.sta)

Tabelul V.VI

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
F_{x1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000
F_{x2}	10	12.00000	11.66278	12.33722	.222222	.471405	.149071
F_{x3}	10	20.30000	19.95445	20.64555	.233333	.483046	.152753
F_{x4}	10	28.10000	27.69393	28.50607	.322222	.567646	.179505
F_{x5}	10	36.70000	36.35445	37.04555	.233333	.483046	.152753
F_{x6}	10	40.90000	40.49393	41.30607	.322222	.567646	.179505

FX vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = -.0470 + .86458 * \text{FX}$$

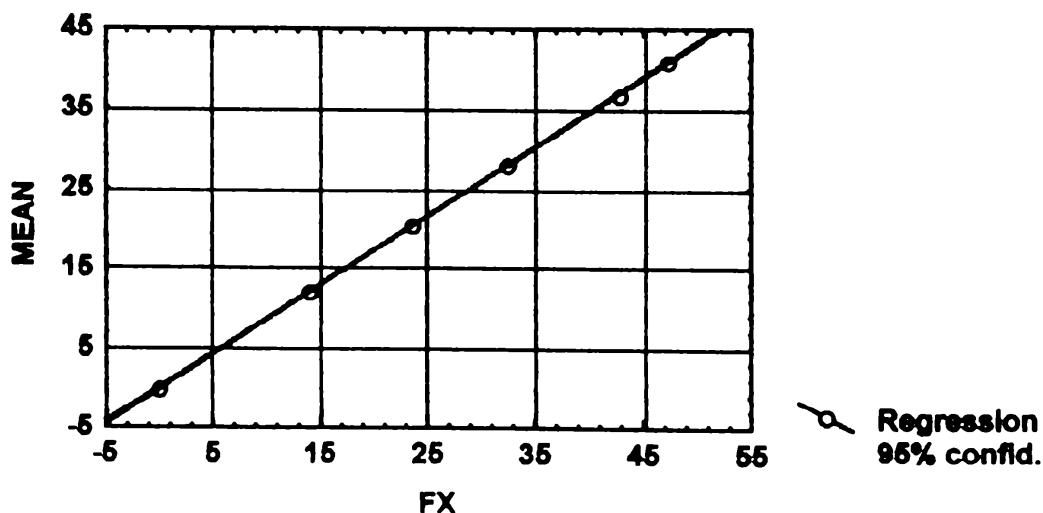
Correlation: $r = .99998$ 

Figura 5.11

Aplicarea componentei F_x ; Semnalul S_2 , la descărcare

Data: fxde2.sta

Tabelul V.VII

F_x [N] citiri [$\mu\text{m/m}$]	F_{x6}	F_{x5}	F_{x4}	F_{x3}	F_{x2}	F_{x1}
	47.280	42.670	32.420	23.495	14.077	0
1	41.000	37.000	28.000	20.000	12.000	0.000
2	41.000	37.000	28.000	20.000	11.000	0.000
3	42.000	37.000	28.000	20.000	12.000	0.000
4	40.000	36.000	27.000	20.000	11.000	0.000
5	41.000	36.000	28.000	20.000	12.000	0.000
6	41.000	36.000	28.000	20.000	12.000	0.000
7	41.000	36.000	28.000	20.000	12.000	0.000
8	41.000	36.000	27.000	20.000	11.000	0.000
9	41.000	36.000	28.000	20.000	12.000	0.000
10	40.000	36.000	28.000	20.000	12.000	0.000

Descriptive Statistics (fxde2.sta)

Tabelul V.VIII

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
F_{x6}	10	40.90000	40.49393	41.30607	.322222	.567646	.179505
F_{x5}	10	36.30000	35.95445	36.64555	.233333	.483046	.152753
F_{x4}	10	27.80000	27.49838	28.10162	.177778	.421637	.133333
F_{x3}	10	20.00000	20.00000	20.00000	0.000000	0.000000	0.000000
F_{x2}	10	11.70000	11.35445	12.04555	.233333	.483046	.152753
F_{x1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000

FX vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = -.2066 + .86244 * \text{FX}$$

Correlation: $r = .99987$

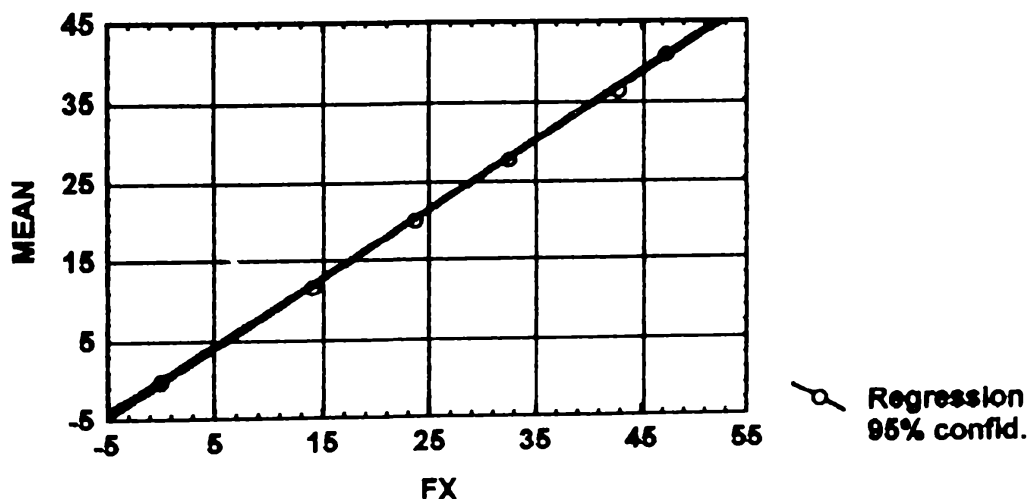


Figura 5.12

Se constată existența unei liniarități a caracteristicilor statice atât pentru semnalul S_1 , cât și pentru semnalul S_2 , evidențiată și prin ecuațiile de pe grafice (fig. 5.9...5.12). Ușoara histereză mecanică, cu apariții recunoscute în literatura de specialitate, recomandă aplicarea unor cicluri de îmbătrânire a structurii sesizoare.

Canalele de măsurare S_3 , S_4 și S_5 au evidențiat semnale sub $0.5\mu\text{m/m}$, de valori egale cu pragul de sensibilitate, la încărcarea maximă, care sunt neglijabile.

V.3.2. Incarcarea cu componenta F_y

În studiul experimental al traductorului solicitat cu componenta F_y s-a procedat în același mod ca și în cazul precedent, poziția traductorului în suportul 2a (vezi fig. 5.1) al standului fiind rotită cu 90° față de cazul precedent. Condițiile și valorile forței de încărcare au fost aceleași. Rezultatele obținute prin măsurători pe canalul de măsurare S_3 și prelucrarea statistică a acestora sunt prezentate în tabelele V.IX și V.X în cazul variației crescătoare a componentei F_y (încărcare), iar în tabelele V.XI și V.XII pentru variația descrescătoare a componentei respective. Caracteristicile statice aferente canalului S_3 în raport cu F_y la încărcare și descărcare sunt redate în fig. 5.13 și respectiv fig. 5.14.

Măsurători similare și prelucrări ale datelor experimentale au fost realizate și asupra semnalului de pe canalul S_4 (tabelele V.XIII și V.XIV și fig. 5.15 pentru încărcare, respectiv tabelele V.XV și V.XVI și fig. 5.16 pentru descărcare).

S-au înregistrat și în acest caz semnale sub 0.5 diviziuni pe canalele S_1 , S_2 și S_5 , care nu participă la determinarea componentei F_y .

Observațiile în urma efectuării măsurătorilor și a prelucrării lor sunt identice cu cele de la §V.3.1. În plus, se poate remarca o ușoară diferență de valori între canalele care servesc măsurării componentei F_x și cele pentru măsurarea componentei F_y . Explicația constă în posibile asimetrii geometrice ale structurii sesizoare și ale poziționării timbrelor tensometrice pe fiecare din cele două fețe.

Aplicarea componentei F_y , Semnalul S_3 , la încărcare

Data: fyin3.sta

Tabelul V.IX

Fy [N] citiri [μm/m]	F_{y1}	F_{y2}	F_{y3}	F_{y4}	F_{y5}	F_{y6}
	0	14.077	23.495	32.420	42.670	47.280
1	0.000	29.000	49.000	67.000	89.000	97.000
2	0.000	28.000	48.000	66.000	86.000	96.000
3	0.000	30.000	49.000	67.000	89.000	97.000
4	0.000	30.000	50.000	67.000	88.000	99.000
5	0.000	28.000	49.000	66.000	89.000	98.000
6	0.000	29.000	49.000	66.000	87.000	96.000
7	0.000	29.000	48.000	67.000	87.000	97.000
8	0.000	28.000	47.000	66.000	86.000	97.000
9	0.000	28.000	47.000	65.000	87.000	96.000
10	0.000	29.000	48.000	67.000	87.000	97.000

Descriptive Statistics (fyin3.sta)

Tabelul V.X

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
F_{y1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000
F_{y2}	10	28.80000	28.23572	29.36428	.622222	.788811	.249444
F_{y3}	10	48.40000	47.70890	49.09110	.933333	.966092	.305505
F_{y4}	10	66.40000	65.89982	66.90018	.488889	.699206	.221108
F_{y5}	10	87.50000	86.65694	88.34306	1.38889	1.17851	.372678
F_{y6}	10	97.00000	96.32556	97.67444	.888889	.942809	.298142

FX vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = .00932 + 2.0510 * \text{FY}$$

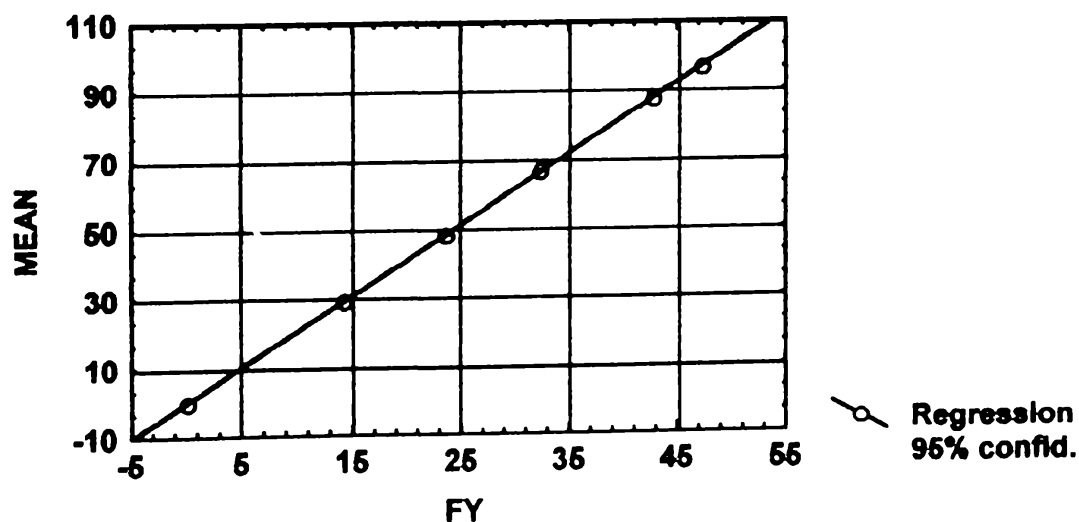
Correlation: $r = 1.0000$ 

Figura 5.13

Aplicarea componentei F_y , Semnalul S_3 , la descărcare

Data: fyde3.sta

Tabelul V.XI

Fy [N] citiri [μm/m]	F_{y6}	F_{y5}	F_{y4}	F_{y3}	F_{y2}	F_{y1}
	47.280	42.670	32.420	23.495	14.077	0
1	97.000	88.000	66.000	48.000	28.000	0.000
2	96.000	86.000	65.000	47.000	28.000	0.000
3	97.000	87.000	66.000	48.000	28.000	0.000
4	99.000	87.000	66.000	49.000	27.000	0.000
5	98.000	88.000	66.000	48.000	28.000	0.000
6	96.000	87.000	66.000	48.000	28.000	0.000
7	97.000	87.000	66.000	48.000	28.000	0.000
8	97.000	87.000	66.000	48.000	29.000	0.000
9	96.000	86.000	66.000	48.000	29.000	0.000
10	97.000	88.000	66.000	48.000	30.000	0.000

Descriptive Statistics (fyde3.sta)

Tabelul V.XII

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
F_{y6}	10	97.00000	96.32556	97.67444	.888889	.942809	.298142
F_{y5}	10	87.10000	86.57216	87.62784	.544444	.737865	.233333
F_{y4}	10	65.90000	65.67378	66.12622	.100000	.316228	.100000
F_{y3}	10	48.00000	47.66278	48.33722	.222222	.471405	.149071
F_{y2}	10	28.30000	27.71107	28.88893	.677778	.823273	.260342
F_{y1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000

FY vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = -.2617 + 2.0499 * \text{FY}$$

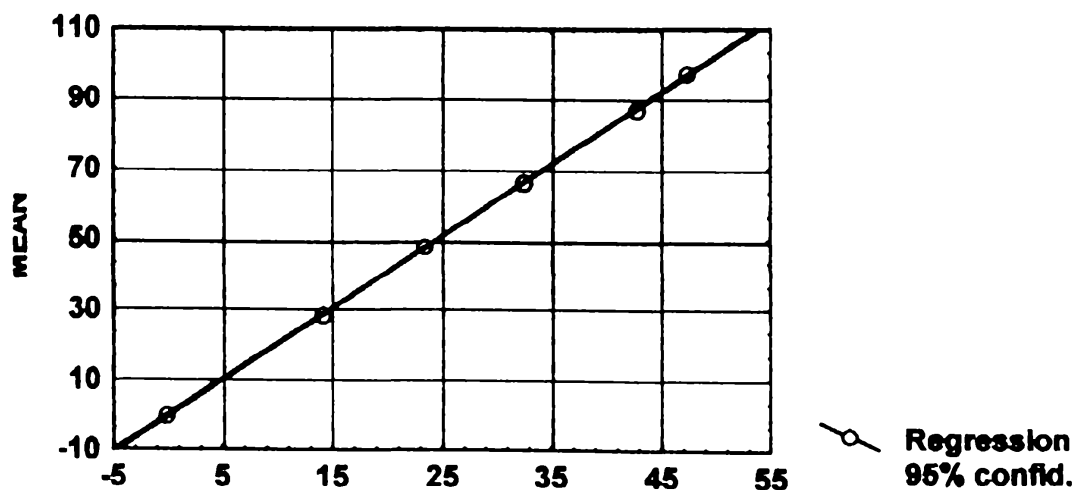
Correlation: $r = .99997$ 

Figura 5.14

Aplicarea componentei F_y , Semnalul S_4 , la încărcare

Data: fyin4.sta

Tabelul V.XIII

Fy [N] citiri [μm/m]	F_{y1}	F_{y2}	F_{y3}	F_{y4}	F_{y5}	F_{y6}
	0	14.077	23.495	32.420	42.670	47.280
1	0.000	13.000	21.000	29.000	36.000	41.000
2	0.000	12.000	20.000	27.000	34.000	39.000
3	0.000	12.000	19.000	27.000	35.000	40.000
4	0.000	14.000	20.000	28.000	36.000	39.000
5	0.000	12.000	21.000	29.000	37.000	41.000
6	0.000	12.000	21.000	27.000	36.000	40.000
7	0.000	13.000	20.000	28.000	36.000	41.000
8	0.000	13.000	22.000	29.000	37.000	41.000
9	0.000	12.000	20.000	27.000	35.000	39.000
10	0.000	12.000	20.000	28.000	36.000	40.000

Descriptive Statistics (fyin4.sta)

Tabelul V.XIV

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
F_{y1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000
F_{y2}	10	12.50000	11.99417	13.00583	.500000	.707107	.223607
F_{y3}	10	20.40000	19.79676	21.00324	.711111	.843274	.266667
F_{y4}	10	27.90000	27.27364	28.52636	.766667	.875595	.276887
F_{y5}	10	35.80000	35.14263	36.45737	.844444	.918937	.290593
F_{y6}	10	40.10000	39.47364	40.72636	.766667	.875595	.276887

FY vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = .38310 + .84031 * \text{FY}$$

Correlation: $r = .99975$

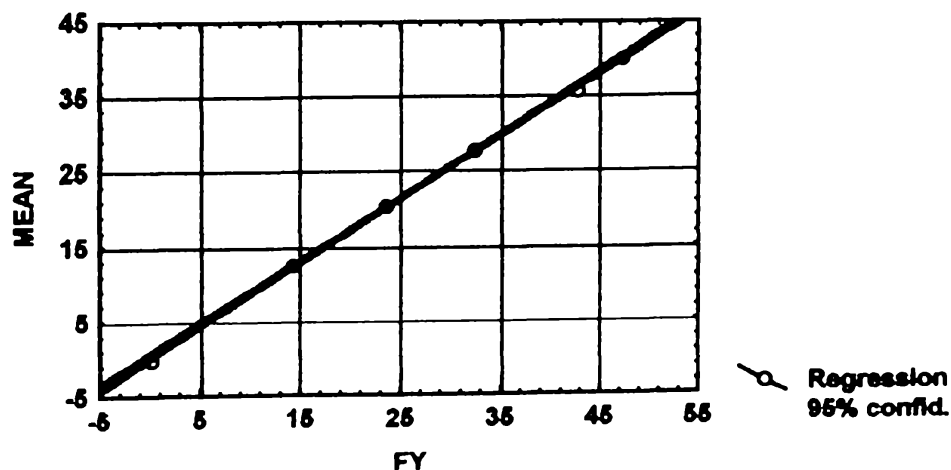


Figura 5.15

Aplicarea componentei F_y , Semnalul S_4 , la descărcare

Data: fyde4.sta

Tabelul V.XV

Fy [N] citiri [μm/m]	F_{y6}	F_{y5}	F_{y4}	F_{y3}	F_{y2}	F_{y1}
	47.280	42.670	32.420	23.495	14.077	0
1	41.000	35.000	28.000	20.000	12.000	0.000
2	39.000	34.000	26.000	20.000	12.000	1.000
3	40.000	34.000	26.000	19.000	12.000	1.000
4	40.000	35.000	27.000	19.000	13.000	0.000
5	41.000	36.000	28.000	20.000	12.000	1.000
6	40.000	35.000	27.000	20.000	13.000	1.000
7	41.000	36.000	27.000	20.000	12.000	0.000
8	41.000	36.000	28.000	22.000	14.000	-1.000
9	38.000	34.000	26.000	19.000	12.000	0.000
10	40.000	36.000	28.000	21.000	13.000	-1.000

Descriptive Statistics (fyde4.sta)

Tabelul V.XVI

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
F_{y6}	10	40.10000	39.38863	40.81137	.988889	.994429	.314466
F_{y5}	10	35.10000	34.47364	35.72636	.766667	.875595	.276887
F_{y4}	10	27.10000	26.47364	27.72636	.766667	.875595	.276887
F_{y3}	10	20.00000	19.32556	20.67444	.888889	.942809	.298142
F_{y2}	10	12.50000	11.99417	13.00583	.500000	.707107	.223607
F_{y1}	10	.20000	-.36428	.76428	.622222	.788811	.249444

FY vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = .43237 + .82784 * \text{FY}$$

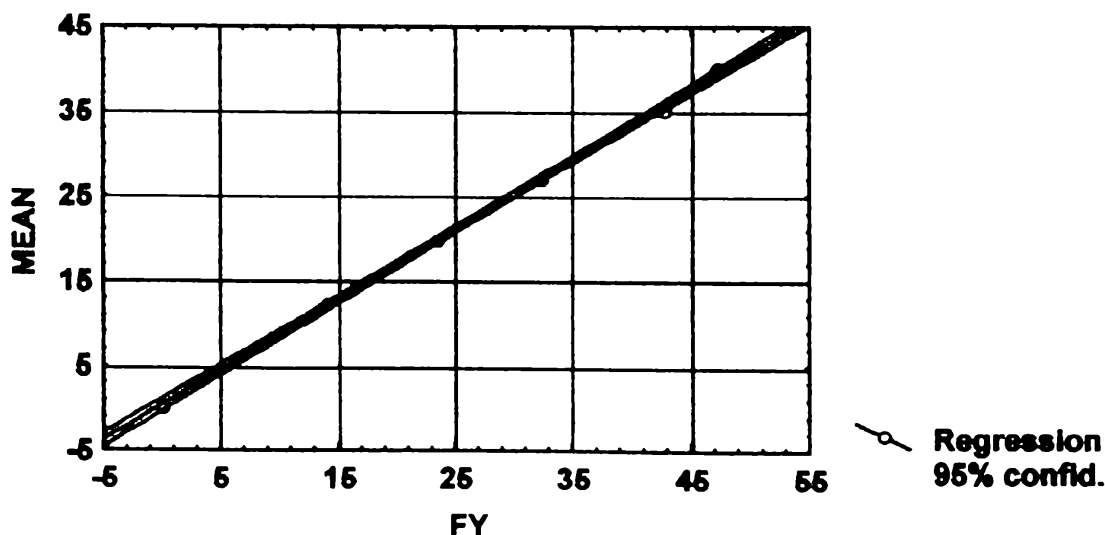
Correlation: $r = .99955$ 

Figura 5.16

V.3.3. Incarcarea cu componenta F_z

Studiul experimental al traductorului solicitat numai cu componenta axială F_z s-a realizat conform §5.2.3, pct.IV.1-IV.5. Incercările s-au efectuat la compresiune.

Rezultatele măsurătorilor pe canalul S_5 și prelucrarea statistică a datelor sunt redate în tabelele V.XVII și V.XVIII și fig. 5.17, pentru cazul de încărcare, respectiv tabelele V.XIX și V.XX și fig. 5.18 pentru cazul de descărcare.

Aplicarea componentei F_z ; Semnalul S_5 , la încărcare

Data: fzin5.sta

Tabelul V.XVII

Fz [N] citiri [μm/m]	F_{z1}	F_{z2}	F_{z3}	F_{z4}	F_{z5}
	0	14.077	23.495	32.420	42.670
1	0.000	4.000	7.000	9.000	11.000
2	0.000	6.000	7.000	8.000	11.000
3	0.000	6.000	7.000	9.000	10.000
4	0.000	5.000	6.000	9.000	10.000
5	0.000	5.000	6.000	9.000	11.000
6	0.000	5.000	7.000	8.000	10.000
7	0.000	6.000	7.000	9.000	9.000
8	0.000	4.000	7.000	8.000	11.000
9	0.000	5.000	7.000	9.000	12.000
10	0.000	5.000	6.000	9.000	11.000

Descriptive Statistics (fzin5.sta)

Tabelul V.XVIII

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
F_{z1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000
F_{z2}	10	5.10000	4.572163	5.62784	.544444	.737865	.233333
F_{z3}	10	6.70000	6.354450	7.04555	.233333	.483046	.152753
F_{z4}	10	8.70000	8.354450	9.04555	.233333	.483046	.152753
F_{z5}	10	10.60000	9.996758	11.20324	.711111	.843274	.266667

FZ vs. MEAN (Casewise MD deletion)
 MEAN = .00762 + .10824 * FZ
 Correlation: r = .99997

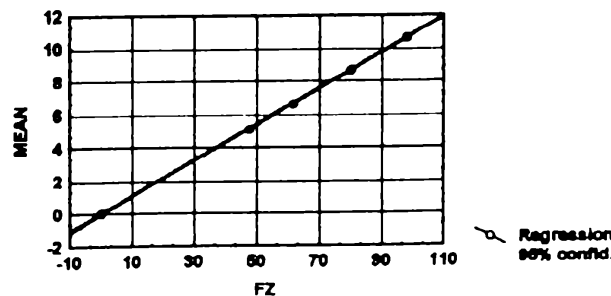


Figura 5.17

Aplicarea componentei F_z ; Semnalul S_3 , la descărcare

Data: fzde5.sta

Tabelul V.XIX

Fz [N] citiri [μm/m]	F_{z5}	F_{z4}	F_{z3}	F_{z2}	F_{z1}
	42.670	32.420	23.495	14.077	0
1	11.000	9.000	6.000	4.000	0.000
2	11.000	8.000	7.000	5.000	0.000
3	10.000	8.000	6.000	6.000	0.000
4	10.000	8.000	6.000	4.000	0.000
5	11.000	9.000	6.000	5.000	0.000
6	10.000	8.000	7.000	5.000	0.000
7	9.000	9.000	6.000	4.000	0.000
8	11.000	8.000	7.000	6.000	0.000
9	12.000	8.000	7.000	5.000	0.000
10	11.000	9.000	6.000	5.000	0.000

Descriptive Statistics (fzde5.sta)

Tabelul V.XX

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
F_{z5}	10	10.60000	9.996758	11.20324	.711111	.843274	.266667
F_{z4}	10	8.40000	8.030591	8.76941	.266667	.516398	.163299
F_{z3}	10	6.50000	6.122974	6.87703	.277778	.527046	.166667
F_{z2}	10	4.90000	4.372163	5.42784	.544444	.737865	.233333
F_{z1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000

FZ vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = -.0747 + .10724 * \text{FZ}$$

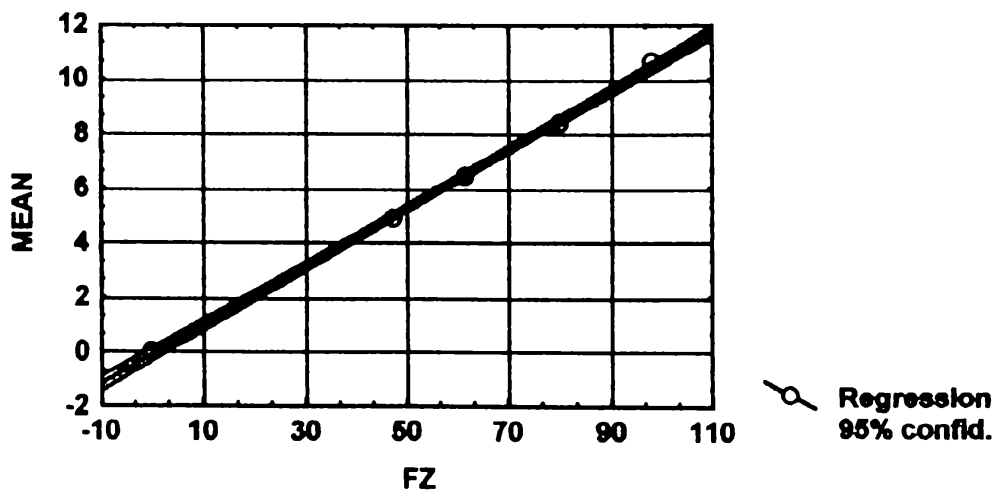
Correlation: $r = .99957$ 

Figura 5.18

Aspecte din timpul efectuării încercărilor prin aplicarea componentei F_z sunt redate în fig. 5.19.

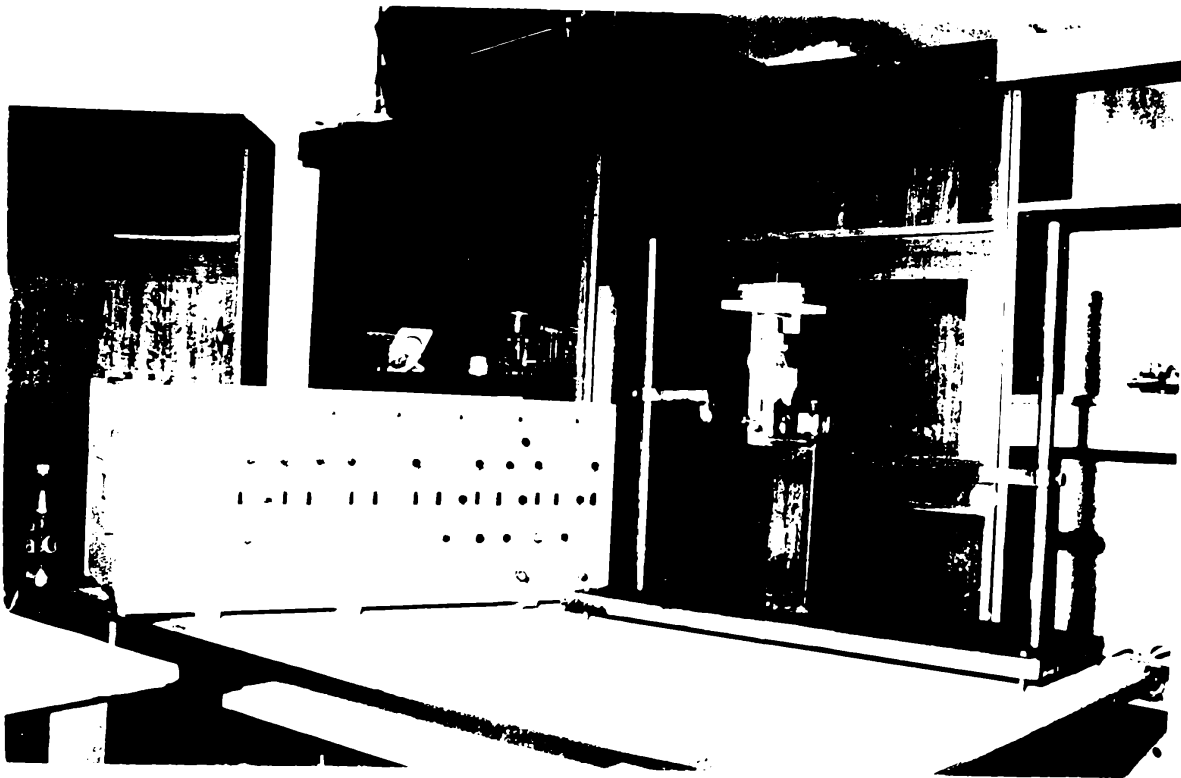


Figura 5.19 Imagine din timpul încercării traductorului cu componenta F_z

Semnalele pe canalele $S_1...S_4$ au fost neglijabile, situându-se la valoarea pragului de sensibilitate. Aceste canale de măsurare nu sunt de fapt luate în considerare în determinarea componentei F_z în matricea teoretică de decuplare.

Se constată o sensibilitate mai redusă a traductorului față de componenta dirijată axial, fenomen explicabil, deoarece se folosește în măsurare efectul de deformare la întindere-compresiune, iar factorul de punte al canalului de măsurare se diminuează și el de la 4 la 2.66. Ca urmare, se recomandă utilizarea traductorului la măsurarea unor forțe axiale de valori mari.

V.3.4. Incarcarea cu componenta M_x

Pentru verificarea traductorului de forță la solicitări cu o componentă de tip moment după oricare din cele două axe transversale, OX sau OY (vezi și fig. 5.4 și 5.6), se procedează conform §V.2.3, pct. II.1-II.6. Se aplică practic un cuplu de forțe (fig. 5.20).

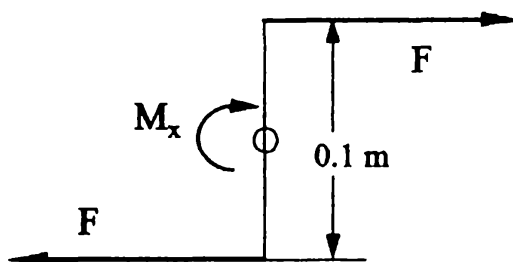


Figura 5.20 Crearea momentului M_x printr-un cuplu de forțe

Aspecte din timpul încercărilor cu componenta M_x sunt prezentate în fig. 5.21.

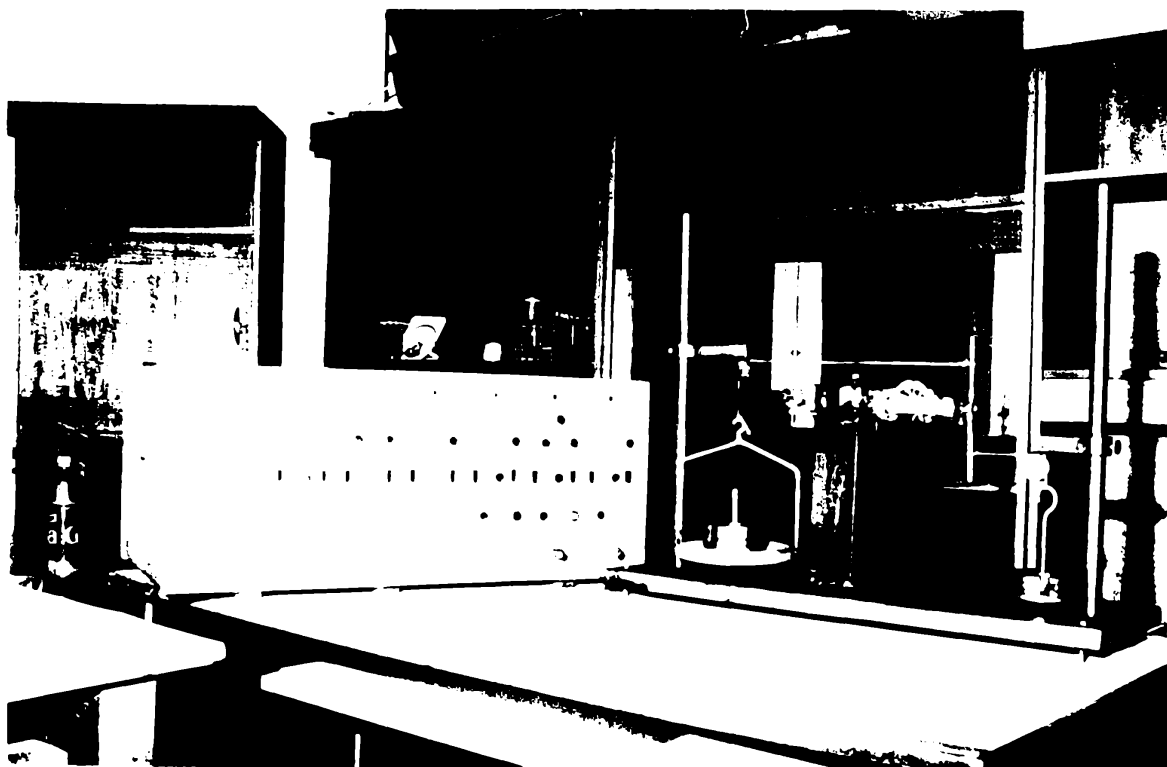


Figura 5.21 Imagine din timpul încercărilor traductorului cu componenta M_x

Rezultatele măsurătorilor efectuate și calculele statistice asupra datelor corespunzătoare canalului S_3 sunt redate în tabelele V.XXI și V.XXII pentru încărcare și respectiv V.XXIII și V.XXIV la descărcare. Caracteristica statică a

semnalului S_3 în funcție de componenta aplicată, în cele două cazuri, este prezentată în fig. 5.22 și fig. 5.23. Elementele de calcul și reprezentări grafice similare corespunzătoare canalului de măsurare S_4 sunt sintetizate în tabelele V.XXV...V.XXVIII precum și în fig. 5.24 și 5.25.

Aplicarea componentei M_x ; Semnalul S_3 , la încărcare

Data: mxin3.sta

Tabelul V.XXI

Mx [N.m] citiri [μm/m]	M_{x1} 0	M_{x2} 0.810	M_{x3} 1.064	M_{x4} 1.312	M_{x5} 1.560	M_{x6} 1.760	M_{x7} 1.962
1	0.000	26.000	34.000	43.000	51.000	57.000	65.000
2	0.000	27.000	35.000	43.000	52.000	57.000	65.000
3	0.000	27.000	35.000	44.000	52.000	58.000	64.000
4	0.000	26.000	34.000	43.000	52.000	58.000	64.000
5	0.000	27.000	36.000	45.000	51.000	58.000	65.000
6	0.000	28.000	36.000	45.000	51.000	59.000	66.000
7	0.000	27.000	35.000	44.000	50.000	58.000	65.000
8	0.000	28.000	36.000	43.000	52.000	58.000	64.000
9	0.000	26.000	35.000	44.000	53.000	58.000	65.000
10	0.000	26.000	35.000	45.000	51.000	57.000	64.000

Descriptive Statistics (mxin3.sta)

Tabelul V.XXII

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
M_{x1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000
M_{x2}	10	26.80000	26.23572	27.36428	.622222	.788811	.249444
M_{x3}	10	35.10000	34.57216	35.62784	.544444	.737865	.233333
M_{x4}	10	43.90000	43.27364	44.52636	.766667	.875595	.276887
M_{x5}	10	51.50000	50.89206	52.10794	.722222	.849837	.268742
M_{x6}	10	57.80000	57.34757	58.25243	.400000	.632456	.200000
M_{x7}	10	64.70000	64.21717	65.18283	.455556	.674949	.213437

MX vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = .11766 + 32.945 * \text{MX}$$

Correlation: $r = .99993$

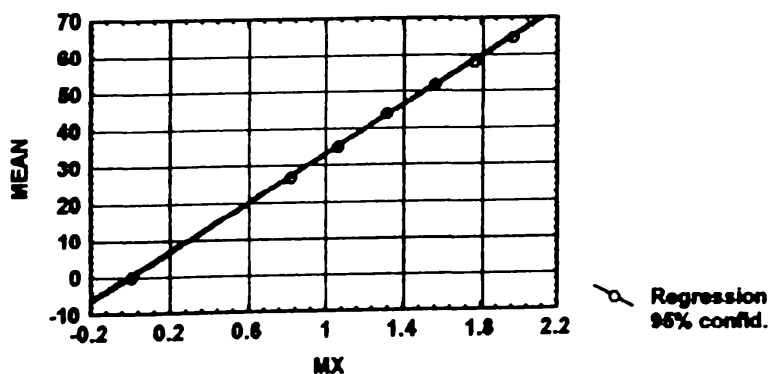


Figura 5.22

Aplicarea componentei M_x ; Semnalul S_3 , la descărcare

Data: mxde3.sta

Tabelul V.XXIII

M_x [N.m] citiri [$\mu\text{m/m}$]	M_{x7}	M_{x6}	M_{x5}	M_{x4}	M_{x3}	M_{x2}	M_{x1}
	1.962	1.760	1.560	1.312	1.064	0.810	0
1	65.000	57.000	50.000	42.000	34.000	26.000	0.000
2	65.000	56.000	51.000	43.000	34.000	26.000	0.000
3	64.000	57.000	52.000	43.000	33.000	27.000	0.000
4	64.000	57.000	51.000	42.000	35.000	26.000	0.000
5	65.000	58.000	51.000	44.000	35.000	26.000	1.000
6	66.000	58.000	51.000	44.000	35.000	27.000	0.000
7	65.000	57.000	50.000	43.000	35.000	27.000	0.000
8	64.000	57.000	51.000	43.000	35.000	27.000	1.000
9	65.000	56.000	52.000	43.000	35.000	25.000	0.000
10	64.000	57.000	51.000	43.000	35.000	26.000	0.000

Descriptive Statistics (mxde3.sta)

Tabelul V.XXIV

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
M_{x7}	10	64.70000	64.21717	65.18283	.455556	.674949	.213437
M_{x6}	10	57.00000	56.52310	57.47690	.444444	.666667	.210819
M_{x5}	10	51.00000	50.52310	51.47690	.444444	.666667	.210819
M_{x4}	10	43.00000	42.52310	43.47690	.444444	.666667	.210819
M_{x3}	10	34.60000	34.09982	35.10018	.488889	.699206	.221108
M_{x2}	10	26.30000	25.81717	26.78283	.455556	.674949	.213437
M_{x1}	10	.20000	-.10162	.50162	.177778	.421637	.133333

MX vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = .03096 + 32.674 * \text{MX}$$

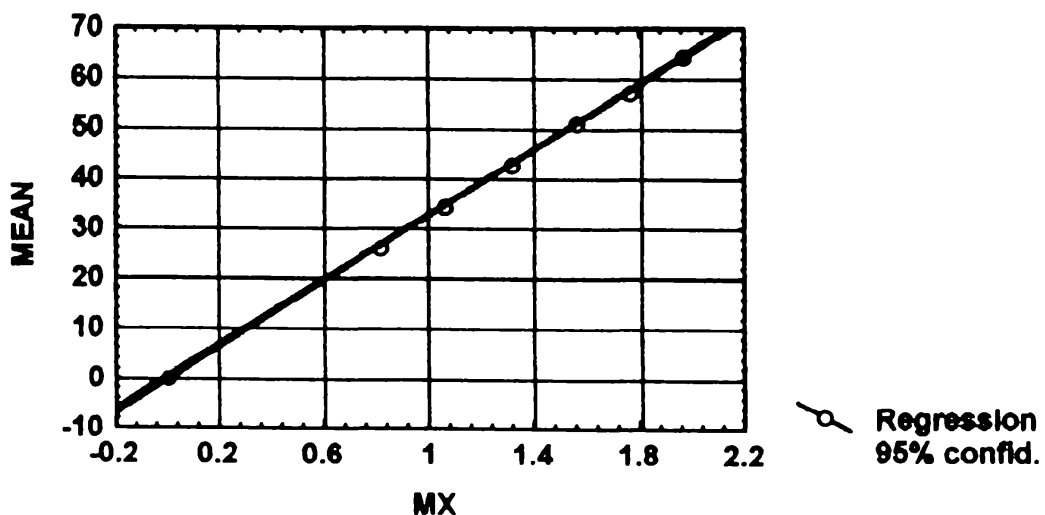
Correlation: $r = .99988$ 

Figura 5.23

Aplicarea componentei M_x , Semnalul S_4 , la încărcare

Data: mxin4.sta

Tabelul V.XXV

Mx [N.m] citiri [μm/m]	M_{x1} 0	M_{x2} 0.810	M_{x3} 1.064	M_{x4} 1.312	M_{x5} 1.560	M_{x6} 1.760	M_{x7} 1.962
1	0.000	34.000	44.000	56.000	65.000	77.000	85.000
2	0.000	35.000	45.000	56.000	66.000	76.000	84.000
3	0.000	35.000	44.000	55.000	67.000	75.000	83.000
4	0.000	34.000	45.000	55.000	66.000	75.000	85.000
5	0.000	35.000	45.000	55.000	66.000	75.000	84.000
6	0.000	35.000	45.000	54.000	66.000	76.000	84.000
7	0.000	36.000	46.000	55.000	65.000	75.000	84.000
8	0.000	35.000	45.000	56.000	67.000	75.000	83.000
9	0.000	35.000	45.000	56.000	65.000	77.000	85.000
10	0.000	34.000	44.000	54.000	67.000	76.000	85.000

Descriptive Statistics (mxin4.sta)

Tabelul V.XXVI

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
M_{x1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000
M_{x2}	10	34.80000	34.34757	35.25243	.400000	.632456	.200000
M_{x3}	10	44.80000	44.34757	45.25243	.400000	.632456	.200000
M_{x4}	10	55.20000	54.63572	55.76428	.622222	.788811	.249444
M_{x5}	10	66.00000	65.41591	66.58409	.666667	.816497	.258199
M_{x6}	10	75.70000	75.11107	76.28893	.677778	.823273	.260342
M_{x7}	10	84.20000	83.63572	84.76428	.622222	.788811	.249444

MX vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = -.2762 + 42.824 * \text{MX}$$

Correlation: $r = .99981$

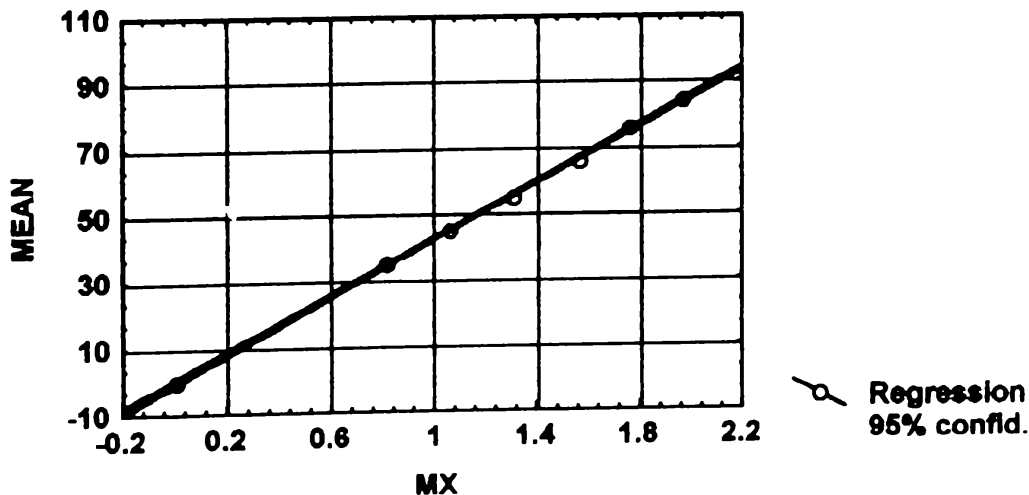


Figura 5.24

Aplicarea componentei M_x , Semnalul S_4 , la descărcare

Data: mxde4.sta

Tabelul V.XXVII

M_x [N.m] citiri [$\mu\text{m/m}$]	M_{x7}	M_{x6}	M_{x5}	M_{x4}	M_{x3}	M_{x2}	M_{x1}
	1.962	1.760	1.560	1.312	1.064	0.810	0
1	85.000	76.000	64.000	55.000	44.000	34.000	0.000
2	84.000	75.000	65.000	54.000	44.000	33.000	0.000
3	83.000	74.000	65.000	54.000	45.000	34.000	-1.000
4	85.000	74.000	65.000	54.000	44.000	33.000	0.000
5	84.000	74.000	64.000	55.000	43.000	34.000	0.000
6	84.000	75.000	65.000	54.000	43.000	34.000	1.000
7	84.000	75.000	65.000	54.000	44.000	35.000	1.000
8	83.000	74.000	64.000	55.000	45.000	34.000	0.000
9	85.000	75.000	64.000	56.000	45.000	35.000	0.000
10	85.000	75.000	65.000	55.000	44.000	34.000	0.000

Descriptive Statistics (mxde4.sta)

Tabelul V.XXVIII

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
M_{x7}	10	84.20000	83.63572	84.76428	.622222	.788811	.249444
M_{x6}	10	74.70000	74.21717	75.18283	.455556	.674949	.213437
M_{x5}	10	64.60000	64.23059	64.96941	.266667	.516398	.163299
M_{x4}	10	54.60000	54.09982	55.10018	.488889	.699206	.221108
M_{x3}	10	44.10000	43.57216	44.62784	.544444	.737865	.233333
M_{x2}	10	34.00000	33.52310	34.47690	.444444	.666667	.210819
M_{x1}	10	.10000	-.30607	.50607	.322222	.567646	.179505

MX vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = -.5385 + 42.521 * \text{MX}$$

Correlation: $r = .99953$

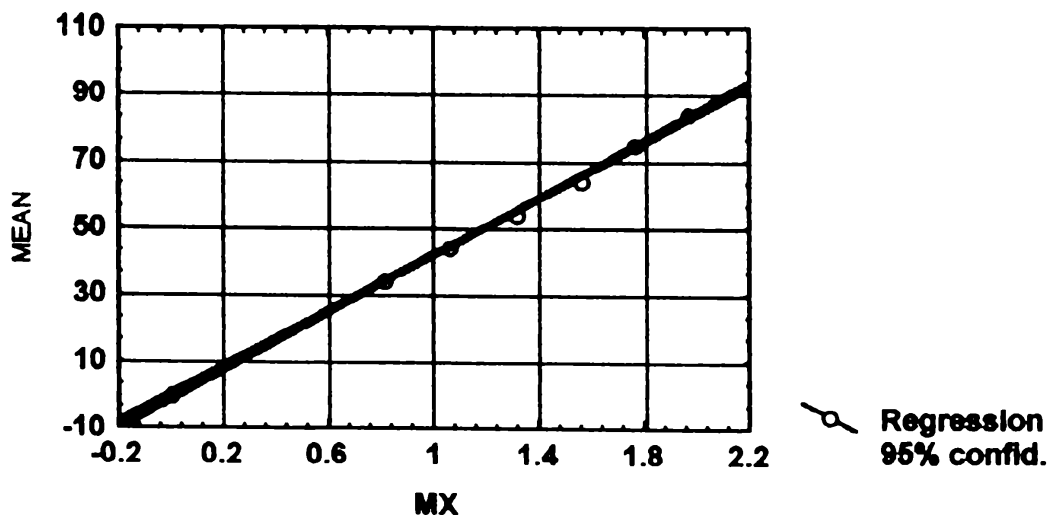


Figura 5.25

Semnalele determinate pe canalele S_1 , S_2 și S_3 , care nu intervin în determinarea componentei M_x , au fost neglijabile, la limita pragului de sensibilitate, ceea ce înseamnă că momentul M_x nu introduce semnale parazite pe canalele de măsurare menționate.

După cum era de așteptat, ușoara histereză mecanică se manifestă și în cazul măsurării unei componente de tip moment, prin nerevenirea la zero la variația în sens descrescător a momentului aplicat. Explicațiile sunt cele prezentate în §V.3.1.

Este remarcabilă liniaritatea caracteristicilor semnalelor de ieșire în raport cu componenta măsurată.

V.3.5. Incarcarea cu componenta M_y

Si în cazul încărcării traductorului cu componenta M_y , algoritmul încercărilor și cel de prelucrare a datelor este similar cazului anterior. Poziția traductorului în suportul 2a al standului fiind rotită cu 90° față de precedentă.

Semnalele care intervin în determinarea momentului M_y sunt S_1 și S_2 . Rezultatele măsurărilor pe canalul S_1 sunt redate în tabelele V.XXIX și V.XXX (încărcare), respectiv V.XXXI și V.XXX.II (descărcare), iar caracteristicile statice ale semnalului în cele două cazuri de încărcare și respectiv de descărcare sunt trasate în fig. 5.26 și 5.27.

Valorile semnalului obținute pe canalul S_2 sunt prezentate în tabelele V.XXXIII și V.XXXIV pentru încărcare, respectiv V.XXXV și V.XXXVI pentru descărcare. Caracteristicile statice ale semnalului S_2 în funcție de valoarea momentului M_y sunt redate în fig. 5.28 (pentru încărcare) și respectiv fig. 5.29 (pentru descărcare).

Aplicarea componentei M_y ; Semnalul S_1 , la încărcare

Data: myin1.sta

Tabelul V.XXIX

My [N.m] citiri [μm/m]	M_{y1} 0	M_{y2} 0.810	M_{y3} 1.064	M_{y4} 1.312	M_{y5} 1.560	M_{y6} 1.760	M_{y7} 1.962
1	0.000	27.000	35.000	44.000	52.000	59.000	66.000
2	0.000	28.000	36.000	45.000	53.000	58.000	67.000
3	0.000	27.000	36.000	45.000	53.000	58.000	65.000
4	0.000	28.000	36.000	44.000	52.000	58.000	66.000
5	0.000	27.000	35.000	44.000	52.000	59.000	66.000
6	0.000	28.000	36.000	45.000	53.000	59.000	67.000
7	0.000	27.000	35.000	44.000	53.000	60.000	65.000
8	0.000	28.000	35.000	45.000	52.000	60.000	67.000
9	0.000	27.000	36.000	44.000	53.000	59.000	67.000
10	0.000	27.000	36.000	45.000	52.000	58.000	66.000

Descriptive Statistics (myin1.sta)

Tabelul V.XXX

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
M_{y1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000
M_{y2}	10	27.40000	27.03059	27.76941	.266667	.516398	.163299
M_{y3}	10	35.60000	35.23059	35.96941	.266667	.516398	.163299
M_{y4}	10	44.50000	44.12297	44.87703	.277778	.527046	.166667
M_{y5}	10	52.50000	52.12297	52.87703	.277778	.527046	.166667
M_{y6}	10	58.80000	58.23572	59.36428	.622222	.788811	.249444
M_{y7}	10	66.20000	65.63572	66.76428	.622222	.788811	.249444

MY vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = .04788 + 33.617 * \text{MY}$$

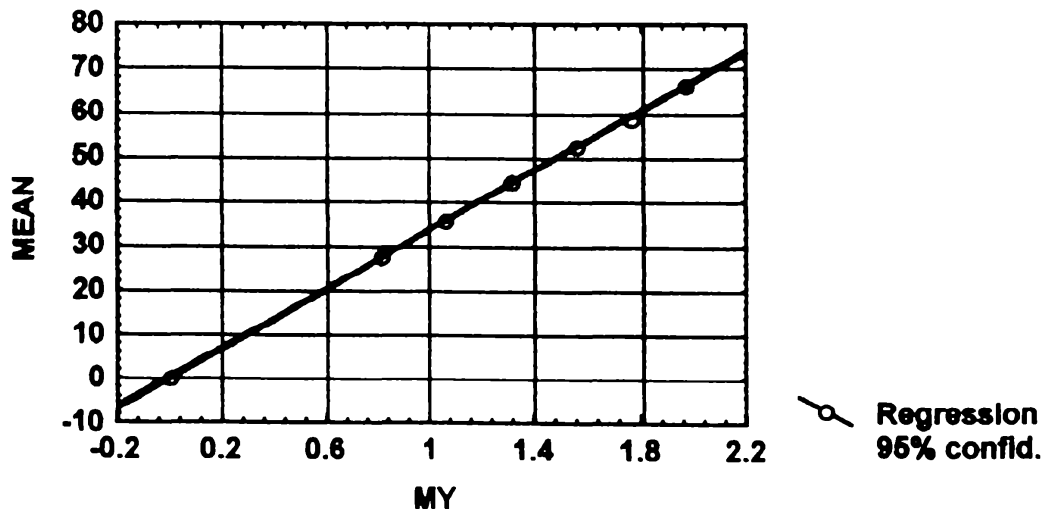
Correlation: $r = .99993$ 

Figura 5.26

Aplicarea componentei M_y ; Semnalul S_1 la descărcare

Data: mydel.sta

Tabelul V.XXXI

My [N.m] citiri [μm/m]	M_{y7}	M_{y6}	M_{y5}	M_{y4}	M_{y3}	M_{y2}	M_{y1}
	1.962	1.760	1.560	1.312	1.064	0.810	0
1	66.000	58.000	50.000	43.000	34.000	27.000	0.000
2	67.000	57.000	52.000	44.000	35.000	27.000	0.000
3	65.000	57.000	52.000	45.000	35.000	27.000	1.000
4	66.000	58.000	51.000	43.000	36.000	28.000	1.000
5	66.000	57.000	52.000	44.000	35.000	27.000	0.000
6	67.000	57.000	52.000	44.000	35.000	28.000	0.000
7	65.000	59.000	52.000	43.000	34.000	27.000	0.000
8	67.000	58.000	51.000	44.000	35.000	28.000	0.000
9	67.000	58.000	52.000	44.000	34.000	26.000	1.000
10	66.000	58.000	52.000	44.000	34.000	27.000	0.000

Descriptive Statistics (mydel.sta)

Tabelul V.XXXII

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
M_{y7}	10	66.20000	65.63572	66.76428	.622222	.788811	.249444
M_{y6}	10	57.70000	57.21717	58.18283	.455556	.674949	.213437
M_{y5}	10	51.60000	51.09982	52.10018	.488889	.699206	.221108
M_{y4}	10	43.80000	43.34757	44.25243	.400000	.632456	.200000
M_{y3}	10	34.70000	34.21717	35.18283	.455556	.674949	.213437
M_{y2}	10	27.20000	26.74757	27.65243	.400000	.632456	.200000
M_{y1}	10	.30000	-.04555	.64555	.233333	.483046	.152753

MY vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$MEAN = .07084 + 33.184 * MY$$

Correlation: $r = .99960$

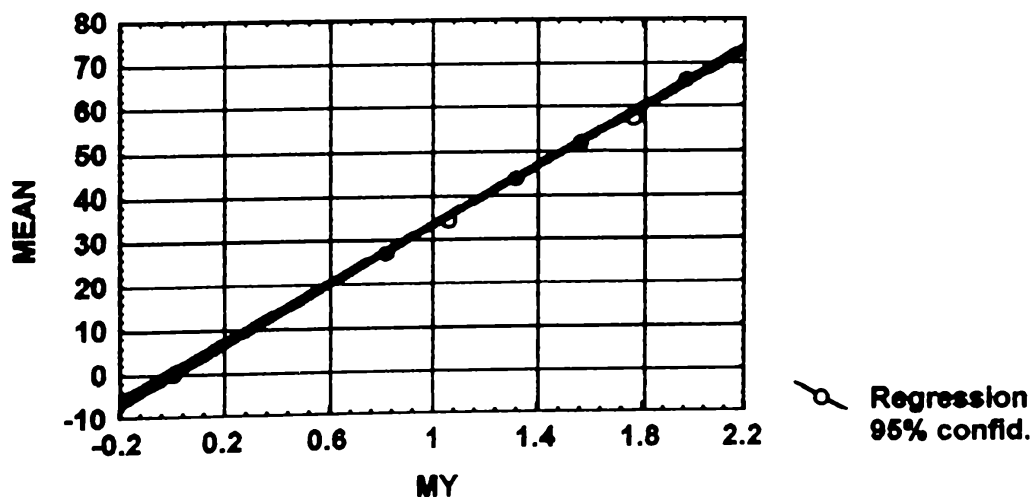


Figura 5.27

Aplicarea componentei M_y ; Semnalul S_2 , la încărcare

Data: myin2.sta

Tabelul V.XXXIII

M_y [N.m] citiri [$\mu\text{m/m}$]	M_{y1} 0	M_{y2} 0.810	M_{y3} 1.064	M_{y4} 1.312	M_{y5} 1.560	M_{y6} 1.760	M_{y7} 1.962
1	0.000	35.000	45.000	56.000	66.000	76.000	85.000
2	0.000	36.000	46.000	57.000	66.000	76.000	86.000
3	0.000	36.000	46.000	57.000	66.000	75.000	84.000
4	0.000	35.000	46.000	57.000	67.000	77.000	85.000
5	0.000	36.000	47.000	58.000	67.000	77.000	85.000
6	0.000	35.000	47.000	57.000	68.000	75.000	84.000
7	0.000	35.000	47.000	56.000	68.000	76.000	86.000
8	0.000	35.000	45.000	56.000	67.000	77.000	85.000
9	0.000	35.000	46.000	56.000	67.000	76.000	85.000
10	0.000	35.000	46.000	57.000	66.000	77.000	84.000

Descriptive Statistics (myin2.sta)

Tabelul V.XXXIV

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
M_{y1}	10	0.00000	—	—	0.000000	0.000000	0.000000
M_{y2}	10	35.30000	34.95445	35.64555	.233333	.483046	.152753
M_{y3}	10	46.10000	45.57216	46.62784	.544444	.737865	.233333
M_{y4}	10	56.70000	56.21717	57.18283	.455556	.674949	.213437
M_{y5}	10	66.80000	66.23572	67.36428	.622222	.788811	.249444
M_{y6}	10	76.20000	75.63572	76.76428	.622222	.788811	.249444
M_{y7}	10	84.90000	84.37216	85.42784	.544444	.737865	.233333

MY vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$\text{MEAN} = .09417 + 43.144 * \text{MY}$$

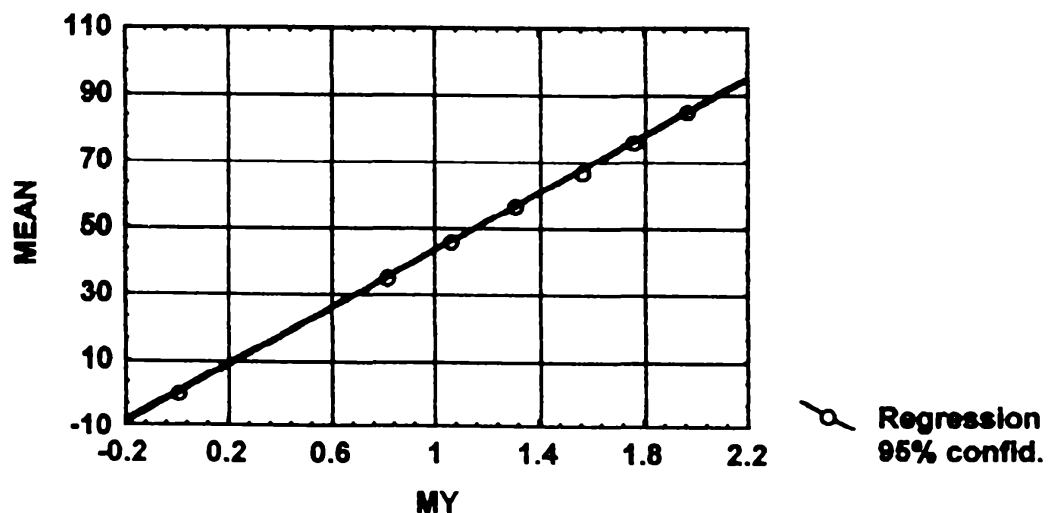
Correlation: $r = .99995$ 

Figura 5.28

Aplicarea componentei M_y ; Semnalul S_2 la descărcare

Data: myde2.sta

Tabelul V.XXXV

My[N.m] citiri [μm/m]	M_{y7} 1.962	M_{y6} 1.760	M_{y5} 1.560	M_{y4} 1.312	M_{y3} 1.064	M_{y2} 0.810	M_{y1} 0
1	85.000	74.000	65.000	56.000	45.000	34.000	0.000
2	86.000	75.000	65.000	56.000	45.000	35.000	-1.000
3	84.000	76.000	66.000	56.000	45.000	35.000	1.000
4	85.000	75.000	67.000	57.000	45.000	34.000	1.000
5	85.000	76.000	66.000	55.000	45.000	36.000	0.000
6	84.000	75.000	67.000	56.000	44.000	34.000	0.000
7	86.000	76.000	67.000	56.000	45.000	35.000	1.000
8	85.000	74.000	67.000	56.000	44.000	35.000	0.000
9	85.000	75.000	66.000	55.000	45.000	34.000	1.000
10	84.000	76.000	66.000	56.000	46.000	34.000	0.000

Descriptive Statistics (myde2.sta)

Tabelul V.XXXVI

	Valid N	Mean	Confid. -95.000%	Confid. +95.000%	Variance	Std.Dev.	Standard Error
M_{y7}	10	84.90000	84.37216	85.42784	.544444	.737865	.233333
M_{y6}	10	75.20000	74.63572	75.76428	.622222	.788811	.249444
M_{y5}	10	66.20000	65.63572	66.76428	.622222	.788811	.249444
M_{y4}	10	55.90000	55.49393	56.30607	.322222	.567646	.179505
M_{y3}	10	44.90000	44.49393	45.30607	.322222	.567646	.179505
M_{y2}	10	34.60000	34.09982	35.10018	.488889	.699206	.221108
M_{y1}	10	.30000	-.18283	.78283	.455556	.674949	.213437

MY vs. MEAN (Casewise MD deletion)

$$MEAN = -.1342 + 42.860 * MY$$

Correlation: $r = .99982$

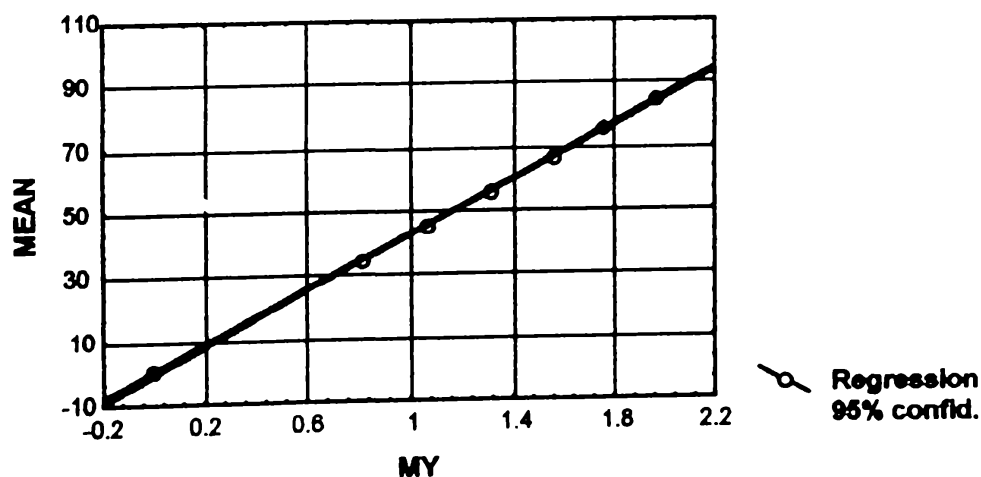


Figura 5.29

V.4 COMPARATIE CRITICA INTRE MODELUL EXPERIMENTAL SI CEL TEORETIC

In subcapitolul III.6 a fost dezvoltat modelul teoretic și elementele principale ale proiectării unui traductor de forță tensorezistiv pentru mai multe componente bazat pe o structură elastică monobloc de tip grindă (fig. 3.42). Paragrafele anterioare din prezentul capitol au sintetizat rezultatele experimentale obținute în urma realizării și testării unui model de acest tip (fig. 5.5), având parametrii geometrici prezentați în fig. 5.3.

In scopul comparării celor două modele, au fost determinate semnalele corespunzătoare circuitelor de măsurare. In fig. 5.30 a, b se prezintă dependența semnalului experimental și a celui teoretic, determinat prin metoda elementului finit și conform relațiilor din subcapitolul III.6, de mărimea de intrare pe canalul S_1 , în cazul încărcării cu componenta F_x , respectiv M_y .

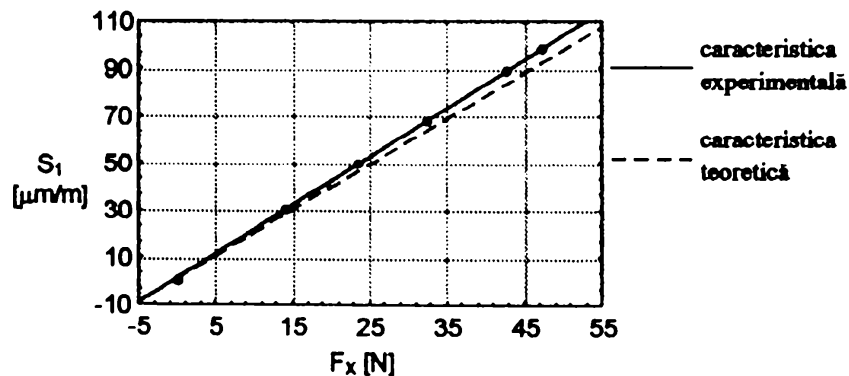


Figura 5.30 a Caracteristica experimentală și teoretică $S_1=S_1(F_x)$

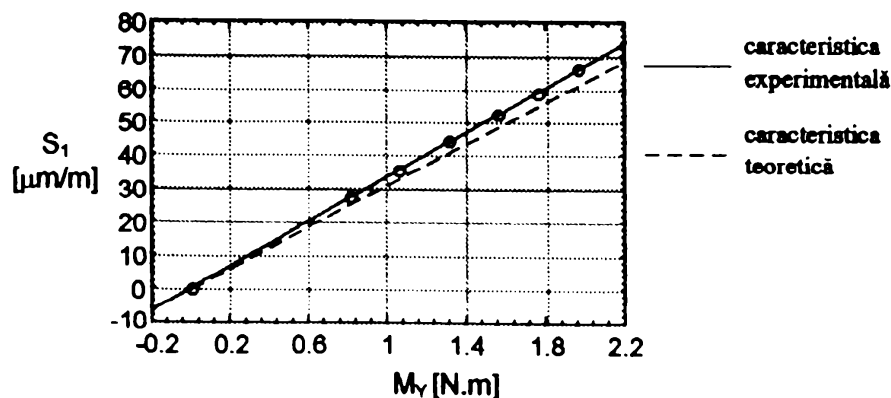


Figura 5.30 b Caracteristica experimentală și teoretică $S_1=S_1(M_y)$

Caracteristicile reprezentate evidențiază existența unor diferențe între modelul teoretic și cel experimental. Acest lucru se explică prin existența unor incertitudini în cunoașterea caracteristicilor de material reale pentru modelul realizat, a abaterilor parametrilor geometrici ai structurii sesizoare de la valorile nominale și a parametrilor de poziționare a timbrilor tensometrice. Existența unor astfel de diferențe este acceptată de literatura de specialitate, care recomandă utilizarea în practică a caracteristicilor experimentale.

Considerații similare asupra diferențelor dintre semnalele obținute experimental și cele teoretice sunt valabile și pentru canalele de măsurare $S_2 \dots S_5$.

V.5. MATRICEA DE CUPLARE EXPERIMENTALA

Caracteristicile statice ale semnalelor de pe cele 5 canale de măsurare în funcție de componentele torsorului ce se măsoară, determinate în urma prelucrării datelor experimentale, sunt:

$$\begin{aligned}
 S_1(F_X) &= 0.34915 + 2.0789 \cdot F_X \\
 S_1(M_Y) &= 0.04788 + 33.617 \cdot M_Y \\
 S_2(F_X) &= -0.0470 + 0.86458 \cdot F_X \\
 S_2(M_Y) &= 0.09417 + 43.144 \cdot M_Y \\
 S_3(F_Y) &= 0.00932 + 2.051 \cdot F_Y \\
 S_3(M_X) &= 0.11766 + 32.945 \cdot M_X \\
 S_4(F_Y) &= 0.3831 + 0.84031 \cdot F_Y \\
 S_4(M_X) &= -0.2762 + 42.824 \cdot M_X \\
 S_5(F_Z) &= 0.00762 + 0.10824 \cdot F_Z
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

Pe baza relațiilor (5.1), matricea de cuplare experimentală are forma:

$$[C_{\text{exp}}] = \begin{bmatrix} 2.078900 & 0 & 0 & 0 & 33.61700 \\ 0.86458 & 0 & 0 & 0 & 43.14400 \\ 0 & 2.05100 & 0 & 32.94500 & 0 \\ 0 & 0.84310 & 0 & 42.82400 & 0 \\ 0 & 0 & 0.10824 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{5.2}$$

Utilizând aceleași ecuații (5.1), se poate scrie matricea:

$$[\xi] = \begin{bmatrix} 0.39703 \\ 0.04717 \\ 0.12698 \\ 0.10690 \\ 0.00762 \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

numită uzual în literatura de specialitate “matricea de propagare a erorilor” [B11], [B13]. Odată cunoscută, aceasta poate fi compensată la procesarea datelor prin soft.

Ecuatia de măsurare a traductorului determinată pe cale experimentală este:

$$\begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \end{bmatrix} = [C_{\text{exp}}] \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \end{bmatrix} + [\xi] \quad (5.4)$$

Pe baza relațiilor (5.1) se poate calcula matricea de decuplare experimentală a traductorului, $[D_{\text{exp}}]$, utilă în determinarea componentelor unui torsor necunoscut, într-o aplicație dată.

$$[D_{\text{exp}}] = \begin{bmatrix} 0.7116 & -0.5545 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.7120 & -0.5477 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 9.2387 \\ 0 & 0 & -0.0140 & 0.0341 & 0 \\ -0.0143 & 0.0343 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

Matricea de corecție determinată pe baza aceluiași relații, are expresia:

$$[\zeta] = \begin{bmatrix} -0.2042 \\ -0.1490 \\ -0.0704 \\ 0.0054 \\ 0.0009 \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

Cu ajutorul matricilor anterioare, se poate determina torsorul forțelor exterioare ca fiind:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \end{bmatrix} = [D_{\text{exp}}] \cdot \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \end{bmatrix} + [\zeta] \quad (5.7)$$

CAPITOLUL VI

**Considerații și concluzii
finale.**

Contribuții originale

VI.1 CONCLUZII

Lucrarea, ca un tot unitar, este rezultatul unei activități mai îndelungate a autoarei și aduce o serie de contribuții teoretice și practice în domeniul traductoarelor de forță. Pe baza acestei activități, se pot enumera concluzii direcționate astfel:

1. Se consideră că obiectivul propus al prezentei lucrări, acela de a dezvolta gama soluțiilor principiale, algoritmi și metodologia utilizată în proiectarea traductoarelor de forță tensorezistive pentru mai multe componente, a fost îndeplinit.

2. Stadiul actual al construcției, utilizării și proiectării traductoarelor de forță evidențiază următoarele:

2a. explozia proiectării și comercializării de traductoare în general și al traductoarelor de forță în particular;

2b. traductorul de forță tensorezistiv (sau tensometric) ocupă principalul loc din această categorie, fapt ce justifică importanța și actualitatea temei.

2c. traductoarele de forță pentru mai multe componente, îndeosebi cele pentru 6 componente, nu sunt în general produse de serie. Acest lucru implică elaborarea unei metodologii și a unor recomandări pentru analiza, proiectarea și selectarea unei variante dintr-o mulțime dată.

2d. structurile sesizoare pentru traductoarele cu mai multe componente trebuie să fie cât mai simple, cu o comportare liniară.

2e. necesitatea utilizării tehnicilor numerice moderne în analiza și optimizarea structurii sesizoare.

3. Elementele teoretice și cele experimentale din cuprinsul tezei permit enunțarea următoarelor aspecte:

3a. Traductorul de forță dintr-un anumit sistem tehnic trebuie să fie perfect adaptat aplicației în care funcționează, fapt ce particularizează adesea soluțiile

principiale de măsurare în soluții constructive extrem de variate;

3b. Complexitatea problematicii măsurării tuturor celor 6 componente ale torsorului forță-moment;

3c. Utilizarea preferențială, în momentul de față, a principiului tensorezistiv în măsurarea a 6 componente;

3d. Existența structurilor elastice sesizoare de tip monobloc și de tip articulată pentru traductoarele de forță destinate măsurării a 6 componente;

3e. În cazul utilizării structurilor sesizoare de tip articulată, bazate pe rețele spațiale de bare, concurența barelor conduce la imposibilitatea măsurării tuturor celor 6 componente;

3f. Există aplicații de măsurare a 6 componente în care sunt necesare traductoare de forță de dimensiuni mici, cu gabarit radial cât mai redus, a căror structură sesizoare de tip grindă necesită o concentrare a punctelor de măsurare pe o suprafață redusă;

3g. Calitatea traductorului de forță în ansamblu și a structurii elastice sesizoare în mod particular, trebuie să fie considerate și evaluate încă din faza de proiectare, prin elaborarea unui proiect optimal;

3h. Existența unui număr mare de parametri calitativi și de restricții impuse proiectului unui traductor de forță pentru mai multe componente face adeseori dificilă considerarea lor simultană prin algoritmi tehnico-matematici, bazați pe metode analitice. Se impune fie optimizarea iterativă, în mai mulți pași, fie considerarea tehnicilor euristice, bazate pe experiența anterioară în domeniu.

3i. Producătorii specializați oferă o gamă largă de traductoare de forță, de diferite tipuri și pentru diferite destinații, precum și componente și subansambluri ale acestora. Existența unor baze de date referitoare la aceste produse alături de proceduri adecvate de selecție optimală constituie o necesitate;

Soluționarea problemelor din prezenta lucrare a fost pregătită de autoare

printr-o cercetare minuțioasă, concretizată în publicații interne: [D7]-[D21], [D23], [D31] și internaționale: [D6], [D22], [D30]-[D32], [D34], [P3], [P4], [P5], [P6].

VI.2 CONTRIBUTII ORIGINALE

Pornind de la cele expuse anterior, contribuțiile originale ale tezei se pot grupa în două categorii:

A. Contributii teoretice:

- A. Realizarea sintezei monografice, elaborată pe baza unei referințe bibliografice extinse, privitoare la construcția și calculul traductoarelor de forță; această sinteză oferă informații sistematizate, concise legate de diferitele soluții practice existente.
- B. Enunțarea procedurilor de determinare prin proiect a unui traductor de forță, ceea ce permite clasificarea componentelor traductorului în elemente calculabile și elemente selectabile.
- C. Prezentarea modelului generalizat pentru traductoare de forță bazate pe structuri sesizoare articulate și evidențierea condițiilor necesare pentru numărul minim al barelor de măsurare, a restricțiilor impuse structurii astfel încât să poată fi măsurate toate componentele torsorului.
- D. Introducerea coeficientului de complexitate structurală, care permite evaluarea calitativă a unei structuri sesizoare articulate, din acest punct de vedere.
- E. Prezentarea modelului teoretic de evaluare a fiabilității unui traductor bazat pe structuri sesizoare articulate.
- F. Particularizarea și detalierea modelului generalizat menționat pentru două cazuri: cu element central rigid în formă de pătrat și respectiv de triunghi echilateral, concomitent cu prezentarea principiilor de prelevare și prelucrare a semnalelor.
- G. Soluțiile de realizare practică, constructivă, a traductoarelor de forță bazate pe structuri sesizoare articulate.
- H. Prezentarea principiilor de optimizare structurală, funcțională și constructivă a

variantelor de traductor de forță articulată și realizarea programelor de calcul aferente.

- I. Modelul matematic principal al unui traductor de forță bazat pe o structură sesizoare în construcție monobloc de tip grindă, și optimizarea acestui model.
- J. Enunțarea schemei macromodulare a unui sistem CAD inteligent pentru traductoarele de forță.
- K. Realizarea unor baze de date pentru traductoare de forță din fabricația de serie.
- L. Evidențierea principiilor de selecție optimă a unui traductor de forță și realizarea programelor de calcul automatizat pentru aplicarea acestora.

B. Contribuții în domeniul încercărilor experimentale

- A. Conceperea unui traductor de forță bazat pe o structură sesizoare monobloc de tip grindă.
- B. Conceperea și realizarea unui stand experimental pentru determinarea caracteristicilor statice ale traductorului realizat.
- C. Realizarea încercărilor experimentale pe modelul propus, în vederea verificării caracteristicilor teoretice și a determinării matricilor de cuplare și de decuplare experimentale.

Complexitatea problemei, sub aspectul domeniului larg al aplicațiilor de măsurare a forței în sens generalizat, și deci a variantelor de traductoare, oferă câmp deschis pentru cercetări ulterioare. Se pot enumera în acest sens direcțiile:

- Crearea sistemelor senzoriale inteligente care să permită autosupravegherea prin semnale de autotest, autocalibrarea, compensarea perturbațiilor, interoperabilitatea;
- Extinderea utilizării traductoarelor bazate pe efecte optoelectronice și a celor integrate;
- Dezvoltarea unor sisteme expert destinate proiectării traductoarelor de forță;
- Dezvoltarea unor sisteme CAD inteligente pentru traductoarele de forță.



Anexe

Traductoare de forță. Soluții principiale și constructive, domenii de utilizare

Principiul de evidențiere	Efectul fizic	Principiul de lucru	Sensibilitatea de măsurare	Sarcina dinamică impulsuri/ alternativă	Domeniul de utilizare	Observații
meccanic						
• arc	dependență liniară între forță și alungire	$F=kx$	redușă, fără amplificare	statică, quasistatică	balanță cu arc, traductor de forță	fără amplificator la indicare, indicație scăzută
• pârghie	legea pârghiei	$F_1 l_1 = F_2 l_2$ contragreutate F_2 sau braț l_2 variabil	în funcție de modul de rezemare, poate fi de valoare ridicată	statică, quasistatică	cântarile	
electric						
• cu timbre tensometrice	alungire superficială	modificarea rezistenței electrice prin deformația timbrelor tensometrice	ridicată, dependentă de adaptor și de schema de măsură	până la n.kHz	practic nelimitat: $\mu N \dots MN$	-permit prelucrări complexe ale informațiilor, -utilizări multilaterale, -cel mai larg spectru de măsurare
• piezoelectric	separarea sarcinilor electrice	efect piezoelectric, $Q \ \& \ F$	ridicată	nu măsoară în regim pur static; ...80kHz	în mod direct, forțe mici...mijlocii	pentru măsuratori dinamice sau cvasi-statici;
• piezorezistiv	variația rezistenței în structuri analoge cu TER	variația rezistenței electrice de ex. la păturile de ZnO cu substrat de Si, prin deformații provocate de forță	foarte ridicată la schemele de măsurare în punte	măsurări statice și dinamice (n*kHz)	măsurări de exploatare și determinări de mase	miniaturizare, preț de cost scăzut
• capacitiv	modificarea capacității electrice	deplasări mici provocate de forță induc variații ale capacității unui montaj de tip condensator plan	ridicată	regim static și dinamic (n*kHz)	forțe mici, domeniul micromecanic	
optic						
• fotoelastic	dublă refracție	măsurarea intensității sau numărarea franjelor de interferență	medie...ridicată	static, dinamic până la kHz, în funcție de elementul elastic	în funcție de tehnicile LASER, depinzând de radiațiile parazite	încă în cercetare

Principiul de evidențiere	Efectul fizic	Principiul de lucru	Sensibilitatea de măsurare	Sarcina dinamică impulsuri/ alternativă	Domeniul de utilizare	Observații
<ul style="list-style-type: none"> combinații opto-mecanice 	interferometru sensibil la alungiri, efecte de microîncovoiere, efecte din fibrele optice	interferometru Fabry-Perot, măsurări de polarizare a luminii, atenționări în fibre optice	foarte ridicată, funcție de principiul de funcționare și de elementul elastic	stătic, dinamic până la kHz	$\mu\text{N} \dots \text{kN}$	noi concepte de măsurare, deocamdată mai puțin prezente pe piață
<ul style="list-style-type: none"> folie de măsurare a presiunii 	virarea culorii, în funcție de forță	fisurarea coloranților microîncapsulați, în funcție de presiune	slabă, până la medie	numai sarcini statice	măsurarea distribuției presiunii în rosturile de separare ale carcaselor	se utilizează o singură dată
magnetic/ electromagnetice						
<ul style="list-style-type: none"> magneto-resistiv 	modificarea rezistenței	câmpul magnetic dependent de sarcină modifică rezistența	ridică, foarte ridicată	kHz	forțe mici	nou concept de măsurare utilizat în tehnica straturilor subțiri
<ul style="list-style-type: none"> magnetoelastice și curenți turbionari 	cuplaj depinzând de sarcina între sisteme de bobine, ale căror linii de câmp străbat elementul elastic	asimetrie de câmp magnetic, datorate acțiunii forței, detectabile cu bobine receptoare	ridică	stătic, cvasi-stătic, la frecvențe ridicate	$\text{kN} \dots \text{MN}$	pe piață, pentru forțe mari deocamdată, concepte noi pe bază de metale amorte
<ul style="list-style-type: none"> coardă vibrantă 	schimbarea frecvenței datorită tensiunii mecanice în coardă	coarda vibrantă va fi excitată electromagnetic și schimbarea frecvenței proprii de oscilație mecanică va fi măsurată tot electromagnetic	ridică	stătic, cvasi-stătic	tehnica cântaririi, supravegherea zidurilor din construcții	metodă foarte valoroasă în medii "grele"

ANEXA II

Program BASIC pentru optimizarea constructivă a structurii sesizoare a unui
traductor de forță articulat

(conform ordinogramei din fig. 3.39)

```

10 REM *****
20 REM * PROGRAM PENTRU OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVA A UNUI TRADUCTOR *
30 REM * DE FORTA ARTICULAT *
40 REM *****
50 REM
55 REM FUNCTIA OBIECTIV: SENSIBILITATEA
60 REM INTRODUCEREA DATELOR DE INTRARE
70 REM
80 REM E[N/mm2]-MODUL DE ELASTICITATE;
85 REM SIGMA0[N/mm2]-REZISTENTA ADMISIBILA LA CURGERE;
90 REM L[mm]-LUNGIMEA BAREI DE MASURARE;
95 REM FI[N]-FORTA AXIALA PE BARA DE MASURARE;
100 REM SIGMAP[N/mm2]-LIMITA DE PROPORTIONALITATE;
110 REM BMIN, BMAX[mm]-EXTREMELE PENTRU LATIMEA BAREI IN ZONA DE MAS.;
115 REM HMIN, HMAX[mm]-EXTREMELE PENTRU GROSIMEA BAREI IN ZONA DE MAS.;
120 REM DMAX, DMIN[mm]-LIMITELE DIAMETRULUI EXTERIOR AL BAREI
130 REM IN ZONA DE MASURARE;
135 REM ALFA=d/D; RAPORTUL DINTRE DIAMETRUL INTERIOR SI CEL EXTERIOR;
140 REM K=[1/5-1/10]-COEFICIENT DE PROPORTIONALITATE
150 REM PENTRU EFORTUL DIN BARA DE MASURARE
160 REM
170 REM PROGRAMUL ESTE REALIZAT PENTRU BARE DE SECTIUNE
175 REM DREPTUNGHIULARA SI TUBULARA;
180 REM IN PRIMUL CAZ COEF=1 IAR IN AL DOILEA CAZ COEF=2;
190 AMIN=0:PI=3.14;
200 INPUT "SIGMA0=";SIGMA0
210 INPUT "L=";L
220 INPUT "E=";E: INPUT "K=";K
222 INPUT "SIGMAP=";SIGMAP
230 INPUT "FI=";FI
240 DIM A(1,4)
250 INPUT "COEF=";COEF
260 IF COEF=2 THEN GOTO 320
270 INPUT "BMIN=";BMIN: INPUT "BMAX=";BMAX:INPUT "DELTAB=";DELTAB
280 INPUT "HMIN=";HMIN:INPUT "HMAX=";HMAX:INPUT "DELTAH=";DELTAH
290 B=BMIN
300 H=HMIN
310 IMIN=.289*H: GOTO 370
320 INPUT "D1MIN=";D1MIN:INPUT "D1MAX=";D1MAX:INPUT "DELTA1D=";DELTA1D
330 INPUT "D2MIN=";D2MIN; INPUT "D2MAX=";D2MAX:INPUT "DELTA2D=";DELTA2D
340 D2=D2MIN
350 D1=D1MIN
360 IMIN=(D/4)*(1+ALFA^4)^.5
370 LAMBDA=L/IMIN
390 LAMBDAMIN=PI*(E/SIGMAP)^.5
400 IF LAMBDA<LAMBDAMIN THEN GOTO 450
410 IF COEF=2 THEN GOTO 430
420 I=B*H^3/12:GOTO 440

```

```

430 ALFA=D1/D2:I=PI*D2^4*(1-ALFA^4)/64
440 FCR=PI^2*E*I/L^2:GOTO 520
450 IF COEF=2 THEN GOTO 490
460 CONTOR=CONTOR+1:H=L/(.289*LAMBDA MIN):
470 IF H<=HMAX THEN GOTO 420
480 GOTO 810
490 D1=4*L/(LAMBDA MIN*(1-1/ALFA^2).5
500 IF D1<=D1MAX THEN GOTO 430
510 GOTO 860
520 IF FCR >FI THEN GOTO 570
530 IF COEF=2 THEN GOTO 550
540 H=H+DELTA H:GOTO 470
550 D1=D1+DELTA 1D:GOTO 500
560 GOTO 750
570 IF COEF=2 THEN GOTO 590
580 A=B*H:GOTO 600
590 A=PI*(D2^2-D1^2)/4
600 SIGMA=F1/B/H:
610 IF SIGMA <K*SIGMA 0 THEN GOTO 680
620 IF COEF=2 THEN GOTO....
630 B=B+DELTA B:IF B<=BMAX THEN GOTO 600
640 GOTO 750
650 D1=D1+DELTA 1D
660 IF D1<=D1MAX GOTO 600
670 GOTO 750
680 SENSI=1/E/A
690 IF SENSIMIN>=SENSI THEN GOTO 750
700 IF COEF=2 THEN GOTO 730
710 SENSIMIN=SENSI
720 A(1,1)=B:A(1,2)=H:A(1,3)=SENSI: GOTO 750
730 SENSIMIN=SENSI
740 A(1,1)=D1:A(1,2)=D2:A(1,3)=SENSI: GOTO 750
750 IF CONTOR <2 THEN GOTO 780
760 IF COEF=2 THEN GOTO 860
770 GOTO 810
780 IF COEF=2 THEN GOTO 840
790 H=H+DELTA H
800 IF H<=HMAX THEN GOTO 310
810 B=B+DELTA B
820 IF B<=BMAX THEN GOTO 300
830 GOTO 880
840 D1=D1+DELTA 1D
850 IF D1<=D1MAX THEN GOTO 360
860 D2=D2+DELTA 2D
870 IF D2<=D2MAX THEN GOTO 350
880 PRINT "A(1,1)=",A(1,1):PRINT "A(1,2)=",A(1,2):
885 PRINT "A(1,3)=",A(1,3):PRINT "A(1,4)=",A(1,4):
890 STOP

```

□

ANEXA III

**Programe Matlab incluse în aplicația de selecție optimală a traductoarelor de
forță prin metode de decizie multiatribut**

Programul-cadru de lansare a aplicației “ma.m”

```
function [ ]=ma
b1=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.02 0.87 0.145 0.08],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','MaxiMIN',...
'CallBack','maximin');
h1=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.02 0.79 0.145 0.06],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Help',...
'CallBack','help maximin');
b2=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.18 0.87 0.145 0.08],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','MaxiMAX',...
'CallBack','maximax');
h2=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.18 0.79 0.145 0.06],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Help',...
'CallBack','help maximax');
b3=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.34 0.87 0.145 0.08],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Conjunct',...
'CallBack','Conjunct');
h3=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.34 0.79 0.145 0.06],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Help',...
'CallBack','help conjunct');
b4=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.5 0.87 0.145 0.08],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Lexicograf',...
'CallBack','lexic');
h4=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.5 0.79 0.145 0.06],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Help',...
'CallBack','help lexic');
b5=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.66 0.87 0.145 0.08],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Onicescu II',...
'CallBack','onicescu');
h5=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.66 0.79 0.145 0.06],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Help',...
'CallBack','help onicescu');
b6=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.82 0.87 0.145 0.08],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','TOPSIS',...
'CallBack','topsis');
h6=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.82 0.79 0.145 0.06],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Help',...
'CallBack','help topsis');
b7=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.02 0.61 0.145 0.08],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String',...
'VP','CallBack','vectorpr');
h7=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.02 0.54 0.145 0.06],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Help',...
'CallBack','help vectorpr');
b8=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.18 0.61 0.145 0.08],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String',...
'CMMP','CallBack','cmmp');
h8=uicontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.18 0.54 0.145 0.06],...
'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Help',...
```

```

    'Callback','help cmmf');
b9=icontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.34 0.61 0.145 0.08],...
    'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String',...
    'Entrop','Callback','entrop');
h9=icontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.34 0.54 0.145 0.06],...
    'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Help',...
    'Callback','help entrop');
ba=icontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.66 0.61 0.145 0.08],...
    'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String',...
    'Creare','Callback','!notepad.exe');
ha=icontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.66 0.54 0.145 0.06],...
    'BackgroundColor',[0.3 0.2 0.9],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Help',...
    'Callback','help creare');
f1=icontrol('Style','Frame','Units','normalized','Position',[0.015 0.77 0.16 0.2],...
    'BackgroundColor',[0.84 0.84 0.84],'ForegroundColor',[0.4 0.2 0.5]);
f2=icontrol('Style','Frame','Units','normalized','Position',[0.175 0.77 0.16 0.2],...
    'BackgroundColor',[0.84 0.84 0.84],'ForegroundColor',[0.4 0.2 0.5]);
f3=icontrol('Style','Frame','Units','normalized','Position',[0.335 0.77 0.16 0.2],...
    'BackgroundColor',[0.84 0.84 0.84],'ForegroundColor',[0.4 0.2 0.5]);
f4=icontrol('Style','Frame','Units','normalized','Position',[0.495 0.77 0.16 0.2],...
    'BackgroundColor',[0.84 0.84 0.84],'ForegroundColor',[0.4 0.2 0.5]);
f5=icontrol('Style','Frame','Units','normalized','Position',[0.655 0.77 0.16 0.2],...
    'BackgroundColor',[0.84 0.84 0.84],'ForegroundColor',[0.4 0.2 0.5]);
f6=icontrol('Style','Frame','Units','normalized','Position',[0.815 0.77 0.16 0.2],...
    'BackgroundColor',[0.84 0.84 0.84],'ForegroundColor',[0.4 0.2 0.5]);
f7=icontrol('Style','Frame','Units','normalized','Position',[0.015 0.53 0.48 0.22],...
    'BackgroundColor',[0.84 0.84 0.84],'ForegroundColor',[0.4 0.2 0.5]);
fa=icontrol('Style','Frame','Units','normalized','Position',[0.495 0.53 0.48 0.22],...
    'BackgroundColor',[0.84 0.84 0.84],'ForegroundColor',[0.4 0.2 0.5]);
te=icontrol('Style','text','Units','normalized','Position',[0.02 0.7 0.47 0.04],...
    'BackgroundColor',[0.78 0.78 0.78],'ForegroundColor',[0 0 0], ...
    'String','Evaluarea coeficientilor de importanta');
ta=icontrol('Style','text','Units','normalized','Position',[0.5 0.7 0.47 0.04],...
    'BackgroundColor',[0.78 0.78 0.78],'ForegroundColor',[0 0 0], ...
    'String','Crearea manuala a matricii utilitatilor');
%Nume fereastră
set(gcf,'Name','Metode de decizie multiatribut','NumberTitle','off');
% Butonul "Close"
c=icontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.82 0.02 0.15 0.08],...
    'String','Close','Callback','close(gcf)');
% Butonul "Info"
c=icontrol('Style','Pushbutton','Units','normalized','Position',[0.82 0.12 0.15 0.08],...
    'String','Info','Callback','[t1Str hlpStr]=info_ma; helpfun(t1Str,hlpStr)');
% Minifereastră de lucru
top=0.5; left=0.04;right=0.78; bottom=0.04; labelHt=0.05; spacing=0.005;
% Cadrul miniferestrei
frmBorder=0.02;
frmPos=[left-frmBorder bottom-frmBorder right-left]+2*frmBorder (top-bottom)+2*frmBorder];
icontrol('Style','frame','Units','normalized','Position',frmPos, 'BackgroundColor',[0.60 0.60 0.60]);
% Titlul miniferestrei
labelPos=[left top-labelHt (right-left) labelHt];
icontrol('Style','text','Units','normalized','Position',labelPos,...
    'BackgroundColor',[0.80 0.80 0.80],'ForegroundColor',[0 0 0],'String','Minifereastră de lucru');
mcwPos=[left bottom (right-left) top-bottom-labelHt-spacing];
mcwHndl=icontrol('Style','edit','Units','normalized','Max',10, 'BackgroundColor',[1 1 1],
'Position',mcwPos);

```

```

t_af=uitext(mcwHndl,' Utilizati butoanele pentru a alege o metoda de decizie!',...
' sau o metoda de evaluare a coeficientilor de importanta!',...
' Fereastra "Matlab Window Command" sa fie totdeauna vizibila!',...
',...
',...
' Metodele MA necesita un fisier sursa de date, de tip "numefis.m"',...
' care sa contina matricea utilitatilor (consecintelor).',...
' Daca fisierul nu exista, apasati butonul "Creare"',...
' scrieti elementele matricii sub forma unui tablou',...
' si salvati fisierul respectiv cu extensia ".m". ');
%salvarea pentru o utilizare viitoare
set(gcf,'UserData',mcwHndl);

```

Fereastra auxiliară de informații “info_ma.m”

```

function[ttlStr,helpStr]=info
ttlStr='Metodele de decizie multiatribut';
helpStr= ...
[ ' PENTRU INFORMATII COMPLETE,
' MAXIMIZATI FEREASTRA!
' Metodele "MA" pot fi utile atunci cand este necesara
' selectarea variantei optime
' dintr-un set finit de variante V1, V2,...Vm,
' comparate intre ele
' printr-un set finit de criterii C1, C2, ...Cn.
'
' Criteriile pot avea toate aceeasi importanta,
' sau pot avea diferite ponderi P=p1,p2,...pn.
'
' Evaluarea fiecărei variante
' in raport cu fiecare criteriu formeaza matricea A=[aij],
' numita "MATRICEA UTILITATILOR" (a "consecintelor").
' >>>
' Criteriile pot fi de tip CANTITATIV, pentru care
' evaluarea variantelor este numerica,
' sau de tip CALITATIV, cand evaluarea utilizeaza
' valori lingvistice (cuvinte, ca de ex. "bun", "f.bun", etc.)
'
' In general, aspectul matricii utilitatilor este neomogen:
' atat din punct de vedere al marimii numerelor
' cat si al prezentei cuvintelor
'
' Majoritatea metodelor MA necesita omogenizarea
' matricii A, astfel incat sa contina elemente  $0 < a_{ij} <= 1$ 
' Aplicatia dispune de procedura de normalizare
' si o aplica automat atunci cand metoda aleasa o impune
' >>>
' Daca utilizatorul nu cunoaste apriori valoarea
' coeficientilor de importanta, aplicatia ofera
' trei proceduri de determinare a acestora,
' pe baza importantelor relative,
' prin compararea criteriilor doua cate doua
' File name: ma.m
];

```

Metoda vectorului propriu “vectorpr.m”

```

function[n,P]=vectorpr
%metoda vectorului propriu utilizeaza

```



```

%matricea importantelor relative Bimprelat=[Bimprelat(i,j)], unde Bimprelat(i,j)=Pi/Pj
%semnifica importanta relativa a criteriului i in raport cu criteriul j
%
%pe baza matricii Bimprelat, se determina valorile proprii ale acesteia
%si apoi valoarea proprie maxima, vpmx
%
%Din sistemul supradeterminat (Bimprelat-vpmx*I)*Ptranspus=[0]
%si ecuatia P1+P2+...+Pn=1, prin eliminarea unei ecuatii,
%se obtin coeficientii de importanta P1,...Pn

%explicitarea notatiilor si a variabilelor
%-----
%n=numarul criteriilor;
%Bimprelat=[Bimprelat(i,j)]=matricea importantelor relative a criteriilor, adica
%Bimprelat(i,j)=importanta criteriului Ci fata de criteriul Cj;
%vp=vectorul valorilor proprii ale matricii Bimprelat; vpmx=val. proprie maxima
%bcoef=matricea coeficientilor necunoscutelor P(i)
%bcoefextins= " " " extinsa cu o linie corespunzatoare ecuatiei P(1)+...+P(n)=1
%tl=matricea coloana a termenilor extinsi
%bcoefextinsmod=matricea bcoefextins fara prima linie
%tlmod=matricea tl fara prima linie
%P=vectorul coeficientilor de importanta

%introducerea matricii importantelor relative
%-----
i=1:50; nr(i)=i; n=input('Cate criterii veti utiliza (1...50) ? ');
while all(nr==n); clear n; disp('Raspuns incorect!'); n=input('Cate criterii veti utiliza (1...50) ? '); end;
disp(['Numarul criteriilor este ',num2str(n)]; disp(' ');
disp(['Matricea importantelor relative va avea dimensiunile ', num2str(n),' x ',num2str(n)]);
Bimprelat=eye(n);
for i=1:n; for j=i+1:n; imp=['Importanta criteriului C',num2str(i),...
' fata de criteriul C',num2str(j),' : '];
Bimprelat(i,j)=input(imp); Bimprelat(j,i)=Bimprelat(i,j);
end;
end;
disp('Matricea importantelor relative a criteriilor, Bimprelat, este:'); disp(Bimprelat);

%valoarea proprie maxima a matricii Bimprelat
%-----
vp=cig(Bimprelat); vpmx=max(vp); disp(vp);
disp('Valoarea proprie maxima a matricii Bimprelat este:'); disp(vpmx);
bcoef=Bimprelat-vpmx.*eye(n);
for i=1:n; tl(i,1)=0; tl(i+1,1)=1; cp(i)=1; end;
bcoefextins=[bcoef,cp]; bcoefextinsmod=bcoefextins(2:n+1,:); tlmod=tl(2:n+1,:);
P=inv(bcoefextinsmod)*tlmod;
disp('Vectorul coeficientilor de importanta este:');
for i=1:n; disp(['P',num2str(i),'=',num2str(P(i))]);end;

```

Metoda entropiei "entrop.m"

```

function[P,n]=entrop
%metoda entropiei utilizeaza matricea A a utilitatilor, de dimensiuni m x n
%si entropia H, ca masura a incertitudinii unei repartitii de probabilitate;
%cu  $H(p_1, p_2, \dots, p_n) = -k * [p_1 * \ln(p_1) + p_2 * \ln(p_2) + \dots + p_n * \ln(p_n)]$ ,
%k fiind o constanta;
%
```

```

%Se calculeaza rezultatele normalizate ale criteriului j pentru orice i=1,...m
%p(i,j)=a(i,j)/[a(1,j)+a(2,j)+...+a(m,j)], j=1,2,...n
%
%Entropia Hj corespunzatoare criteriului j este:
%Hj=-k*[p(1,j)*ln(p(1,j))+p(2,j)*ln(p(2,j))+...+p(m,j)*ln(p(m,j))]
%cu k=1/ln(m);
%
%Gradul de diversificare a informatiei date de rezultatele criteriului j este:
%dj=1-Hj
%
%Coeficientii de importanta sunt:
%
%pj=dj/[d1+d2+...+dn]

%explicitarea notatiilor si a variabilelor
%-----
%a=matricea utilitatilor
%li, co =nr de linii si de coloane al matricii a
%suma=vector cu suma elementelor a(i,j) pe coloane
%p(i,j)=rezultatele normalizate ale criteriului j, p(i,j), pentru orice i=1,2,...,m
%k=constanta
%termen=variabila de lucru
%H=vector cu entropia coresp. fiecarui criteriu j
%d=gradul de diversificare al informatiei date de criteriul j
%P=vectorul coeficientilor de importanta

%introducerea matricii utilitatilor
%-----
a=input('Numele fisierului sursa de date ','s')
if ~isstr(a); disp('Nume incorect'); break; end;
ex=exist(a);
if ex==2;
    fis=[a,'.m']
    eval(['load ' fis ' -ascii'],...
        'error("Matricea utilitatilor nu e numerica!Inlocuiti sirurile prin numere!")');
    format long; a=eval(a) format short;
[li co]=size(a);

%se calculeaza rezultatele normalizate ale criteriului j, p(i,j), pentru orice i=1,2,...,m
%-----
disp('Se calculeaza rezultatele normalizate ale criteriului j pentru orice i=1,2,...,m');
for j=1:co; suma(j)=sum(a(:,j)); disp(['Suma pe col ',num2str(j),' este:',num2str(suma(j))]); end;
for i=1:li; for j=1:co; p(i,j)=a(i,j)/suma(j); end; end;
disp('pj este');
disp(p); pause;

%se calculeaza entropia H(j) a criteriului j
%-----
k=1/log(li);
i=1:li; j=1:co; termen(i,j)=p(i,j) *log(p(i,j));clear i; clear j;
H=-k*sum(termen);
disp('Entropia H(j), j=1, n, este:');
disp(H);

%se calculeaza gradul de diversificare al informatiei date de criteriul j
%-----

```

```
d=1-H; disp('Gradul de diversificare al informatiei date de fiecare criteriu este'); disp(d);
```

```
%se calculeaza coeficientii de importanta
%-----
P=d./sum(d);
disp('Coeficientii de importanta sunt:');
for j=1:co; disp(['P', num2str(j), '=', num2str(P(j))]); end;
```

```
else
disp('Nu exista sursa de date');
end;
```

Metoda MAXIMIN “maximin.m”

```
function[optim,y,raspuns]=maximin
%Procedura MAXIMIN se aplica daca nu exista preferinte
%asupra importantei criteriilor de evaluare
%adica daca criteriile sunt echi-importante
%
%Procedura selecteaza varianta cea mai buna
%in raport cu criteriul pentru care ia valoarea cea mai mica
%
%Procedura se aplica pe matricea consecintelor(utilitatilor) normalizata
%daca matricea utilitatilor nu are forma normala, ea va fi normalizata automat
%cu conditia sa fie de tip numeric

%explicitarea notatiilor si a variabilelor
%-----
%r=matricea utilitatilor; ex=var de test daca exista fis. cu matr. utilitatilor
%rt=transpusa matricii utilitatilor normalizate
%q=minimul pe fiecare coloana(criteriu); w=indexul liniei coresp. lui q
%t=maximul pe q; y=indexul pozitiei de maxim in q
%optim=elementul din r care este evaluat ca optim
%i,j=pozitiile pe care se gaseste optimul in r
%raspuns=sir care scrie varianta optima (sau fiecare din variantele optime)

%sursa de date
%-----
r=input('Numele fisierului sursa de date ','s')
if ~isstr(r); disp('Nume incorect'); break; end;
ex=exist(r);
if ex==2;
    fis=[r,'.m']
    eval(['load ' fis ' -ascii'],...
        'error("Matricea utilitatilor nu e numerica!Inlocuiti sirurile prin numere!");');
    r=eval(r)

%normalizarea
%-----
[tipcrit r]=normaliz(r);

%aplicarea efectiva a procedurii maximin
%-----
rt=r'; [q w]=min(rt); [t y]=max(q);
optim=r(y,w(y));
disp(['Evaluarea optima este: ', num2str(optim)]);
```

```

[i j]=find(q==optim);
if length(j)>1;
    disp(str2mat('*****',...
        ' Exista mai multe variante optime. Acestea sunt: ',...
        '*****'));
    raspuns=['V',num2str(j(1))]; disp(raspuns);
    for k=2:length(j);
        if j(k)~=j(k-1); raspuns=['V',num2str(j(k))];disp(raspuns); end;
    end;
    else raspuns=['V',num2str(y)];
        disp(str2mat('*****',...
            [' Singura varianta optima este ',raspuns],...
            '*****'));
    end;
else disp('Nu exista sursa de date');
end;

```

Metoda MAXIMAX "maximax.m"

```

function[optim,y,raspuns]=maximax
%Procedura MAXIMAX se aplica daca nu exista preferinte
%asupra importanteii criteriilor de evaluare
%adica pentru criterii echi-importante.
%
%Procedura selecteaza varianta care are valoarea cea mai mare
%in criteriul sau cel mai bun
%
%Procedura se aplica pe matricea consecintelor(utilitatilor) normalizata
%Daca matricea utilitatilor nu are forma normala, ea va fi normalizata automat
%cu conditia sa fie de tip numeric

%explicitarea notatiilor si a variabilelor
%-----
%r=matricea utilitatilor; ex=variabila de test daca exista fisierul cu matr. utilit.
%rt=transpusa matricii utilitatilor normalizate
%q=minimul pe fiecare coloana(criteriu); w=indexul liniei coresp. lui q
%t=maximul pe q; y=indexul pozitiei de maxim in q
%optim=elementul din r care este evaluat ca optim
%i,j=pozitiile pe care se gaseste optimul in r
%raspuns=sir care scrie varianta optima (sau fiecare din variantele optime)

%sursa de date
%-----
r=input('Numele fisierului sursa de date ','s')
if ~isstr(r); disp('Nume incorect'); break; end;
ex=exist(r);
if ex==2;
    fis=[r,'.m']
    eval(['load ' fis ' -ascii'],...
        'error("Matricea utilitatilor nu e numerica!Inlocuiti sirurile prin numere!")');
    r=eval(r);

%normalizarea
%-----
[tipcrit r]=normaliz(r);

```

```

%aplicarea efectiva a procedurii maximax
%-----
rt=r';
[q w]=max(rt);
[t y]=max(q);
optim=r(y,w(y)); disp(['Evaluarea optima este: ',num2str(optim)]);
[i j]=find(q==optim);
if length(j)>1;
disp(str2mat('*****',...
' Exista mai multe variante optime. Acestea sunt: ',...
'*****'));
raspuns=['V',num2str(j(1))]; disp(raspuns);
for k=2:length(j);
if j(k)~=j(k-1); raspuns=['V',num2str(j(k))];disp(raspuns);end;
end;
else raspuns=['V',num2str(y)];
disp(str2mat('*****',...
[ Singura varianta optima este ',raspuns],...
'*****'));
end;
else disp('Nu exista sursa de date');
end;

```

Metoda conjunctiva "conjunct.m"

```

function[standard,var_ok]=conjunct
%Metoda Conjunctiva se aplica atunci cand este cunoscut
%VECTORUL NIVELURILOR STANDARD pentru fiecare criteriu
%Metoda va elimina variantele
%carora le corespund valori ce nu satisfac nivelul standard pentru fiecare criteriu
%
%explicitare notatii si variabile
%-----
%a=matricea utilitatilor; li,co=nr de linii si de coloane pentru a
%ex=variabila de test care verifica daca exista sursa de date
%tipcrit=vector cu tipul criteriilor (MAX, MIN)
%standard=vector cu nivelurile standard pt. fiecare criteriu
%var_ok=vector de lucru setat initial pe 1, si care memoreaza variantele OK
%comp=operatorul de comparatie ( ">=" sau "<=" ) in functie de tip criteriu

%sursa de date
%-----
a=input('Numele fisierului sursa de date ','s');
disp(a); %pause;
if ~isstr(a); disp('Nume incorect'); break; end;
ex=exist(a);
if ex~=2; break; end;

fis=[a,'.m']
eval(['load ' fis ' -ascii'],...
'error("Matricea utilitatilor nu e numerica!Inlocuiti sirurile prin numere!")');
a=eval(a); [li co]=size(a);

%precizarea tipurilor de criterii
%-----

```

```

disp(['Ati inclus in analiza ',num2str(li),' variante, evaluate prin ',num2str(co),' criterii']); disp(' ');
disp('E necesar sa specificati tipul fiecarui criteriu: daca tinde spre MAX sau spre MIN'); disp(' ');
for k=1:co;
    disp(['Criteriul ',num2str(k)]);
    tipcrit(k)=input('Introduceti 1 pentru maxim sau 0 pentru minim ');
    while tipcrit(k)~=0&tipcrit(k)~=1; disp('Valoare incorecta! Reluati!'); disp(' ');
        disp(['Criteriul ',num2str(k)]);
        tipcrit(k)=input('Introduceti 1 pentru maxim sau 0 pentru minim ');
    end;
end;

%introducerea vectorului nivelurilor standard
%-----
disp('Introduceti vectorul nivelurilor standard pentru fiecare criteriu, in ordinea din matr. utilitatilor');
for k=1:co;
    disp(' '); disp(['Criteriul ',num2str(k)]);
    standard(k)=input('Nivelul standard= ');
end;
for l=1:li; var_ok(l)=1; end;

%aplicarea metodei conjunctive
%-----
for k=1:co;
    if tipcrit(k)==1; comp='>='; else comp='<='; end;
    for l=1:li;
        eval(['if a(l,k) comp 'standard(k); disp(['Varianta',num2str(l),' ok la criteriul C',num2str(k)]); else
var_ok(l)=0; end;']);
    end;
end;
disp('*****');
for l=1:li; if var_ok(l)==1; disp(' '); disp(['Varianta',num2str(l),' corespunde']);
    end;
end;
if all(var_ok==0); disp(' '); disp('Nu corespunde nici o varianta'); end;
disp('*****');

```

Metoda lexicografica "lexic.m"

```

function[ tipcrit, varram]=lexic
%Metoda lexicografica se poate aplica daca exista
%O PREFERINTA PRIVIND ORDINEA IMPORTANTEI criteriilor de apreciere
%sub forma vectorului P=(p1, p2,...pn),
%componenta pi exprimand I.O.C.U.I. pe care se gaseste criteriul Ci in raport cu preferinta
%
%Criteriile vor fi prin un rare ordonate in functie de preferinte
%
%Se selecteaza multimea variantelor care satisfac la maxim criteriul cel mai important
%Daca s-a selectat o singura varianta, aceasta este si cea optima
%Daca au fost selectate mai multe variante,
%procedura continua pe aceasta submultime de variante, in raport cu al doilea criteriu
%sa m d

%explorarea rezultatelor si a variabilelor
%-----
%a-matruxa utilitatilor, b-ur hutiler lui a, c-ur coloanelor lui a,
%tipcrit-verea cu tipul criteriilor(1-max, 0-min)

```

```

% sir=vector cu numerotarea criteriilor si apoi cu cele neordonate inca;
% ord=vector cu ordonarea criteriilor dupa importanta
% index1, index2, sir1, sir2 var. de lucru
% at=transpusa lui a; var=linia coresp. criteriului considerat;
% varram=vectorul ce stocheaza indexul variantelor ramase in analiza;
% setsol=vectorul variantelor ce corespund criteriului in curs de considerare
% nrvar=lungimea lui setsol, adica nr variantelor ce corespund...
% aextras=matricea extras cu variantele care continua evaluarea
% aextrasstocat=matrice pentru stocare in tranzit

% introducerea matricii utilitatilor
% _____
a=input('Numele fisierului sursa de date ','s');
disp(a); %pause;
if ~isstr(a); disp('Nume incorect'); break; end;
ex=exist(a);
if ex==2;
    fis=[a,'.m']
    eval(['load ' fis ' -ascii'],...
        'error("Matricea utilitatilor nu e numerica!Inlocuiti sirurile prin numere!"));
    a=eval(a);

[li co]=size(a);
disp(['Matricea utilitatilor ia in considerare ',...
    num2str(li),' variante, evaluate prin ',num2str(co),' criterii']); disp(' ');

% tipul criteriilor
% _____
disp('Specificati tipul fiecarui criteriu: daca tinde spre MAX sau spre MIN');
disp(' ');
for k=1:co;
    disp(['Criteriul ',num2str(k)]);
    tipcrit(k)=input('Introduceti 1 pentru maxim sau 0 pentru minim ');
    while tipcrit(k)~=0&tipcrit(k)~=1; disp('Valoare incorecta! Reluati!');
        disp(['Criteriul ',num2str(k)]);
        tipcrit(k)=input('Introduceti 1 pentru maxim sau 0 pentru minim ');
    end;
end;

% ordonarea criteriilor dupa importanta
% _____
disp(['Ordonati criteriile dupa importanta lor(1,2,...',num2str(co),')']);
for k=1:co; sir(k,1)=k; end;disp(sir);disp(' ');
ord(1)=input('Locul 1: Criteriul ');
while all(sir~=ord(1)); disp('Incorect!Criteriul nu exista!'); ord(1)=input('Locul 1: Criteriul '); end;
index1=ord(1)-1; index2=ord(1)+1;
sir1=sir(1:index1,:); sir2=sir(index2:length(sir),:); sir=[sir1;sir2];

for k=2:co-1; disp('Criterii nefolosite: '); disp(sir);disp(' ');
    ord(k)=input(['Locul ',num2str(k),': Criteriul ']);
    while all(sir~=ord(k));
        disp('Raspuns incorect!Criteriul nu exista sau a fost deja folosit!');
        disp('Criterii nefolosite: '); disp(sir);
        ord(k)=input(['Locul ',num2str(k),': Criteriul ']);
    end;
    index1=find(sir==ord(k))-1; index2=find(sir==ord(k))+1;

```

```

sir1=sir(1:index1,:); disp(sir1); %pause;
sir2=sir(index2:length(sir),:); disp(sir2); %pause;
sir=[sir1;sir2];
end;
ord(co)=sir(1); disp(['Ultimul a ramas criteriul ',num2str(ord(co))]);
disp('Ordinea importanteii criteriilor este:'); disp(ord);

%transpunerea si extinderea matricii utilitatilor
%-----
at=a';
k=1:li; sir(k)=k;
atextins=[at,sir];
%disp(atextins);

%aplicarea metodei lexicografice
%-----
%primul pas
var=atextins(ord(1),:);
if tipcrit(ord(1))==1; setsol=find(var==max(var)); else setsol=find(var==min(var)); end;
nrvar=length(setsol);
if nrvar==1; disp(['Singura varianta care corespunde este V',num2str(setsol(1))]); break;
elseif nrvar==0; disp('Nici o varianta nu corespunde'); break;
else disp(['Dupa prima etapa au fost selectate ',num2str(nrvar),' variante']);
end;

%pasii urmasori
k=1:nrvar; varram(k)=atextins(co+1,setsol(k));
disp('Variantele ramase sunt:'); disp(varram);
for j=1:nrvar; aextras(:,j)=atextins(:,setsol(j)); end;
h=1;
while nrvar>1&&h<co; h=h+1;
    var=aextras(ord(h),:);
    if tipcrit(ord(h))==1; setsol=find(var==max(var));
        else setsol=find(var==min(var));
    end;
    nrvar=length(setsol);
    disp(' ');
    disp(['Dupa a ',num2str(h),'a etapa au fost selectate ',...
        num2str(nrvar),' variante']);
    clear varram;
    k=1:nrvar; varram(k)=atextins(co+1,aextras(co+1,setsol(k)));
    if nrvar==1; disp(['Varianta optima este: V',num2str(varram(1))]); fl=1; break; end;
    disp('Variantele ramase sunt:'); disp(varram); disp(' ');
    disp('Pentru a continua, apasati o tasta'); pause;
    aextrasstocat=aextras;
    clear aextras;
    j=1:nrvar; aextras(:,j)=aextrasstocat(:,setsol(j));
    clear aextrasstocat;
end;
if fl==1; disp(' '); disp('Variantele optime sunt:');
for k=1:length(varram); disp(['V',num2str(varram(k))]); end;end;
disp(' ');

else disp('Nu exista fisierul sursa de date');
end;

```


Metoda Onicescu varianta II “onicescu.m”

```

function[tipcrit,ordonare]=onicescu
%Metoda ONICESCU varianta II
%defineste o functie "de agregare" care ierarhizeaza variantele
%Coeficientii de importanta sunt de forma "pj=1/(2^j)", unde j este un numar natural, j=1,2,...
%din considerente practice, s-a limitat j<=50
%-----
%functia de agregare este de forma:
%f(varianta Vi)=p1*2^(-loc(Vj,C1))+p1*2^(-loc(Vj,C2))+...pj*2^(-loc(Vj,Cn))
%-----
%Metoda nu necesita normalizarea matricii utilitatilor

%explicitarea notatiilor si a variabilelor:
%-----
%a=matricea utilitatilor, li=nr liniilor lui a; co=nr. coloanelor lui a;
%tipcrit=vector cu tipul criteriilor(1=max, 0=min)
%J=vectorul exponentilor pentru coef. de importanta
%p=vectorul coef. de importanta
%asort1, loc1=matrici tranzitorii in sortare
%asort=matricea a sortata dupa valoarea fiecarei variante in raport cu fiecare criteriu
%loc=plasarea variantelor in raport cu criteriile
%m=memoreaza pentru fiecare varianta locurile pe care le ocupa in raport cu fiecare criteriu
%f(h)=functia de evaluare calculata pentru fiecare varianta h
%ierarhie=valorile lui f ordonate crescator
%index=plasarea variantelor in ierarhia crescatoare a lui f
%ordonare=ordonarea variantelor de la cea mai buna spre cea mai slaba

%introducerea matricii utilitatilor
%-----
a=input('Numele fisierului sursa de date ','s')
if ~isstr(a), disp('Nume incorect'); break; end;
ex=exist(a);
if ex==2;
    fis=[a,'.m']
    eval(['load ' fis ' -ascii'],...
        'error("Matricea utilitatilor nu e numerica!Inlocuiti sirurile prin numere!")');
    a=eval(a);

[li co]=size(a);
disp('Matricea utilitatilor este:'); format long; disp(a); format short;
disp(['Matricea utilitatilor ia in considerare ',...
    num2str(li),' variante, evaluate prin ',num2str(co),' criterii']); disp(' ');
%tipul criteriilor
%-----
disp('Specificati tipul fiecarui criteriu: daca tinde spre MAX sau spre MIN');
disp(' ');
for k=1:co;
    disp(['Criteriul ',num2str(k)]);
    tipcrit(k)=input('Introduceti 1 pentru maxim sau 0 pentru minim ');
    while tipcrit(k)~=0&tipcrit(k)~=1; disp('Valoare incorecta! Reluati!');
        disp(['Criteriul ',num2str(k)]);
        tipcrit(k)=input('Introduceti 1 pentru maxim sau 0 pentru minim ');
    end;
end;
end;

```

```

%acordarea coef. de importanta pentru fiecare criteriu
%-----
disp(' ');
disp('Fiecare criteriu va beneficia de un coeficient de importanta egal cu 1/2^j');
disp('unde j este un numar natural, j=1,2,...,50'); disp(' ');
disp('Precizati valoarea lui j pentru fiecare criteriu, in ordinea includerii criteriilor in analiza'); disp(' ');

for k=1:co; cer=['Criteriul C',num2str(k),' j= '];
    J(k)=input(cer);
    while J(k)/round(J(k))~=1|J(k)<=0|J(k)>50;disp('Valoare incorecta!'); J(k)=input(cer); end;
    p(k)=1/2^J(k);
end;
disp('Vectorul coeficientilor de importanta este:');
disp(p);

%determinarea locului fiecarei variante, pe rand, in raport cu fiecare criteriu
%-----
[asort1 loc1]=sort(a);
for k=1:co; if tipcrit(k)==1; for h=1:li; asort(h,k)=asort1(li-h+1,k); loc(h,k)=loc1(li-h+1,k); end;
    else asort(:,k)=asort1(:,k); loc(:,k)=loc1(:,k);
    end;
end;
disp('Matricea a sortata dupa locul fiecarei variante este'); format long; disp(asort); format short;
disp('Matricea locurilor este'); disp(loc);

for h=1:li; [m n]=find(loc==h);
    f(h)=0;
    for k=1:co; f(h)=f(h)+p(k)*(2^(-m(k)));
    end;
end;
disp('Functia de evaluare pentru fiecare varianta este');
for h=1:li; disp([' V',num2str(h),' : ',num2str(f(h))]); end;
[ierarhie index]=sort(f);
disp('*****');
disp(' Ordonarea variantelor este:');
disp('*****');
for h=1:li; disp([' V',num2str(index(li-h+1))]); ordonare(h)=index(li-h+1); end; disp(' ');

else disp('Nu exista fisierul sursa de date');
end;

```

Metoda TOPSIS "topsis.m"

```

function[tipcrit,ordonare]=topsis
%Metoda TOPSIS
%(Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution)
%considera ca optima acea varianta care are distanta minima
%fata de solutia ideala.
%
%Metoda necesita introducerea coeficientilor de importanta, P=p1,p2,...pn
%
%-----
%Metoda normalizeaza matricea utilitatilor
%si, pe baza ei, construiește matricea normalizata ponderata:
%W=[v(i,j)], cu w(i,j)=p(j)*r(i,j)
%Se determina solutia ideala, VI si solutia ideala negativa, VN;

```

```

%Se calculeaza distanta euclidiana intre solutii, pentru fiecare varianta i (i=1,...m):
%SI(i) si respectiv SN(i);
%Se calculeaza apoi apropierea relativa a fiecarei variante de solutia ideala
%CI(i)=SN(i)/[(SI(i)+SN(i))];
%
%Varianta cea mai buna este aceea pentru care CI(i) ia valoarea cea mai mare;
%Se realizeaza o ierarhizare a variantelor dupa valorile CI(i);
%-----

%explicitarea notatiilor si a variabilelor:
%-----
%a=matricea utilitatilor; li=nr liniilor lui a; co=nr. coloanelor lui a;
%tipcrit=vector cu tipul criteriilor(1=max, 0=min)
%p=vectorul coef. de importanta
%W=matricea normalizata ponderata
%[wmax iwmax]=max(W); [wmin iwmin]=min(W);
%VI=solutia ideala; VN=solutia ideala negativa
%sp, su1, su2=variabile de lucru
%SI(i), SN(i)=distantele fiecarei variante la cele doua solutii
%CI(i)=apropierea relativa de solutia ideala a fiecarei variante
%[ierarchie index]=sortarea (CI);
%ordonare=vector cu ordinea valorica a variantelor

%introducerea matricii utilitatilor
%-----
a=input('Numele fisierului sursa de date ','s')
if ~isstr(a); disp('Nume incorect'); break; end;
ex=exist(a);
if ex==2;
    fis=[a,'.m']
    eval(['load ' fis ' -ascii'],...
        'error("Matricea utilitatilor nu e numerica!Inlocuiti sirurile prin numere!")');
    a=eval(a);
[li co]=size(a);
disp('Matricea utilitatilor este:');
format long; disp(a); format short;
disp(['Matricea utilitatilor ia in considerare ',...
    num2str(li),' variante, evaluate prin ',num2str(co),' criterii']); disp(' ');

%normalizarea
%-----
[tipcrit r]=normaliz(a);

%acordarea coef. de importanta pentru fiecare criteriu
%-----
disp(' ');
disp(str2mat('Fiecare criteriu va beneficia de un coeficient de importanta cuprins in (0 1)',...
    'iar suma coeficientilor trebuie sa fie 1')); disp(' ');
disp('Precizati valoarea lui j pentru fiecare criteriu, in ordinea includerii criteriilor in analiza'); disp(' ');

for k=1:co-1; cer=['Coef. de importanta pentru criteriul Criteriul C',...
    num2str(k),' este p(' ,num2str(k),')='];
    p(k)=input(cer);
    while p(k)<=0|p(k)>=1|sum(p)>1;
        disp('Valoare incorecta!');
        if sum(p)>1; disp('Valoarea e prea mare');end;

```

```

        p(k)=input(cer);
    end;
end;
p(co)=1.0-sum(p);
disp(['Criteriului C',num2str(co),' ii revine coeficientul p(',num2str(co),')=',...
    num2str(p(co))]);
disp('Vectorul coeficientilor de importanta este:'); disp(p);

%Se determina matricea normalizata ponderata W, sol. ideala VI si sol. ideala negativa VN
%-----
for k=1:co; W(:,k)=p(k)*r(:,k); end;
disp('Matricea W este:'); disp(W);
[wmax iwmax]=max(W); [wmin iwmin]=min(W);
for k=1:co; if tipcrit(k)==1; VI(k)=wmax(k); VN(k)=wmin(k);
    else VI(k)=wmin(k); VN(k)=wmax(k);
    end;
end;
disp('Solutia ideala este:'); disp(VI);
disp('Solutia ideala negativa este:'); disp(VN);

%se calculeaza distanta intre solutii
%-----
for i=1:li; for k=1:co; sp(k)=(W(i,k)-VI(k))^2; sn(k)=(W(i,k)-VN(k))^2; end;
    su1(i)=sum(sp); su2(i)=sum(sn); SI(i)=sqrt(su1(i)); SN(i)=sqrt(su2(i));
end;
disp('Distanta intre solutia ideala si fiecare din variante este:');
for i=1:li; disp(['V',num2str(i),' : ',num2str(SI(i))]); end;
disp('Distanta intre solutia ideala negativa si fiecare din variante este:');
for i=1:li; disp(['V',num2str(i),' : ',num2str(SN(i))]); end;

%Se calculeaza apropierea relativa de solutia ideala, CI(i)
%-----
for i=1:li; CI(i)=SN(i)/(SI(i)+SN(i)); end;
disp('Apropierea relativa de solutia ideala pentru fiecare varianta este');
for i=1:li; disp([' V',num2str(i),' : ',num2str(CI(i))]); end;

[ierarhie index]=sort(CI);
%disp(ierarhie);
disp('*****');
disp(' Ordonarea variantelor este:');
disp('*****');
for h=1:li;
    disp([' V',num2str(index(li-h+1))]); ordonare(h)=index(li-h+1);
end;

disp(' ');
else disp('Nu exista fisierul sursa de date');
end;

```

Funcția de normalizare a matricii utilitatilor "normaliz.m"

```

function[tipcrit,morm]=normaliz(r)
%funcția normalizează matricea utilitatilor, cu condiția ca aceasta să fie numerică
%este necesară precizarea tipului pentru fiecare criteriu: de MAX sau de MIN
%evaluările nule din matricea utilitatilor sunt înlocuite prin 10 la puterea -15

```

```

%explicitarea notatiilor si a variabilelor
%-----
%r=matricea preluata; rnorm=matricea utilit. normalizata
%li,co=nr de linii si respectiv de coloane al lui r
%tipcrit=vector cu tipul fiecarui criteriu (1 pt MAX, 0 pt. MIN)
%rinv=matrice cu elementele lui r inversate ( 1/r(i,j) )
%maxr, maxrinv=maximul pe coloana pentru r, respectiv rinv

%info despre matricea utilitatilor, cerere tip criterii
%-----
[li co]=size(r);
disp(['Ati inclus in analiza ',num2str(li),' variante, evaluate prin ',num2str(co),' criterii']); disp(' ');
disp('E necesar sa specificati tipul fiecarui criteriu: daca tinde spre MAX sau spre MIN'); disp(' ');
for k=1:co;
    disp(['Criteriul ',num2str(k)]);
    tipcrit(k)=input('Introduceti 1 pentru maxim sau 0 pentru minim ');
    while tipcrit(k)~=0&tipcrit(k)~=1; disp('Valoare incorecta! Reluati!');
        disp(['Criteriul ',num2str(k)]);
        tipcrit(k)=input('Introduceti 1 pentru maxim sau 0 pentru minim ');
    end;
end;

%elimina elementele zero
%-----
for z=1:co;
    for zz=1:li; if r(zz,z)==0; r(zz,z)=1e-15; end; end;
end;

rinv=1./r;
maxr=max(r);
maxrinv=max(rinv);

%aplica procedura de normalizare
%-----
for z=1:co;
    for zz=1:li;
        if tipcrit(z)==1; rnorm(zz,z)=r(zz,z)/maxr(z);else rnorm(zz,z)=rinv(zz,z)/maxrinv(z); end;
    end;
end;

```



Bibliografie

BIBLIOGRAFIE

- [A1]. Alpek,F., ș.a. - "Einsatzmöglichkeiten von Kraftsensoren für die zweidimensionale Bahnverfolgung bei Industrierobotern", în 5th International DAAAM Symposium, "Automation and Metrology: Challenge and Chance", Maribor, Slovenia, octombrie 1994
- [A2]. Alpek,F. - "Steigerung der Flexibilität und der Zuverlässigkeit von Montagerobotern durch Multisensorenteknik", ROBOT MTM'94, , Timișoara, noiembrie 1994
- [A3]. Andrașiu,M. ș.a. - Metode de decizii multicriteriale, București, Editura Tehnică, 1986
- [B1]. Baciuc,A. - "Agregarea deciziilor multicriteriale multiatribut", în Cibernetică aplicată, Editura Academiei, București, 1984
- [B2]. Balekics,M., Cristuinea,. - Calculul arcurilor, Indrumar de proiectare, Centrul de multiplicare, Universitatea "Politehnica" Timișoara, 1985
- [B3]. Barrett, A.R., Edwards, J.S. - "Knowledge Elicitation and Knowledge Representation in a Large Domain With Multiple Experts", în Expert Systems with Applications, January-March, Pergamon Press, Washington, SUA, 1995
- [B4]. Bănuț,V., Popescu,H. - Stabilitatea structurilor elastice, Ed Academiei, București, 1975
- [B5]. Boboc,St. - Aparate electronice pentru măsurarea maselor, forțelor și cuplurilor, București, Editura Tehnică, 1971
- [B6]. Bonfig,K.W. - Sensoren und Sensorsysteme, Expert Verlag, Ehningen bei Böblingen, Germania, 1991
- [B7]. Brown,D.C., Chandrasekaran,B. - "Expert systems for a class of mechanical design activity" în PROC IFIP WG5.2 Working Conference on Knowledge Engineering in Computer Aided Design, IFIP, Sept. 1984
- [B8]. Brown,D.C., Chandrasekaran,B. - "An approach to expert systems for mechanical design", în Trends and Applications, 83, IEEE Computer Society, NBS, Gaithersburg, Maryland, SUA, 1983
- [B9]. Van Brussel,H., Belien,H., Thielemans,H. - "Force sensing for advanced robot control", Robotics 2, 1986, p.139-148
- [B10]. Buzdugan,Gh. - Rezistența materialelor, Editura Tehnica, Bucuresti, 1970
- [B11]. Bicchi,A., Canepa,G. - "Optimal design of multivariate sensors", în Measurement Science and Technology (Institute of Physics Journal "E"), vol.5, p.319-332, IOP Publishing Ltd, 1994
- [B12]. Bicchi,A., Caiti,A., Prattichizzo, D. - "Optimal Design of Dynamic Force/Torque Sensors", în International Conference on Advanced Robotics, ICAR' 97, Monterey CA, 1997
- [B13]. Bicchi,A. - "A Criterion for Optimal Design of Multi-axis Force Sensors", în Journal of Robotic Autonomous Systems, Vol.10, nr.4, 1992
- [B14]. Bicchi,A. - "Contact Sensing from Force and Torque Measurements", International Journal of Robotics Research, vol.12, nr.3, 1993
- [B15]. Baron,T. ș.a. - Calitate și fiabilitate, Manual practic, Vol.I, Editura Tehnică, București, 1988
- [C1]. Castany Valery,J. ș.a. - "Captación de esfuerzos en tareas de montaje", Rev. Robotica, nr.21/Sept-Oct 1986
- [C2]. Cheptea,D., Dolga,L. - "Rolul câmpurilor grafice în bazele de date destinate sistemelor CAD", în Al V-ea Simpozion de Geometrie descriptivă, Desen, Design și Grafică asistată de calculator', Timișoara, iunie, 1996
- [C3]. Chew,L.M.L., Chew,L.T. - An Object Oriented Knowledge Base for Multiple-Domain Expert Systems în Expert Systems with Applications, January-March, Pergamon Press, Washington, SUA, 1995
- [C4]. Chisuiu,A., Matiesan,D.: ș.a. - Organe de masini. Editura Didactică și Pedagogică, Bucuresti: 1981

- [C5]. Choqui, G. - "Robotique d'assemblage", Teză de doctorat, Univ. "Paul Sabatier", Toulouse, Franța, 1982
- [C6]. Constantinescu, I.N., Danet, G.V. - Metode noi pentru calcule de rezistență, Editura Tehnică, București, 1989
- [C7]. Căteanu, E., Marinov, R. - Metoda elementelor finite în proiectarea structurilor, Editura Facla, Timișoara, 1980
- [C8]. Costăntinescu, I.M., Stăfănescu, D.M., Sandu, M.A.I. - Măsurarea mărimilor mecanice cu ajutorul tensometriei, Editura Tehnică, București, 1989
- [D1]. Demian, T., Dumitriu, A., Oltean, B. - "Prelucrarea mecanică a informației la senzorii de forță-moment utilizați în aplicațiile robotizate", în Construcția de Mașini, Universitatea "Politehnica" București, aug.-sept. 1993
- [D2]. Demian, T., Tudor, D., ș.a. - Bazele proiectării aparatelor de mecanică fină, vol.1, Editura Tehnică, București, 1984
- [D3]. Dillmann, R., Hugel, Th., Meier, W. - "Ein sensorintegrierter Greifer als modulares Teilsystem für Montageroboter", în RoboterSysteme nr.2, pag.247-252, Berlin, Springer Verlag, 1986
- [D4]. Dodoc, P. - Metrologie generală, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980
- [D5]. Doebelin, E.O. - Measurement systems, Applications and Design, New York, Mc Graw-Hill, 1966
- [D6]. Dolga, L., Perju, D. - "A Force-torque Sensor proposal", în mma '94, Institut za Proizvodno Ma_instvo, Fakultet Tehni_kih Nauka, Novi Sad, 8-9 iunie, 1994
- [D7]. Dolga, L., Perju, D. - "Soluții constructive pentru un traductor de forță cu 6 componente", COMEFIN '94, București, octombrie 1994
- [D8]. Dolga, L. - "Proiectarea asistată de calculator a unui traductor de forță pentru efectorul unui robot industrial", CAD/CAM '93 International Conference, Universitatea "Politehnica" București, 1993
- [D9]. Dolga, L., Gligor A. - "Proiectarea asistată de calculator a unui traductor de forță pentru efectorul unui robot industrial", ROBOT MTM'94, , Timișoara, noiembrie 1994
- [D10]. Dolga, L. - "Metode matematice utilizate în proiectarea traductoarelor de forță", Referatul nr.1 din cadrul pregătirii pentru doctorat, Universitatea "Politehnica" Timișoara, Fac. Mecanică, aug. 1995
- [D11]. Dolga, L. - "Biblioteci de modele grafice utilizate în proiectarea asistată de calculator a traductoarelor de forță tensometrice", în Al III-lea Simpozion Național de Geometrie Descriptivă și Desen, Cluj, sept., 1992
- [D12]. Dolga, L. - "Considerații privind utilizarea programelor de modelare a solidelor în proiectarea asistată de calculator", în Al IV-lea Simpozion Național de Geometrie Descriptivă și Desen, Iași, iunie, 1994
- [D13]. Dolga, L., Ivănoiu, C. - "Descnarea parametrizată a tronsoanelor de arbore", Sesiunea de Comunicări Stiințifice a Universității din Oradea, 1994, în Analele Univesității, 1994
- [D14]. Dolga, L. - "Alegerea optimă a unui traductor de forță", PRASIC '94, în Analele Universității "Transilvania" Brașov, dec. 1994
- [D15]. Dolga, L. - "Considerații privind evaluarea coeficienților de importanță în selecția optimă a traductoarelor de forță", ROBOT MTM '94, Timișoara
- [D16]. Dolga, L., Perju, D. - "Considerations about the optimal selection of a force transducer", în Al VI-lea Simpozion Internațional DAAAM, Krakowia, Polonia, oct. 1995
- [D17]. Dolga, L. - "Studiu privind utilizarea traductoarelor de forță în sistemele tehnice", Referatul nr. 2 din cadrul pregătirii pentru doctorat, Univ. "Politehnica", Fac. Mecanică, Timișoara, septembrie 1995
- [D18]. Dolga, L. - "Considerații privind alegerea optimă a traductoarelor de forță", Sesiunea Aniversară de Comunicări Stiințifice, vol VI, Hunedoara, oct. 1995
- [D19]. Dolga, L. - "Sistem CAD pentru traductoare de forță. Structură și baze de date", Referatul nr. 3 din cadrul pregătirii pentru doctorat, Universitatea "Politehnica" Timișoara, Fac. Mecanică, 1996

- [D20]. Dolga,L., Popoviciu,C. - "Utilizarea metodei elementului finit în dimensionarea unui traductor de forță pentru 4 componente", A XXVII-a Sesiune de Comunicări Științifice a Institutului de Cercetare-Dezvoltare al Armatei, vol. I, Bucuresti, 19.10.1995
- [D21]. Dolga,L. - "Considerații privind realizarea unui sistem CAD inteligent pentru traductoare de forță", în Al V-ea Simpozion de Geometrie descriptivă, Desen, Design și Grafică asistată de calculator, Timișoara, iunie, 1996
- [D22]. Dolga,L. - "A four components tensometric force transducer destined to industrial robots", Computer Integrated Manufacturing Conference, Zakopane, Polonia, mai, 1996
- [D23]. Dolga,L., Bohuș,D. - "Componentele grafice ale unei aplicații soft pentru proiectarea traductoarelor inductive", în Al V-ea Simpozion de Geometrie descriptivă, Desen, Design și Grafică asistată de calculator, Timișoara, iunie, 1996
- [D24]. Dolga,V. - Construcția traductoarelor și senzorilor, Centrul de multiplicare, Universitatea "Politehnica" Timișoara, 1985
- [D25]. Dolga,V., Dolga,L. - "Analiza factorilor de influență a forțelor de prehensare în montajul robotizat", Simpozionul de roboți industriali, București, 1987
- [D26]. Dolga,V. - Traductoare și senzori pentru roboți industriali, Centrul de multiplicare, Universitatea "Politehnica" Timișoara, 1985
- [D27]. Dolga,V., Saftencu,D. - "Considerații privind mecanismele cu cuple cinematice elastice", PRASIC '94, în Analele Universității "Transilvania", Brașov, dec., 1994
- [D28]. Dumitriu,A.,Bradau,B. - "Proiectarea asistată de calculator a senzorilor de forță/moment", ROBOT-MTM, Timișoara, 1989
- [D29]. Dumitriu,A., Olteanu,C., Dumitrescu,D. - "Captor de forță-moment destinat operațiilor de montaj automat", MERO'87, vol.I, București, 1987
- [D30]. Dolga,L., Saftencu,D. - "Bază de date grafică pentru timbre tensometrice", Conferința Internațională de Grafică Inginerească, Chișinău, oct. 1995
- [D31]. Dolga,L., Bohuș,D. - "Considerații privind proiectarea asistată de calculator a traductoarelor inductive de forță", în al XIII-lea Simpozion Național de Roboți Industriali, Reșița, 1996
- [D32]. Dolga,L., Perju,D. - "Considerations about the quality evaluation of the elastic structures used in force transducers", în 7th IFToMM International Symposium on Linkages and Computer Aided Design Methods, SYROM '97, București, aug., 1997
- [D33]. Dolga,L. - Bazele proiectării asistate de calculator, curs, Centrul de Multiplicare al Universității "Politehnica", Timișoara, 1997
- [D34]. Dolga,V., Dolga,L. - "A force sensor for robotized processes", în Mechatronics '96 International Conference, Lisabona, 18-20 sept 1996
- [E1]. Eigner,M., Maier,H. - Einstieg in CAD, Lehrbuch für CAD Anwender, ediția 1993, Carl Hanser Verlag, München, Wien.
- [E2]. Ermine,J.L. - Systèmes experts, Technique et documentation-Lavoisier, Cachan Cedex, Franța. 1989
- [F1]. Ferretti,M. - "Les capteurs et actionneurs intelligents", în Robotique, Informatique Industrielle, nr.92, Franța, nov. 1993
- [F2]. Flatau,C.R. - "Force Sensing in Robots and Manipulators", Massachusetts Institue Lab., Working paper n.91, November, 1975
- [F3]. Franke,H.J., s.a. - "Entwicklung eines robusten berührungslosen Drehzahl-Drehmoment-Meß-systems", în Antriebstechnik nr.9, Mainz, Germania, 1994
- [G1]. Gammons,R.A. - "ESKIMO" an Expert System for KODAK InjectionMolding Operations", în Artificial Intelligence in Engineering Design, v.III, Knowledge, Aquisition Commercial Systems and Integrated Environments, Academic Press, San Diego, SUA, 1992
- [G2]. Gârbea,D. - Analiza cu elemente finite, Editura Tehnică, București, 1990

- [G3]. Gentzen,G., Hähle,M., Volmer,J. - "Handgelenk zur Montageautomatisierung", în *Wissenschaftliche Zeitung der Technische Hochschule, Chemnitz, Germania*, 1982
- [G4]. Grave,H.F. - Măsurarea electrica a mărimilor neelectrice, trad. din limba germ. după ed.a II-a, București, Editura Tehnică, 1966
- [G5]. Gumaniuk,M.N. - "Magnitonprughia dateiki v avtomatica", în "Tehnika", Kiew, 1972
- [G6]. Gafițanu,M. s.a. - Organe de mașini, vol.I, Editura Tehnică, București, 1981
- [H1]. Hackwood,S., Beni,G., Nelson,T.J. - "Torque-sensitive Tactile Array for Robotics", în *Robots Sensors*, vol.II, IFS Publications Ltd., Springer Verlag, Berlin, Tokyo, 1986
- [H2]. Haug,A. - *Elektronisches Messen mechanischer Größen*, München, Carl Hanser Verlag, 1969
- [H3]. Herold,H. - *Sensortechnik und Sensorsysteme*, Hüthig Buch Verlag, Heidelberg, 1993
- [H4]. Hirzinger,G. ș.a. - "Sensor programming- a new way for teaching a robot paths and forces-torques simultaneously", în *Express Informatia-Robototehnika*, nr. 43, 1985
- [H5]. Hirzinger,G., Thiessen,C. - "Roboter mit Kraft-Momenten-Fühlern", în *Regelungstechnische Praxis*, Germania, 1982
- [H6]. Horovitz,B. - *Organe de mașini*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1969
- [H7]. Hussain,F. "Computer Modelling of Figures 2D in CAD", în *2nd International Conference Design to Manufacture in Modern Industry*, vol.I, Bled, Slovenia, 1995
- [H8]. Hwang,C.L., Yoon,K. - *Multiple Attribute Decision Making*, Springer Verlag, Berlin, New York, 1981
- [H9]. Hildebrand,S. - *Feinmechanische Bauelemente*, Berlin, VEB Verlag Technik, 1980
- [I1]. Ignea,A. - Măsurări în procese industriale, Centrul de multiplicare, Universitatea "Politehnica" Timișoara, 1995
- [I2]. Ilea,H., Tripa,M., Fodor,G. - "Optimizarea formei unor captori de forță pentru roboții industriali", *ROBOT MTM '88 Cluj-Napoca*, octombrie 1988
- [I3]. Ionescu,G., ș.a. - *Traductoare pentru automatizări industriale*, vol.I, București, Editura Tehnică, 1985
- [I4]. Ionescu,G., ș.a. - *Traductoare.Principii și metode de proiectare*, lito Univ. "Politehnica" București, 1980
- [I5]. Ispas,V. Ilea,H., Tripa,M. - "Dispozitiv de prehensiune cu senzor de forță. Calcul și construcție", *ROBOT MTM '88 Cluj-Napoca*, octombrie 1988
- [I6]. Iacob,C., s.a. - *Matematici clasice și moderne*, vol.IV, Editura Tehnică, București, 1984
- [J1]. Juckenack,D. "Handbuch der Sensorentechnik", 2.Auflage, MI Verlag, Landsberg/Lech, Germania, 1990
- [K1]. Kaneko,M., Yokoi,K., tanie,K. - "On a New Torque Sensor for Tendon Drive Fingers", în *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 6, nr.4, 1990
- [K2]. Kasai,M., Takeyasu,K., Uno,M., Murakaoka,K. - "Trainable Assembly System with an Active Sensory Table Possessing Six Axes", în *Robots Sensors*, vol.II, IFS Publications Ltd., Springer Verlag, Berlin, Tokyo, 1986
- [K3]. Kautsch,R. - *Meßelektronik nichtelektrischer Größen, Teil 1,2,3*, Hans Holzmann Verlag KG, Bad Hönshofen, Germania
- [K4]. Király,A. - "Tehnici de modelare grafică 3-D", în *Al IV-lea Simpozion Național de Geometrie Descriptivă și Desen*, Iași, iunie, 1994
- [K5]. Kunick,Z., Vranjes,B., Jerbic,B. - "Reasoning on automatic assembly using CAD", în *Al VI-lea Simpozion Internațional DAAAM*, Krakowia, Polonia, oct. 1995
- [L1]. Lemmenmeyer,W.K. - "Innovative Meßtechnik für die Automobilindustrie", în *Automobile Reveu*, nr.14, martie, 1988
- [L2]. Lindner, W. - "Kraftmeßumformer mit Frequenzausgang" - eine kritische Betrachtung", în *colectia Messen, Steuern, Regeln*, 9, H11, Germania, 1966

- [L3]. Lladó, J., Lallana, F., Laiz, J., Casas, F. - "Calculo pr ordenador del comportamiento estático de un transductor de esfuerzos para un robot Puma 500", Revista de Robotica n.35/Enero-Febrero, Barcelona, Spania, 1989
- [L4]. Luo, R., Wang, F., Liu, Y. - "An imaging tactile sensor with magnetostrictive transduction", în Proceedings of 3rd International Conference on Robot Vision and Sensors", Bedford, 1983
- [L5]. Lungu, I. ș.a. - Baze de date. Organizare, proiectare și implementare, Editura ALL educational, București, 1995
- [M1]. Mansion, D. - "Le point sur les capteurs. 5- mesures de forces", în Le Nouvel automatisme, Paris, France, aprilie, 1981
- [M2]. Mansion, D. - "Le point sur les capteurs. 6- mesures de couple", în Le Nouvel automatisme, Paris, France, mai, 1981
- [M3]. Merlet, J.P. - "Commande par retour d'efforts en robotique", Raport de recherche nr.351, Institut National de Recherche en Informatique et en Automatique, Le Chesnay Cedex, France, Dec. 1984
- [M4]. Meyer, M., Foley Curley, K. - "The impact of Knowledge and Technology Complexity on Information Systems Development", în Expert Systems with Applications, January-March, Pergamon Press, Washington, SUA, 1995
- [M5]. Mocanu, D.R. - Analiza experimentală a tensiunilor, Editura Tehnică, București, 1976
- [M6]. Millea, A. - Cartea metrologului. Metrologie generală, Editura Tehnică, București, 1985
- [M7]. Mitsubishi, M. - "Diagnostic system for robot using a force-torque sensor", în Robotersysteme, nr.1, 1989
- [M8]. Micu, C. ș.a. - Aparate și sisteme de măsurare în construcția de mașini, Editura Tehnică, București, 1980
- [M9]. Mihoc, Gh. ș.a. - Bazele matematice ale teoriei fiabilității, Editura Dacia, Cluj, 1976
- [N1]. Neubert, H.K.P. - Instrument Transducers, An Introduction to their Performance and Design, Oxford, Clarendon Press, 1975
- [N2]. Nevins, J. ș.a. - "Exploratory Research in Industrial Modular Assembly", CSDL, Cambridge, Massachusetts, SUA, 1978
- [N3]. Nevins, J., Whitney, D.E. - "The force vector assembler concept", primul Simpoz. CISM-IFTToMM despre Roboți și manipolatoare, Udine, Italia, 1973
- [N4]. Newman, W.M., Sproull, R.F. - Principles of Interactive Computer Graphics, McGrawHill, New York, SUA, 1982
- [N5]. Nakamura, Y., Yoshikawa, T., Futamata, I. - "Design and signal processing of six-axis force sensors, în Proc. 4th Int. Symp. Robotics Research, Cambridge, MA:MIT Press, pp.75-81
- [O1]. Oderfeld, J. - "On design and technology", în The 9th Congress of Machines and Mechanisms Theory, Milano, 1995
- [O2]. Osadcego, E.P. - "Proektirovanie datchikov dlia izmerenia mekhaniceskîh velicin", în Masinostroenie, Moscova, 1979
- [P1]. Pascariu, I. - Elemente finite, concepte-aplicații, Editura Militară, București, 1985
- [P2]. Pelecudi, Ch., Ocnăresu, C. - "Sistem mecanic cu senzori de forță-moment destinat operației de montaj", Al VIII-lea Simpozion Național de Roboți Industriali, ROBOT '88, Cluj, oct. 1988
- [P3]. Perju, D., Dolga, L. - "A Computer Aided Design of a Six Component Force Transducer" în IMEKO XIII, Torino, sept., 1994
- [P4]. Perju, D., Dolga, L. - "An optimizing study of a six components force transducer", al IX-lea Congres de Teoria Masinilor și Mecanismelor, Milano, Italia, 1995
- [P5]. Perju, D., Dolga, L. - "Considerations on the taking over and processing of the electric signals from a six components force transducer", în 5th International DAAAM Symposium, "Automation and Metrology: Challenge and Chance", Maribor, Slovenia, octombrie 1994
- [P6]. Perju, D., Dolga, L. - "The design optimization of a six components force transducer", în al VI-lea Simpozion Internațional DAAAM, Krakowia, Polonia, oct. 1995

- [P7]. Pham,DuT., Pham,T.N. - "Expert systems: a review", în Expert Systems for Engineering Design, Academic press Inc., Boston, 1988
- [P8]. Piller,G. - "A compact six-degree-of-freedom force sensor for assembly robot", în 12th ISIR, Paris, Franța, 1982
- [P9]. Plank,M., Hirzinger,G. - "Controlling a robot's motion speed by a force-torque sensor for deburring problems", 4th IFAC-IFIP Symp., Mariland, SUA, 1982
- [P10]. Perju,D. - Mecanisme pentru mecanică fină, Centru de multiplicare al Universității "Politehnica", Timișoara, 1990
- [Q1]. Quass,M., Schicker,R. - "Neues Meßprinzip revolutioniert die Drehmomentmeßtechnik", în Antriebstechnik nr. 4 , aprilie 1995
- [R1]. Rebentrost,A., Schubert,W., Filscher,G. - "Taktile 3D-Sensorlösung für Gelenk-roboter", în Maschinenbautechnik 87, nr.1, 1988
- [R2]. Rembold,U., Soetadji,T. - "The developement of an autonomous assembly robot", în Robot and Computer Integrated Manufacturing, 1987, nr. 1 , p.23-27
- [R3]. Roman,D. - Algoritmi de automatizare a proiectării, Editura Militară, București, 1988
- [R4]. Rădulescu,O. - Sinteze optimale în construcția de mașini, Editura Tehnică, București, 1984
- [S1]. Saftencu,D. - "Modelarea grafică a dispozitivelor de compliantă din componența roboților industriali", în Al IV-lea Simpozion Național de Geometrie Descriptivă și Desen, Iași, iunie, 1994
- [S2]. Schaumburg,H. - Sensoren, B.G.Teubner Stuttgart, Germania, 1992
- [S3]. Schweizer,M. - Taktile Sensoren für programmierbare Handhabung, Univ. Stuttgart, Germania, 1978
- [S4]. Segal,L., Racocea,C., Ciobănașu,G. - "Aspecte privind vizualizarea și modelarea solidelor", în Al IV-lea Simpozion Național de Geometrie Descriptivă și Desen, Iași, iunie, 1994
- [S5]. Shimano,B. - "The kinematic design and force control of computer controlled manipulators", Stanford Lab., Philadelphia, SUA, 1978
- [S6]. Svinin,M.M., Uchiyama,M. - "Optimal geometric structure of force/torque sensors", în Robotics research, vol.14,n.6, dec. 1995
- [T1]. Tong,Ch., Sriram, D. - Artificial Intelligence in Engineering Design, vol.I-III, Academic Press,Inc., Harcourt Brace Jovanovics, Publishers, Boston, San Diego,...., 1992
- [T2]. Tränkler,H.-R. Taschenbuch der Messtechnik, 3. verbesserte und erweiterte Auflage, R.Oldenburg Verlag, München, Wien, 1992
- [U1]. Ulbin,M., Zoran,R., Flašker,J. - "Object Oriented Programming in Engineering Computation", în 2nd International Conference Design to Manufacture in Modern Industry, vol.I, Bled, Slovenia, 1995
- [U2]. Uchiyama,M., Nakamura, Y., Hakomori,K. - "Evaluation of the robot force sensor structure using singular vales decomposition, în Advanced Robotics Int. J. Robot Soc. Japan , 1991, 5(1):39-52
- [V1]. Volpe,R., Khosla,P. - "The equivalence of second order impedance control and proportional gain explicit force control", în Robotics Research, vol.14,n.6, dec. 1995
- [V2]. Vălcovici,V., Bălan,St., Voinea,R. - Mecanică Teoretică, Editura Tehnică, București, 1968
- [W1]. Wang, Q., Zhou, J., Yu,J. - "A Chain-Drive Design Expert System and CAD System", în Expert Systems for Engineerig Design, editor Rychener M., Academic Press Inc., Boston, 1988
- [W2]. Warnecke,H.J., Schraft,R.D. - Industrieroboter, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1990
- [Y1]. Ye,J. - "A conceptual design methodology using specifications with weighting evaluations", în The 9th Congress of Machines and Mechanisms Theory, Milano, 1995
- [Y2]. Yu,J., Zhou,J., Chen, D. - "Mechanical design expert system with CAD", în Mechanical Engineering, martie 1985

-
- [Z1]. Ziegler, W. - "Capteurs pour robots industriels avec ou sans influence directe sur les procédés de fabrication", Fachhochschule Düsseldorf, Germania, 1994
- [*1]. *** - Prospecte firma KISTLER Instrumente AG, Germania- Elvetia
- [*2]. *** - Documentație asupra metodelor moderne de masurare cu mărci tensometrice, Measurements Group GmbH., Vishay, SUA, 1993
- [*3]. *** - Prospecte ale firmei Staiger-Mohilo, Germania
- [*4]. *** - Prospecte ale firmei Schmidt Control Instruments, Germania
- [*5]. *** - Catalog G-500, "Smart Sensing", firma PCB Piezotronics, SUA
- [*6]. *** - Prospecte ale firmei Vibro-Meter, SUA
- [*7]. *** - Prospecte ale firmei Hottinger Baldwin Messtechnik (Strain Gauges and Accessories), Germania
- [*8]. *** - Prospecte ale firmei SHIMPO INDUSTRIAL, Kyoto, Japonia
- [*9]. *** - "Datenerfassung aufs Feinste ESAM-Meßkomfort, wie Sie ihn sich wünschen", în Nachrichten, nr.1, Measurements Group Vishay- Europe, Germania, 1993
- [*10]. *** - Prospecte ale firmei Brandt Messtechnik, Bochum, Germania
- [*11]. *** - Prospecte ale firmei ALTHEN, Kelkheim, Germania
- [*12]. *** - Colecția Revistei "Hello CAD Fans", Fast Impex, București, 1991-1996
- [*13]. *** - CAD_Ausbildung für die Konstruktionspraxis, Teil 1,2,3,4, Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1991
- [*14]. *** - Catalog de produse 41500/3 DB, Standardprogramm, firma "FAG Kugelfischer Georg Schäfer&Co", 1994
- [*15]. *** - Catalog de timbre tensometrice, Philips A.G., 1996

CURRICULUM VITAE

1. DATE PERSONALE

DOLGA Maria-Lia; 22 ianuarie 1955, Hunedoara

Starea civilă: căsătorită, doi copii

2. STUDII

Facultatea: 1974-1979, Facultatea de Electrotehnică, specialitatea Automatică și calculatoare, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara (actualmente Universitatea "Politehnica" din Timișoara)

Colocviu admitere doctorat: februarie 1992, la Universitatea "Politehnica" din Timișoara, conducător științific: prof.dr.ing. Dan PERJU

3. ACTIVITATE IN PRODUCTIE

1979: Schela Extracție Timișoara

1979-1991: Intreprinderea pentru Aparate Electrice de Măsurat, Timișoara

4. ACTIVITATE DIDACTICA

1982-1991, Cadru didactic asociat, Univ. "Politehnica" din Timișoara

1991-până în prezent: șef lucrări, Catedra de Geometrie Descriptivă și Desen Tehnic, Facultatea de Mecanică, Universitatea "Politehnica" din Timișoara

5. PUBLICATII DIDACTICE SI STIINTIFICE

Cărți în edituri: 1

Cursuri: 1

Indrumătoare, culegeri de probleme: 1

Lucrări științifice publicate: 51

Contracte: -

Brevete de invenții și inovații: 7

7. DOMENIUL PROPRIU DE SPECIALIZARE

Traductoare de forță

Sisteme CAD, sisteme CAD inteligente

Grafică tehnică asistată de calculator

8. LIMBI STRĂINE CUNOSCUTE

engleza, franceza, germana

9. APARTENENTA LA ASOCIATII PROFESIONALE

Asociația Română de Teoria Mecanismelor și Mașinilor, AROTMM, afiliată la IFToMM

(Int. Fed. for Theory of Mechanisms and Machines-Milano)

Asociația Danubiano-Adriatică pentru Automatică și Metrologie, DAAAM-Viena