

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA  
FACULTATEA DE MECANICA

ing. Mendel Toma

CONTRIBUTII LA MARIREA CAPACITATII DE PRODUCTIE  
LA MASINILE DE FREZAT CU CONSOLA

Teză de doctorat

BIBLIOTECA CENTRALA  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMISOARA

Conducător științific:  
Profesor emerit dr. ing. SAVII GHEORGHE

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMISOARA

344 818  
214 U.I. - A

Cuprins.

|  | pagina |
|--|--------|
| Prescurtările utilizate  | 4      |
| 1. Introducere   | 8      |
| 2. Probleme generale ale instabilității dinamice la MU   | 10     |
| 2.1 Vibrații forțate datorită unor forțe exterioare  | 10     |
| 2.2 Vibrații forțate datorită unor forțe interioare  | 11     |
| 2.3 Vibrații autoexcitate cauzate de caracteristica negativă a forței de aşchiere în funcție de viteză | 12     |
| 2.4 Vibrații autoexcitate cauzate de formarea și ruperea periodică a adausului pe tăiş                 | 13     |
| 2.5 Vibrații autoexcitate cauzate de mișcarea sacadată   | 15     |
| 2.6 Vibrații autoexcitate cauzate de efectul regenerativ   | 17     |
| 2.6.1 Variația grosimii aşchiei  | 17     |
| 2.6.2 Variația forței de aşchiere  | 18     |
| 2.6.3 Comportarea structurii   | 20     |
| 2.6.4 Schema bloc a sistemului dinamic închis MUPDS  | 23     |
| 2.6.5 Stabilitatea sistemului MUPDS  | 24     |
| 2.7 Vibrații autoexcitate cauzate de cuplarea poziției   | 26     |
| 2.8 Concluzii parțiale   | 27     |
| 3. Factori, cari influențează comportarea la vibrații  | 28     |
| 3.1 Influențele condiționate de mașină   | 29     |
| 3.1.1 Cedarea dinamică a mașinii   | 29     |
| 3.1.2 Fundația   | 31     |
| 3.1.3 Poziția ansamblelor MU   | 31     |
| 3.1.4 Turația arborilor  | 32     |
| 3.1.5 Deplasarea saniilor și meselor   | 32     |
| 3.1.6 Jocuri, ajustaje ușoare, influențe de neliniaritate  | 33     |
| 3.1.7 Temperatura de regim   | 33     |
| 3.1.8 Fixarea piesei   | 34     |
| 3.2 Influențe ale parametrilor piesei  | 34     |
| 3.2.1 Materialul piesei. Valoarea coeficientului $k_c$   | 34     |
| 3.2.2 Cedarea piesei   | 34     |
| 3.2.3 Masa piesei  | 35     |
| 3.3 Influențe condiționate de orientarea direcțională  | 36     |
| 3.3.1 Influența unghiului de atac  | 37     |
| 3.3.2 Poziția sculei față de piesă   | 38     |

|        |   |     |
|--------|---|-----|
| 3.4    | Influențe condiționate de PA și S   | 38  |
| 3.4.1  | Influența PA asupra mării rigidității sistemului  | 39  |
| 3.4.2  | Influența avansului   | 40  |
| 3.4.3  | Geometria sculei  | 40  |
| 3.4.4  | Influența uzurii tăișului   | 41  |
| 3.4.5  | Influența vitezei de așchiere   | 42  |
| 3.5    | Concluzii parțiale  | 42  |
| 4.     | Cercetarea prin așchiere a comportării dinamice a unei mașini de frezat verticale                                 | 43  |
| 4.1    | Condițiile stabilite pentru efectuarea încercărilor   | 43  |
| 4.1.1  | Materialul și forma piesei  | 43  |
| 4.1.2  | Scula folosită  | 44  |
| 4.1.3  | Fixarea piesei și sculei  | 45  |
| 4.1.4  | Aparate de măsură și control  | 45  |
| 4.2    | Metodica folosită la încercări  | 46  |
| 4.3    | Analiza datelor obținute experimental   | 49  |
| 4.4    | Evaluarea rezultatelor și unele constatări  | 54  |
| 4.5    | Concluzii parțiale  | 62  |
| 5.     | Cercetarea comportării dinamice a mașinilor de frezat cu consolă, prin măsurarea funcțiilor de transfer a cedării | 64  |
| 5.1    | Standul de încercări și cercetare   | 65  |
| 5.1.1  | Unitatea de pompare   | 68  |
| 5.1.2  | Amplificatorul electrohidraulic   | 73  |
| 5.1.3  | Unitatea de comandă a AEH   | 77  |
| 5.1.4  | Generatorul de frecvență  | 78  |
| 5.1.5  | Excitatorul   | 79  |
| 5.1.6  | Traductorul de forță  | 82  |
| 5.1.7  | Traductorii de deplasare  | 87  |
| 5.1.8  | Punțile de măsurare   | 89  |
| 5.1.9  | Oscilograf  | 90  |
| 5.1.10 | Osciloscopul  | 90  |
| 5.2    | Metodica folosită la încercări  | 93  |
| 5.3    | Reprezentarea rezultatelor încercărilor   | 94  |
| 5.3.1  | Curbele de rezonanță  | 94  |
| 5.3.2  | Caracteristica frecvențială amplitudine-fază  | 99  |
| 5.4    | Valori caracteristice dinamice ale structurii   | 104 |

|       |  |     |
|-------|--|-----|
| 6.    | Ridicarea nodurilor de vibrații  | 107 |
| 6.1   | Standul de probă pentru ridicarea deformatei   | 108 |
| 6.2   | metoda de lucru pentru ridicarea deformatei  | 109 |
| 6.3   | Reprezentarea deformatei nodurilor de vibrații   | 111 |
| 6.4   | Reprezentarea amplitudinilor unor noduri importante  | 118 |
| 7.    | Considerații privind construcția mașinii   | 123 |
| 7.1   | Evaluarea rezultatelor cercetarilor  | 123 |
| 7.1.1 | Analiza curbelor de rezonanță  | 123 |
| 7.1.2 | Analiza caracteristicilor frecvențiale amplitudine-fază                                    | 125 |
| 7.1.3 | Analiza valorilor caracteristice ale modurilor de vibrații                                 | 126 |
| 7.1.4 | Analiza deformatelor modurilor de vibrații   | 131 |
| 7.2   | Concluzii privind construcția mașinilor analizate  | 140 |
| 8.    | Considerații privind procesul tehnologic de frezare  | 144 |
| 8.1   | Analiza dinamică a procesului tehnologic de frezare  | 144 |
| 8.2   | Schema bloc a circuitului de reacție al PT de frezare                                      | 152 |
| 8.3   | Analiza stabilității dinamice a sistemului MUPDS   | 154 |
| 8.4   | Ridicarea diagramei de stabilitate   | 158 |
| 8.4.1 | Domeniul de lucru  | 158 |
| 8.4.2 | Calculul și reprezentarea coeficienților direcționali                                      | 161 |
| 8.4.3 | Calculul părții reale și imaginare a FT a cedării dinamice directe și transversale         | 163 |
| 8.4.4 | Calculul și reprezentarea grafică a rT a cedării dinamice orientate                        | 168 |
| 8.4.5 | Calculul șirului $wz$ și $nz$ și reprezentarea diagramei de stabilitate                    | 175 |
| 8.5   | Concluzii privind procesul tehnologic, în lumina analizei stabilității dinamice la frezare | 178 |
| 9.    | Concluzii finale   | 184 |
|       | Bibliografie   | 190 |
|       | Anexe  | I   |

Prescurtări folosite.Prescurtări de text.

|       |  |
|-------|--|
| AEH   | amplificator electro-hidraulic               |
| CFAF  | caracteristica frecvențială amplitudine-fază |
| D     | dispozitiv                                   |
| DVP   | direcția vibrației proprii                   |
| FT    | funcție de transfer                          |
| GF    | generator de frecvență                       |
| MU    | mașină unealtă                               |
| MUPDS | mașină unealtă - piesă - dispozitiv - sculă  |
| MV    | mod de vibrație                              |
| P     | piesă  |
| PA    | procesul de aşchiere                         |
| PH    | panou hidraulic                              |
| S     | sculă  |
| SE    | sistem elastic                               |
| UC    | unitatea de comandă                          |

Indici.

|          |  |
|----------|--|
| din      | dinamic                                  |
| gl       | grad de libertate                        |
| i        | corespunzător tăişului al i-lea          |
| im       | imaginar                                 |
| Im { }   | partea imaginară a lui                   |
| instab   | instabil                                 |
| i, j, k, | indici generalizați                      |
| lin      | limită                                   |
| m        | medie                                    |
| max      | maxim                                    |
| min      | minim                                    |
| neg      | negativ                                  |
| r        | real                                     |
| Re { }   | partea reală a lui                       |
| stab     | stabil                                   |
| stat     | static                                   |
| x, y, z, | proiecții pe axele de coordonate x, y, z |

Litere mari.

|                 |   |  |
|-----------------|---|--|
| $A_0$           | CFAF orientată a cedării dinamice   |  |
| $B$             | lățimea semifabricatului  | mm                                     |
| $C_d$           | lungimea de contact a așchii cu depunerea pe tăiș                                     | mm                                     |
| $C_l$           | lungimea de contact a așchii cu fața de degajare a cuțitului și depunerea pe tăiș     | mm                                     |
| $D$             | diametrul frezei  | mm                                     |
| $D, D_1, D_2$   | raport de amortizare  |  |
| $F_0(i\omega)$  | FT $G_{jk}$ deschisă  |  |
| $F_r$           | forța dezvoltată în sistemul elastic  | kgf                                    |
| $F_s$           | forța de frecare statică  | kgf                                    |
| $G_{jk}$        | FT a cedării dinamice a structurii  | $\mu\text{m}/\text{kgf}$               |
| $h$             | lățimea cu care freza depășește semifabricatul pe partea de intrare                   | mm                                     |
| $K$             | constanta elastică  | $\text{kgf}/\mu\text{m}$               |
| $\cdot K$       | constanta de proporționalitate a marcii tensometrice                                  |  |
| $M$             | masă / suplimentara /   | $\text{kgf}\cdot\text{sec}^2/\text{m}$ |
| $N$             | forță normală / pe suprafața de frecare /   | kgf                                    |
| $N_{cs}$        | grad de acoperire dinți freză în piesă  |  |
| $P$             | forță   | kgf                                    |
| $P/t/$          | forța de așchiere dinamică / rezultantă /   | kgf                                    |
| $P_k$           | punct critic al locului de transfer   |  |
| $P_x, P_y, P_z$ | proiecțiile pe axele de coordonate respective ale forței de așchiere / de excitație / | kgf                                    |
| $R_1 \dots R_4$ | Rezistențe electrice / mărci tensometrici /   | ohm                                    |
| $R_{kj}$        | coeficienți direcționali  |  |
| $S$             | imaginea Laplace a lui $s$  |  |
| $T$             | timp de întârziere / decalaj /, între două muchii de tăiere consecutive               | sec                                    |
| $U$             | tensiunea sursei de alimentare  | volt                                   |
| $U$             | amplitudinea pătrunderii cuțitului în piesă   | mm                                     |
| $U$             | viteza de pătrundere a cuțitului în piesă   | mm/sec                                 |
| $V$             | tensiunea între nodurile punții Wheatston   | volt                                   |
| $W_a$           | FT a procesului de formare a așchiilor  |  |
| $W_h$           | FT a procesului de formare a depunerii pe tăiș  |  |
| $W_\mu$         | FT a influenței termice în condițiile formării depunerii pe tăiș                      |  |
| $Y$             | imaginea Laplace a lui $y$  |  |

Litere mici.

|  |   |                         |
|--|---|-------------------------|
| a  | lungimea cursei de ieşire a frezei din piesă                                  | mm                      |
| a <sub>1</sub>   | variaţia grosimii aşchiei   | mm                      |
| a <sub>3</sub>   | variaţia grosimii stratului de aşchiat  | mm                      |
| c  | cedarea specifică / relativă /  | µ/kgf                   |
| c, c <sub>1</sub> , c <sub>2</sub> , ...                       | coeficienţi de amortizare ai MV al structurii                                 | kgf.sec/cm              |
| d  | raport de amortizare  |                         |
| d <sub>1</sub> , d <sub>2</sub>                                | diametre / piston, tijă excitator /   | mm                      |
| f <sub>0</sub>   | frecvenţa proprie / critică /   | Hz                      |
| h  | înălţimea depunerii pe tăiş   | mm                      |
| i <sub>1</sub> , i <sub>2</sub>                                | intensitate de curent   | mA                      |
| i, j,  | $\sqrt{-1}$   |                         |
| j, k,  | indice de număr curent  |                         |
| k, k <sub>1</sub> , k <sub>2</sub> , ...                       | constanta elastică a MV al structurii   | kgf/µ                   |
| k <sub>c</sub>   | coeficientul dinamic al forţei de aşchiere                                    | kgf/cm <sup>2</sup>     |
| k <sub>cw</sub>  | coeficientul dinamic al forţei de aşchiere raportat la adâncimea de aşchiere  | kgf/cm                  |
| m  | masa echivalentă a MV   | kgf.sec <sup>2</sup> /m |
| m  | parametru / m = 0, 1, ... 7, /  |                         |
| n  | turaţia frezei  | rot/min                 |
| p  | presiune / hidraulică /   | kgf/cm <sup>2</sup>     |
| s  | operatorul Laplace  |                         |
| s  | grosimea instantanee a aşchiei  | mm                      |
| s <sub>0</sub>   | grosimea reglată a aşchiei  | mm                      |
| s <sub>z</sub>   | avansul pe un dinte al frezei   | mm                      |
| Δs   | element de arc al curbei CFAP   | rad                     |
| t  | timp  | sec                     |
| u <sub>i</sub> /t/<br>i=x,y,z,                                 | proiecţii ale variaţiei grosimii de aşchiere                                  | mm                      |
| v  | viteză / de aşchiere, de alunecare, ... /                                     | m/sec                   |
| v <sub>a</sub>   | viteză de alunecare constantă   | mm/sec                  |
| v <sub>ar</sub>  | viteză de alunecare relativă  | mm/sec                  |
| v <sub>sl</sub>  | viteză de alunecare / slip /  | mm/sec                  |
| w  | adâncimea de aşchiere   | mm                      |
| x, y, z,   | direcţii ale axelor de coordonate   |                         |
| x, y, z,   | deplasări relative între S-P, în direcţia axelor de coordonate respective     | mm                      |
| x <sub>q</sub> , y <sub>q</sub> , z <sub>q</sub> ,<br>q=1...50 | amplitudinile punctelor de măsurare la ridicarea deformatelor MV a structurii | µm                      |
| z  | numărul de dinţi al frezei  |                         |

|       |                                    |
|-------|------------------------------------|
| $z_c$ | numărul de dinți în atac al frezei |
| $z_e$ | mărimă de ieșire                   |
| $z_i$ | mărimă de intrare                  |

Litere grecești.

|                                       |   |                     |
|---------------------------------------|---|---------------------|
| $\alpha$                              | unghiul dintre rezultanta forței de așchiere și planul x y                          | grade               |
| $\alpha$                              | unghiul de așezare al cuțitului   | grade               |
| $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots$ | unghiul ce determină direcția unui MV față de normala pe suprafața așchiată         | grade               |
| $\beta$                               | unghiul dintre rezultanta forței de așchiere și normala pe suprafața așchiată       | grade               |
| $\beta$                               | unghiul de tăiere   | grade               |
| $\delta$                              | unghiul de degajare al cuțitului  | grade               |
| $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots$ | raporturile de amortizare a MV al structurii  |                     |
| $\epsilon$                            | pasul unghiular al normalei pe suprafața așchiată                                   | grade               |
| $\epsilon$                            | alungirea specifică   |                     |
| $\eta$                                | randament   |                     |
| $\theta$                              | temperatură   | °C                  |
| $\theta_1, \theta_2,$                 | unghiurile corespunzătoare elementelor de arc s al CFAF                             | grade               |
| $\alpha$                              | unghiul de atac al cuțitului  | grade               |
| $\alpha'$                             | unghiul complementar de atac al cuțitului   | grade               |
| $\mu$                                 | factor de acoperire   |                     |
| $\mu$                                 | coeficient mediu de frecare   |                     |
| $\mu_{as}$                            | coeficient de frecare static  |                     |
| $\mu_{ak}$                            | coeficient de frecare cinetic   |                     |
| $\xi_i$                               | unghiul ce determină direcția axei de cedare principală față de axele de coordonate | grade               |
| $\sigma$                              | rezistența la întindere/compresiune   | kgf/cm <sup>2</sup> |
| $\tilde{G}$                           | timp de decalaj între 2 muchii de tăiere  | sec                 |
| $\phi$                                | defazaj între semnalul de intrare și ieșire   | grade               |
| $\varphi$                             | saltul geometric dintre turații / avansuri /  |                     |
| $\varphi$                             | poziția tăișului cuțitului în planul x y  | grade               |
| $\varphi_E$                           | unghiul sub care freza parăsește piesa  | grade               |
| $\varphi_I$                           | unghiul sub care freza intră în piesă   | grade               |
| $\psi$                                | defazaj dintre forța de așchiere și variația grosimii de așchie                     | grade               |
| $\psi$                                | direcția rezultantei medii a forței de așchiere în planul x y                       | grade               |
| $\omega$                              | pulsație / frecvență circulară /  | 1/sec               |
| $\omega_0$                            | pulsație / frecvență circulară / proprie  | 1/sec               |



## 1. Introducere.

Evoluția ascendentă a productivității muncii în domeniul tehnologiei prelucrării prin așchiere, s-a produs sub forma unor salturi calitative, acestea fiind rezultatele unor acumulări cantitative lente, dar perseverente în domeniul practicii uzinale, îmbinată cu munca de concepție și cercetarea științifică.

Realizarea și extinderea sculelor armate cu carburi metalice, a permis creșterea vitezei de așchiere precum și a secțiunii așchierii de 3-5 ori. Aceasta a adus cu sine: motoare de antrenare mai puternice, lanțuri cinematice robuste, batiuri, carcasi rigide. Ponderea timpului de bază scade. Urmează diminuarea ponderii timpului auxiliar prin: dispozitive de strângere multipală cu acționare rapidă pe cale mecanică, pneumatică, hidraulică, electrică, înzestrarea lanțului cinematic de avans cu ciclul mecanizat, semiautomat, automat.

valorificarea rezervelor tehnologice continuă prin extinderea numărului sculelor, respectiv al arborilor principali sau al unităților de forță aflați simultan în lucru, scule cu mai multe tășuri, scule combinate, toate acestea contribuind la diminuarea în continuare a timpului de bază. În domeniul timpului auxiliar, folosirea comenzilor cu program, și mai recent a comenzilor numerice, iar la timpul de bază a comenzii adaptive, pare să dovedească că creșterea productivității muncii s-ar apropia de un plafon. Acest lucru pare verosimil, mai ales pentru faptul că ultimii pași enumerați prin cari se obțin în continuare creșteri de productivitate, sînt tot mai costisitoare, iar la actualul stadiu al tehnicii, numai creșterea productivității, nu justifică la majoritatea mașinilor unelte, aceste perfecționări costisitoare, ci alte considerente ca: precizia prelucrării, diversificarea produselor, lipsă de personal, operativitatea comercială față de beneficiari ș.a.

Există un domeniu vast, prea puțin explorat, în care numai prin alegerea optimă a condițiilor tehnologice, sau prin realizarea unor modificări constructive relativ modeste a mașinii unelte, se pot obține creșteri însemnate a capacității de așchiere și deci a productivității muncii. Este vorba de comportarea dinamică a sistemului MUPDS.

Destul de frecvent apare starea de instabilitate dinamică a sistemului tehnologic MUPDS , care se manifestă prin apariția unor vibrații în timpul aşchierii. Datorită acestui fenomen, apare: suprasolicitarea și uzura prematură a MU; deteriorarea și apoi uzura prematură a tăişului sculei / Al /; rugozitatea necorespunzătoare a suprafeței prelucrate; influențarea negativă a preciziei de prelucrare; suprasolicitarea acustică a personalului de deservire; etc. Revenirea la o aşchiere fără vibrații, în majoritatea cazurilor se poate realiza prin schimbarea regimului de aşchiere sau a reglării MU, care actualmente duce de obicei la scăderea productivității de aşchiere. Acest efect are însemnătate deosebită la MU cu valoare ridicată, cum sînt MU mari, precum și cele cu comandă numerică.

Extinzînd printr-una sau mai multe metode domeniul stabil al sistemului MUPDS, se crează condiții favorabile creșterii capacității de aşchiere și eliminării influențelor nefavorabile arătate mai sus.

În lucrarea de față se face un studiu al comportării dinamice a mașinilor de frezat cu consola și cu precădere a mașinilor de frezat vertical lucrînd cu freză cilindro-frontală. Acest sistem tehnologic MUPDS, ridică cele mai complexe probleme de comportare dinamică. Metoda de studiu și analiză folosită, are caracter general, astfel orice alt sistem tehnologic MUPDS se va putea analiza ca un caz particular al metodei generale folosite la mașinile de frezat vertical. În cursul lucrării s-au folosit aparate de cercetare științifică comune, aflate la dispoziția multor întreprinderi. În acest sens s-a amenajat un stand de cercetare la Întreprinderea "Unirea" Cluj-Napoca, unde s-au executat lucrările de cercetare a comportării dinamice a unei mașini de frezat vertical tip FV 32 x 132 , în continuare notată ca: FV 32-1 . Un al doilea stand de cercetare s-a amenajat la Întreprinderea Mecanică Cugir, cu aparatul provenită parțial din standul anterior, parțial din dotarea I.M. Cugir, cu care stand s-au executat lucrările de cercetare necesare analizei comportării dinamice la o mașină de același tip ca mai sus, notată ca: FV 32-2 , o mașină de frezat verticală tip: FV 35 x 140 , notată ca: FV 35 , precum și o mașină de frezat universală tip: FU 35 x 140 , notată ca: FU 35. Ultimele două mașini au fost exemplare prototip, aparținătoare unei familii noi de mașini de frezat, toate concepute și realizate la Întreprinderea Mecanică Cugir.

Valorificarea rezultatelor analizei comportării dinamice a mașinilor de frezat cu consolă se face pe două căi: depistarea nodurilor slabe din punct de vedere dinamic a structurii MU și recomandarea unor modificări constructive care să contribuie la creșterea rigidității dinamice în aceste noduri, precum și determinarea domeniilor tehnologice a structurii MU cu stabilitate dinamică ridicată spre a putea oferi tehnologului posibilitatea de a amplasa procesul tehnologic de așchiere, într-una din aceste domenii favorabile. Ambele aceste căi conduc către un prag de stabilitate dinamică mai ridicat și care se materializează prin creșterea grosimii așchiei posibil de detașat în regim stabil-deci fără vibrații, ceea ce duce în mod direct la creșterea capacității de producție la mașinile de frezat cu consolă.

## 2. Probleme generale ale instabilității dinamice la MU.

Instabilitatea sistemului dinamic a MU se manifestă prin apariția în timpul PA a unor mișcări relative între P-S care se suprapun mișcărilor tehnologice reglate / mișcarea de avans, mișcarea de generare a așchiei /. natura excitației acestor vibrații este diversă. Astfel deosebim:

- Vibrații forțate, cauzate de:
  - Forțe exterioare MU
  - Forțe interioare MU
- Vibrații autoexcitate, cauzate de:
  - Caracteristica negativă a  $P = f / v /$
  - Depunerile pe tăiș
  - Mișcarea sacadată / stick-slip /
  - Efectul regenerativ
  - Cuplarea poziției.

### 2.1 Vibrații forțate datorită unor forțe exterioare.

Socuri sau vibrații periodice pot fi generate de utilaje învecinate, prin natura lor generând aceste perturbații, ca: prese, mașini de rabotat și de mortezat, pompe hidraulice etc. și care perturbații se transmit mașinii analizate, prin fundație, sau prin mediul hidraulic. Efectul acestora se poate diminua prin

realizarea unor fundații amortizante, la mașina generatoare sau la mașina receptoare dar se recomandă la ambele mașini. In circuitul hidraulic se recomandă legarea în paralel a unui acumulator cu pernă de gaz în vederea aplanării amplitudinilor pulsațiilor pompei.

## 2.2 Vibrații forțate datorită unor forțe interioare.

Aceste forțe dinamice sînt generate de ansamble sau organe rotative imprecis executate sau montate, desechilibrate, greșeli în lagăre, șocuri la angrenarea roților dințate etc. Aceste surse perturbatoare se pot localiza relativ simplu, pornind de obicei de la frecvența vibrației pe care o generează.

Importanță deosebită au forțele periodice care apar datorită șocurilor de intrare a dinților frezei în piesă unde de obicei raportul B/D este subunitar, precum și datorită variației numărului de dinți ai frezei care se află în contact cu piesa. După cum rezultă din analiza lui [38] Piekenbrink /fig. 2.1/ variația amplitudinii rezultantei forței de

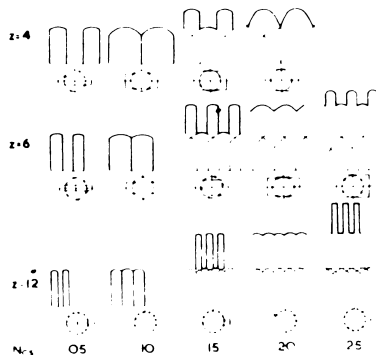


fig. 2.1 [38]

așchiere, este maximă atunci cînd numărul de dinți ai frezei în contact cu piesa, este un multiplu impar de 0,5 și este neglijabilă cînd este un multiplu par de 0,5. Dacă aceste forțe sînt suficient de mari, iar frecvența lor se suprapune peste una din frecvențele proprii a structurii, sistemul intră în rezonanță. Se poate evita acest neajuns prin: asigurarea unui număr întreg de dinți ai frezei în contact cu piesa, sau alegerea unei alte turații de lucru a frezei.

Caracteristica principală a vibrațiilor forțate:

- Sistemul MUPDS vibrează cu frecvența forței de excitație
- Frecvența vibrațiilor este relativ joasă / sub 50 Hz /

- Amplitudinea vibrației poate crește mult, dacă frecvența forței de excitație periodică este în apropierea vreunei frecvențe proprii a mașinei / rezonanță /.

### 2.3 Vibrații autoexcitate cauzate de caracteristica negativă a forței de aşchiere în funcție de viteză.

În cazul vibrațiilor autoexcitate, sistemul tehnologic MUPDS vibrează cu una sau mai multe frecvențe proprii, fără ca asupra sistemului să acționeze forțe perturbatoare din afară.

Una din cauzele care pot provoca vibrații autoexcitate, constituie caracteristica negativă a curbei de variație a forței de aşchiere tangențiale, în funcție de viteză.

Descreșterea forței de aşchiere odată cu creșterea vitezei de aşchiere, creează o forță de amortizare negativă, care poate cauza instabilitatea sistemului și deci apariția autovibrațiilor.

Acest efect poate avea totuși o pondere mai redusă. Dacă de ex. la o amplitudine a vibrației de 0,1 mm la o frecvență de 100 Hz, variația vitezei de aşchiere va fi:

$$v = 2 \cdot 0,1 \text{ mm} \cdot 100 \text{ Hz} \cdot 2 = 126 \text{ mm/sec} = 7,5 \text{ m/min};$$

Variația de viteză de această ordine de mărime, nu va putea cauza o variație a forței care să producă o deformare a structurii în zona de contact S-P. Rezultă că acest gen de vibrații autoexcitate, pot avea efect simțitor, numai în cazuri în care se fac antrenări cu rezistență torsională redusă, sau S și P au rezistență de încovoiere reduse.

Din curbele ridicate de Arnold /fig. 2.2/ rezultă pantă pronunțată în domeniul  $v < 50 \text{ m/min}$ , cece arată ca la viteze-

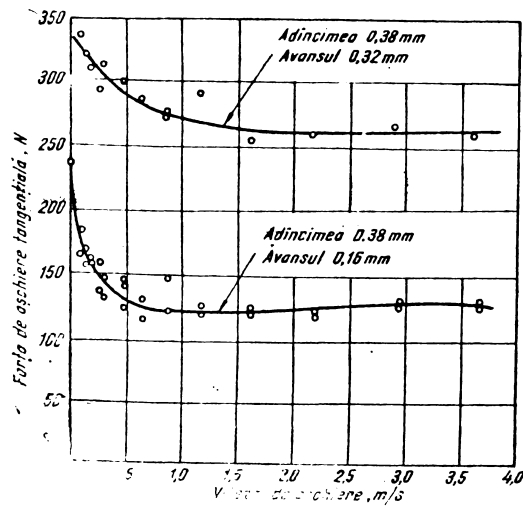


fig. 2.2 [1]

le de aşchiere practicate azi, /cu plăcuțe din carburi metalice/ acest domeniu este evitat, rămânând valabil pentru cazurile de prelucrare cu scule din oțel rapid.

#### 2.4 Vibrații autoexcitate cauzate de formarea și ruperea periodică a adausului pe tăiș.

În anumite condiții, care depind de materialul semifabricatului, geometria sculei, regimul de aşchiere, etc., procesul de aşchiere devine instabil, datorită formării și ruperii depunerilor pe tăiș. Acest fenomen cauzează o variație periodică a grosimii aşchii și deci și a forței de aşchiere care va excita sistemul tehnologic MUPDS. Dacă frecvența periodicității acestui fenomen se situează în apropierea vreunei din frecvențele proprii a structurii, sistemul intră în rezonanță. Pe baza cercetărilor lui Steinberg, Zorev, ș.a. precum și a cercetărilor proprii, Kudinov [20] emite o ipoteză bine argumentată, logică, fundamentată teoretic și verificată experimental, privitoare la mecanismul formării depunerilor pe tăiș./ fig. 2.3 /.

Variația grosimii  $a_d$  a strătului de aşchiat, provocată de partea proeminentă a depunerii, depinde de înălțimea  $h$  a depunerii, și atrage după sine variația grosimii  $a_1$  a aşchii. Odată cu mărirea grosimii aşchii, se mărește și depunerea pe tăiș, adică lungimea de contact  $C_1$  ou fața de degajare și înălțimea  $h$  a depunerii. Pe de altă parte, variază cîmpul de temperatură deoarece se schimbă atât condițiile de producere a căldurii, cît și cele de degajarea ei. Datorită variației temperaturii, se schimbă proprietățile materialului și caracterul interacțiunii dintre aşchie și sculă. Corespunzător vor suferi variații și parametrii depunerii  $C_1$  și  $h$ . Prin suprapunerea celor două cai de influență, rezultă variația totală a înălțimii depunerii  $h$ , ca funcție de variația grosimii aşchii. În acest fel, sistemul de deformare se compune din două circuite de legătură - unul de deformare și altul

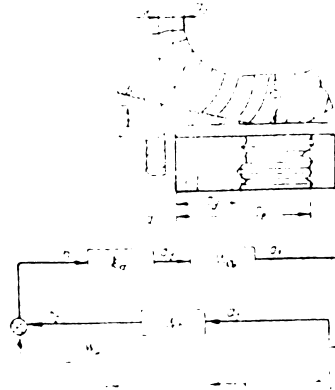


fig. 2.3 [20]

termic. In zona de contact a aşchii cu faţa de degajare a cuţitului, se formează aşa numitul strat de curgere / fig 2.4 /. S-a constatat că datorita legilor de transmitere a căldurii, temperatura maximă va fi în interiorul aşchii, la jumătatea grosimii stratului de curgere şi nu pe suprafaţa de contact a aşchii cu

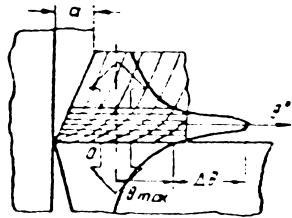


fig. 2.4 [63]

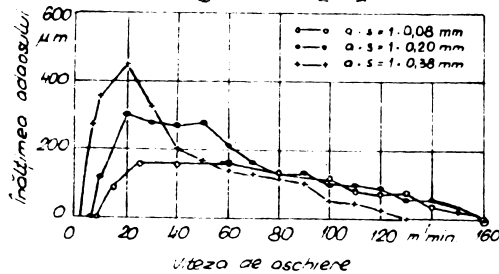


fig. 2.5 [58]

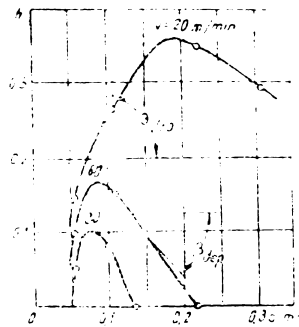


fig. 2.6 [11]

cuţitul. Diferența de temperatură dintre aceste două straturi, poate atinge valori mari / chiar și  $400^{\circ}$  / temperatura din interior putând depăși cea de recristalizare. În această zonă se produce o alunecare a materialului, iar la suprafața cuţitului materialul ecruseat adera de acesta formând depunerea.

Fenomenul se poate evita sau diminua prin:

- Schimbarea geometriei sculei /  $\Delta \gamma$  /.
- Variația regimului de aşchiere /  $v, s$  / / fig. 2.5; 2.6/
- Utilizarea lichidelor de răcire și ungere
- Încălzirea artificială a sculei
- Vibrarea ultrasonoră artificială a sculei.

Din diagramele 2.5 și 2.6 rezultă variația înălțimii depunerii în funcție de viteză, precum și de grosimea aşchii, mai pronunțată în domeniul vitezelor mici. Se pare că acest fenomen nu are caracter general, se limitează la regimurile de aşchiere proprii sculelor din oțel rapid.

## 2.5 Vibrații autoexcitate cauzate de mișcare sacadată.

La viteze mici de alunecare, în condițiile frecării uscate, mixte sau limită, mișcarea poate fi însoțită de anumite intermitențe sau sacadări. Fenomenul denumit și stick-slip, influențează negativ uniformitatea avansului, starea suprafeței ghidajelor, calitatea suprafețelor prelucrate, precizia de lucru etc. Neuniformitatea avansului cauzează variația grosimii așchii, deci și a forței de așchiere care va excita structura MU cu frecvența mișcării sacadate. Dacă această frecvență este apropiată de una din frecvențele proprii a sistemului tehnologic MUDPS, acesta va intra în rezonanță.

Coulomb a sesizat că valoarea forței necesare pentru a provoca mișcarea, este superioară celei pentru a menține mișcarea. Tot de atunci se disting două feluri de coeficienți de frecare: static și cinetic. Parker a pus în evidență variația coeficientului de frecare static cu viteza de aplicare a forței tangențiale. Admițând un sistem mecanic elastic echivalent, ca în fig. 2.7

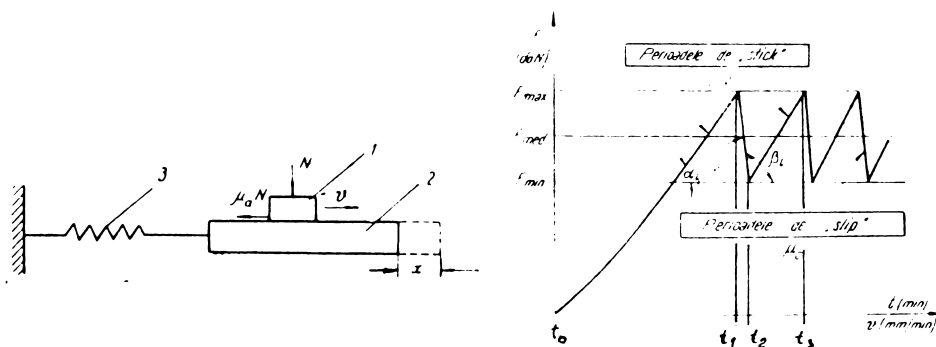


fig. 2.7

fig. 2.8

alunecarea epruvetei mobile 1, cu o viteză constantă  $v_a$ , pe epruveta suport 2, inițial în repaus, poate provoca o variație a forței de frecare  $f$  ca în fig. 2.8 / care produce intermitența alunecării denumită stick-slip / lipire-alunecare /.

La începutul mișcării /  $t=t_0$  și  $v_0=0$  / la interfața de contact a cuplei de frecare, datorită sarcinii  $N$ , acționează forța de frecare statică:  $F_s = \mu_{as} N$  / 2.1 /

În prezența acestei forțe se constată că în perioada  $t_0 - t_1$  ambele elemente 1 și 2 ale cuplei de frecare, par lipite / stick /



și se deplasează împreună cu viteza  $v_a$  impusă de sistemul de antrenare, iar resortul 3, de rigiditate  $K$  este deformat în direcția mișcării, săgeata sa fiind:

$$x_1 = \frac{N}{K} \mu_{as} \quad / 2.2 /$$

/ordonata punctului 1 /

În momentul  $t_1$  forța  $F_r$  dezvoltată în sistemul elastic, depășește valoarea forței de frecare  $F_s$

$$F_r = K \cdot x > F_s \quad / 2.3 /$$

iar epruveta mobilă 2, de masă  $m$  se desprinde, deplasându-se în sens contrar vectorului  $v$ . În perioada de alunecare  $t_1 - t_2$  / slip / , viteza medie de slip depășește cu mult viteza de antrenare /  $v_{sl} \gg v$  / iar valoarea medie a coeficientului de frecare cinetic  $\mu_{ak} > \mu_{as}$ . În momentul  $t_2$  în care viteza relativă de alunecare dintre cele două suprafețe devine  $v_{ar} = 0$ , cupla de frecare execută o nouă perioadă de lipire /stick/  $t_2 - t_3$  și procesul continuă. Coeficientul static de frecare corespunde perioadei de lipire, iar cel cinetic perioadei de alunecare /fig. 2.8/

Stick-slipul se explică în general prin fenomene de aderență, prin formarea unor punți de sudură. Apare la viteze mici  $v_a = 0,18 - 180$  mm/min. deoarece punțile de sudură pot rezista numai la o disipare rapidă a energiei calorice, corespunzătoare unor timpi de răcire de ordinul  $10^{-7} - 10^{-4}$  s.

Raportul între coeficientul de frecare static și cinetic denumit coeficientul de stick-slip, semnalizează apariția sau nu a fenomenului. Astfel pentru:

$\frac{\mu_{as}}{\mu_{ak}} \geq 1$  se consideră că alunecarea va fi însoțită de intermitență, iar pentru  $\frac{\mu_{as}}{\mu_{ak}} < 1$  stick-slipul se consideră practic amortizat.

Cercetările experimentale au stabilit, ca dacă se depășește viteza relativă de alunecare la care se poate produce stick-slipul, urmează o zonă de viteze de alunecare fără sacadări /zona II/. Cu viteza de alunecare crescândă alunecarea devine <sup>iarăși</sup> intermitentă pe zona III / fig. 2.9 / fenomenul fiind

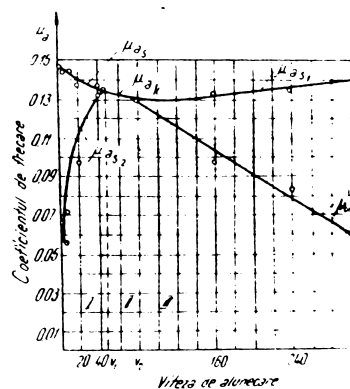


fig. 2.9

denumit: alunecare cu autovibrații. Aci condițiilor de stick-slip l-i se asociază o anumită valoare a coeficientului de rigiditate. Acest fenomen vibratoriu poate fi amortizat, dacă curba de variație a coeficientului de frecare în funcție de viteză este ascendentă și autoexcitat pe porțiunea descendentă a curbei / amortizare negativă /. și apar autovibrații.

Domeniul vitezelor de alunecare fără mișcare sacadată, se poate extinde prin: modificarea calității lubrefiantului /viscozitate, onctuositate /, rigidității, rugozității. Efectul negativ produs prin apariția mișcării sacadate se mai poate evita prin unele măsuri tehnologice, cum ar fi: Tipul și direcția prelucrării ghidajelor, utilizarea unor lubrefianți cu bisulfură de molibden, placarea cu plăci de politetrafluoretilen a suprafeței de ghidare a saniei, etc. [34]

## 2.6 Vibrații autoexcitate cauzate de efectul regenerativ.

O variație a forței de așchiere, sau vibrația fundației, poate cauza o mișcare vibratorie proprie descrescândă și care are ca efect, o suprafață așchiată armonică. La trecerea următoare, tăișul va detașa de pe această suprafață sinusoidală, o grosime a așchiei cu o modulație având frecvența egală cu frecvența proprie a sistemului MUDPS. Variațiile forței de așchiere ce rezultă, excită din nou mașina la frecvența proprie, care va avea iarăși ca urmare, ondulații sinusoidale ale suprafeței așchiate.

În cazul ca amortizarea sistemului este suficientă, fenomenul se stinge - PA va fi stabil. Dacă amortizarea sistemului este insuficientă și nu poate stinge acest proces, oscilațiile cresc - PA va fi instabil. Defazajul dintre ondulația nou creată și cea precedentă are rol hotărâtor. Deoarece detașarea nouă de așchie, de pe suprafața anterior produsă, menține procesul de vibrație, fenomenul se numește vibrație regenerativă.

Sînt importante din acest punct de vedere, deplasările care generează variația grosimii așchiei, deci cele perpendiculare pe suprafața așchiată. / Deplasările în direcția vitezei au influență neînsemnată asupra comportării la stabilitate, precum rezultă din subcapitolul 2.3 /.

### 2.5.1 Variația grosimii așchiei.

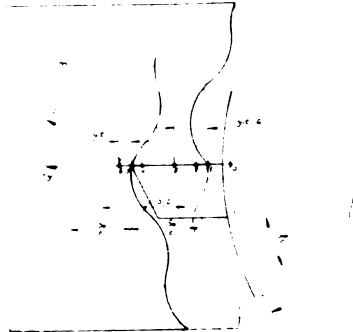


fig. 2.10

Pentru cazul, cînd factorul de acoperire  $\mu \neq 0$  și avansul de bază  $s_0$  - datorita uzurii sculei - este o funcție de timp, adică  $s_0/t/$ , valoarea instantanee a grosimii așchii se poate exprima / fig. 2.10 / :

$$s/t/ = s_0/t/ - y/t/ + \mu \cdot y/t-\zeta/ \quad / 2.4 /$$

iar transformata Laplace a acesteia este

$$s/s/ = S_0/s/ - Y/s/ + \mu \cdot e^{-\zeta s} \cdot Y/s/ \quad / 2.5 /$$

/ aici  $s$  este deja operatorul Laplace /, sau scriind

$$S_0/s/ - s/s/ = Y/s/ \cdot / 1 - \mu \cdot e^{-\zeta s} / \quad / 2.6 /$$

funcția de transfer a variației grosimii așchii va avea forma:

$$\frac{Y/s/}{S_0/s/ - s/s/} = \frac{1}{1 - \mu \cdot e^{-\zeta s}} \quad / 2.7 /$$

### 2.6.2 variația forței de așchiere.

forța de așchiere rezultantă  $P/t/$ , / desigur și componentele ei / depinde de grosimea instantanee a așchii în condițiile caracterului dinamic a procesului de așchiere. Ecuațiile diferențiale care ar putea descrie comportarea dinamică a PA n-au fost încă elucidate în suficientă măsură de către fizica tăierii metalelor. Deși s-au desfășurat numeroase și ample cercetări în URSS, CSSR, Anglia, SUA, RFG, încă nu a fost publicat un rezultat

experimental definitiv. Din considerente practice, s-a convenit exprimarea forței de aşchiere prin relații de forma:

$$P/t/ = k_c \cdot s/t/ \quad / 2.8 /$$

unde  $k_c$  = rigiditate de tăiere, care cuprinde influențele medii ale celorlalți parametri, în afara grosimii aşchierii.

Merchant [28] neglijînd partea dinamică, consideră "rigiditatea orientată statică a aşchierii" ceace ar corespunde coeficientului  $k_s$  a lui Tobias [54]. Tobias se dovedește a fi foarte realist, exprimînd variația forței de aşchiere cu meticulozitate sub forma:

$$dP_x = z_c \cdot k_1^x \cdot x/t/ - \mu \cdot x/t - \frac{T}{z} + z_c \frac{K_\Omega}{R} - K^x \frac{2\sqrt{h}}{z\Omega} \frac{dx}{dt} \quad / 2.9 /$$

luînd în considerație caracterul dinamic a PA prin :

$k_1^x$  = coeficientul dinamic de proporționalitate a forței de aşchiere, față de variația grosimii aşchierii.

$K^x$  = coeficient proporțional cu efectul de pătrundere a S în P și care are efect amortizator, / sau invers / luînd în considerație factorii cari pot concura la acesta / turație, avans, geometria sculei, corelația S-P etc. / și

$K_\Omega$  = coeficient funcție de viteza care determină natura PA / aşchie de forfecare, de curgere, adaus pe tăiş /.

Relația lui Tobias este totuși greoaie, determinarea coeficienților fiind laborioasă.

Polacek și Slavicek [39] în C SSR, Peters, Vanherck și Van Brussel [36] în Olanda, Werntze [62] în RFG, ș.a. au elaborat metode și standuri, pentru determinarea experimentală a coeficientului dinamic de aşchiere / rigiditatea dinamică de aşchiere / asigurînd de data asta în mod fidel relația / 2.8 /. Aceste cercetări au stabilit că relația pînă atunci folosită:

$$k_c = \frac{P/t/}{s/t/} \quad / 2.10 /$$

în care  $k_c$  este determinat ca un simplu factor de proporționalitate dintre variația forței de aşchiere și variația grosimii aşchierii, este valabilă numai în anumite condiții, îndeosebi la frecvențe relativ scăzute. În domeniul frecvențelor mai ridicate, s-a constatat dependența lui  $k_c$  de frecvență atît ca mărime cît și ca fază și astfel relația lui  $k_c$  se va putea exprima prin:

$$k_c / i\omega / = \frac{P}{s} / i\omega / = \frac{P}{s} / \cdot e^{i\gamma/\omega} / \quad / 2.11 /$$

Se ia în considerare adâncimea așchii  $w$  care a stat la baza determinării experimentale și se obține coeficientul dinamic de așchiere relativ, sub forma:

$$k_{cw}/i\omega/ = \frac{k_c}{w} /i\omega/ = \frac{P}{w \cdot s} /i\omega/ \quad / 2.12 /$$

ceace este o constantă a materialului semifabricatului în condițiile PA ales. Acesta se poate reprezenta sub forma unei CFAF a vectorului  $\frac{P}{w \cdot s}$  cu unghiul de defazaj  $\psi$  avînd ca parametru, frecvența  $\omega$ . Acest defazaj se menține la o valoare de cca.  $10^\circ$  într-un domeniu larg / 70 - 400 Hz / ceace permite să se considere constantă și chiar sa se neglijeze îndeosebi sub 100 Hz. Cu atît mai mult, cu cît Blankenstein [4] a constatat, că odată cu variația vitezei de așchiere, componentele statice a forței de așchiere rămîn aproape neschimbate, pînă cînd forțele dinamice variază pronunțat. Ele scad cu creșterea vitezei, astfel la viteze de peste 100 m/min ponderea forței de așchiere dinamice este doar de 5% față de forța de așchiere statică, în schimb cu scăderea vitezei, ponderea forței de așchiere dinamice poate atinge 50% din ponderea forței statice./ fig.2.11/.

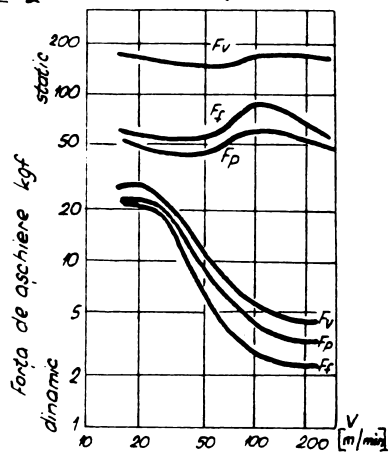


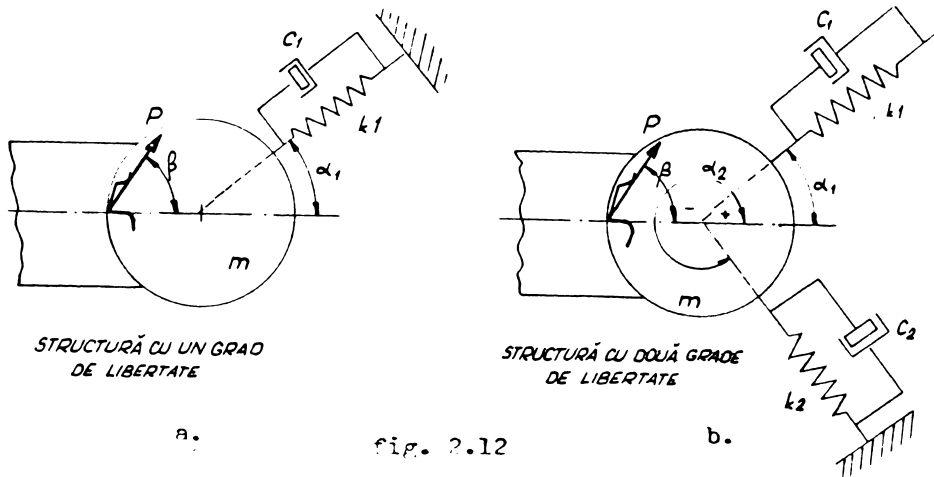
fig. 2.11 [4]

### 2.6.3. Comportarea structurii.

Variația forței de așchiere - cauzată de aceea a grosimii așchii - va acționa asupra structurii MU /SE/, provocînd deplasări reciproce într S-P. Caracteristica cedării dinamice a structurii este importantă în cercetarea vibrațiilor.

Structurile MU sînt sisteme continue a căror comportare este descrisă prin ecuații diferențiale parțiale. Aceste ecuații sînt complicate, avînd condiții limită precum și restricții complexe. În majoritatea cazurilor însă, cedare<sup>a</sup> dinamică poate fi aproximată corespunzător, prin folosirea unei analize cu parametri concentrați. Folosind legea de mișcare, dedusă din legea II-a a lui Newton, pentru o structură cu un singur grad de libertate, /fig. 2.12a/ avem :

## COMPORTAREA STRUCTURII



$$P/t/\cos/\alpha_1 - \beta/ = m \frac{d^2}{dt^2} \left[ \frac{y/t/}{\cos \alpha_1} \right] + c_1 \frac{d}{dt} \left[ \frac{y/t/}{\cos \alpha_1} \right] + k_1 \left[ \frac{y/t/}{\cos \alpha_1} \right] \quad / 2.13 /$$

Folosind transformata Laplace, rezultă :

$$P/s/\cos/\alpha_1 - \beta/ = \frac{Y/s/}{\cos \alpha_1} / ms^2 + c_1 s + k_1 / \quad / 2.14 /$$

De unde rezultă funcția de transfer a cedării dinamice :

$$\frac{Y/s/}{P/s/} = \frac{\cos / \alpha_1 - \beta / \cos \alpha_1}{m \cdot s^2 + c_1 s + k_1} \quad / 2.15 /$$

Inlocuind:  $\xi_1 = \cos / \alpha_1 - \beta / \cos \alpha_1$  ;  $\omega_1^2 = \frac{k_1}{m}$  ;

$$\zeta_1 = \frac{c_1}{2\sqrt{k_1 \cdot m}} ; \quad \frac{1}{k_m} = \frac{\xi_1}{k_1} ; \quad \text{se obține :}$$

$$\frac{Y/s/}{P/s/} = \frac{1}{k_m \left[ \frac{s^2}{\omega_1^2} + 2 \frac{\zeta_1 \cdot s}{\omega_1} + 1 \right]} \quad / 2.16 /$$

Cedarea dinamică a structurii cu două grade de libertate / fig. 2.12.b / reprezentat similar printr-un model cu parametri concentrați, va avea forma :

$$\frac{Y/s/}{P/s/} = \frac{\xi_1}{k_1 \left[ \frac{s^2}{\omega_1^2} + 2 \frac{\zeta_1 \cdot s}{\omega_1} + 1 \right]} + \frac{\xi_2}{k_2 \left[ \frac{s^2}{\omega_2^2} + 2 \frac{\zeta_2 \cdot s}{\omega_2} + 1 \right]} \quad / 2.17 /$$

unde :

$$\begin{aligned} \xi_1 &= \cos \alpha_1 - \beta / \cos \alpha_1 ; \omega_1^2 = k_1 m ; \delta_1 = \frac{c_1}{2 \sqrt{k_1 m}} ; \\ \xi_2 &= \cos \alpha_2 - \beta / \cos \alpha_2 ; \omega_2^2 = k_2 m ; \delta_2 = \frac{c_2}{2 \sqrt{k_2 m}} ; \end{aligned}$$

Partea dreaptă a ecuației / 2.17 / se poate scrie cu numitor comun, pentru a obține forma convențională a funcției de transfer constant în timp. [29], [48]. Prin urmare

$$\frac{Y/s/}{P/s/} = \frac{\frac{s^2}{\omega_a^2} + \frac{2\delta_a}{\omega_a} s + 1}{k_m \left[ \frac{s^2}{\omega_1^2} + \frac{2\delta_1}{\omega_1} s + 1 \right] \cdot \left[ \frac{s^2}{\omega_2^2} + \frac{2\delta_2}{\omega_2} s + 1 \right]} \quad / 2.18 /$$

unde:

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_m} &= \frac{\xi_1}{k_1} + \frac{\xi_2}{k_2} ; \omega_a^2 = \frac{\xi_1 \omega_2^2 + \xi_2 \omega_1^2}{\xi_1 + \xi_2} \quad \text{și} \\ \delta_a &= \frac{\xi_1 \omega_2 \delta_2 + \xi_2 \omega_1 \delta_1}{\xi_1 + \xi_2} / \omega_a \end{aligned}$$

În general răspunsul unei structuri cu  $n$  grade de libertate - în cazul că sistemul e liniar - se poate scrie :

$$\frac{Y/s/}{P/s/} = \frac{\left[ \frac{s^2}{\omega_a^2} + \frac{2\delta_a}{\omega_a} s + 1 \right] \cdot \left[ \frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{2\delta_b}{\omega_b} s + 1 \right] \cdot \dots \cdot}{k_m \left[ \frac{s^2}{\omega_1^2} + \frac{2\delta_1}{\omega_1} s + 1 \right] \cdot \left[ \frac{s^2}{\omega_2^2} + \frac{2\delta_2}{\omega_2} s + 1 \right] \cdot \left[ \frac{s^2}{\omega_3^2} + \frac{2\delta_3}{\omega_3} s + 1 \right] \cdot \dots}$$

unde :

$k_m$  = rigiditatea statică orientată

$\omega_1, \omega_2, \dots$  = frecvențele proprii neamortizate ale modurilor de vibrații

$\omega_a, \omega_b, \dots$  = frecvențele proprii neamortizate ale factorilor pătratici din numărător

Numărul factorilor pătratici ai numitorului, corespunde cu numărul gradelor de libertate, iar cel al numărătorului, sînt cel mult cu unul mai puțin ca primii. Excitînd structura la frecvențele corespunzătoare frecvențelor proprii neamortizate ale

numitorului respectiv numărătorului, se obțin punctele de rigiditate minimă respectiv maximă.

Este convenabil, ca cedarea dinamică - în mod simbolic - să se scrie cu ajutorul expresiei :

$$\frac{Y/s/}{P/s/} = \frac{1}{k_m} G_m/s/ \quad / 2.20 /$$

unde  $G_m/s/$  este cedarea dinamică orientată a structurii

Rezultanta forțelor de aşchiere - care este forța de excitație în timpul vibrației - este un vector spațial, motiv pentru care în cazul fiecărei orientări posibile ale forței de aşchiere, precum și pentru fiecare poziție a ansamblelor deplasabile a MU, se va obține un răspuns dinamic diferit. Astfel este imposibil din punct de vedere teoretic, să se descrie o structură cu un răspuns dinamic unic. La fel nu este posibil în prezent, calcularea tuturor valorilor necesare a defini un mod de vibrație. Cedarea dinamică a structurii trebuie determinat pe cale experimentală, pentru toate operațiile de prelucrare posibile. [29]

#### 2.6.4 Schema bloc a sistemului dinamic închis MUPDS.

Relația variației grosimii aşchierii / 2.5 /, a variației forței de aşchiere / 2.8 /, precum și a comportării structurii / 2.20 / constituie cele trei ecuații de bază, cari definesc sistemul MUPDS în cazul vibrațiilor autoexcitate cauzate de efectul regenerativ. Interdependența acestor ecuații rezultă clar din schema bloc de pe fig. 2.13, unde PA este legat direct de structura MU, iar FT a variației grosimii aşchierii constituie bucla de reacție necesară apariției vibrației. De observat că circuitul de reacție

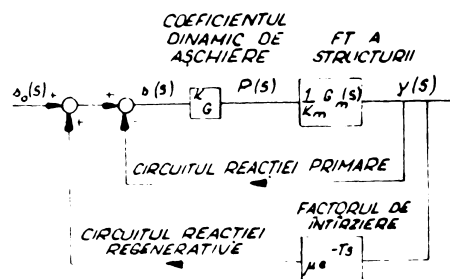


fig. 2.13 după Merrit [29]

primar / negativ / este totdeauna prezent, iar circuitul de reacție a întârzierii / regenerativ / este prezent numai când  $\mu \neq 0$



adică avem aşchiere pe urma sculei / trecerii / anterioare. Când  $\mu = 0$ , avem vibrație primară.

Semnalul de intrare este adâncimea reglată a aşchii  $S_0/s/$ . Grosimea instantanee a aşchii  $S/s/$ , este semnalul de ieşire. PT se obține, prin rezolvarea simultană a celor trei ecuații susmenționate, sau a schemei bloc, cu ajutorul algebrei schemelor bloc, rezultând:

$$\frac{S/s/}{S_0/s/} = \frac{1}{1 + / 1 - \mu \cdot e^{-\bar{c}s/} \cdot \frac{k_c}{k_m} \cdot G_m/s/} \quad / 2.21 /$$

Rezultă că dacă cedarea dinamică a structurii:  $G_m/s/ = 0$ , sau rigiditatea de aşchiere:  $k_c = 0$ , atunci grosimea instantanee a aşchii este egală cu cea reglată, ceace înseamnă că condiția necesară apariției vibrației prin efect regenerativ, lipsește, deci din acest punct de vedere avem un regim stabil.

Aplicînd teoria reglării automate, la acest fenomen, se poate beneficia de legile acestora în vederea determinării a o serie de indicatori caracteristici. În cazul vibrațiilor la MU se aplică la analiza stabilității sistemului MUPDS.

### 2.6.5 Stabilitatea sistemului MUPDS.

Prin definiție, un sistem liniar este stabil, dacă răspunsurile lui la un impuls, scad în funcție de timp. Acesta se exprimă prin următoarea condiție matematică:

- Un sistem cu parametri concentrați este stabil, numai dacă toate rădăcinile ecuației lui caracteristice, au părți reale negative.

- Sistemul este instabil, dacă cîteva sau toate rădăcinile, au părți reale pozitive.

- Același sistem este la limita de stabilitate, dacă cîteva rădăcini nu au părți reale, iar restul rădăcinilor au părți reale negative, și soluțiile ecuației caracteristice sînt armonice.

Din funcția de transfer a variației grosimii aşchii /2.21/, se poate deduce ecuația caracteristică:

$$1 + / 1 - \mu \cdot e^{-\bar{c}s/} \cdot \frac{k_c}{k_m} \cdot G_m/s/ = 0 \quad / 2.22 /$$

Condiția de stabilitate fiind prezența rădăcinilor în partea stângă a semiplanului  $s$ , și nici a uneia pe axa imaginară, sau în partea dreaptă. Din considerente aplicative, este mai utilă aflarea limitei de stabilitate, decît rădăcinile ecuației caracteristice. În vederea aflării limitei de stabilitate, trebuie găsite soluțiile armonice cu rădăcini pe axa imaginară, avînd forma:  $s = j\omega$ , ceea ce este o problemă ceva mai simplă, dar în prezent încă imposibil de soluționat pe cale analitică, dat fiind complexitatea ridicată a sistemelor MUPDS. Este suficient să privim doar ecuația / 2.19 / care exprimă funcția de transfer a comportării structurii MU, prezentă în ecuația caracteristică / 2.22 / sub forma termenilor :

$$\frac{1}{k_m} \cdot G_m / s / \quad / 2.23 /$$

ca să ne convingem de realitatea celor menționate mai sus.

Problema analizei stabilității este mai complexă și datorită faptului, că pentru o MU dată, nu există numai o singură limită respectiv diagramă de stabilitate, deoarece nici cedarea dinamică a structurii / gradul de libertate / nu este unică. Mai departe, cu cît MU este mai universală, cu atît mai mare este numărul variantelor tehnologice posibile de realizat, deci și a datelor de bază necesare calculului limitei de stabilitate.

Avînd în vedere cele de mai sus, ridicarea diagramelor de stabilitate se poate face pe două căi principale: lucrări prin așchiere sau prin calcule analitice, pe baza comportării dinamice a MU determinată pe cale experimentală și a parametrilor de așchiere, precum și a variantelor tehnologice. Reprezentarea limitei de stabilitate se face după diferiți parametri, în funcție de scopul urmărit, uneori și tridimensional [54]. Cea mai uzuală reprezentare, pentru un anumit PA, este după lățimea sau adîncimea limită a așchiei, în funcție de turația piesei sau a sculei, precum și direcția normalei pe suprafața așchiată a semifabricatului. Se compară curba limită de stabilitate, cu curba limită de putere a motorului de antrenare. Tendința ideală ar fi a se extinde curba de stabilitate, la curba puterii limită a motorului. În acest domeniu, majoritatea preocupărilor converg către acest scop.

## 2.7 vibrații autoexcitate cauzate de cuplarea poziției.

Instabilitatea în PA nu este cauzat neapărat de efectul regenerativ. Vibrații pot apare și la strungirea filetului, resp. la operații de strungire, rabotare, rectificare, unde există un grad de acoperire  $\mu$  mic resp. avans mare. Această stare se instalează totuși numai atunci, când în procesul de vibrație participă mai multe frecvențe proprii, adică sistemul are două sau mai multe grade de libertate.

Sistemul vibrator este reprezentat prin modelul din fig. 2.14 și constă dintr-o masă  $m$  care este susținut de către două arcuri cu caracteristici elastice  $k_1$  și  $k_2$  diferite și care acționează în două direcții  $X_1$  și  $X_2$  diferite având în cazul cel mai simplu, poziție reciprocă perpendiculară.

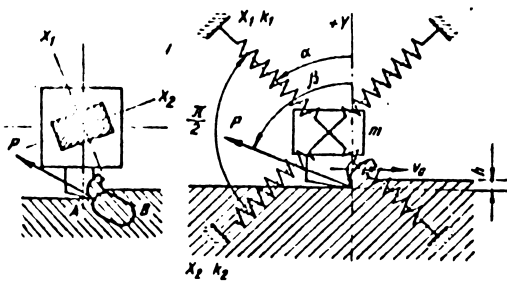


fig. 2.14 [9]

În cazul reprezentat pe fig. 2.14 vibrația apare cu frecvența  $\omega$ , masa  $m$  vibrează simultan în ambele direcții  $X_1$  și  $X_2$  cu amplitudini diferite și cu diferență în defazaj. Rezultă astfel o mișcare eliptică a vârfului cuțitului pe durata unui ciclu. Presupunând cazul când mișcarea se face în sensul săgeților, ca în fig. 2.14, atunci în semiperioada mișcării de la A la B, forța de așchiere acționează în sensul opus mișcării, din care motiv sistemul disipă energie. În semiperioada a doua a mișcării de la B la A, forța de așchiere acționează în consens cu viteza. Întrucât semiperioada secundă este parcursă cu o grosime medie de așchie mai mare decât în semiperioada primă, forța de așchiere rezultată, va fi mai mare decât în prima semiperioadă. Acest fapt face ca în decursul unui ciclu, energia furnizată sistemului să fie mai mare decât cea disipată de sistem. Surplusul de energie poate acoperi pierderile datorită amortizării și în consecință apare vibrația autoexcitată.

Prin rezolvarea ecuațiilor de mișcare a sistemului, rezultă că : grosimea limită a așchii, la care apare instabilitatea, este direct proporțională cu diferența dintre constantele elastice ale arcurilor, iar în cazul unui sistem dinamic general, este direct proporțională cu diferența patratelor frecvențelor proprii. Instabilitatea poate apare numai dacă următoarele condiții sînt simultan îndeplinite :

$$0 < \alpha < \beta \text{ și } k_2 > k_1 \quad / 2.24 /$$

Rezultă ca pe lângă modificarea condițiilor de așchiere, a masei, a amortizării, apariția vibrațiilor autoexcitate poate fi influențată / în mod simțitor / de modificarea direcției de acționare a forței de așchiere față de direcțiile principale de cedare a sistemului, precum și de modificarea valorilor constantelor elastice.

În cazul ca vreuna dintre relațiile / 2.24 / nu este satisfăcută, lucrînd cu orice regim de așchiere ales, nu poate apare vibrație autoexcitata datorită cuplării de poziție. Este însă posibilă apariția vibrației în aceste cazuri, datorită efectului regenerativ. [9]

Modelarea fenomenului cu ajutorul schemei bloc se face similar ca și în cazul efectului regenerativ, deosebirea față de schema bloc a acestuia din urmă este doar absența circuitului de reacție a membrului de întîrziere, în cazul vibrației autoexcitate datorită cuplării de poziție.

## 2.8 Concluzii parțiale.

Datorită naturii procesului de frezare, precum și a auto-vibrațiilor datorită diverselor cauze și a ponderii efectului lor se vor lua în considerare numai :

- vibrațiile pe bază de efect regenerativ și
- vibrațiile pe baza de cuplare de poziție.

Celelalte vibrații autoexcitate, nu influențează sau influențează numai în mică măsură exploatarea intensivă a MU.

În ce privesc vibrațiile forțate, acestea nu se vor trata, deoarece cauzele lor pot fi ușor identificate, iar măsurile de eliminare a acestora devine evidentă.

În general la o MU sînt susceptibile a fi răspunzătoare, deci

Iuate în considerare pentru comportarea la vibrații, datorită comportării lor elastice și a distribuției masei, următoarele părți :

- Sistemul de antrenare principală pentru generarea mișcării de așchiere, în cazul existenței unui element foarte elastic / curea, cuplaj elastic /, în lanțul cinematic / cap. 2.3 /.

- Sistemul de antrenare pentru mișcarea de avans și reglare. Cedare<sup>a</sup> dinamica a acestui sistem poate influența comportarea dinamică a MU în deosebi în corelație cu componenta forței de așchiere în direcția avansului. Ex.: cedare pronunțată în direcția avansului longitudinal la mașini de frezat [60] sistemul având cuplaje cu rigiditate scăzută ce apare în evidență în deosebi la frezarea în sensul avansului. Uneori mai apar și fenomene de mișcare sacadată, acolo unde se confruntă condițiile de frecare ale ghidajelor, cu rigiditatea antrenării avansului.

- Batiul cu subansamblele aferente ca: sănii, traverse, console, arbori etc. precum și dispozitivul de fixare a semifabricatului. Cedările de translație a batiului cu subansamblele lui duc la deplasări relative în punctul de contact S-P, perpendiculară pe suprafața de așchiat și constituie cauza principală a comportării la vibrație a MU. I se acorda atenția maximă.

- Semifabricatul poate contribui prin cedare<sup>a</sup> lui, dar care se poate elimina prin fixarea într-un dispozitiv corespunzător, care îi completează rigiditatea insuficientă. Masa semifabricatului poate modifica comportarea sistemului MUDPS uneori în mod defavorabil, dar care la fel se poate contrabalansa prin măsuri tehnologice.

### 3. Factori, cari influențează comportarea la vibrații.

Aprecierea obiectivă a comportării la vibrații a unei MU presupune posibilitatea reproducerii valorilor odată determinate. Aceasta însă este condiționată de posibilitatea reproducerii aceluiași condiții limită. Cercetările în acest domeniu au demonstrat multitudinea factorilor de influență asupra comportării la vibrații, unele din ele fiind doar teoretic cunoscute, dar greu sau deloc măsurabile.

În vederea stabilirii metodelor de analiză corespunzătoare a comportării dinamice, în cazul unui sistem dat, trebuie să

se cunoască cei mai importanți parametri de influență, după care se va putea aprecia, acei cu un rol preponderent și de cari va trebui să se țină seama.

Analiza factorilor de influență, se face ținând seama de sistemul MUPDS și părțile componente ca : mașina, piesa, orientarea direcțională, regimul de așchiere și scula, etc.

### 3.1 Influențele condiționate de mașină.

Aceste influențe în fond au la bază comportarea cedării dinamice, care la rândul ei, este funcție de o serie de alți factori.

#### 3.1.1 Cedarea dinamică a mașinii.

Acest factor influențează comportarea la vibrații după cum urmează :

$$w_{lim} = \frac{-1}{2 \cdot \zeta_{cw} \cdot \left\{ \sum_{j=1}^{g1} \left[ \sum_{k=1}^{g1} \left( R_{kj} \cdot Re \left\{ G_{jk} / i\omega \right\} \right) \right] \right\} \max} \quad / 3.1 /$$

Rezultă ca adâncimea limită de așchiere ce se poate detașa încă în condiții stabile, este invers proporțională cu dublul produs a coeficientului dinamic de așchiere cu suma părților reale negative maxime a celor 9  $F^2 / 3$  directe și 6 transversale / a ce - dării dinamice ale MU, ponderate desigur cu factorii de orientare direcțională.

Reprezentările frecvențiale a valorilor caracteristice a cedării dinamice a structurii / fig. 3.1 / permit analiza situației precum și compararea cu rezultatul unei măsuri de îmbunătățire, care poate aparține uneia din următoarele categorii / fig. 3.2 / :

1. Mărirea rigidității statice a sistemului care în multe cazuri duce la

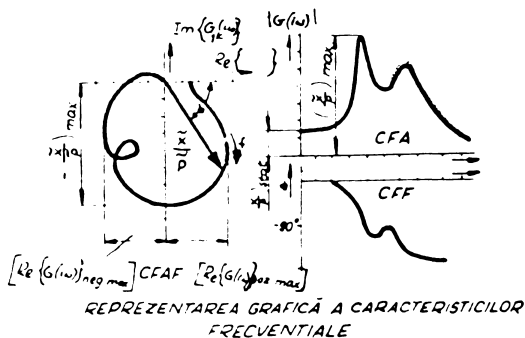


fig. 3.1

o diminuare a cedării de rezonanță  $B$  și deci și a părții reale negative a  $ET$  a cedării  $C$ .

2. Creșterea amortizării sistemului, care cauzează o reducere a lui  $B$  resp.  $C$  în condițiile cedării statice neschimbate.

3. Diminuarea valorii  $C$  a CFAP prin intercalarea în sistemul MUPDS a unui element cu cedare statică pronunțată, având frecvență proprie și amortizare mare. / Ex.: cușit tip "gît de lebădă" /. În acest caz diminuarea valorii  $C$  rezultă din deplasarea CFAP spre domeniul pozitiv real. Dacă însă coeficientul de orientare direcțională  $R_{kj}$  aferent are valoare negativă, efectul devine contrar celui dorit.

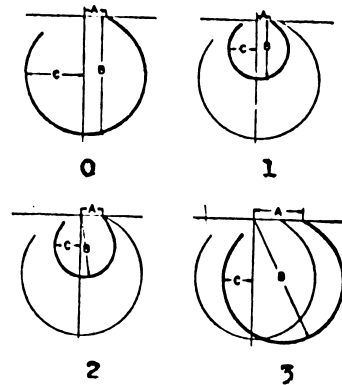


fig. 3.2 [33]

Fig. 3.2 poz. 1,2,3

ilustrează cele tratate în aliniatele 1,2,3 de mai sus, iar poz. 0 reprezintă sistemul dat înaintea intervenției. Notațiile folosite:

$$A = \left( \frac{X}{P} \right)_{\text{stat.}} \quad B = \left( \frac{\bar{x}}{P} \right)_{\text{max.}} \quad \zeta = \operatorname{Re} \left[ G_{jk} / i\omega \right] \text{ neg. max} / 3.2 /$$

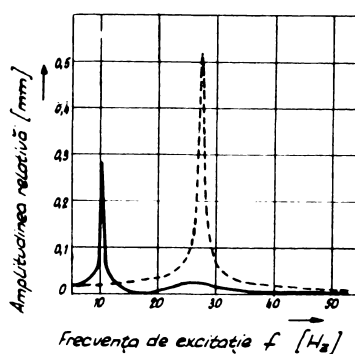
Pentru a îmbunătăți comportarea la cedare dinamică, resp. a se diminua amplitudinile de rezonanță, se pot lua o serie de măsuri în vederea măririi amortizării întregului sistem. Aceasta se va face atât în faza de proiectare resp. prototip, cât și în decursul fabricației de serie, pe baza încercărilor făcute, fără ca acestea să fie considerate ca remanieri / soluții de necesitate /. Intre acestea se amintesc :

- Lagăre amortizoare Peters [35] / A 6 /
- Lagăre hidrostactice, cu efect ridicat de amortizare Böttcher [5], Upitz [33] / A 7 /.
- Sisteme cu mase suplimentare Peters [35] / A 8 /, Koenigsberger și Flusty [18] / A 9, A 10 /
- Amortizoare pasive [33] / A 11<sup>a</sup> b,c,d /
- Amortizoare active Idem + Beckenbauer [2] / A 12, A 13 /
- Amortizoare cu impact Rijkov [46] / A 14 / Kearney / A 15 /

### 3.1.2 Fundația.

La mașini mijlocii și mari, fundația - dacă este bine rigidizată cu batiul - participă la preluarea fluxului de forțe, măbind rigiditatea mașinii. In acest sens se necesită o calculare și execuție îngrijită și trebuie asigurată izolarea pasivă sau activă față de exterior.

In fig. 3.3 la 27 Hz este dovada celor de mai sus. Tobias și Fishwick [12]. Aceași autori demonstrează efectul opus in cazul mașinilor mici, sau de o construcție deosebită, ca mașina de găurit cu coloană la care placa de bază fiind foarte mică, față de coloană, rigidizarea cu fundația nu poate avea loc decit în măsură insuficientă. / A 16 /



INFLUENȚA FUNDAȚIEI ASUPRA AMORTIZĂRII MODULUI DE VIBRAȚIE TIP FURCĂ A UNEI MAȘINI DE GĂURIT RADIALE.

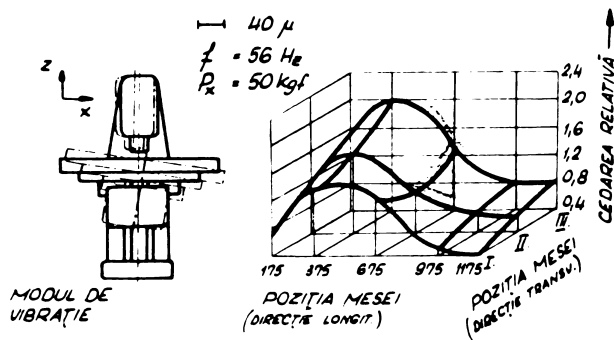
— mașina direct pe fundația  
--- mașina pe izolatori

fig. 3.3 [12]

### 3.1.3 Poziția ansamblurilor MU.

Modificarea poziției relative a unor ansamble ca : săni, mese, suportți, pinole, montanți, capete de lucru, cerute de procesul tehnologic, vor cauza modificari în : repartizarea maselor, în fluxul de forțe, în comportarea privind rigiditatea statică în zona de așchiere.

O experiență făcută de Bernardi [3] fig. 3.4 asupra unei mașini de frezat verticale, la care s-au deplasat doar masa longitudinală și cea transversală, arată o variație maximă a cedării dinamice de 500 % / amplitudine de rezonan-



Influența poziției ansamblului mesei asupra amplitudinii maxime de rezonanță.

fig. 3.4 [3]



șă / care conform relației / 3.1 / și / 3.3 /

$$\left[ \operatorname{Re} \left\{ \frac{x}{p} \right\} \right]_{\substack{\text{poz.} \\ \text{neg.}}}^{\text{max.}} \approx \frac{1}{2} \left\{ \frac{\tilde{x}}{\tilde{p}} \right\}^{\text{max.}} \quad / 3.3 /$$

va modifica  $w_{lim}$  aproximativ în aceeași ordine de mărime.

Din cele de mai sus rezultă ca necesare, studii pentru a găsi pozițiile concludente în vederea analizei comportării dinamice a fiecărui tip de MU. La verificarea în serie / recepție / , măsurătorile se vor face în poziții ale ansamblurilor riguros identice. Pentru procesul de prelucrare, trebuie făcute cercetări de optimizare a domeniului de lucru, pentru fiecare categorie de MU.

#### 3.1.4. Turația arborilor.

Datorită vitezei de alunecare crescînde în lagăre și ghidaje, se modifică starea de ungere între suprafețele de alunecare, care cauzează o mărire a amortizării și implicit o modificare în comportarea cedării dinamice. Din fig. 3.5 [37] rezultă creșterea rigidității statice și dinamice a unui sistem arbore-lagăr de alunecare, odată cu creșterea turației.

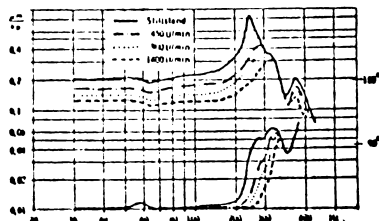


fig. 3.5 [37]

#### 3.1.5 Deplasarea săniilor și meselor.

În cazul cînd datorită vibrațiilor proprii excitate, apar deplasări relative între ghidaje, perpendiculare pe direcția de avans, / ca în fig. 3.6 / apare o mărire a amortizării, datorită frecării vîscoase a lubrefiantului expulsat. Iar pentru că filmul de ulei crește cu mărirea vitezei elementului mobil / ca și la capitolul 3.1.4 / amortizarea se mai mărește și cu creșterea vitezei de avans [33] / A 17 /.

Dimpotrivă, dacă deplasările relative dintre ghidaje datorită vibrațiilor proprii excitate, acționează în aceeași direcție

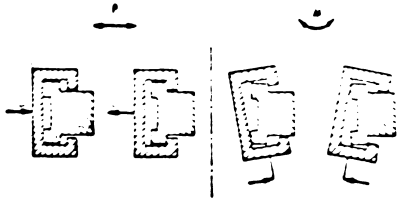


fig. 3.6

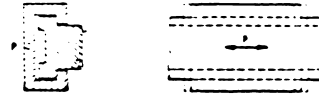


fig. 3.7

cu aceea a avansului / ca în fig. 3.7 /, comportarea dinamică a sistemului se înrăutățește. De asemenea, efectul de ungere hidrodinamic a filmului de ulei, crescut datorită vitezei mai mari de avans, are efect de diminuare asupra amortizării [60], [61] / A 18 /.

### 3.1.6 Jocuri, ajustaje ușoare, influențe de neliniaritate.

Teoria pentru calculul adâncimii limită de așchie  $w_{lim}$ , presupune o comportare liniară a sistemului și a tuturor membrilor acestuia / fig. 2.13 /, ceea ce datorită jocurilor funcționale ale ajustajelor alunecătoare în lagare și ghidaje, de multe ori nu e posibilă. Fig. 3.8 de ex. reprezintă caracteristica de rigiditate statică a unui arbore, lăgăruit pe rulmenți nepretensionați.

Datorită rigidității reduse  $k_1$  în domeniul forțelor mici / finisare /, aici tendința spre vibrații este mai pronunțată, decât în domeniul forțelor mai mari  $k_2$  / e-boșare /.

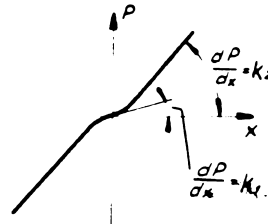


fig. 3.8

În alte condiții, jocul sau ajustajul ușor în lagăre sau ghidaje, poate contribui la mărirea amortizării sistemului. De ex.: Îmbunătățirea comportării dinamice prin slăbirea blocajelor ghidajelor, metodă binecunoscută în practică.

### 3.1.7 Temperatura de regim.

Factorii termici influențează în afara performanțelor de precizie, și relațiile de strângere / frecare / și alunecare ale cuplajelor, care determinând astfel comportarea dinamică a MU și

funcție de temperatură.

### 3.1.8 Fixarea piesei.

La fixarea piesei în MU sau D, este important ca suprafața de contact, fie între D - MU și P - D, fie între P - MU, să fie corectă. Dacă această condiție nu se realizează, sistemul prezintă locuri slabe atât static cât și dinamic; se înlesnește tendința sistemului MUPDS în timpul PA către vibrație.

### 3.2 Influențe ale parametrilor piesei.

#### 3.2.1 Materialul piesei. Valoarea coeficientului $k_c$ .

Coeficientul dinamic al forței de așchiere :

$$k_c = \frac{dF}{ds} \quad / 3.4 /$$

depinde de variația forței de așchiere, datorită variației grosimii așchii, perpendicular pe suprafața așchiată. Acesta este unul din elementele cele mai importante, necesară a fi cunoscut la calculul adâncimii limită de așchiere / relația 3.1 / și comportă influența următorilor factori : materialul piesei; tratamentul termic; geometria sculei; viteza de așchiere; mărimea / viteza / de avans.

Intrucât acest coeficient se află la numitorul relației / 3.1 /, e firesc ca la materialele cu rezistență mai ridicată, deci  $k_c$  mai mare, ca  $w_{lim}$  să fie mai mică. El trebuie stabilit pentru fiecare sort de materiale și condiții de regim de așchiere. Chiar în condiții nominale identice, la șarje diferite de materiale, se obțin alte valori  $k_c$ , ceea ce încă nu ne permite folosirea lor în limite suficient de strânse de toleranță.

Determinarea experimentală e greoală și necesită aparataj complex. De acest aspect se ocupă în special Institutele Politehnice din Louvain [7],[36], Eindhoven [15], Manchester și Aachen [56],[62], precum și Institutul de Cercetări pentru Mașini Unelte VUOSO din Praga [39].

#### 3.2.2 Cedarea piesei.

Acest factor are aceeași influență ca și cedarea MU

asupra comportării dinamice a unui proces de prelucrare / rel. 3.1 /, deoarece tendința de apariție a vibrațiilor este determinată de cedarea dintre S - P.

Piese mari svelte, au de obicei cedare mai pronunțată decât MU, deci la analiza comportării dinamice a unui sistem MUPDS, trebuie avut în vedere rigiditatea piesei și unghiul de atac a muchiei de tăiere a sculei, pentru a putea exclude influența cedării piesei.

### 3.2.3 Masa piesei.

Considerând ansamblul port-piesă a MU un sistem dinamic cu un singur grad de libertate cu masa  $m$  / în exemplul din fig. 3.9 papușa fixă a strungului /, adăugând masa  $M$  a piesei, va rezulta schimbarea frecvenței proprii, a amortizării și deci a amplitudinii de rezonanță a sistemului, după cum urmează:

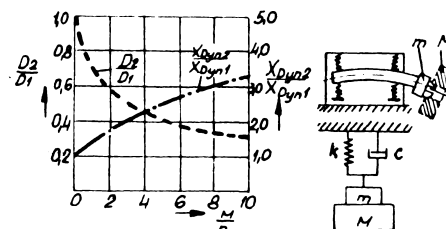


fig. 3.9

$$\begin{aligned} x_{\text{din}} &= \frac{x_{\text{stat}}}{2 \cdot D} = \frac{x_{\text{stat}}}{2} \cdot \frac{2 \cdot m \cdot \omega_0}{c} = \frac{P_{\text{din}}}{k} \cdot \sqrt{k \cdot m} \frac{1}{c} = \\ &= \frac{P_{\text{din}}}{c \sqrt{k}} \cdot \sqrt{m} = \frac{P_{\text{din}}}{c \cdot \omega_0} \quad / 3.5 / \end{aligned}$$

Introducând suplimentar masa  $M$  a piesei, rezultă :

$$\frac{x_{\text{din 2}}}{x_{\text{din 1}}} = \sqrt{\frac{M + m}{m}} = \sqrt{1 + \frac{M}{m}} \quad / 3.6 /$$

deci conduce la o amplitudine de rezonanță mai mare, iar

$$\frac{D_2}{D_1} = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{M}{m}}} \quad / 3.7 /$$

conduce la o amortizare mai mică / fig. 3.9 /.

### 3.3 Influența condiționată de orientarea direcțională.

Cedarea dinamică în funcție de frecvență, rezulta din moduri de vibrații proprii, care sînt excitate cu frecvențele corespunzătoare lor. În cazul structurilor sub formă de : batiuri, montanți, traverse, aceste moduri de vibrații proprii, sînt legate de direcții concrete, determinate de configurația geometrică și repartizarea maselor sistemului. În cazul organelor sub formă de piese de revoluție / ex.: arbori /, în planul perpendicular pe axa de rotație obținem - dacă avem în vedere vibrația de încovoiere - o infinitate de moduri de vibrații identice.

Totuși arborii în stare montată, au numai cîteva moduri discrete de vibrații, datorită cedării diferite a lagăruirii arborelui în direcții diferite, determinată de comportarea dinamică diferită a păpușilor fixe / cutii de viteze /, cauzate de forme constructive nesimetrice ale acestora.

Rezultă deci că la orice mașină sînt direcții cu rigiditate dinamică deosebit de mare, și cu cedare dinamică deosebit de mare. De aici se deduce ca, comportarea dinamică a unei MU se poate îmbunătăți, dacă / fig. 3.10 / :

- Suprafața de așchiat se așează paralel cu direcția amplitudinii de rezonanță maximă DVP, vibrația proprie neputînd provoca o variație a grosimii așchiei / fiind dirijată în direcția vitezei /, deci nu poate avea loc efectul regenerativ. / fig. stg. sus /:

- Rezultanta forței de așchiere este dirijată perpendicular pe DVP și în acest caz componenta de excitație în această direcție lipsește / fig. 3.10 dr. sus /.

La cercetări, precum și la recepția MU, alegînd poziționarea / aranjamentul / S - P conform principiilor susmenționate, se poate obține o comportare stabilă sau instabilă a MU, totodată se

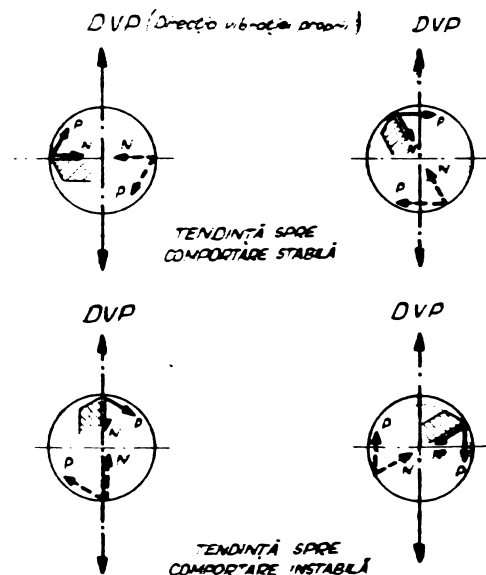


fig. 3.10

pot depista zonele cu rigiditate dinamica slabă.

**3.3.1 Influența unghiului de atac  $\lambda$  .**

In scopul de a asigura determinarea univoca a muchiei tăișului sculei se definește unghiul  $\lambda'$  , care este cuprins între perpendiculara pe axa de rotație / a sculei sau a piesei / și tăișul principal. Acest unghi este cuprins între  $0^\circ < \lambda' < 90^\circ$  și în majoritatea cazurilor este identic cu unghiul complementar al unghiului de atac .

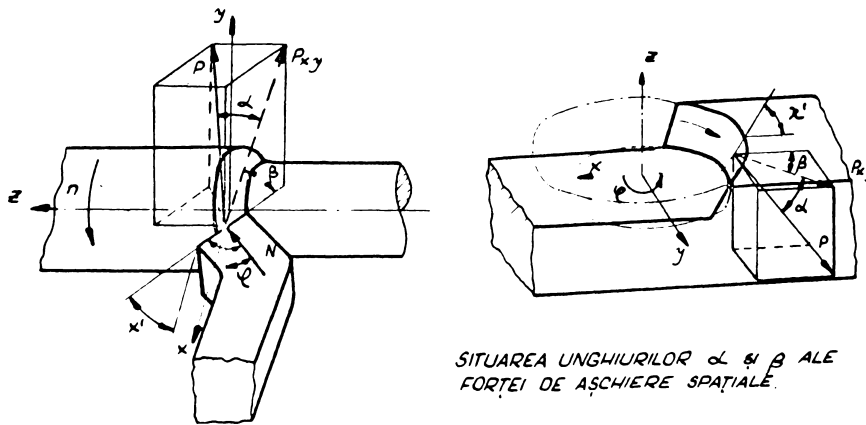


fig. 3.11

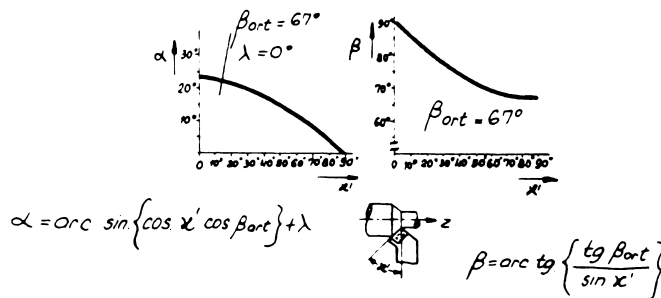


fig. 3.12

VARIAȚIA UNGHIURILOR SPAȚIALE  $\alpha$  și  $\beta$  ALE FORȚEI DE AȘCHIERE ÎN FUNCȚIE DE UNGHIUL DE ATAC.

din fig. 3.11 rezulta în mod evident că odată cu variația  $\lambda'$  dela  $90^\circ$  spre  $0^\circ$ , componenta după axa z a rezultantei forței de așchiere crește. Acest lucru este reprezentat în fig. 3.12 unde se arată variația unghiului dintre rezultanta forței de așchiere și planul x-y  $\alpha$ , precum și variația unghiului dintre  $P_y$

și rezultanta forței de așchiere în planul  $x-y$   $\beta$ , ambele unghiuri variind în funcție de  $\lambda'$ , și deci și rezultanta forței de așchiere va fi redirecționată în mod favorabil sau defavorabil din punctul de vedere a comportării dinamice.

### 3.3.2 Poziția sculei față de piesă.

Posibilitățile tehnologice normale a majorității MU permit așezarea diferită a sculei față de piesă, prin care forța de așchiere va acționa din diferite direcții asupra sistemului MUPDS, putând alcătui una sau mai multe dintre cazurile de comportare dinamică conf. fig. 3.10. Variația direcției forței de așchiere este totală în cazul mașinii de frezat verticală, / fig. 3.13 /. Cu ajutorul celor 12 poziții reciproce diferite S - P, sau stabilit a-

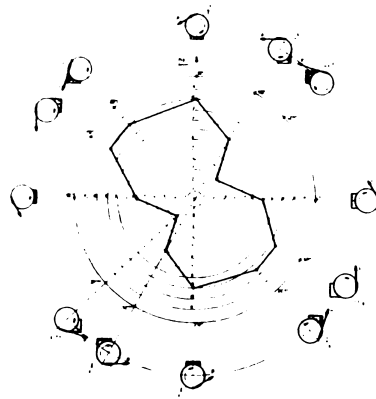


fig. 3.13 [52]

dincimile limită de așchie, iar forma diagramei de stabilitate necondiționată indică pregnant direcția de rigiditate precum și cea de cedare maximă a sistemului MUPDS.

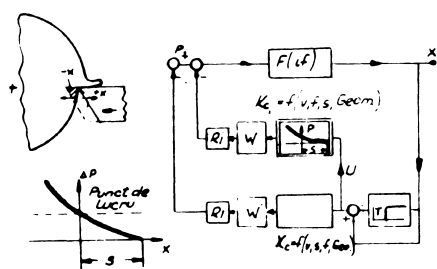
### 3.4 Influențe condiționate de PA și S.

Cercetările în această direcție s-au efectuat pe scară largă, îndeosebi privind : procesul de formare a așchiei, fenomenul pătrunderii sculei în piesă, forțele de așchiere tangențiale și normale, fenomenul de uzură.

O mulțime de influențe sînt încă neclarificate, din care cauză relațiile acestora apar sub formă statistică, în loc de dependență funcțională. Acest fapt are o importanță deosebită la cercetarea și încercarea MU, deoarece rezultatele încercărilor prin așchiere, în multe cazuri nu sînt suficient reproductibile.

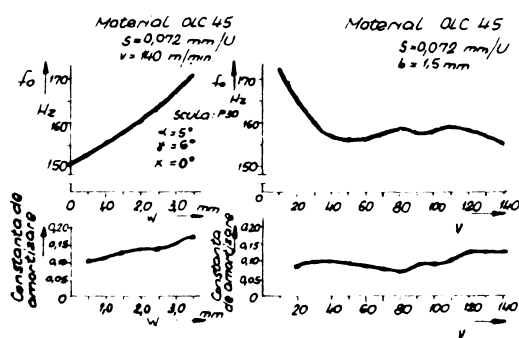
3.4.1 Influența PA asupra măririi rigidității sistemului.

Prin compararea rezultatelor incercărilor prin așchiere, cu aceea prin excitare, rezulta valori mai ridicate ale  $w_{lim}$  în primul caz. Motivul acestuia este ne luarea în considerare în schema bloc a sistemului MUPDS, a rezistenței împotriva pătrunderii S în P, cauzată de PA și care aduce o marire a rigidității și a amortizării sistemului. În schema bloc, această rezistență împotriva pătrunderii, se reprezintă ca un sistem elastic, cuplat paralel cu mașina, fig. 3.14.



INFLUENȚA DE RIGIDIZARE A PA ASUPRA CEDĂRII TOTALE

fig. 3.14



COMPORTAREA DE AMORTIZARE ȘI DE AUTOVIBRAȚIE ÎN FUNCȚIE DE ADÂNCIMEA ȘI VITEZA DE AȘCHIERE.

fig. 3.15 [15]

Odată cu mărirea cursei de pătrundere, forța de pătrundere crește progresiv, acest membru neliniar depinzând mult de  $s$ .

Acest fenomen de stabilizare are efect mai ales în domeniul vitezelor de așchiere mici, unde S nu poate pătrunde atât de ușor în material ca la viteze mari [54]. Probabil acesta este cauza creșterii  $w_{lim}$  în domeniul vitezelor mici / low speed stability / Tobias și Fishwick[56], menținând schema bloc simplă, iau în considerație acest efect, prin completarea relației forței dinamice de așchiere, cu încă un membru / cu semn negativ / care e funcție de turație și viteza de vibrație / pătrundere /.

$$P_{din} = K_{c1} \cdot U - K_{c2} \cdot \frac{\dot{U}}{n} \quad / 3.8 /$$

care diminuează valoarea lui  $P_{din}$ , și care se va oglindi prin diminuarea cedării MU.



Efectul pozitiv a creșterii adâncimii de așchiere, asupra măririi frecvenței proprii și a constantei de amortizare, rezultă din diagramele din stânga fig. 3.15, iar influența vitezei de așchiere rezulta din diagramele din dreapta fig. 3.15. Se observă efectul de rigidizare / frecvență mare / la viteze mici.

#### 3.4.2 Influența avansului.

Mărirea avansului aduce o creștere a tensionării organelor din fluxul de forță, reducând astfel din efectul neliniarității, iar pe baza celor din cap. 3.1.6 va influența favorabil comportarea dinamică a sistemului. Ex. O pinolă în consolă, prin creșterea forței de prestrângere, / datorită măririi avansului / prezintă o rigiditate crescândă.

Efectul de rigidizare a creșterii avansului mai este datorită și creșterii forței de pătrundere / cap. 3.4.1 / Tlusty [9] a demonstrat prin experiență aceasta legitate /fig. 3.16 /

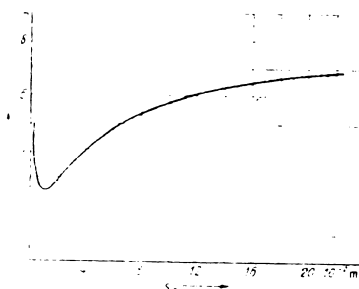


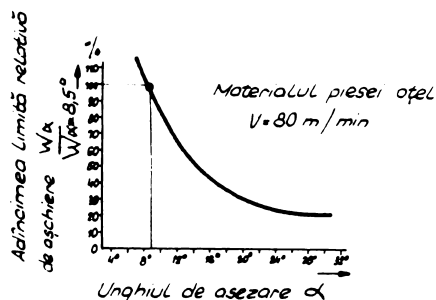
fig. 3.16

#### 3.4.3 Geometria sculei.

Influența geometriei sculei este importantă în ce privește comportarea sistemului MUPDS din punct de vedere dinamic. Elementele ei sînt alese în prealabil, avîndu-se în vedere : criteriile duratei tăișului, materialul sculei și piesei, precum și geometria piesei / raza de racordare a sculei /.

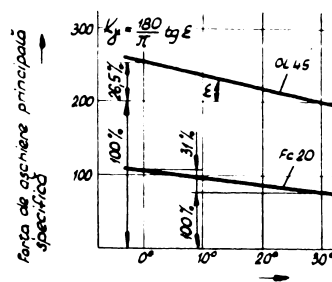
Unghiul de așezare  $\alpha$  prin diminuare duce la creșterea limitei de stabilitate datorită tendinței de rigidizare a efectului de pătrundere / cap. 3.4.1 /. Long, Hohn și Kegg [60] au determinat această legitate pe cale experimentală / fig. 3.17 /.

Unghiul de degajare  $\beta$  are efect direct proporțional asupra creșterii adâncimii limită de așchiere. Prin creșterea lui  $\beta$  crește te limita de stabilitate, datorită micșorării variației dinamice a forței de așchiere, cauzată de o variație a grosimii așchiei / fig. 3.18 /.



INFLUENȚA UNGHILULUI DE AȘEZARE ASUPRA ADÂNCIMII LIMITĂ DE AȘCHIERE.

fig. 3.17



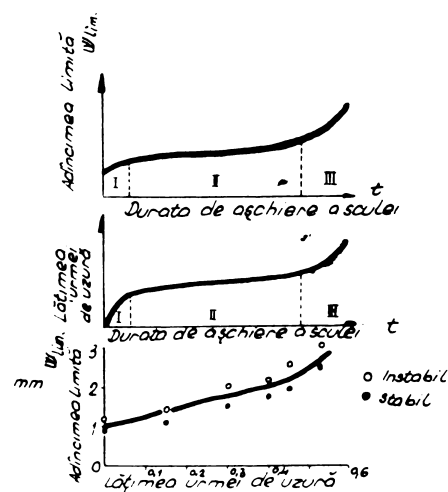
VARIAȚIA FORȚEI DE AȘCHIERE PRINCIPALE ÎN FUNCȚIE DE UNGHILUL DE DEGAJARE  $\gamma$

fig. 3.18

Mai presus de acesta, prin geometria sculei se determină direcția variației dinamice a forței de aşchiere, prin intermediul caruia geometria sculei va influența orientarea direcțională și deci comportarea la stabilitate. Nu există rețete dinainte stabilite, însă prin alegerea corespunzătoare / optimizarea / a geometriei sculei, se poate dirija forța de aşchiere principală în direcția perpendiculară direcției dominante a vibrației, astfel mărind limita de stabilitate.

#### 3.4.4 Influența uzurii tăișului.

Se consideră uzura tăișului proporțională cu lungimea de avans parcurs de sculă. Se deosebesc 3 zone / fig. 3.19 / : imediat după ascuțire,  $w_{lim}$  este foarte scăzută, deci există o tendință pronunțată la instabilitate. După o creștere relativ rapidă a lui  $w_{lim}$  avem zona de exploatare normală, care se remarcă printr-o creștere constantă relativ lentă a uzurii, dar și a adâncimii limită  $w_{lim}$ , ca după cca. 10-12 m. de cursa de avans, să se obțină zona de uzura pronunțată și deci și de  $w_{lim}$  rapid crescândă care totodată scoate cuțitul din uz.



INFLUENȚA UZURII SCULEI ASUPRA ADÂNCIMII DE AȘCHIERE LIMITĂ

fig. 3.19

Puterea absorbită a motorului de acționare, crește lent odată cu avansarea uzurii.

### 3.4.5 Influența vitezei de așchiere.

La viteze de așchiere joase limita de stabilitate este relativ ridicată / low speed stability /, ca odată cu creșterea vitezei să scadă brusc, atingând un minim. / fig. 3.20 /. Cauza acestui fenomen, Kudinov [20] explică prin apariția adausului la taiș. Dupa acest minim înainte, apare un efect stabilizator a creșterii vitezei. Până în prezent nu s-a găsit o explicație categorică acestui fenomen.

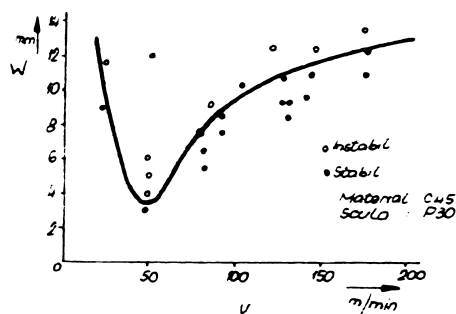


fig. 3.20 / Werntze [62] /

### 3.5 Concluzii parțiale.

În practica cotidiană a prelucrării prin așchiere, se ridică în mod frecvent necesitatea eliminării vibrațiilor ce pot apărea. Diferiți factori care influențează comportarea la vibrații a sistemului MUPDS - tratate mai sus - ofera o gamă destul de largă de măsuri în vederea măririi stabilității sistemului. Tabelul A 19 cuprinde - aranjate pe cele 4 domenii - factorii care influențează comportarea la vibrații, precum și măsurile corespunzătoare ce se recomandă în consecință pentru îmbunătățirea comportării la vibrații.

Măsurile cele mai operative / imediate / se oferă din domeniul orientării direcționale precum și de PA și S. Cele legate de piesă se limitează la rigidizarea piesei prin dispozitive, piesa în sine fiind scopul activității de așchiere în rare cazuri poate suferi modificare. Mașinii unelte însă i se pot aduce o gamă largă de modificări constructive / mărirea rigidității, sporirea amortizării / atât în exploatare cât și în timpul fabricației ei, prin care se poate mări simțitor domeniul în care PA decurge în condiții stabile.

#### 4. Cercetarea prin aşchiere a comportării dinamice a unei maşini de frezat verticale.

Cercetarea prin aşchiere are următoarele avantaje :

- Prin determinarea adâncimii limită de aşchiere  $w_{lim}$ , se obţine capacitatea de aşchiere maximă a maşinii, ceea ce reprezintă performanţa principală de producţie.

- Variaţia lui  $w_{lim}$ , furnizează în mod indirect, informaţii despre comportarea dinamică a maşinii.

- Necesită aparataj de cercetare relativ puţin, ceea ce permite aplicarea ei în fabricaţia de serie a maşinilor unelte.

Ca dezavantaje ale metodei de cercetare prin aşchiere se amintesc :

- Neasigurarea rezultatelor obţinute, în cazul nerespectării condiţiilor limită ale procedurii de încercare, adică a reproductibilităţii acestora.

- În cazul maşinilor unelte universale, cum este şi maşina de frezat verticală, problema orientării direcţionale, care determină variaţia valorii de rigiditate a MU în funcţie de aşezarea reciprocă între S-P în timpul încercărilor, face ca volumul încercărilor să fie foarte mare, datorită varietăţii mari a acestor aranjamente.

În cadrul încercărilor efectuate, în vederea obţinerii unor rezultate cât mai concludente, s-a căutat diminuarea efectelor acestor dezavantaje : în primul rând prin asigurarea cât mai constantă a condiţiilor limită a procedurii de încercare ; şi apoi prin efectuarea sistematică a unui număr suficient de determinări reprezentative, în vederea acoperirii cât mai complete a domeniului de variaţie a orientării direcţionale.

#### 4.1 Condiţiile stabilite pentru efectuarea încercărilor.

##### 4.1.1 Materialul şi forma piesei.

- Calitatea materialului : OLC 45 STAS 880-66.
- Dimensiunea semifabricatului : 140 x 140 x 300 mm.
- Forma şi dimensiunea de pornire au fost următoarele :
  - Pentru frezare cu avans longitudinal / fig. 4.1.a /
  - Pentru frezare cu avans transversal / fig. 4.1.b /.

- Constanța condițiilor limita s-a asigurat prin debita-  
rea de semifabricate din aceeași bară, selectată într-un număr a-  
coperitor de eşantioane.

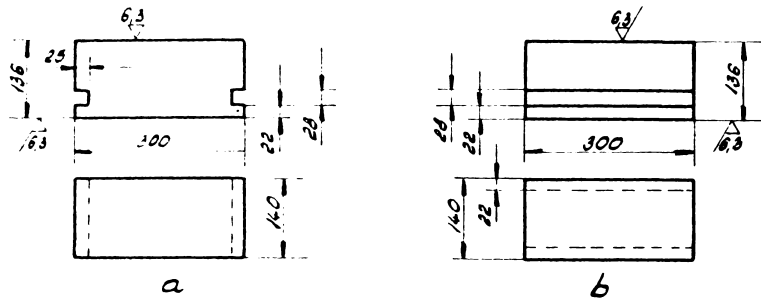


fig. 4.1

#### 4.1.2 Scula folosită

- Freză frontală
  - Dimensiuni :
    - Diametrul de lucru :  $\phi$  250 mm avînd  $z = 12$ .
    - Plăcuțe din carburi metalice  $r 20$ ;  $12 \times 12 \times 4$  mm;  $R = 1$  mm  
 $\alpha = 80^\circ$ ;  $90^\circ - \beta^\circ = 11^\circ$
  - Constanța condițiilor limita s-a asigurat prin alegerea  
construcției capului de frezat cu :
    - Plăcuțele fixate mecanic, avînd cîte 4 muchii active.
- / fig. 4.2 / Prin această formă de fixare s-a asigurat bătaia  
radială și frontală a frezei de max. 0,020 mm.



fig. 4.2

Schimbarea muchiilor s-a făcut la apariția unei urme de uzura de 0,2 mm, sau la prima știrbire, ce a apărut la intrarea sistemului în domeniul instabil. Pentru cele cca. 800 de treceri realizate în cadrul acestor încercări, freza a fost înnoită complet de 20 de ori.

#### 4.1.3 fixarea piesei și a sculei.

Piesa a fost fixată prin intermediul a 4 bride, direct pe masa mașinii, cu ajutorul a 4 șuruburi M 16.

Freza a fost fixată direct pe umărul exterior de  $\varnothing 128,57$  mm al capătului arborelui principal a mașinii, cu ajutorul a 4 șuruburi M 16 și cele 2 pene. / fig. 4.3 /

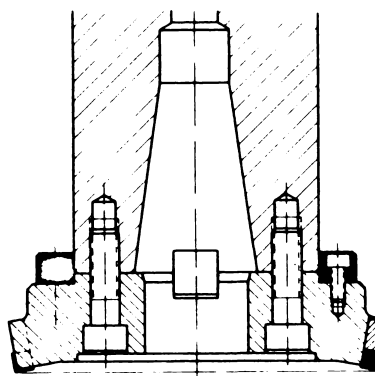


fig. 4.3

#### 4.1.4 Aparate de măsură și control.

- Subler 1/10 , pentru reglarea corelației S-P și pentru controlul adâncimii de așchiere.

- Traductor inductiv DGA 401 și vibrometru VP 102 fabricate de VEB Schwingungstechnik und Akustik Dresden RDG. Primul lucrează pe principiul inductiv, tensiunea transmisă fiind proporțională cu viteza de vibrație, care apoi este integrată și amplificată în vibrometru. Pentru încercări s-au folosit câte 2 exemplare, unul pentru înregistrarea amplitudinilor de deplasare longitudinală, iar cel de al doilea, pentru cea transversală. Fixarea într-o poziție reciprocă de  $90^{\circ}$ , s-a făcut pe un bloc de fontă, care la rîndul său a fost fixat pe capătul mesei longitudinale a mașinii de frezat.

- Transformator de măsură pentru furnizarea semnalului, necesar înregistrării puterii consumate.

- Ampermetru cleste, pentru controlul și etalonarea înregistrării primului.

- Înregistrator cu 4 canale Oscilloscript PT 5104 B fabricat de Philips.

În figura 4.4 se prezintă schema de lucru.

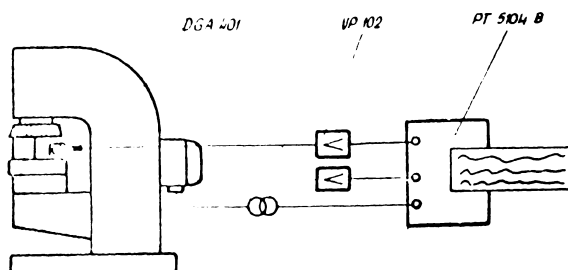


fig. 4.4

#### 4.2 Metodica folosită la încercări.

Scopul cercetării a fost testarea în condiții reale a performanțelor de producție a mașinii de frezat verticale FV 32x132, iar pentru a putea obține rezultate cât mai obiective, s-a căutat ca domeniul de investigații să acopere într-o măsură cât mai mare domeniul tehnologic pe care mașina le posedă prin construcție. În consecință s-au considerat ca parametrii :

- Treptele de rotații ale arborelui principal,
- Treptele de avans ale mesei,
- Mărimea forței de așchiere care solicită sistemul MUPDS,
- Direcția de acționare a forței de așchiere.

În ceea ce privește regimul de așchiere, s-a putut acoperi un domeniu suficient de mare. Astfel, s-a putut varia viteza de așchiere între 23,6 și 236 m/min. prin 11 trepte de turații / din cele 18 existente / între  $n = 30 - 300$  rot/min. Avansul pe dinte s-a menținut constant la valoarea de  $s_z = 0,053$  mm/dinte, ceea ce s-a realizat prin cuplarea avansului la o valoare cu 2 trepte inferioare față de valoarea treptei de turație. Atât în cazul treptelor de rotații, cât și a avansurilor, se utilizează același șir de valori /. Astfel :

$$s_z = \frac{s}{n \cdot z} \quad / 4.1 /$$

dar dacă s-a luat  $s = \frac{n}{\varphi^2}$  / 4.2 /

$$\text{atunci } s_z = \frac{1}{\varphi^2 \cdot z} = \frac{1}{1,58 \times 12} = 0,053 \text{ mm/dinte} \quad / 4.3 /$$

Variația marimii forței de așchiere s-a asigurat prin varierea adâncimii de așchiere. S-a lucrat în trepte crescînde din mm. în mm. iar uneori în trepte de cîte 0,5 mm. / domeniu puțin stabil / sau trepte de cîte 1,5 sau 2 mm / domenii foarte stabile /.

Influență hotărîtoare are variația direcției de acționare a forței de așchiere / orientarea direcțională /, la analiza comportării dinamice a mașinii de frezat verticale. Aceasta variație rezultă prin modificarea poziției reciproce dintre scula și piesa. / aranjament /. În planul orizontal / x - y /, direcția de acționare a forței de așchiere este nelimitată. S-au ales 12 aranjamente S-P prin cari se poate acoperi cele 360° în trepte de cca. 30°. Aceste trepte de direcții rezulta din următoarele poziții reciproce S-P :

- Pentru cele două sensuri ale avansului longitudinal / +x și -x / s-au prevăzut cîte 3 aranjamente S-P :
  - cu piesa deplasată spre coloană față de centrul frezei
  - cu axa piesei în centrul frezei
  - cu piesa deplasată spre exterior față de centrul frezei
- Pentru cele două sensuri ale avansului transversal / +y și -y / s-au prevăzut de asemenea cîte 3 aranjamente S-P :
  - cu piesa deplasată spre dreapta față de centrul frezei
  - cu axa piesei în centrul frezei
  - cu piesa deplasată spre stînga față de centrul frezei

Avînd în vedere cele de mai sus, ar fi fost ideal ca pasul unghiular  $\varepsilon$ , al normalei pe suprafața de așchiere, să fie de 30°. Pentru a nu distruge în mod inutil / din cauze secundare / tăișul frezei la intrarea în piesă sub un unghi prea ascuțit, s-a lăsat o fișie de cca. 5-7 mm nefrezată în piesă și astfel la 4 dintre aranjamente, pasul unghiular  $\varepsilon^0$ , s-a deplasat în față cu cîte 12,5° / la aranjamentele corespunzătoare lui  $\varepsilon$  de 30°, 120°, 210°, 300° /. Așa cum reiese din diagrama polară a rezultatelor încercărilor / fig. 4.9 /, acest artificiu nu a distorsionat sensibil curba de stabilitate.

Elementele geometrice cari intervin în orientarea direcțională sînt cuprinse în tabelul din fig. 4.10. Tot în acest tabel mai este cuprinsă și valoarea obținută a grosimii limită a așchiei  $w_{lim}$  în urma încercărilor făcute pentru cele 12 aranjamente S-P.

Efectul variației poziției relative a ansamblelor mobile, nu a fost testat sistematic, din cauza imposibilității practice ale



realizării variației propriu zise. Spre exemplificarea celor sus-amintite avem :

$$L_{\text{piesă}} + d_{\text{freza}} + 2.a = 300 + 250 + 2.10 = 570 \text{ mm}$$

dar cursa longitudinală maximă a mesei este de numai 700 mm. iar cea transversală este doar de 250 mm. Însăși aranjamentul de bază cu piesa în centrul mesei, în cazul avansului transversal s-a putut realiza doar prin translația piesei. Efectul similar în planul vertical nu s-a testat, pentru că mașina nu are pinolă, este cu arborele principal fix.

Lucrările de încercare s-au realizat în modul următor :

- S-a reglat poziția mesei față de freză corespunzător primului aranjament S-P, de ex.:  $\epsilon = 0^\circ$

- S-a reglat adâncimea de așchiere la valoarea minimă, de ex.:  $w = 2 \text{ mm}$ .

- S-a reglat turația frezei și mărimea avansului la valoarea lor minimă, de ex.:  $n = 30 \text{ rot/min}$ . și  $s = 19 \text{ mm/min}$ .

- S-a trecut la așchiere timp de cca. 0,5 - 1 minut, în care timp oscilograful înregistra : amplitudinea în direcția longitudinală / x /, amplitudinea în direcția transversală / y /, precum și curentul /  $I_f$  /.

- Așchiera s-a continuat succesiv cu treptele următoare ale turației și avansului în mod similar, pînă la treptele maxime utilizate, adică  $n = 300 \text{ rot/min}$  și  $s = 190 \text{ mm/min}$ .

- S-a continuat apoi cu adâncimea de așchiere de  $w = 3 \text{ mm}$ . parcurgîndu-se gama de turații și avansuri ca și mai sus, apoi s-a trecut la adâncimea de 4 mm și așa mai departe.

Adâncimea de așchiere s-a marit pînă la apariția instabilității, care s-a observat prin șgomotul specific de huruit, trepidații simțitoare ale mașinii și bineînțelele amplitudini înregistrate caracteristice fenomenului de instabilitate.

Dupa examinarea cușitelor frezei și eventuala schimbare a celor știrbite, precum și redresarea suprafeței prelucrate a piesei, s-a continuat pe cît posibil, pentru a avea gama de turații în întregime încercată la adâncimea de așchiere respectivă. De obicei s-a încercat și adâncimea de așchiere imediat următoare, pentru a putea contura cît mai concret limita de stabilitate, bineînțelele cu sacrificii de timp și de cușit.

- S-a reglat apoi poziția mesei față de freză, corespunzător următorului aranjament S-P adică :  $\epsilon = 30^\circ$ . S-a continuat

apoi în mod similar parcurgerea și a tuturor aranjamentelor S-P, pînă la realizarea încercărilor și pentru aranjamentul S-P corespunzător lui  $\varepsilon = 330^\circ$ .

Rezulta deci, ca pentru cercetarea prin așchiere a unei mașini de frezat verticale în mod aproape integral, sînt necesare aproximativ :

11 turajii  $\times$  6 adîncimi  $\times$  12 aranjamente = 800 treceri de frezare ceea ce după cum rezultă din diagramele de stabilitate a aranjamentelor S-P / A 20 - A 31 / s-au și realizat.

#### 4.3 Analiza datelor obținute experimental.

Pe banda oscilografului s-au înregistrat amplitudinile mesei longitudinale a mașinii de frezat, în direcția longitudinală, în direcția transversală, precum și intensitatea curentului absorbit de la rețea. S-a lucrat cu viteza benzii de 5 cm/sec și cu 10 cm/sec. S-au decupat două exemple caracteristice din banda de înregistrare, care reprezintă :

- Pierderea stabilității sistemului în ambele direcții de măsurare / x și y / fig. 4.5
- Un regim de așchiere relativ liniștit fig. 4.6

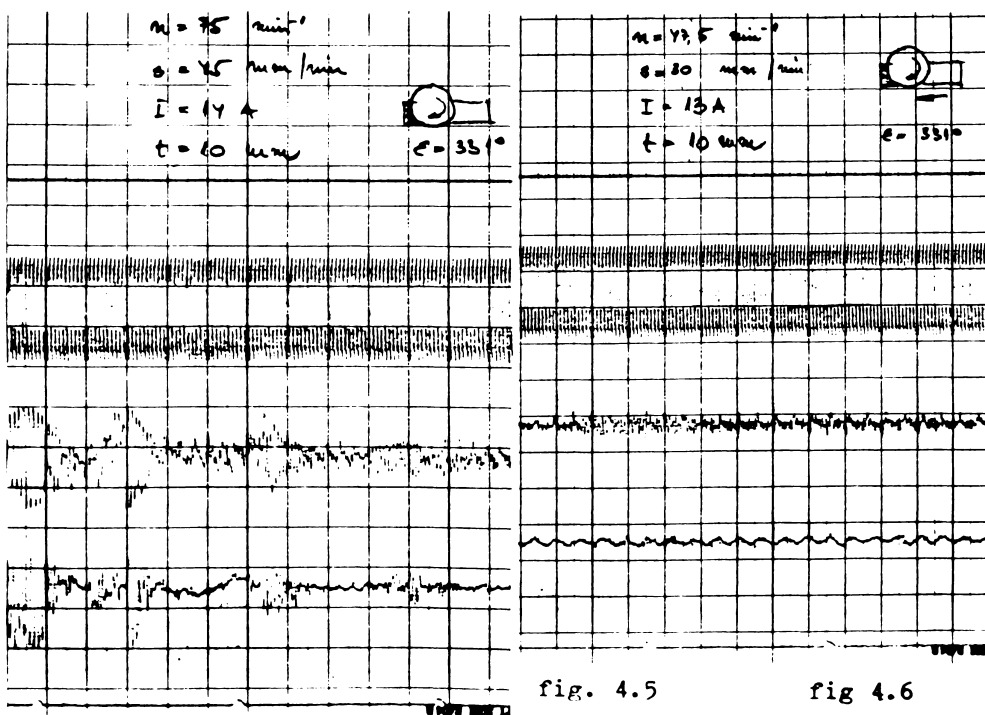


fig. 4.5

fig 4.6

În cadrul acestui regim staționar se observă însă / fig. 4.6 o vibrație forțată, cauzată de o forță de excitație interioară mașinii. Valoarea frecvenței semnalului permite să presupunem, ca este o masă incorect echilibrată pe cea de a 3-a axă din cutia de viteze a antrenării principale / probabil cama de antrenare a pompei de ungere /.

Prelucrarea datelor se face relativ ușor. Amplitudinea apare evident pe banda milimetrică, iar frecvența se citește tot de pe bandă, de data asta în direcția orizontală. Valorile citite se trec într-un tabel cu coloane corespunzătoare turațiilor, rândurile corespunzând adâncimilor de așchiere. În dreptul amplitudinilor se trec și frecvențele măsurate care vor fi comparate cu frecvențele corespunzătoare șocului de atac ai dinților frezei, trecute pe tabel în capul coloanei corespunzătoare turației respective.

Din aceste date se poate deduce, dacă este vorba de o vibrație forțată și în acest caz frecvența măsurată coincide cu cea corespunzătoare șocului de atac ai dinților frezei, sau de una autoexcitată, în caz de necoincidență. Alte cauze au frecvențe mult prea joase / În cazul susamintit cu cama pompei  $f = 8 \text{ Hz}$  /. Frecvența șocului de atac pentru cazul nostru a fost cuprins între 6 - 60 Hz.

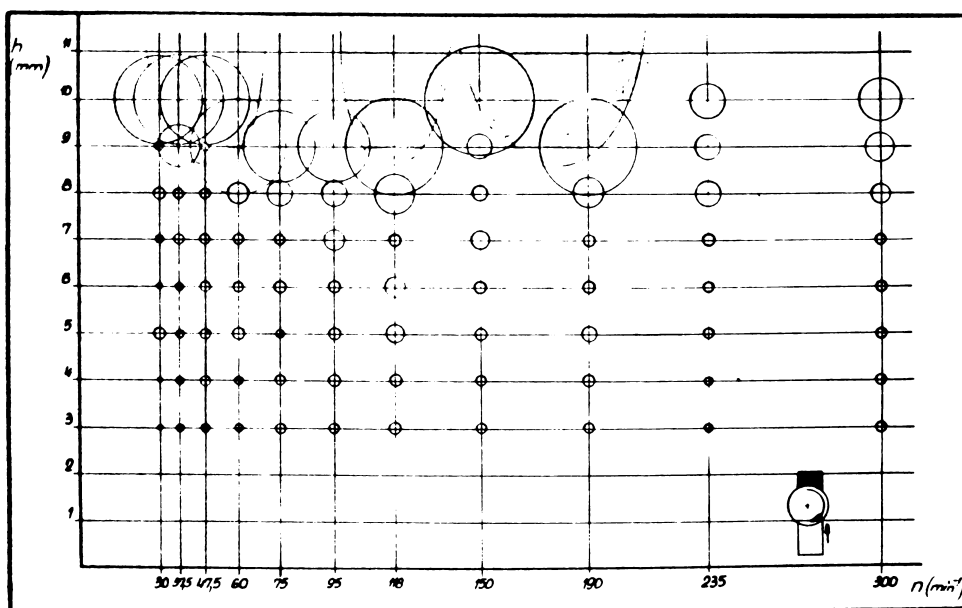


fig. 4.7

Pentru fiecare aranjament S-P se ridica cîte o diagramă de stabilitate / A 20... A 31 / în care pe abscisa s-au trecut turațiile frezei, iar pe ordonată valoarea adîncimii de aşchiere. La intersecția acestora sa reprezentat amplitudinea mai mare / dintre cea longitudinală și cea transversală / printr-un cerc avînd diametrul proporțional cu valoarea amplitudinii corespunzătoare coordonatelor punctului de intersecție respectiv./ fig. 4.7 /.

Dacă se ia în considerare valorile frecvențelor punctelor învecinate, se pot trasa și curbele de stabilitate buclate, cunoscînd că în cadrul unei bucle, valoarea frecvențelor punctelor învecinate este crescătoare, iar cînd aceasta scade brusc, este un indiciu că se începe o altă buclă.

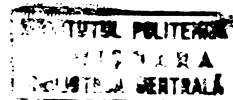
Tangenta trasata la aceste bucle, delimiteaza zona stabilă de cea instabilă, iar orizontala la acestea, care multe ori coincide cu prima, adica adîncimea de aşchiere minimă la care apare pentru prima dată fenomenul instabilității, este limita asimptotică de stabilitate, sau limita domeniului permanent stabile.

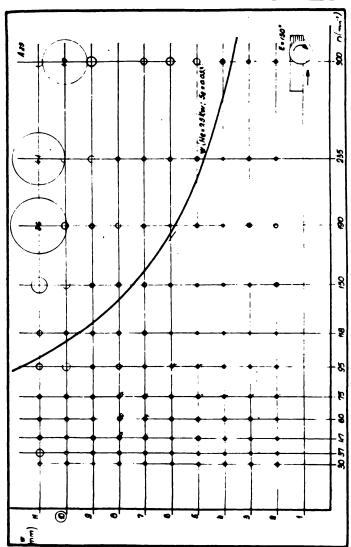
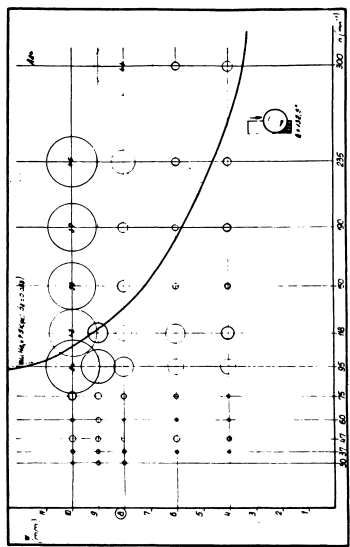
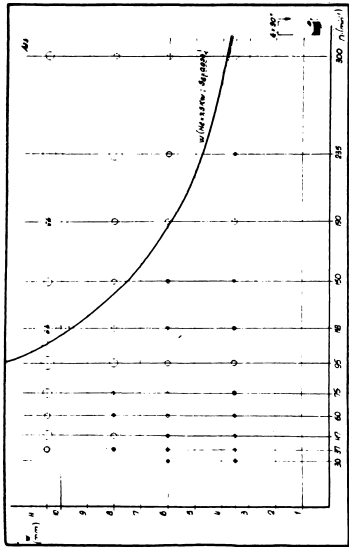
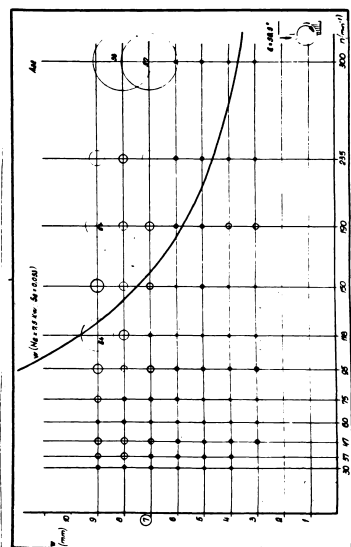
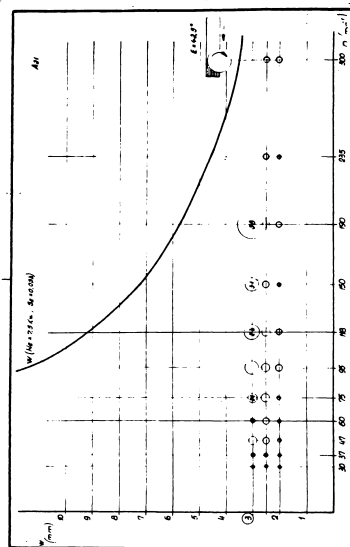
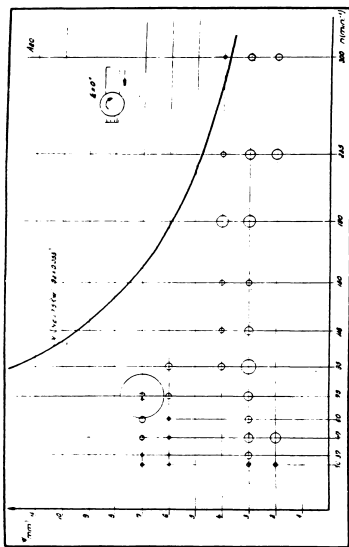
Stabilind aceasta ultima valoare în diagramele tuturor celor 12 aranjamente S-P, s-a putut trasa diagrama polara a zonei permanent stabile, care evidențiază totodată și aranjamentul la care se referă valoare limitei de stabilitate. Sub forma aceasta ea poate servi chiar și muncitorului frezor, pentru alegerea unui aranjament S-P optim. / fig. 4.8 și fig. 4.9 /

Pentru a se putea alinia ideilor menționate în cap. 1, este necesar să se cunoască domeniul în care comportarea dinamică a mașinii este deficitară. Această zonă este delimitată în partea sa inferioară de limita de stabilitate dinamică, iar în partea sa superioară de limita puterii de antrenare a motorului. Ţelul ideal a acestor preocupări este împingerea limitei de stabilitate dinamică peste limita puterii motorului de antrenare la acele aranjamente S-P la cari există un domeniu instabil înaintea epuizării puterii motorului, pentru ca limita capacității de aşchiere a MU să nu fie decît puterea motorului de acționare.

În acest scop pe fiecare din cele 12 diagrame de stabilitate a aranjamentelor S-P se va trasa suplimentar curba de variație a adîncimii de aşchiere în funcție de puterea motorului de antrenare, pe baza următoarei relații : [59]

$$w = \frac{M_e \cdot \lambda \cdot \sin \alpha \cdot 6,12 \times 10^6}{z_c \cdot h_m^{1-\alpha} \cdot k_{sl.l} \cdot R \cdot D \cdot n} \quad \text{mm} \quad / 4.4 /$$





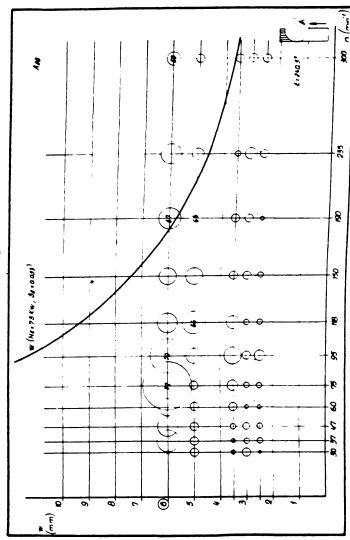
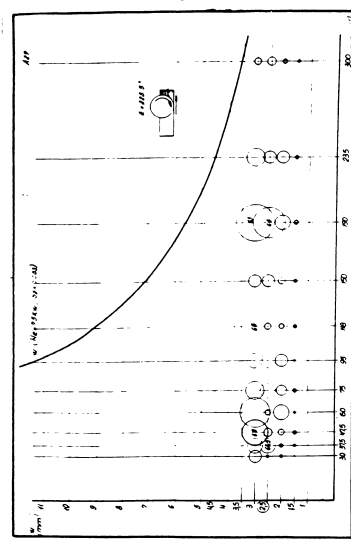
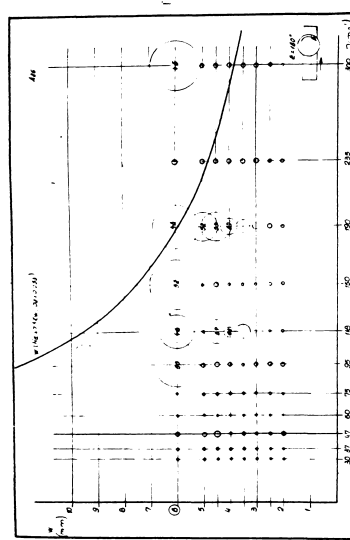
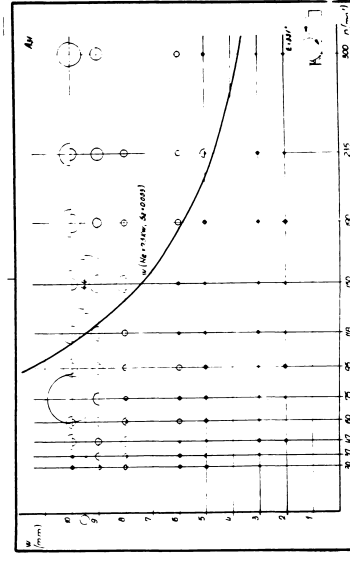
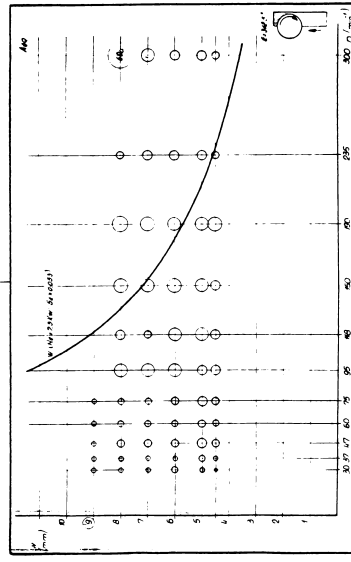
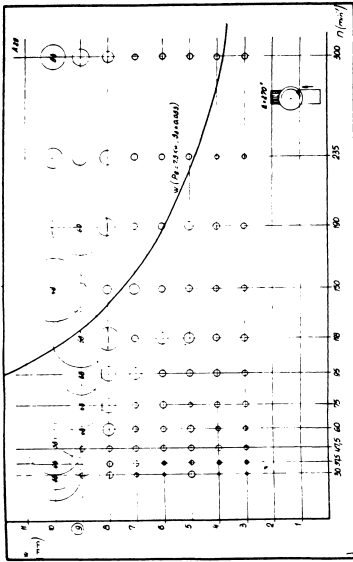


fig. 4.8

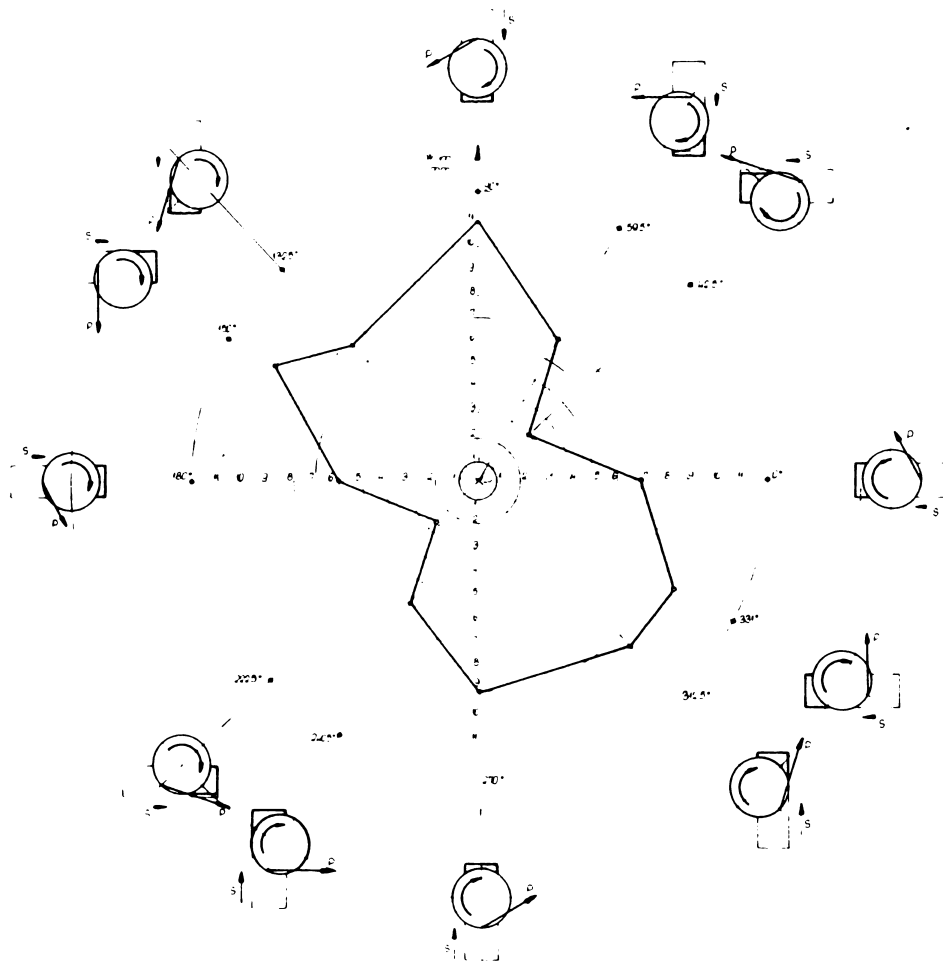


fig. 4.9

| $\epsilon^\circ$ | $\varphi^\circ$ | $\varphi_c^\circ$ | $\epsilon_c^\circ - \epsilon_c^\circ$ | $z_{\text{ref}}$ | $\psi^\circ$ | $r_{\text{lim}}$ |
|------------------|-----------------|-------------------|---------------------------------------|------------------|--------------|------------------|
| 0                | 34              | 326               | 68                                    | 2,27             | 112          | 7                |
| 42,5             | 90              | 355,5             | 94,5                                  | 3,15             | 154,5        | 3                |
| 59,5             | 101             | 20,5              | 80,5                                  | 2,68             | 171,5        | 7                |
| 90               | 124             | 56                | 68                                    | 2,27             | 202          | 11               |
| 132,5            | 180             | 85,5              | 94,5                                  | 3,15             | 244,5        | 8                |
| 150              | 191             | 109,5             | 81,5                                  | 2,72             | 262          | 10               |
| 180              | 214             | 146               | 68                                    | 2,27             | 292          | 6                |
| 222,5            | 270             | 175,5             | 94,5                                  | 3,15             | 334,5        | 2,5              |
| 240,5            | 281             | 200               | 81                                    | 2,72             | 352,5        | 6                |
| 270              | 304             | 236               | 68                                    | 2,27             | 22           | 9                |
| 312,5            | 0               | 265,5             | 94,5                                  | 3,15             | 64,5         | 9,5              |
| 331              | 11              | 292               | 79                                    | 2,64             | 83           | 9,5              |

fig. 4.10

$N_e$  = puterea nominală a electromotorului de acționare a arborelui principal  $N_e = 7,5 \text{ Kw}$

$\eta_m$  = randamentul mecanic al antrenării  $\eta_m = 0,58$

$$\eta_m = \frac{I_f - I_g}{I_f} \quad / 4.5 /$$

$$I_f = \frac{N_e}{3 \cdot U_f \cdot \eta_m \cdot \cos \varphi} \quad / 4.6 /$$

$$I_f = \frac{7,5 \cdot 1000}{3 \cdot 220 \cdot 0,855 \cdot 0,85} = 15,45 \text{ A} \quad \text{datele din catalog}$$

$I_g$  = Curentul măsurat pe o fază la mersul în gol a arborelui principal  $I_g = 6,5 \text{ A}$

$z_c$  = numărul de dinți ai frezei în atac

$$z_c = \frac{z \cdot (\varphi_e - \varphi_i)}{360^\circ} \quad / 4.7 /$$

$h_m$  = grosimea medie a așchii

$$h_m = \frac{360^\circ \cdot B \cdot s_z \cdot \sin \alpha}{z \cdot v \cdot (\varphi_e - \varphi_i)} \quad / 4.8 /$$

$l-z$  = exponentul forței de așchiere  $l-z = 0,88$

$k_{sl.1}$  = forța de așchiere specifică  $k_{sl.1} = 185 \text{ kgf/cm}^2$

După trasarea pe cele 12 diagrame de stabilitate a aranjamentelor s-P / A 20... A 31 / a curbei de variație a adâncimii de așchiere pe baza relației 4.4 se constată că s-au făcut determinări și în domeniul unde  $N_e = 7,5 \text{ kw}$  a fost depășit. Acest lucru s-a făcut în mod premeditat, în cazuri extreme ajungând chiar la un consum de  $I_f = 30 - 35 \text{ A}$  cece corespunde la dublarea puterii absorbite. Timpul de suprasolicitare fiind scurt, motorul nu a resimțit acesta. Scopul acestui regim forțat a fost satisfacerea dezideratului privind obiectivitatea și caracterul concludent a determinărilor. Din aceeași cauză s-a lucrat cu  $s_z$  având o valoare așa de redusă. În acest fel domeniul investigațiilor s-a putut extinde mult peste un regim de exploatare normal.

#### 4.4 Evaluarea rezultatelor și unele constatări.

Considerând intervalul optim a vitezei de așchiere de 80.. .. 150 m/min, [30] rezultă o viteză medie de așchiere de 115 m/min.



pentru care corespunde adâncimea de aşchiere limitată de puterea motorului de antrenare şi avansul pe dinte ales de :

$$w \left[ N_e = 7,5 \text{ Kw} ; s_z = 0,053 \text{ mm} \right] = 7,5 \text{ mm}$$

Desigur aceasta este o valoare medie destul de generală, deoarece la viteze mai mici de aşchiere adâncimea de aşchiere limitată de puterea motorului este mai ridicată, iar la viteze de aşchiere mai mari este mult mai joasă, dar aşa cum se va vedea mai jos, acest criteriu este suficient de real şi obiectiv.

Dacă pe diagrama de stabilitate polară se trasează cercul cu raza de 7,5 mm adâncime de aşchiere, se constată că în zonele cuprinse între unghiurile :

$$\begin{array}{l} 350^\circ \text{ şi } 70^\circ \text{ adică } 30^\circ \text{ precum şi} \\ 165^\circ \text{ şi } 260^\circ \text{ adică } 95^\circ \text{ deci într-un domeniu de} \\ \text{total } 175^\circ = \epsilon \text{ instab.} \end{array}$$

adâncimea maximă de aşchiere posibil de detaşat, este limitată de pragul de stabilitate dinamică al sistemului MUPDS, care în fond putem substitui cu MU, datorită măsurilor multiple luate în vederea respectării condiţiilor limită a încercărilor.

Rezultă deci, că puterea motorului de acţionare nu poate fi exploatată într-un domeniu al posibilităţilor tehnologice a MU de :  $\frac{175^\circ}{360^\circ} \cdot 100 = 48,6 \%$

datorită comportării dinamice nesatisfăcătoare. Această constatare bazată pe valori medii, este confirmată de faptul că în 5 dintre cele 12 diagrame de stabilitate ale aranjamentelor S-P, anume : A 20; A 21; A 26; A 27; A 28; respectiv  $\epsilon = 0^\circ; 42,5^\circ; 180^\circ; 225,5^\circ; 240^\circ$ ; instabilitatea dinamică apare la  $w \leq 7 \text{ mm}$ , în domeniul în care puterea motorului are rezerve, iar dacă se ia  $w \leq 9 \text{ mm}$ , numărul diagramelor se ridică la 7, după ce s-au adăugat : A 22 şi A 24; respectiv  $\epsilon = 59,5^\circ$  şi  $132,5^\circ$  în aceleaşi condiţii.

Din analiza în continuare a diagramei de stabilitate polară / fig. 4.9 / rezultă că cercul avînd raza  $w = 7,5 \text{ mm}$  mai intersectează zonele cuprinse între unghiurile :

$$\begin{array}{l} 70^\circ \text{ şi } 165^\circ \text{ adică } 95^\circ \text{ precum şi} \\ 260^\circ \text{ şi } 350^\circ \text{ adică } 90^\circ \text{ deci într-un domeniu de} \\ \text{total } 185^\circ = \epsilon \text{ stab.} \end{array}$$

în care adâncimea maximă de aşchiere posibil de detaşat, în condiţii de stabilitate dinamică, este mai mare decît adâncimea de aş-

chiere  $w = 7,5$  mm limitată de puterea motorului. Aşa cum s-a menţionat la pag. 47, la o serie de aranjamente S-P ca cele avînd  $\epsilon = 59,5^\circ / A 22 /$ ;  $90^\circ / A 23 /$ ;  $150^\circ / A 25 /$ ;  $270^\circ / A 29 /$ ;  $312,5^\circ / A 30 /$ ;  $331^\circ / A 31 /$  s-a putut aşchia în condiţii de stabilitate dinamică bună, deşi puterea nominală a motorului a fost suprasolicitat cu 50 % şi chiar cu 100 % uneori.

Deci mai rezultă încă, că într-un domeniu al posibilităţilor tehnologice de :  $\frac{185^\circ}{360^\circ} \cdot 100 = 51,4 \%$

capacitatea de aşchiere a MU nu este limitată de comportarea dinamică a maşinii, ci doar de puterea motorului de acţionare, ceea ce este foarte normal.

Preocupările prezentei lucrări sînt însă îndreptate spre acel domeniu în care capacitatea de aşchiere a maşinii este limitată de comportarea dinamică nesatisfăcătoare a acesteia, vizînd diminuarea ponderii de 48,6 % în care acest fenomen predomină. Această expresie, totuşi, nu este chiar impropriu folosit, deşi matematic nu este valabil, dar preponderenţa constă în dominarea aranjamentelor S-P cu avansul şi axa piesei longitudinală, aranjamente S-P cele mai uzuale. Dintre aceste aranjamente S-P doar cele cu  $\epsilon = 150^\circ$  şi  $331^\circ$  sînt foarte stabile, deci recomandate necondiţionat / frezare în sensul avansului /.

Din cele de mai sus rezultă că maşina are o direcţie principală de cedare maximă care se presupune că coincide cu bisectoarea unghiurilor ce cuprind zonele cu comportare dinamică nesatisfăcătoare / pag. 48 /, şi anume :

$$\frac{350^\circ + 70^\circ - 360^\circ}{2} = 30^\circ \text{ precum şi } \frac{165^\circ + 260^\circ}{2} = 212,5^\circ$$

ceea ce se identifică cu direcţia lui  $\epsilon = 30^\circ$  resp.  $210^\circ$ . Acest lucru se confirmă şi din diagrama de stabilitate polară / fig. 4.9 / în care  $w_{\min}$ , corespunzător stabilităţii dinamice minime, se găseşte în direcţia lui  $\epsilon = 42,5^\circ$  resp.  $222,5^\circ$  ceea ce de fapt, pe baza considerentelor tratate la pag. 40, înlocuiesc valorile lui  $\epsilon = 30^\circ$  resp.  $210^\circ$ .

Procedînd în mod similar şi în cazul zonelor cu comportare dinamică bună, rezultă că :

$$\frac{70^\circ + 165^\circ}{2} = 117,5^\circ \text{ precum şi } \frac{260^\circ + 350^\circ}{2} = 305^\circ$$

ceea ce arată un decalaj de cca.  $90^\circ$  faţă de direcţia precedentă, lucru ce se confirmă şi din diagrama polară de stabilitate / fig.

4.9 / în mod asemănător.

În lucrările de analiză a comportării dinamice a mașinii de frezat se folosește  $\varepsilon^\circ$  ca unul dintre parametrii principali. Acesta reprezintă direcția normalei dusă din centrul frezei sau a mașinei la mijlocul suprafeței de așchiere, de unde rezultă rolul preponderent convențional al său. Datorită multiplelor avantaje pe care le prezintă, se folosește și în calculele teoretice. În unele interpretări fizice trebuiesc folosite și alte elemente. Analizând apariția fizică pe mașina de frezat a direcției de cedare maximă, trebuie presupus că rezultanta în planul orizontal al forței de așchiere este în corelație strinsă cu direcția cedării maxime, deoarece rezonanța, acest indiciu al instabilității, apare între altele, la coincidența direcției modului de vibrații - în cazul de față a direcției cedării maxime - cu direcția forței excitatoare - în cazul de față a forței de așchiere -. Menținând deci ca parametru de baza  $\varepsilon$  se va completa cu  $\beta$  care este elementul de corelație constant între forța de așchiere și normala pe suprafața de așchiere. Din fig. 8.1 rezultă că :

$$\psi = 180^\circ + \varphi_i - \beta = 180^\circ + \varepsilon - \beta \quad / 4.9 /$$

$$\text{deoarece } \varphi_i = \varepsilon \quad / 4.10 /$$

iar  $\beta = 68^\circ$  din teoria așchierii

În coloana a 6-a a tabelului din fig. 4.10 sînt cuprinse valorile unghiului  $\psi$  corespunzătorii celor 12 aranjamente S-P caracterizate prin unghiul  $\varepsilon$ . Unghiul  $\psi$  reprezintă direcția rezultantei medii a forțelor de așchiere în planul orizontal / x - y / față de cercul trigonometric.

Presupunînd că direcția cedării maxime coincide cu una din rezultantele medii a forțelor de așchiere în planul orizontal, putem admite că, această direcție coincide cu direcția forței de așchiere care corespunde aranjamentului S-P la care adîncimea limită de așchiere  $w_{lim}$  este minim. În cazul de față este vorba de  $\varepsilon = 42,5^\circ$  precum și  $\varepsilon = 222,5^\circ$ , cărora corespund unghiurile  $\psi = 154,5^\circ$  respectiv  $\psi = 334,5^\circ$ . / fig. 4.9 și 4.10 /

Din cele de mai sus rezultă că direcția cedării maxime în planul orizontal este situată la :

$$154,5^\circ - 180^\circ = 334,5^\circ - 360^\circ = - 25,5^\circ$$

de axa longitudinală / x - x / a mașinii de frezat. Dacă luăm în considerare faptul că unghiurile  $\varepsilon = 42,5^\circ$  și  $222,5^\circ$  înlocuiesc

de fapt unghiurile  $\epsilon = 30^\circ$  și  $210^\circ$ , pe baza considerentelor arătate la pag. 40, direcția rezultantei medii a forțelor de așchiere cari soliciată structura în aranjamentul S-P la care rezultă cedarea maximă ar putea fi - conform relației 4.9 - deasemenea și :

$$\psi = 142^\circ \text{ respectiv } \psi = 322^\circ$$

iar direcția cedării maxime în planul orizontal va putea fi și la :

$$142^\circ - 180^\circ = 322^\circ - 360^\circ = -38^\circ$$

de axa longitudinală / x - x / a mașinii de frezat. Luând în considerare că probabilitatea acestei prezumții este egală cu cea determinată prin măsurători, vom lucra în continuare cu valoarea medie a acestor două direcții, și anume :

$$\frac{-25,5^\circ + / -38^\circ /}{2} = -32^\circ$$

Intrucât mașina de frezat verticală, atît constructiv , cît și funcțional se încadrează în sistemul trirectangular, rezultă că direcția cedării maxime situată la  $-32^\circ$  de axa longitudinală x - x , indică două direcții de cedare pronunțată, perpendiculare între ele și care se însumează vectorial. Folosind relația :

$$\sin^2 \psi + \cos^2 \psi = 1 \quad / 4.11 /$$

se poate calcula ponderea cu care cedările structurii după axele de coordonate x și y contribue la cedarea maximă, care la rîndul ei a determinat direcția cedării maxime respectiv a rigidității minime. Vom avea deci :

$$\text{ponderea după axa x : } \cos^2 32^\circ \times 100\% = 72 \%$$

$$\text{ponderea după axa y : } \sin^2 32^\circ \times 100\% = 28 \%$$

deunde reiese preponderența axei longitudinale x - x a mașinei care prin rigiditatea dinamică mai slabă, poate fi considerată ca principala zonă de comportare dinamică slabă.

Din punct de vedere constructiv se poate considera ca una din cauze, cedarea dinamică a mecanismului de deplasare a mesei longitudinale. Acest ansamblu este puternic soliciat în timpul frezării, îndeosebi atunci, cînd componenta pe axa x a rezultantei medii a forței de așchiere, este mare. O ameliorare a situației se poate obține prin pretensionarea organelor în contact mobil, astfel ca la acționarea forțelor de excitație, forțele de pretensionare să nu fie încă anihilatș deci să nu poată lua naștere joc între ele. Este vorba de rulmenții axiali la capetele arborelui filetat și cari trebuiesc montați cu o pretensionare bine dimensionată și controlată, precum și cuplul șurub - piș-

liță, la care mecanismul de compensare a jocului nu este suficient de eficace. Efectul acestei neajuns s-a putut observa în timpul probelor de aşchiere, când s-a constatat că deplasarea manuală a devenit extrem de uşoară, după intrarea frezei în material, în cazul aranjamentelor S-P corespunzând unghiului  $\varepsilon = 42,5^\circ$  şi  $222,5^\circ$ , deci avînd rezultanta forţei medii de aşchiere aproape paralelă cu arborele filetat. Trebuie menţionat însă că înaintea aşchierii, piulița de compensare a fost reglată la limita posibilităţii de acţionare a motorului de avans.

Pentru a sublinia cele de mai sus se citeaza cazul aranjamentului avînd  $\varepsilon = 59,5^\circ$  precum şi  $240,5^\circ$ , la cari direcţia rezultantei forţelor de aşchiere este mai aproape de direcţia axei longitudinale, totuşi  $w_{lim}$  este de peste două ori mai ridicată. În aceste aranjamente însă deplasarea de avans nu se mai execută cu masa longitudinală, ci cu cea transversală, faţă de care forţa de excitaţie nu mai este paralelă ci perpendiculară.

S-ar putea însă ridica problema aranjamentului avînd  $\varepsilon = 132,5^\circ$  precum şi  $312,5^\circ$ , la cari rezultanta medie a forţelor de aşchiere este aproape paralelă cu arborele filetat a saniei transversale, deci o situaţie similară cu acela a aranjamentului avînd  $\varepsilon = 42,5^\circ$  şi  $222,5^\circ$  în cazul mesei longitudinale, totuşi  $w_{lim}$  este foarte ridicat, deci o comportare dinamică bună.

Explicaţia - valabilă de altfel pentru toate cele 6 aranjamente S-P avînd avansul / şi piesa / transversal - constă în faptul că, între forţa de excitaţie a aşchierii şi cuplul şurub-piuliță a deplasării saniei transversale care preia solicitarea dinamică, sînt interpuşe amortizoare Lanchester / A llb / şi amortizoare cu masa auxiliară amortizată / A llc / constînd din : corpul saniei transversale cu ansamblele şi piesele montate pe ea printr-o serie de legături amortizoare şi elastice producînd o amortizare simţitoare şi deci ridicarea pragului de stabilitate.

O explicaţie suplimentară - valabilă pentru aranjamentele avînd  $\varepsilon = 132,5^\circ$  şi  $312,5^\circ$  -elucideaza limita de stabilitate sensibil mai ridicată decît la aranjamentele avînd  $\varepsilon = 59,5^\circ$  şi  $240,5^\circ$ , avînd  $w_{lim} = 7$  resp.  $6$  mm. În cazul primelor două aranjamente rezultanta medie a forţelor de aşchiere acţioneaza aproape perpendicular pe partea laterala a ghidajului mesei longitudinale care pe o lungime aşa de mare constituie împreună cu stratul de lubrifiant de pe el - un amortizor excelent, ceea ce

nu se realizează în cazul aranjamentelor amintite la urmă.

O situație similară are loc la aranjamentele cu avans longitudinal  $\varepsilon = 150^\circ$  și  $331^\circ$  avându-se la bază efectul descris în subcapitolul 3.1.5 și fig. 3.6 care concurează la asigurarea limitei ridicate a stabilității.

Un altă cauză pentru apariția cedării în direcția axei  $x - x$  este gradul de libertate destul de mare între ghidajul vertical al consolei și a montantului. Aici ghidajul sub forma de coadă de rândunică permite o mișcare de rotire a consolei și împreună cu ea și a mesei în jurul unui centru imaginar care se află aproximativ în apropierea unuia dintre ghidajele verticale, atunci când forța de excitație are o poziție favorabilă creerii unui moment de rotire susamintit, cum este cazul la aranjamentele având  $\varepsilon = 180^\circ$  și  $222,5^\circ$ , precum și  $0^\circ$  și  $42,5^\circ$ . La toate aceste aranjamente direcția forței de excitație este apropiată de direcția uneia din fețele ghidajului cu coadă de rândunică care în aceste cazuri permite o mișcare de quasi-translație. Desigur cele de mai sus au efect și asupra cedării în direcția axei  $y - y$ , ceea ce rezultă ca componentă corespunzătoare axei  $y - y$  din mișcarea de rotire susamintită a consolei.

La aranjamentele S-P având  $\varepsilon = 42,5^\circ$ ;  $132,5^\circ$ ;  $222,5^\circ$  și  $312,5^\circ$  / fig. 4.9 /, tangenta la dintele frezei ce intră în piesă, este paralelă cu avansul și de sens contrar cu această. Binecunoscuta formă de "lună nouă" a așchiei din acest punct de intrare începe să-și crească grosimea de la valoarea zero, până la valoarea ei maxime după  $90^\circ$  de rotire. Începând din locul intrării frezei în piesă, teoretic așchia crește progresiv, practic însă pe o anumită porțiune de arc, freza nu pătrunde încă în material ci îl deformează doar. Forța aceasta de deformare crește și ea proporțional cu grosimea teoretică a așchiei până la o valoare limită când cuțitul pătrunde brusc în material, de data asta mai adânc decât valoarea teoretică datorită tensiunilor acumulate atât în ramura dinspre piesă cât și în ramura dinspre freză a sistemului MUPDS. Astfel are loc o excitație permanentă suplimentară a procesului de frezare la fiecare intrare a unui alt dinte al frezei în piesă. Această solicitare dinamică suplimentară contribuie și ea la coborîrea limitei de stabilitate la aranjamentele susmenționate.

Tabelul din fig. 4.11 este o încercare de recapitulare a cauzelor mai sus tratate, folosind un punctaj aproximativ.

| P e n o m e n u l  | Aranjamentul S-P avînd $\xi^0 =$ |    |    |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
|--|----------------------------------|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
|  | 0                                | 42 | 59 | 90 | 132 | 150 | 180 | 222 | 240 | 270 | 312 | 331 |
| 1 Cedarea dinamică a mecanismului de deplasare a mesei longitudinale       | +                                | ++ |    |    |     |     | +   | ++  |     |     |     |     |
| 2 Sania transversală ca amortizor Lan- chester și cu mesă aux. amortizată  |                                  |    | -  | -  | -   | -   | -   | -   | -   | -   | -   | -   |
| 3 Ghidajul mesei longitudinale în stare statică ca amortizor               |                                  |    |    |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 4 Ghidajul mesei longitudinale în stare statică ca legătură slabă dinamică |                                  | ++ |    |    |     |     |     | ++  |     |     |     |     |
| 5 Ghidajul mesei longitudinale în tim- pul avansului ca amortizor          |                                  |    |    |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 6 Cedarea dinamică a mecanismului de deplasare a saniei transversale       |                                  |    |    |    |     |     | +   |     |     |     |     | +   |
| 7 Rotirea consolei în jurul ghidajului ei vertical                         | +                                | +  |    |    |     |     |     | +   |     |     |     |     |
| 8 Excitație suplimentară la creșterea grosimii așchiei dela zero           |                                  | +  |    |    |     |     | +   |     |     |     |     | +   |
| Total  | +                                | ++ | +  | -  | 0   | -   | +   | ++  | +   | -   | 0   |     |
| $\eta_{lim}$   | +                                | ++ | ++ |    |     |     | +   | ++  | ++  |     |     |     |
|  | 7                                | 3  | 7  | 7  | 11  | 8   | 10  | 6   | 2,5 | 6   | 9   | 9,5 |

Legendă :  
- amortizare  
+ cedare dinamică  
++ cedare dinamică pronunțată

Fig. 4.11

Prin însumarea algebrică a punctajului pe cauze / unde este cazul /, în cadrul fiecărui aranjament S-P, se obține totalul punctajului pe aranjamente, cari comparate cu adâncimile de aşchiere limită respective  $w_{lim}$ , / fig. 4.9 și 4.10 / prezintă proporționalități inverse suficient de logice, pentru a demonstra realitatea analizelor cauzale ale comportării structurii.

În afară de acelea amintite mai sus, în timpul efectuării cercetărilor, s-au mai putut constata următoarele :

- Efectul distrugător a vibrațiilor asupra sculei, întrece orice închipuire. În fotografiile prezentate / A 1; A 2; A 3; A 4; A 5; /, se observă știrbirea tăișului sculei, în primele trei cazuri chiar fără urme de uzură. Ele s-au produs în intervale de cca. 0,3 - 2 sec. Orice efort, în vederea extinderii domeniului stabil, merită osteneala.

- La folosirea sculelor noi, sau reascuțite, este imperios necesară rodarea cuțitelor, fără de care  $w_{lim}$  se reduce chiar pînă la 5 ori. Această operație se poate realiza și printr-un proces de aşchiere treptat, metodă de aplicat la cuțitele cu plăcuțe amovibile. Rodarea prelungește durata tăișului la uzură.

- Intrarea frezei în piesă, expune cuțitele la șocuri puternice, cari cauzează adesea știrbirea lor. Sînt aranjamente S-P optime în cari unghiul de intrare  $\varphi_i$  este mai avantajos. La nevoie, se poate intra treptat. Socul puternic este periculos, atunci cînd  $z$  are valoare subunitară:  $z_{act} = 0,5$  sau  $1 \leq z_{act} \leq 2$  ș.a.m.d. În aceste cazuri, variația forței de aşchiere este mare.

- Numărul de dinți activi ai frezei, se poate influența atît prin alegerea diametrului și a numărului de dinți ai frezei, cît și prin aranjamentul S-P.  $z_{act}$  sau  $z_c$  este optim, la numere de dinți întregi /  $z = 1, 2, 3, \dots, n$  /, sub optim la  $z = n \pm / 0,1 - 0,2$  /, iar cel mai defavorabil la  $z = n \pm 0,5$  pentru  $n = 1, 2, 3, \dots$

#### 4.5 Concluzii parțiale.

Inercarea prin aşchiere este utilă și necesară, dar la frezare în general și la mașini de frezat verticale în special, aceasta solicită un volum enorm de lucrări, care nu poate fi realizat integral, decît la unele cercetări de premieră.

Inercarea permite obținerea de rezultate calitative reale ale analizei dinamice, iar în caz de respectare a condițiilor



limita a regimului de lucru, și rezultatele cantitative sînt suficient de reale. Deși rezultatele încercărilor sînt indirecte, cumulate dau date utile asupra :

- comportarii dinamice a structurii ;
- performanțelor tehnologice ale mașinii ;
- depistării defectelor de fabricație și montaj ;
- depistării primare a domeniilor dinamic slabe ;
- valorilor de control, în vederea comparării cu rezultatele încercărilor prin excitație a structurii, precum și cu calculul limitelor de stabilitate ;
- valorilor limită pentru recepție finală .

Avînd la dispoziție datele cercetării prin așchiere, rezultă necesitatea :

- mării domeniului permanent stabil al mașinii, prin depistarea legăturilor, nodurilor și construcțiilor dinamic slabe și adoptarea soluțiilor constructive corespunzătoare, pentru îmbunătățirea lor,

- folosirea selectivă a aranjamentelor S-P, astfel ca să se evite acelea care sînt în zona direcției de cedare maximă a structurii,

- includerea în fazele de recepție finală a mașinilor, un test de așchiere, constînd din 3 aranjamente S-P :  $\xi = 331^\circ$  ;  $0^\circ$  ;  $42,5^\circ$  ; la adîncimea de așchiere de  $w = 9$  ;  $7$  ;  $3$  mm corespunzătoare aranjamentelor alese, la turațiile de  $n = 118$  ;  $150$  ;  $190$  rot/min, dintre cari cele 3 treceri pentru una din aranjamente, cu înregistrare pe oscilograf. În caz că nu apare auto-vibrație, mașina din punct de vedere dinamic este corectă. În cazul apariției autovibrațiilor, se repetă trecerea, însă cu adîncimea diminuată cu 1 mm. Dacă nu apar vibrații, mașina din punct de vedere dinamic corespunde. Dacă apar vibrații, mașina se respinge și se va localiza nodul dinamic slab. În acest scop servește banda înregistrată de oscilograf, care totodată va indica și defectele de dezechilibru cari nu au cauzat pierderea stabilității dar trebuiesc eliminate. Aceste probe ar necesita 0,5 - 1 ore/ mașină. După o experimentare de 1 - 2 ani ar putea deveni prescripție de standard. În cazul că îmbunătățirile constructive susamintite dau rezultate favorabile, adîncimile de așchiere pentru testare se pot mări corespunzător în cazul aranjamentelor S-P avînd  $\xi = 0^\circ$  și  $42,5^\circ$ .

5. Cercetarea comportării dinamice a mașinilor de frezat cu consolă, prin măsurarea funcțiilor de transfer a cedării.

Precum rezultă din cap. 2.8 ; apariția vibrației în PA, este cauzată în principal de efectul regenerativ și de efectul cuplării de poziție. În aceste situații, sistemul MUPDS este definit de relația variației grosimii așchii / 2.5 /, relația variației forței de așchiere / 2.8 /, precum și de relația comportării structurii / 2.20 /. Interdependența acestor relații rezultă clar din schema bloc din fig. 2.13. Analiza comportării la vibrații a sistemului MUPDS se reduce în final, la analiza stabilității acestei scheme bloc, folosind criteriile de stabilitate din teoria reglării automate. Forma în care va fi posibilă descrierea fiecărui element, va determina criteriul de stabilitate care va putea fi întrebuițat.

În fond, schema bloc se compune din două elemente principale : mașina și procesul de așchiere. În acest capitol se propune descrierea mașinii, în legătură cu care concluzia subcapitolului 2.6.3 arată motivele pentru care în prezent structura unei MU nu se poate descrie pe cale analitică, ci numai pe cale experimentală. La acestea trebuie adăugat ca atât cedarea dinamică cât și defazajul dintre forță și deformație depind în mare măsură de proprietățile nodurilor de legătură între organe și ansamble, în-deosebi de calitatea și rugozitatea suprafețelor de contact, în cazul ghidajelor de valoarea presiunii de contact, a ungerii etc. Deoarece în prezent neexistând încă cunoștințe îndestulătoare referitoare la acestea, nu se pot obține pe cale analitică valori ale rigidităților și amortizărilor din aceste noduri, care să satisfacă condițiile de precizie necesare calculării caracteristicilor frecvențiale amplitudine-fază.

Intrucât prin metode analitice nu se pot determina CFAP, acestea trebuie măsurate direct pe MU. În acest scop MU este supusă - fără să funcționeze - unei cercetări de excitație în care între S și P se aplica forțe de excitație statice și dinamice. Aceste forțe, având ordinea de mărime a forțelor de așchiere, pot fi produse de un excitator electro-hidraulic. Amplitudinile de deplasare ce iau astfel naștere, sînt raportate la forțele de excitație și cu ajutorul defazajului, sînt reprezentate ca CFAP, unde frecvența forței de excitație este luat ca parametru.

În cazul cel mai general - cum este și cazul mașinii de frezat verticală - rezultanta forțelor care acționează între S-P, este un vector în spațiu, care poate fi determinat prin proiecțiile sale :  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$ , pe cele trei axe de coordonate trirectangulare a sistemului cartezian, în care se înscrie și MU. În mod similar, deplasarea relativă între S-P este un vector dirijat tot în spațiu, care poate fi determinată prin proiecțiile ei :  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , pe același sistem de coordonate.

Urmează ca comportarea dinamică a structurii în zona de așchiere, să fie descrisă de nouă funcții de transfer, reprezentate prin tot atâtea CFAR.

$$\begin{aligned} G_{xx}(i\omega) &= \frac{x(i\omega)}{P_x(i\omega)} ; G_{xy}(i\omega) = \frac{x(i\omega)}{P_y(i\omega)} ; G_{xz}(i\omega) = \frac{x(i\omega)}{P_z(i\omega)} ; \\ G_{yx}(i\omega) &= \frac{y(i\omega)}{P_x(i\omega)} ; G_{yy}(i\omega) = \frac{y(i\omega)}{P_y(i\omega)} ; G_{yz}(i\omega) = \frac{y(i\omega)}{P_z(i\omega)} ; \\ G_{zx}(i\omega) &= \frac{z(i\omega)}{P_x(i\omega)} ; G_{zy}(i\omega) = \frac{z(i\omega)}{P_y(i\omega)} ; G_{zz}(i\omega) = \frac{z(i\omega)}{P_z(i\omega)} ; \end{aligned}$$

/ 5.1 /

În acest scop s-a excitat structura în mod succesiv în direcția celor trei axe de coordonate, simulînd astfel cele trei componente  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$ , ale forței de așchiere, măsurîndu-se în fiecare caz răspunsul structurii / amplitudinea de deplasare / în direcția aceluiași trei axe de coordonate  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , totodată și unghiul de defazaj  $\varphi$  între forță și deplasare.

### 5.1 Standul de încercări și cercetare.

Așa cum s-a descris în cap. 1, s-a constituit un stand la Întreprinderea Unirea din Cluj-Napoca, la care s-a realizat cercetarea integrală a mașinii FV 32-1, iar acest stand s-a reconstituit la Întreprinderea Mecanica Cusir, cu anumite complectări din dotarea acestei întreprinderi. La acest stand, s-a realizat cercetarea prin excitație a mașinilor de frezat verticale : FV 32-2 și FV 35, precum și a mașinei de frezat universală : FU 35.

Obiectul cercetării : MU, a fost așezată pe pardoseala de

beton armat a standului de probă, prin intermediul unor plăci de cauciuc cu inserție de pânză de cca. 30 mm grosime însumată, fără ancorare. Panoul hidraulic a fost amplasat la distanța de cca. 2 m. de mașina cercetată, pe un covor din PVC pe suport textil. Pe același planșeu, dar în altă încăpere, la distanță de min. 8 m. erau în funcțiune MU de aşchiat metale. În aceste condiții, nu s-a constatat prezența unor forțe de excitație exterioare MU.

În etapa de cercetare de la Cugir, condițiile erau mai puțin izolante; FV-35 și FU-35 fiind în exploatare, au fost amplasați printre alte MU, prima în secția sculărie, cea de a doua în secția de uzinaj MU, ambele așezate pe plăci de cauciuc de cca. 15 mm. grosime, fără ancorare, iar FV-32-2 s-a amplasat în sculărie pe dispozitive vibroizolante cu tampon de cauciuc, fabricate de Electrotimiș, la fel neancorată. La toate cele trei MU, panoul hidraulic se afla la 0,6 m. de mașină, fără izolare față de sol. Nici în aceste condiții nu s-au constatat forțe de excitație exterioare, care să influențeze sensibil răspunsul la excitația dirijată a MU cercetate.

Schema bloc al standului pentru cercetarea comportării dinamice a mașinii FV-32-1 este prezentată pe fig. 5.1 ;

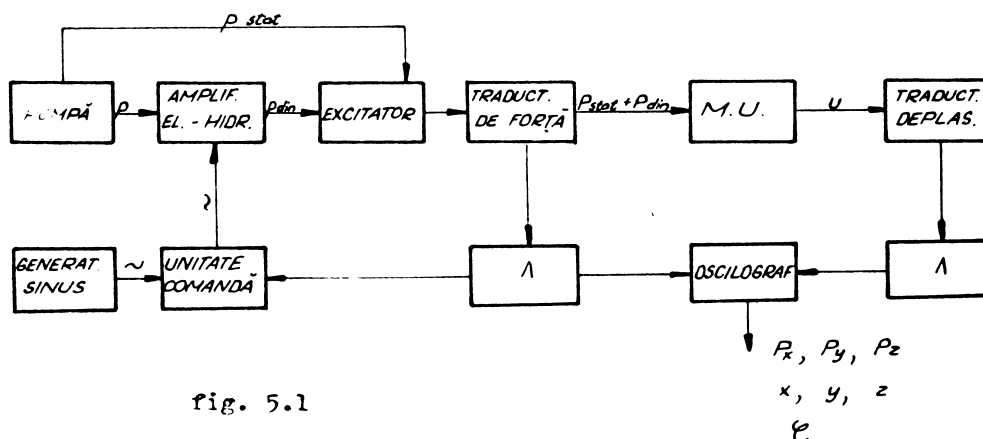


fig. 5.1

Pe schemă distingem de fapt două sisteme :

- Sistemul de excitație / intrare / format din :
  - Unitate de pompare cu două ieșiri de alimentare ;
    - prima alimentează etajul de producere a forței statice în excitator,
    - cea de a doua alimentează etajul de producere a forței dinamice a excitatorului, prin intermediul:

- Amplificator electro-hidraulic / AEH / , care transformă presiunea constantă furnizată de pompă, în presiune alternativă de frecvență variabilă, prin intermediul tensiunii alternative produse de un :

- Generator de frecvență sinusoidală / GF / , care transmite semnalul produs, la AEH , prin :

- Unitatea de comandă / UC / , care corectează variațiile curbei caracteristice a AEH și compensează parțial diminuarea, funcție de frecvență, a forței de excitație dinamică, primind semnalul prin bucla de reacție, dela traductorul de forță, care este montat pe :

- Excitatorul hidraulic. Acesta în cele două etaje susmenționate, produce și suprapune forța statică de pretensionare, menită să liniarizeze procesele dinamice care apar în structură și forța dinamică de excitație propriu zisă, care simulează componenta dinamică a forței de aschiere.

- Sistemul de măsurare format din :

- Traductorul de forță - intercalat nemijlocit între excitator și structura de excitat - care transmite semnalul de intrare /  $F_{stat} + P_{din}$  / - prin puntea de măsurare și amplificator - unui oscilograf, precum și la unitatea de comandă UC pentru compensarea forței.

- Traductorul de deplasare, montat axial / FT directe / , sau perpendicular / FT transversale / , față de tija excitatorului, care măsoară deplasarea relativă între S-P și transmite acest semnal de răspuns al structurii - prin intermediul unei punți de măsurare și amplificator - aceluiași oscilograf.

- Oscilograful înregistrează semnalele susamintite pe o bandă, care devine purtătorul de informații, necesare evaluărilor și calculelor asupra comportării dinamice a structurii.

În fig. 5.2 se prezintă aspectul general al standului, unde conform amplasării fizice a obiectelor, se distinge :

1. Structura cercetată : FV 32-1 .

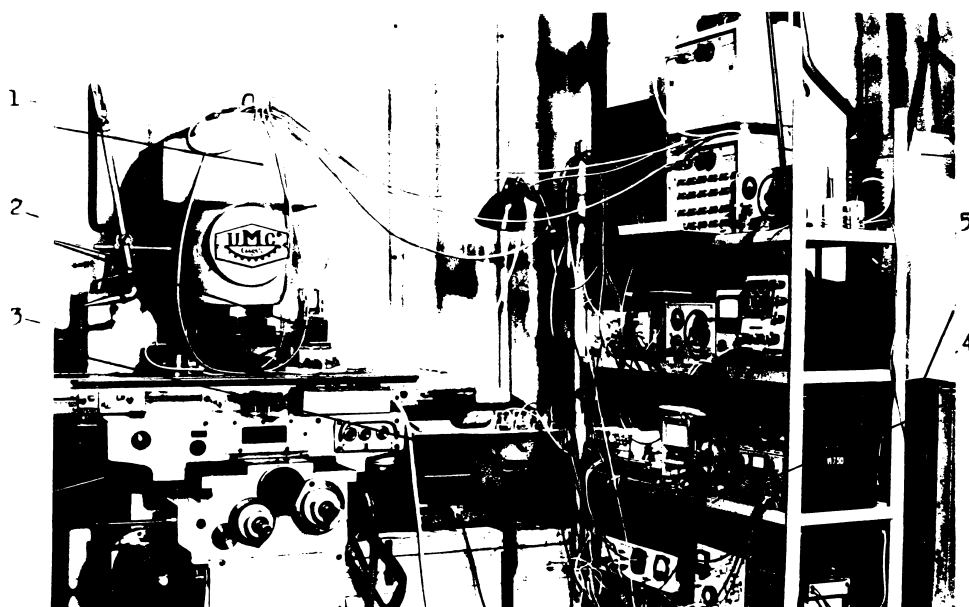
2. Elementele pe mașină, constând din :

- Excitatorul cu suportul său și traductorul de forță ;  
- Traductorii de deplasare : longitudinal, transversal, vertical ;

- Puntruțul de comandă a acționării panoului hidraulic, mobil într-o rază de 3 m.

3. Oscilograful
4. Stativul cu aparate
5. Panoul hidraulic

fig. 5.2



#### 5.1.1 Unitatea de pompare.

În schema bloc din fig. 5.1 apare și sub denumirea compactă : "pompa" prin care aici se înțelege un ansamblu compus dintr-un:

- Panou hidraulic, în continuare notat ca: PH
- Tabloul de comandă electrică al panoului
- Pupitrul de comandă a acestuia.

Panoul hidraulic a fost împrumutat de la un strung frontal tip Mafumat DF 315 fabricat în RDG fiind destinat acționării unor accesorii ale strungului, ca: dispozitiv de copiat, cap revolver port scule etc.

Acest PH este constituit din două circuite hidraulice independente / fig. 5.3 / fiecare dintre ele fiind alimentat de câte o pompă cu roți dințate și ambele acționate de un același electromotor de 0,8 Kw. Pompa  $P_1$  are un debit de 1,6 l/min , iar pompa  $P_2$  avînd debitul de 6,5 l/min., ambele avînd presiunea maximă de regim de 63 kgf/cm<sup>2</sup>.

În conducta de aspirație a pompelor, este intercalat microfiltrul  $F_1$  , cu capacitatea de reținere de 10  $\mu$ , ceea ce este

imperios necesară la alimentarea amplificatorului electrohidraulic. Rezervorul PH avînd o capacitate de 40 l. este prevăzut cu un filtru fin la alimentarea cu ulei, precum și o baterie de magneți permanenți, pentru reținerea impurităților feroase. Aerisirea rezervorului se face deasemenea printr-un filtru fin. Toate aceste măsuri pentru asigurarea acurateții, au permis o funcționare ireproșabilă a amplificatorului electrohidraulic și a excitației, chiar în regim fortuit de 16 ore pe zi. Uleiul pentru turbine 5003 folosit ca mediu hidraulic, s-a comportat deasemenea ireproșabil.

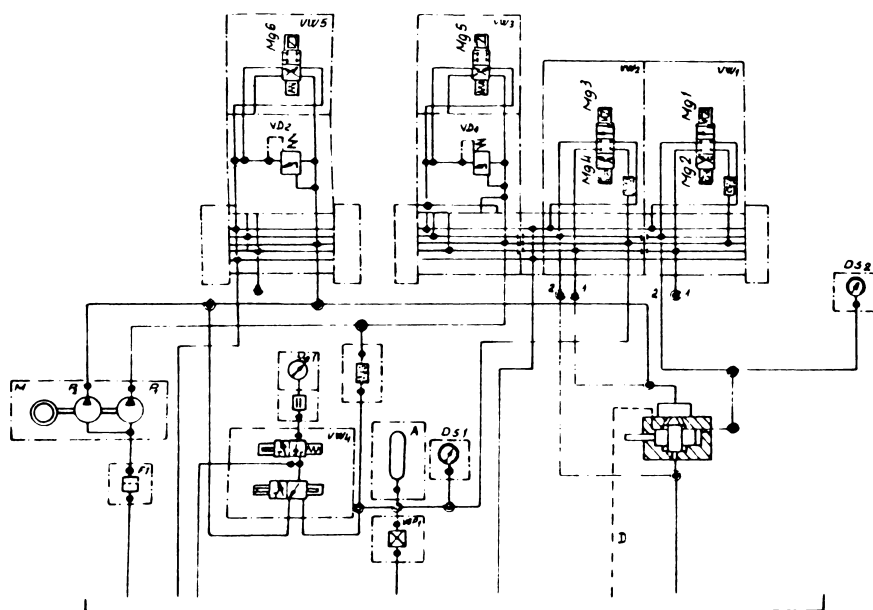


fig. 5.3

Circuitul pompei  $P_2$  a alimentat AEH cu presiunea necesară creerii forței dinamice. Uleiul refulat de pompa  $P_2$ , intră într-un bloc fix de distribuție, în care este racordată o supapă de descărcare reglabilă, cu care se poate regla presiunea de alimentare pentru forța dinamică, în acest caz la  $56 \text{ kgf/cm}^2$ . În paralel cu aceasta, uleiul intră într-un distribuitor electromagnetic 4/2 normal deschis, notat cu VV 5, fiind acționat de electromagnetul Mg 6. În poziția normală a distribuitorului, uleiul refulat de pompa  $P_2$ , se retrimite în rezervor, circuitul ne fiind

pus sub presiune. Acționând electromagnetul Mg 2, distribuitorul VW 5 se închide și circuitul se găsește instantaneu la presiunea limitată de supapa de descărcare reglabilă VD 2, fiind legat prin corpul excitatorului, de orificiul de presiune P a AEH.

Pompa  $P_1$  alimentează deasemenea un bloc fix de distribuție, la care este racordată supapa de descărcare reglabilă VD 1 cu care s-a limitat presiunea pentru crearea forței statice, în acest caz de  $35 \text{ kgf/cm}^2$ . În paralel este alimentat și distribuitorul VW 3 de tip 4/2 normal deschis, fiind acționat de electromagnetul Mg 5. În poziția normală a distribuitorului, uleiul refulat de pompa  $P_2$  se retrimite în rezervor. Acționând Mg 5, se închide VW 3, presiunea crește lent, pompa  $P_1$  începând să încarce - printr-o supapă de sens - acumulatorul pneumohidraulic A legat în derivație cu VW 3 și VD 1. La atingerea presiunii reglate, supapa de descărcare VD 1 intră în funcțiune, menținând presiunea reglată în limite de cca.  $1 \text{ kgf/cm}^2$ . După opriri scurte, presiunea reglată se instalează în timp scurt.

Presiunea din circuitul pompei  $P_1$ , amortizată și aplanată, de acumulatorul A încărcat cu azot, alimentează prin blocul fix de distribuție, două distribuitoare electromagnetice 4/3 normal închise: VW 1 și VW 2, cari comandă alimentarea consumatorilor, fiind acționate de electromagneții: Mg 1 și Mg 2 resp. Mg 3 și Mg 4. La încercările mașinii FV 32-1 la Cluj, s-a folosit doar poziția inversă dela VW 1, prin Mg 2, prin care s-a alimentat camera de producere al forței statice a excitatorului. Conducta transparentă de drenaj / fig. 5.10 /, este legată prin racordul de drenaj a acestui circuit, la rezervor.

La Cugir, s-a lucrat cu un panou hidraulic împrumutat de la un strung frontal tip Mafumat DF 200. Acest PH s-a deosebit de cel din Cluj, prin absența circuitului pompei  $P_2$ , singura pompă  $P_1$  era acționată de un motor electric de 0,4 Kw. În acest caz, supapa de descărcare reglabilă VD 1, s-a reglat la  $48 \text{ kgf/cm}^2$ . Distribuitorul VW 1 a lucrat în poziția inversă prin Mg 2 ca și la Cluj, conducta 1 fiind obturată, deservind camera de presiune statică a excitatorului. Distribuitorul VW 2 a lucrat în poziția directă prin Mg 3, prin ieșirea 1 alimentând racordul de presiune dinamică de pe excitator, ieșirea 2 fiind legată de racordul de retur de pe corpul excitatorului. A-



ceste două legături sînt trecute cu linii punctate pe schema hidraulică din fig. 5.3 și în acest caz trebuie considerat ca inexistent circuitul pompei  $P_1$ . Conducta de drenaj dela exci-tator este legată și de data acesta la rezervor, prin racordul de drenaj.

Datorită solicitării la limita, electromotorul de acțio-nare a pompei s-a încălzit pronunțat, o parte din energia calo-rică suplimentară s-a transmis și corpului pompei, care încălzin-du-se, s-a dilatată, ceea ce a avut ca urmare scăderea presiunii reglate, și deci sistarea încercărilor în mod periodic. Introdu-cînd răcirea electromotorului cu aer comprimat, panoul DF 200 a funcționat în continuare satisfăcător. Acest fenomen nu s-a produs în cazul PH tip DF 315 la Uluj, datorită capacității în-destulătoare asigurate de cele două pompe și motor electric co-respunzător.

PH mai este prevăzut cu un manometru de reglare și control care deservește ambele circuite, acestea fiind selectate printr-un distribuitor rotativ și pus sub presiune printr-un distribuitor 3/2, ambele acționate manual printr-un singur buton. Preso-statele  $\mu S 1$  și  $DS 2$  deserveșc PH în cazul regimului inter-mitent, ceea ce nu era cazul la lucrările tratate, deci semnale-le acestora nu s-au luat în considerație. Supapa de descărcare VSP 1 deservește circuitul lui  $P_1$  care rămîne sub presiune, da-torită acumulatorului, și după oprirea pompei  $P_1$ .

În mod normal cele două PH sînt comandate de instalația electrică a strungurilor Mafumat DF 315 resp. DF 200 cărora le aparțin. În cazurile descrise, a fost necesară realizarea unui tablou de comandă și a unui pupitru de comanda corespunzatori / fig. 5.4 și 5.5 /.

Motorul pompelor se alimentează dela rețea, prin contac-torul  $c_1$  care este comandat de butoanele  $b_{pm}$  și  $b_{om}$ . Elect-romagneții de comandă  $Mg 1 \dots Mg 6$  a distribuitorilor hidrau-lice, sînt alimentați cu curent continuu de 24 v printr-un trans-formator și redresor, și sînt comandate de butoanele  $b_{p1} \dots b_{p6}$  / pornire / precum și  $b_{o12}$ ;  $b_{o34}$ ;  $b_{o5}$ ;  $b_{o6}$  / oprire / prin con-tactorii  $c_2 \dots c_6$ . Întrucît magneții  $Mg 1$  cu  $Mg 2$  resp.  $Mg 3$  cu  $Mg 4$  acționează asupra aceluiași distribuitor, comanda lor electrică a fost interbloca-tă.

Pe fig. 5.5 în partea stînga, se reprezintă perechea cup-

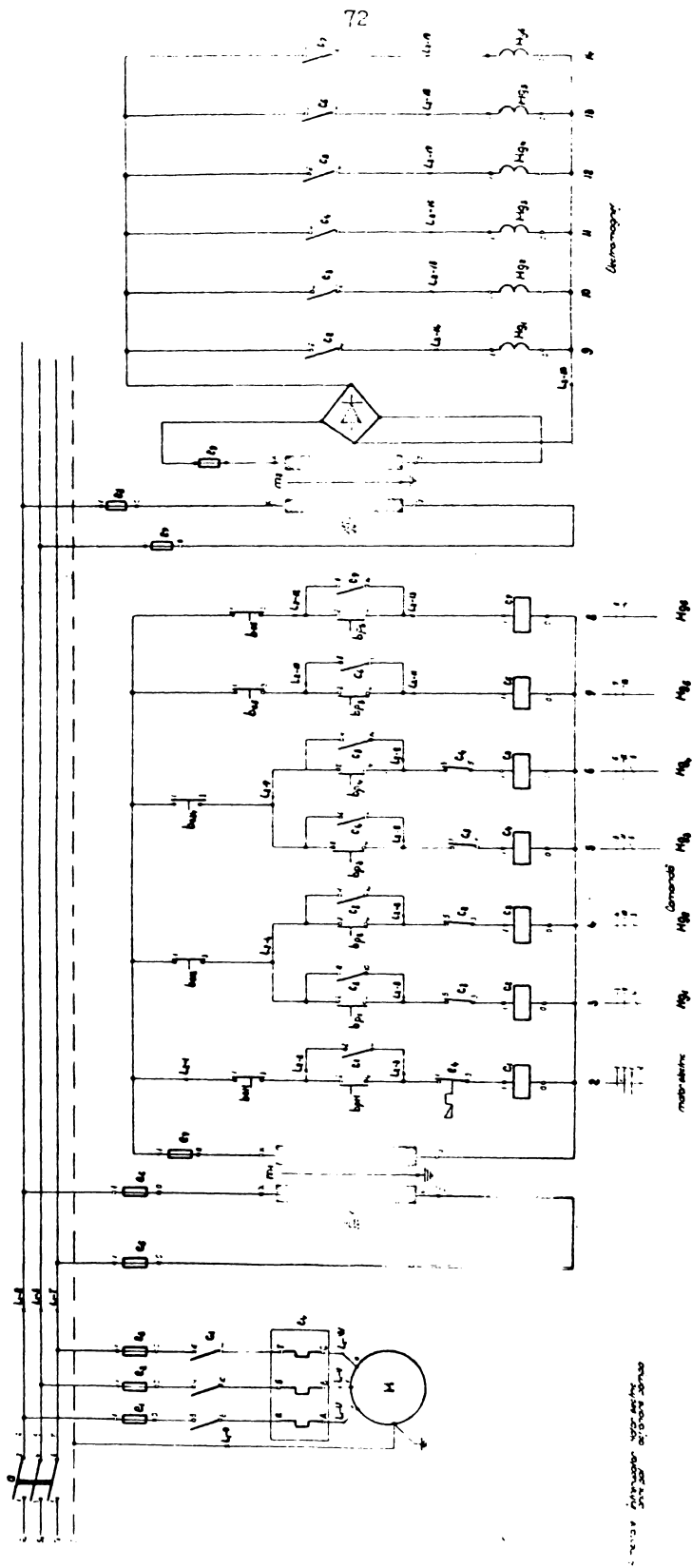


fig. 5.4

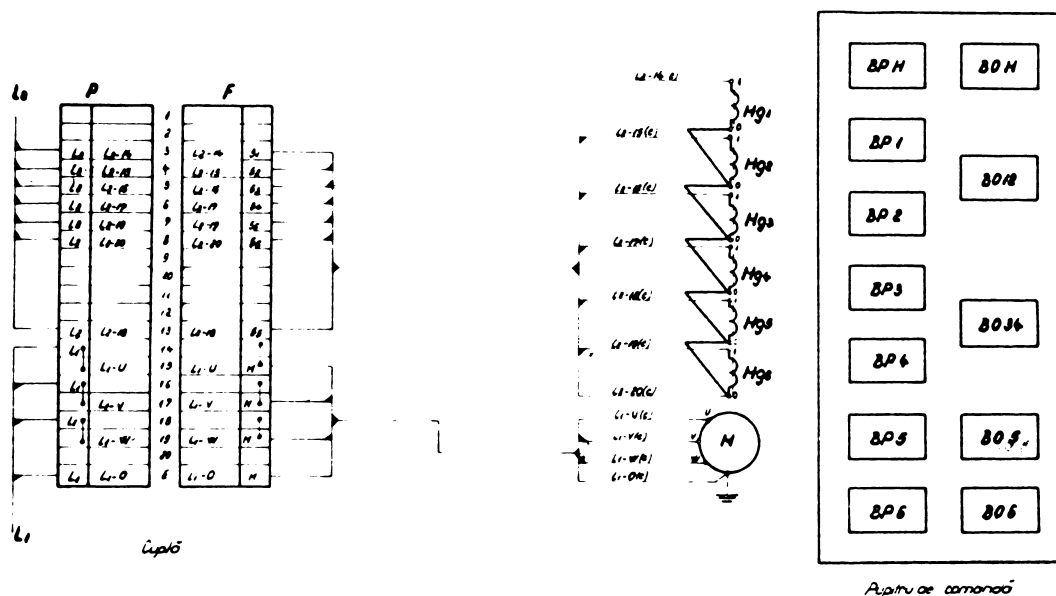


fig. 5.5

lei de legătura, unde cea notată cu  $F$  existentă pe panourile hidraulice, iar cea notată cu  $P$  s-a confecționat împreună cu tabloul de comandă / fig. 5.4 /. În partea din dreapta a fig. 5.5 , este placa frontală a puntrului de comandă, cu ajutorul căruia s-a putut comanda orice variația de funcționare a  $M$  descris mai sus, de la o distanță de 3 m. Din schema hidraulică și electrică, mai rezultă și posibilitatea realizării independente a forței statice, a forței dinamice, variante necesare pentru etalonări.

### 5.1.2 Amplificatorul electrohidraulic.

AEH din fig. 5.6 , este compus dintr-un transformator electro-mecanic și două trepte de amplificare hidraulică. Fluxul magnetic polarizat, este generat de 2 magneți permanenți 1 , dispuși între piesa polara superioară 7 și cea inferioară 9. Armătura 3 a transformatorului electro-mecanic, se extinde în întregul

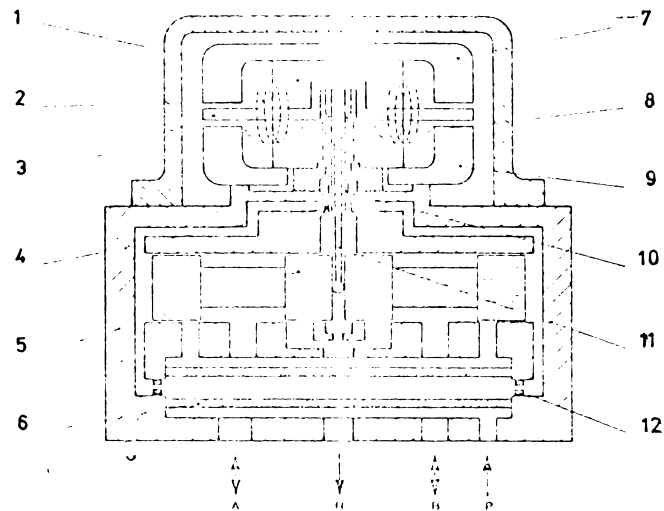


fig. 5.6

fluxului magnetic și este susținută în această poziție, de o piesă tubulară de încovoiere 8 . Acest tub de încovoiere, mai are și funcția de etansare între compartimentul electromagnetic și cel hidraulic. Armătura este îmbrăcată de două bobine de magnet 2 câte unul pe fiecare parte a tubului de încovoiere 8 .

Clapeta 10 a primei trepte de amplificare hidraulică, este fixată rigid de partea de mijloc a armăturii 3 . Clapeta depășește tubul de încovoiere 8 și pătrunde între cele două ajutaje 4 , creînd două interstiții variabile între capetele ajutajelor 4 și clapeta 10 . Uleiul sub presiune - filtrat de filtrul sinterizat 6 - furnizat de circuitul dinamic al PH, după ce trece prin două drosele fixe 12 , alimentează cele două drosele variabile ce s-au creat între 4 și 10 . Presiunile ce se dezvoltă în camerele intermediare dintre droselele fixe și cele variabile, acționează totodată și asupra capetelor sertărașului 5 a celei de al doilea trepte de amplificare hidraulică.

Treapta a doua, este o construcție convențională de distribuitor cu sertar, cu 4 căi, la care debitul de ieșire, la o cădere de presiune constantă, este proporțională cu deplasarea dela poziția zero a sertărașului. O tijă arc de reacție 11 , fixată în consolă de armătură, trece prin clapeta în interior găurită și se sprijină în creștătura din mijlocul sertărașului. Sertărașul deplasîndu-se, deformează arcul de reacție 11 care crează un moment în ansamblul armătură-clapetă.

Dacă se aplică un semnal asupra bobinelor, în armătură ia naștere o forță, care tinde să încovoie tubul 8 și acesta va cauza deplasarea clapetei 10 și deci mărirea interstițiului dintre acesta și unul din ajutaje și micșorarea la ajutajul opus. Acest dezechilibru între droselele variabile, va cauza diferență de presiune în cele două ramuri, în urma căruia sertarul se va deplasa în sensul opus deplasării clapetei 10. Tija arc de reacție transmite armăturii, un moment invers proporțional cu deplasarea sertărașului. Acest moment se opune momentului creat de magnet, iar când ele devin egale, se instalează condiția de echilibru.

Dacă semnalul aplicat asupra bobinelor este sinusoidal, sertărașul de comandă execută deplasări alternative de frecvență corespunzătoare semnalului de intrare. Prin deschiderea și închiderea muchiilor de comandă a sertărașului, uleiul sub presiune sosit prin orificiul P dela treapta dinamică a PH, este dirijat alternativ în spatele sau fața pistonului excitatorului, prin orificiile B sau A producând forța alternativă / dinamică / de excitație. În fiecare semiperioadă, camera opusă presiunii, este legată de conducta de retur prin orificiul R.

AEH în funcție de construcția și tipodimensiunea lor, au diferite caracteristici frecvențiale, precum rezultă din fig. 5.7 extrasă din catalogul firmei Moog, actualmente realizând AEH cu performanțele cele mai bune.

Dacă seria 35 atinge un decrement de 2 dB la 135 Hz, seria 30 abia la 300 Hz și mai departe, dacă seria 35 atinge defazajul de  $90^\circ$  la 120 Hz, AEH din seria 30 abia la 230 Hz, toate acestea la presiunea de  $200 \text{ kgf/cm}^2$ .

Caracteristica frecvențială a AEH poate fi ex-

tinsă dincolo de caracteristica reprezentată, prin mărirea scur-

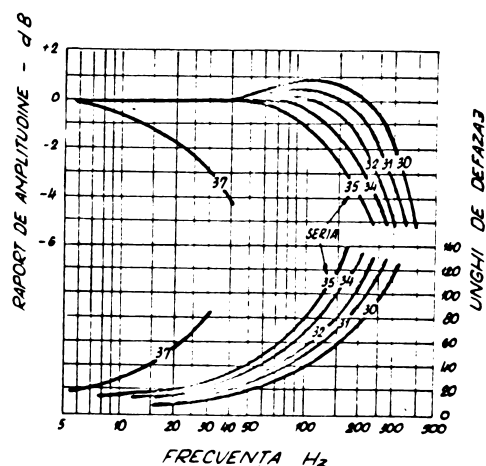


fig. 5.7 [31]

gerii la prima treaptă, precum și prin reducerea cursei maxime a sertărașului 5. Pe această cale, unghiul de defazaj de  $90^\circ$ , se atinge la seriile 30 și 31, abia în jurul frecvenței de 300 Hz. Frecvența proprie a AEH scade însă cu 25 % sub cea nominală, odată cu presiunea de alimentare, dacă aceasta scade de la  $200 \text{ kgf/cm}^2$  la  $70 \text{ kgf/cm}^2$ . Tot în acest sens influențează și amplitudinea semnalului de comandă, precum și temperatura uleiului.

În standurile de cercetare realizate la Cluj și Cugir, s-a folosit AEH seria 30 fabricație Moog.

În fig. 5.8 este prezentată schema bloc a AEH : [31]

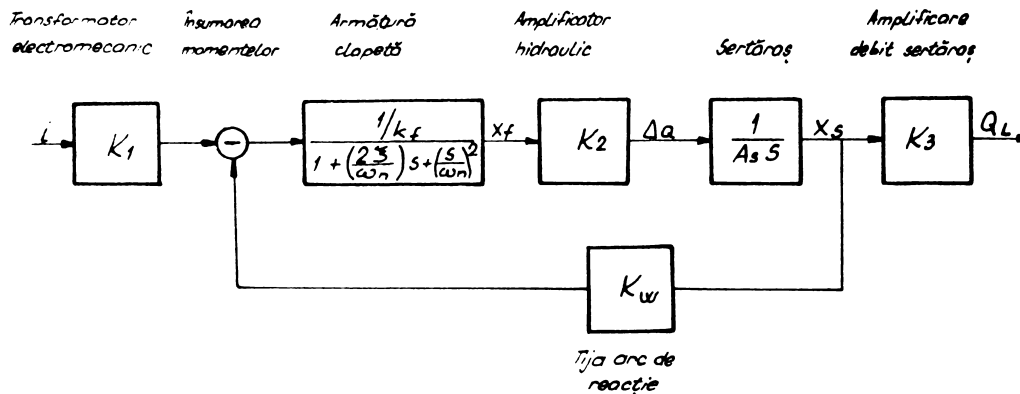


fig. 5.8

$i$  = semnalul de comandă

$x_f$  = deplasarea clapetei spre ajutaje

$x_s$  = deplasarea sertărașului

$\Delta Q$  = diferența de debit a amplificatorului

$Q_L$  = debitul AEH

$K_1$  = funcția de transfer al transformatorului electromecanic

$K_2$  = funcția de transfer a amplificatorului hidraulic

$K_3$  = funcția de transfer al sertărașului de comandă

$A_s$  = aria fundului sertărașului de comandă

$k_f$  = rigiditatea netă a sistemului armătură - clapetă

$k_w$  = rigiditatea tijei arc de reacție

$b_f$  = amortizarea sistemului armătură - clapetă

$I_f$  = masa de rotație a sistemului armătură - clapetă

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_f}{I_f}} \quad \text{frecvența proprie a primei trepte} \quad / 5.2 /$$

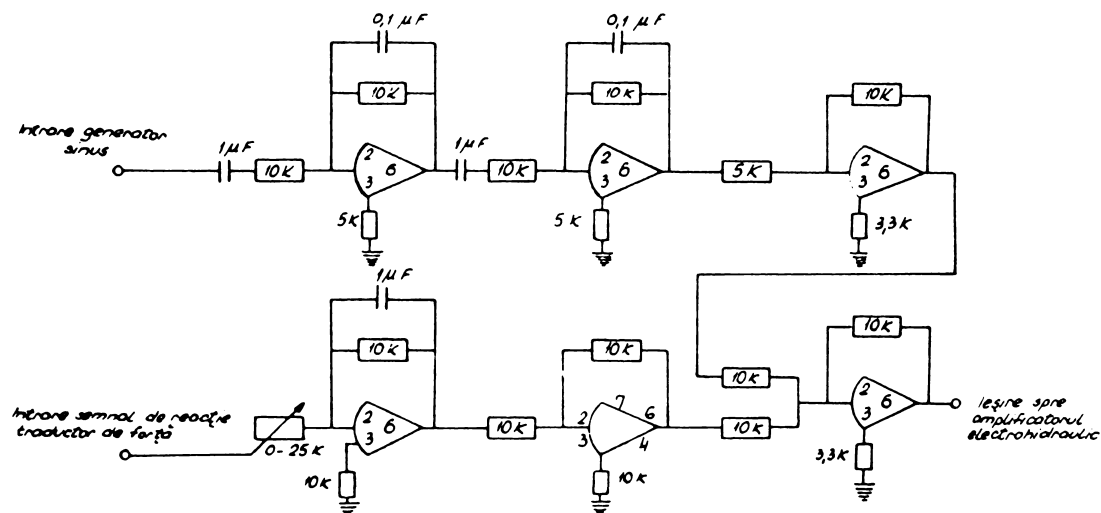
$$\zeta = \frac{1}{2} \cdot \frac{b_f}{k_f} \cdot \omega_n \quad \text{raportul de amortizare al primei trepte / 5.3/}$$

$$K_v = \frac{K_2}{k_f} \cdot \frac{k_w}{A_s} \quad \text{funcția de transfer a AEH} \quad / 5.4 /$$

Cele de mai sus sînt valabile și în cazul standurilor sus-menționate, la cari semnalul de comandă e funcție de tensiune, iar semnalul de ieșire este funcție de presiune. AEH reproduce la ieșire legea de variație a semnalului de intrare. În cazul tratat, legea de variație a forței dinamice era sinusoidală, lege căreia s-a conformat și forța dinamică realizată de excitator pe cale hidraulică.

### 5.1.3 Unitatea de comandă a AEH.

fig. 5.9



Aceasta realizează între anumite limite, corecția curbei caracteristice a raportului de amplitudine în funcție de frecvență și asigură protecția AEH. Are 2 intrări, așa cum se vede pe schema bloc / fig 5.9 /, prima fiind intrarea semnalului dela generatorul de frecvență, iar cea de a doua fiind semnalul circuitului de reacție, primit dela traductorul de forță, și care pe măsura diminuării forței de excitație, odata cu creșterea frecvenței, va compensa între anumite limite această diminuare, prin mărirea semnalului de comandă / tensiune / al AEH care comandă excitatorul.

Ambele ramuri ale unității de comandă, / fig. 5.9 / sînt construite pe baza unor amplificatoare operaționale, cari în final se întîlnesc într-un însumator, de unde pleacă spre AEH. Amplificatoarele operaționale sînt alimentate de o sursă de curent continuu, avînd la borne tensiunile de + 15 V și - 15 V. Semnalele de intrare - pentru cele două ramuri - variază între 2 - 5 V, semnalele de ieșire între 8 - 12 V / peak a peak / resp. 8 V / RMS /, curentul fiind sub 10 mA.

#### 5.1.4 Generatorul de frecvență.

Aparatul folosit era de tipul GBT 971 / Franța /, avînd gradația scalei centrale între 10 - 100 Hz cu posibilitatea de amplificare de : 10 ; 10<sup>2</sup>; 10<sup>3</sup>; 10<sup>4</sup> ori, resp. diminuare de 10<sup>-1</sup>; 10<sup>-2</sup> ori. Astfel, s-au putut asigura semnale sinusoidale pentru unitatea de comandă a AEH între 8 - 100 Hz în prima treaptă, iar apoi dela 85 - 1000 Hz în treapta cu amplificare de 10 x, dar această treaptă s-a sondat în general pînă la cca. 150 Hz, deoarece peste această frecvență nu s-au mai obținut semnale de răspuns suficient de interesante.

Prin demontarea butonului de acord fin a generatorului de frecvență GBT 971, s-a putut cupla arborele acestuia cu mecanismul de antrenare a unui programator cu came, fabricație Schleicher / RFG /, care are turație variabilă fără trepte în ambele sensuri, prin intermediul unui arbore cardanic corespunzător și o cuplă de antrenare din cauciuc. În acest mod, s-a putut realiza o baleiere corespunzătoare a domeniului de frecvență analizat, ceea ce a permis o înregistrare rapidă - domeniul de 8 - 100 Hz în 40 secunde, iar cel între 85 - 150 Hz, în cca. 25 sec. - uniformă, lină, ceea ce a contribuit la ușurarea, accelerarea și mărirea preciziei prelucrării datelor înregistrate.

La cercetările dela Cugir, s-a folosit generatorul de frecvență a uzinei, de tip BM - 344 fabricat Tesla USSR, deosebind doar gradația scalei centrale, care a avut domeniul de 20 - 200 Hz. Bineînțeles cu trîptele de multiplicare și demultiplicare similare cu GBT 971. În vederea baleierii domeniului de frecvență, s-a folosit același mecanism de antrenare Schleicher, cu ajutorul cărui domeniul de 20 - 140 Hz s-a baleiat în cca. 22 - 25 sec, avîndu-se totodată și avantajul cuprinderii întregului domeniu susmenționat, într-o singură treaptă a generatorului de frecvență.



### 5.1.5 Excitatorul.

Excitatorul / fig.

5.10 / este montat cu 4 șuruburi de  $M 8$ , de un suport de construcție sudată, care la rândul lui se fixează cu 2 șuruburi de  $M 16$  prin canalele  $T$ , de masa longitudinală a mașinii de frezat. Pe trei, din fețele excitatorului, se găsesc câte 4 găuri filetate  $M 8$ , cari fac posibilă fixarea lui în cele 3 poziții corespunzătoare axelor de coordonate.

Excitatorul propriu zis, din exterior apare ca o prismă dreptunghiulară, avînd dimensiunile laturilor de  $64 \times 64 \times 80$  mm. În partea lui superioară, este montat AEH tip Moog seria 30 / tratat în cap. 5.1.2 /, la care printr-o cuplă tri-polară, se racordează cablul ecranat, ce transmite sem-

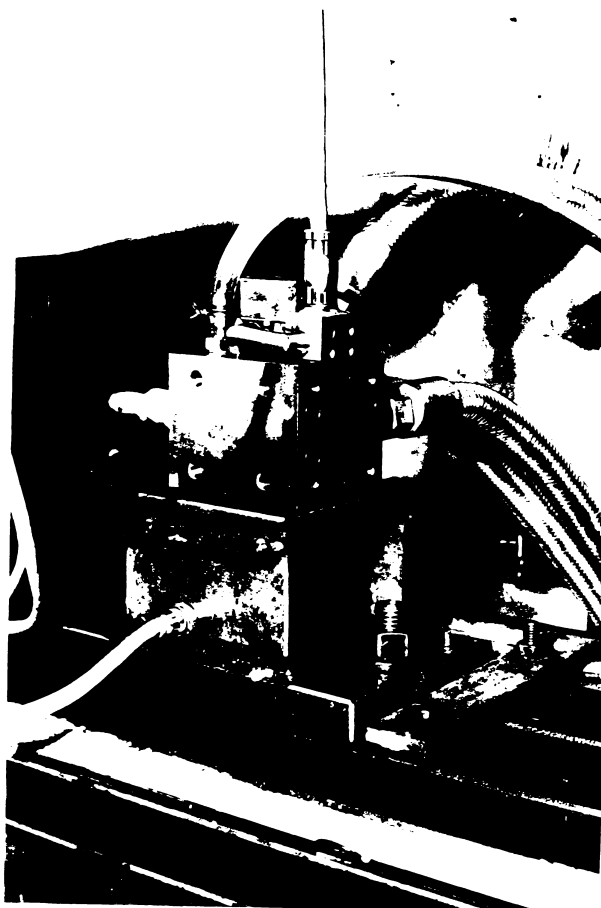


fig. 5.10

nalele de comandă de la unitatea de comandă / cap. 5.1.3 / a AEH. Pe fața superioară mai este racordată conducta transparentă a drenajului.

Pe fața verticală din dos, sînt racordate : furtunul de înaltă presiune ce alimentează camera de producere a forței statice / dreapta /, furtunul similar pentru alimentarea circuitului forței dinamice, / stînga /, iar între ele în poziție înclinată în sus, conducta de retur a circuitului dinamic.

Din fața frontală a excitatorului / stînga fig. 5.10 sau fig. 5.13 / apare proeminent traductorul de forță, care este montat pe tija pistonului excitatorului, iar cablul ecranat ce părăsește suportul excitatorului în partea de jos din stînga fig. 5.10

transmite semnalele acestuia, spre punțile de măsurare.

Pe fig. 5.11 este reprezentat excitatorul în secțiune. Carcasa în exterior prismatică, așa cum rezultă pe fotografia din fig. 5.10, în interior este un cilindru lis, în care este introdusă cămașa cilindricului hidraulic, compusă din trei inele :

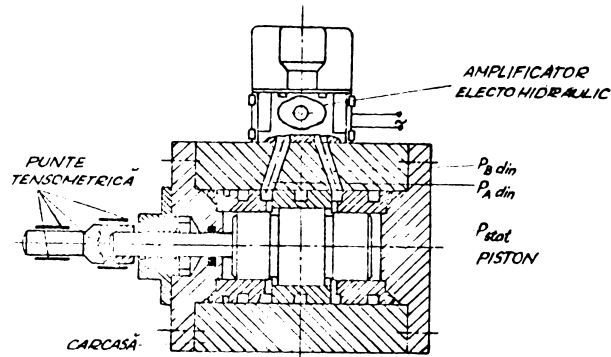


fig. 5.11

Inelul din mijloc, cu diametrul interior mai mare /  $\phi$  24 mm. /, constituie de fapt, cilindrul de ghidare al pistonului, iar canalul de pe cămașa exterioară a lui, unește orificiul de retur al AEH, cu conducta flexibilă de retur spre panoul hidraulic.

Inelul din dreapta, are diametrul interior mai mic /  $\phi$  20 mm. /, și ghidează tija din dreapta al pistonului de același diametru. Acest ajustaj are o funcție de etanșare, închizând camera de creare a forței dinamice  $P_{B \text{ din.}}$ , totodată constituie pistonul camerei de realizare al forței statice  $P_{\text{stat.}}$ . Acest inel, are în exterior două canale : cel din dreapta, leagă conducta flexibilă a presiunii statice dinspre panoul hidraulic, cu camera lui  $P_{\text{stat.}}$ , prin 6 găuri radiale de  $\phi$  2 mm. Canalul din stînga, este chiar la marginea acestui inel și prin intermediul a 6 canale radiale de secțiune  $2 \times 2$  mm., face legătura între camera de creare a lui  $P_{B \text{ din.}}$  din dreapta pistonului principal, și orificiul B a AEH.

Inelul din stînga, avînd diametrul interior tot de  $\phi$  20 mm. etanșează camera de creare a forței dinamice  $P_{A \text{ din.}}$ , făcînd legătura acestei camere în mod identic ca și inelul din dreapta, însa cu orificiul A a AEH. Canalul exterior din mijlocul acestui inel, are funcție de etanșare, iar canalul mai redus în secțiune, pe partea exterioară stînga a inelului, colectează scapările de ulei, atît prin ajustajul dintre corpul excitatorului și diametrul exterior al inelului din stînga, cît și dintre aleza-

jul acestuia din urmă și tija din stînga pistonului, făcînd legătura cu racordul conductei transparente de drenaj.

Aceasta din urmă parte al tijei pistonului, se prelungește cu o porțiune, avînd diametrul de  $\varnothing 8$  mm. și care iese proeminent din excitator, transmițînd forța însumată de excitație, prin intermediul traductorului de forță, structurii cercetate. Această tijă trece prin capacul frontal al excitatorului, fiind etanșată cu inele O. Tot cu inele O sînt etanșate și cele două capace frontale față de corpul excitatorului, precum și AEH față de acesta din urmă.

Forța de excitație rezultată, este deci însumarea forței statice cu cea dinamică. La analiza comportării dinamice a mașinii FV 32-1 la Cluj, panoul hidraulic folosit, avînd două circuite hidraulice independente / cap. 5.1.1./, s-a putut regla separat  $P_{stat}$  și  $P_{din}$ . S-a lucrat cu presiunile de mai jos, considerate ca optime pentru cazul menționat :

$$p_{stat} = 35 \text{ kgf/cm}^2 ; \quad p_{din} = 56 \text{ kgf/cm}^2$$

cari au putut produce următoarele forțe de excitație :

$$P_{stat} = p_{stat} \cdot \frac{\tilde{\kappa} d_2^2}{4} = \frac{35 \cdot 3,14 \cdot 20^2}{4 \cdot 10^2} = 110 \text{ kgf} \quad / 5.5 /$$

$$P_{din} = p_{din} \cdot \frac{\tilde{\kappa}}{4} (d_1^2 - d_2^2) = \frac{56 \cdot 3,14}{4 \cdot 10^2} (24^2 - 20^2) = 77 \text{ kgf.} \quad / 5.6 /$$

Analizele făcute la Cugir, s-au realizat cu un panou similar, dar care a avut un singur circuit hidraulic primar / cap. 5.1.1./, deci forța statică precum și forța dinamică a fost generată pe baza aceluiași presiuni, cari au fost alese pe considerentele identice ca și la Cluj și anume :

- simularea ordinea de mărime al forței de așchiere la frezare,

- asigurarea unui regim de cercetare constant, prin posibilitatea menținerii uniforme a regimului termic și deci și de presiune hidraulică, între limite înguste, timp îndelungat.

Se lucrat deci la Cugir cu :

$$P_{stat} = P_{din} = 48 \text{ kgf/cm}^2 ; \text{ de unde conform / 5.5 / și / 5.6 /}$$

$$P_{stat} = 150 \text{ kgf} ; \text{ iar } P_{din} = 66 \text{ kgf} ; \text{ / fig. 5.12 /}$$

Folosind indicele 1 pentru standul din Cluj și indicele 2 pentru standul dela Cugir, pe figura 5.12 s-au reprezentat curbele variației forțelor de excitație. Rezultă că :

$$\begin{aligned}
 P_{\max 1} &= P_{\text{stat } 1} + \\
 + P_{\text{din } 1} &= 110 + 77 = \\
 &= 187 \text{ kgf.} / 5.7 / \\
 P_{\max 2} &= P_{\text{stat } 2} + \\
 + P_{\text{din } 2} &= 150 + 66 = \\
 &= 216 \text{ kgf.} / 5.8 /
 \end{aligned}$$

Diferența dintre cele două valori maxime este neînsemnată, fapt ce s-a constatat la semnalele de intrare și de ieșire deasemenea și cari în ambele situații au fost foarte asemănătoare.

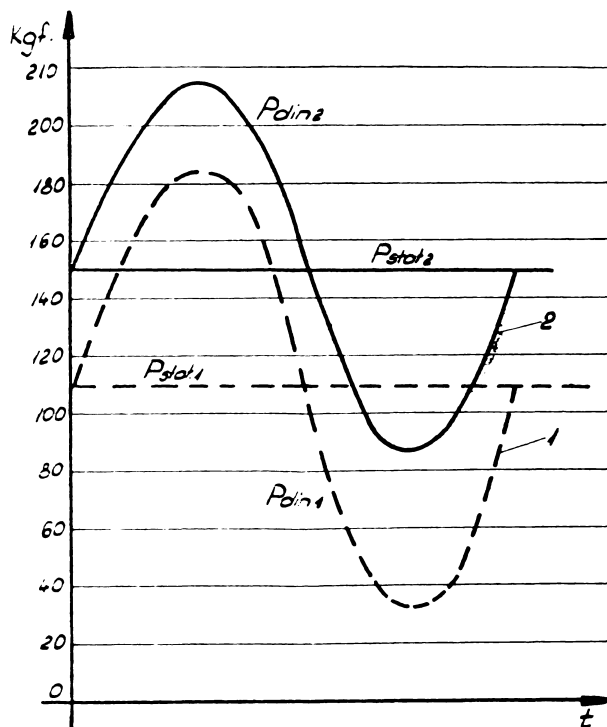


fig. 5.12

#### 5.1.6 Traductorul de forță.

Porțiunea deformabilă a traductorului constituie o tijă de  $\varnothing 8$  mm. lungă de 25 mm. În continuare traductorul se îngroașe, în interior avînd un alezaj de  $\varnothing 8$  mm, care se imbină cu tija de același diametru a excitatorului, acesta apăsînd pe fundul alezajului traductorului, solicitînd la compresiune tija traductorului. Capătul opus al tijei, transmite forța de excitație corpului frezei, montat pe arborele principal al mașinii./ fig. 5.13 /

Pe zona deformabilă a traductorului, sînt lipite - cu rășină poliesterică cu doi componenți, produs de firma Hottinger-Baldwin - două mări tensometrice marca Philips PR 9833, avînd  $R = 120$  ohm-i și factorul  $= 2,0$

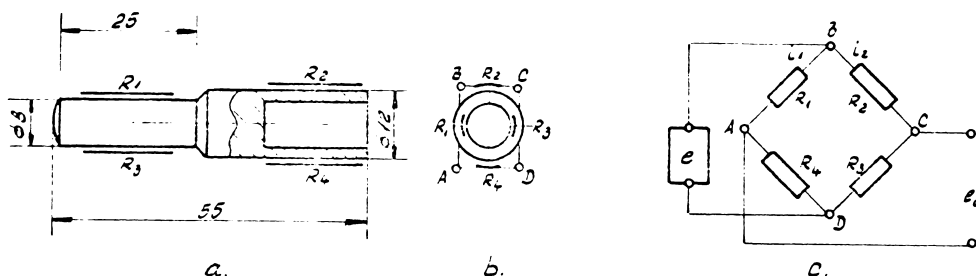


fig. 5.13

Pe porțiunea de  $\varnothing 12$  mm. nesolicitată a traductorului, s-au lipit alte două mărci tensometrice, identice cu primele, ele /  $R_2$  și  $R_4$  / constituie mărcile de compensare termică / fig. 5.13 a, b, c, /. Cele 4 mărci tensometrice sînt legate în punte încă pe traductor / fig. 5.13 b / , nodurile A, B, C, D, fiind legate / fig. 5.13 c / de bornele punții de măsură PR 9307 , prin cablu multifilar ecranat și cublațe adecvate / fig. 5.10 /.

Concepția traductorului are la bază circuitul punte wheatstone, care permite o libertate mare la aranjarea circuitului, în vederea măririi semnalului de ieșire, a compensării variației de temperatură, anularea sau separarea elementelor variabile, indicarea exactă a deformațiilor statice și dinamice suprapuse și eliminarea aproape completă a erorilor datorite modificărilor rezistențelor conductorilor de legătură, între circuitul în punte și sursa de alimentare cu curent.

Forța de măsurat, în cazul de față forța de excitație, deformează corpul traductorului cu care împreună se va deforma și filamentul rezistenței mărcii tensometrice, care va cauza variația valorii de rezistență electrică. Puntea Wheatstone transformă în variații de tensiune variația rezistenței mărcii tensometrice. Puntea cea mai simplă se compune din 4 rezistențe care se constituie în două semipunți : BAD și BCD / fig. 5.13 c /. Un curent, furnizat de o sursă la tensiunea  $U$ , trece prin ambele semipunți. Prin brațul BAC al punții, trece curentul :

$$i_1 = \frac{U}{R_1 + R_4} = \frac{U}{2R} \quad / 5.7 /$$

iar tensiunea între B și A va fi pentru cazul:

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$$

$$V_{AB} = i_1 \cdot R_1 = \frac{U}{2R} \cdot R = \frac{1}{2} \cdot U \quad / 5.8 /$$

similar pentru ramura BCD și tensiunea între B și C

$$i_2 = \frac{U}{2R} ; \quad \text{și} \quad V_{BC} = \frac{1}{2} \cdot U$$

iar tensiunea între C și A rezultă :

$$V_{AC} = V_{BC} - V_{AB} = \frac{1}{2} \cdot U - \frac{1}{2} \cdot U = 0 \quad / 5.9 /$$

$$\text{In cazul că : } R_1 = R - \Delta R ; R_2 = R_3 = R_4 = R$$

curentul în ramura BAD va fi :

$$i_1 = \frac{U}{R_1 + R_4} = \frac{U}{R - \Delta R + R} = \frac{U}{2R - \Delta R} \quad / 5.10 /$$

iar tensiunea între B și A va fi :

$$V_{AB} = i_1 \cdot R_1 = U \cdot \frac{R - \Delta R}{2R - \Delta R} \quad / 5.11 /$$

Pentru ramura BCD rezulta :

$$i_2 = \frac{U}{R_2 + R_3} = \frac{U}{2R} ; \quad \text{iar } V_{BC} = i_2 \cdot R_2 = \frac{U}{2R} \cdot R = \frac{1}{2} \cdot U$$

/ 5.12 / , / 5.13 /

Tensiunea între A și C va fi :

$$\begin{aligned} V_{AC} &= V_{BC} - V_{AB} = \frac{1}{2} \cdot U - U \cdot \frac{R - \Delta R}{2R - \Delta R} = U \cdot \frac{1}{2} - \frac{R - \Delta R}{2R - \Delta R} \cdot U \\ &= \frac{2R - \Delta R - 2R + 2\Delta R}{4R - 2\Delta R} \cdot U = \frac{1}{4} \cdot \frac{\Delta R}{R} \cdot U \quad / 5.14 / \end{aligned}$$

unde  $2\kappa$  fiind foarte mic în comparație cu  $4R$ , s-a neglijat.

$$\text{In cazul că : } R_1 = R_3 = R - \Delta R ; R_2 = R_4 = R$$

$$i_2 = \frac{U}{R_2 + R_3} = \frac{U}{R + R - \Delta R} = \frac{U}{2R - \Delta R} \quad / 5.15 /$$

iar tensiunea între B și C va fi :

$$V_{BC} = i_2 \cdot R_2 = \frac{U}{2R - \Delta R} \cdot R \quad / 5.16 /$$

$i_1$  și  $V_{AB}$  se iau neschimbate din relațiile / 5.10 / și / 5.11 /

Tensiunea în acest caz, între A și C va fi :

$$V_{AC} = V_{BC} - V_{BA} = U \frac{R}{2R - \Delta R} - U \frac{R - \Delta R}{2R - \Delta R} = \frac{1}{2} \frac{\Delta R}{R} U \quad / 5.17 /$$

În cazul când două rezistențe alăturate variază identic  
avem :  $R_1 = R_4 = R - \Delta R$  ;  $R_2 = R_3 = R$

$$i_1 = \frac{U}{R_1 + R_4} = \frac{U}{R - \Delta R + R - \Delta R} = \frac{U}{2 / R - \Delta R /} \quad / 5.18 /$$

$$i_2 = \frac{U}{R_2 + R_3} = \frac{U}{2R} \quad / 5.19 /$$

$$V_{BA} = i_1 R_1 = \frac{U}{2 / R - \Delta R /} / R - \Delta R / = \frac{U}{2} \quad / 5.20 /$$

$$V_{BC} = i_2 R_2 = \frac{U}{2R} R = \frac{U}{2} \quad / 5.21 /$$

$$V_{AC} = V_{BC} - V_{BA} = \frac{U}{2} - \frac{U}{2} = 0 \quad / 5.22 /$$

Dacă se analizează același caz ca mai sus, însă rezistențele alăturate care variază identic sînt :  $R_1 = R_2 = R - \Delta R$  ; și  $R_3 = R_4 = R$  ; rezultatul va fi același ca și în / 5.22 /.

În cazul când două rezistențe alăturate au variație egală însă de sens contrar :  $R_1 = R - \Delta R$  ;  $R_4 = R + \Delta R$  ;  $R_2 = R_3 = R$

$$i_1 = \frac{U}{R_1 + R_4} = \frac{U}{R - \Delta R + R + \Delta R} = \frac{U}{2R} \quad / 5.23 /$$

$$i_2 = \frac{U}{R_2 + R_3} = \frac{U}{2R} \quad / 5.24 /$$

$$V_{BA} = i_1 R_1 = \frac{U}{2R} / R - \Delta R / \quad / 5.25 /$$

$$V_{BC} = i_2 R_2 = \frac{U}{2R} R = \frac{U}{2} \quad / 5.26 /$$

$$V_{AC} = V_{BC} - V_{BA} = \frac{U}{2} - \frac{U}{2} \frac{R - \Delta R}{R} = \frac{U}{2} \frac{\Delta R}{R} \quad / 5.27 /$$

Dacă se analizează același caz ca și mai sus, dar rezistențele alăturate vor fi :  $R_1 = R - \Delta R$  ;  $R_2 = R + \Delta R$  ;  $R_3 = R_4 = R$

se obține același rezultat.

Din cele de mai sus, rezultă unele concluzii :

- În cazul că cele 4 rezistențe, cari compun puntea Wheatstone, sînt egale și nesolicitate, puntea este în echilibru, iar tensiunea între A și C este nulă / 5.9 /.

- În cazul cînd pe zona deformabilă a traductorului, se aplică o singură marcă tensometrică, care este solicitată la compresiune, /  $R_1 = R - \Delta R$  /, tensiunea măsurată  $V_{AC}$ , este direct proporțională cu variația specifică a rezistenței mărcii tensometrice solicitate / 5.14 /. Deoarece însă :

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta l}{l} \quad K = \varepsilon \cdot K = K \frac{\Delta l}{l} \quad / 5.28 /$$

rezultă deci că :  $V_{AC}$  este direct proporțională cu alungirea specifică  $\varepsilon$  al materialului din care este confecționat corpul traductorului. Luînd în considerare cele de mai sus, traductorul s-a realizat din OL 50 .

- Dacă pe porțiunea deformabilă a traductorului, se pot aplica 2 mărci tensometrice, cari sînt solicitate identic, / de ex. compresiune /, în punte ele se leagă opuse reciproc, /  $K_1 = K_3 = R - \Delta R$  /, iar în acest caz, tensiunea semnalului de ieșire se dublează / 5.17 /. Această soluție s-a aplicat la realizarea traductorului de forță, prin care s-a obținut o sensibilitate mai mare / fig. 5.13 /.

- În situația cînd 2 mărci tensometrice, ale căror rezistențe variază identic, sînt legate alăturate în punte, tensiunea  $V_{AC}$  este nulă. / 5.22 /. Dacă aceste variații identice sînt cauzate de un efect termic, prin această soluție se realizează compensarea acestui efect. La realizarea traductorului de forță, marca tensometrică solicitată la compresiune, avînd rezistența  $R_1$ , s-a așezat fizic în apropierea mărcii nesolicitate mecanic,  $R_4$ , datorită acestui fapt, modificarea rezistenței ambelor mărci, datorită efectului termic a fost identică, iar pentru că ele au fost legate alăturate în punte, variațiile de tensiune din cauza acestui efect s-au anulat reciproc / 5.22 /. Similar s-a procedat și cu mărcile  $K_2$  și  $R_3$ . Independent de această compensare a efectului termic, mărcile  $R_1$  și  $R_3$  la solicitarea mecanică simultană, s-au comportat conform relației / 5.17 /.

- În cazul cînd 2 rezistențe legate alăturate în punte au variații datorită efectului mecanic, egale, însă de sens contrar,



tensiunea semnalului de ieşire  $V_{AC}$ , este de două ori mai mare, / 5.27 / decât în cazul unei singure mărci solicitate mecanic / 5.14 /. În acest caz aceleaşi mărci tensometrice, datorită poziţiilor lor alăturate în punte, pot realiza simultan şi compensarea termică, conform relaţiei 5.22, în cazul că sînt aşezate apropiate fizic şi au deci solicitare termică identică. Această soluţie s-a aplicat la realizarea celor 3 traductori de deplasare, cari vor fi trataţi în cap. 5.1.7.

La etalonare, s-a stabilit şi limita de sensibilitate a traductorului de forţă. Fiind legat de o punte Philips PR 9307 a sesizat o deformare statică de 0,0000125 mm, ceea ce corespunde la o forţă de :

$$P = \frac{\Delta l}{l} E \cdot \Omega = \frac{0,0000125 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 50}{25} = 0,52 \text{ kgf} / 5.29 /$$

La solicitarea dinamică, sensibilitate traductorului a fost de aproximativ aceeaşi valoare, putîndu-se distinge o variaţie a forţei de excitaţie de :  $\Delta P = 0,6 \text{ kgf}$ , ceea ce a corespuns la 0,2 mm pe banda de înregistrare a Osciloscopului Philips PT 5104 .

În tot cursul cercetărilor, traductorul de forţă s-a comportat ireproşabil.

### 5.1.7 Traductori de deplasare.

Traductori de răspuns sau de deplasare / fig. 5.14 /, au ca element deformabil, o tijă dreptunghiulară de 4 x 12 mm, din OL 50 / 5.28 /, avînd lungimea activă de 80 mm. Această tijă este încastrată în consolă în suportul traductorului care la rîndul lui, este solidarizat cu ajutorul unui şurub de M 16 de masa longitudinală a structurii analizate. / fig. 5.15 /. Tijă se apasă prin pretensionare - cu ajutorul unui şurub de M 5 - de corpul frezei, fixat pe arborele principal al maşinii. Pe fig. 5.15 se vede : corpul traductorului transversal 1, traductorul longitudinal 2, traductorul vertical 3, freza 4, traductorul de forţă 5, fixat pe excitaţie 6, totul fiind aşezat pe masa longitudinală a maşinii.

În apropierea locului de încastrare, pe tijă sînt lipite 2 mărci tensometrice, identice cu cele din cap. 5.1.6, pe o faţă şi alta a tijei, supuse la încovoiere, obţinîndu-se deformaţii

de sens contrar, în cele 2 mărci.

Cele 2 mărci :  $R_1$  și  $R_4$  formează semipuntea B.M. ale cărei noduri sînt legate prin conductori ecranați, de bornele de intrare a aparatului de echilibrare multiloc EMG-2352 și apoi de puntea tensometrică EMG-2355 care între altele, mai formează și semipuntea opusă BCD cu rezistențele :  $R_2$  și  $R_3$ . Ambele aparate de fabricație Orion din RPU.

Acest montaj / fig. 5.14 b / realizează o tensiune dubla a semnalului de ieșire  $V_{AC}$ , / 5.27 /, asigurînd totodată și compensarea variației termice, conform relației / 5.22 /, așa cum s-a analizat la ultimul caz al concluziilor de la cap. 5.1.6 .

Sensibilitatea traductorilor susamintiți, a fost bună .pe banda osciloscript-ului s-a putut distinge o variație a amplitudinii de 0,0004 mm.

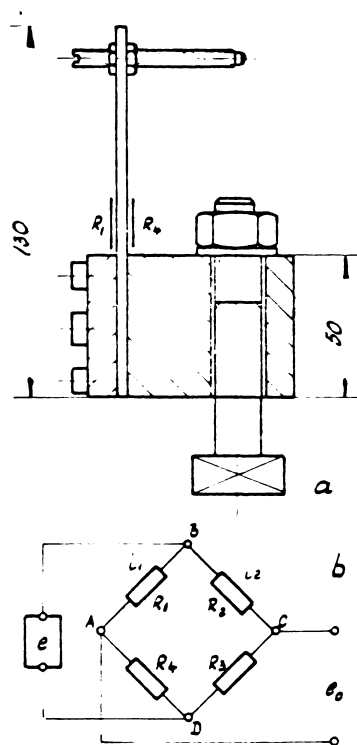


fig. 5.14

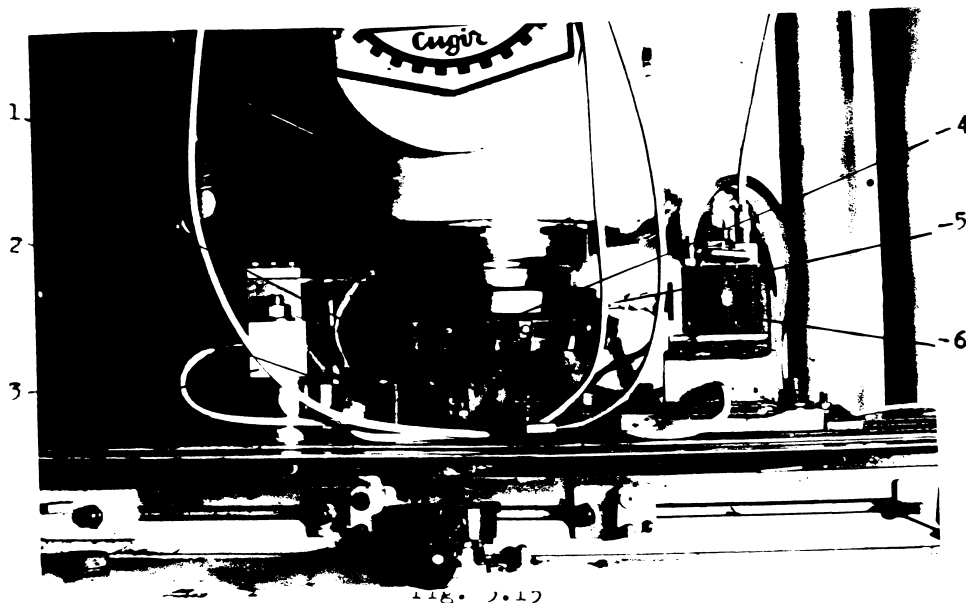


fig. 5.15

La Cugir, în cadrul măsurătorilor făcute asupra mașinilor FV 32-2 și FU 35, s-au folosit pentru semnalele de răspuns: un traductor cu contact aparținătoare punții de măsurare Philips 9304 și 2 traductoare inductive tip TRK Hottinger, cu rezultate bune.

#### 5.1.8 Punțile de măsurare.

Traductorul de forță a fost conectat cu puntea de măsurare Philips PR 9307 cu care s-a obținut sensibilitatea amintită.  
(pag. 79.)

Traductorii de deplasare, au fost conectați de aparatul de echilibrare multiloc EMG-2352 Orion, care prin legătura unică cu puntea de măsurare EMG-2355 Orion, a asigurat conectarea echilibrată în mod succesiv a traductorilor de deplasare cu puntea de măsurare. Deoarece la Cluj au existat doar 2 asemenea punți, nu s-a putut lucra simultan cu toate cele 3 traductoare de deplasare. S-a lucrat deci cu o singură punte EMG-2355, iar cea de a doua s-a păstrat în rezervă, ceea ce era necesară deoarece contactele acestor punți se oxidau des.

O altă problemă a acestor punți prezenta semnalul de ieșire slab / $\sim 5$  mV /, din care motiv, în vederea obținerii unor semnale de același ordin de mărime cu ale punții PR 9307, s-a folosit suplimentar un amplificator de mare gamă, care de fapt era un voltmetru electronic Bruel și Kjaer tip 2409 cu care s-a lucrat cu amplificare de 50 dB / de 330 ori /, sau în cazul semnalelor transversale pe direcția de excitație, chiar de 60 dB / de 1000 ori /. Tot în acest circuit s-a conectat încă un filtru trece jos tip 1538 Bruel și Kjaer, deoarece frecvența purtătoare a punții EMG-2355 Orion, era relativ joasă / 1,5 kHz /, iar la frecvențe de excitație mai ridicate acest lucru a adus distorsiuni ale semnalului de răspuns pe osciloscop.

Ca urmare a acestor măsuri, semnalul de răspuns înregistrat a fost de bună calitate.

La Cugir s-a lucrat cu 4 punți simultan și anume:

- 1 ap. Philips PR 9307 pentru forța de excitație, folosit și la Cluj,
- 1 ap. Philips PR 9304 pentru traductorul de răspuns vertical
- 2 ap. Schoepe și Faeser 8 AS/1-A/2 pentru traductorul de răspuns longitudinal și transversal

Ultimele două punți făceau parte dintr-o instalație complexă de măsurat eroarea de divizare a roților melcate, livrată de firma Klingelberg.

Astfel pentru fiecare direcție de excitație s-a putut înregistra simultan cele 3 răspunsuri pe cele 3 direcții de referință, deci numărul înregistrărilor pentru o MU s-a redus la 3 în loc de 9 delă Cluj.

În cazul unor semnale de răspuns slabe s-au folosit amplificatoare Philips PR 7514.

#### 5.1.9 Oscillograful.

Pentru cercetarea mașinii RV 32-1 la Cluj, atât prin aşchieră cât și prin excitație, s-a folosit aparatul Oscilloscript PF 5104 Philips cu 4 canale și înregistrare mecanică, domeniul de frecvențe până la 320 Hz, amplitudinea maximă înregistrată de 20 mm. iar viteza maximă a benzii de 200 mm/sec. Înregistrările realizate au fost fidele, sensibile, cu linii fine, asigurând posibilități bune de prelucrare a datelor. / A 32 /.

La Cugir s-a folosit oscillograful cu spot luminos / ultraviolet / SE 2606 a firmei SE Laboratories Ltd. Feltham Anglia, având 12 canale cu amplitudinea semnalului limitată de lățimea hirtiei fotosensibile / 150 mm./ . Înregistrările s-au făcut cu viteze diferite ale benzii și anume :

- între 20 - 40 Hz , cu 150 mm/sec.
- între 40 - 80 Hz , cu 250 mm/sec.
- peste 80 Hz , cu 500 mm/sec.

ceea ce a fost posibil de schimbat în timpul înregistrării și astfel semnalele înregistrate se mențin în limitele de prelucrabilitate corespunzătoare, pe lângă folosirea judicioasă a benzii de înregistrat. Calitatea înregistrărilor este bună, asigurându-se sensibilitate și fidelitate corespunzătoare. / A 33 /.

#### 5.1.10. Osciloscopul.

Paralel cu oscillograful s-a conectat un osciloscop cu 2 canale tip D 52 Telequipment din Anglia cu ajutorul căruia s-au reglat aparatele și s-a verificat funcționarea corectă a lor, precum și amplificarea proporțională a semnalelor, ce urmau să fie

înregistrate. Prezența osciloscopului este imperios necesară, deoarece hîrtia de înregistrare fiind deficitară, în vederea folosirii raționale a ei, oscilograful se pornește, numai după încercarea vizuală pe osciloscop a viitoarei înregistrări.

Osciloscopul mai servește la determinarea cu multă exactitate a elementelor CFAP în zonele de rezonanță. În acest scop, la intervale mici de frecvență, însă cu variații însemnate ale amplitudinii și defazajului semnalului de răspuns, se execută fotografii ale ecranului osciloscopului în aceste zone importante. Evaluarea datelor devine astfel foarte precisă. Spre exemplificare se prezintă pe fig. 5.16 / A 34 ... A 43 / filmul evoluării semnalului de intrare / excitație verticală /, a semnalului de răspuns, / deplasare verticală / la mașina FV 32-1 cercetată la Cluj, cuprinzînd domeniul de frecvențe între 84,2 - - 96,2 Hz.

Se observă în acest interval de 12 Hz., evoluția amplitudinii răspunsului / curba de jos /, precum și variația defazajului, care la început sosește dinspre  $\varphi = 180^\circ$  la fig. A 34, crește spre  $\varphi = 270^\circ$  atîngînd această valoare la fig. A 38, apoi merge în continuare spre  $\varphi = 360^\circ$ , fig. A 43. Punctele de mai sus regăsim în stare prelucrată pe CK a lui  $z / P_z$ , la fel și pe CFAP.

Deoarece la cupir s-au putut

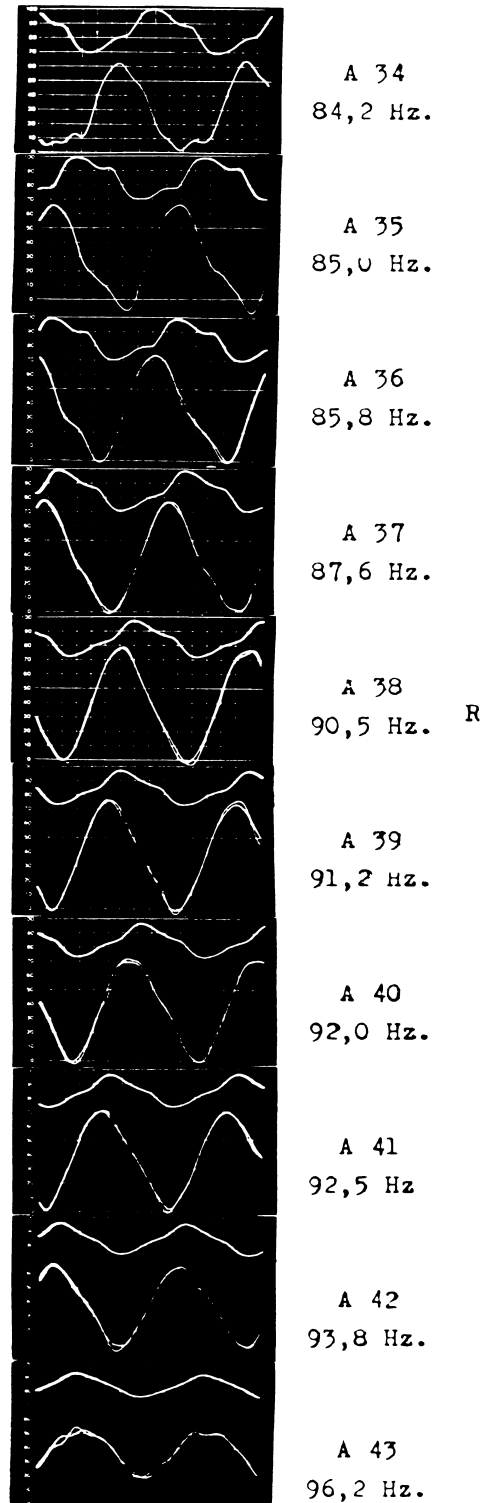


fig. 5.16

înregistra simultan toate cele 3 semnale de răspuns, pe lângă osciloscopul D 52 Telequipment susamintit, s-a lucrat și cu un osciloscop tip duoscop AFT din RDG și astfel, atât semnalul de intrare / forța de excitație /, cât și cele 3 semnale de răspuns / deplasările /, s-au verificat și reglat pe osciloscop, înainte de înregistrare.

În fig. 5.17 se prezintă rastelele cu aparatele folosite la standul de cercetări de la Cluj. Se va indica numărul rândului, începând de la cel superior, aparatele se vor enumera, de la stânga spre dreapta :

1. Aparatul de echilibrare multilo EMG 2352 Orion  
Punte de măsurare EMG - 2355 Orion
2. Punte de măsurare PR - 9307 Philips, deasupra ei  
Unitatea de comandă a AEF  
Amplificator dublu PR - 7514 Philips, deasupra lui  
Filtru trece jos 1538 Brüel și Kjaer  
Punte de măsurare EMG - 2355 Orion  
Voltmetrul electronic 240 Brüel și Kjaer  
Osciloscop cu 2 canale D 52 Telequipment
3. Aparatul de comandă program Schleicher / baleiaj /  
Voltmetru pentru curent continuu Philips  
Generator de frecvență GBT 971 Franța  
Osciloscop T 565 Křižik CSSR / control semnal defazaj /
4. Fazămetru Institutul Politehnic Cluj  
Punte RLC TM 393 CSSR / verificarea legăturilor, impedanțe /  
Dispozitivul pt. fotografiere a osciloscopului D 52 .

Din cele de mai sus rezultă că cu o colecție de aparate eterogenă, atât ca proveniență, principiu constructiv, compati-

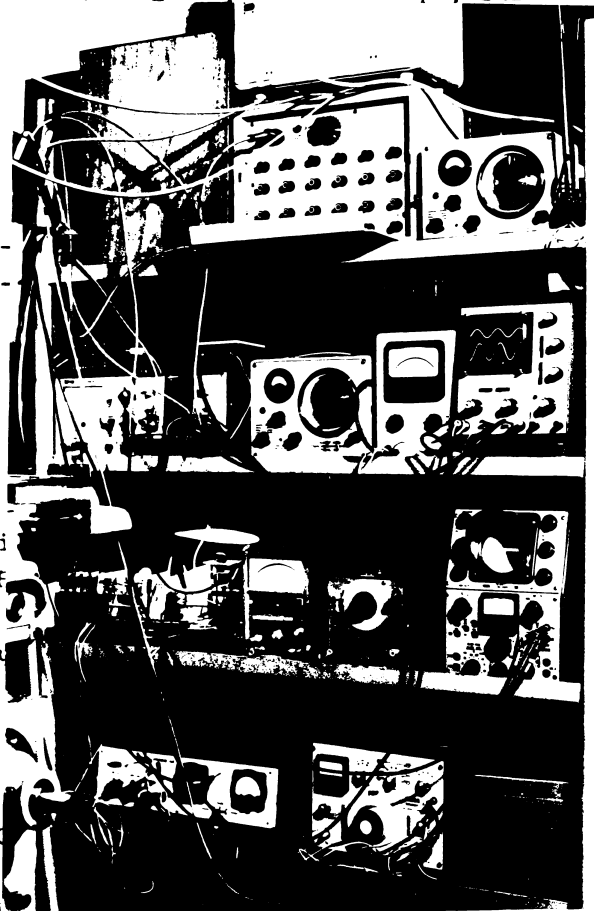


fig. 5.17

bilitate, cât și vechimea, unele din aparate fiind vechi sau demodate, cu adaptări corespunzătoare se pot lucra în condiții bune, iar o serie de unitați, ca excitatorul cu comanda lui, traductorii, se pot construi pe plan local, la sensibilitatea și fidelitatea necesară. Se mai menționează ca în afara fazmetrului, toate aparatele erau din dotarea celor 2 uzini susmenționate, însăși standurile erau realizate în întregime în uzine, măsurările realizate în ateliere uzinale. Toate acestea permit să se concluzioneze că cercetările descrise și cari vor fi în continuare tratate sînt deci posibile a fi realizate în continuare în uzine, cercetări cari vor putea deveni uzuale, standardizate.

Aparatele de comandă auxiliare realizate, av permisi autorului realizarea de unul singur a acestei cercetări, toate comenzile fiind grupate pe acționare centralizată. În acest fel s-a experimentat cu rezultate bune considerentele raționale ale standului de cercetări.

## 5.2 Metodica folosită la încercări.

Comportarea dinamică totală a structurilor cercetate poate fi descrisă, prin câte o matrice compusă din 9 FT a cedării relative / 5.1 /. În acest scop, membrii matricei / 5.1 / s-au determinat succesiv în ordinea coloanelor: S-a aplicat forța de excitație în direcția axei  $x / P_x /$  și s-a măsurat cedarea în direcția axelor  $x, y, z$  în mod succesiv, în cazul mașinii FV 32 - 1 la Cluj, iar în mod simultan în cazul mașinilor FV 32 - 2 FV 35 și FU 35 la Cugir. S-a trecut apoi la excitarea structurii în direcția axei  $y / P_y /$ , măsurînd cedările în direcțiile celor trei axe, ca și mai sus. În sfîrșit s-a excitat structura în direcția axei  $z / P_z /$ , cu măsurarea în mod asemănător al cedărilor, ca și mai înainte.

Excepție de la cele descrise mai sus, s-a făcut în cazul mașinii de frezat universală FU 35, unde nu s-a făcut excitarea în direcția axei  $y$ , din motive evidente și astfel matricea are doar două coloane, respectiv 6 termeni.

În acest fel conform celor descrise în mod detaliat în cap. 5.1 precum și subcapitolele 5.1.1.... 5.1.10 s-au înregistrat 9 benzi pentru FV 32 - 1, cu câte un semnal de intrare și unul de ieșire / + defazaajul /, câte 3 benzi pentru FV 32 - 2 și FV 35 cu câte un semnal de intrare și câte 3 semnale de răspuns, pre-

cum și 2 benzi pentru FU 35 cu un semnal de intrare și 3 semnale de răspuns.

După fiecare înregistrare s-au notat valorile reglate ale aparatelor de măsură, de comandă, de amplificare etc. în vederea calculării scârilor și periodic s-au făcut înregistrări de etalonare.

### 5.3 Reprezentarea rezultatelor încercărilor.

La prelucrarea semnalelor înregistrate s-au realizat următoarele faze :

- S-a determinat prin măsurare, frecvența semnalelor înregistrate, la începutul și sfârșitul înregistrării realizate printr-un singur baleiaj. Lungimea acestei înregistrări, se împarte la intervalul de frecvențe determinate mai sus și s-a notat pe bandă valorile frecvențelor, pe locurile corespunzătoare. Acesta s-a făcut din 1 în 1, sau din 2 în 2 Hz. În zonele de rezonanță, intervalele devin mai scurte, până la o finețe de 0,2 Hz., în vederea unei reprezentări cât mai fidele .

- Considerînd punctele de măsurare în una din intervalele susmenționate, s-a măsurat amplitudinea răspunsului, precum și amplitudinea forței, după care s-a raportat prima la a doua, constituind un punct al curbei de rezonanță / cedare specifică / în funcție de frecvență.

- La aceleași intervale de frecvențe ca și mai sus, s-a măsurat decalajul semnalului de răspuns față de semnalul de intrare, iar dacă această întârziere  $\bar{\sigma}$  se raportează la lungimea corespunzătoare perioadei  $T$ , se obține defazajul :

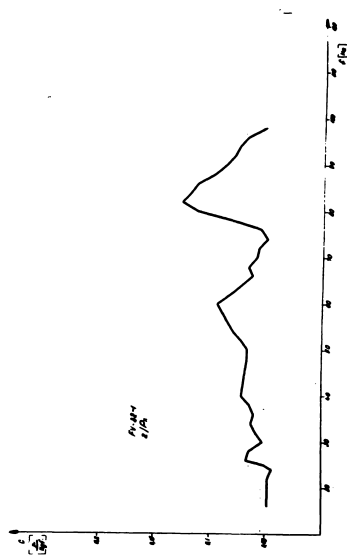
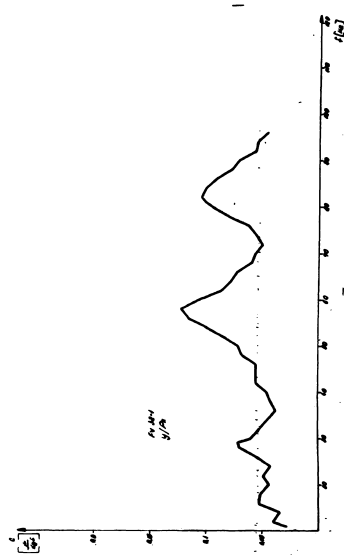
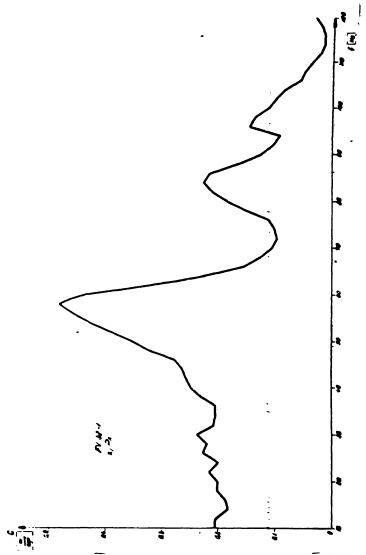
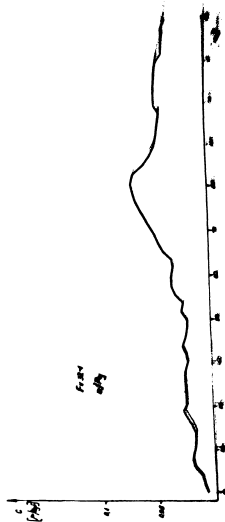
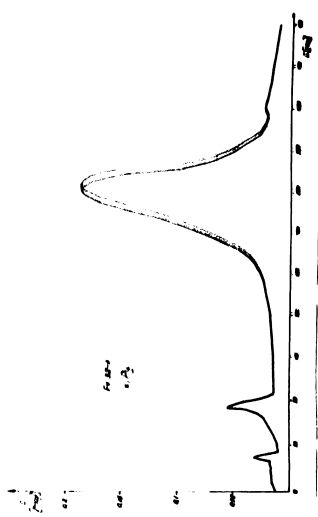
$$\varphi = \frac{\bar{\sigma}}{T} \cdot 360^\circ \quad / 5.30 /$$

Datele cercetării, obținute în acest mod, s-au trecut într-un tabel centralizator. A 46 reprezintă o parte a unui astfel de tabel - fila cuprinzînd intervalul de frecvență între 42 - 80 Hz a mașinei FV 32-1 - fiind rezultatul listării la imprimantă a datelor susamintite introduse în calculator.

#### 5.3.1 Curbele de rezonanță.

Avînd sistematizate rezultatele cercetărilor, s-a ridicat pentru fiecare termen al matricei / 5.1 /, curba cedării speci-





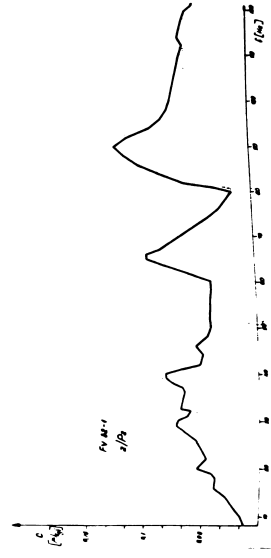
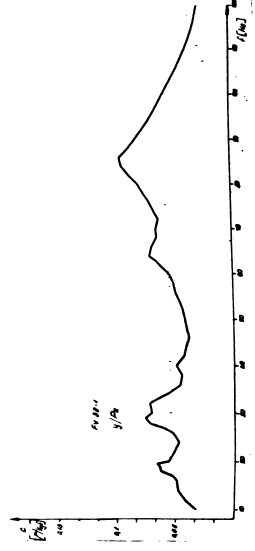
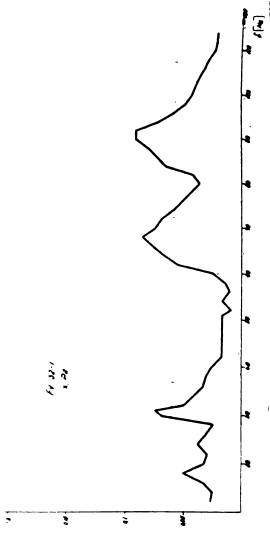
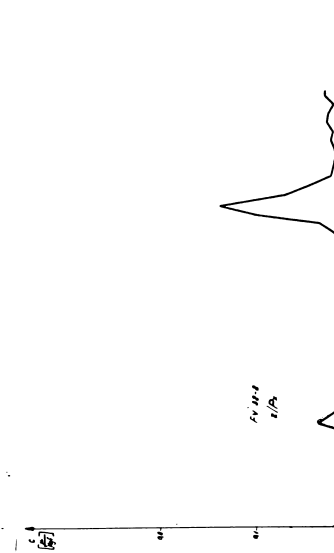
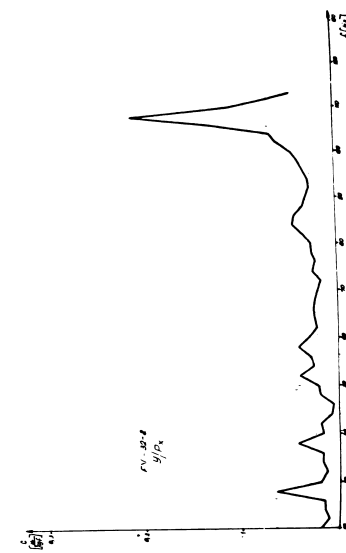
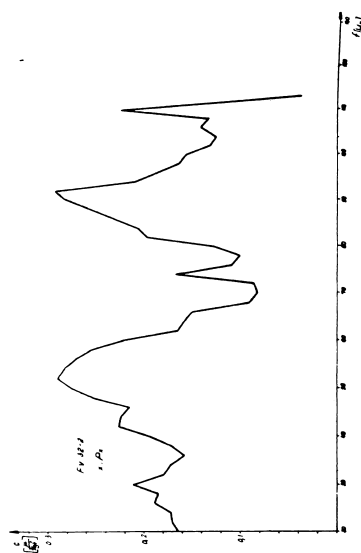
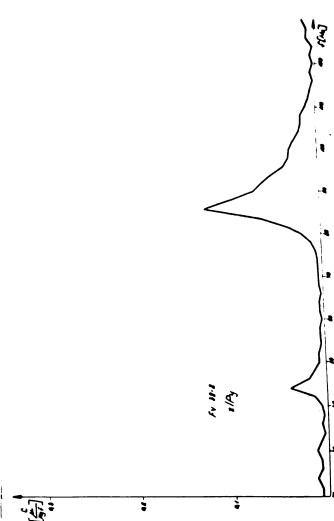
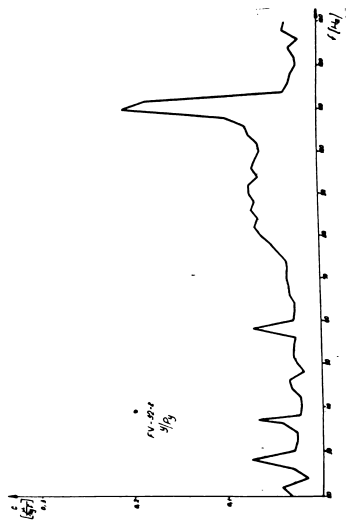
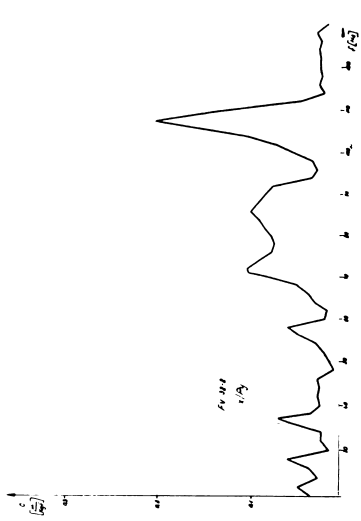


Fig. 5.18



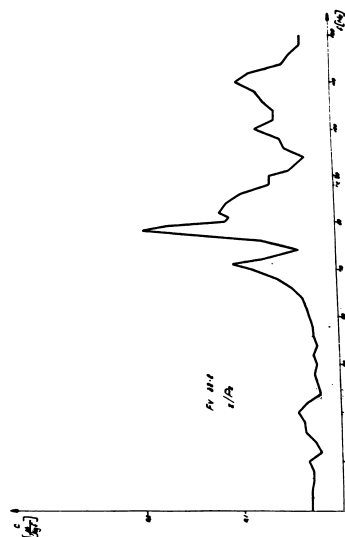
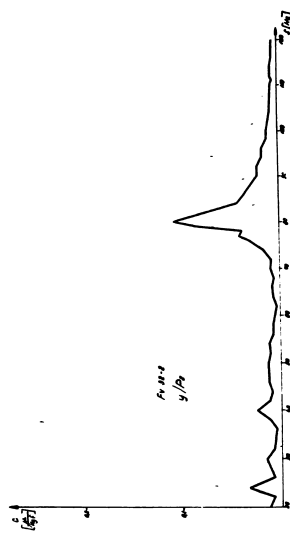
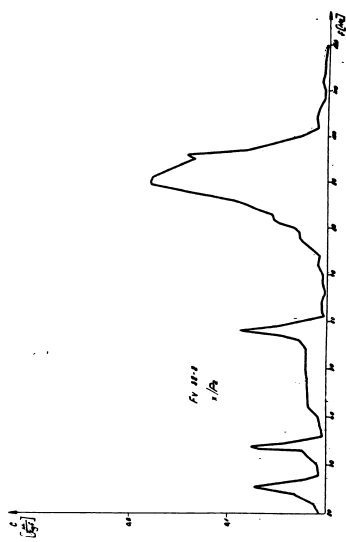
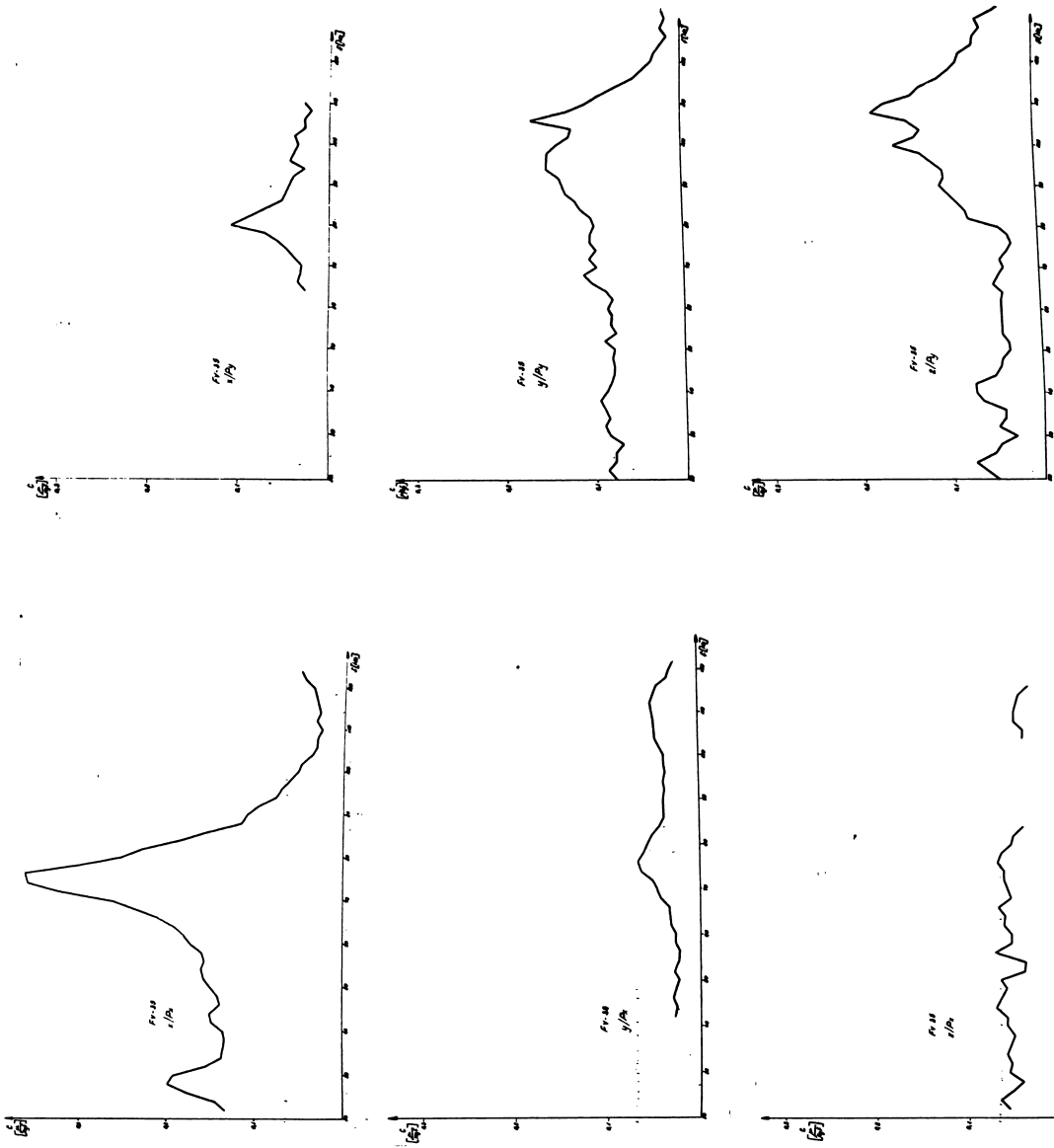


fig. 5.19



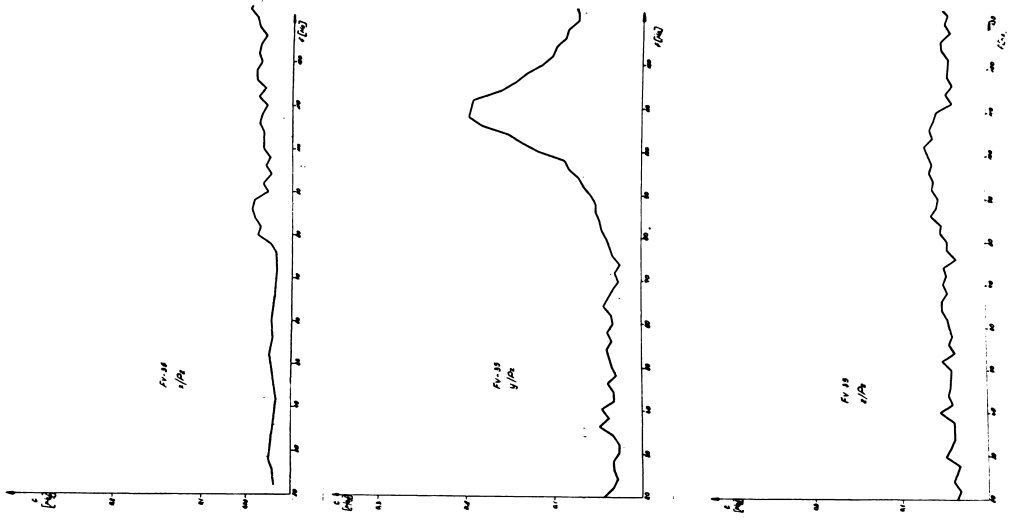


Fig. 5.20

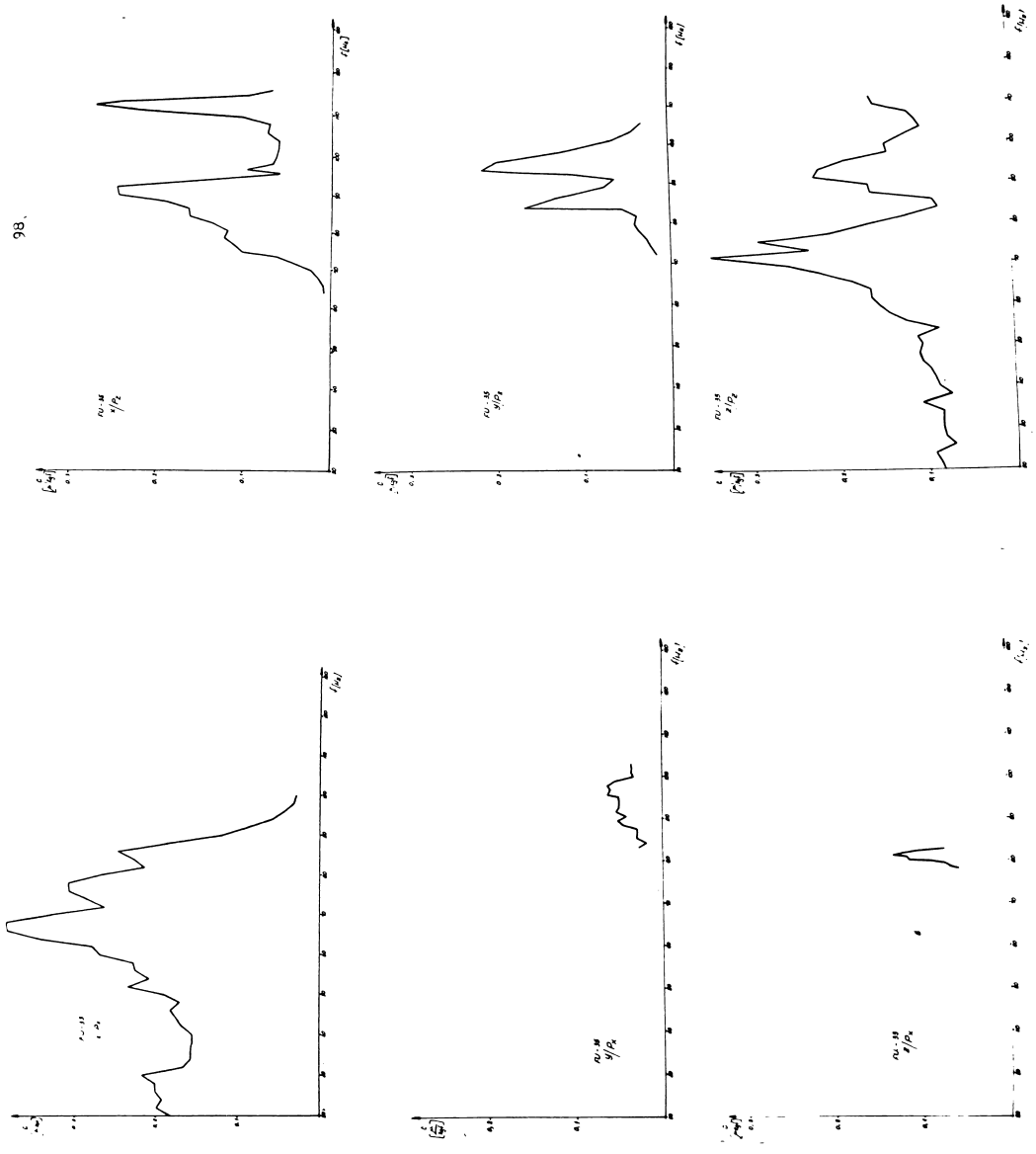


fig. 5.21

fice  $c$   $\mu/k_{\text{ef}}$  în funcție de frecvență, rezultând prin raportarea la forța de excitație a amplitudinii cedării.

În fig. 5.18 ... 5.21 se reprezintă sinoptic curbele de rezonanță ale mașinilor : FV 32-1 ; FV 32-2 ; FV 35 și FU 35 .

### 5.3.2 Caracteristica frecvențială amplitudine-fază / CFAP /

Pentru fiecare termen al matricei / 5.1 /, s-a ridicat CFAP, care este reprezentarea în coordonate polare a cedării specifice  $c$  / raza vectoare / și a defazajului  $\varphi$  / unghiul polar / dintre forța de excitație și cedarea structurii, având la bază datele experimentale cuprinse în tabelul centralizator / A 46 /.

Conform relației / 3.1 / precum și fig. 3.1 și fig. 3.2 , rezultă modalitățile de analiză a comportării dinamice a structurii, precum și căile de ameliorare a acesteia, așa cum este tratată în subcapitolul 3.1.1 .

Pentru a se putea obține o imagine sinoptică a comportării structurii, CFAP s-au aranjat sub formă matricială la o scară micșorată / 0,1  $\mu/k_{\text{ef}}$  = 2 cm. /, pe fig. 5.22 ; 5.24 ; 5.26 și 5.28 pentru mașinile : FV 32-1 ; FV 32-2 ; FV 35 și FU 35 .

Spre deosebire de cazul ideal a unui singur grad de libertate, când CFAP este un cerc, așezat simetric pe axa imaginară negativă, în cazul mașinilor unelte analizate, având multe grade de libertate și deci și moduri de vibrații numeroase, diagrama polară este formată din mai multe bucle, câte una pentru fiecare mod de vibrație. Unele din aceste moduri de vibrații, aparțin preponderent altei direcții de cedare, care totuși exercită influență și în alte câteva direcții de cedare secundare lui. Acest fenomen rezultă în mod evident și din CR.

Deși structurile analizate au fost excitate printr-un spectru continuu de frecvențe, dela 10-20 Hz pînă la 150-200 Hz, în CFAP nu apare întregul domeniu de frecvențe analizat, deoarece în deosebi în zonele distanțate de rezonanțe, amplitudinile și defazațiile, au variații neînsemnate sau de valori mici și în domenii neinteresante. În mod demonstrativ totuși în unele cazuri, s-au reprezentat unele din aceste bucle neînsemnate, ca în cazul :  $x/P_x$  ;  $y/P_y$  ;  $z/P_z$  dela mașina FV 32-2 / fig. 5.24 / dar cari sînt suficient distanțate de zona vreunui mod de vibrații.



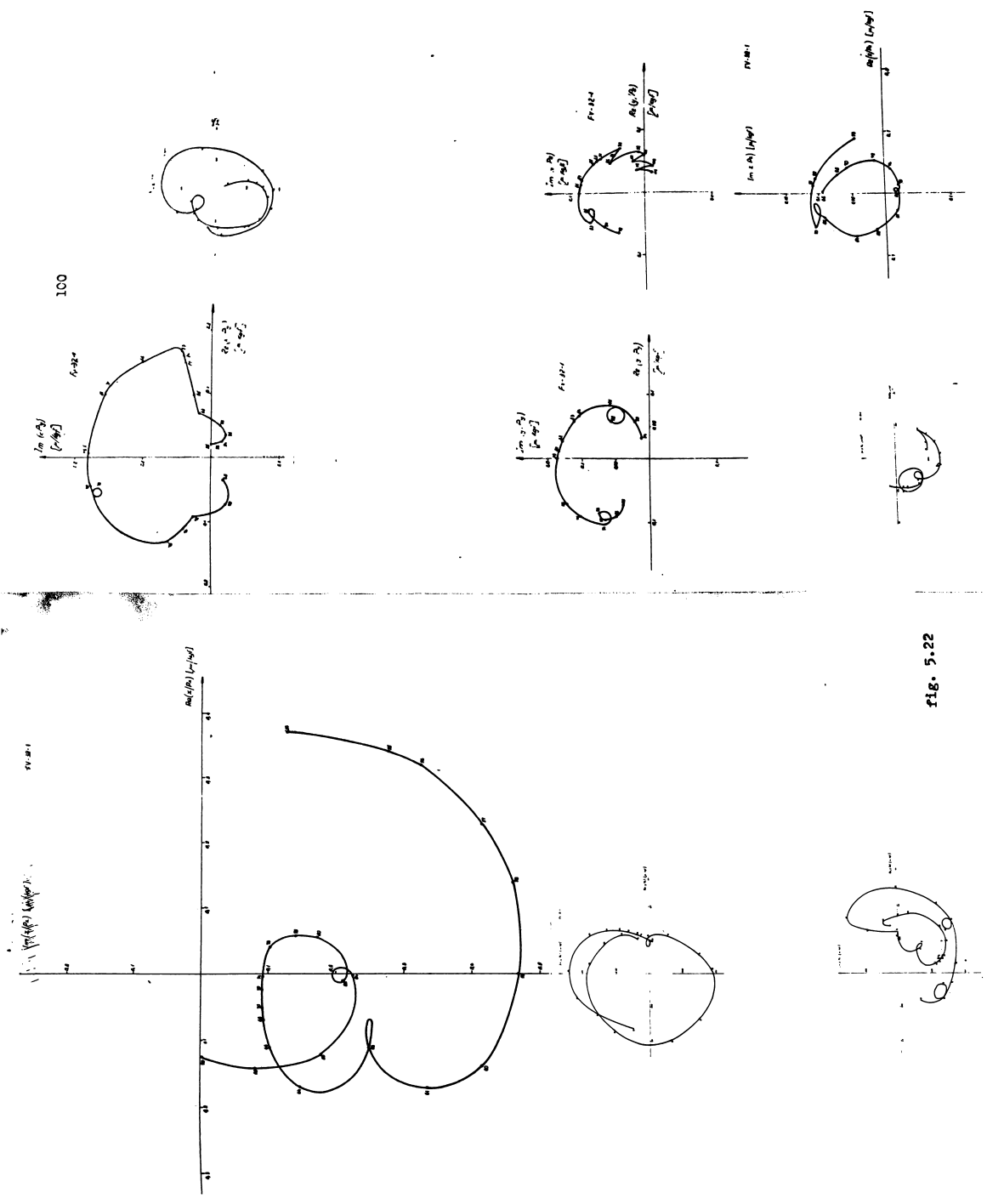


fig. 5.22

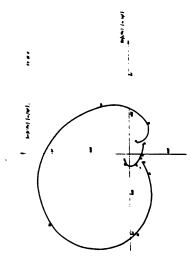
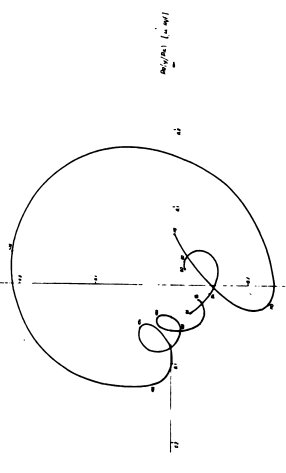
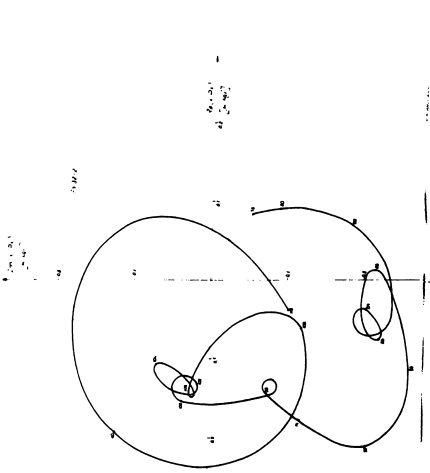
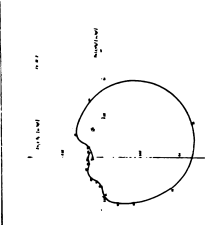
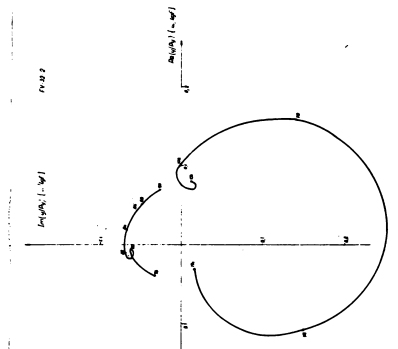
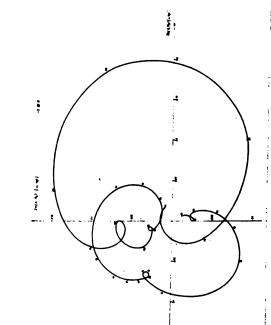
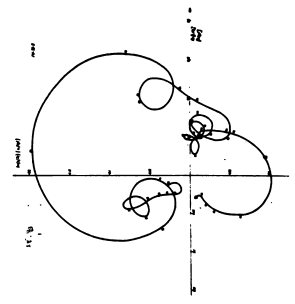
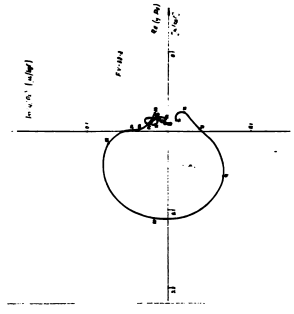
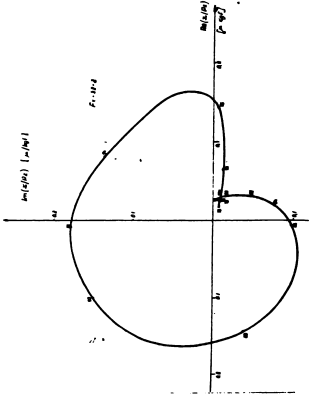


fig. 5.24

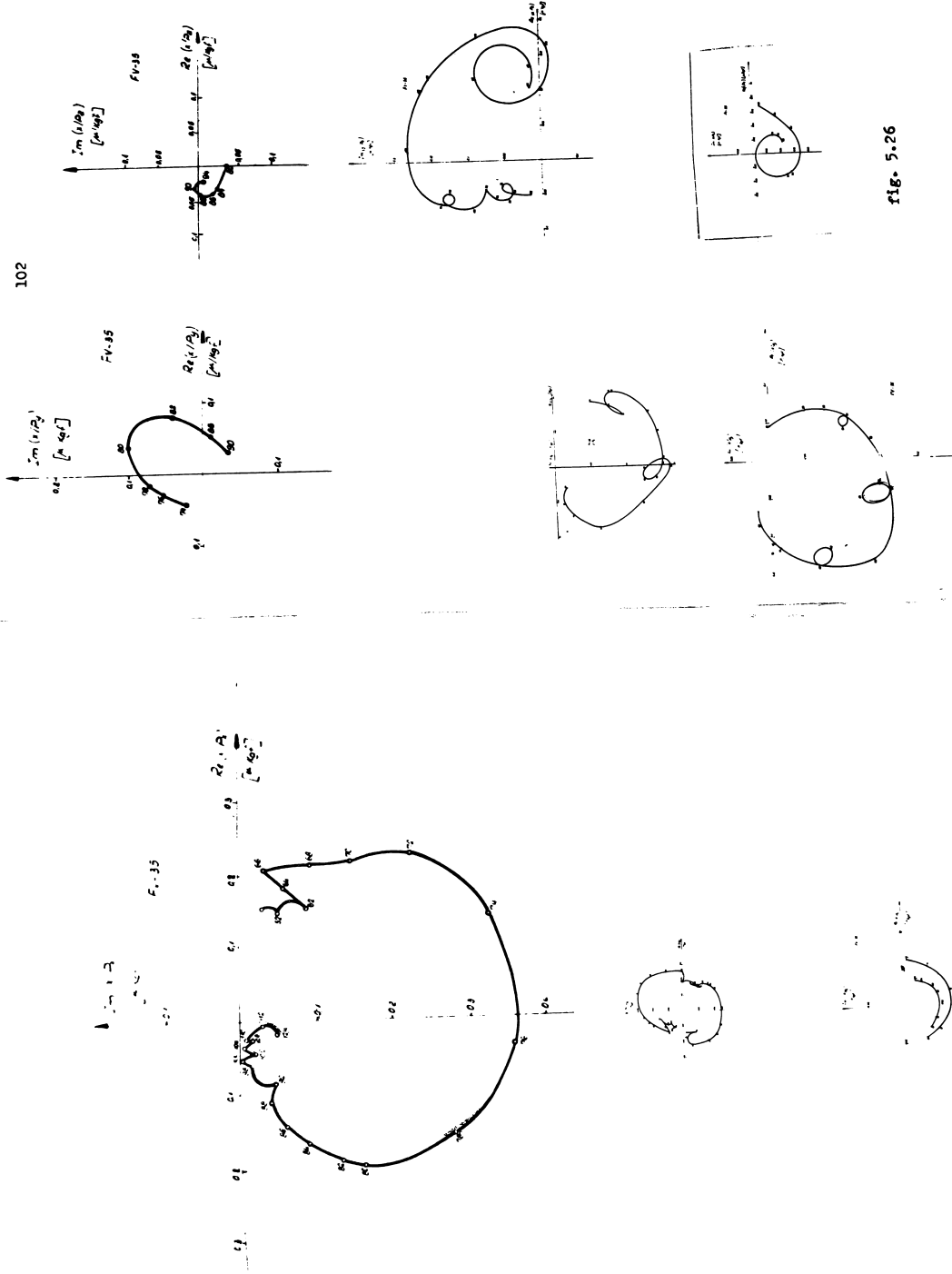


fig. 5.26

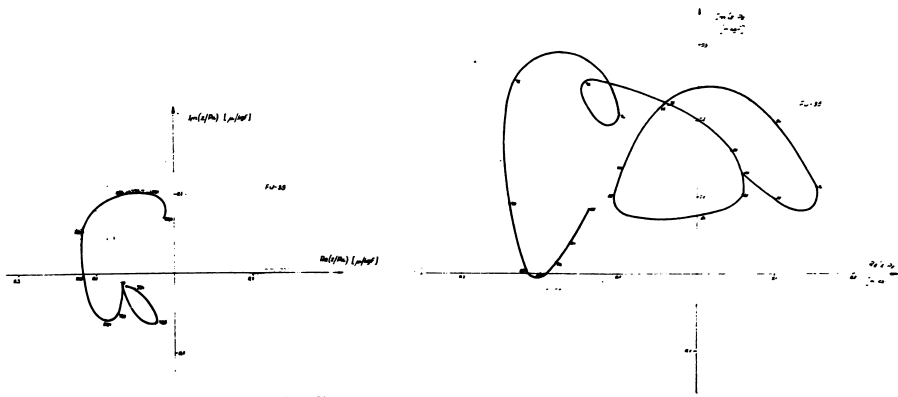
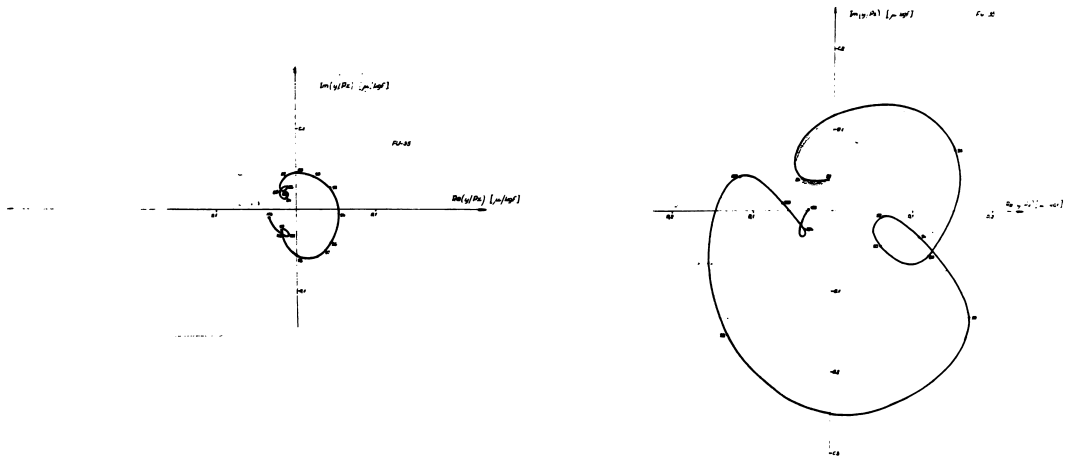
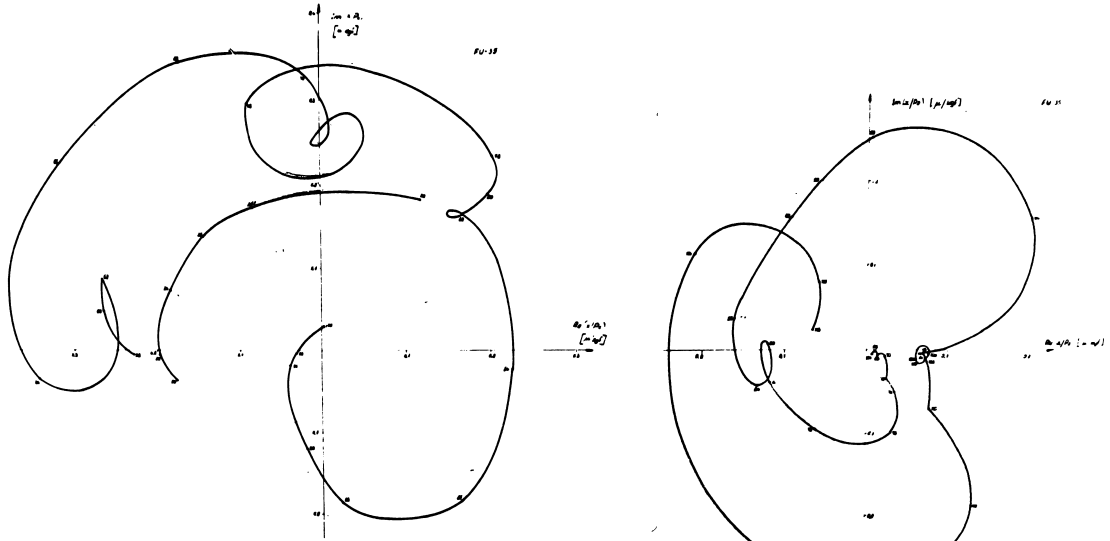


Fig. 5.28

#### 5.4 Valori caracteristice dinamice ale structurii.

Exploatarea datelor din GRAF, necesare determinării valorilor caracteristice dinamice ale structurii, se începe cu determinarea frecvenței critice a modului de vibrație.

Teoretic, frecvența critică și deci amplitudinea maximă, se găsește pe semiaxa imaginară negativă, la un defazaj de  $90^\circ$ , iar uneori pe semiaxa imaginară pozitivă, la un defazaj de  $270^\circ$ , sau  $-90^\circ$ , în cazul unei mase intermediare care vibrează cu un defazaj suplimentar de  $180^\circ$ . Precum s-a menționat anterior, în cazul structurilor complicate, cum e cazul și la MU, fiind prezente mai multe moduri de vibrații, diagrama polara / CFAF / este formată din mai multe bucle, câte una pentru fiecare mod de vibrație / ex. fig. 5.22 resp.  $x/P_x$  ș.a. /. În aceste cazuri, aplicarea criteriului amplitudinii maxime, poate duce la o localizare incorectă a rezonanței, datorită contribuției celorlalte moduri, la frecvența de rezonanță a modului studiat. Nu se poate folosi nici criteriul de rezonanță al fazei, datorită deplasării cercului, față de sistemul de axe.

Practic, prin punctele fiecărei bucle a curbei de răspuns, se trasează "cel mai potrivit cerc", iar în zona unde raportul  $\Delta S/\Delta\omega$  este maxim, deci unde raza vectoroare mătura un unghi maxim pentru o creștere dată  $\Delta\omega$  a pulsației excitatoare, se localizează rezonanța / criteriul Kennedy-Păncu de localizare a rezonanței /. [41], [42] Punctul M de rezonanță astfel determinat, se unește cu centrul cercului, printr-o dreaptă care se prelungeste pînă la intersecția diametral opusă cu cercul, obținându-se "originea deplasată"  $O'$ , a vectorului modului de vibra-

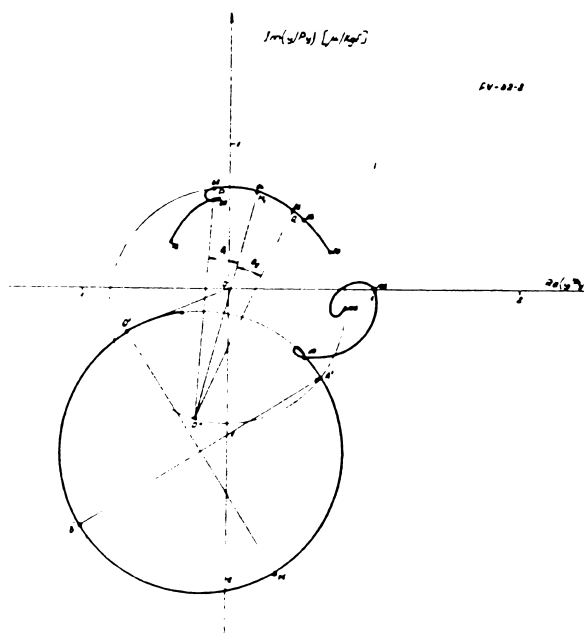


fig. 5.30

ție respectiv. Rezultă deci, că valoarea răspunsului datorită modului de vibrație respectiv, este echivalent cu diametrul  $O'M$ , vectorul  $OO'$  reprezentând contribuția altor moduri de vibrație la răspunsul în modul respectiv / fig. 5.30 /. Diametrul perpendicular pe  $O'M$  intersectează cercul în "punctele de putere jumătate"  $A'$  și  $B'$ , de pulsații  $\omega_1$  și  $\omega_2$ . Pentru valori mici ale amortizării,  $\omega_1 = \omega_2 = \omega_0$ , raportul de amortizare se determină cu relația :

$$d = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_0} \quad / 5.31 /$$

Pe diagrame polare, pe care nu se pot citi valorile pulsațiilor punctelor de putere jumătate / arcul de sus din fig. 5.30 /, se măsoară unghiurile  $\theta_1$  și  $\theta_2$ , ce definesc poziția vectorilor  $OP$  și  $OQ$ , corespunzător punctelor  $P$  și  $Q$  alese în vecinătatea imediată lui  $M_1$ , iar factorul de amortizare se determină cu relația :

$$d = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0} \cdot \frac{1}{\theta_1 + |\theta_2|} \quad / 5.32 /$$

După determinarea prin una din relațiile / 5.31 / sau / 5.32 / a factorului de amortizare pentru fiecare mod de vibrație, se măsoară valoarea cedării relative  $c$ , care corespunde diametrului celui mai potrivit cerc trasat la bucla modului de vibrație respectiv, putându-se calcula constanta elastică al modului conform relației :

$$k = \frac{1}{2 \cdot c \cdot d} \left[ \frac{\text{kgf.}}{\mu} \right] \quad / 5.33 /$$

iar valoare masei, rezultă din relația :

$$m = \frac{k}{\omega_0^2} \cdot 10^6 \left[ \frac{\text{kgf. sec}^2}{m} \right] \quad / 5.34 /$$

Axa de cedare a modurilor de vibrații în cazul cel mai general este dirijată în spațiu. Mărimea adevărată a constantei elastice respective o determinăm din componentele acesteia de pe cele 3 axe de coordonate. Aceste componente se determină cu aju-

fig. 5.23

| PV 32 - 1 |       |            |            |         |            |            |            |       |      |        |        |         |              |               |         |        |
|-----------|-------|------------|------------|---------|------------|------------|------------|-------|------|--------|--------|---------|--------------|---------------|---------|--------|
| mod       | rásp. | $\theta_1$ | $\theta_2$ | $\beta$ | $\omega_1$ | $\omega_2$ | $\omega_0$ | scara | c    | d      | $k_1$  | k       | $\cos \xi_1$ | $\xi_1^\circ$ | n       |        |
| 59        | $F_x$ | x          | 12,6       | 13,8    | 251,5      | 58,0       | 60,0       | 59,0  | 400  | 0,6287 | 0,0737 | 10,790  |              | 0,4520        | 35° 40' | 2443,0 |
|           |       | y          |            |         | 147,0      | 53,7       | 64,0       | 58,3  | 1140 | 0,1289 | 0,0883 | 49,930  | 7,462        | 0,4120        | 65° 40' |        |
|           |       | z          | 13,8       | 11,0    | 140,3      | 58,0       | 60,0       | 59,0  | 1140 | 0,1232 | 0,0783 | 51,815  |              | 0,3800        | 67° 35' |        |
| 86        | $F_x$ | x          | 27,0       | 20,7    | 112,5      | 84,0       | 88,0       | 86,0  | 400  | 0,2810 | 0,0559 | 11,831  |              | 0,7071        | 45° 00' | 2152,9 |
|           |       | y          |            |         | 214,0      | 80,0       | 85,3       | 82,3  | 1140 | 0,1877 | 0,0322 | 82,770  | 15,923       | 0,4390        | 63° 55' |        |
|           |       | z          | 30,0       | 21,0    | 201,5      | 80,0       | 84,0       | 82,0  | 1140 | 0,1767 | 0,0548 | 51,636  |              | 0,5590        | 56° 15' |        |
| 79        | $F_y$ | x          | 12,7       | 19,8    | 121,0      | 79,0       | 81,0       | 79,7  | 400  | 0,3025 | 0,0442 | 37,390  |              | 0,7590        | 40° 35' | 3276,3 |
|           |       | y          | 11,1       | 11,4    | 78,0       | 78,0       | 79,0       | 78,5  | 400  | 0,1950 | 0,0320 | 80,120  | 21,496       | 0,5180        | 58° 45' |        |
|           |       | z          | 15,0       | 14,0    | 96,0       | 80,0       | 82,0       | 81,0  | 1260 | 0,0750 | 0,0488 | 136,600 |              | 0,3960        | 66° 20' |        |
| 66        | $F_x$ | x          |            |         | 150,0      | 84,0       | 61,4       | 69,0  | 1200 | 0,0700 | 0,0565 | 125,422 | 17,967       | 0,3780        | 67° 40' | 4124,6 |
|           |       | y          |            |         | 176,0      | 108,0      | 110,0      | 109,0 | 500  | 0,3520 | 0,0092 | 154,400 | 86,730       | 0,6620        | 48° 30' |        |
|           |       | z          | 12,1       | 12,2    | 67,0       | 64,0       | 68,0       | 66,0  | 400  | 0,1675 | 0,1423 | 20,970  |              | 0,9250        | 22° 20' |        |
| 91        | $F_z$ | x          |            |         | 150,0      | 88,0       | 94,0       | 71,0  | 1200 | 0,1250 | 0,0659 | 60,698  |              | 0,5230        | 58° 25' | 2008,2 |
|           |       | y          | 26,2       | 15,3    | 58,0       | 83,0       | 88,0       | 85,0  | 400  | 0,1450 | 0,0812 | 42,470  | 16,630       | 0,6260        | 51° 15' |        |
|           |       | z          | 17,0       | 26,0    | 92,0       | 90,0       | 93,0       | 91,0  | 400  | 0,2300 | 0,0440 | 49,700  |              | 0,5780        | 54° 20' |        |

fig. 5.25

| PV 32 - 2 |       |            |            |         |            |            |            |       |      |        |        |         |              |               |         |         |
|-----------|-------|------------|------------|---------|------------|------------|------------|-------|------|--------|--------|---------|--------------|---------------|---------|---------|
| mod       | rásp. | $\theta_1$ | $\theta_2$ | $\beta$ | $\omega_1$ | $\omega_2$ | $\omega_0$ | scara | c    | d      | $k_1$  | k       | $\cos \xi_1$ | $\xi_1^\circ$ | n       |         |
| 89        | $F_x$ | x          | 11,4       | 9,5     | 248,0      | 88,0       | 90,7       | 89,4  | 500  | 0,4960 | 0,0828 | 12,174  | 9,343        | 0,8750        | 28° 55' | 1179,5  |
|           |       | z          |            |         | 173,0      | 86,8       | 90,0       | 88,7  | 1000 | 0,1770 | 0,0180 | 160,565 |              | 0,2315        | 76° 35' |         |
| 110       | $F_x$ | x          |            |         | 139,0      | 109,0      | 111,0      | 110,0 | 500  | 0,2780 | 0,0091 | 197,640 | 86,730       | 0,6620        | 48° 30' | 7167,7  |
|           |       | y          |            |         | 176,0      | 108,0      | 110,0      | 109,0 | 500  | 0,3520 | 0,0092 | 154,400 |              | 0,7510        | 41° 20' |         |
| 84        | $F_y$ | x          |            |         | 121,0      | 84,0       | 92,3       | 89,0  | 1000 | 0,1210 | 0,0466 | 88,670  |              | 0,4180        | 65° 15' | 2328,2  |
|           |       | y          | 10,5       | 10,0    | 80,6       | 82,0       | 86,0       | 84,0  | 500  | 0,1610 | 0,1331 | 23,330  | 16,428       | 0,8400        | 32° 30' |         |
|           |       | z          |            |         | 152,0      | 84,2       | 88,0       | 85,7  | 1000 | 0,1920 | 0,0222 | 148,170 |              | 0,3333        | 70° 30' |         |
| 108       | $F_y$ | x          |            |         | 247,6      | 106,2      | 110,0      | 108,3 | 1000 | 0,2476 | 0,0175 | 115,390 | 73,475       | 0,7970        | 27° 10' | 5963,3  |
|           |       | y          |            |         | 98,0       | 110,0      | 112,0      | 111,0 | 500  | 0,2760 | 0,0090 | 202,020 |              | 0,6030        | 52° 55' |         |
| 78        | $F_x$ | y          |            |         | 73,0       | 79,0       | 81,8       | 80,1  | 500  | 0,1500 | 0,0175 | 191,000 | 77,220       | 0,6390        | 50° 36' | 12065,6 |
|           |       | z          |            |         | 233,0      | 76,4       | 79,0       | 78,1  | 1000 | 0,2333 | 0,0166 | 128,960 |              | 0,7740        | 33° 15' |         |
| 89        | $F_z$ | x          |            |         | 144,0      | 87,5       | 94,0       | 89,7  | 500  | 0,2880 | 0,0362 | 47,900  | 47,900       | 1,0000        | 00° 00' | 5953,2  |
|           |       | z          |            |         | 97,2       | 108,0      | 112,2      | 110,6 | 1000 | 0,0970 | 0,0190 | 271,580 | 271,580      | 1,0000        | 00° 00' |         |

fig. 5.27

| PV 33 |       |            |            |         |            |            |            |       |       |        |        |         |              |               |         |         |        |
|-------|-------|------------|------------|---------|------------|------------|------------|-------|-------|--------|--------|---------|--------------|---------------|---------|---------|--------|
| mod   | rásp. | $\theta_1$ | $\theta_2$ | $\beta$ | $\omega_1$ | $\omega_2$ | $\omega_0$ | scara | c     | d      | $k_1$  | k       | $\cos \xi_1$ | $\xi_1^\circ$ | n       |         |        |
| 75    | $F_z$ | x          |            |         | 94,5       | 70,4       | 78,8       | 75,1  | 250   | 0,3780 | 0,0566 | 23,370  |              | 0,7920        | 37° 35' | 2674,3  |        |
|       |       | y          |            |         | 105,5      | 67,3       | 80,2       | 75,8  | 1500  | 0,0703 | 0,0873 | 81,470  | 14,686       | 0,4250        | 64° 50' |         |        |
|       |       | z          |            |         | 96,5       | 72,0       | 82,3       | 76,3  | 1000  | 0,0965 | 0,0675 | 76,760  |              | 0,4370        | 64° 05' |         |        |
| 111   | $F_x$ | y          | 18,0       | 15,0    | 122,0      | 108,0      | 110,0      | 109,2 | 1500  | 0,0813 | 0,0319 | 192,791 | 120,192      | 0,7909        | 37° 45' | 9933,2  |        |
|       |       | z          | 21,5       | 22,0    | 66,0       | 110,0      | 112,0      | 111,0 | 1000  | 0,0660 | 0,0237 | 319,650 |              | 0,6130        | 52° 10' |         |        |
| 99    | $F_y$ | y          | 7,7        | 6,3     | 267,0      | 98,0       | 100,0      | 99,0  | 1500  | 0,1780 | 0,0815 | 34,466  | 18,622       | 0,7350        | 42° 40' | 1900,0  |        |
|       |       | z          | 12,0       | 10,7    | 180,0      | 98,0       | 100,0      | 99,0  | 1000  | 0,1800 | 0,0510 | 54,470  |              | 0,5850        | 54° 10' |         |        |
| 108   | $F_y$ | y          | 17,5       | 15,0    | 446,0      | 106,0      | 110,0      | 108,0 | 1500  | 0,2970 | 0,0416 | 40,468  | 34,200       | 0,9200        | 23° 00' | 2932,0  |        |
|       |       | z          | 16,5       | 26,0    | 160,0      | 106,0      | 110,0      | 108,0 | 1000  | 0,1660 | 0,0340 | 91,910  |              | 0,6100        | 52° 25' |         |        |
| 87    | $F_x$ | x          |            |         | 7,5        | 8,0        | 32,5       | 80,0  | 82,0  | 250    | 0,1300 | 0,1800  | 21,360       | 21,360        | 1,0000  | 00° 00' | 3176,6 |
|       |       | z          |            |         | 53,0       | 32,5       | 260,0      | 106,0 | 112,0 | 109,0  | 750    | 0,3470  | 0,0480       | 30,019        | 28,970  | 0,9770  |        |
| 108   | $F_x$ | y          | 27,5       | 28,5    | 71,5       | 106,0      | 108,0      | 107,0 | 1000  | 0,0715 | 0,0191 | 366,126 |              | 0,2790        | 75° 45' | 2449,4  |        |
|       |       | z          |            |         |            |            |            |       |       |        |        |         |              |               |         |         |        |

fig. 5.29

| PV 35 |       |            |            |         |            |            |            |       |     |        |        |        |              |               |         |        |
|-------|-------|------------|------------|---------|------------|------------|------------|-------|-----|--------|--------|--------|--------------|---------------|---------|--------|
| mod   | rásp. | $\theta_1$ | $\theta_2$ | $\beta$ | $\omega_1$ | $\omega_2$ | $\omega_0$ | scara | c   | d      | $k_1$  | k      | $\cos \xi_1$ | $\xi_1^\circ$ | n       |        |
| 90    | $F_x$ | x          | 15,0       | 11,6    | 207,0      | 29,0       | 30,0       | 29,3  | 500 | 0,4140 | 0,0679 | 17,790 | 17,790       | 1,0000        | 00° 00' | 2043,9 |
|       |       | z          |            |         |            |            |            |       |     |        |        |        |              |               |         |        |
| 66    | $F_x$ | x          | 13,6       | 20,0    | 137,0      | 64,7       | 68,3       | 66,1  | 500 | 0,6740 | 0,0315 | 8,100  | 8,100        | 1,0000        | 00° 00' | 185,3  |
|       |       | z          |            |         |            |            |            |       |     |        |        |        |              |               |         |        |
| 76    | $F_x$ | x          | 16,8       | 17,3    | 149,0      | 74,0       | 78,0       | 76,0  | 500 | 0,2780 | 0,0880 | 19,080 | 19,080       | 1,0000        | 00° 00' | 330,1  |
|       |       | z          |            |         |            |            |            |       |     |        |        |        |              |               |         |        |
| 84    | $F_x$ | x          | 20,2       | 18,3    | 280,5      | 87,0       | 86,0       | 84,0  | 500 | 0,5610 | 0,0710 | 12,550 | 9,864        | 0,8660        | 27° 40' | 1337,3 |
|       |       | z          |            |         |            |            |            |       |     |        |        |        |              |               |         |        |
| 70    | $F_x$ | x          | 8,7        | 8,0     | 441,0      | 68,0       | 72,0       | 70,3  | 500 | 0,3820 | 0,1748 | 2,300  | 2,300        | 1,0000        | 00° 00' | 53,7   |
|       |       | z          |            |         |            |            |            |       |     |        |        |        |              |               |         |        |
| 78    | $F_x$ | x          |            |         | 135,0      | 33,3       | 35,8       | 34,0  | 500 | 0,7000 | 0,0186 | 23,580 | 6,070        | 1,0000        | 00° 00' | 39,8   |
|       |       | z          |            |         |            |            |            |       |     |        |        |        |              |               |         |        |
| 14    | $F_x$ | y          |            |         | 137,0      | 36,0       | 33,3       | 37,4  | 500 | 0,3340 | 0,0180 | 70,500 | 29,410       | 0,6460        | 50° 45' | 1378,4 |
|       |       | z          |            |         |            |            |            |       |     |        |        |        |              |               |         |        |

torul relației / 5.35 / și se însumează după cum urmează :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_x} + \frac{1}{k_y} + \frac{1}{k_z} \quad / 5.35 /$$

Unghiurile care determină direcția axei de cedare față de axele de coordonate, pentru modul de vibrație respectiv, se determină cu ajutorul relațiilor :

$$\varphi_i = \arccos \sqrt{\frac{k_i}{k}} \quad / 5.36 /$$

unde :  $i = x, y, z$  ;

Aceste relații însă nu dau semnele rădăcinilor. Stabilirea cadranelor în care se situează direcția determinată, se poate face după figura deformată a structurii a modului de vibrație.

Valorile caracteristice dinamice, determinate conform celor descrise mai sus, precum și datele extrase din CFAF sînt cuprinse în tabelele centralizatoare după cum urmează : cel din fig. 5.23 pentru FV 32-1 ; tabelul din fig. 5.25 pentru mașina FV 32-2 ; tabelul din fig. 5.27 aparține mașinii FV 35 ; iar cel din fig. 5.29 cuprinde datele mașinii FU 35 .

## 6. Ridicarea modurilor de vibrații.

Rezultatele măsurărilor fazei anterioare a cercetării, au pus în evidență câteva frecvențe proprii / critice /, la fiecare din cele 3 direcții de excitație. Aceste frecvențe proprii, aparțin unor moduri de vibrații distincte, fiecare corespunzînd unui grad de libertate a structurii, ceea ce constituie manifestarea unui nod slab din punct de vedere dinamic.

În continuare se tratează faza de cercetare, privind ridicarea deformatei structurii analizate, pentru fiecare mod de vibrație. Cu ajutorul acestor deformate, precum și a CR, CFAF, și valorile caracteristice dinamice tratate în subcapitolele : 5.3.1 ; 5.3.2 și 5.4 ; se vor putea face deducții, asupra nodurilor, cuplajelor sau ansamblelor care constituie cauza apariției acestor moduri de vibrații.



### 6.1 Standul de probă pentru ridicarea deformatiei.

Acest stand, principal este asemănător cu standul din etapa anterioară, / cap 5.1 / cu deosebirea că recepția semnalului de răspuns, se realizează cu traductor seismic, care are posibilitatea aplicării magnetice pe structură. Amplitudinile de răspuns recepționate de traductorul seismic, se citesc pe scala gradată în  $\mu\text{m}$  a vibrometrului tip : 2001 Balantron , fabricat de firma Kistler din Winterthur Elveția. Vibrometrul poate emite simultan cu semnalul sosit de la traductor - un semnal trigger în fază - care s-a introdus pe cel de al doilea canal al osciloscopului cu 2 spoturi : D 52 Telequipment , folosit și în faza anterioară.

Un al doilea traductor seismic identic, așezat cu axa sensibilă a lui, în direcția corespunzătoare semnalului de răspuns măsurat, este amplasat pe un punct fix al structurii / mijlocul mesei longitudinale / , fiind legat de un al doilea vibrometru Balantron identic cu anteriorul, ale cărei semnale trigger, sînt introduse pe primul canal al osciloscopului D 52 . Acest al doilea set de măsurare, constituie semnalul martor și servește pentru determinarea sensului oscilațiilor.

S-a stabilit convențional, că în cazul ca cele două semnale sînt în fază, sensul amplitudinilor e pozitivă, față de axele de coordonate, iar în cazul defazajului de  $180^\circ$ , sensul deformației este negativ. / fig. 6.1 resp. A 44 și fig. 6.2 resp A 45 /

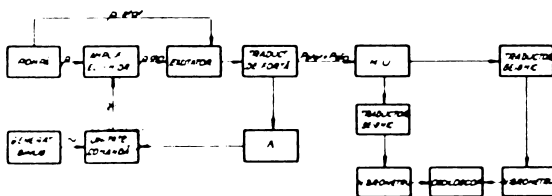


fig. 6.3

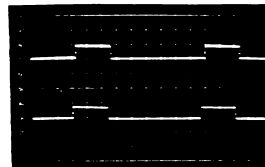


fig.6.1

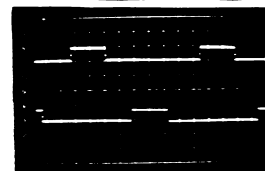


fig.6.2

Schema bloc a standului astfel modificată, / fig. 6.3 / în afara celor de mai sus, se mai deosebește și prin absența înregistrării semnalului traductorului de forță.

Vibrometrele tip 2001 balantron, sînt aparate sensibile, avînd gama normală de măsurare a vibrației, între  $0 - 25 \mu\text{m}$ . iar gama fină de măsurare : între  $0 - 2,5 \mu\text{m}$ . În condiții normale, se pot citi valori ale amplitudinii de  $0,5 \mu\text{m}$ . resp.  $0,05 \mu\text{m}$ . corespunzătoare valorii unei diviziuni de pe scala aparatului.

Traductorii trebuie acordăți pentru fiecare frecvență de rezonanță pe care se lucrează, prin modificarea frecvenței proprii al traductorului seismic, la valoarea corespunzătoare frecvenței cu care se va lucra. În acest fel se obține sensibilitatea maximă a măsurătorii.

#### 6.2 Metoda de lucru pentru ridicarea deformației.

Prima fază constituie stabilirea punctelor de măsurare pe structură. S-a avut în vedere necesitatea obținerii informațiilor privind poziția relativă ale ansamblelor principale, precum și a deformației proprii ale organelor principale, cari ar putea contribui la schimbarea poziției reciproce S-P în timpul excitării. Un criteriu secundar, dar necesar a constituit amplasarea punctelor de măsurare pe suprafețe prelucrate, pentru a se putea asigura aderența corectă a traductorului cu talpă magnetică, pe structură. În vederea asigurării acestor condiții, în unele locuri s-au demontat capace, s-au deschis uși, pentru ca traductorul să poată fi așezat pe bazele prelucrate ale acestora.

În cazul ridicării modurilor de vibrații la prima mașină de frezat : FV 32-1, s-au stabilit 62 puncte de măsurare, o parte din ele fiind dublate, în vederea unui control asupra corectitudinii măsurătorilor. Cu această ocazie, s-a constatat că măsurătorile sînt fidele, existînd în permanență o posibilitate de autocontrol. Ca urmare, la măsurătorile făcute la Cugir, asupra mașinilor : FV 32-2 ; FV 35 ; FU 35, s-au redus numărul punctelor de măsurat, la 36 - 40 cari s-au dovedit acoperitoare.

Intrucît direcțiile principale de cedare de obicei nu au coincis cu axele de coordonate, fapt constatat prin prezența unor răspunsuri transversale de remarcă, în faza anterioară de măsurare a rT a cedării dinamice, s-a considerat necesar ca fiecare punct al unui mod de vibrații, să fie reprezentat prin rezultanta amplitudinilor celor trei direcții de răspuns și nu nu-

mai a răspunsului direct. Acest mod de analiză, face să crească volumul lucrărilor de măsurare și de reprezentare grafică, însă furnizează informații mult mai concludente și mai fidele, decât cele ridicate pe baza unei singure direcții /directe / de răspuns.

Ridicarea unui mod de vibrații , în mod concret, s-a început cu reglarea excitației pe frecvența corespunzătoare modului respectiv. Amplitudinea forței de excitație s-a reglat în așa fel ca la punctele cu amplitudinile de răspuns maxime / de ex. capetele mesei longitudinale / valoarea amplitudinii de răspuns, să nu depășească valoarea maximă a amplitudinii măsurabile de către vibrometru. S-a constatat - cum era și firesc - că forța de excitație necesară ridicării modului de vibrații, era mai redusă ca și cea aplicată la ridicarea FT a cedării.

Traductorii seismici fiind reglați a priori la frecvența excitației, se verifică coincidența semnalelor de trigger pe osciloscopul cu 2 canale, așezându-se traductorul de măsurare lângă traductorul martor în poziție similară, iar semnalele de pe osciloscop trebuie să indice coincidență de fază.

S-a aplicat traductorul de măsură, în mod succesiv pe suprafețele punctelor de măsurare și s-a notat valoarea amplitudinii citite pe scala vibrometrului, adăugându-se semnul amplitudinii conform corelației semnalelor de pe ecranul osciloscopului.

După parcurgerea tuturor punctelor de măsurare, menținându-se frecvența excitației neschimbată, s-a modificat poziția traductorului martor înspre una din direcțiile transversale direcției de excitație, s-a parcurs punctele de măsurare de data aceasta cu traductorul îndreptat spre această direcție transversală. Același procedeu s-a aplicat și pentru cea de a treia direcție de răspuns, respectiv cea de a doua direcție transversală de răspuns. În acest fel un mod de vibrație are pentru toate punctele de măsurare, cele trei componente ale amplitudinii de răspuns ale structurii.

În continuare, s-a reglat excitatorul pe frecvența critică a următorului mod de vibrații și măsurătorile pentru cele trei direcții de răspuns, s-a realizat conform procedurii descris mai sus. După parcurgerea tuturor frecvențelor critice pe o direcție de excitație, s-a schimbat direcția excitației și procedura s-a continuat în mod similar.

### 6.3 Reprezentarea deformată a modurilor de vibrații.

În vederea găsirii unor modalități optime de analiză a modului de vibrații, s-a încercat reprezentarea deformată a structurii, atât în cele 3 vederi folosite în desenul tehnic, cât și în o reprezentare izometrică, urmând ca după efectuarea analizei să se mențină variante care furnizează indicații maxime. În final, nu s-a reușit renunțarea la niciuna dintre ele, fiecare mod de reprezentare aducând câteva informații deosebite de reținat.

În cazul mașinii FV 32-1 analizat la Cluj, reprezentarea deformată s-a făcut complet manual. Cele 3 coordonate de deplasare ale fiecărei punct de măsurare, s-a transpus la o anumită scară, pe punctul de măsurare respectiv în repaus, de pe desenul conturului simplificat al mașinii, / fig. 6.6 / conturul fiind trasat cu linii subțiri, obținându-se totalitatea punctelor de măsurare în pozițiile corespunzătoare modului de vibrații, cu al cărei frecvență s-a excitat structura. Unind aceste puncte - cu linii groase - s-au obținut contururile deformate ale mașinii analizate / fig. 6.6 resp. 59  $P_x$ ...91  $P_z$  /. În unele vederi, sau menținut pe desen - în mod demonstrativ - și liniile ajutătoare ale coordonatelor componente, ceea ce se vede foarte pronunțat la modul de vibrații 29  $P_y$ , 53  $P_x$ . Acest procedeu, pe lângă avantajul accesibilității, comportă desavantajul volumului prea mare al muncii de reprezentare grafică / cca. 400 puncte pentru fiecare mod de vibrație /.

Deformatele mașinilor FV 32-2 ; FU 35 ; și FV 35 , au fost reprezentate grafic, cu ajutorul unui calculator de cercetare Hewlett-Packard , prevăzut cu un plotter. Organigrama care descrie etapele mari ale operațiilor, este reprezentată pe fig. 6.4 . Cu ajutorul unor memorii auxiliare se introduc coordonatele punctelor de măsurare ale structurii nedeformate și aici pentru fiecare tip de mașină și vedere de reprezentare. Aceste coordonate au fost ridicate cu ajutorul plotter-ului depe desenul contururilor nedeformate ale mașinilor. După introducerea valorilor coordonatelor deplasate ale structurii, se face verificarea automată a punctelor marcate pe structură / subprogramul C . Dacă au rămas puncte fără date pentru deformată, se editează o bană cu numerele acestor puncte.

Pentru subprogramul VS se introduc ca instrucțiuni specifice : scara de reprezentare, precum și coeficienții spațiali

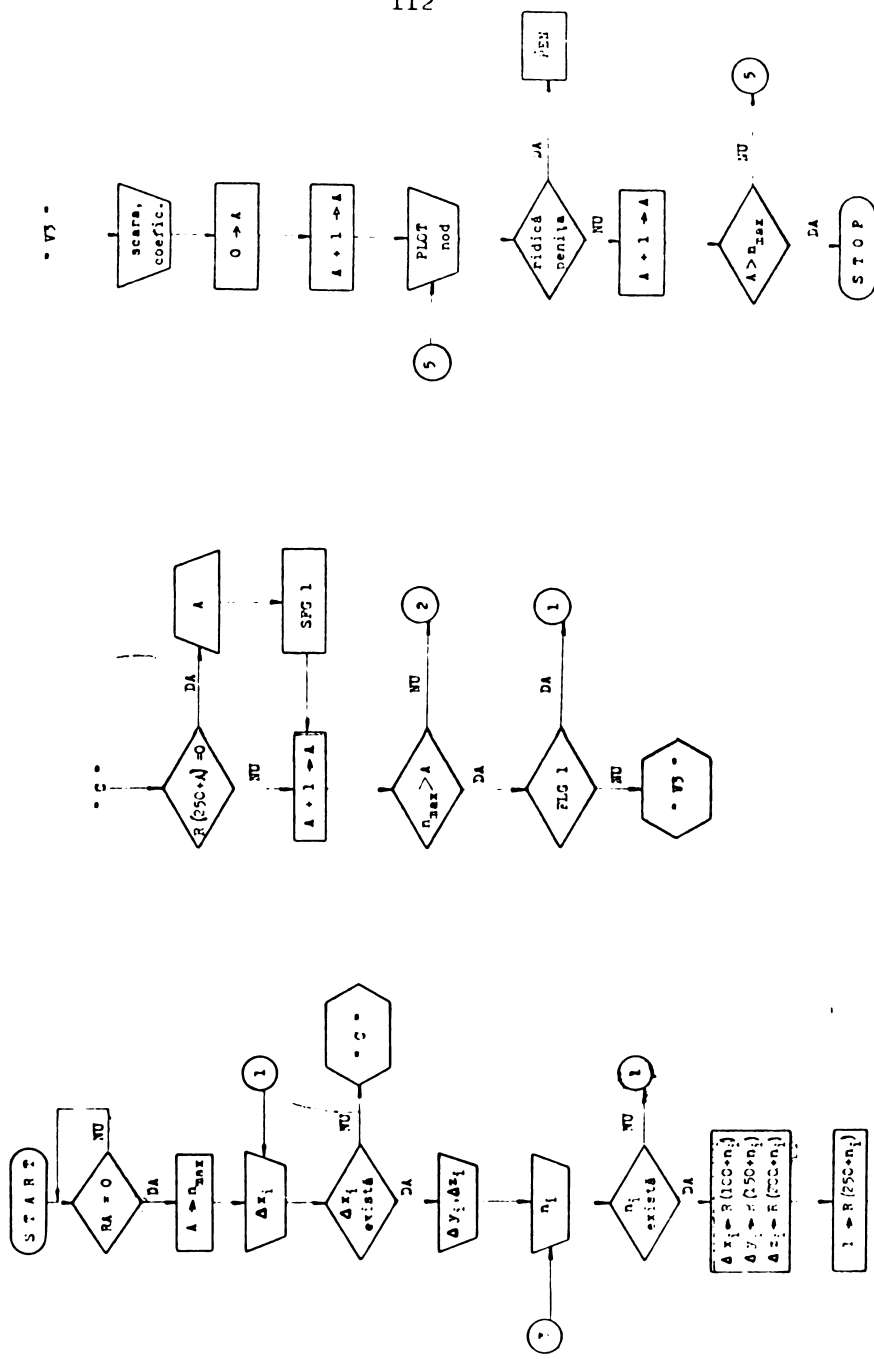
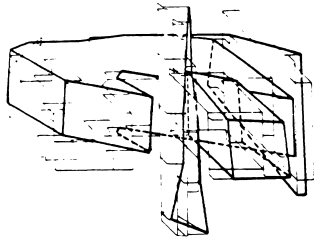
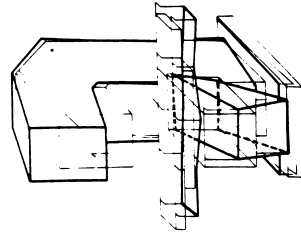


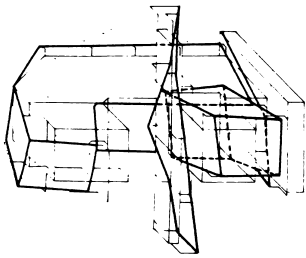
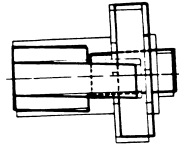
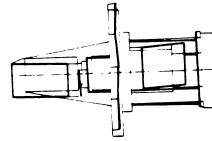
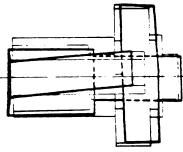
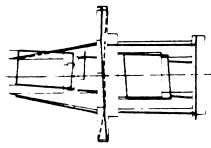
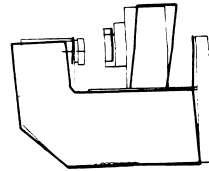
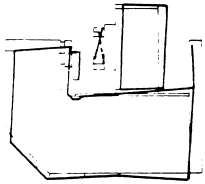
fig. 6.4



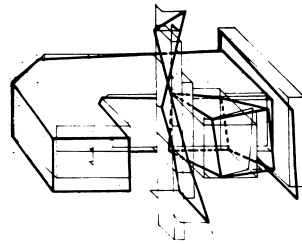
FV 38-1 28 Pj



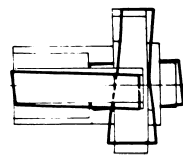
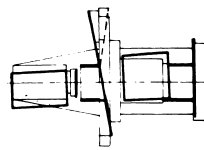
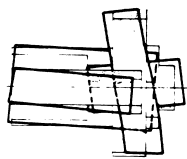
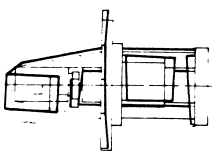
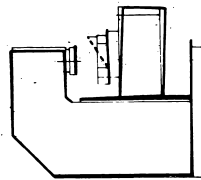
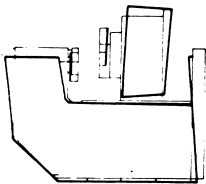
FV 38-1 28 Pj



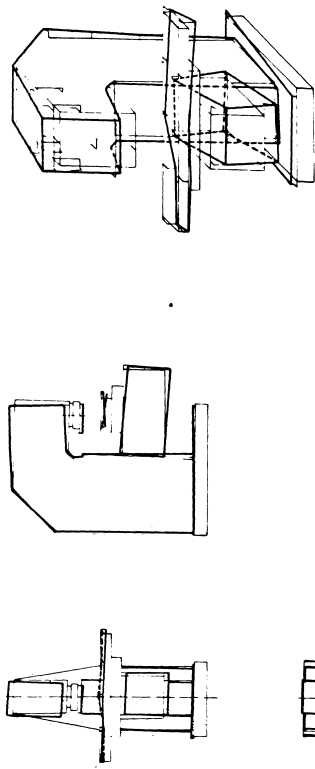
FV 38-1 28 Pj



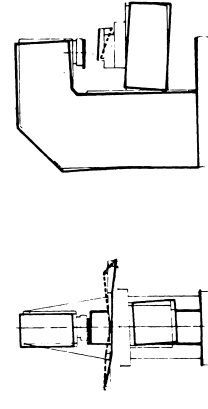
FV 38-1 28 Pj



114



*FV 24-1 68 P<sub>2</sub>*



*FV 32-1 68 P<sub>2</sub>*

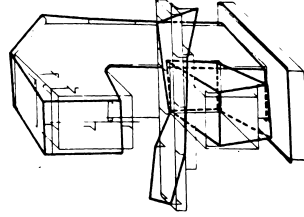
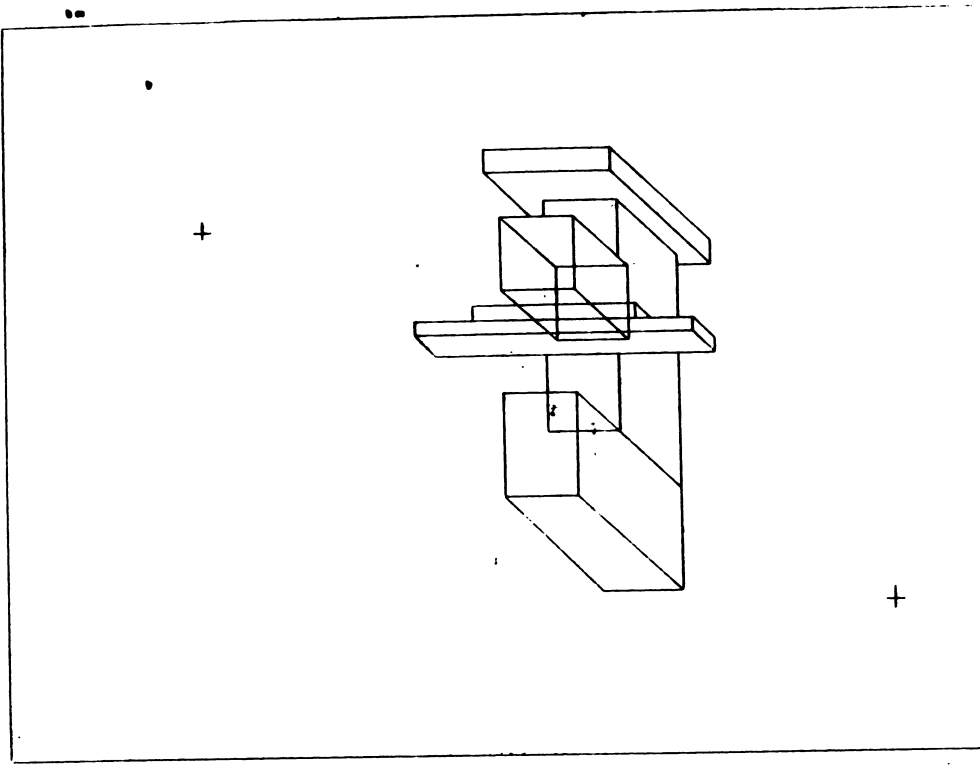
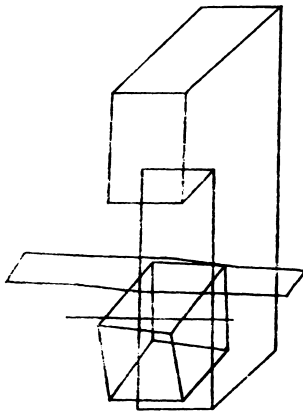


fig. 6.6

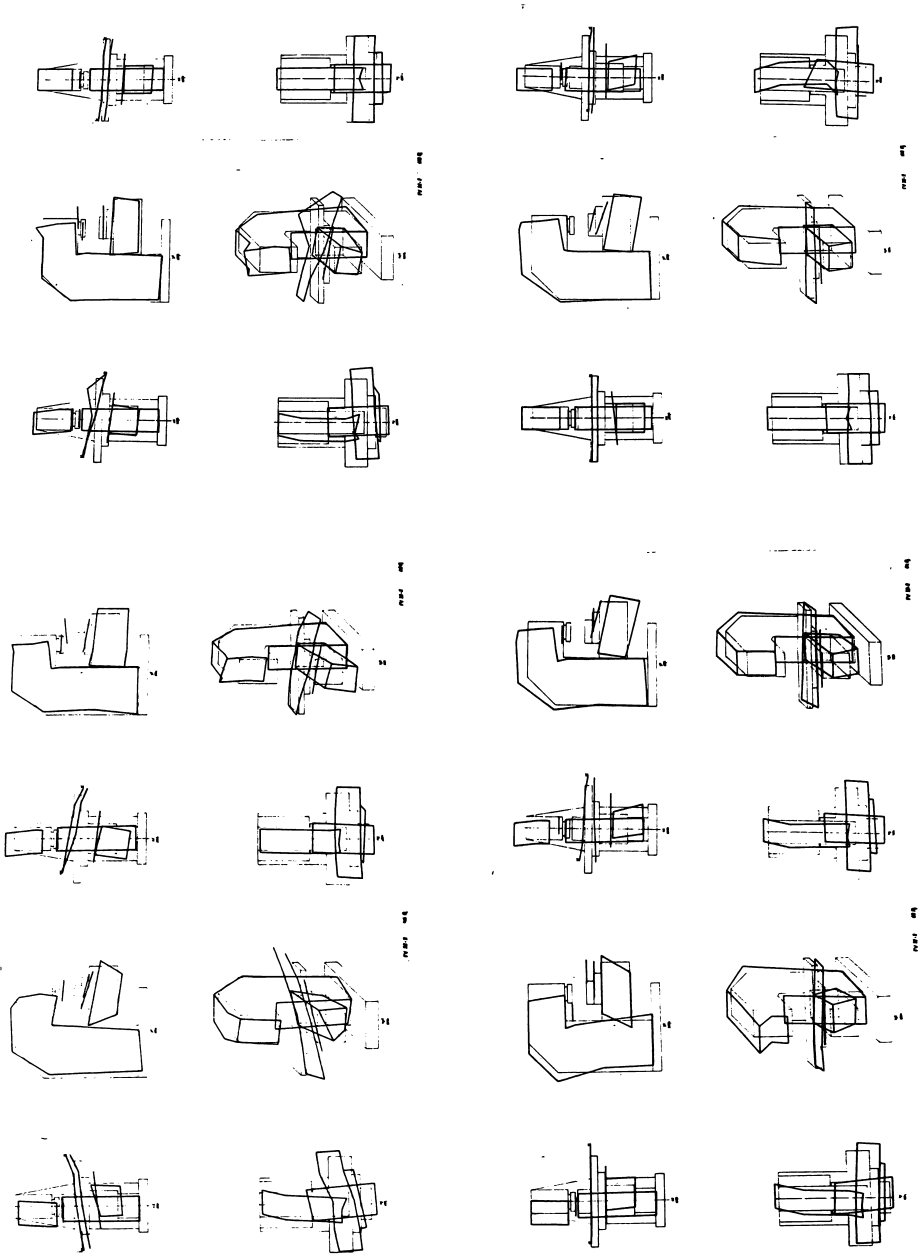


FV35 XYZ 98PY

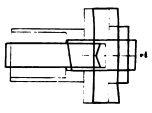
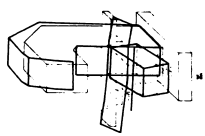
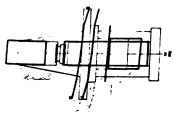
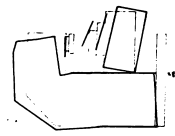


SCARA DEFORMATIILOR 500/1.



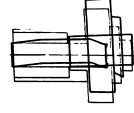
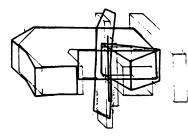
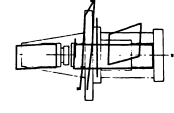
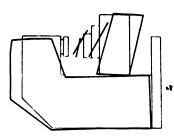


115



front view

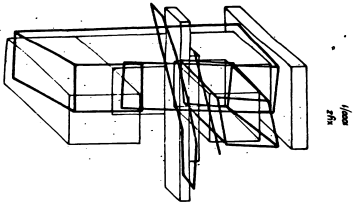
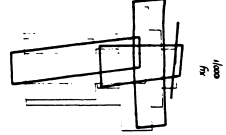
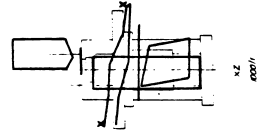
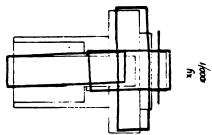
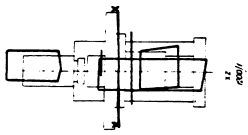
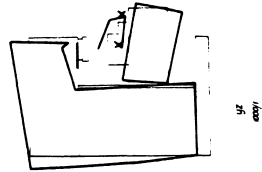
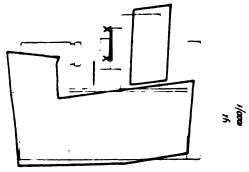
front view



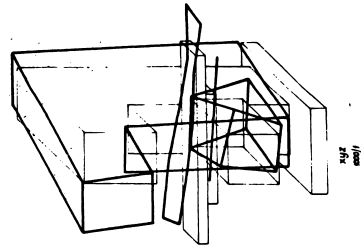
front view

front view

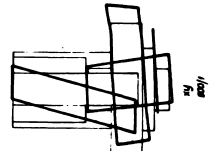
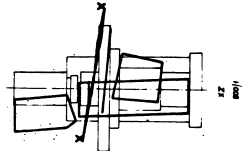
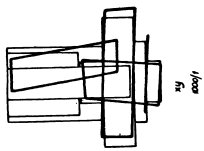
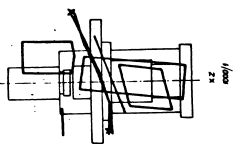
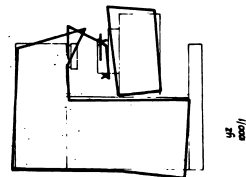
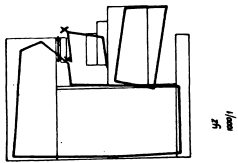
fig. 6.7

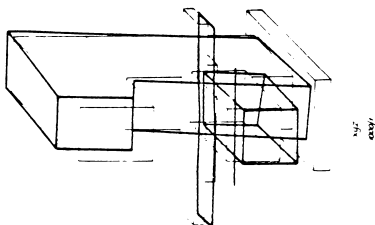
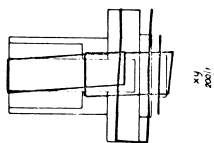
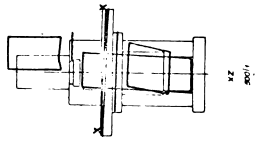
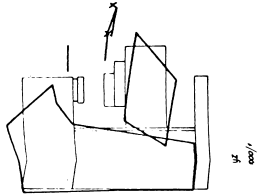
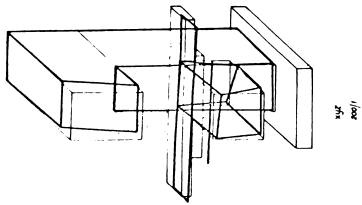


36 R

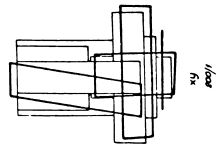
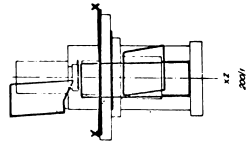
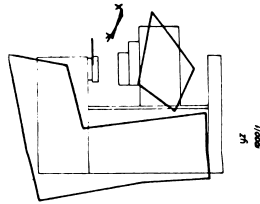
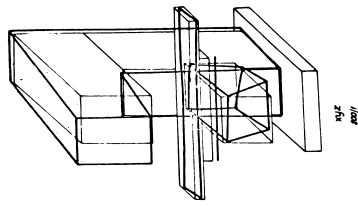


37 R

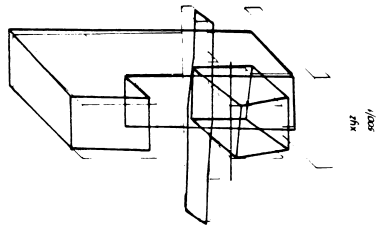




FV-35 28 P2

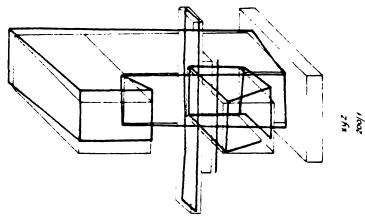


FV-35 34 P2



FV-35 28 P2

FV-35 34 P2



FV-35 200 P

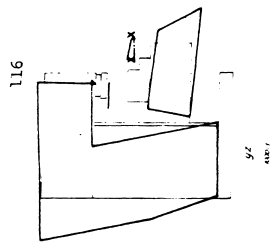
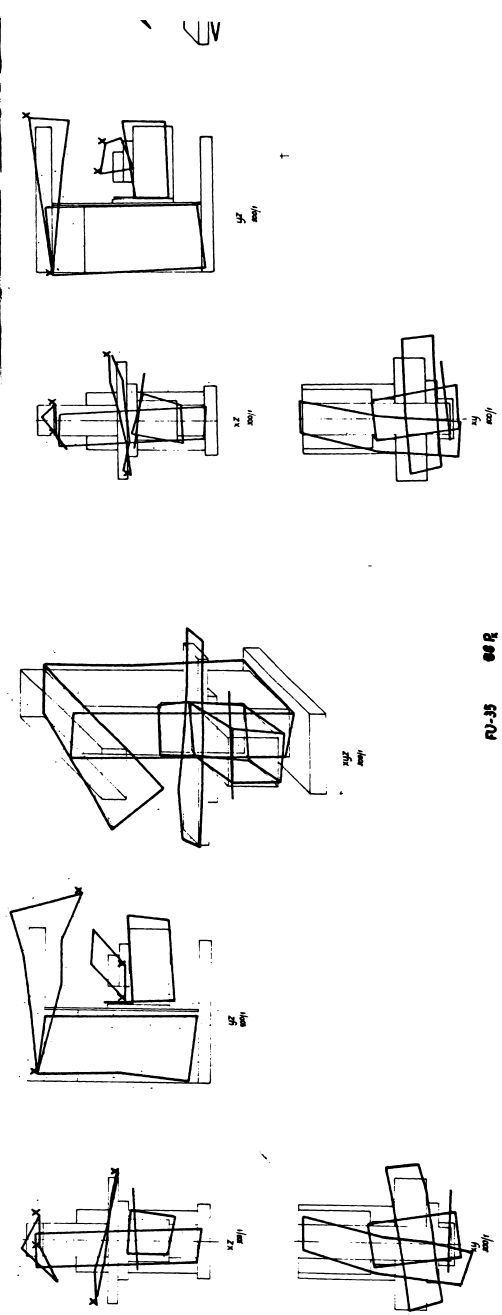
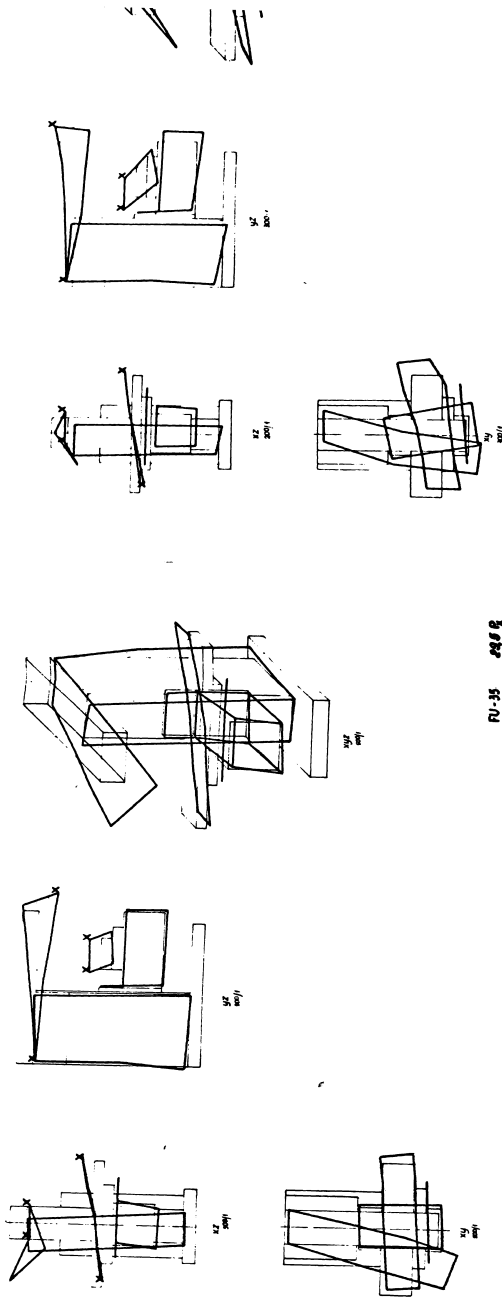
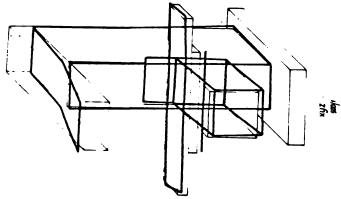
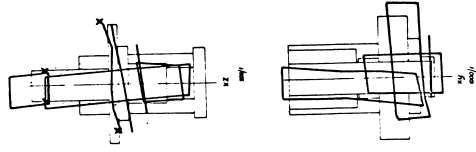
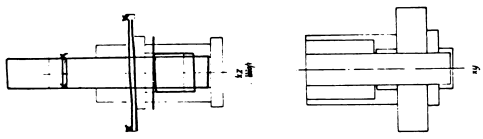


Fig. 6.8

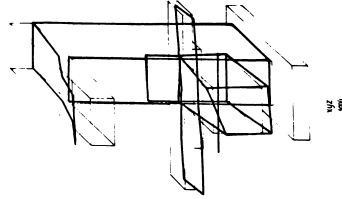


RU-35 000 R

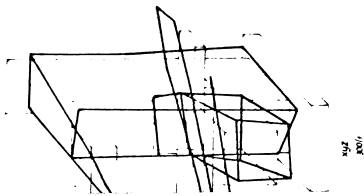
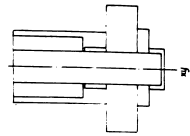
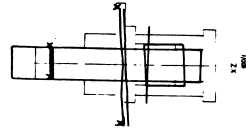
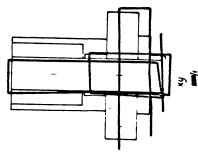
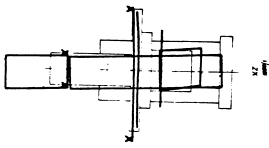
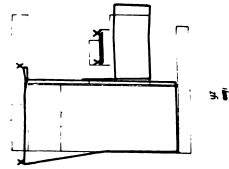
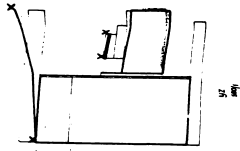
RU-35 000 R



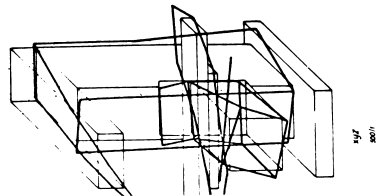
FU-35 45 R



FU-35 55 R

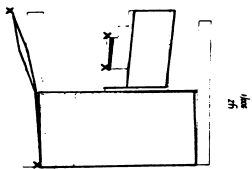
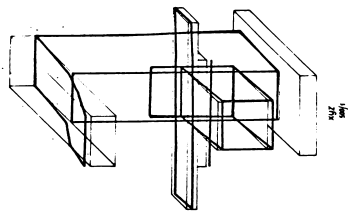
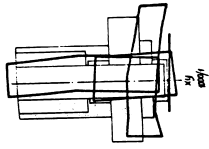
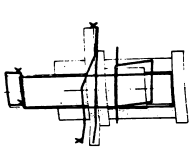
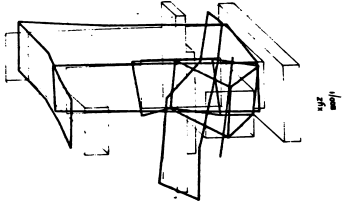
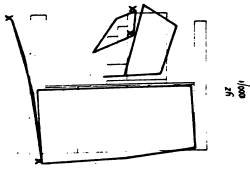


FU-35 76 R

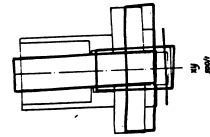
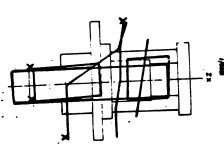
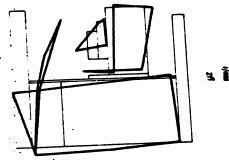
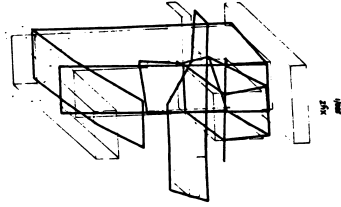


FU-35 84 R

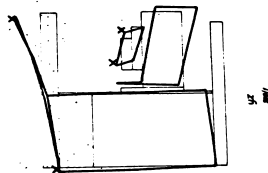
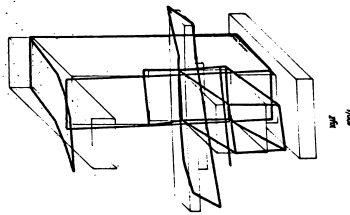
117



FU-35 34 R



FU-35 37 R



FU-35 38 R

Fig. 6.9

FU-35 39 R



#### 6.4 Reprezentarea amplitudinilor unor noduri importante.

Valoarea absolută a amplitudinilor punctelor de măsurare ale deformatiei, multe ori este constituită din însumarea algebrică a amplitudinilor organelor sau ansamblurilor suportante / de ex.: consola /. Pentru a se putea aprecia cât mai obiectiv comportarea dinamică a unor noduri, cuplaje, organe sau ansamble, s-au reprezentat la scară amplitudinile relative dintre două organe vecine a nodurilor, în care apar cedări care influențează deplasarea relativă între S-P / fig. 6.10 ... 6.13 /. Metodica reprezentării se tratează prin exemplul mașinii FV 35 , la care valoarea amplitudinilor corespunzătoare pozițiilor tabelului-grafic din fig. 6.12 , rezultă din relațiile de mai jos, precum și din fig. 6.14 .

| AMPLITUDINILE RELATIVE AI PUNCTELOR DE MASURARE |                   |    |   | FV 35 |   |
|---|-------------------|----|---|-------|---|
| 1   | $x_4 - x_5$       | 12 | $y_6 - y_{46}$                              | 21    | $x_{44} - x_{54}$                               |
| 2   | $x_{16} - x_4$    | 13 | $x_{20}$                                    | 22    | $/ x_{42} - x_{44} / - 0,5 / x_{41} - x_{47} /$ |
| 3   | $x_4 - x_{16}$    | 14 | $x_{21}$                                    | 23    | $/ x_{39} - x_{37} / - 0,5 / x_{40} - x_{39} /$ |
| 4   | $x_{16} - x_{15}$ | 15 | $y_{20}$                                    | 24    | $/ x_{42} - x_{44} / - 0,5 / x_{44} - x_{35} /$ |
| 5   | $x_{12} - x_9$    | 16 | $y_{21}$                                    | 25    | $/ x_{39} - x_{37} / - 0,5 / x_{37} - x_{36} /$ |
| 6   | $x_{12} - x_9$    | 17 | $x_{21} - x_{22}$                           | 26    | $x_{46} - x_{45}$                               |
| 7   | $x_7 - x_8$       | 18 | $y_{22} - x_{25}$                           | 27    | $y_{46} - y_{45}$                               |
| 8   | $x_6 - x_5$       | 19 | $x_{22} - x_{21}$                           | 28    | $x_{46} - x_{45}$                               |
| 9   | $x_6 - x_5$       | 20 | $/ x_{22} - x_{25} / - / x_{21} - x_{20} /$ | 29    | din fig. 5.27                                   |
| 10  | $y_6 - y_9$       |    | $y_{34} - y_{25}$                           |       |   |
| 11  | $x_6 - x_{46}$    |    | $y_{35} - y_{22}$                           |       |   |
|   |                   |    | $x_{34} - x_{25}$                           |       |   |

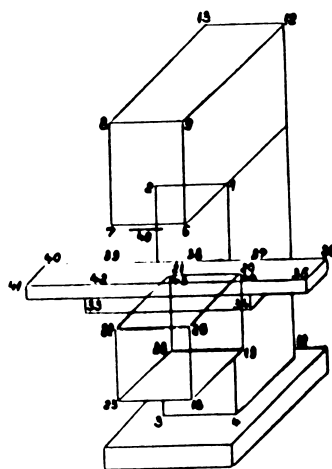


fig. 6.14

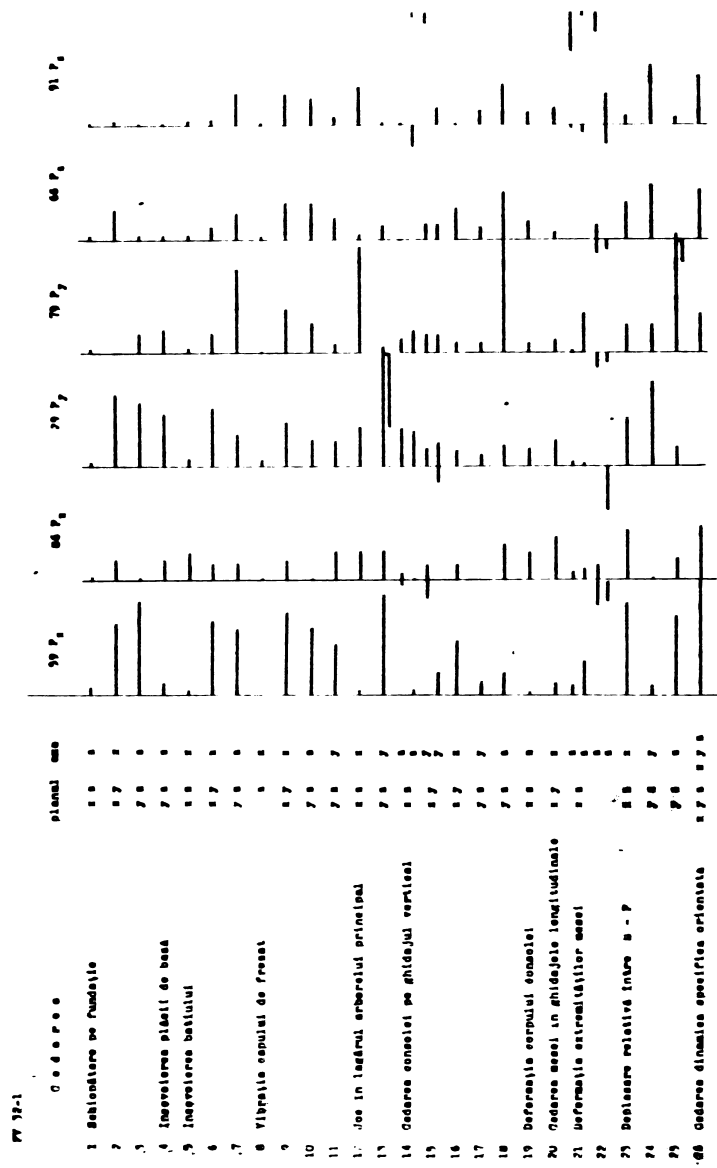


fig. 6.10

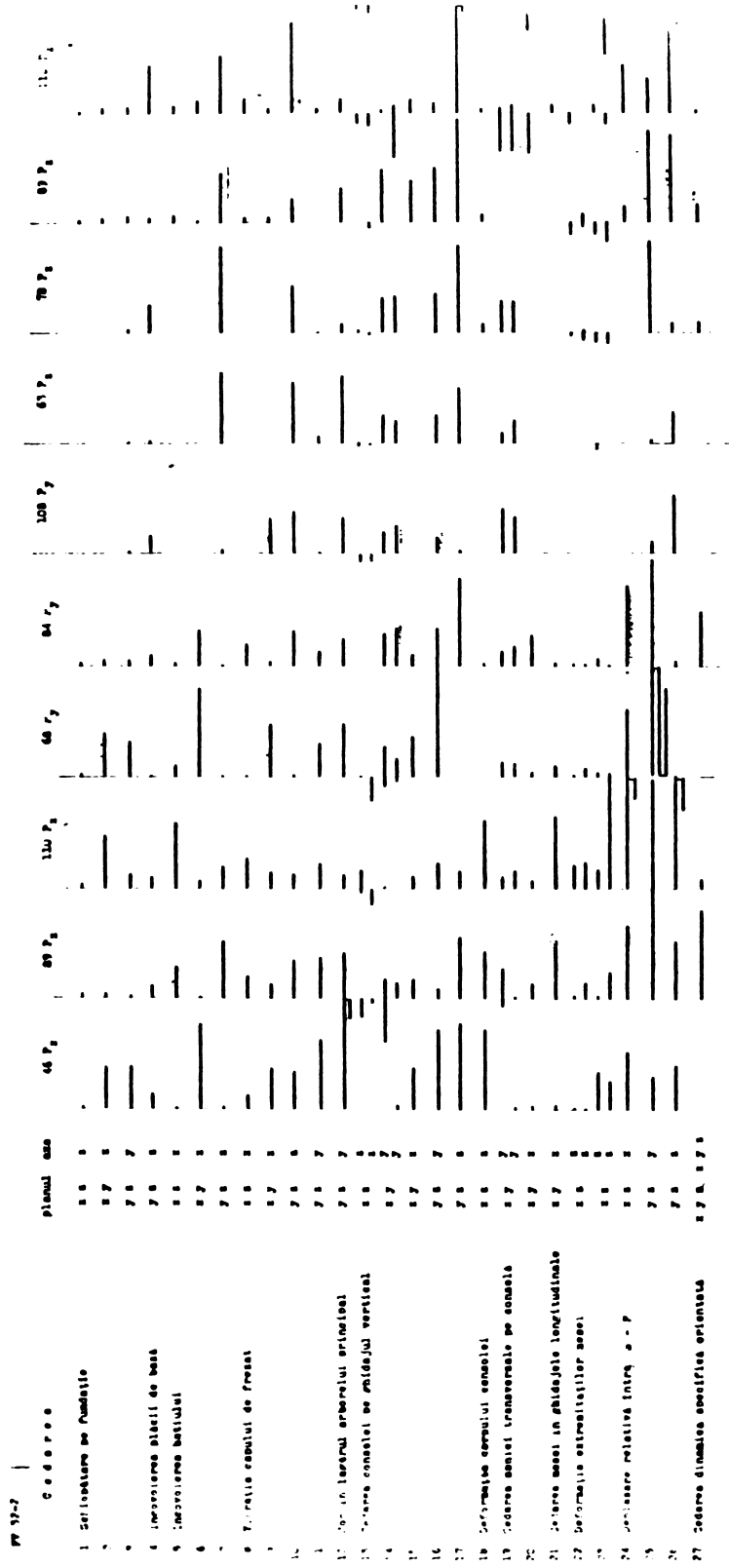


fig. 6.11

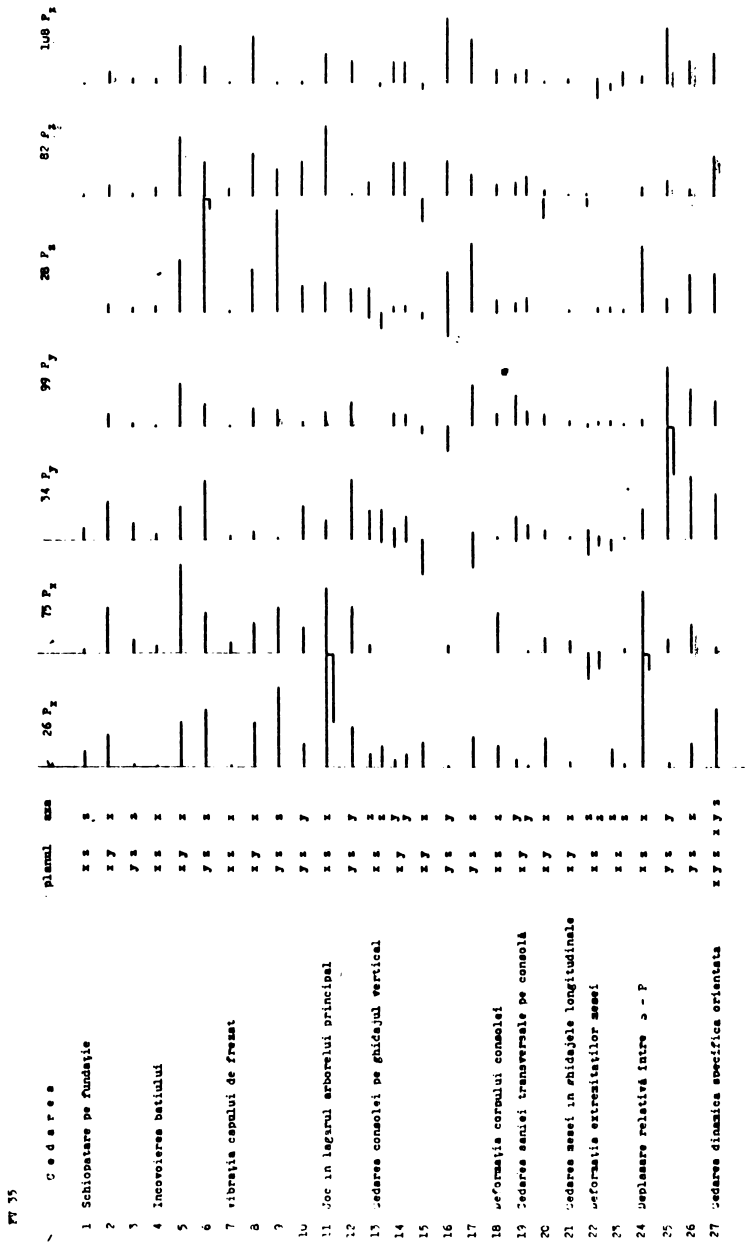


fig. 6.12

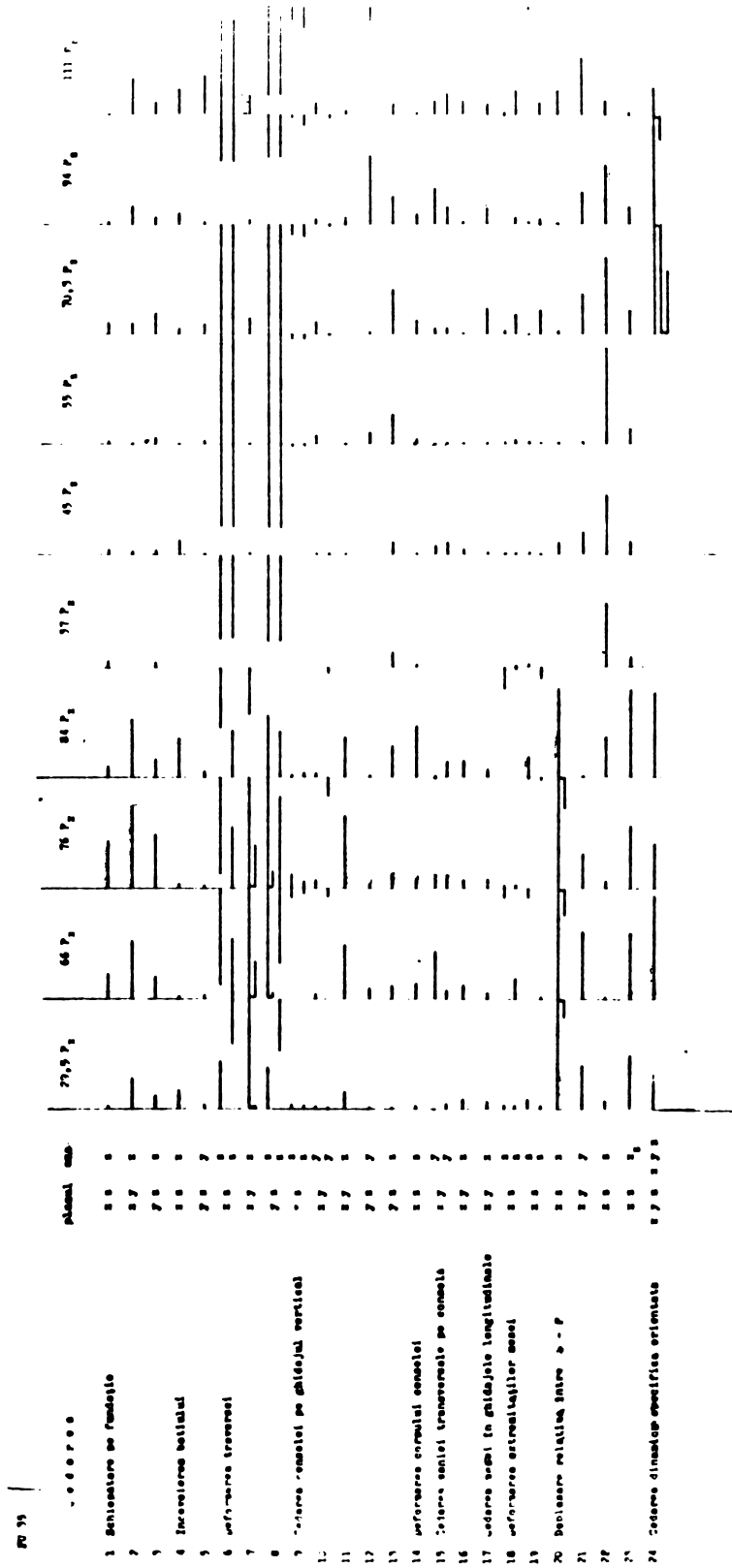


fig. 6.13

## 7. Considerații privind construcția mașinii.

În acest capitol se caută - așa cum s-a menționat în cap.1 - valorificarea rezultatelor analizei comportării dinamice a mașinilor de frezat cu consolă, în vederea depistării nodurilor dinamic slabe și în consecință recomandarea unor modificări constructive, cari să contribuie la creșterea rigidității dinamice în aceste noduri. În acest mod, se poate mări adâncimea limită a aşchierii  $w_{lim}$ , și implicit productivitatea.

### 7.1 Evaluarea rezultatelor cercetărilor.

Rezultatele cercetărilor privind comportarea dinamică a structurilor unor mașini de frezat cu consolă, sînt reprezentate prin curbele de rezonanță / subcap. 5.3.1 /, caracteristici frecvențiale amplitudine-fază / subcap. 6.3.2 /, valorile caracteristice, cari sînt de fapt coeficienții termenilor ecuației diferențiale de mișcare / cap. 5.4 /, precum și deformatelile modurilor de vibrații / cap. 6.3 /, cărora le aparțin reprezentările grafice ale amplitudinilor unor noduri importante ale structurilor analizate / cap. 6.4 /.

#### 7.1.1 Analiza curbelor de rezonanță.

CR aparținătoare aceleiași direcții de excitație, sînt așezate în aceeași coloană, iar cele ridicate pe aceeași direcție de măsurare, se găsesc în același rînd / fig. 5.18 ... 5.21 /. Amplitudinile maxime, ce localizează zonele frecvențelor critice, în frecvente cazuri se suprapun pe aceeași coloană / de ex. la excitația  $P_x$  a mașinei FV 32-1 din fig. 5.18 ș.a./, ceea ce dovedește că amplitudinea critică, deci și axa de cedare a unuia din modurile de vibrații, nu coincide cu niciuna din axele de coordonate de referință a structurii, ci este dirijată în spațiu, sau în tr-un plan / de ex. la excitația 89  $P_x$  sau 110  $P_x$  a mașinei FV 32-2 din fig. 5.19 /. Aceste amplitudini fiind proiecții ale rezultantei, se poate calcula desigur direcția acesteia. CR servesc la determinarea instantanee a frecvențelor critice, pe baza căruia se trece imediat la ridicarea deformatelii modului de vibrație ce este caracterizat prin frecvența critică respectivă. Deși valoarea acestei frecvențe critice va suferi oarecari corec-

ții, datorita influenței modurilor de vibrații ale frecvențelor vecine, pentru scopul folosit este corespunzătoare.

CR mai este și o oglindă cuprinzătoare a comportării structurii în domeniul de frecvență analizat, chiar dacă nu toate amplitudinile proeminente duc la pierderea stabilității. În acest sens defazaajul completează informațiile, ceea ce va apărea în CFAF.

Din CR ale celor 4 mașini cercetate, rezultă la prima vedere 1-3 frecvențe proprii ale structurilor și acestea îndeosebi în domeniul cuprins între 50 - 120 Hz. Partea inferioară a acestui domeniu - până la cca. 70 Hz - cade încă în domeniul de excitație forțată interioară datorită procesului tehnologic / n x z /, pentru care motiv mașina este cea mai vulnerabilă în acest domeniu. Structura nu este totuși în afara pericolului pierderii stabilității nici peste acest domeniu, deoarece adesea apar frecvențe de armonică inferioară ale frecvențelor proprii peste 70 Hz, cari cad în miezul domeniului de excitație forțată interioară datorită procesului tehnologic.

Forma CR în zona frecvenței critice, da indicații asupra gradului de amortizare a structurii pe direcția respectivă. Dacă alungimea curbei este sveltă, denotă că gradul de amortizare este mic, iar dacă culmea este rotunjită și mai lătită, gradul de amortizare este mare. Spre exemplu : FV 32-1 are CR rotunjite, "grase", ceea ce dovedește amortizări corespunzătoare, fapt ce reiese din valorile calculate ale gradului de amortizării / fig. 5.23 /. În schimb la FV 32-2, o mașina de același tip, însă la care cercetarea prin excitație s-a făcut cu ghidajele blocate, alura CR este sveltă, îngustă, ascuțită, dovada gradului de amortizare redus, confirmat de valorile calculate ale gradului de amortizare din tabelul din fig. 5.25.

Rezultă că ghidajele de alunecare sînt amortizoare dinamice eficiente, îndeosebi datorită absorbirii de energie de vibrație prin frecare viscoasă în filmul de ulei dintre suprafețele ghidajelor. / cap. 3.1.5 /. Prin blocarea ghidajelor s-a exclus acest efect de amortizare dinamică, foarte valoros pentru comportarea dinamică a mașinii, în schimbul unui spor de rigiditate preponderent statică. Un alt efect pozitiv, merit să contribuie la compensarea excluderii amortizării viscoase, este creșterea valorii frecvențelor critice și deci îndepărtarea dela domeniul de frecvență a forțelor de excitație forțată interioară de proveniență tehnologică.

Bilanțul blocării ghidajelor este în final pozitiv, fapt ce rezultă din compararea valorilor de rigiditate orientată  $k$  ale celor două mașini / fig. 5.23 și 5.25 /. În practică acest mod de lucru este numai parțial aplicabil, deoarece cel puțin unul dintre ghidaje - acela în direcția caruia acționează avansul de lucru - nu poate fi blocat.

CR a mașinii FV 35 / fig. 5.20 / reprezintă comportarea reținută a structurii. Alura zonelor de rezonanță oglindește rapoarte de amortizare bune ceea ce sînt confirmate cu valorile discrete din fig. 5.27. Situație opusă este însă la FU 35 ale cărei CR sînt proeminente și destul de ascuțite, îndeosebi în cazul excitației cu  $P_z$ . Valorile calculate a gradului de amortizare confirmă acest fapt / fig. 5.29 /. Cauza este prezența unui element cu rigiditate slabă îndeosebi în direcția axei  $z$ , și care este lipsit de posibilități de amortizare eficace / traversa /.

#### 7.1.2 Analiza caracteristicilor frecvențiale amplitudine-fază.

CFAF ne furnizează informațiile cari s-au obținut prin CR, în cazurile tratate însă s-au reprezentat doar zonele interesante - adică acele zone cari cuprind rezonanțele principale - așa cum s-a descris în subcap. 5.3.2. Pe cînd CR permit o analiză globală, în linii mari, totodată operativă, CFAF cari au în construcția lor - pe lângă datele cuprinse în CR - și valoarea defazajului dintre semnalul de intrare / forța de excitație / și semnalul de ieșire / răspunsul structurii /, asigură localizarea mai exactă a frecvenței de rezonanță, totodată permite calcularea valorilor discrete a coeficienților termenilor ecuației diferențiale de mișcare.

Considerațiile făcute în urma analizei alurei CR se confirmă prin CFAF. Compararea numai sinoptică a CFAF cuprinse în matricea de pe fig. 5.22 / FV 32-1 cu grade de amortizare normale / și cele aparținînd mașinii FV 32-2 / fig. 5.24 / cu grad de amortizare redus / ghidajele blocate /, demonstrează în mod evident preponderența amortizărilor diminuate la cea de a doua mașină. Similar, dar poate mai evident apare gradul de amortizare mult diminuat la FU 35 / fig. 5.28 / îndeosebi la excitația cu  $P_z$  față de alura CFAF de la FV 35 / fig. 5.26 / care are un grad de amortizare satisfăcător.



Deși CFAF reprezintă doar o parte a domeniului de frecvență explorat, la majoritatea lor apar mai multe grade de libertate ale structurilor, ceea ce este firesc, avînd în vedere construcția relativ complexă a mașinilor de frezat cu consolă. Acest lucru nu este în mod fatal defavorabil, dinpotrivă, în multe cazuri poate duce la diminuarea tendinței de pierdere a stabilității. Un exemplu elocvent prezintă CFAF  $x/P_x$  la FV 32-1 / fig. 5.22 / la care un mod de vibrație "perturbator", la frecvența de 63 Hz, deformează în mod favorabil alura buclei modului de vibrație de bază  $59 P_x$ , împingînd-o dinspre domeniul negativ al axei reale, spre domeniul pozitiv al acestuia și deci îndepărtînd-o de la zona de instabilitate / criteriul Nyquist /. Această perturbare binefăcătoare se datorește probabil componentei după axa  $x$  a modului de vibrație  $66 P_z$ .

CFAF sînt bogate purtătoare de informații, cari vor fi exploatare cu ajutorul metodelor descrise în cap. 5.4. Valorile caracteristice ale modurilor de vibrații obținute astfel, permit analizarea obiectivă a comportării structurii.

### 7.1.3 Analiza valorilor caracteristice ale modurilor de vibrații.

Valorile caracteristice obținute din CFAF sînt cuprinse în tabele ce sînt redate pe fig. 5.23 pentru FV 32-1; pe fig. 5.25 pentru FV 32-2; pe fig. 5.27 pentru FV 35; și pe fig. 5.29 pentru FU 35; Convențional s-au notat modurile de vibrații, prin combinația frecvenței proprii a modului de vibrații cu direcția forței de excitație. De ex.:  $59 P_x$ .

În cadrul fiecărei mod de vibrații, toate datele s-au calculat pentru toate direcțiile de măsurare perceptibile, din cele trei posibile. În acest fel s-au calculat și frecvențele proprii  $\omega_0$ , la cari în cadrul aceluiași mod de vibrații, se observa unele abateri între valorile obținute după diferite direcții de măsurare. Abaterile se datoresc în mică măsura erorilor de măsurare și de calcul, cauza principală a lor fiind o deplasare reală a amplitudinii de rezonanță - pe axa frecvențelor - datorită influenței unui alt mod de vibrații, avînd frecvență apropiată, iar în majoritatea cazurilor cu direcția de excitație coincidentă cu direcția componentei cu abatere.

Comparînd frecvențele proprii ale modurilor de vibrații la cele două mașini de același tip: FV 32-1 și FV 32-2, se

obsearvă, că la cea din urmă - la care în timpul măsurătorilor prin excitație ghidajele au fost blocate - frecvențele modurilor de vibrații corespunzătoare, sînt mai ridicate. De ex.: 89  $P_x$  față de 59  $P_x$  respectiv 110  $P_x$  față de 86  $P_x$  ș.a. Aceste constatări coincid întrutotul relației / 5.34 / respectiv :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad / 7.1 /$$

Comparînd deasemenea frecvențele proprii ale modurilor de vibrații la mașinile : FV 35 și FU 35, cari se deosebesc în principal în partea lor superioară : primul avînd cap de frezat vertical monolit cu batiul, iar cea din urmă, o traversă sveltă cu rigiditate mica, disproporționată față de restul structurii, rezultă că elementul cu rigiditate scăzută, la mașina FU 35, face ca frecvențele proprii ale modurilor de vibrații, să fie mai scăzute decît la FV 35. De ex.: la excitația după  $P_x$ , frecvențele proprii sînt cuprinse între : 66...84 Hz la FU 35, față de 75...111 Hz la FV 35, respectiv : 70...94 Hz față de 82...108 Hz, la excitația după  $P_z$ . Toate acestea constatări sînt deasemenea în concordanță cu relația / 7.1 /, deunde mai rezultă că diminuarea frecvențelor critice la FU 35, a fost întrucîtva compensata de masa mai mică a traversei lui FU 35.

Analizînd cedarea dinamică a structurilor, rezultă cea mai mare valoare la funcția de transfer  $x/P_x$ , la toate cele 4 mașini cercetate. Este un fenomen general la mașini de frezat cu consolă și se datorește principiului constructiv a acestor tip de MU, unde în lanțul S-MU-D-P este intercalat ansamblul consolei, cu 3 sâni și tot atîtea ghidaje suprapuse, fiecare cu mecanismul ei de deplasare, constituind mai multe noduri de cedare dinamică. În acest context majoritatea nodurilor au componente apreciabile de cedare în direcția axei  $x$ , ceea ce prin însumare conduc la constatarea de mai sus.

Comparînd același FT  $x/P_x$  la mașinile FV 32-1 și FV 32-2 se constată chiar din CFAF, că cedarea la prima este mai mare, anume: 0,6287  $\mu/kgf$  față de 0,4960  $\mu/kgf$  la FV 32-2, ceea ce reprezintă cu 26,75 % mai mult. Cedarea mai mica la cea de a doua mașină, se datorește - așa cum s-a menționat mai sus - rigidității sporite a ansamblului consolei, ce s-a realizat prin blocarea ghidajelor. Desigur, scaderea cedării datorită sporirii rigidității este în realitate mai mare, dar prin această măsură

se pierde o parte însemnata a efectului de amortizare în ghidaje, ceace la FV 32-1 concura la diminuarea cedării.

Daca se compară cedarea la aceeași FT, însă de data aceasta cu FV 35, la care ghidajele s-au păstrat neblocați ca și la FV 32-1, se găsește  $c = 0,3780 \mu/\text{kgf}$ , ceace reprezintă doar 60 % din cedarea lui FV 32-1. Acest fapt se datorează îmbunătățirilor constructive ce s-au adus mașinilor din familia 35 față de 32.

Deși mașinile FV 35 și FU 35 au infrastructura aproape identică, cedarea maximă la aceeași FT este la mașina din urmă de  $0,6740 \mu/\text{kgf}$ , adică cu 78,3 % mai mare decât la FV 35. Acest spor de cedare se datorează traversei port contralagăr care are o cedare proprie mare. Acest fapt este confirmat de valoarea cedării la  $70 P_z$ , unde pe direcția  $z$  - direcția în care momentul de inerție a traversei este cea mai mică -  $c = 0,8820 \mu/\text{kgf}$ . Dealtfel, acest lucru rezultă evident din CFAF coloanei  $P_z$ , / fig. 5.28 / și bineînțeles coloana  $c$  din tabelul de pe fig. 5.29.

În analiza comportării dinamice a unei structuri, sînt determinante valorile caracteristice pe fiecare mod de vibrație în parte, deoarece ele exercită influența lor, pe un anumit domeniu tehnologic al MU. Pentru a putea întări anumite considerente susmenționate, avînd în vedere că s-au cercetat 4 MU similare, dar totuși cu anumite diferențe constructive, sau de regim de exploatare, în continuare se face comparația și a valorilor medii caracteristice, luate pentru toate modurile de vibrații ale structurii respective. Nu este o metodă total concludentă, dar suficient de obiectivă.

Comparînd deci valorile medii a cedării la cele 4 MU analizate, față de  $c_m = 0,202 \mu/\text{kgf}$  la FV 32-1, se găsește la FV 32-2  $c_m = 0,232 \mu/\text{kgf}$ , deci deși rigiditatea a crescut în mod artificial prin blocarea ghidajelor, cedarea în medie este mai mare cu 14,8 % datorită excluderii amortizărilor ce oferă filmul de lubrifiant al ghidajelor. Construcția îmbunătățită a mașinii FV 35 limitează cedarea dinamică medie la  $0,1713 \mu/\text{kgf}$ , adică cu 17,9 % mai mică față de FV 32-1. Traversa subdimensionată a mașinii FU 35 cauzează o cedare dinamică medie de  $0,445 \mu/\text{kgf}$  care este cu 120 % mai mare decât cedarea dinamică medie la FV 32-1 și cu 160 % mai mare ca la FV 35.

Gradul mediu de amortizare al mașinii FV 32-1 este de 0,064 care corespunde unui grad de amplificare de cca. 8, ceea

ce este normal la MU mijlocii. Variația gradului de amortizare pe răspunsuri, se cuprinde între: 0,0320...0,0883 ; existînd o singură excepție de 0,1423 . In schimb la FV 32-2, care s-a cercetat cu ghidajele blocate,  $d_m = 0,0336$  ; căruia corespunde un grad de amplificare de rezonanță de cca. 15 . Gradele de amortizare pe răspunsuri, variază între: 0,0090...0,0466 ; existînd și două excepții : 0,0828 și 0,1331 . Reiese în mod evident, că prin blocarea ghidajelor, s-a anihilat în bună parte amortizarea vîscoasă a ghidajelor.

Mașina FV 35 are un grad de amortizare medie de 0,056 corespunzînd un grad de amplificare de cca. 9. Este o comportare corespunzătoare tipodimensiunii mașinii. Componentele acestei valori medii, variază între: 0,0191...0,0873 existînd excepția de 0,1800.

Mașina FV 35 cu gradul mediu de amortizare de 0,0732 pare să aibă amortizarea cea mai bună, căreia corespunde un grad de amplificare de rezonanță de cca. 7 . Valorile componentelor pe răspunsuri, variază într-o gamă largă , anume între : 0,0159 ...0,0880 ; avînd și două excepții : 0,1400 și 0,1948 . In comparație cu FV 35 care are infrastructura similară, se pare că sporul gradului de amortizare este de natură histeretică. Este probabil că sursa este traversa port contralagăr, care în comparație cu restul structurii, pare subdimensionată. Este de remarcat că la această mașină sînt mai multe frecvențe proprii în aceeași domeniu de frecvență , în comparație cu celelalte mașini analizate. Cauza probabilă este elementul cu rigiditate redusă /traversa/, care se pare că la anumite frecvențe lucrează și ca un absorbitor dinamic al vibrației / A 11 a / vibrînd în opoziție cu sistemul de bază. Efectul acestuia este bine exemplificat în CR a FT  $z/P_z$  unde apar două rezonanțe : 70  $P_z$  și 78  $P_z$  dar cari de fapt aparțin unei aceleiași frecvențe proprii puternic amortizate / 0,1948 și 0,1400 / dar prin intervenția efectului de amortizor dinamic de vibrații al traversii / masă + arc / această culme nu prea ascuțită, este scindată în cele două moduri de vibrații susamintite. Un caz similar se constată și la CR a FT  $x/P_x$  / A 75 / la modurile de vibrații : 66  $P_x$  ; 76  $P_x$  ; 84  $P_x$  .

Constanta elastica generalizata a modului de vibrații , obținută cu ajutorul relației / 5.33 /, furnizeaza cele mai con -

cludente informații cu privire la comportarea dinamică a structurii. Valorile constantelor elastice, obținute pe direcțiile de măsurare a răspunsului, cari coincid de fapt cu axele de coordonate a sistemului trirectangular în care s-a înscris structura analizată, sînt de fapt proiecțiile rezultantei acestora, care în general este orientată în spațiu. Cu ajutorul relației / 5.35 / se obține deci rigiditatea dinamică orientată a modului de vibrație respective. /  $k$  /

Din punctul de vedere al analizei comportării MU, sînt interesante valorile minime ale coeficientului rigidității dinamice orientate. La FV 32-1  $k_{\min} = 7,462 \text{ kgf}/\mu$ , este o valoare subnormală pentru mașini de frezat cu consolă de dimensiuni mijlocii [9], [54]. Această valoare apare la modul de vibrație 59  $P_x$ , la care s-a găsit în direcția axei  $x$ , o cedare pronunțată, în valoarea de  $c = 0,6287 \mu/\text{kgf}$ . La celelalte moduri de vibrații,  $k = 15,923 \dots 21,496$  adică este de cca 2 .. 3 ori mai mare.

La FV 32-2  $k_{\min} = 9,343$  doar cu 25 % mai mare decît la FV 32-1. La celelalte moduri de vibrații, rigiditatea dinamică orientată variază între  $k = 16,428 \dots 86,730$ , adică de cca. 2 ... 9 ori mai mari. / valoarea de 271,58 nu s-a luat în considerare, constituind o excepție. /

Comparînd valorile medii a rigidităților dinamice orientate, găsim la FV 32-1 valoarea de  $k_{\text{med}} = 15,89 \text{ kgf}/\mu$ , ceea ce este satisfăcătoare, iar la FV 32-2  $k_{\text{med}} = 51,85 \text{ kgf}/\mu$  fără valoarea exceptată. Raportul celor două valori fiind de 3,26 în favoarea celui din urmă. Această rigiditate medie mare, ca de altfel și valoarea rigidității minime, se datorește blocării ghidajelor, o măsură artificială, mai mult de curiozitate științifică, în realitate acest lucru se poate realiza cel mult parțial, prin care acest valori ridicate se vor diminua înspre cele obținute la mașina FV 32-1 cercetată în condițiile de exploatare obișnuită.

$k_{\min} = 14,686 \text{ kgf}/\mu$  s-a obținut la FV 35 ceea ce este de 2 ori mai mare ca la FV 32-1.  $k_{\text{med}} = 39,6 \text{ kgf}/\mu$  constituie un spor de 2,5 ori mai mare față de FV 32-1. Aceste valori bune se datoresc îmbunătățirilor constructive cari s-au adus mașinilor de frezat cu consolă la I.M. Cugir. Valorile rigidității dinamice orientate, la celelalte moduri de vibrații

cuprinse între  $k = 18,622 \dots 34,2$  cu o excepție de  $k = 120,2$  arată că FV 35 este o mașina cu caracteristici dinamice bune, și destul de omogena din acest punct de vedere.

La FV 35 în schimb  $k_{\min} = 2,9 \text{ kgf}/\mu$ , iar la restul modurilor de vibrații  $k = 6,070 \dots 29,410$ , rezultând valoarea medie  $k_{\text{med}} = 13,31 \text{ kgf}/\mu$ . Această valoare medie este mai mică cu 19,5 % față de aceea a mașinii FV 32-1 și de 3 ori mai mică decât aceea a mașinii FV 35, deși de aceasta se deosebește în principal prin partea superioară a batiului. Ceea ce este însă mult mai grav este valoarea minimă a lui  $k$ , care pentru această tipodimensiune este inadmisibilă, acest element disproporționat limitând simțitor posibilitățile tehnologice ale mașinii și deci și productivitatea.

Având deci calculate valorile rigidităților dinamice pe axe de coordonate / proiecții / precum și cea orientată, devine posibilă calcularea - cu ajutorul relației / 5.36 / - a unghiurilor pe care închid direcția principală a fiecărei mod de vibrație cu axele de coordonate  $\xi_i^0$  /. Aceste valori sînt foarte utile la depistarea nodurilor dinamic slabe, cu ajutorul deformatelor modurilor de vibrații. Pentru același scop servesc și valorile masei generalizate /  $m$  / calculate pentru fiecare mod de vibrație, cu ajutorul relației / 5.34 /.

#### 7.1.4 Analiza deformatelor modurilor de vibrații.

Deformatele mașinilor de frezat cu consolă cercetate, au fost reprezentate în figurile : 6.6 ... 6.9 în cele 3 plane: xy - xz, yz, precum și în construcția izometrică xyz. Analiza deformatelor structurii la diferite moduri de vibrații, permite depistarea nodurilor dinamic slabe, care contribuie simțitor la apariția cedărilor dinamice ale structurii, respectiv la diminuarea rigidității dinamice. Procedul de analiză fiind calitativ, iar structurile cercetate fiind complexe, există probabilitatea și a unor aprecieri subiective. În vederea diminuării acestora, se lucrează cu un mod de reprezentare a deformatelor suficient de detaliat / cap. 6.3 /. Deformatele modurilor de vibrații, sînt completate cu reprezentările la scară ale amplitudinilor unor noduri importante ale structurilor analizate, iar folosirea combinată a celor două reprezentări, permit apropierea la siguranța aprecierilor obiective.

reprezentarea grafică a amplitudinilor unor noduri importante, sînt tratate în cap. 6.4 și redată pe fig. 6.10 ... 6.13 pentru cele 4 MU analizate. Scara reprezentării este de 500 : 1 . Contribuția acestui gen de grafic, la ameliorarea metodei de analiză a deformatelor, constă din natura preponderent relativă a valorilor amplitudinilor reprezentate, ceea ce permite aprecierea mai obiectivă a modificărilor dimensionale ce iau naștere în noduri, cuplaje, organe sau subansamble, putîndu-se localiza acestea, fără influența altor ansamble suportante, ceea ce nu este totdeauna posibil numai cu ajutorul deformatelor, ridicată pe baza măsurării absolute / în cazul prezent - seismice - / a amplitudinilor de rezonanță a punctelor măsurate.

FV 32-1 / fig. 6.6 resp. 59  $P_x$  ... 91  $P_z$  ; fig. 6.10 / Mașina are o șchiopătare pe fundație în direcția axelor  $x$  și  $z$  la modurile : 59  $P_x$  și 29  $P_y$  . În mod direct, această mișcare nu cauzează o deplasare relativă între S-P, dar se ia în considerare la cele cîteva amplitudini absolute / de ex.: vibrația capului de frezat /, pentru a putea aprecia contribuția reală a acestora din urmă. Indirect, șchiopătarea mașinii poate cauza vibrații de natură seismică - îndeosebi la elemente cu legături prin ghidaje sau lagăre - cari pot funcționa ca absorbitori de vibrații de una din genurile din anexa : A 11 .

La modul de vibrații 29  $P_y$  , se constată încovoierea pronunțată a plăcii de bază.

Rigiditatea montantului este bună / poz. 5 /, în schimb partea superioară orizontală, la modul 59  $P_x$  prezintă o răsucire simțitoare, iar la modul 29  $P_x$  o încovoiere laterală - oblică. Aceași parte superioară orizontală a batiului la modul de vibrație 79  $P_y$  se încovoie simțitor în direcția axei  $z$  a planului  $x y$  . / poz. 7 /.

Capul de frezat, în mod evident se comportă similar și proporțional cu partea superioară orizontală a batiului.

În lagărul arborelui principal, apare amplitudine dinamică mare în direcția axei  $x$  la modul 79  $P_y$  , iar în direcția axei  $y$  la modul 59  $P_x$  precum și 29  $P_y$  . Direcția, dar chiar și frecvența, în acest caz sînt prea puțin concludente, fiind vorba de lagăr de rostogolire, deci cele de mai sus sînt determinate de poziția întâmplătoare a corpurilor de rostogolire față de direcția exactă de excitație. Trebuie însă reținută valoarea absolută ridicată a amplitudinilor, ceea ce denotă o portan-

țã insuficientã a rulmentului, sau/și lipsa pretensionãrii acestuia în mãsura corespunzãtoare solicitãrii arborelui principal.

Comportarea consolei față de ghidajul ei vertical este în mare mãsurã determinantã - datoritã rapoartelor de amplificãre al principiului constructiv al întregului ansamblu - asupra corelației privind distanța S-P. Cedarea consolei în ghidaje, în direcția axei  $z$  apare simțitor la modul  $29 P_y$ , paralel în ambele ghidaje și cu jumãtate de intensitate la  $79 P_y$ . În acest caz cedezã cuplul : arbore filetat - piuliță al deplasãrii verticale a consolei. / poz. 14 /. În direcția axei  $y$  / poz 15 / apare cedare moderatã /  $10 \mu$  / în fiecare mod de vibrație, în mod paralel în ambele ghidaje, cu excepția modurilor  $59 P_x$  și  $86 P_x$ , la cari sensul cedãrilor este opus la cele douã ghidaje. Acest mod de apariție a cedãrilor este firesc, avînd în vedere direcțiile de excitație, rezultînd ca sursã a cedãrii : construcția ghidajelor verticale, cari au aceastã limitã de stapînire a jocurilor.

Deplasarea în direcția axei  $x$  a extremitãții consolei este simțitoare la modul de vibrație  $59 P_x$  și ceva mai redusã la  $66 P_z$ , dupã cum rezultã, aparținînd frecvenței critice a anterioarei, fiind rezultatul unei cedãri prin rotire în jurul unei axe verticale paralele / sau suprapusã / cu una din ghidajele verticale. Rezulta în mod evident, ca ghidajul în unghi / coadã de rîndunicã / la aceastã solicitare, nu se poate opune cu eficacitatea necesara.

Cedarea extremitãții consolei în direcția axei  $z$  este mare la modul de vibrație  $79 P_y$  și pare sã fie cauzatã de cedarea la încovoiere a corpului consolei, acest mod de excitație fiind mai solicitantã chiar decît cele dupa axa  $z$ , datoritã brațului mare a aplicãrii forței. La modurile :  $66 P_z$  și  $91 P_z$  cedarea este simțitoare, ale caror cauze este identicã cu acelea dela poz.: 15. În continuare, corpul consolei prezintã semne de rãsucire la modul  $86 P_x$  / poz.: 19 /.

La  $86 P_x$  apare o cedare axialã simțitoare a mesei în ghidajele longitudinale / poz. 20 / și se datorește cuplului : arbore filetat - piuliță - lagãre al mecanismului de avans longitudinal.

Din deformatelã modurilor de vibrații, apar modificari pronunțate a formei și poziției mesei longitudinale. În mare parte se datorește deplasãrii și deformației corpului consolei, care este suportul de bazã al mesei. Acesta are totuși și deforma-



ții proprii, îndeosebi la cele două extremități libere : astfel la  $59 P_x$  și  $86 P_x$  apar deformații de rasucire îndeosebi în partea în care este așezat excitatorul, fenomen ce apare și la modul de vibrații  $91 P_z$ , în mod perceptibil. Cauza este insuficiența rigiditate proprie a mesei longitudinale, fenomen de altfel prezent în măsura mai mare sau mai mică la mai toate mașinile de frezat cu consolă, datorită grosimii limitate a corpului mesei, din considerente constructiv - tehnologice. Ceea ce însă completează rigiditatea mesei longitudinale, este ghidajul ei, care aparține saniei transversale. În cazul mașinilor de tip : FV 32 acest ghidaj susține masa longitudinală doar pe cca.  $1/2$  din lungimea ei, cele două capete, destul de lungi rămase nesprîjinite suferă deformații dinamice susmenționate. Dealtfel cele de mai sus pot fi urmărite fidel pe desenele deformatelor.

Drept însumare algebrică a tuturor cedărilor la diferite nivele ale structurii, rezultă deplasarea relativă între S-P:

În direcția axei  $x$  rezultă valoare mare la  $59 P_x / 32 \mu /$ , iar cîte  $17 \mu$  la  $86 P_x$  și  $29 P_y /$  poz. 23 /. Aceste cedări relative între S-P sînt hotărîtoare în comportarea dinamică a MU, deoarece variațiile grosimii de așchie -care în mare măsura depinde de această cedare - pot cauza pierderea stabilității sistemului MUDPS .

În direcția axei  $y$  apare cedare mare /  $30 \mu /$  între S-P la modul de vibrații  $29 P_y$  și de  $18 \dots 21 \mu$  la modurile de vibrații  $65 P_z$  și  $91 P_z$ . Aceste cedări relative între S-P au influență ceva mai redusă asupra apariției instabilității datorită domeniului tehnologic relativ rar exploatat în această direcție de avans. Efectul lor se resimte mai mult ca componentă împreună cu direcția axei  $x$  .

Deplasare relativă mare între S-P în direcția axei  $z$  , apare la modul de vibrație  $59 P_x / 28 \mu /$  și foarte mare /  $48 \mu /$  la  $79 P_y$ . Influența acestora este de mică importanță , deoarece în direcția axei  $z$  , cu excepția cazului cînd se lucrează cu adîncimi de așchiere foarte mici, influența variației distanței între S-P, asupra variației grosimii așchii, la acest tip de MU, este neglijabilă.

FV 32-2 / fig. 6.7 resp.  $46 P_x \dots 110 P_z$  ; fig. 6.11 / Mișcarea de șchionătare a mașinii pe fundație, apare la modurile de vibrații :  $46 P_x$  ;  $110 P_x$  și  $68 P_y$  atît în direc-

ția axei  $x$  / planul  $x y$  /, cit și în direcția axei  $y$  / planul  $y z$ , la care în acest caz s-au considerat amplitudinile orizontale a montantului și nu cele verticale a plăcii de bază, ca în cazul precedent /. Se pare că în aceste condiții a blocării ghidajelor, înființarea absorbitorilor de vibrații, întreținute în deosebi de aceste mișcări, are loc în măsură puțin perceptibilă.

Încovoierea plăcii de bază apare în mod simțitor la  $110 P_z$ .

Partea superioară a batiului prezintă cedări dinamice de încovoiere în direcția axei  $x$  în planul  $x z$  la modul  $110 P_z$ , tot în direcția axei  $x$  în planul  $x y$  la modurile:  $46 P_x$  și  $68 P_y$ , precum și în direcția axei  $z$  în planul  $y z$  la modurile:  $89 P_x$ ;  $63 P_z$ ;  $78 P_z$ ;  $89 P_z$  și  $110 P_z$ .

Cedarea dinamică a lagărului de rostogolire al arborelui principal se prezintă deasemenea similar cu aceea de la FV 32-1, iar din considerentele arătate la aceea mașină, s-au analizat cedările numai în direcția unei singure axe, ceea ce este suficient.

Cedarea consolei pe ghidajul ei vertical, în planul  $x z$ , în direcția axei  $z$ , este mică la  $110 P_x$  și aproape imperceptibilă la toate celelalte moduri de vibrații, ceea ce este efectul direct al blocării, acesta nepermițând o alunecare dealungul ghidajelor. În direcția axei  $y$ , din planul  $x y$ , deja apar cedări simțitoare la mai toate modurile de vibrații, constând din îndepărtarea marginii superioare a consolei, de ghidajul ei vertical, înlesnit de construcția acestuia sub formă de coadă de rândunică, în pofida blocării ghidajului.

Amplitudinea în direcția axei  $x$  a extremității consolei poate avea loc din același motive ca mai sus, și este firesc să apară la modurile de vibrații:  $46 P_x$ ;  $68 P_y$  și  $89 P_z$ , la cari în cazul anterior / poz. 14 din fig. 6.11 / cedările în direcția  $y$  a marginii superioare a consolei, față de cele două laturi ai ghidajului, erau de sens contrar. / rotirea /.

Cedarea dinamică de încovoiere a corpului consolei și probabil și cedarea îmbinării riglei de ghidare verticală a acestuia, este cauza apariției cedărilor în direcția  $y$  a extremității consolei, în deosebi la modurile:  $46 P_x$ ;  $68 P_y$ ;  $89 P_z$ , și în direcția axei  $z$ , la mai toate modurile de vibrații. Corpul consolei mai suferă și deformații dinamice de răsucire la toate cele 3 moduri de vibrații  $P_x$ .

Cedarea dinamică în elementele mecanismului de avans lon-

gitudinal, permit apariția unor amplitudini mari a mesei longitudinale, la modurile de vibrații :  $89 P_x$  și  $110 P_x$  .

Deformațiile extremităților mesei longitudinale apar mai pronunțate la modurile :  $46 P_x$  și  $110 P_x$  îndeosebi pe partea pe care este montat excitatorul, din motive evidente.

În aproape toate modurile de vibrații, apar deplasări relative mari între S-P în deosebi în direcțiile concludente :  $x$  și  $y$  . Motivul principal este excluderea amortizării filmului de lubrefiant din marile suprafețe a ghidajelor de alunecare. În lipsa acestora, o serie de absorbitori de energie ai vibrației devin inexistenți, iar elementele structurii sînt supuse amplitudinilor dure, rigide a forței de excitație. În principiu, blocarea săniilor duce la creșterea rigidității cuplajelor și implicit la creșterea rigidității structurii, deci și o comportare dinamică cu bilanț favorabil, dacă aceste ansamble cari comportă noduri cu cedare dinamică, prin aceste blocări se solidarizează reciproc la un element de bază / de ex.: batiu / cu rigiditate proprie mare. Un asemenea element este montantul vertical, dar în cazul mașinilor din familia 32 , solidarizarea consolei - chiar prin blocarea ghidajelor - nu asigură o rigidizare suficientă a consolei față de montant. Această insuficiență se datorește în deosebi : ghidajului vertical al consolei care este mai scurt și mai îngust decît ar fi necesar față de proporțiile dimensionale și a mesei ansamblului consolei, precum și profilul nepotrivit pentru acest caz al ghidajului. Rigiditatea proprie a corpului consolei, privind încovoierea și răsucirea, este neîndestulătoare și care deasemenea contribuie la comportarea dinamică în anumite cazuri insuficient de satisfăcătoare a structurii .

RV 35. / fig. 6.8 resp.  $26 P_x \dots 108 P_z$  ; fig. 6.12 / Mașina execută vibrația de șchiopătare moderată /  $12 \dots 16 \mu$  / în direcția axei  $x$  , la modurile de vibrații :  $26 P_x$  ;  $75 P_x$  ;  $34 P_y$  .

Corpul vertical al batiului / montantul / are deformații aproape imperceptibile /  $2 \dots 3 \mu$  / , în schimb partea superioară, care înglobează și capul de frezat / grinda / , prezintă amplitudini simțitoare în direcția axei  $x$  , la toate modurile /  $12 \dots 21 \mu$  / , la  $75 P_x$  chiar mare /  $32 \mu$  / . Acest fapt denotă rigiditate relativ scăzută nu numai dinamică, ci și statică.

Comportare similară are grinda și în direcția axei  $z$ , unde cedarea culminează la modul  $28 P_z / 44 \mu /$ . În mod proporțional se comportă capul de frezat propriu zis.

Jocul în lagărul arborelui principal are valoare maximă  $/ 64 \mu /$  la modul  $26 P_x$  în direcția axei  $x$ , iar perpendicular atinge  $21 \mu$  la modul  $34 P_y$ .

Cedarea consolei pe ghidajul vertical nu depășește  $10 \mu$  în direcția  $z$ , la modul  $34 P_y$ , și  $11,5 \mu$  în direcția  $y$  la modul  $82 P_z$ . Cedarea extremității consolei în direcția  $x$ , se încadrează în aceeași valoare, ceea ce dovedește că profilul dreptunghiular al ghidajului vertical a ameliorat rigiditatea contra rotirii în jurul unui ax vertical a consolei. În direcția  $y$  și  $z$  cedarea s-a diminuat deasemenea, față de valorile extreme măsurate la mașinile din familia 32, ridicându-se aici la  $23 \dots 24 \mu$ , care încă este prea mare și se datorește cedării îmbinării ghidajelor verticale, aplicate pe consolă și parțial deformării acestuia.

Răsucirea corpului consolei s-a diminuat deasemenea, datorită modificărilor constructive favorabile ai acestuia.

Cedarea saniei transversale pe consolă în direcția axei  $y$  apare la excitațiile  $P_y$  și  $P_z$ , fiind cauzate de jocul în mecanismul de deplasare al saniei transversale / arbore filetat-piuliță - lagăre /. În direcția axei  $x$ , cedarea de  $10 \mu$ , la modul  $26 P_x$  și de  $7,5 \mu$  la  $28 P_z$  se poate reduce prin reglarea corectă a penelor pe latura verticală a ghidajului transversal.

Cedarea mesei în ghidajele longitudinale în direcția axei  $x$ , este neglijabilă și se datorește în principal, îmbunătățirii constructive a lăgării arborelui filetat al deplasării mesei longitudinale.

Deformațiile extremităților mesei longitudinale au valori mici la modurile de vibrații  $26 P_x$  și  $75 P_x$  iar la celelalte moduri sînt neglijabile. Această ameliorare este rezultatul prelungirii ghidajului ce suportă masa longitudinală, cu  $25 \%$ .

Deplasarea relativă între S-P în direcția axei  $x$ , este mare la modul  $26 P_x / 46 \mu /$  și destul de mare la modurile:  $75 P_x$  și  $28 P_z / 21,5 \dots 23 \mu /$ , la cari contribuția principală o are cedarea dinamică a lagărelor de rostogolire al arborelui principal.

În direcția axei  $y$ , deplasare relativă între S-P, este de valoare foarte mare la modul  $34 P_y$ , din același motiv ca și mai sus, precum și cedările consolei față de ghidajul lui vertical. Acest ultim motiv este principala sursă și la modurile de vibrații  $99 P_y$  și  $108 P_z$ , dar de valoare mai moderată  $/ 20 \mu /$

Deplasare relativă între S-P în direcția axei  $z$ , este destul de mare  $/ 23 \mu /$  la modul  $34 P_y$ , datorită încovoierii grinzii orizontale a batiului, deplasare ce apare - mult mai mică - la mai toate modurile de vibrații.

Mașina de frezat FV 35 dovedește o comportare dinamică simțitor îmbunătățită, ceea ce reiese nu numai din analiza valorilor caracteristice, ci tot așa de convingător rezultă din analiza deformatelor modurilor de vibrații. Ameliorarea în principal este rezultatul îmbunătățirilor constructive aduse întregului ansamblu al consolei, precum și ghidării verticale a acestuia pe batiu. Rămîne însă insuficient soluționată rigiditatea lagărului arborelui principal, precum și a părții superioare orizontale a batiului.

FU 35 / fig. 6.9 resp.  $29,5 P_x$  ...  $111 P_z$ ; fig. 6.13 /.

La modul de vibrație  $76 P_x$  se manifestă mișcarea de șchiopătare cu amplitudini destul de mari în toate cele 3 direcții, iar în direcția  $x$  se menține și la  $66 P_x$  și  $84 P_x$ . De altfel FT ai acestori moduri de vibrații față de axa  $x$ , așa cum s-a menționat în pag. 120, au rezultat ca și moduri de vibrații distincte, datorită scindării unui mod de vibrație cu amortizare viscoasă mare, de către câteva efecte de absorbitor dinamic. Acest fenomen va mai fi reîntîlnit.

Amplitudini de încovoierie al montantului, apar la modurile:  $29,5 P_x$ ;  $84 P_x$  și  $111 P_z$ . Valoarea lor este destul de mică  $/ 7 \dots 14,5 \mu /$ .

Deformația traversei este foarte mare. La modurile de vibrații  $P_x$ , capătul liber suferă răsuciri puternice, colțurile pe diagonala secțiunii au amplitudini de sens opus, valoare acestora însumate algebric, atinge  $54 \dots 57 \mu$  atât în direcția  $x$ , cât și în direcția  $z$ . Aceste valori culminante apar la modurile:  $66 P_x$  și  $76 P_x$ . Situația este similară și la modurile  $P_z$ , cu deosebirea că traversa - în mod firesc - suferă încovoierie, iar secțiunea ei se deplasează paralel în direcția axei  $z$ . Amplitudinile maxime  $/ 40 \mu /$  s-au măsurat la modurile:  $55 P_z$

și  $70,3 P_z$ . Trebuie menționat însă că ordinea de mărime a acestor amplitudini, în realitate este mult mai mare în comparație cu cedarea celorlalte ansamble. În timpul măsurărilor a fost necesară diminuarea forței de excitație, pînă în apropierea limitei de sensibilitate a AEH, deoarece valoarea amplitudinilor de răspuns, au întrecut cu mult domeniul de măsurare al vibrometrului care s-a folosit. Aceste valori deci corespund forței de excitație diminuată.

Intrucît cedarea pronunțată a traversei apare la toate modurile de vibrații, rezultă că și din punct de vedere al sollicitărilor statice, rigiditatea traversei este insuficientă.

Cedarea consolei pe ghidajul vertical, este similară cu aceea de la FV 35, cu excepția cedării extremității consolei în direcția  $x$ , unde la modurile de vibrații:  $66 P_x$ ;  $76 P_x$  și  $84 P_x$  amplitudinea cedării este destul de mare, dar care reiese în mod evident că este de fapt amplitudinea șchiopătării, deci efectiv la consolă nu există o cedare. În general se constată amplitudini și mai mici decît la FV 35, ceea ce se explică prin existența elementului foarte puțin rigid / traversa / care a diminuat posibilitatea de sollicitare corespunzătoare a consolei.

Cele de mai sus sînt valabile și pentru cazurile de deformare a corpului consolei / poz. 14 / și al mesei longitudinale / poz. 18 /, precum și cedările sâniilor în ghidajele lor / poz. 15 ... 17 /. În concluzie, consola s-a comportat bine.

Drept urmare a cedărilor foarte mari ai traversei, deplasarea relativă între S-P este foarte mare /  $50 \mu$  / la modurile de vibrații  $P_x$ , în direcția  $x$ , / poz. 20 /, la care se mai adaugă o deplasare suplimentară a alezajului contralagărului, produsă de deformarea - datorită răsucirii - traversei în direcția axei  $z$  / poz. 23 /.

Deplasările relative între S-P în direcția axei  $y$  au valori moderate, constituind componente în direcția acestei axe, a marilor deplasări în direcția axelor  $x$  și  $z$ .

În direcția axei  $z$ , deplasările relative între S-P, sînt deasemeni mari, chiar în condițiile diminuării forței de excitație, așa cum s-a menționat mai sus.

Rezulta deci, că mașina FU 35 ca și mașina FV 35, în părțile esențiale are comportare dinamică bună, dar traversa un organ relativ simplu, diminuează în mod regretabil calitățile dinamice ai mașinii, mult sub limita admisibilă.

## 7.2 Concluzii privind construcția mașinilor analizate.

În urma analizei rezultatelor cercetărilor efectuate asupra celor 4 mașini de frezat cu consola, rezultă unele concluzii, legate de construcția acestor mașini.

Placa de bază dovedește oarecare insuficiență a rigidității dinamice în planul  $y z$ , manifestînd deformații de încovoiere a porțiunii de sub consolă. În zona unde momentul încovoietor este maxim, sub ghidajul vertical al batiului, se recomandă redistribuirea materialului în așa fel ca să rezulte câteva nervuri longitudinale, spre a se apropia de solicitarea de egală rezistență a plăcii de bază.

În cazul mașinilor de frezat verticale, partea superioară orizontală a batiului / grinda sau capul de frezat /, fiind în mod pronunțat în consolă, la unele moduri de vibrații are cedări dinamice mari de încovoiere, atât în planul orizontal  $x y$ , cît și în planul vertical  $y z$ . Momentul de inerție al secțiunii transversale a grinzii este prea mic față de solicitări. Acest fapt rezultă și prin disproporția dimensiunilor exterioare a celor două părți ale batiului. O creștere a dimensiunilor exterioare a secțiunii transversale a grinzii, cu numai 28%, ar conduce la dublarea momentului de inerție, reducînd bineînțeles din disproporția dimensională dintre montant și grindă. Această redimensionare se poate realiza fără mărirea greutatei proprii a batiului, prin aplicarea unei nervurări interioare raționale, prin gospodărirea corespunzătoare și compensarea deschiderilor pentru montaj, prin apropierea - în secțiunea orizontală și cea verticală - de forma grinzii de egală rezistență, fără a perturba designul mașinilor.

La mașina de frezat universală FU 35, cele de mai sus sînt valabile în mod accentuat. Creșterea înălțimii secțiunii transversale a traversei - cel puțin în dreptul momentului încovoietor maxim, adică la terminarea încastrării - la dublu, ar asigura creșterea momentului de inerție al traversei de cca. 7 ori, ceea ce ar permite creșterea rigidității dinamice orientate minime, de la  $k_{\min} = 2,9 \text{ kgf}/\mu$ , la cca.  $k_{\min} = 20 \text{ kgf}/\mu$ . Această măsură ar alina această mașină, din punctul de vedere al comportării dinamice, la cele de talia FV 35, redobîndînd adevărata ei valoare.

Cedări mari apar în lagărele arborelui principal la toate cele trei mașini de frezat verticale testate. Contribuția acestora la deplasarea relativă între S-P este incontestabilă. Lăgăruirea arborelui principal, ar fi mai potrivită cu rulmenți cu două rînduri de role cilindrice, cu alezaj conic, ceea ce ar permite stăpînirea sigură a jocului respectiv a pretensionării, asigurînd un grad de acoperire mare al corpurilor de rostogolire, permițînd totodată realizarea unui diametru mai mare al arborelui principal.

Ghidajul vertical de pe batiu, are rol determinant în comportarea dinamică a mașinilor de frezat cu consolă. Dacă prin construcția lui, poate asigura o bună solidarizare a ansamblului consolei cu montantul batiului, acesta din urmă va participa cu rigiditatea proprie, la stabilizarea și rigidizare ansamblului consolei - celălalt membru de închidere din partea MU a legăturii S - P . În acest scop ghidajul trebuie să fie cît mai lat, pentru a putea opune un cuplu rezistent mare, împotriva momentului forței de așchiere. Raportul brațului forței de așchiere față de lățimea ghidajului, va determina gradul de transmitere a jocului inerent ghidajului, la zona dintre S-P. Profilul ghidajului trebuie să aibă o poziție cît mai aproape de perpendiculara față de direcția de cedare al organului ghidat, să fie robustă și deci și rigidă, pentru a nu diminua din rigiditatea mare al montantului batiului.

Din aceste puncte de vedere, ghidajul mașinilor din familia 32 este deficitar, ceea ce explică parțial comportarea dinamică mai slabă. Ghidajele sînt înguste, cu profil subțiat / coadă de rîndunică / rigiditatea proprie al secțiunii transversale fiind redusă, iar forma geometrică a lui, înlesnește amplificarea de 1,75 ori al jocului din ghidaje, pe consolă, ceea ce constituie cel puțin 1/2 din amplitudinea de vibrație a consolei.

La mașinile din familia 35 , ghidajul vertical de pe batiu este de profil dreptunghiular, deci mai rigid și din punct de vedere geometric, mai avantajos. Acestea s-au oglindit prin amplitudini de cedare mai mici ai ansamblului consolei, la mașinile FV 35 și FU 35 . În acest domeniu, o soluție ideală ar fi dacă partea frontală a batiului ar constitui suprafața de glisare a consolei, pe o lățime de 550 mm, față de 310 mm existent.



În acest fel, raportul de amplificare al jocului din ghidaje, ar primi alt sens, devenind demultiplicator în valoare de cca. 0,6 . Cedarea în direcția axei  $x$  , cauzată numai de rotirea consolei în jurul unei axe verticale, s-ar diminua considerabil. Consola cu un asemenea ghidaj lat, ar permite extinderea ecartamentului și al ghidajului transversal ș.a , cari la rândul lor ar permite mărirea stabilității tuturor elementelor, pînă inclusiv la masa longitudinală.

Considerentele cu privire la ghidarea verticală a consolei - tratate mai sus - desigur sînt valabile și pentru profilul negativ al ghidajului de pe corpul consolei. Se ridică însă și unele probleme suplimentare față de cele de la ghidajul de pe batiu. Dacă la batiu, solidarizarea ghidajului cu corpul batiului, nu prezintă probleme, ghidajul vertical fiind turnat împreună cu corpul batiului, formînd un monolit, în cazul ghidajului negativ de pe consolă, acest lucru este numai parțial posibil, în majoritatea cazurilor ramura de învăluire a spatelui ghidajului, este o riglă aplicată. Aceasta este și soluția găsită la mașinile din familia 32 . La alte mașini - preponderînd considerentul tehnologic al execuției - cea mai mare parte a ghidajului este aplicat. Mobilul acestei soluții - aplicată la mașinile din familia 35 - a fost probabil dorința de a face mai rigidă rigla aplicată, prin creșterea secțiunii din considerente funcționale. Desenele deformatelor indică cedări mai mici la această ultimă soluție, totuși mai rămîne cedare de încovoiere și de torsiune simțitoare, ceea ce se datorește rigidității neîndeștătoare a nodului de joncțiune al riglei cu corpul consolei, precum și al corpului consolei propriu zis./ planul  $x y$  și mai ales planul  $y z$  /.

Ca soluție minimală, se propune întărirea prin nervuri de rigidizare a zonei de legătura ai pereților laterali ai consolei, cu suprafețele pe cari sînt fixate riglele de ghidare verticale. În limita posibilităților să fie compensate prin nervuri suplimentare, deschiderile laterale îndeosebi pe pereții consolei mașinilor tip 32 , spre a se putea apropia de forma grinzii de egală rezistență la încovoiere. La solicitarea de torsiune, rigiditatea cea mai mare prezintă secțiunea de cadru închis, ceea ce în mica măsură este stîsfăcut la familia 32 în deosebi. Se recomandă închiderea în mai mare măsură a conturu-

lui corpului consolei - la ambele familii de mașini de frezat cu consolă - în deosebi pe partea inferioară, în zona motorului de avans.

Ca soluție maximală, se propune realizarea ghidajului vertical al corpului consolei, în măsura maximală turnat monolit, cu secțiune foarte întărită în zona de legătură al ghidajului vertical, cu corpul orizontal al consolei. Totodata se propune lungirea ghidajului vertical cu cca 70 mm, cea ce devine posibilă prin aplicarea ghidării pe suprafața frontală a batiului pe lățimea de 550 mm. Prin aceasta măsura devine posibilă lățirea la aceeași dimensiune a ghidajului transversal, împreună și proporțional cu corpul consolei. În acest fel devine facilă introducerea unor pereți și nervuri cari să compenzeze deschiderile laterale.

Având ghidajul vertical lungit, penele verticale laterale de reglaj vor trebui să aibă lungime corespunzătoare și astfel se va putea diminua simțitor cedarea în ghidaje în jurul axei  $y$

Deformațiile mesei longitudinale sînt simțitor diminuate la mașinile tip 35, față de tip 32, prin lungirea ghidajului său de pe sania transversală cu cca. 25%. Prin lățirea ghidajului saniei transversale, cu cca. 15%, acest ghidaj se va mai putea lungi cu cel puțin aceeași procentaj, prin care masa longitudinală de 1400 mm. va fi susținută pe 80% din lungime, care constituie deja o proporție optimă. Se poate considera că prin această măsură, deformațiile extremităților mesei longitudinale se vor reduce la valori mici.

Îmbunătățirile constructive ce s-au adus lăgărării arborelui filetat pentru deplasarea mesei longitudinale, au redus simțitor, la mașinile familiei 35, cedările mesei în ghidajele longitudinale, așa cum rezultă și din valorile deformatelor. Se propune în continuare îmbunătățirea comportării dinamice și a nodului: șurub - piuliță al aceluiași mecanism prin aplicarea unui sistem de compensare a jocului cu funcționare automată, sistemul actual la anumite frecvențe avînd cedare simțitoare, comportîndu-se bine mai ales în cazul solicitărilor quasi-stactice.

În sfîrșit, ghidarea extremității consolei pe una sau două coloane de ghidare, cu blocare hidraulică automată, ar putea reduce cca. 1/2 din cedările consolei.

## 8. Considerații privind procesul tehnologic de frezare.

Cea de a doua cale a valorificării rezultatelor analizei comportării dinamice a mașinilor de frezat cu consolă - precum s-a menționat în cap. 1 - conduce la determinarea domeniilor tehnologice ai structurii MU cu stabilitate dinamică ridicată, spre a oferi tehnologului posibilitatea de a amplasa procesul tehnologic de aşchiere, într-una din aceste domenii favorabile. În acest mod se pot atinge deasemenea, adâncimi limită de aşchiere mai mari, și deci și productivitate mai mare.

În acest sens se pornește de la considerațiile teoretice tratate în capitolele : 2.6 și 2.7 , cu privire la vibrațiile autoexcitate cauzate de efectul regenerativ și de cuplarea poziției. Ridicarea diagramelor de stabilitate - așa cum rezulta din concluziile îndeosebi ai subcapitolului 2.6.3 și 2.6.5 - se va putea realiza exclusiv pe baza determinării pe cale experimentală a cedării dinamice a structurii - relația 2.19 ne putînd descrie în prezent comportarea dinamică atât de complexă a unei structuri de mașină unealta universală. Determinările experimentale au fost tratate în capitolul 5 , iar rezultatele acestora au fost cuprinse în anexele aparținătoare acestui capitol și cari vor fi refolosite în cele ce urmează.

### 8.1 Analiza dinamică a procesului tehnologic de frezare.

În decursul unui proces de aşchiere stabil, asupra sistemului MUPDS acționează o forță de aşchiere statică  $P_0/t/$ , a cărei valoare depinde de : secțiunea aşchierii, aşchiabilitatea materialului semifabricatului, geometria sculei, precum și viteza de aşchiere.

O forță perturbatoare suplimentară  $P_p/t/$ , din exteriorul sau interiorul mașinii, sau chiar din PA, poate declanșa vibrația sistemului MUPDS. Acestea cauzează în zona de aşchiere, deplasări relative între S-P , cari au ca efect ondulara suprafeței aşchierate. La trecerea sculei următoare pe suprafața de aşchiere ondulată, apar forțe dinamice  $P/t/$  datorită variației grosimii aşchierii și cari vor acționa deasemenea asupra structurii. Într-un proces de aşchiere dinamic va acționa deci forța totală :

$$P_{tot}/t/ = P_o/t/ + P_p/t/ + P /t/ \quad / 8.1 /$$

Forța de aşchiere statică  $P_o/t/$ , precum și forța de excitație ocazională  $P_p/t/$ , nu joacă rol în analiza stabilității circuitului de reacție, deci nu se mai iau în considerație.

Mecanismul efectului regenerativ într-un proces de aşchiere, constă în apariția la timpul  $t$  a unei deplasări relative în zona de aşchiere, ale cărei proiecții pe cele 3 axe de coordonate carteziene le notăm cu :  $x/t/$  ;  $y/t/$  ;  $z/t/$  . Aceste deplasări, nedorite dar inerente PA dinamic, produc - împreună cu suprafața ondulată de aşchiere realizat la timpul  $/ t - \bar{c} /$  de către cuțitul anterior, a cărei deplasare relativă materializată prin undulații, avînd proiecțiile :  $x/t - \bar{c} /$  ;  $y/t - \bar{c} /$  ;  $z/t - \bar{c} /$  - pe fiecare tăiş, variații ale grosimii de aşchiere  $u_i$ , ale cărei componente după cele 3 axe de coordonate sînt :

$$\begin{aligned} u_x/t/ &= - x/t/ + x/t - \bar{c} / \\ u_y/t/ &= - y/t/ + y/t - \bar{c} / \\ u_z/t/ &= - z/t/ + z/t - \bar{c} / \end{aligned} \quad / 8.2 /$$

Transformata Laplace a acestor ecuații va fi :

$$\begin{aligned} u_x/i\omega/ &= x / e^{-i\omega\bar{c}} - 1 / \\ u_y/i\omega/ &= y / e^{-i\omega\bar{c}} - 1 / \\ u_z/i\omega/ &= z / e^{-i\omega\bar{c}} - 1 / \end{aligned} \quad / 8.3 /$$

Aici  $\bar{c}$  este timpul necesar rotirii frezei cu un pas al dinților.

Proiecțiile componentelor  $u_x$  ;  $u_y$  ;  $u_z$  pe direcția rezultantă a variației grosimii aşchiei  $u_i$  / 8.4 /, furnizează contribuția variației grosimii de aşchie, produs de către deplasările relative după axele de coordonate  $x$  ;  $y$  ;  $z$  ; asupra acestuia / fig 8.1 / .

$$\begin{aligned} u_i/x/ &= u_x \cdot \cos \varphi_i \cdot \sin \alpha \\ u_i/y/ &= - u_y \cdot \sin \varphi_i \cdot \sin \alpha \\ u_i/z/ &= u_z \cdot \cos \alpha \end{aligned} \quad / 8.4 /$$

Forța de aşchiere dinamică  $P /t/$ , cauzată de variația

1:6

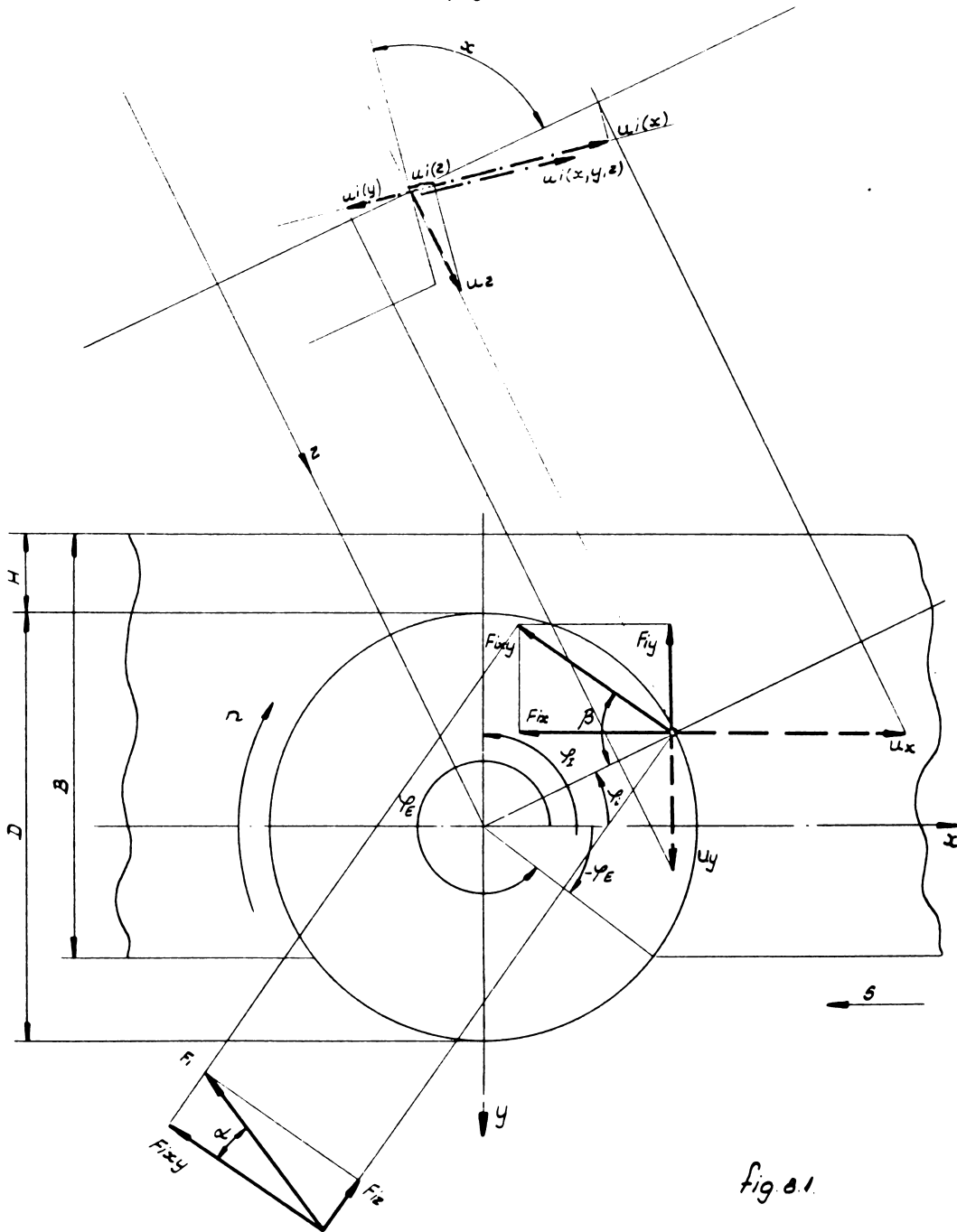


fig. 01

$$\cos[\varphi_I + 180^\circ - \beta] = \cos[180^\circ + (\varphi_I - \beta)] = -\cos(\varphi_I - \beta)$$

$$\sin[\varphi_I + 180^\circ - \beta] = \sin[180^\circ + (\varphi_I - \beta)] = -\sin(\varphi_I - \beta)$$

grosimii aşchiei, este proporţională cu aceasta, prin factorul  $k_c$ , denumit coeficient dinamic de aşchiere. Componentii rezultantei forţei de aşchiere dinamice, ca efecte ale deplasărilor relative după cele 3 axe de coordonate, sînt :

$$\begin{aligned} P_i/x/ &= k_c \cdot u_i/x/ \\ P_i/y/ &= k_c \cdot u_i/y/ \\ P_i/z/ &= k_c \cdot u_i/z/ \end{aligned} \quad / 8.5 /$$

Direcţia forţei de aşchiere este determinată prin unghiurile  $\alpha$ , şi  $\beta$  / fig. 3.11 resp. 8.1 /. Unghiul  $\alpha$  este cuprins între rezultanta forţei de aşchiere - orientată în spaţiu - şi proiecţia ei în planul  $x y$ , iar  $\beta$  este cuprins între această proiecţie şi normala faţă de suprafaţa aşchiată, originea lor fiind tăişul cuţitului frezei, aflat la mijlocul suprafeţei aşchiate. Avînd în vedere universalitatea acestui proces tehnologic, aranjamentul S-P ne fiind limitat în întregul domeniu de  $360^\circ$ , originea axelor de coordonate trece prin intersecţia axei de rotaţie a frezei şi planul ei frontal, iar originea forţei de aşchiere / contactul între S-P / este determinat de unghiul  $\varphi_i$ . Componentele proiecţiilor forţei de aşchiere, la tăişul al  $i$ -lea, proiectate pe cele 3 axe de coordonate şi cauzate de deplasările după cele 3 axe de coordonate, vor fi :

$$\begin{aligned} P_{ix}/x/ &= - P_i/x/ \cdot \cos \alpha \cdot \cos / \varphi_i - \beta / \\ P_{ix}/y/ &= - P_i/y/ \cdot \cos \alpha \cdot \cos / \varphi_i - \beta / \\ P_{ix}/z/ &= - P_i/z/ \cdot \cos \alpha \cdot \cos / \varphi_i - \beta / \\ P_{iy}/x/ &= - P_i/x/ \cdot \cos \alpha \cdot \sin / \varphi_i - \beta / \\ P_{iy}/y/ &= - P_i/y/ \cdot \cos \alpha \cdot \sin / \varphi_i - \beta / \\ P_{iy}/z/ &= - P_i/z/ \cdot \cos \alpha \cdot \sin / \varphi_i - \beta / \\ P_{iz}/x/ &= P_i/x/ \cdot \sin \alpha \\ P_{iz}/y/ &= P_i/y/ \cdot \sin \alpha \\ P_{iz}/z/ &= P_i/z/ \cdot \sin \alpha \end{aligned} \quad / 8.6 /$$

Aceste relaţii de influenţă se regăesc destul de pregnant în CR ridicate la excitaţia structurii. Dacă se fac înlocuirile relaţiilor 8.3 ... 8.5, se poate scrie :

$$P_{ix}/x/ = -x / e^{-i\omega\delta} - 1 / k_c \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha \cdot \cos\varphi_i \cdot \cos/\varphi_i - \beta /$$

$$P_{ix}/y/ = -y / e^{-i\omega\delta} - 1 / k_c \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha \cdot \sin\varphi_i \cdot \cos/\varphi_i - \beta /$$

$$P_{ix}/z/ = -z / e^{-i\omega\delta} - 1 / k_c \cdot \cos\alpha \cdot \cos\alpha \cdot \cos/\varphi_i - \beta /$$

$$P_{iy}/x/ = -x / e^{-i\omega\delta} - 1 / k_c \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha \cdot \cos\varphi_i \cdot \sin/\varphi_i - \beta /$$

$$P_{iy}/y/ = -y / e^{-i\omega\delta} - 1 / k_c \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha \cdot \sin\varphi_i \cdot \sin/\varphi_i - \beta /$$

$$P_{iy}/z/ = -z / e^{-i\omega\delta} - 1 / k_c \cdot \cos\alpha \cdot \cos\alpha \cdot \sin/\varphi_i - \beta /$$

$$P_{iz}/x/ = x / e^{-i\omega\delta} - 1 / k_c \cdot \sin\alpha \cdot \sin\alpha \cdot \cos\varphi_i \quad / 8.7 /$$

$$P_{iz}/y/ = y / e^{-i\omega\delta} - 1 / k_c \cdot \sin\alpha \cdot \sin\alpha \cdot \sin\varphi_i$$

$$P_{iz}/z/ = z / e^{-i\omega\delta} - 1 / k_c \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha$$

Rezultă deci, că fiecare dintre cele 3 deplasări relative :  $x$  ;  $y$  ;  $z$  ; produce componente ale forței de aşchiere în toate cele 3 direcții de coordonate. Astfel prin PA iau naștere cuplari de poziție între cedările structurii în diferite direcții, chiar dacă structura propriu zisa nu cauzează așa ceva.

Un considerente de raționalizare, se izolează factorii trigonometrici din relațiile /8.7/ denumiți și coeficienți direcționali :

$$P_{ix}/x/ = u_x / i\omega / \cdot k_c \cdot R_{ixx}$$

$$P_{ix}/y/ = u_y / i\omega / \cdot k_c \cdot R_{ixy}$$

$$P_{ix}/z/ = u_z / i\omega / \cdot k_c \cdot R_{ixz}$$

$$P_{iy}/x/ = u_x / i\omega / \cdot k_c \cdot R_{iyx}$$

$$P_{iy}/y/ = u_y / i\omega / \cdot k_c \cdot R_{iyy}$$

$$P_{iy}/z/ = u_z / i\omega / \cdot k_c \cdot R_{iyz}$$

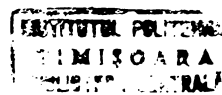
$$P_{iz}/x/ = u_x / i\omega / \cdot k_c \cdot R_{izx}$$

$$P_{iz}/y/ = u_y / i\omega / \cdot k_c \cdot R_{izy}$$

$$P_{iz}/z/ = u_z / i\omega / \cdot k_c \cdot R_{izz}$$

/ 8.8 /

unde :



$$\begin{aligned}
R_{ixx} &= -\cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi_i \cdot \cos / \varphi_i - \beta / \\
R_{ixy} &= -\cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi_i \cdot \cos / \varphi_i - \beta / \\
R_{ixz} &= -\cos \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \cos / \varphi_i - \beta / \\
R_{iyx} &= -\cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi_i \cdot \sin / \varphi_i - \beta / \\
R_{iyy} &= -\cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi_i \cdot \sin / \varphi_i - \beta / & / 8.9 / \\
R_{iyz} &= -\cos \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \sin / \varphi_i - \beta / \\
R_{izx} &= \sin \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi_i \\
R_{izy} &= \sin \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi_i \\
R_{izz} &= \sin \alpha \cdot \cos \alpha
\end{aligned}$$

Cu ajutorul relațiilor de mai sus, se obțin componentele forței de așchiere, cari acționează asupra unui dinte al frezei :

$$\begin{aligned}
P_{ix} &= k_c / R_{ixx} \cdot u_x + R_{ixy} \cdot u_y + R_{ixz} \cdot u_z / \\
P_{iy} &= k_c / R_{iyx} \cdot u_x + R_{iyy} \cdot u_y + R_{iyz} \cdot u_z / & / 8.10 / \\
P_{iz} &= k_c / R_{izx} \cdot u_x + R_{izy} \cdot u_y + R_{izz} \cdot u_z /
\end{aligned}$$

La freza fiind simultan mai mulți dinți în atac, coeficienții direcționali globali rezultă din însumarea coeficienților direcționali al fiecărui dinte :

$$R_{jk} = \sum_{i=1}^{z_c} \kappa_{ijk} \quad / 8.11 /$$

Sistemul de ecuații ai componentelor forței de așchiere pentru întreaga suprafață de atac S-P se va putea scrie :

$$\begin{aligned}
P_x &= k_c / \kappa_{xx} \cdot u_x + R_{xy} \cdot u_y + R_{xz} \cdot u_z / \\
P_y &= k_c / \kappa_{yx} \cdot u_x + \kappa_{yy} \cdot u_y + R_{yz} \cdot u_z / & / 8.12 / \\
P_z &= k_c / \kappa_{zx} \cdot u_x + R_{zy} \cdot u_y + R_{zz} \cdot u_z /
\end{aligned}$$

În acest caz, desigur se vor lua în considerare numai coeficienții direcționali cuprinși între unghiul de intrare  $\varphi_I$  al frezei în piesă, și unghiul de ieșire  $\varphi_E$ , adică :



$$\begin{aligned} R_{ixx} \dots R_{izz} \neq 0 \text{ pt. } \varphi_E \leq \varphi_i \leq \varphi_I \\ R_{ixx} \dots R_{izz} = 0 \text{ pt. } \varphi_E \geq \varphi_i \geq \varphi_I \end{aligned} \quad / 8.13 /$$

Intrucît coeficienții direcționali sînt funcție de unghiul  $\varphi_i$ , devin astfel ei înșiși variabile în timp. Variația în timp a coeficienților direcționali, rezultă și din fig. 2.1, unde s-a considerat o turație constantă a frezei, putîndu-se scrie relația :

$$\varphi_i/t/ = \frac{2\tilde{n}}{T} t + \frac{\varphi_i - \varphi_I}{z} \quad / 8.14 /$$

Din suprapunerea factorilor corespunzători fiecărui dințel al frezei, rezultă o funcție inconstantă a factorului direcțional  $R_{jk}/t/$ , care variază periodic cu frecvența de atac a dinților frezei.

Introducerea coeficienților direcționali funcție de timp în calculele diagramei de stabilitate, mărește considerabil volumul calculelor, ceea ce ar putea pune sub semnul întrebării aplicabilitatea practică a acestui procedeu. Roese [47] demonstrează că în cazul limitei scăzute de stabilitate - deci cazurile critice și interesante din practică - coeficienții direcționali funcție de timp, pot fi substituiți - fără abateri simțitoare - cu valoare lor medie în timp. În continuare, în vederea simplificării calculelor necesare stabilității, se vor întrebuița aceste valori medii în timp  $\kappa_{jkm}$  ale coeficienților direcționali.

Aceste valori medii ale coeficienților direcționali se obțin prin integrarea coeficienților direcționali funcție de timp, între limitele arcului de atac al frezei față de piesă, luînd în considerare și numărul de dinți ai frezei.

$$R_{xx} = z_c \cdot R_{ixx} = -z \frac{\varphi_I - \varphi_E}{2} \cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi_i \cdot \cos(\varphi_i - \beta) \quad / 8.15 /$$

$$\begin{aligned} R_{xxm} = \int_{\varphi_E}^{\varphi_I} R_{xx} \cdot d\varphi_i = -\frac{z}{2\tilde{n}} \cos \alpha \cdot \sin \alpha (\varphi_I - \varphi_E) \cdot \\ \int_{\varphi_E}^{\varphi_I} \cos \varphi_i \cdot \cos(\varphi_i - \beta) d\varphi_i \quad / 8.16 / \end{aligned}$$

Din considerente raționale se face substituirea :

$$\cos \varphi_i \cdot \cos(\varphi_i - \beta) = \frac{1}{2} \cos \beta + \frac{1}{2} \cos(2\varphi_i - \beta)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} \int_{\varphi_E}^{\varphi_I} \cos \beta \cdot d\varphi_i + \frac{1}{2} \int_{\varphi_E}^{\varphi_I} \cos(2\varphi_i - \beta) \cdot d\varphi_i = \\ & = \frac{1}{2} \varphi_I \cdot \cos \beta + \frac{1}{4} \sin(2\varphi_I - \beta) - \frac{1}{2} \varphi_E \cdot \cos \beta - \frac{1}{4} \sin(2\varphi_E - \beta) \end{aligned}$$

Prin substituiri adecuate, aranjarea termenilor și revenire la relația / 8.16 / rezultă :

$$\begin{aligned} R_{xxm} = & - \frac{z}{8\pi} \cos \alpha \cdot \sin \alpha (\varphi_I - \varphi_E) \left\{ \cos \beta \left[ \sin 2\varphi_I - \right. \right. \\ & \left. \left. - \sin 2\varphi_E + 2(\varphi_I - \varphi_E) \right] + \sin \beta \left[ - \cos 2\varphi_I + \cos 2\varphi_E \right] \right\} \end{aligned}$$

În mod asemănător se calculează și cealaltă 8 relații ale valorilor medii în timp ale coeficienților direcționali. În dorința de a calcula diagrama de stabilitate cu valabilitate generală, relațiile valorilor medii în timp ale coeficienților direcționali se exprimă relativ pe un dinte al frezei și în final rezultă :

$$\begin{aligned} \frac{R_{xxm}}{z} = & - \frac{1}{8\pi} \cos \alpha \cdot \sin \alpha (\varphi_I - \varphi_E) \left\{ \sin \beta \left[ - \cos 2\varphi_I + \right. \right. \\ & \left. \left. + \cos 2\varphi_E \right] + \cos \beta \left[ \sin 2\varphi_I - \sin 2\varphi_E + 2(\varphi_I - \varphi_E) \right] \right\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{R_{xym}}{z} = & - \frac{1}{8\pi} \cos \alpha \cdot \sin \alpha (\varphi_I - \varphi_E) \left\{ \sin \beta \left[ - \sin 2\varphi_I + \right. \right. \\ & \left. \left. + \sin 2\varphi_E + 2(\varphi_I - \varphi_E) \right] + \cos \beta \left[ - \cos 2\varphi_I + \cos 2\varphi_E \right] \right\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{R_{xzm}}{z} = & - \frac{1}{2\pi} \cos \alpha \cdot \cos \alpha (\varphi_I - \varphi_E) \left[ \sin \beta \left( - \cos \varphi_I + \cos \varphi_E + \right. \right. \\ & \left. \left. + \cos \beta \left( \sin \varphi_I - \sin \varphi_E \right) \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{R_{yxm}}{z} = & - \frac{1}{8\pi} \cos \alpha \cdot \sin \alpha (\varphi_I - \varphi_E) \left\{ \sin \beta \left[ - \sin 2\varphi_I + \right. \right. \\ & \left. \left. + \sin 2\varphi_E - 2(\varphi_I - \varphi_E) \right] + \cos \beta \left[ - \cos 2\varphi_I + \cos 2\varphi_E \right] \right\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{R_{yym}}{z} = & - \frac{1}{8\pi} \cos \alpha \cdot \sin \alpha (\varphi_I - \varphi_E) \left\{ \sin \beta \left[ \cos 2\varphi_I - \cos 2\varphi_E \right] + \right. \\ & \left. + \cos \beta \left[ - \sin 2\varphi_I + \sin 2\varphi_E + 2(\varphi_I - \varphi_E) \right] \right\} \end{aligned}$$

$$\frac{R_{yzm}}{z} = -\frac{1}{2\tilde{\kappa}} \cos\alpha \cdot \cos\kappa(\varphi_I - \varphi_E) \left[ \sin\beta(-\sin\varrho_I + \sin\varrho_E) + \cos\beta(-\cos\varrho_I + \cos\varrho_E) \right]$$

$$\frac{R_{zxm}}{z} = \frac{1}{2\tilde{\kappa}} \sin\alpha \cdot \sin\kappa(\varphi_I - \varphi_E) (\sin\varrho_I - \sin\varrho_E)$$

$$\frac{R_{zym}}{z} = \frac{1}{2\tilde{\kappa}} \sin\alpha \cdot \sin\kappa(\varphi_I - \varphi_E) (-\cos\varrho_I + \cos\varrho_E)$$

$$\frac{R_{zzm}}{z} = \frac{1}{2\tilde{\kappa}} \sin\alpha \cdot \cos\kappa(\varphi_I - \varphi_E) \quad / 8.17 /$$

## 8.2 Schema bloc a circuitului de reacție pentru FT de frezare.

Corelațiile existente într-un proces de vibrație de natură regenerativă, se pot reprezenta printr-un circuit de reacție închis, folosit în tehnica reglării automate. Rezultă deci, că analiza dinamică a unui sistem tehnologic MUDPS, se reduce la analiza stabilității acestui circuit de reacție, după criteriile de stabilitate întrebuițate în disciplina donora.

În vederea descrierii comportării unui sistem tehnologic MUPDS, în cadrul unei analize dinamice, este suficient să se cunoască comportarea sistemului la locul de așchiere. Aceasta este descrisă sub forma unor CFAF, prin care cedarea relativă față de forța de excitație / așchiere /, este reprezentată în planul complex, împreună cu defazaajul dintre semnalul de intrare / forța de excitație /, și semnalul de răspuns / amplitudinea cedării structurii /, unde frecvența constituie parametrul.

Așa cum rezultă din cap. 8.1, în cazul general, structura este excitată prin trei componente de forță:  $P_x$ ;  $P_y$ ;  $P_z$ ; în sistemul trirectangular și răspunsul apare sub forma unor deplasări relative:  $x$ ;  $y$ ;  $z$ ; în același sistem. Rezultă deci că comportarea dinamică în zona de așchiere, poate fi descrisă prin  $3 \times 3 = 9$  funcții de transfer / CFAF /, / rel. 5.1 /.

În continuare în vederea simplificării scrierii, se va omite expresia funcției de frecvență.

Comportarea unui sistem tehnologic MUPDS, realizând un PA regenerativ, este reprezentată prin sistemul de 9 ecuații / 8.7 /, cari sînt reprezentate sub forma unei scheme bloc din fig. 8.2. Această schemă bloc, întocmită pentru procesul de frezare frontală, are valabilitate generală, satisfăcînd un sistem vibratoriu cu trei grade de libertate.

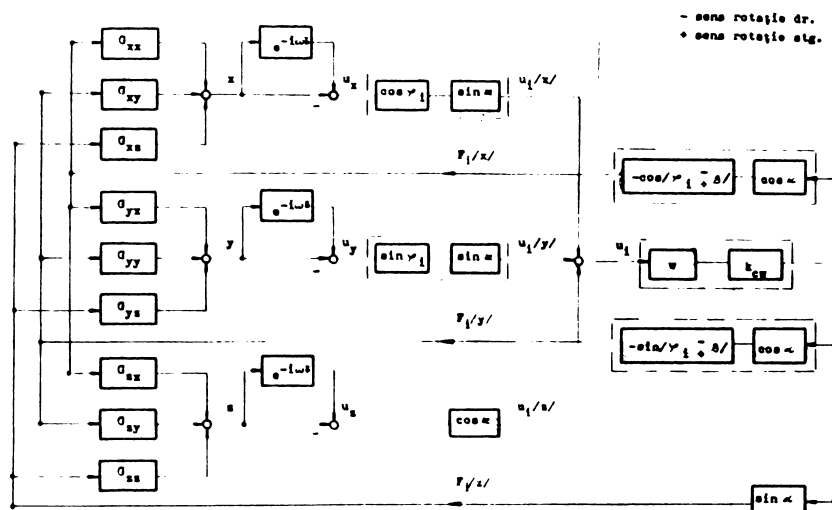


fig. 8.2

În termenii trigonometrici ai sumei unghiurilor  $\varphi_1 \mp \beta$  semnul negativ se referă la sensul de rotire al frezei spre dreapta, iar semnul pozitiv este valabil în cazul rotirii frezei spre stînga..

Rezultă deci, că deplasările relative :  $x$  ;  $y$  ;  $z$  ; produse prin intermediul unor relații / 8.2 /, / 8.3 / componente :  $u_1/x$  ;  $u_1/y$  ;  $u_1/z$  / 8.4 / a rezultantei  $u_1$ , a variației grosimii așchii pe un dinte a frezei. Această variație, cauzează prin intermediul coeficientului dinamic de așchiere :

$$k_c = w \cdot k_{cw} \quad / 8.18 /$$

variația forței dinamice de așchiere pe un dinte  $P_1$ , a carei componente :  $P_{1x}$  ;  $P_{1y}$  ;  $P_{1z}$  rezultate prin intermediul altor

funcții trigonometrice / 8.6 / reacționează asupra sistemului dinamic.

Deoarece membrul de întârziere / defazaj / este identic la toate cele 3 ramuri ale schemei bloc, acesta a putut fi plasat după nodul  $u_1$ .

Relațiile trigonometrice s-au concentrat în coeficienții direcționali / 8.9 / și astfel schema bloc simplificată a sistemului dinamic MUPDS în PA, ca un sistem cu trei grade de libertate, apare în fig. 8.3 .

Făcând substituțiile:

$$A_0 = R_{xx} \cdot G_{xx} + R_{yx} \cdot G_{xy} + R_{zx} \cdot G_{xz} + R_{xy} \cdot G_{yx} + R_{yy} \cdot G_{yy} + R_{zy} \cdot G_{yz} + R_{xz} \cdot G_{zx} + R_{yz} \cdot G_{zy} + R_{zz} \cdot G_{zz} \quad / 8.19 /$$

$$K_0 = \frac{1}{w \cdot k_{cw} (e^{-i\omega\tau} - 1)} \quad / 8.20 /$$

Se obține astfel schema bloc compactă a unui PA la o structură cu oricâte grade de libertate : fig. 8.4

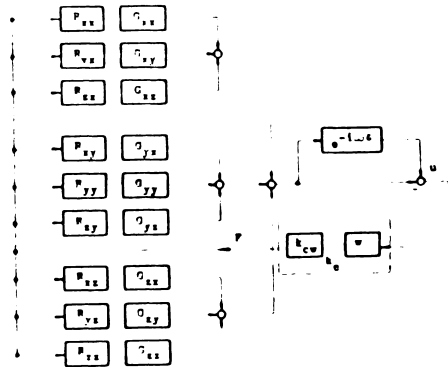


fig. 8.3

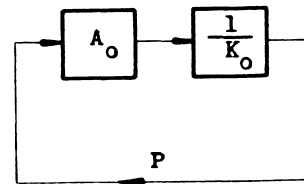


fig. 8.4

8.3 Analiza stabilității dinamice a sistemului MUPDS.

Criteriul de stabilitate Nyquist [32], [3] permite analiza stabilității unui circuit de reglare închis, cu ajutorul CFAr o-

rientate a unui circuit de reglare deschis, secționat într-un loc convenabil

$$F_o = \frac{z_e}{z_i} = A_o \frac{1}{K_o} \quad / 8.21 /$$

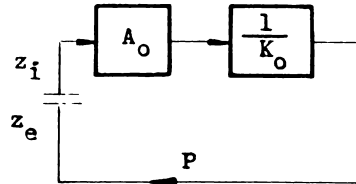


fig. 8.5

Pentru analiza stabilității este interesant de aflat doar limita sau pragul de stabilitate, unde se trece din domeniul stabil în cel instabil. Aci mărimea de intrare  $z_i$  este egală - ca mărime și defazaj - cu mărimea de ieșire  $z_e$ , deci :

$$\frac{z_e}{z_i} = 1 \quad / 8.22 /$$

dacă  $\left( \frac{z_e}{z_i} \right) > 1$  amplitudinile sînt în creștere --> instabilitate  
 dacă  $\left( \frac{z_e}{z_i} \right) < 1$  amplitudinile în descreștere --> stabilitate

Rezultă deci că procesul de reglare este stabil, dacă punctul critic  $P_k$  este situat la stînga locului de transfer, pe care un observator se deplasează în sensul crescător al frecvențelor.

Din / 8.21 / și / 8.22 / rezultă, că pragul de stabilitate este atins, dacă :

$$F_o = \frac{z_e}{z_i} = A_o \frac{1}{K_o} = 1 \quad / 8.23 /$$

de unde rezultă că :

$$A_o = K_o \quad / 8.24 /$$

Deoarece atît  $A_o$  cît și  $K_o$  sînt mărimi complexe :

$$A_o = A_{or} + i.A_{oi} \quad / 8.25 /$$

$$K_o = K_{or} + i.K_{oi} \quad / 8.26 /$$

relația / 8.20 / se va putea scrie și sub forma :

$$K_{or} + i.K_{oi} = \frac{1}{w.k_{cw}} \cdot \frac{1}{\cos \omega \zeta - i.\sin \omega \zeta - 1} \quad / 8.27 /$$

unde a fost înlocuit :

$$e^{-i\omega\zeta} = \cos \omega\zeta - i \cdot \sin \omega\zeta \quad / 8.28 /$$

Pe baza celor de mai sus, se trece la determinarea relației lui  $n$ , care va constitui abscisa diagramei de stabilitate, precum și a lui  $w$ , care se va trece pe ordonata ei, evident ambele din considerente practice.

Relația / 8.27 / se amplifică cu conjugata ei și se răstoarnă :

$$K_{or} - i \cdot K_{oi} = w \cdot k_{cw} \left( K_{or}^2 - K_{oi}^2 \right) \left( \cos \omega\zeta - i \cdot \sin \omega\zeta - 1 \right) \quad / 8.29 /$$

apoi se extrage partea reală, precum și cea imaginară :

$$K_{or} = w \cdot k_{cw} \left( K_{or}^2 - K_{oi}^2 \right) \cdot \left( \cos \omega\zeta - 1 \right) \quad / 8.30 /$$

$$K_{oi} = w \cdot k_{cw} \left( K_{or}^2 - K_{oi}^2 \right) \cdot \sin \omega\zeta \quad / 8.31 /$$

Divizînd / 8.31 / cu / 8.30 / rezultă :

$$\frac{K_{oi}}{K_{or}} = \frac{\sin \omega\zeta}{\cos \omega\zeta - 1} \quad / 8.32 /$$

Avîndu-se în vedere / 8.24 / precum și relația :

$$\cotg \frac{\omega\zeta}{2} = \frac{\sin \omega\zeta}{1 - \cos \omega\zeta} \quad ; \text{ rezultă :}$$

$$\omega\zeta = 2 \operatorname{arc} \cotg \left( - \frac{A_{oi}}{A_{or}} \right) \quad / 8.33 /$$

Relația / 8.33 / este o funcție trigonometrică inversă ale cărei valori principale sînt cuprinse între limitele :

$$0 < \omega\zeta_0 < 2\pi$$

Luînd în considerare caracterul echivoc al relației / 8.33 /, soluția generală va fi dată de relația :

$$\omega\zeta = \omega\zeta_0 + 2\pi m \quad (m = 0, 1, 2, 3, 4, \dots) \quad / 8.34 /$$

$$\text{sau} \quad \zeta = \zeta_0 + \frac{2\pi m}{\omega} \quad / 8.35 /$$

Avînd în vedere relația fundamentală :

$$n = \frac{60}{\zeta \cdot z} \quad \text{respectiv} \quad nz = \frac{60}{\zeta} \quad / 8.36 /$$

în care se introduce relația / 8.35 /, aceasta devine :

$$n.z = \frac{60}{\zeta_o + \frac{2\tilde{\omega}_m}{\omega}} \quad / 8.37 /$$

În sfârșit introducînd relația / 8.33 / precum și :

$$\omega = 2\tilde{\omega} f \quad ; \quad / 8.37 / \text{ devine :}$$

$$n.z = \frac{60 f}{\frac{\text{arc cotg} \left( -\frac{A_{oi}}{A_{or}} \right)}{\tilde{\omega}} + m} \quad / 8.38 /$$

$m = 1, 2, 3, \dots$

cu ajutorul căreia devine posibilă calcularea turațiilor corespunzătoare frecvențelor interesante din CFAF.

În vederea deducerii relației pentru determinarea adîncimii limită a așchiei, se pornește de la aceeași relație / 8.27 / care se divizează cu  $K_{or}$ , devenind :

$$\frac{1}{w \cdot k_{cw} \cdot K_{or}} = \left( 1 + i \cdot \frac{K_{oi}}{K_{or}} \right) \left( \cos \omega \bar{\zeta} - 1 - i \cdot \sin \omega \bar{\zeta} \right) / 8.39 /$$

Se introduce relația / 8.32 / devenind :

$$\frac{1}{w \cdot k_{cw} \cdot K_{or}} = \left( 1 + i \cdot \frac{\sin \omega \bar{\zeta}}{\cos \omega \bar{\zeta} - 1} \right) \left( \cos \omega \bar{\zeta} - 1 - i \cdot \sin \omega \bar{\zeta} \right) / 8.40 /$$

Executînd operațiile și reducînd termenii asemenea se obține :

$$\frac{1}{w \cdot k_{cw} \cdot K_{or}} = -2 \quad / 8.41 /$$

deunde adîncimea limită de așchie va deveni :

$$w = -\frac{1}{2k_{cw} \cdot K_{or}} \quad / 8.42 /$$

Din relația de mai sus rezultă că  $K_{or}$  trebuie să aibă valoare negativă, întrucît coeficientul de așchiere are sens, numai dacă are valoare pozitivă. Cu / 8.25 / și / 8.26 / , relația / 8.24 / devine :



$$\left( A_{or} + i \cdot A_{oi} \right) - \left( K_{or} + i \cdot K_{oi} \right) = 0 \quad / 8.43 /$$

de unde se poate deduce ca :

$$A_{or} - K_{or} = 0 \quad / 8.44 /$$

$$A_{oi} - K_{oi} = 0 \quad / 8.45 /$$

Avînd în vedere relațiile / 8.19 / și / 8.44 / se va putea scrie :

$$K_{or} = \operatorname{Re} \left\{ R_{xx} \cdot G_{xx} + \dots + R_{zz} \cdot G_{zz} \right\} = A_{or} \quad / 8.46 /$$

iar / 8.42 / prin substituire cu / 8.46 / și înmulțire cu  $z$  va deveni :

$$w \cdot z = \frac{1}{2 \cdot k_{cw} \left\{ \frac{A_{or}}{z} \right\} \operatorname{neg.}} \quad / 8.47 /$$

#### 8.4 Ridicarea diagramelor de stabilitate.

Diagramele de stabilitate sînt destinate întrebunțării practice, pentru cazul unui sistem tehnologic MUPDS dat, asigurînd posibilitatea alegerii variantei optime a aranjamentului dintre S-P, sau dacă aranjamentul S-P este impus de considerente tehnologice, asigură alegerea numărului de rotații optime al frezei în vederea evitării zonei de instabilitate dinamică. Toate aceste preocupări converg spre posibilitatea așchierii cu așchieri de așchiere cit mai mari, în condițiile unui regim tehnologic stabil, asigurîndu-se astfel o productivitate ridicată.

##### 8.4.1 Domeniul de lucru.

În principiu s-a urmărit ca metoda întrebunțată să aibă caracter universal, pentru a putea fi aplicată și în afara operațiilor de frezare.

În cadrul aplicației prezente, s-a căutat acoperirea întregului domeniu al variației posibilităților de aranjament S-P, ceea ce în cazul așchierii cu freza frontală este maximă, adică cerc complet. Folosind ca reper poziția unghiulară  $\xi^0$  a normalei de suprafața așchiată, ridicată din punctul de aplicare al

rezultantei forței de așchiere, analiza s-a făcut în 12 trepte de câte  $30^\circ$  a unghiului  $\varepsilon$ , acoperind deci cele  $360^\circ$  ale cercului, rezultând în consecință 12 diagrame de stabilitate.

Așa cum s-a relatat în cap. 8.3 diagramele de stabilitate au pe abscisă valoarea  $n$  a rotației frezei, iar pe ordonată, aceea a lui  $w$  a adâncimii de așchiere, acestea calculându-se cu ajutorul relațiilor / 8.38 / și / 8.47 /. Pe baza aceluiași principiu al caracterului universal, aceste expresii sînt amplificate cu  $z$ , pentru a putea fi folosite la scule cu număr diferit de dinți, totuși în diagramele de stabilitate ridicate s-au trecut paralel și scarile valorilor lui  $n$  și  $w$ , calculate pentru cazul discret de  $z = 12$  al aplicației.

Domeniul de rotații ale frezei s-a luat aceea existentă la mașinile de frezat din familia FV 32 adică  $n = 30 \dots 1500$  rotații pe minut, iar adâncimea de așchiere s-a luat în domeniul de  $w = 0 \dots 12$  mm, uzual la aceste tipodimensiuni a mașinilor de frezat.

Corelația dintre S-P, atît sub raportul dimensional reciproc, cît și al variației posibilităților de aranjamente, poate fi determinată cu ajutorul unghiului  $\mathcal{C}_I$  sub care freza atacă semifabricatul, precum și unghiul  $\mathcal{C}_E$  sub care aceasta părăsește piesa / fig. 8.1 /. În final acestea se regăsesc în relațiile / 8.17 / ale valorilor medii în timp ale coeficienților direcționali, cari constituie relațiile de bază, atît pentru ecuația / 8.38 / cît și / 8.47 /. Determinarea acestor unghiuri însă este greoaie, punînd sub semnul întrebării aplicabilitatea practică a acestei metode. S-a căutat substituirea lor prin parametrii cotidian folosiți de către tehnologi, cum ar fi :

- $x$  ; +  $x$     Sensurile avansului longitudinal
- +  $y$  ; -  $y$     Sensurile avansului transversal
- B                Lățimea semifabricatului
- D                Diametrul frezei
- H                Lățimea cu care freza depășește semifabricatul  
dinspre intrare /  $\mathcal{C}_I$  / .
- H              Lățimea pragului lăsat de freză pe semifabricat  
dinspre intrare /  $\mathcal{C}_I$  / .

Prin intermediul celor de mai sus, unghiurile  $\mathcal{C}_I$  și  $\mathcal{C}_E$ , vor putea fi substituite, după cum urmează / fig. 8.6 / :

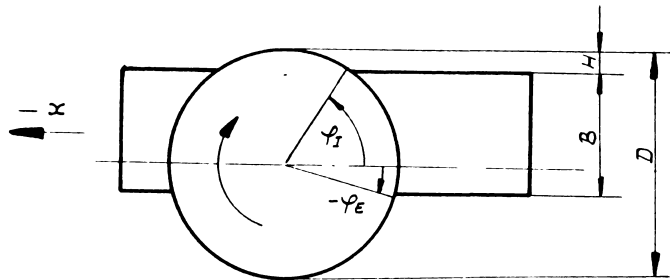


fig. 8.6

$$\sin \varphi_I = \frac{\frac{D}{2} - H}{\frac{D}{2}} = \frac{D - 2H}{D} = 1 - 2 \frac{H}{D} \quad / 8.48 /$$

$$-\sin \varphi_E = \frac{H + B - \frac{D}{2}}{\frac{D}{2}} = 2 \left( \frac{H}{D} + \frac{B}{D} \right) - 1 \quad / 8.49 /$$

$$\varphi_I = \arcsin \left( 1 - 2 \frac{H}{D} \right) \quad / 8.50 /$$

$$\varphi_E = 360^\circ - \arcsin \left[ 2 \left( \frac{H}{D} + \frac{B}{D} \right) - 1 \right] \quad / 8.51 /$$

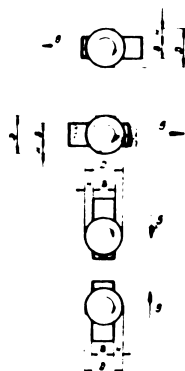
Relațiile / 8.48 / și / 8.49 / pot avea valori supraunitare pentru cazurile cînd :

$H < 0$  și se formează prag la intrarea frezei în piesă

$H + B > D$  iar pragul se formează la ieșirea ei din piesă.

În ambele cazuri se ia în considerare<sup>ca</sup> valoarea doar unitatea, valoare maximă posibilă trigonometric și fizic deopotrivă.

$$\begin{aligned} \varphi_{I \rightarrow z} &= \arcsin \left( 1 - 2 \frac{H}{D} \right) \cdot 0^\circ \\ \varphi_{E \rightarrow z} &= -\arcsin \left[ 2 \left( \frac{H}{D} + \frac{B}{D} \right) - 1 \right] \cdot 0^\circ \\ \varphi_{I \rightarrow x} &= \arcsin \left( 1 - 2 \frac{H}{D} \right) \cdot 180^\circ \\ \varphi_{E \rightarrow x} &= -\arcsin \left[ 2 \left( \frac{H}{D} + \frac{B}{D} \right) - 1 \right] \cdot 180^\circ \\ \varphi_{I \rightarrow y} &= \arcsin \left( 1 - 2 \frac{H}{D} \right) \cdot 90^\circ \\ \varphi_{E \rightarrow y} &= -\arcsin \left[ 2 \left( \frac{H}{D} + \frac{B}{D} \right) - 1 \right] \cdot 90^\circ \\ \varphi_{I \rightarrow -y} &= \arcsin \left( 1 - 2 \frac{H}{D} \right) \cdot 270^\circ \\ \varphi_{E \rightarrow -y} &= -\arcsin \left[ 2 \left( \frac{H}{D} + \frac{B}{D} \right) - 1 \right] \cdot 270^\circ \end{aligned}$$



| $\varphi^\circ$ | $\frac{H}{D}$ | $\varphi_I^\circ$ | $\varphi_E^\circ$ | sens avans |
|-----------------|---------------|-------------------|-------------------|------------|
| 0               | 0,220         | 34                | - 34              | - z        |
| 30              | 0,030         | 70                | - 10              | - z        |
| 60              | 0,413         | 100               | 19                | + y        |
| 90              | 0,220         | 124               | 56                | + y        |
| 120             | 0,030         | 160               | 80                | + y        |
| 150             | 0,413         | 190               | 109               | + z        |
| 180             | 0,220         | 214               | 146               | + z        |
| 210             | 0,030         | 250               | 170               | + z        |
| 240             | 0,413         | 280               | 179               | - y        |
| 270             | 0,220         | 304               | 256               | - y        |
| 300             | 0,030         | 340               | 260               | - y        |
| 330             | 0,413         | 10                | - 71              | - z        |

fig. 8.7

fig 8.8

În fig. 8.7 se prezintă relațiile / 8.50 / și / 8.51 / ale unghiurilor  $\varphi_I$  și  $\varphi_E$ , exprimate în funcție de parametri tehnologici  $B, D, H$ , actualizate pentru cele 2 direcții și cele 2 sensuri de avans, în vederea posibilității exprimării oricărui aranjament S-P în cadrul celor  $360^\circ$ . Prin adăugirea valorii unghiului, corespunzătoare direcției, respectiv sensului deplasării relative a frezei față de semifabricat, s-au putut folosi același două relații susamintite, pentru toate cele 4 direcții de avans, respectîndu-se totodată regulile cercului trigonometric.

Din fig. 8.8 rezultă valorile parametrilor tehnologici, cu ajutorul cărora s-a putut genera variația totală a unghiului  $\varepsilon$ , în trepte de cîte  $30^\circ$ , pentru cazul aplicației discrete, avînd ca valori :  $B = 140 \text{ mm}$  ;  $D = 250 \text{ mm}$  ; respectiv  $B/D = 0,56$  un "aurea mediocritas" foarte frecvent folosit. Din același tabel susmenționat rezultă și valorile unghiurilor  $\varphi_I$  și  $\varphi_E$ , pentru treptele respective ale unghiului  $\varepsilon$ .

Din construcția sculei de frezat rezultă în mod direct:

$$z = 12 \text{ dinți}$$

$$\alpha = 80^\circ$$

iar din teoria așchierii, avînd la bază geometria frezei, rezultă:

$$\alpha = 7^\circ$$

$$\beta = 67^\circ$$

Considerînd materialul semifabricatului un OLC 45 laminat, de baza datelor experimentale publicate de Opitz [3] s-a luat :

$$k_{cw} = 3,0 \cdot 10^4 \text{ kgf/cm}^2$$

#### 8.4.2 Calculul și reprezentarea coeficienților direcționali.

În baza principiilor convenite în cap. 8.1, se va lucra cu valori medii în timp ale coeficienților direcționali, ale căror relații / 8.17 / au fost deduse în același capitol. Pentru cazul aplicației discrete s-au folosit valorile parametrului  $H/D$  conform tabelului din fig. 8.8 iar pentru  $B/D$  s-a luat  $0,56$ , așa cum s-a tratat în cap. 8.4.1.

În vederea posibilității aplicării imediate a metodei, cu valabilitate largă, în paralel s-a calculat și s-a reprezentat grafic, variația valorilor medii în timp ale coeficienților di-

recționali. Cele 9 relații / 8.17 / au fost tratate pentru cele 4 direcții respectiv sensuri de avans, rezultând 36 de diagrame. Pe abscisa acestora s-a trecut raportul dintre lățimea semifabricatului și diametrul frezei  $B/D$ , variind între  $0 \dots 1$ . Pe ordonată rezultă valoarea medie în timp a coeficientului direcțional. Utilizând ca parametru, raportul dintre lățimea cu care freza depășește semifabricatul dinspre intrare și diametrul frezei :  $H/D$ , rezultă o fascicolă de 5 curbe pentru acest raport, în intervalul  $0 \dots 1$ , reprezentate în trepte de câte 0,2.

În acest fel, setul de 36 diagrame a valorilor medii în timp a coeficienților direcționali, stă la dispoziția tehnologilor, în vederea calculării imediate, în mod simplu și rapid a adâncimii limită de așchiere  $w_{lim}$ , pentru orice corelație dimensională și de aranjament între S-P, în cazul frezării cilindro-frontale, pentru orice diametru și număr de dinți al frezei, însă pentru valoarea constantă a unghiului  $\alpha = 80^\circ$ . În cazul când s-ar lucra cu o sculă la care unghiul  $\alpha$  diferă de la valoarea foarte răspândită de  $80^\circ$ , se poate aplica o corecție, printr-un coeficient ce reprezintă raportul variației funcției trigonometrice în funcție de variația lui  $\alpha$ . În intervalul de  $\pm 10^\circ$ , această corecție este suficient de fidelă.

Volumul mare de calcule și de reprezentare grafică :

30 puncte x 5 curbe x 36 diagrame = 5400 puncte ,

s-a putut realiza operativ cu ajutorul unui calculator de fabricație : Hewlett Packard , de tipul HP 9820 A . Acest calculator programabil, cu memoria de 429 registre de câte 4 cuvinte este compusă din :

Unitatea centrală cu tastaturi și afișaj cu diode luminescente, prevăzută și cu imprimantă alfa-numerică termică cu 16 caractere/rînd,

Imprimantă alfa-numerică electromecanică cu 156 caractere, Trasator / plotter / x y cu suprafața de 380 x 250 mm.

În afara memoriei operative, unitatea centrală mai posedă 3 blocuri amovibile de memorie ROM, pentru funcții speciale, funcții trigonometrice și comanda accesoriilor.

Calculatorul lucrează în limbaj algebric direct.

Organizarea memoriei este foarte elastică, deoarece aceeași memorie se folosește atât pentru înmagazinarea programului, cât și a datelor.

Programul se înregistrează, plecând de la registrul 429 în jos, iar datele se înregistrează de la registrul 0 în sus. În cazul când se lucrează cu abundență mare de date, pentru a permite cuprinderea acestor date în memorie, e necesară realizarea unor programe în secvențe consecutive. Înmagazinarea succesivă a secvențelor programului, nu afectează conținutul memoriei de date, dacă lungimea programului nu depășește volumul memoriei rămase disponibilă.

Datorită acestei servituții, devine necesară rularea repetată a programului de calcul a valorii  $A_0$ , împărțindu-se domeniul de frecvențe în două secvențe. Prin acest artificiu, a devenit posibilă prelucrarea unui număr mare de date, care în mod normal depășea volumul memoriei operative la dispoziție.

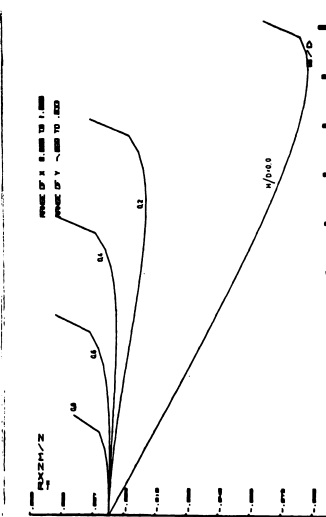
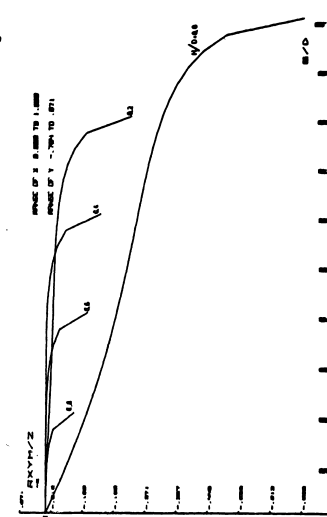
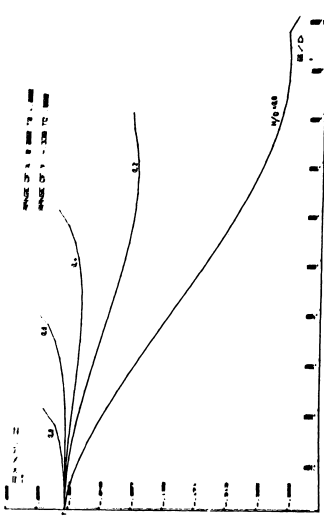
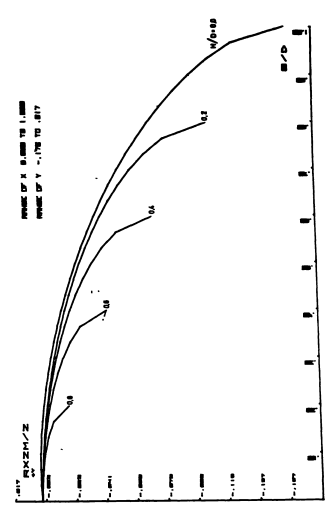
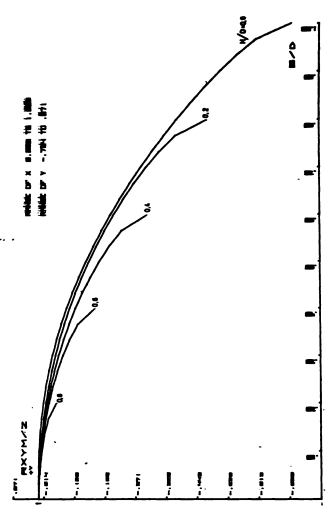
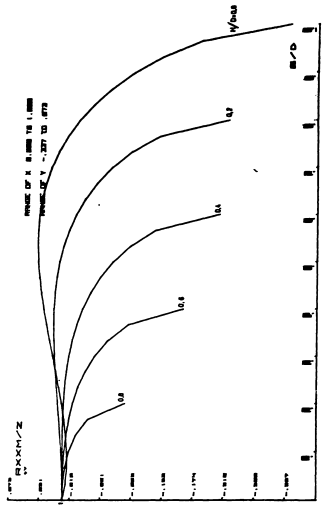
S-a preferat acest tip de calculator, pentru realizarea calculelor necesare tezei, datorită posibilității de acces direct și rapid la unitatea de calcul, precum și datorită posibilității de a trasa direct pe plotter rezultatele calculelor efectuate. Datorită accesibilității la acest tip de calculator, se consideră posibilă o prelucrare rapidă a datelor unor lucrări viitoare, fără să se necesite un personal special pregătit pentru programarea și exploatarea calculatoarelor. Acest lucru simplifică mult repetarea lucrărilor descrise în teză, cum ar fi de pildă, recalcularea variației valorilor medii în timp ale coeficienților direcționali, pentru un unghi  $\alpha$  mult diferit de  $80^\circ$ .

Cele 36 diagrame reprezentând variația valorilor medii în timp ale coeficienților direcționali, calculate pe un dinte al frezei, pentru cele 3x3 direcții și 2+2 sensuri de avans, se regăsesc în format diminuat la scara 1:2 față de trasarea originală, pe fig. 8.9.a ; 8.9.b ; 8.9.c .

Organigrama pentru programarea calculatorului în vederea calculului și trasării curbelor menționate mai sus, rezultă din fig. 8.10 în care se regăsesc în mod evident cele tratate mai sus.

#### 8.4.3 Calculul părții reale și imaginare a FT a cedării dinamice directe și transversale.

Relațiile abscisei  $n.z$  / 8.38 / și ordonatei  $w.z$  / 8.47 / a diagramelor de stabilitate, conțin partea reală  $A_{or}$



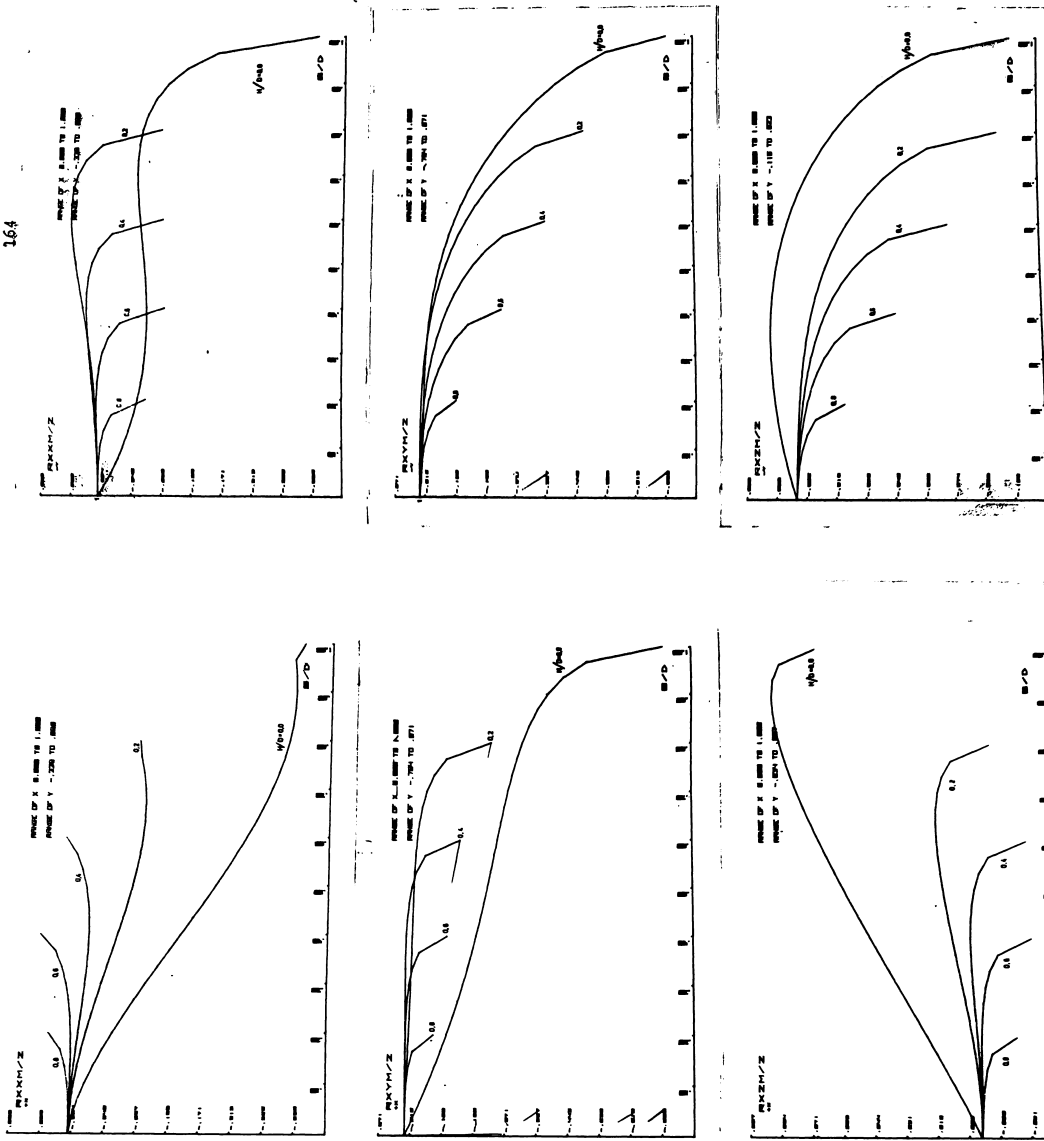
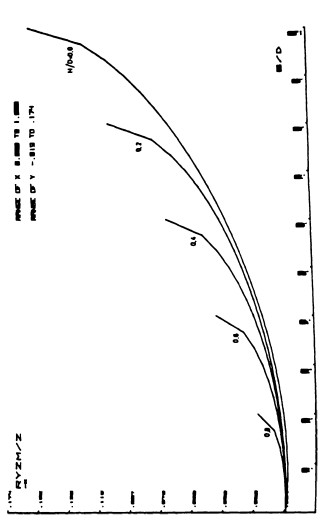
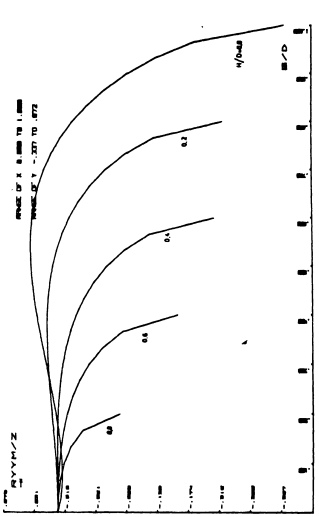
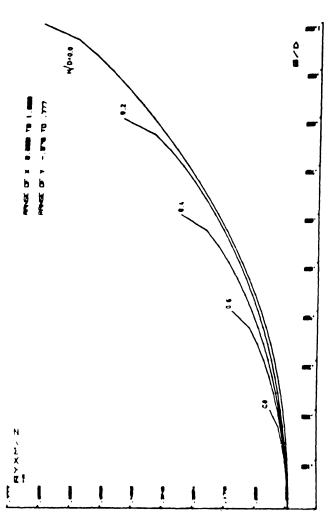
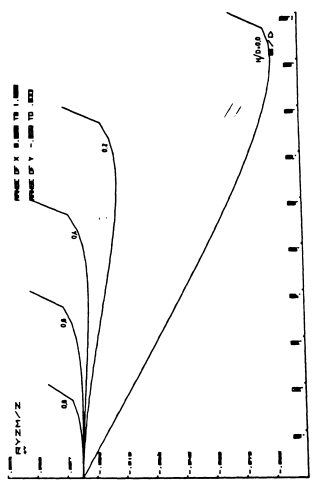
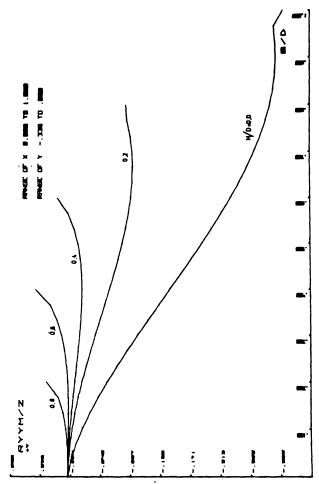
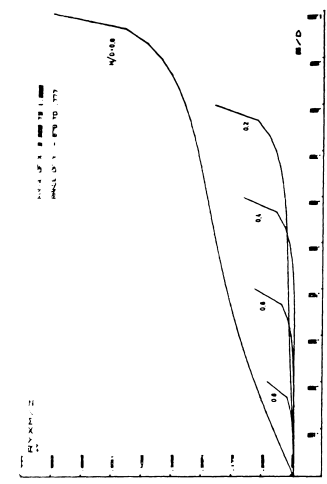


fig. 8.9.a





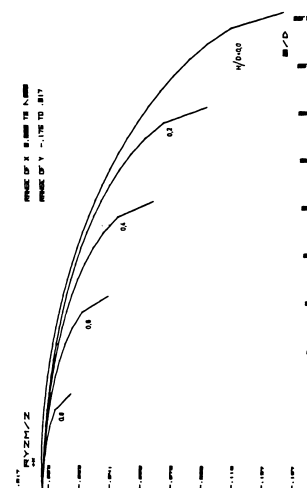
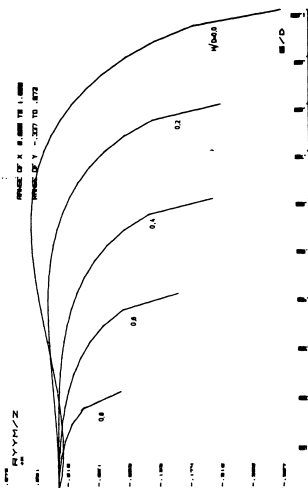
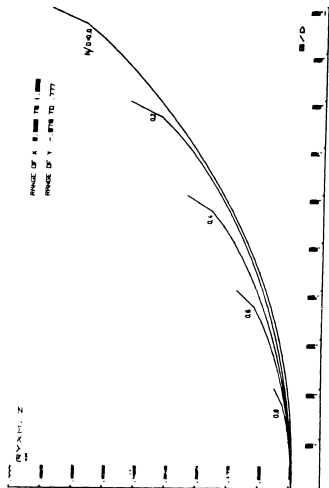
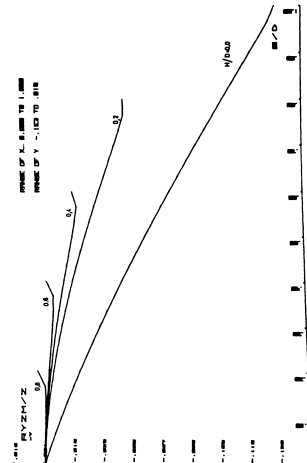
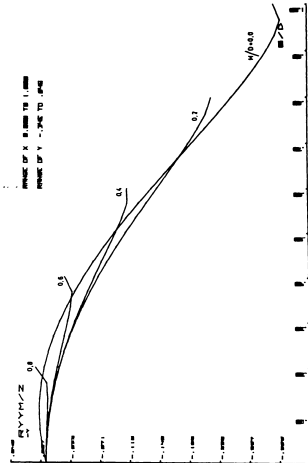
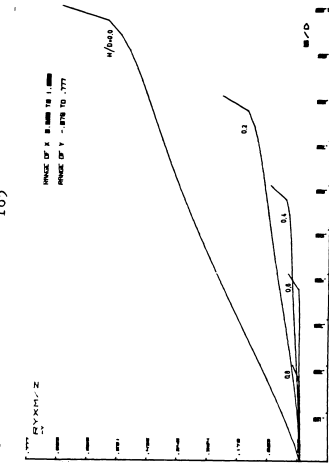
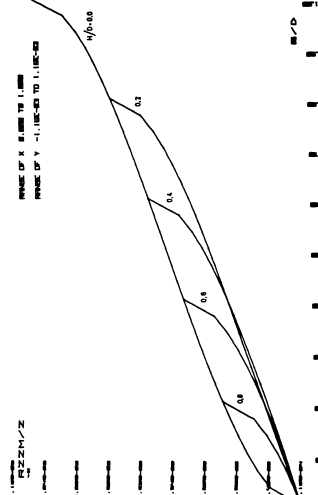
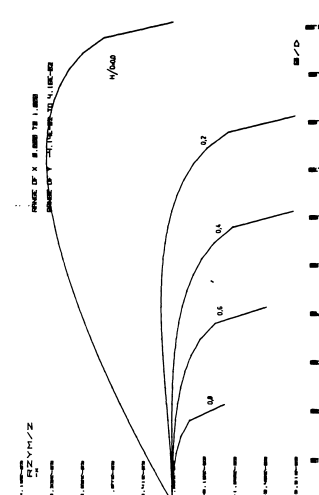
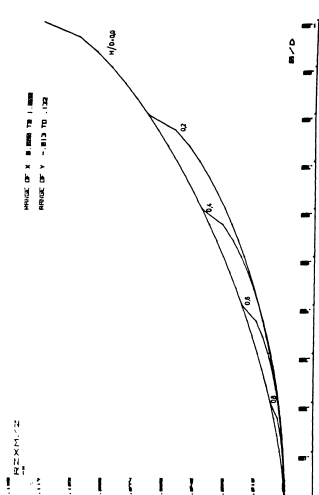
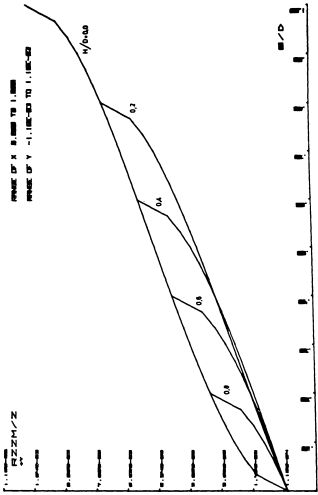
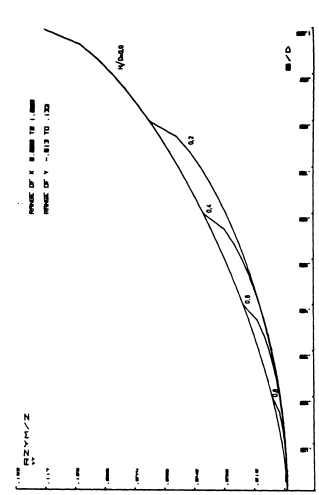
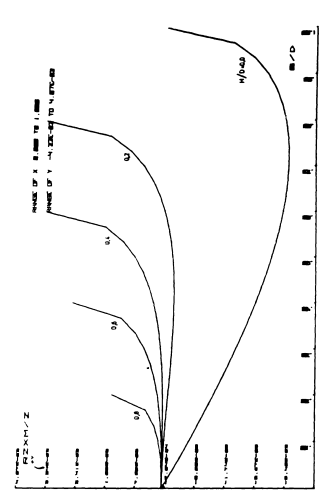


fig. 8.9.b



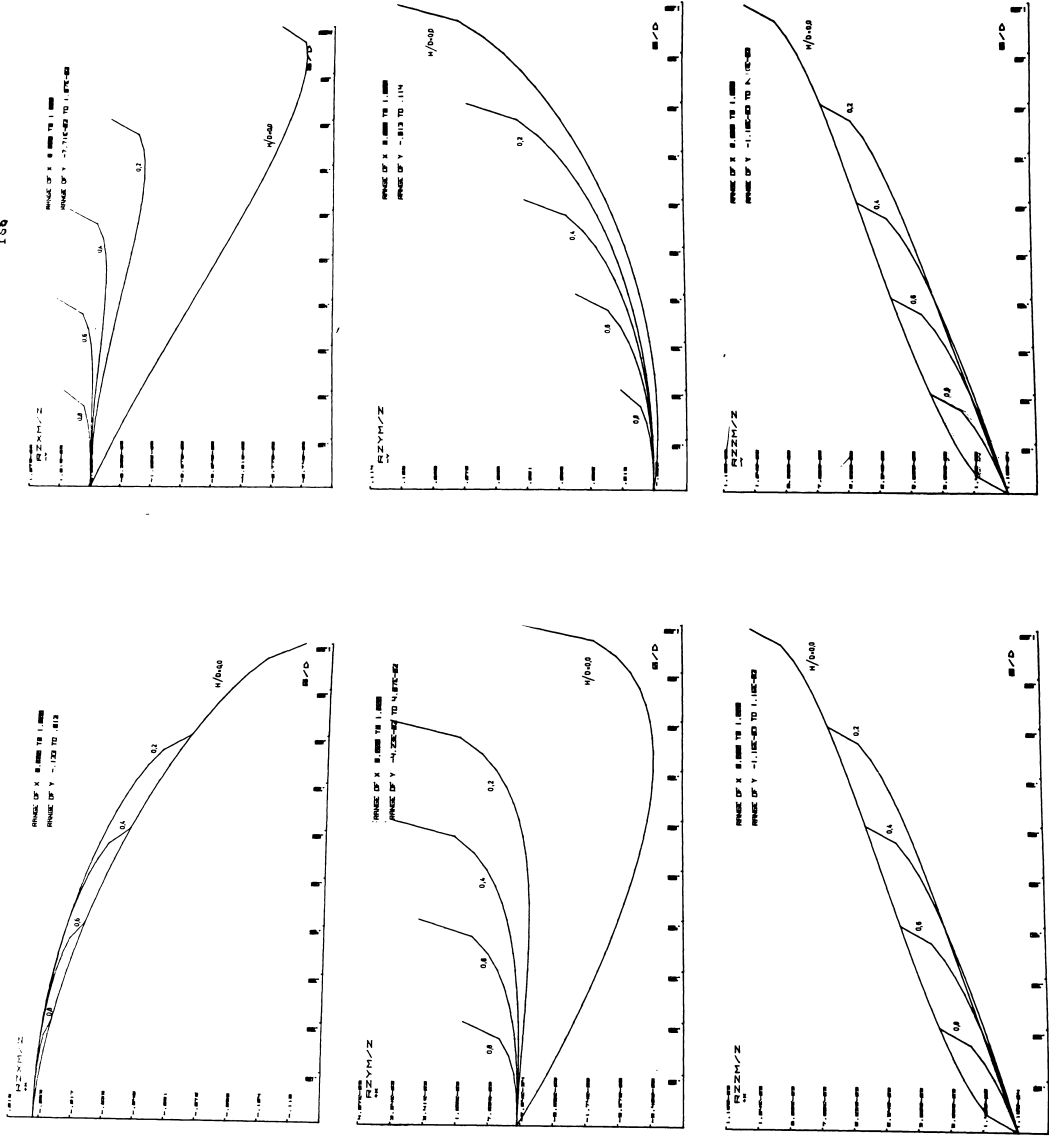
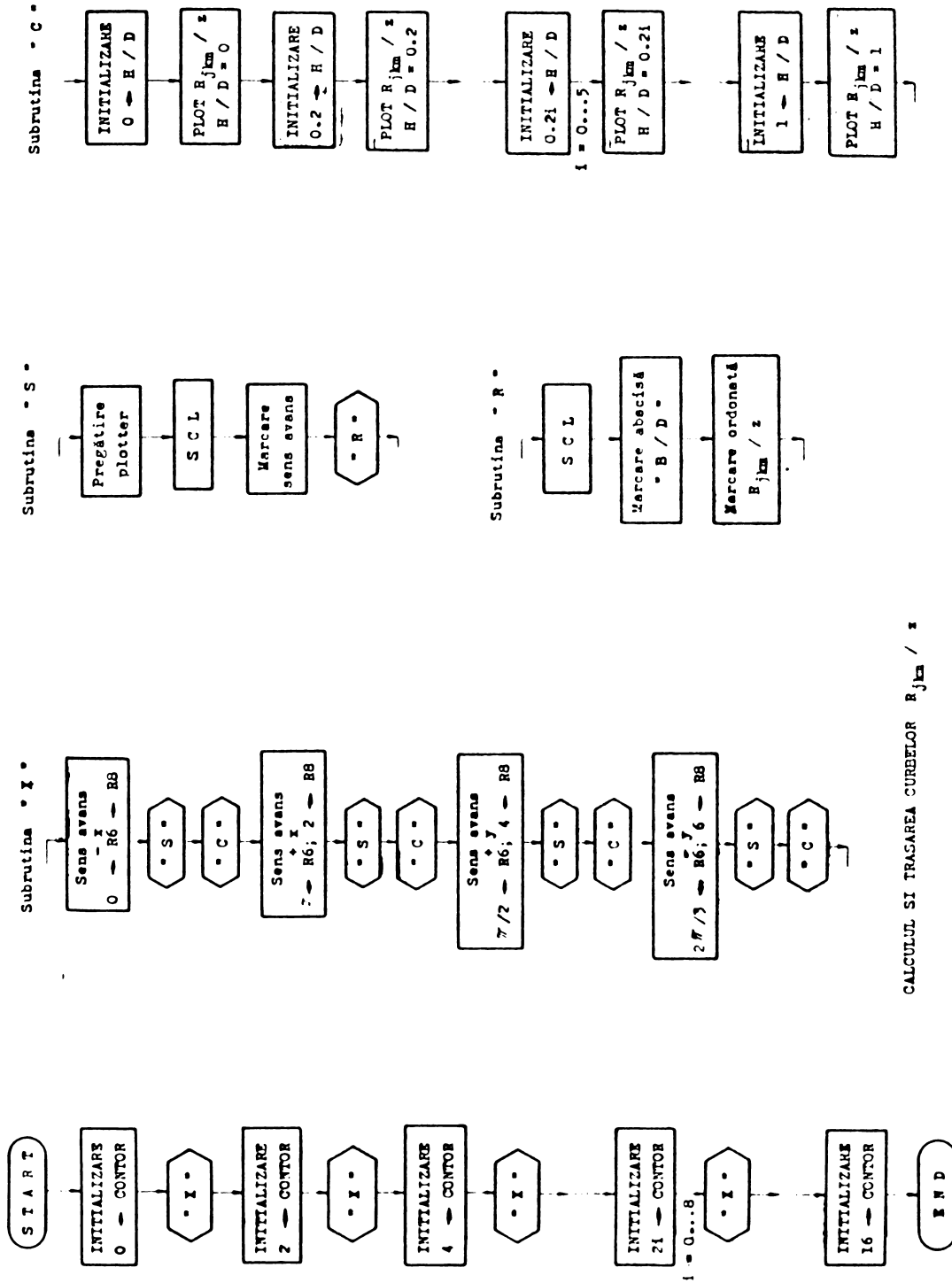


Fig. 8.9.c



CALCULUL SI TRASAREA CURBELOR R<sub>jkm</sub> / z

fig. 8.10

respectiv partea imaginară  $A_{oi}$  a FT a cedării dinamice orientate. La rândul lor, aceste relații conțin partea reală  $G_{kjr}$  respectiv partea imaginară  $G_{kji}$  a FT a cedării dinamice directe și transversale, așa cum rezultă din / 8.46 / pentru  $A_{or}$  și similar pentru  $A_{oi}$ , pe baza relației / 8.25 /. Având la bază binecunoscuta construcție a CFAF în coordonate polare, rezultă că :

$$G_{kjr} = G_{kj} \cdot \cos \varphi_{jk} \quad / 8.52 /$$

$$G_{kji} = G_{kj} \cdot \sin \varphi_{jk} \quad / 8.53 /$$

Valorile care servesc pentru calcularea acestor relații, s-au obținut pe baza cercetărilor prin excitație descrise în cap.5 și au fost trecute într-un tabel centralizator / A 46 / care este tocmai prima pagină a listării la imprimanta a datelor susamintite introduse în calculator.

Organigrama calculării relațiilor / 8.52 / / 8.53 / este reprezentată de fig. 8.11 / Pass 0 /, rezultatele fiind înregistrate pe cartele magnetice.

Fără ca să fie necesară pentru ridicarea curbelor de stabilitate, ca o măsură laterală, s-au reprezentat grafic curbele părții reale  $G_{kjr}$  a FT a cedării dinamice directe și transversale / mașina FV 32-1 / / fig. 8.20 / cari pot servi, împreună cu diagramele valorilor medii în timp  $R_{jkm}/z$  a coeficienților direcționali / fig. 8.9.a; b; c /, la o încercare de optimizare a aranjamentului S-P în vederea găsirii unei zone cu limita de stabilitate ridicată.

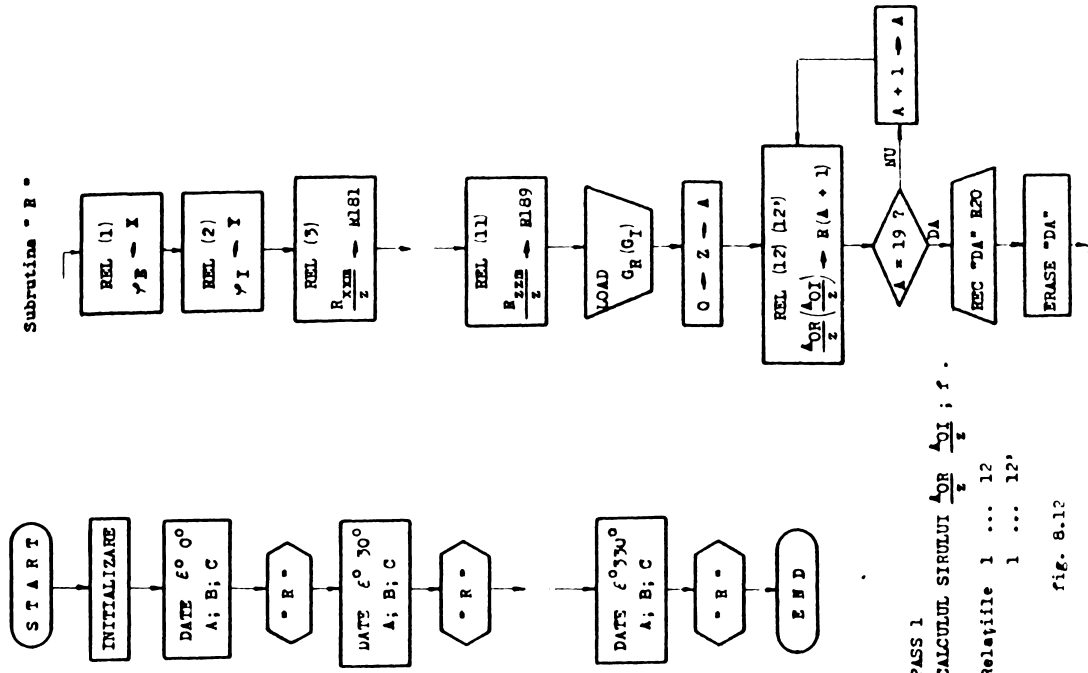
#### 8.4.4 Calculul și reprezentarea grafică a FT a cedării dinamice orientate.

Similar cu / 8.46 / se vor calcula relațiile :

$$\frac{A_{or}}{z} = \frac{R_{xxm}}{z} \cdot G_{xxr} + \frac{R_{yxm}}{z} \cdot G_{xyr} + \dots + \frac{R_{zzm}}{z} \cdot G_{z zr} \quad / 8.54 /$$

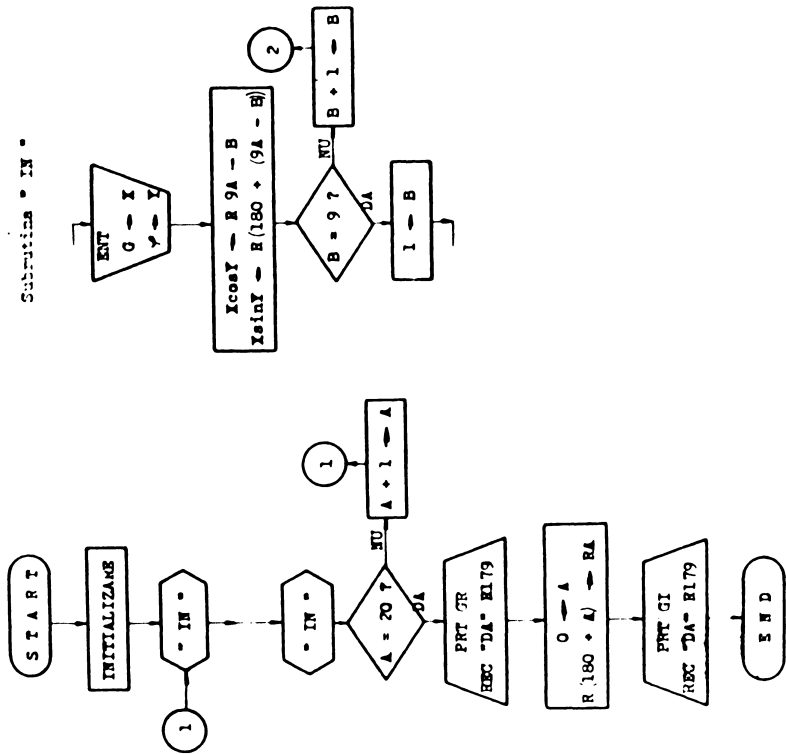
$$\frac{A_{oi}}{z} = \frac{R_{xxm}}{z} \cdot G_{xxi} + \frac{R_{yxm}}{z} \cdot G_{xyi} + \dots + \frac{R_{zzm}}{z} \cdot G_{zzi} \quad / 8.55 /$$

pe baza organigramei din fig. 8.12 / Pass 1 /. Termenii acestor relații s-au tratat în cap. 8.4.2 și 8.4.3.



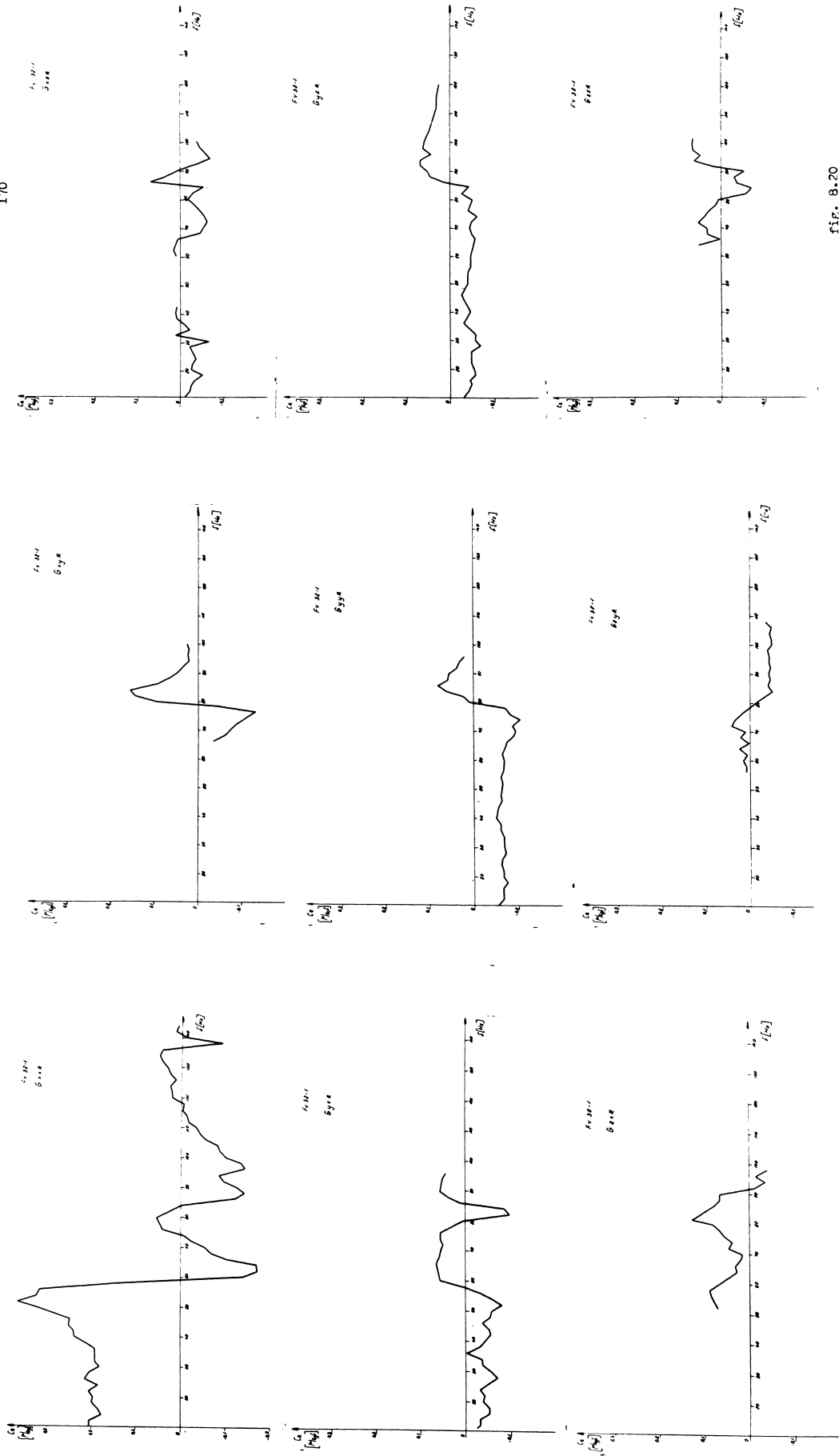
PASS 1  
CALCULUL SIRULUI  $\frac{AOR}{Z}$  ; r .  
Relatiile 1 ... 12  
1 ... 12'

fig. 8.12



PASS 0  
INREGISTRAREA PE CARTELE A SIRULUI  $G_r (G_r)$

fig. 8.11





Aplicând regulile pentru calculul formal cu numere complexe, se obțin coordonatele polare a CFAF a cedării dinamice orientate :

$$A_0 = \sqrt{A_{Or}^2 + A_{Oi}^2} \quad / 8.56 /$$

$$\text{tang } \varphi = \frac{A_{Oi}}{A_{Or}} \quad / 8.57 /$$

$$\varphi = \text{arc tang} \left( \frac{A_{Oi}}{A_{Or}} \right) \quad / 8.57 /$$

În anexele: A 194 ... A 205 , se prezintă rezultatul listării la imprimantă a valorilor calculate pentru relațiile : / 8.56 / / 8.57 / / 8.58 / , precum și a valorilor introduse : / 8.54 / 8.55 / pentru intervalul de frecvențe : 42 ... 120 Hz, și pentru cele 12 aranjamente S-P caracterizate prin unghiul  $\varepsilon$  .

Din aceste tabele rezultă în mod evident frecvența critică a cedării orientate și anume la trecerea lui  $A_{Or}/z$  de la valoarea ei pozitivă la cea negativă. În dreptul acestei frecvențe, unghiul de defazaj  $\varphi$  , trece peste valoarea de  $90^\circ$  .

Aceste tabele mai servesc la calculele de optimizare al procesului tehnologic în care se urmărește îndeosebi  $w_{lim,max}$  . În asemenea cazuri, împreună cu valoarea coeficientului de aşchieră dinamic :  $k_{cw}$  , se poate calcula simplu, valoarea oricarei  $w_{lim}$  .

Din aceleași considerente ca și mai sus, s-au trasat și curbele:  $A_{Or}/z$  / 8.54 / și  $A_0$  / 8.56 / , pe baza organigramei din fig. 8.13 / Pass 2 / . Diagramele reprezentând curbele  $A_{Or}$  se găsesc / pentru mașina FV 32-1 / la scară diminuată, în fig. 8.15 , iar curbele  $A_0$  , pentru aceeași mașină susamintită, diminuate la scara 1:2 față de original, se regăsesc pe fig. 8.16 .

În diagramele  $A_0$  apar la unele aranjamente, mai multe maxime a cedării orientate, însă nu toate pot cauza instabilitate dinamică, ci numai acelea cari pentru frecvența respectivă corespund unei zone cu valoare negativă a curbelor  $A_{Or}$  . Confruntând din acest punct de vedere, două câte două diagrame  $A_0$  și  $A_{Or}$  , se pot determina cu ușurință domeniile de frecvență pasibile la instabilitate, pentru fiecare aranjament S-P.

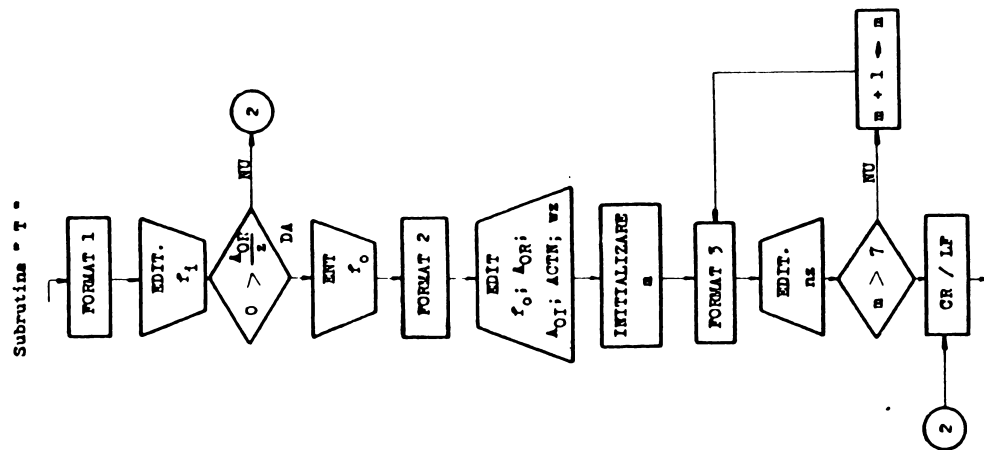
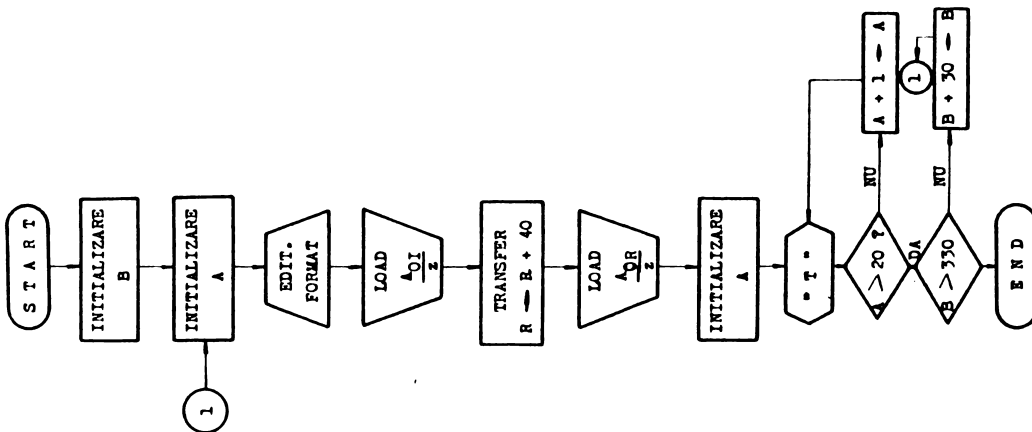


fig. 8.14



PASS 3 - CALCULUL SIRULUI DE SI WZ PENTRU FIECARE z.

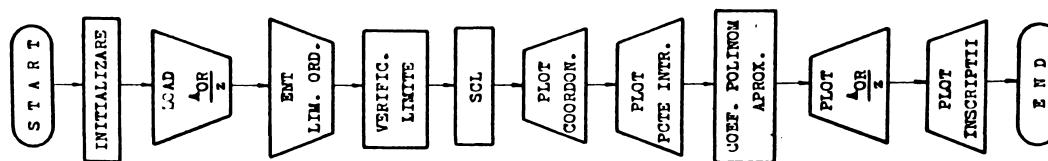
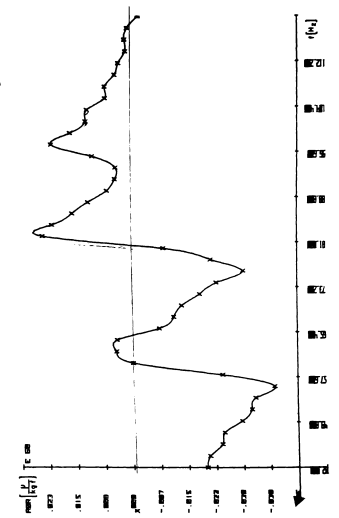
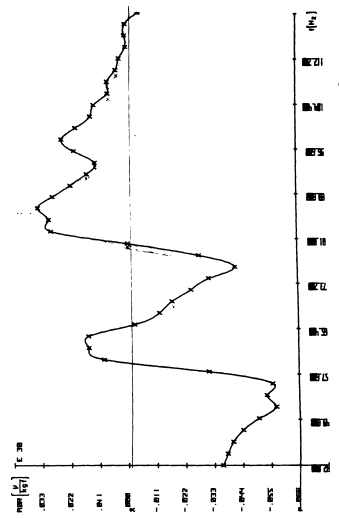
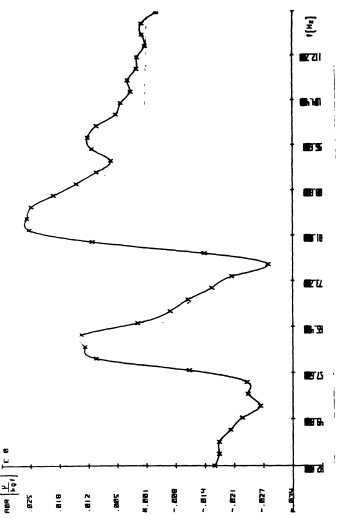
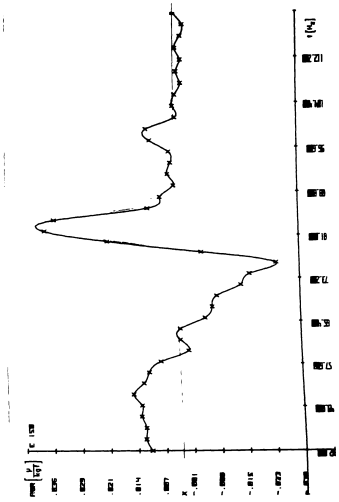
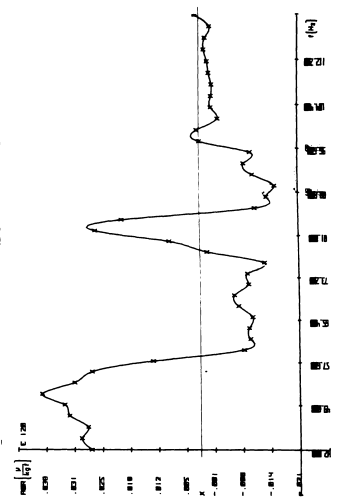
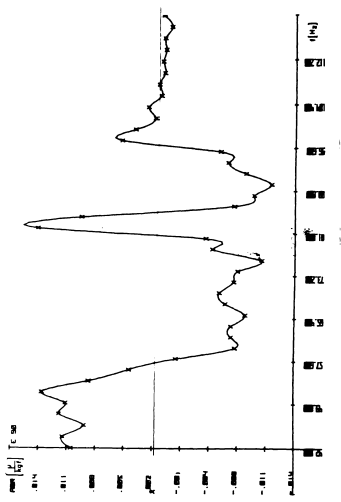


fig 8 15 PASS 2 - TRASARE A OR



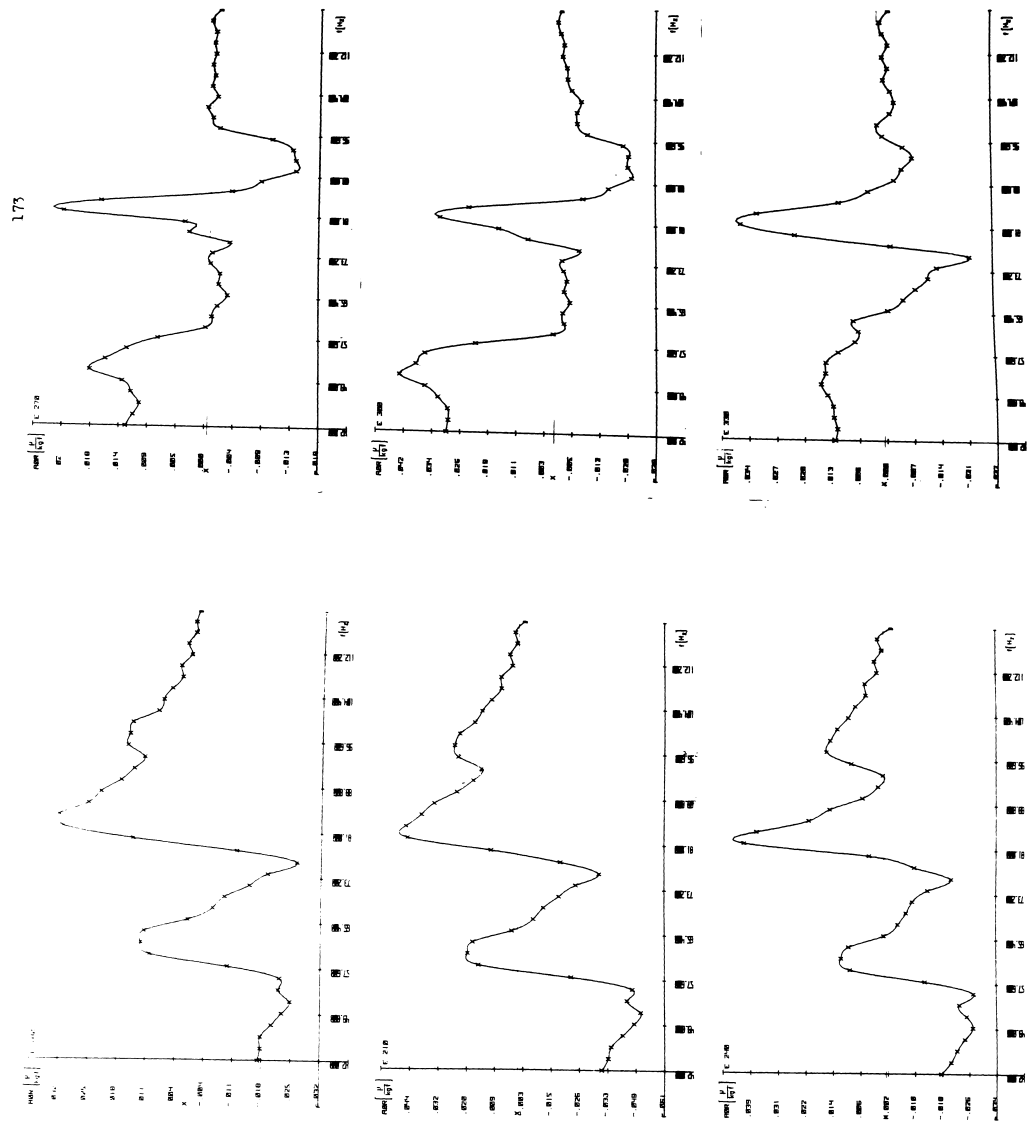
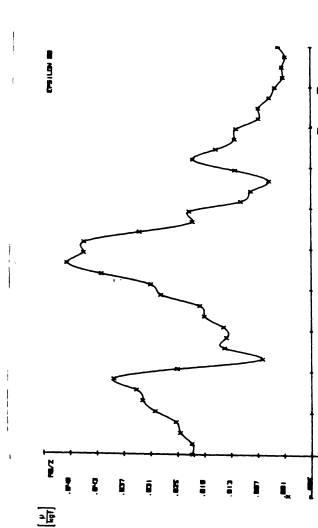
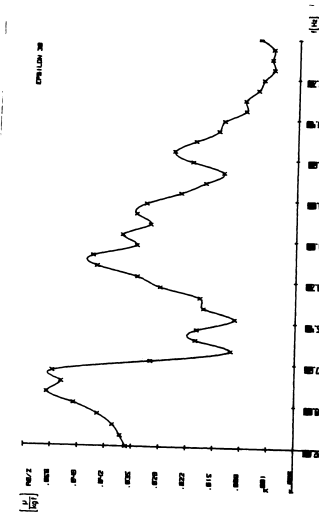
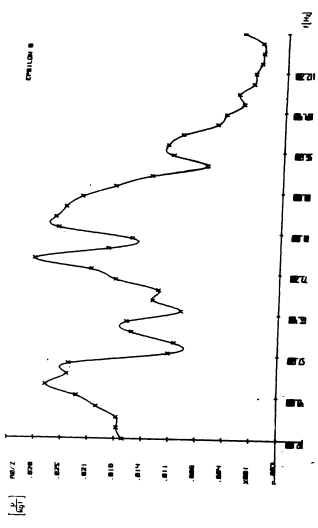
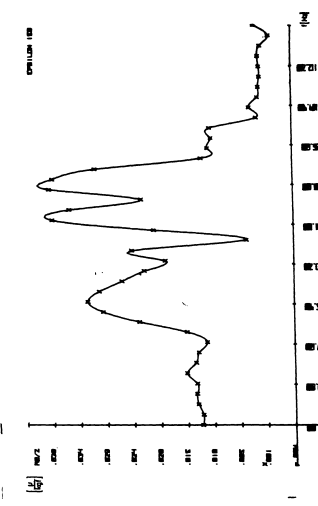
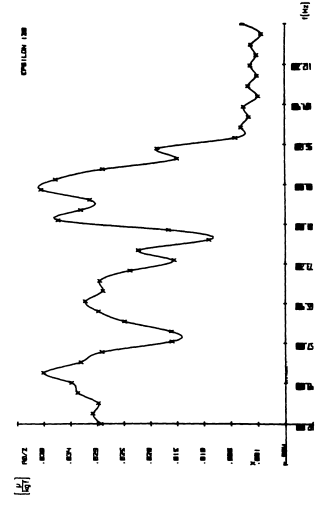
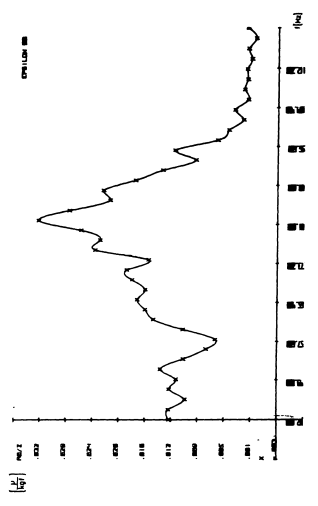


fig. 8.15



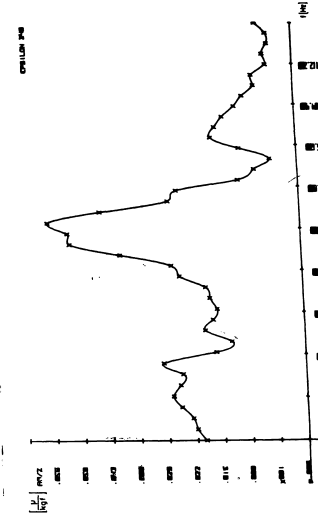
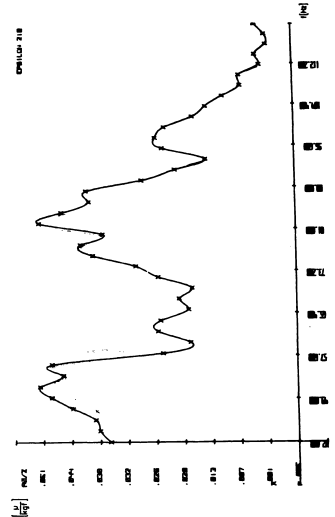
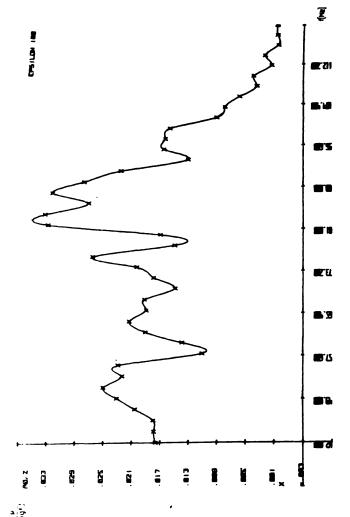
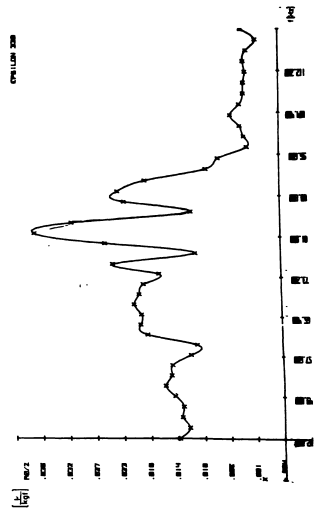
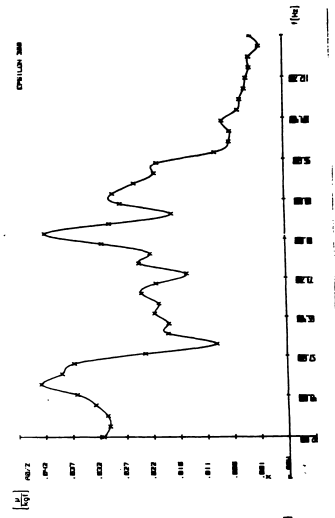
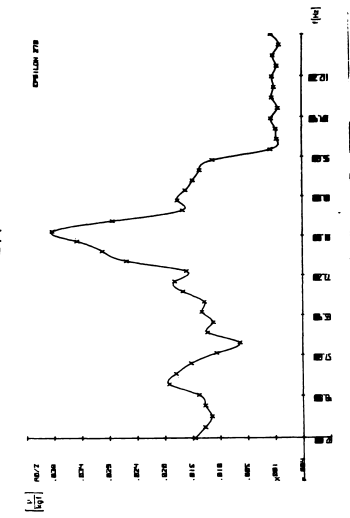


fig. 8.16

#### 8.4.5 Calculul șirului $wz$ și $nz$ și reprezentarea diagrame- lor de stabilitate.

Din analiza stabilității dinamice a sistemului MUPDS / cap. 8.3 /, se deduce unitatea de măsură  $wz$  / 8.47 / a limitei de stabilitate a sistemului și care va constitui ordonata diagramei de stabilitate, în funcție de  $nz$  / 8.38 / care va deveni abscisa aceleiași diagrame.

Termenii expresiilor susmenționate au fost calculați, și parțial și reprezentați grafic, conform celor tratate în capitolele : 8.4.2 ... 8.4.4 , urmînd ca cu ajutorul programului / Pass 3 / al cărui organigramă este prezentat în fig. 8.14 , să fie calculat pentru domeniul de frecvențe : 42 ... 120 Hz , cele 12 aranjamente S-P, caracterizate prin unghiul  $\epsilon$  , precum și gama completă de turații a mașinei de frezat.

Rezultatul listării la imprimantă a valorilor expresiilor susamintite realizate de calculator, sînt cuprinse în anexele : A 230 .. A 241. Așa cum rezultă din analiza expresiei / 8.42 / , sistemul MUPDS poate deveni instabil, numai pentru frecvențele la cari partea reală a funcției de transfer a cedării dinamice orientate  $A_{or}/z$  , are valoare negativă. În consecință calculele s-au făcut numai pentru aceste cazuri, așa cum rezultă și din subrutina " T " a organigramei din fig. 8.14 . În anexele A 230 ... A 241, zonele albe corespund valorilor pozitive a expresiei  $A_{or}/z$  , iar cele cu valorile completate de calculator, corespund expresiilor susamintite de valoare negativă.

Pe aceleași tabele se disting în majoritatea cazurilor, cel puțin două zone distincte, la cari valoarea minimă a expresiei  $wz$  se situează undeva la mijlocul zonei, ceea ce este dovada prezenței a tot atîtea moduri de vibrații, respectiv grade de libertate, cari cauzează instabilitatea sistemului MUPDS. Desigur cele două zone vor fi reprezentate grafic prin cîte două familii/de punji/de zone de instabilitate. În mai multe cazuri, limita de stabilitate a uneia din zone este așa de ridicată, căiese din domeniul diagramei, rămînînd doar o singura familie de zone de instabilitate.

În relația / 8.38 / intră valoarea frecvenței critice  $f_0$  pentru modul respectiv de vibrație, ceea ce ar trebui să apară și în coloana a doua în tabelele din discuție. Respectarea ri-

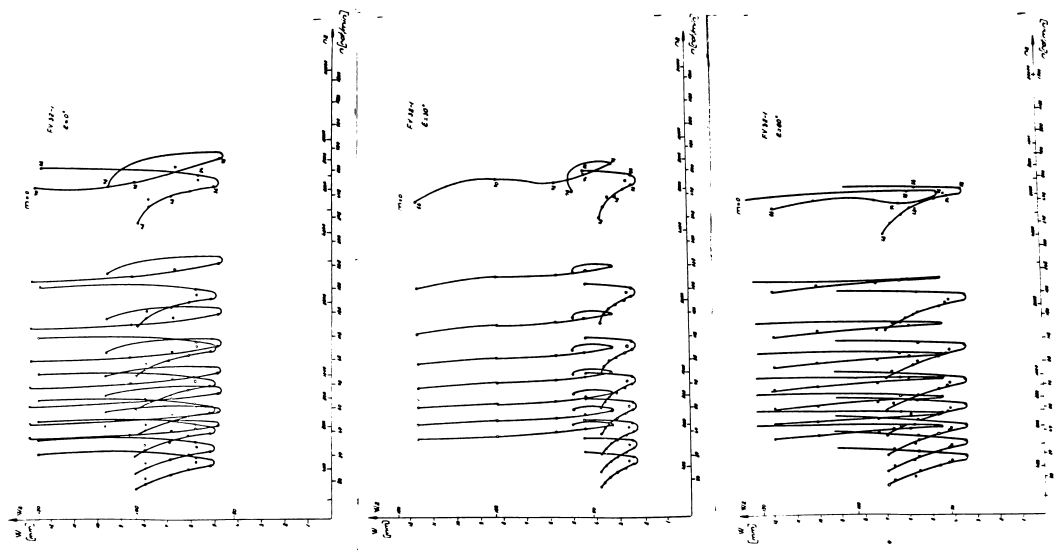
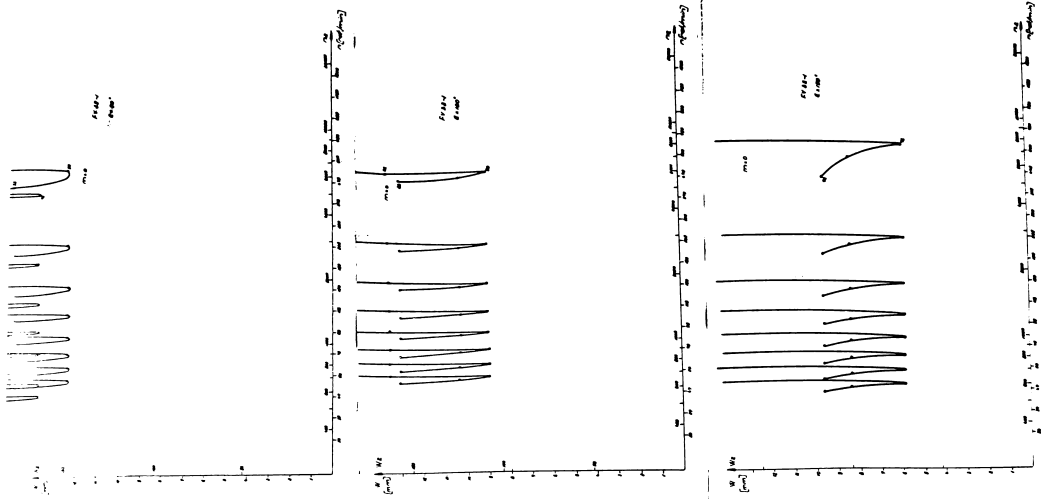
guroasă a acestei relații ar fi mărit volumul de calculat în mod considerabil, ceea ce în condițiile capacității limitate a calculatorului folosit, ar fi mărit nerațional complexitatea programului. Pentru a evita acest lucru, valoarea lui  $f_0$ , s-a substituit cu valoarea frecvenței instantanee. Eroarea comisă este insensibilă în zona inferioară - folosită efectiv - a curbei de stabilitate, devenind sensibilă / progresiv pînă la max. 20 % / pe ramurile superioare a curbei de stabilitate - zonă practic nefolosită decît foarte rar. Dealtfel eroarea susmenționată lățind aparent zona de instabilitate, conferă metodei o siguranță suplimentară, cunoscînd că un culoar găsit stabil, va fi într-adevăr stabil.

Pentru mașina FV 32-1, sînt prezentate diagramele de stabilitate, ridicate pe baza calculelor listate în anexele : A 230 ... A 241. Diminuate la scara 1:2, aceste diagrame se regăsesc pe fig. 8.17. Pe abscisă s-a aplicat o scară logaritmică, fiind trecută atît valoarea expresiei  $nz$  - pentru întrebuințarea generală - cît și valoarea  $n$  - pentru cazul aplicației discrete, freza avînd  $z = 12$ . Intrucît gama rotațiilor frezei are salt geometric, reprezentarea la intervale constante a treptelor de rotații a frezei apare firească. În mod similar s-a trecut și pe ordonată atît expresia  $wz$  - pentru utilizare generală - cît și valoarea  $w$  a adîncimii limită de așchiere, pentru cazul discret avînd  $z = 12$ , ambele însă la scară normală.

La 7 din cele 12 diagrame de stabilitate apar cîte 2 familii de curbe de stabilitate, corespunzînd desigur la tot atîtea moduri de vibrații și bineînțeles la cel puțin atîtea noduri de cedare dinamică. Desigur tangenta la curbele de stabilitate, se trage la familia avînd valoare  $wz$  minimă, acesta delimitînd zona permanent stabilă. Adevărata limită de stabilitate urmărește conturul inferior al buclelor curbelor de stabilitate în care caz, se găsesc intrînduri pentru valori mai ridicate a lui  $wz_{\text{stabil}}$ . În multe cazuri - în deosebi la diagramele avînd o singură familie de curbe de stabilitate și în general la numărul de rot/min mai ridicate a frezei - aceste intrînduri devin culoare, în cari practic adîncimea de așchiere nu mai este limitată.

Există totuși o limitare a capacității de așchiere a sis-





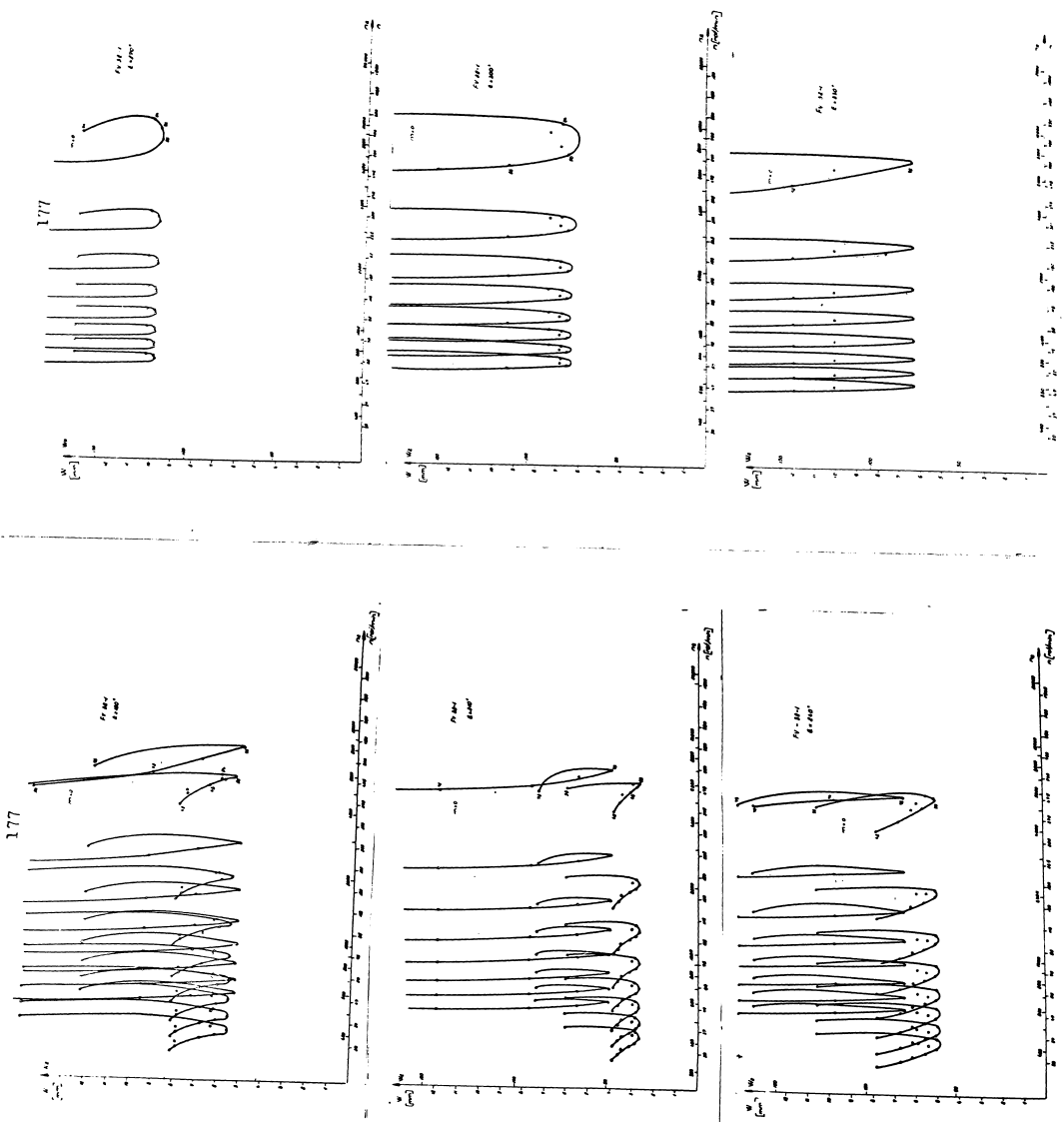


fig. 8.17

temului tehnologic MUPDS, impusa de puterea motorului de antrenare a frezei. Curba adâncimii limită de aşchiere  $w_{lim}$  determinată de puterea de antrenare a motorului, s-a ridicat pe baza relaţiei / 4.4 /, precum şi a elementelor ei: / 4.5 ... 4.8 / şi a celorlalte date prezentate în cap. 4.3 . Aceasta curbă, ridicată pentru  $N_e = 7,5$  kw şi  $s_z = 0,053$  mm, este redată în fig. 8.18 , fiind realizate pe suport transparent, şi la scara identică cu diagramele de stabilitate pentru  $\varphi^0 = 0^0 \dots 360^0$  prezentate în fig. 8.17 , poate fi suprapusă cu acestea din urmă , iar astfel tehnologul putînd avea o imagine clară asupra posibilităţilor tehnologice a maşinii de frezat în cauză.

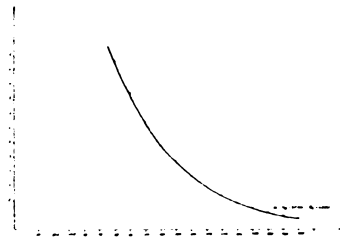


fig. 8.18

În continuare, avînd la bază valorile adîncimilor de aşchiere minime, pentru fiecare aranjament S-P , determinate de tangenta dusă la curbele de stabilitate de pe fiecare diagramă  $\varphi^0 = 0^0 \dots 360^0$  , se trasează diagrama polară a zonei de aşchiere permanent stabile, cu evidenţierea simultană şi a aranjamentului S-P la care se referă valoarea limitei de stabilitate permanente. Această diagramă, / fig. 8.19 / ridicată prin simularea teoretică a prelucrării prin aşchiere în cadrul sistemului MUPDS , ca formă şi rezultat, este similară cu diagrama polară a zonei permanent stabile, / fig. 4.9 / ridicată pe bază de cercetări prin aşchiere, tratată în cap. 4 . Această diagramă s-a realizat şi pe suport transparent, pentru a putea fi comparată cu diagrama din fig. 4.9 , cu scopul aprecierii eficacităţii şi concludenţei metodelor de cercetare folosite.

### 8.5 Concluzii, privind procesul tehnologic, în lumina analizei stabilităţii dinamice la frezare.

Pornind de la dezideratele stabilite în cap. 1 şi cap. 8, diagramele de stabilitate pt.  $\varphi^0 = 0^0 \dots 360^0$  din fig. 8.17 , servesc tehnologului, pentru a amplasa procesul tehnologic de frezare într-un domeniu favorabil aşchierii în condiţii de sta-

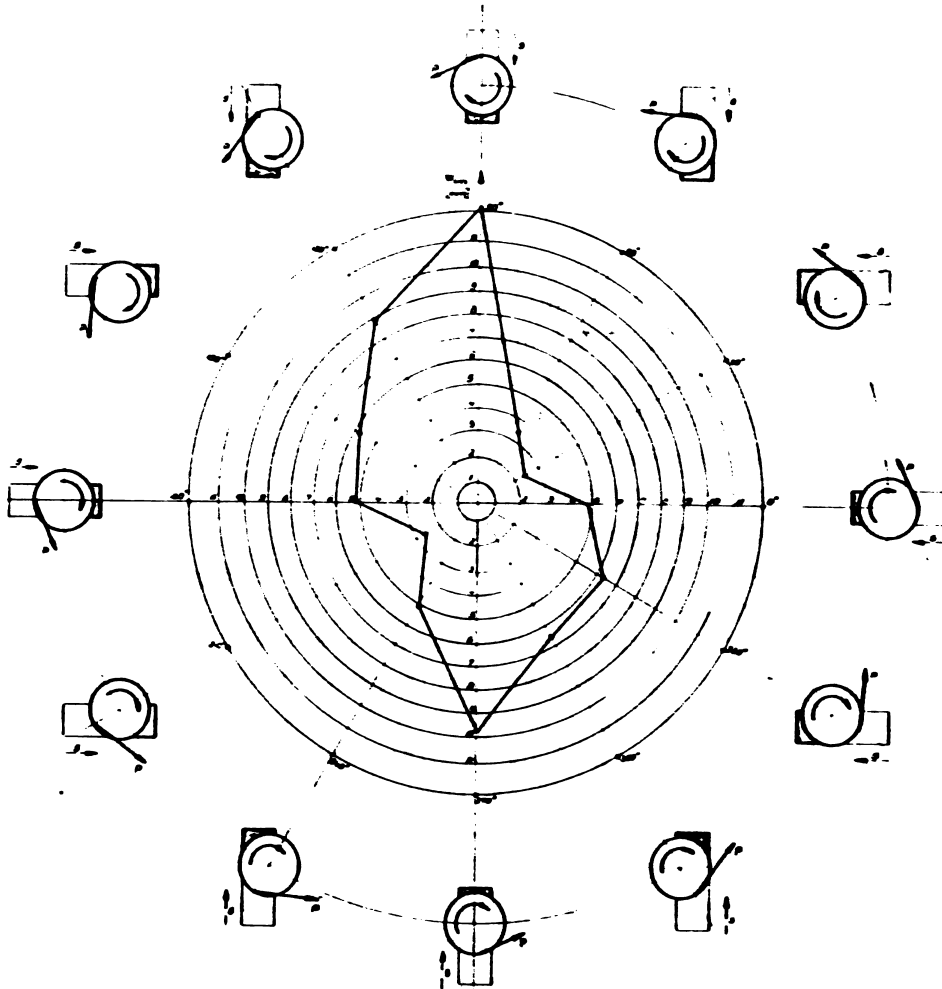


fig. 8.19

bilitate dinamică.

Urmărind desigur realizarea unei productivități maxime, trebuie ales una dintre aranjamentele S-P, care asigură necondiționat, frezarea cu adâncimi mari de așchiere, în condiții de stabilitate dinamică. Pentru acest scop servește diagrama polară a zonei de așchiere permanent stabile / fig. 8.19 // fig. 4.9 / din cari dintr-o singură privire se poate alege un aranjament S-P convenabil.

Comparând cele două diagrame de stabilitate de proveniență diferită, rezultă o similitudine bună. Alura generală a celor două diagrame este aceeași îndeosebi în zona cea mai importantă, a cedării maxime. În general se poate remarca valoarea ceva mai mică a limitelor de stabilitate necondiționată din diagrama / fig. 8.19 / ridicată prin simularea teoretică a prelucrării prin aşchiere, față de limitele diagramei / fig. 4.9 / ridicată pe bază rezultatelor cercetărilor prin aşchiere. Acest fapt se poate atribui efectului stabilizator al procesului de aşchiere / cap. 3.4.1 /, efect ce nu este luat în considerare la metoda simulării. Altă deosebire cantitativă se poate observa pe direcțiile perpendiculare față de direcția cedării dinamice maxime, de același sens ca și în cazul anterior. Cauza limitelor aparent mai reduse din diagrama din fig. 8.19 este faptul, că la metoda simulării aşchierii nu s-a luat în considerare mărirea amortizării din ghidajele mesei longitudinale, datorită frecării viscoase a lubrefiantului / cap 3.1.5 / care în prezența evansului din timpul aşchierii / fig. 4.9 / are efect stabilizator. Acest lucru se remarca la aranjamentele susmenționate, la cari totodată forțele de aşchiere au direcția preponderent perpendiculară pe suprafața ghidajului longitudinal.

În final se poate aprecia corectitudinea metodelor cu cari s-a lucrat, aceste metode dovedindu-se a fi realiste, concludente și suficient de univoce, ceea ce indică utilitatea practică a lor.

Revenind la optimizarea procesului tehnologic de frezare, se presupune cazul, în care aranjamentul S-P nu poate fi schimbat din considerente constructive, dimensionale, tehnologice ai piesei. În acest caz, trebuie exploatate domeniile stabile sub formă de intrînd sau culoar, dintre bucelele curbelor de stabilitate și trebuie aleasă o turație a frezei, care corespunde ca ordine de mărime vitezei optime de aşchiere pentru cazul dat, totodată se situează în dreptul unui intrînd sau culoar stabil, de pe diagramele de stabilitate pt.  $\varphi^0 = 0^0 \dots 360^0$  din fig. 8.17. În acest caz, adîncimea de aşchiere  $w_{lim}$  cu care se poate aşchia în aranjamentul dat, în condiții de stabilitate dinamică, este mai ridicată, în cazul situării într-un intrînd, și nelimitată în cazul fericit al situării pe un culoar stabil dintre

bucle.

① Astfel de optimizare este practică în activitatea cotidiană de producție și se rezolvă în majoritatea cazurilor, prin schimbarea turației frezei la o treaptă sau mai multe trepte inferioare. Desigur prin aceste tatonări, se nimerește într-un intrind sau culoar stabil. Această soluție însă cauzează scăderea productivității muncii respectiv a capacității de aşchiere. Cu ajutorul diagramelor de stabilitate pt.  $\varphi^0 = 0^0 \dots 360^0$  din fig. 8.17 rezultă în mod evident, că intrind sau culoar stabil se găsește mai ușor în direcția creșterii turației, deoarece în această direcție distanța între curbele /buclele/ de stabilitate este în creștere, deci și spațiul între ele, sub formă de intrind sau culoar, este mai larg, deci cu posibilități de amplasare mai ușoară. Mai important este faptul, că trecând la o treaptă de turație mai mare, capacitatea de aşchiere în loc să scadă, va crește, ceea ce asigură un spor de productivitate considerabil. Deoarece la această idee, s-a plecat dela o valoare medie a vitezei optime de aşchiere, creșterea vitezei de aşchiere echivalentă cu 1-2 trepte de turație este admisibilă în condiții bune, iar cu ocazia cercetărilor prin aşchiere, descrise în cap. 4, s-a constatat în toate câteva sute de regimuri de aşchiere realizate, că creșterea vitezei de aşchiere peste valoarea ei medie asigură o suprafață excelentă a piesei, fără o creștere simțitoare a uzurii sculelor, pînă cînd în cazul diminuării vitezei de aşchiere corespunzătoare cu aceeași număr de 1-2 trepte de turație, suprafața aşchiată prezintă rugozitate proporțional mai mare, iar uzura cuțitelor devine mai pronunțată.

Rezultă deci, că tehnologul, cu ajutorul diagramelor de stabilitate pt.  $\varphi^0 = 0^0 \dots 360^0$  din fig. 8.17, poate alege încă la proiectarea procesului tehnologic, un proces tehnologic de aşchiere, care va decurge în condiții stabile pentru aranjamentul S-P dat. Deși această metodă de optimizare este acoperitoare, există încă posibilități de ameliorare. Pornind dela cazul aplicației discrete, la care freza are  $z = 12$  dinți, a rezultat scara inferioară  $n$  a abscisei. Diagrama de stabilitate fiind legată neschimbat de scara superioară de pe abscisă, adică valoarea  $nz$ , avînd deci valabilitate generală, rezultă deci că utilizînd o freză avînd același diametru, dar numărul de dinți

$z$  mai mare, scara inferioară  $n$  a abscisei, se deplasează spre dreapta, deci pentru aceeași număr de rotații a frezei pe minut, adică aceeași viteză de așchiere, se vor găsi intrînduri și culoare de stabilitate mai largi, mai încăpătoare, deci o posibilitate de optimizare mai ușoară, cu necesitatea de abatere mai mică de la viteza de așchiere medie, inițial aleasă.

Cele de mai sus, sînt desigur valabile pînă la atingerea curbei adîncimeii limită de așchiere, ce este limitată de puterea motorului de antrenare :  $w / N_e$ ,  $s_z$  /. Suprapunînd graficul acestei curbe / fig. 8.18 / peste diagramele de stabilitate  $\varphi^0 = 0^0 \dots 360^0$ , respectiv fig. 8.18 peste cele din fig. 8.17, rezultă că în dreptul culoarului cel mai larg, între curba cu  $m = 0$  și curba cu  $m = 1$  între valorile lui  $n_z = 2500 \dots 5000$  respectiv  $n = 235 \dots 375$  / pt.  $z = 12$  / , adîncimea de așchiere limitată de puterea motorului este destul de redusă, atîngînd doar  $w_{lim} N_e = 2..4$  mm. Desigur cu aceasta, scopul principal al prezentei lucrări, de a asigura condiții stabile de așchiere pînă la limita puterii motorului principal de antrenare, a fost atins. Rămîne însă un regret profesional, interdicția exploatării acestei zone dinamic stabile, ce se oferă gratis.

O posibilitate "neconformă" este suprasolicitarea motorului, lucru ce se poate face pînă la limita reglării releelor de protecție termice. Cu ocazia cercetărilor prin așchiere, tratată în cap.4 s-a suprasolicitat motorul, pe intervale scurte, tocmai în acest domeniu, chiar pînă la puterea dublă a lui, fără nici o repercursiune asupra motorului sau asupra mașinei, atîngînd desigur adîncimea de așchiere corespunzătoare, deci s-a pătruns adînc în culoarul de stabilitate respectiv, confirmînd existența lui.

Altă modalitate de a exploata culoarele de stabilitate din față, ar fi schimbarea motorului cu unul mai puternic.

Metoda de optimizare a procesului tehnologic de frezare cu ajutorul diagramele de stabilitate / fig. 8.17 / este adecuată fabricației de serie mica și mijlocie pe mașini unelte universale, pe cari se prelucrează o diversitate mare de piese. Diagramele de stabilitate susamintite sînt valabile pentru un grup de MU de același tip și deci constructiv identice. U ediție nouă de MU de același tip, însă căruia s-au adus modificări

constructive, va avea o comportare dinamică diferită, deci diagramele de stabilitate trebuiesc refăcute, pe baza noilor CFAF, coeficienții direcționali rămânând neschimbați, dacă elementele geometrice a sculei precum și al piesei rămân sensibil același.

Există situații, îndeosebi la fabricația de serie, unde se folosesc MU monoscop, unde varietatea tehnologică pe același tip de MU este mică, sau MU de mare universalitate / de ex. centre de prelucrare / unde se prelucreează piese de mare complexitate cu o varietate foarte mare de scule precum și condiții geometrice a piesei. În aceste cazuri nu totdeauna devine rațională ridicarea completă a diagramelor de stabilitate sub forma celor din fig. 8.17, pentru primul caz datorită faptului că aceste diagrame cuprind un domeniu foarte larg, iar la MU monoscop nu este necesară, iar în cel de al doilea caz, varietatea foarte mare geometrică ce determină coeficienții direcționali necesită recalcularea repetată a acestora.

În asemenea situații se poate folosi o metodă de optimizare "semifinită", la care pentru a obține domeniul stabil pentru cele câteva cazuri, se folosesc reprezentările grafice ai curbilor părților reale  $G_{kjr}$  ale FT a cedării dinamice directe și transversale, combinate cu diagramele variației valorilor medii în timp ale coeficienților direcționali. Întrucât pentru valoarea pozitivă a produsului:  $G_{kjr} \cdot R_{jkm}$  domeniul este stabil, se va căuta pentru frecvența de excitație forțată înteroară  $\omega$  o combinație corespunzătoare, adică dacă  $G_{jkr}$  are în domeniul respectiv valoare negativă, se va căuta în cele 4 diagrame  $R_{jkm}$  corespondente, un aranjament potrivit, care să asigure coeficientul direcțional tot de sens negativ și vice versa. Desigur acest lucru nu este întotdeauna posibil, iar produsul  $G_{kjr} \cdot R_{jkm}$  nu poate fi decât negativ. În acest caz, pe baza relației / 8.47 / limita de stabilitate va fi cu atât mai ridicată, cu cât valoare produsului de mai sus, va fi mai mică. În acest caz desigur se va căuta pe diagramele  $G_{xxr} \dots G_{zzr}$  valorile negative cele mai mici.

Este firesc ca în asemenea cazuri nu trebuiesc tratate toate cele 9 FT a cedării dinamice, ci numai acelea cari au cedări specifice mari în dreptul domeniului de frecvență interesat. Acest procedeu durează ceva mai mult, însă nu trebuiesc făcute toate calculele ce sînt necesare pentru ridicarea diagramelor de stabilitate de genul din fig. 8.17.



## 9. Concluzii finale.

Productivitatea muncii la mașinile de frezat cu consolă, depinde în mod hotărâtor de capacitatea de așchiere, care în multe cazuri este limitată prematur de stabilitatea dinamică insuficientă. Pierderea stabilității dinamice la un regim de așchiere uneori mult sub cel limitat de puterea motorului de antrenare a sculei, se datorește faptului că atât la proiectarea MU, cât și la proiectarea procesului tehnologic, comportarea dinamică a sistemului MUPDS și mai ales a MU, este luat în considerare în mod neîndestulător.

Din punctul de vedere al proiectantului de MU și al proiectantului procesului tehnologic, motivele par preponderent obiective. Există încă controverse cu privire la cauzele apariției vibrațiilor, la ponderea acestor cauze, la obiectivitatea metodelor de cercetare, la criteriile de apreciere al comportării dinamice a sistemului tehnologic MUPDS, etc. Probabil din aceste motive, informațiile din acest domeniu sînt în mare parte din domeniul laboratoarelor de cercetări, deci parțiale, lapidare, puțin aplicative etc. și astfel insuficiente proiectantului de MU și proiectantului de PT.

Fără pretenția de a fi rezolvat integral la mașinile de frezat cu consolă problema limitării productivității muncii, cauzată de apariția vibrațiilor, în lucrarea de față s-a încercat rezolvarea unor dileme privind : ponderea cauzelor apariției vibrațiilor, metodele de cercetare dinamică a MU, valorificarea rezultatelor acestor cercetări, ș. a.

Prin cercetarea multilaterală și extinsă a unor MU de frezat cu consolă, s-au elucidat unele probleme insuficient de clare din literatură, s-au complectat unele discontinuități în metodele de investigații și interpretarea fenomenelor și rezultatelor, s-au aplicat în practica uzinală aceste principii și metode, iar similitudinea rezultatelor cercetărilor, obținute prin diverse căi, confirmă corectitudinea căilor și metodelor abordate.

În acest fel se pune la dispoziția proiectantului de MU și a proiectantului PT, metodele de cercetare / și rezultatele / aplicabile în uzină, cu ajutorul cărora poate realiza o MU cu

comportare dinamică îmbunătățită, putînd ridica domeniul permanent stabil, pînă peste limita domeniului puterii de antrenare a motorului principal, iar proiectantul PT, putînd stabili procese tehnologice, cu comportare dinamică stabilă în același domeniu / și chiar depășind aceasta / delimitat de puterea motorului de antrenare, asigurînd cale liberă creșterii productivității muncii.

Rezultă deci, că motivele obiective, amintite la începutul acestui capitol, cari au stat la baza imposibilității stăpînirii vibrațiilor la MU, de către proiectantul de MU și de PT, pot fi deja lichidate la oricare întreprindere constructoare de MU.

Acest lucru a devenit deja imperios necesar, deoarece preocupările pe plan mondial, de a asigura MU cu comportament dinamic stabil, a devenit o preocupare cotidiană, deci competitivitatea industriei noastre constructoare de MU nu poate fi concepută, fără rezolvarea și a acestei probleme. În acest sens, din lucrare rezulta unele concluzii :

1. Prin metodele de proiectare actuale, nu se poate realiza a priori o MU cu domeniul tehnologic permanent stabil, dar se poate apropia de acest deziderat, prin aplicarea și a concluziilor constructive din cap. 7, ca rezultat al cercetării de comportare dinamică a unor MU.

2. Un prototip de MU realizat pe baza unui proiect nou, se recomandă a fi supus unei cercetări de comportare dinamică prin metoda excitației, conform celor tratate în cap. 5 și 6, în vederea :

2.1. Posibilității calculării valorilor caracteristice dinamice ale structurii / conform cap. 5.4 / cari sînt indicatorii cantitativi al performanțelor dinamice a MU. Aceste valori, comparate cu cele ale altor mașini de tipodimensiune similară, arată nivelul constructiv al noului prototip, precum și șansele sale de competitivitate.

2.2. Posibilității depistării nodurilor dinamic slabe și realizarea de modificări constructive, în vederea măririi rigidității dinamice, conform cap. 7.2.

2.3. Ridicării diagramelor de stabilitate și suprapunerea lor cu curba puterii motorului de antrenare / conform cap. 8 / , cu scopul de a verifica dacă în domeniul tehnologic asigurat de

motorul de antrenare, se poate asigura stabilitate dinamică necondiționată.

3. Pe baza rezultatelor cercetărilor dela punctul 2, se vor aduce îmbunătățiri prototipului și se repetă aceleași cercetări, pînă cînd performanțele dinamice ale prototipului ating nivelul corespunzător, în condițiile tehnice date ale întreprinderii constructoare de MU.

4. Un număr de 2 ... 5 mașini din seria zero, se vor supune cercetărilor dela punctul 2, în vederea verificării nivelului de fidelitate al tehnologiei de fabricație de serie, și de a aduce îmbunătățirile procesului tehnologic de execuție și montaj, acolo unde rezulta noduri dinamic slabe, de data aceasta cauzate de imperfecțiuni de execuție.

5. La un exemplar, avînd comportare dinamică normală, din lotul dela punctul 4, se va aplica și cercetarea comportării dinamice prin așchiere, conform capitolului 4, în scopul :

5.1. Ridicării diagramei de stabilitate necondiționată, care va fi comparată cu cel ridicat prin procedeul excitării la seria zero.

5.2. Stabilirea a 3 aranjamente, centrate în jurul direcției cedării dinamice maxime, care să constituie elementele recepției dinamice ale fiecărui exemplar, conform celor propuse în cap. 4.5.

6. Cartea mașinii, livrată beneficiarului împreună cu mașina unealtă, ar trebui să posede un capitol de "soft ware", cuprinzînd:

6.1. Diagrama de stabilitate necondiționată, ridicată prin așchiere, conf cap. 4.4. / Aceași diagramă să fie aplicată sub formă zincografiată pe mașină, pentru a-i servi și lucrătorului frezor / .

6.2. Cele 12 diagrame de stabilitate buclate, ridicate la seria zero / conf. punctului 2.3 / .

6.3 Diagramele reprezentînd variația coeficienților direcționali, precum și diagramele părții reale a CFAF ai mașinii.

6.4. Recomandări, în vederea evitării eventualelor domenii de instabilitate dinamică.

Acest capitol de "soft ware" va constitui un fascicol detașabil din cartea mașinii, fiind destinat în deosebi proiectantului procesului tehnologic pe MU respectivă. Prin acestea, po-

sibilitățile exploatarei performanțelor tehnologice ale mașinii pot fi extinse la limită, constituind un spor de productivitate în favoarea economiei naționale, iar la exemplarele exportate, va constitui un argument puternic în slujba competitivității.

7. Se recomandă constituirea în fiecare întreprindere constructoare de mașini unelte, a standului pentru cercetări dinamice ale MU, pe principiul descris în cap. 5.1, folosindu-se aparatajul existent din dotare, cu eventualele completări în mare parte din producția internă.

8. Să se elaboreze norme interne sau departamentale, privind metodologia cercetării comportării dinamice a MU, similar cu cea descrisă în cap. 5...8, precum și planuri calendaristice în vederea elaborării unor limite de valori caracteristice, pentru grupe de tipodimensiuni de MU, care în circa 5 ani să devină elementul constitutiv al normelor de recepție ale MU.

9. Să se asimileze în țară aparataj complex, pentru analiza comportării dinamice a structurilor, cu înglobarea unor calculatoare de proces, în vederea prelucrării automate a datelor și furnizarea rezultatelor cercetării în mod prompt.

Din contribuții ale autorului se amintesc :

Realizarea în uzini constructoare de mașini, a standurilor de cercetări integrate pentru cercetarea comportării dinamice a MU, din aparataje și elemente de acționare ce se găsesc în uzini, sau realizate în uzine, dintre cari se evidențiază : sistemul de excitație, traductorii de forță și de amplitudine, precum și raționalizările în vederea posibilității efectuării cercetărilor de un singur om.

Realizarea integrală a unei cercetări prin așchiere, asupra unei mașini de frezat verticale fabricate în țară și ridicarea diagramei de stabilitate necondiționată, bazată pe aceste cercetări. Recomandări privind unele probe de așchiere la recepția finală a mașinilor de frezat din fabricația de serie, în vederea verificării corectitudinii execuției și montajului, din punctul de vedere al comportării dinamice.

Conceperea unui mod eficace de reprezentare a deformatelor modurilor de vibrații.

Aplicarea pe scară largă a prelucrării datelor experimentale cu ajutorul calculatorului numeric, inclusiv trasarea

curbelor și diagramelor rezultate din calcule, precum și a deformatelor modurilor de vibrații.

Rezolvarea posibilității interpretării generale a rezultatelor cercetărilor, prin aplicarea unui sistem unitar de referință, redus la originea cercului trigonometric respectând regulile acestuia, precum și introducerea unor valori de referință practice, cari determină aranjamentele S-P.

Elaborarea metodei de reprezentare grafică a amplitudinilor relative a unor noduri importante ale structurii MU, care contribuie simțitor la obiectivitatea interpretării deformatelor modurilor de vibrații.

Modul de analiză și de evaluare a rezultatelor cercetărilor prin așchiere, precum și metoda recapitulării ponderate a cauzelor apariției instabilității dinamice.

Modul de evaluare și de interpretare a rezultatelor cercetării prin excitație, având la bază analiza valorilor caracteristice și a deformatelor modurilor de vibrații.

Simularea cu ajutorul calculatorului numeric - având la bază rezultatele cercetărilor prin excitație a structurii MU - a gamei complete ale procesului tehnologic de frezare, ce acoperă integral posibilitățile tehnologice ale mașinii de frezat, pe baza sistemului de referință unitar și valorile de referință practice, accesibile tehnologului, precum și ridicarea diagramelor de stabilitate corespunzătoare.

Contribuția principală constă în realizarea concretă, integrală a analizei dinamice multilaterale a unor mașini unelte de fabricație românească, cu rezultate cât se poate de concludente și verosimile în vederea măririi capacității de producție ale acestora.

Bibliografie.

1. Arnold, R.W. Mechanism of Tool Vibration in Cutting of Steel  
Proceedings Institutions of Mechanical Engineers 154 /1946/
2. Beckenbauer, K. Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen durch den Einsatz aktiver Dämpfer  
Industrie-Anzeiger 91 /1969/ Nr. 95
3. Bernardi, F. Untersuchung und Berechnung des Mitterverhaltens von Dreh- und Fräsmaschinen  
Dissertation TH Aachen 1969
4. Blankenstein, B. Der Zerspanungsprozess als Ursache für Schnittkraftschwankungen beim Drehen mit Hartmetallwerkzeugen  
Dissertation TH Aachen 1968
5. Böttcher, R. Untersuchungen über das dynamische Verhalten hydrostatischer Spindellagerungen  
Industrie-Anzeiger 90 /1968/ Nr. 85
6. Broch, J.F. Messungen von mechanischen Schwingungen und Stößen  
Brüel & Kjaer 1970
7. van Brussel, H.  
Vanherck, P. A New Method for the Determination of the Dynamic Cutting Coefficient  
11. MTDR Conference 1970
8. Ciorănescu, N. Tratat de matematici speciale  
Ed. Didactică și pedagogică București 1963
9. Danek, O.  
Polacek, M.  
Spacek, L.  
Flusty, J. Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen  
VEB Verlag Technik Berlin 1962
10. Dregger, E.U. Untersuchungen des instabilen und des stabilen Fräsprozesses  
Dissertation TH Aachen 1966
11. Eremin, A.N. Fiziceskaia suscinoosti iavlenii pri rezanii stali  
Maşghiz Moskva-Sverdlovsk 1954

12. Fishwick, W.  
Tobias, S.A. Einfluss flexibler Aufstellung auf das  
Rattern von Werkzeugmaschinen  
2. FokoMa , Vogel Verlag Coburg 1955
13. Harris, C.M.  
Crede, C.E. Socuri și vibrații  
Editura tehnică București 1968
14. Hewlett  
Packard 9820 Calculator Operating and Programming  
Instrucțiuni de operare și programare
15. Kals, H.J.J. On Calculation of Stability Charts on the  
Base of the Damping and the Stiffness of  
the Cutting Process  
Report of Production Engineering Laborat.  
Eindhoven University of Technologie 1970
16. Kegg, R.L. Cutting Dynamics in Machine Tool Chatter  
Journal of Engineering for Industry  
Trans. ASME, vol. 87, Series B, nr. 11, 1965
17. Koenigsberger, F.  
și colectiv Dynamisches Verhalten spanender Werkzeug-  
maschinen  
14. Aachener Werkzeugmaschinen-Kolloquium  
Industrie-Anzeiger 93 /1971/ Nr. 69
18. Koenigsberger, F.  
Tlustý, J. Machine Tool Structures  
Pergamon Press Oxford 1970
19. Kudinov, V.A.  
Vorobieva, T.S. Ispîțanie stankov obșcego naznachenîia na  
vibrostoicivosti pri rezanii  
Stanki i instrument nr. 8, 1962
20. Kudinov, V.A. Dinamica mașinilor unelte  
Editura tehnică București 1970
21. Kunkel, H. Untersuchungen über das statische und dy-  
namische Verhalten verschiedener Spindel-  
Lagersysteme  
Dissertation TH Aachen 1966
22. Lemon, J.R.  
Ackermann, P.C. Application of Self-Excited Machine-Tool  
Chatter Theory  
Journal of Engineering for Industry, Trans.  
ASME, Series B, vol. 87, nr. 11, 1965
23. Manley, R.G. Waveform Analysis  
John Wiley & Sons New York, 1948

24. Mendel, T.  
Savii, G.                      Metodă pentru analiza comportării dinamice a structurii unei mașini unelte  
Lucrare susținută la Sesiunea de comunicări tehnico-științifice a Intreprinderii de Strunguri Arad, noiembrie 1974.
25. Mendel, T.  
Savii, G.                      Stand pentru încercarea comportării dinamice a mașinilor unelte  
Lucrare susținută la Sesiunea de comunicări tehnico-științifice a Intreprinderii de Strunguri Arad, noiembrie 1974.
26. Mendel, T.                      Căi spre ameliorarea comportării dinamice a mașinilor  
Lucrare susținută la Simpozionul tehnico-științific a Intr. Unirea Cluj-N, Inst. Politehnic Cluj-N, Inst. Politehnic Iași, aprilie 1977.
27. Mendel, T.                      Tendințe spre optimizarea procesului tehnologic prin aşchiere  
Lucrare susținută la Simpozionul tehnico-științific a Intr. Unirea Cluj-N, Inst. Politehnic Cluj-N, Inst. Politehnic Iași, aprilie 1977.
28. Merchant, M.E.                      Basic Mechanics of the Metal-Cutting Process  
Journal of Applied Mechanics, vol. 11, Trans. ASME, vol. 66, 1944.
29. Merrit, H.E.                      Theory of Self-Excited Machine-tool Chatter  
Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, Series B, vol. 87, nr. 11, 1965.
30. Montanwerke  
Walter GmbH.                      Wendeplattenfräser mit Schneidplatten aus Hartmetall  
Catalog nr. 71/332
31. Moog Inc.                      Type 30 Flow Control Servovalves  
Descriere tehnică, East Aurora, New York.
32. Oppelt, W.                      Tehnica reglării automate  
Editura tehnica București, 1965.
33. Opitz, H.                      Moderne Produktionstechnik, Stand und Tendenzen  
Verlag W. Girardet, Essen, 1970



34. Pavelescu, D.           Concepții noi, calcul și aplicații în  
frecarea și uzura solidelor deformabile  
Editura Academiei RSR 1971.
35. Peters, J.               What Can Vibration Research Contribute  
to Machine Tool Development  
Prod. Eng. Res. Conference ASME Pittsburg  
1963.
36. Peters, J.  
Vanherck, P.  
van Brussel, H.           Die Messung der dynamischen Schnittkraft-  
koeffizienten  
Fertigung 2 / 1972 .
37. Pfeifer, F.              Berührungsloser elektromagnetischer  
Schwingererregger für dynamische Unter-  
suchungen an Werkzeugmaschinen  
Dissertation TH Aachen 1968
38. Piekenbrink, R.         Wechselkräfte und Schwingungen beim  
Fräsvorgang  
Industrie-Anzeiger 77 /1955/ Nr. 62.
39. Polacek, M.  
Slavicek, J.               Messen des dynamischen Schnittkraftkoeffi-  
zienten und Berechnung der Stabilitäts-  
grenze  
Bericht de JUOSO Praha, februarie 1971.
40. Popovici, C.  
Savii, G.  
Killman, V.                Tehnologia construcției de mașini  
Ed. Didactică și Pedagogică, București 1967
41. Potma, T.                Strain Gauges, Theory and Application  
Philips Paperbacks, Eindhoven 1967.
42. Radeș, M.                Metode de rezonanță pentru studiul dina-  
mic al structurilor deformabile  
Studii și cercetări de mecanică aplicată  
nr. 3, Tomul 32, 1973.
43. Radeș, M.                Metode de analiză grafică a răspunsului  
dinamic al sistemelor mecanice  
Studii și cercetări de mecanică aplicată  
nr. 1, Tomul 33, 1974.
44. Rehling, E.              Entwicklung und Anwendung elektrohydrau-  
lischer Wechselkrafteerregger zur Unter-  
suchung von Werkzeugmaschinen  
Dissertation TH Aachen 1965

45. Rešetov, D.N.      Detali i mehanizmi metallorejuscih stan-  
kov  
Izdatelstvo Maşinostroenie, Moskva 1972
46. Rijkov, D.I.      Vibrații pri rezanii metalov i metodî ih  
ustraneniî  
Maşghiz, Moskva, 1961.
47. Roese, H.          Untersuchung der dynamischen Stabilität  
beim Fräsen  
Dissertation TH Aachen, 1967
48. Savant, C.J.      Calculul sistemelor automate  
Editura tehnică Bucureşti, 1967
49. Savii, G.  
Mendel, T.          Principii de încercare și analiză a com-  
portării dinamice a maşinilor de frezat  
Lucrare susținută la a 3-a Sesiune de co-  
municări tehnico-ştiinţifice, jubiliară  
la I.M.Cugir, octombrie 1974.
50. Savii, G.  
Mendel, T.          Unele aspecte ale comportării dinamice a  
maşinilor de frezat cu consolă  
Lucrare susținută la a 3-a Sesiune de co-  
municări tehnico-ştiinţifice, jubiliară  
la I.M. Cugir, octombrie 1974.
51. Savii, G.  
Mendel, T.          Unele considerații asupra factorilor cari  
influențează instabilitatea dinamică a  
maşinilor unelte  
Lucrare susținută la a 3-a Sesiune de co-  
municări tehnico-ştiinţifice, jubiliară  
la I.M. Cugir, octombrie 1974.
52. Savii, G.  
Mendel, T.          Aspecte privind analiza comportării dina-  
mice a maşinii de frezat verticale  
Lucrare susținută la Prima Conferință Na-  
țională de Maşini Unelte Bucureşti, apr.1974
53. Slavicek, J.      The Effect of Irregular Cutter Tooth Pitch  
on Stability of Milling  
Proceedings of the 6th M.T.D.R. Conference  
Manchester, 1965, Pergamon Press Oxford
54. Tobias, S.A.      Machine-Tool Vibration  
John Wiley & Sons, Inc., New York, 1965.
55. Umbach, R.      Ein Beitrag zum Problem der dynamischen

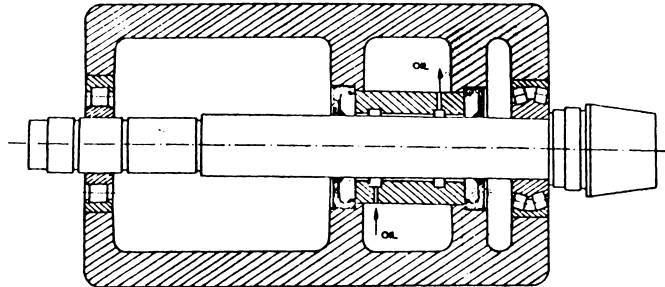
- Versteifung von Werkzeugmaschinen, insbesondere durch gedämpfte Hilfsmassensysteme  
Dissertation TH Aachen 1961
56. University of Manchester, Institute of Science and Technology / UMIST / Specifications and Tests of Metall-Cutting Machine Tools  
Proceedings of the Conference 19th and 20th February 1970  
Revell George Ltd. Manchester
57. Uzina Mecanică Cugir Carte de instrucțiuni  
Mașina de frezat verticală FV 32-132 A  
U.M.C.
58. Vieregge, G. Zerspanung der Eisenwerkstoffe  
Verlag Stahleisen GmbH Düsseldorf 1959
59. Walter Metallbearbeitung I  
Handbuch der Hartmetall-Fräswerkzeuge  
Montanwerke Walter GmbH Tübingen 62/211
60. Weck, M. Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen  
WZL TH Aachen 1971
61. Weck, M. Analyse linearer Systeme mit Hilfe der Spektraldichtemessung und ihre Anwendung bei dynamischen Werkzeugmaschinenuntersuchungen unter Arbeitsbedingungen  
Dissertation TH Aachen 1969
62. Werntze, G. Dynamische Schnittkraftkoeffizienten Bestimmung mit Hilfe des Digitalrechners und Berücksichtigung im mathematischen Modell zur Stabilitätsanalyse  
Dissertation TH Aachen 1973
63. Zorev, N.N. Voprosi mehaniki proçessa rezaniia metallov  
Maşghiz, Moskva , 1956



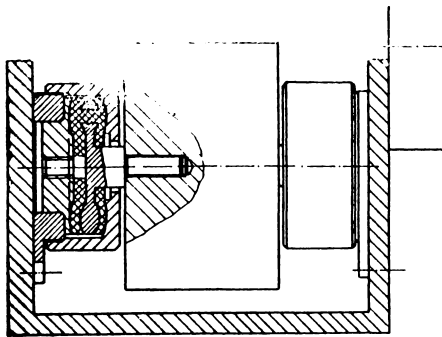
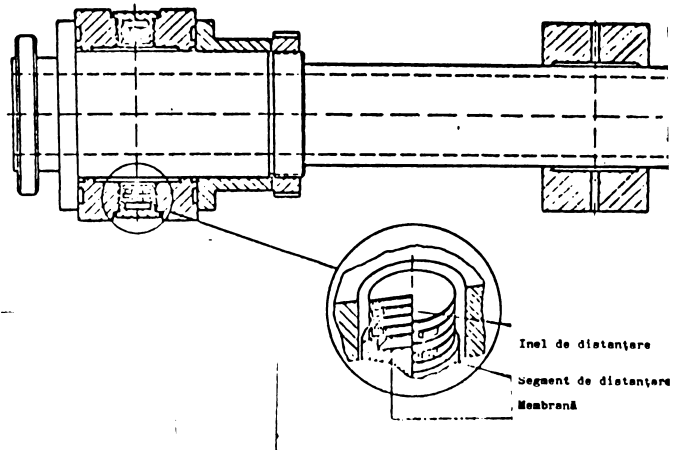
A 1 Plăcuță din carburi metalice P 20 deteriorată în timpul pierderii stabilității.  $w_{lim} = 8 \text{ mm.}$  / mărire 25 x / .

INSTITUTUL POLITEHNIC  
TIMIȘOARA  
BIBLIOTECA CENTRALĂ

A 6 Amortizor relativ viscos, aplicat la un arbore principal. Peters [35]

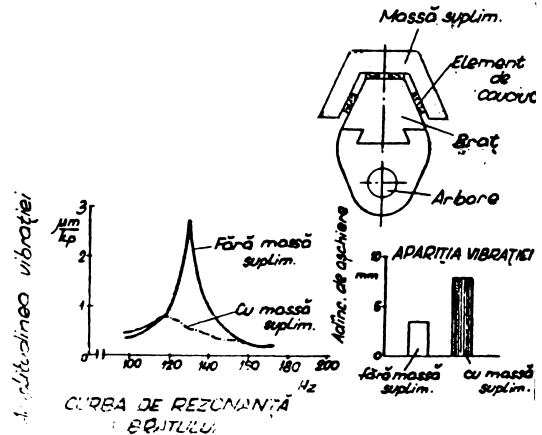


A 7 Lagăr hidrostatic, prevăzut cu elemente scumulative cu membrană pentru diminuarea rigidității pernei de ulei. Böttcher [5]

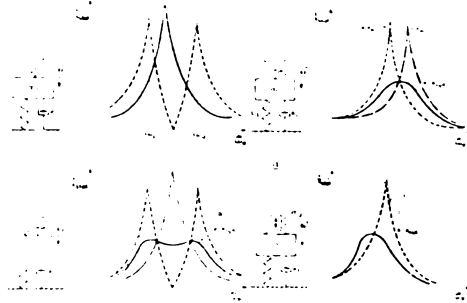
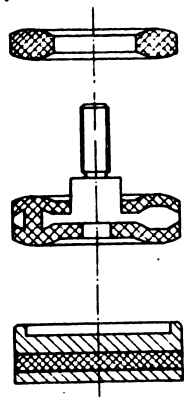


Sisteme cu mase suplimentare amortizate.

A 9 Koenigsberger, Flusty [18]



A 8 Peters [35]



A 10 Tipuri diferite de elemente amortizoare din materiale termoplastice [18]

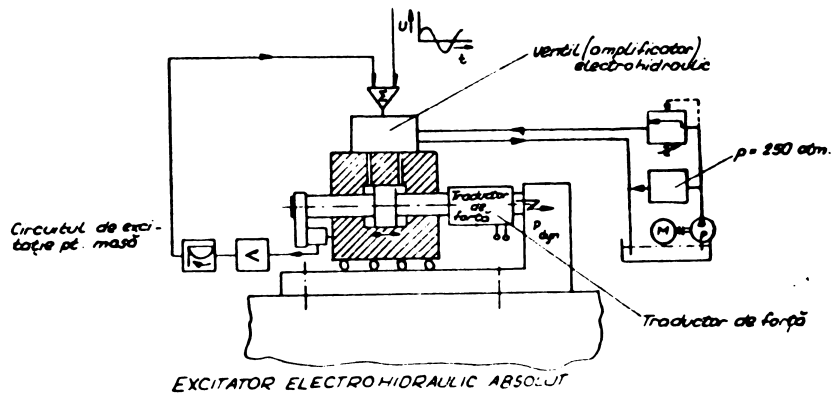
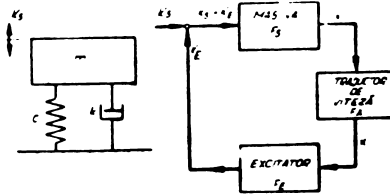
A 11 Absorbitoare și amortizoare cu masă auxiliară./ pasive /

- a. Absorbitor de vibrații
- b. Amortizorul Lanchester
- c. Masă auxiliară amortizată
- d. Amortizor cu impact

A 12 Modelul și schema bloc a amortizorului activ

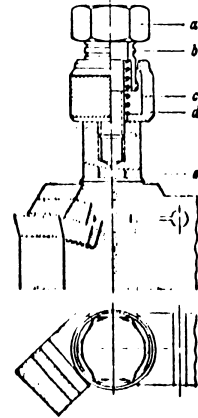
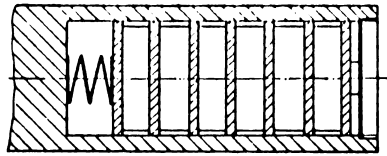
A 13 Schema unui excitator utilizat la amortizare activă.

Beckenbauer [2]



A 14 Amortizor cu impact pentru cuțite de strung.  
Kfjkov [46] : a. șurub, b. bușă, c. arc,  
d. masa de impact, e. suportul amortizorului

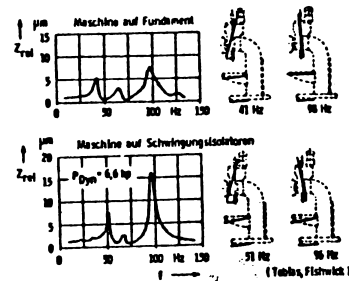
A 15 Amortizor cu impact și frecare uscată pentru  
bare de găurit. Kearney și Trecker Co [18]



A 16 Influența modului de de fixare pe  
fundatie, asupra comportarii dina-  
mice, in cazul unei mașini de gă-  
urit cu montant :

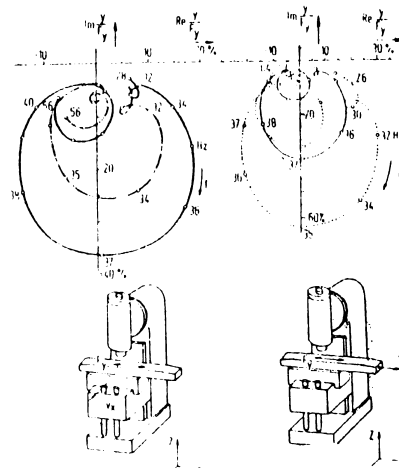
sus : mașina fixată pe fundatie  
jos : mașina așezată pe elemente  
vibroizolante

Tobias, Fishwick [12]



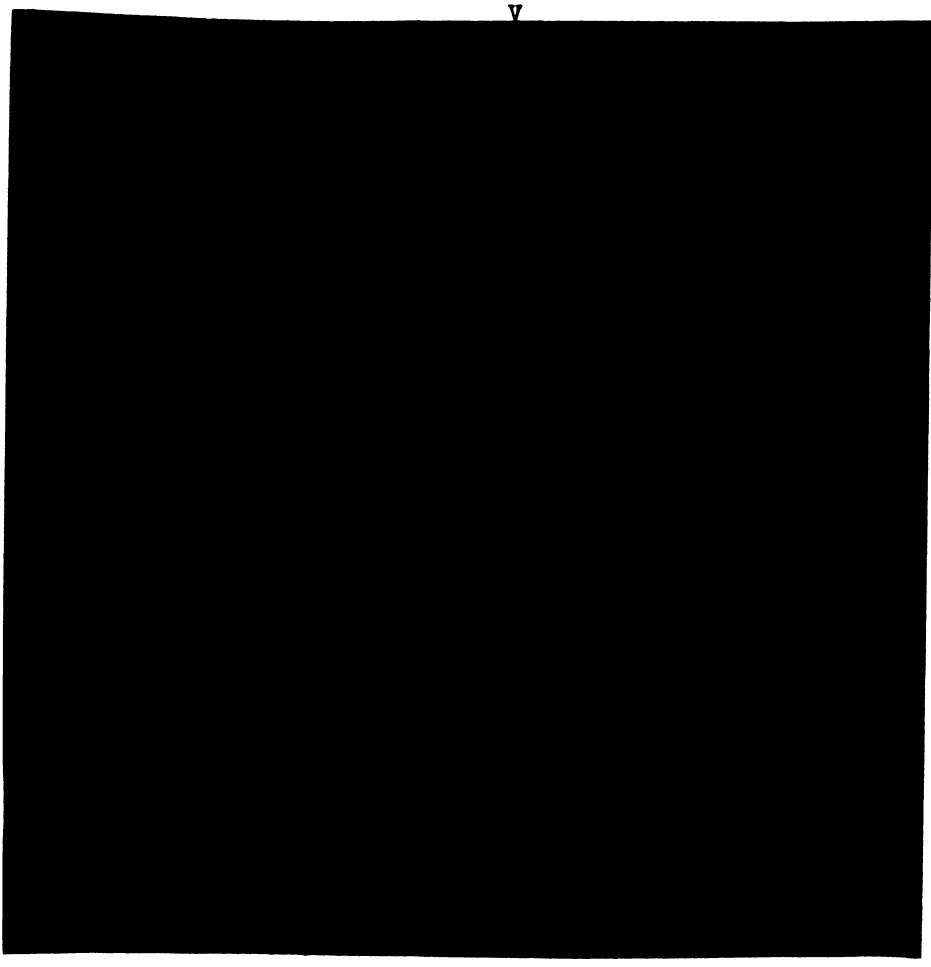
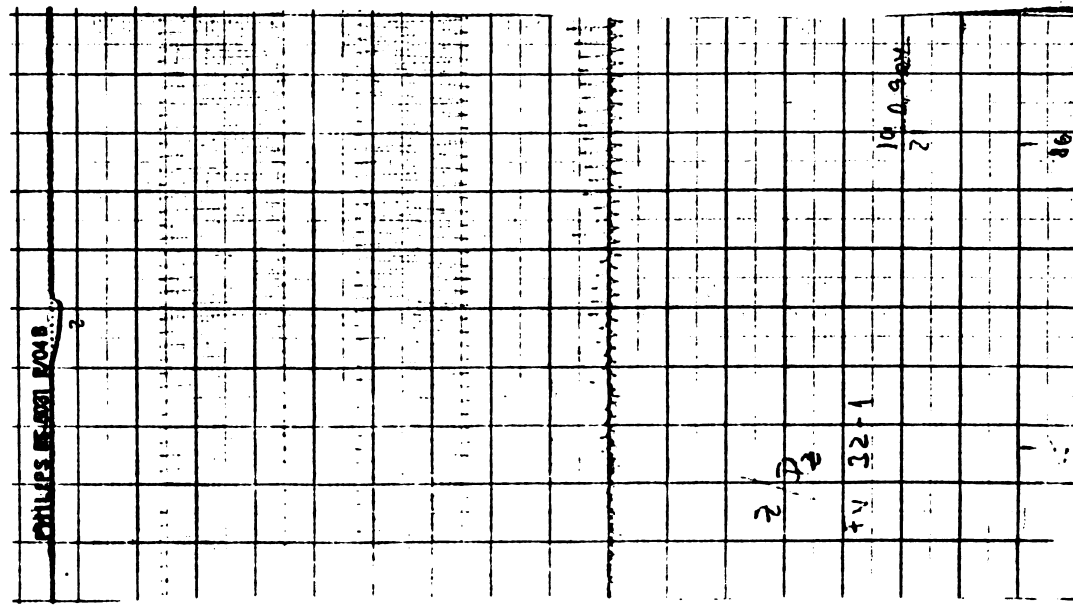
A 17 Cedarea dinamică des-  
crește odata cu creș-  
terea vitezei de avans  
dacă direcția vibra-  
țiilor este perpendi-  
culara pe aceea a a-  
vansului și invers :

A 18 Cedarea dinamica crește  
împreuna cu viteza de  
avans dacă direcția  
vibrațiilor coincide  
cu aceea a avansului.  
M. Weck [60], [61]



A 17

A 18



V

A 33

1000



| F P | Q88 | Q1   | Q2     | Q3    | Q4  | Q5    | Q6     | Q7         | Q8         | Q9         | Q10   | Q11    | Q12   | Q13        | Q14   | Q15   | Q16   | Q17   | Q18   | Q19   | Q20   |       |       |     |
|-----|-----|------|--------|-------|-----|-------|--------|------------|------------|------------|-------|--------|-------|------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|
| 42  | 1   | .255 | -19.0  | 0.000 | 0.0 | .017  | -61.0  | .055-190.0 | .064-212.0 | .042-189.0 | 0.000 | 0.0    | 0.000 | 0.0        | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   |       |     |
| 44  | 2   | .262 | -16.0  | 0.000 | 0.0 | 0.000 | 0.0    | .055-198.0 | .065-206.0 | 0.000      | 0.0   | 0.000  | 0.0   | 0.000      | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   |     |
| 46  | 3   | .275 | -24.8  | 0.000 | 0.0 | 0.000 | 0.0    | .055-224.0 | .068-191.0 | .058-224.0 | 0.000 | 0.0    | 0.000 | 0.0        | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 |     |
| 48  | 4   | .320 | -26.0  | 0.000 | 0.0 | 0.000 | 0.0    | .067-216.0 | .067-198.0 | 0.000      | 0.0   | 0.000  | 0.0   | 0.000      | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   |     |
| 50  | 5   | .350 | -23.0  | 0.000 | 0.0 | 0.000 | 0.0    | .071-216.0 | .066-189.0 | .042-189.0 | 0.000 | 0.0    | 0.000 | 0.0        | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 |     |
| 32  | 6   | .390 | -19.0  | 0.000 | 0.0 | 0.000 | 0.0    | .083-197.0 | .067-187.0 | 0.000      | 0.0   | 0.000  | 0.0   | .072-350.0 | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 34  | 7   | .425 | -40.0  | 0.000 | 0.0 | 0.000 | 0.0    | .099-233.0 | .069-204.0 | .045-194.0 | 0.000 | 0.0    | 0.000 | .080-343.0 | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 36  | 8   | .455 | -45.4  | 0.000 | 0.0 | 0.000 | 0.0    | .115-252.0 | .073-202.0 | .050-192.0 | 0.085 | 0.0    | 0.033 | 0.0        | 0.033 | -71.0 | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 38  | 9   | .480 | -73.0  | 0.000 | 0.0 | 0.000 | 0.0    | .122-271.0 | .072-198.0 | .051-198.0 | 0.090 | -10.5  | 0.036 | -73.0      | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 50  | 10  | .435 | -106.5 | 0.000 | 0.0 | 0.024 | -64.7  | .106-302.0 | .071-194.0 | .054-206.0 | 0.094 | -43.0  | 0.038 | -65.0      | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 52  | 11  | .375 | -117.0 | 0.000 | 0.0 | 0.054 | -72.5  | .086-313.0 | .079-212.0 | .062-212.0 | 0.083 | -55.0  | 0.034 | -78.0      | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 54  | 12  | .225 | -138.5 | 0.000 | 0.0 | 0.064 | -80.5  | .078-325.0 | .081-208.0 | .071-219.0 | 0.073 | -69.0  | 0.035 | -46.0      | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 56  | 13  | .156 | -131.0 | 0.000 | 0.0 | 0.075 | -85.0  | .073-333.0 | .090-214.0 | .069-214.0 | 0.062 | -59.0  | 0.042 | -83.5      | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 58  | 14  | .125 | -122.5 | 0.000 | 0.0 | 0.040 | -123.0 | .060-343.0 | .102-208.0 | .064-221.0 | 0.066 | -73.0  | 0.047 | -61.0      | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 70  | 15  | .104 | -120.0 | 0.000 | 0.0 | 0.073 | -139.0 | .057-348.0 | .116-215.0 | .065-227.0 | 0.059 | -76.0  | 0.050 | -76.0      | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 72  | 16  | .096 | -104.0 | 0.000 | 0.0 | 0.068 | -156.0 | .050       | 0.0        | .063-220.0 | 0.057 | -39.0  | 0.055 | -39.0      | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 74  | 17  | .100 | -93.3  | 0.000 | 0.0 | 0.097 | -173.0 | .055       | 0.0        | .125-213.0 | 0.049 | -40.0  | 0.060 | -53.0      | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 76  | 18  | .110 | -68.5  | 0.000 | 0.0 | 0.050 | -206.0 | .062       | -27.0      | .134-232.0 | 0.055 | 0.0    | 0.064 | -68.5      | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 78  | 19  | .150 | -70.4  | 0.000 | 0.0 | 0.043 | -218.0 | .080       | -70.0      | .143-239.0 | 0.076 | -211.0 | 0.068 | -84.5      | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |
| 30  | 20  | .183 | -72.0  | 0.000 | 0.0 | 0.036 | -245.0 | .094       | -86.0      | .134-274.0 | 0.081 | -230.0 | 0.066 | -101.0     | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0   | 0.000 | 0.0 |

VII

Spillover 0

Spillover 90

Table with columns f, Az/s, Az/s, A/s, Tau, F1 for Spillover 0. Contains 120 rows of numerical data.

Table with columns f, Az/s, Az/s, A/s, Tau, F1 for Spillover 90. Contains 120 rows of numerical data.

Spillover 180

Table with columns f, Az/s, Az/s, A/s, Tau, F1 for Spillover 180. Contains 120 rows of numerical data.

VIII

Epsilon=770

| f   | Acr/s        | Aol/s       | A/s         | Tan          | f1       | f   | Acr/s       | Aol/s       | A/s        | Tan         | f1      |
|-----|--------------|-------------|-------------|--------------|----------|-----|-------------|-------------|------------|-------------|---------|
| 42  | -0.1695061   | -0.01755497 | -0.17557386 | -2.207174734 | -167.572 | 42  | 0.12690110  | -0.011157   | 0.16464366 | -3.8486825  | -28.477 |
| 44  | -0.17565495  | -0.01797254 | -0.17620980 | -0.79545199  | -175.452 | 44  | 0.111516910 | -0.0046448  | 0.12717538 | -4.74718281 | -25.361 |
| 46  | -0.1760902   | -0.01791907 | -0.17632091 | -1.02150885  | -174.167 | 46  | 0.10575131  | -0.00446847 | 0.11950978 | -4.89197550 | -23.721 |
| 50  | -0.22707073  | -0.0210963  | -0.2011138  | -0.99153475  | -174.364 | 50  | 0.11926444  | -0.00419298 | 0.12615488 | -4.5139149  | -19.364 |
| 52  | -0.24782794  | -0.02191396 | -0.23951179 | -0.86072425  | -175.194 | 52  | 0.11350614  | -0.00324660 | 0.13667190 | -4.21904106 | -12.355 |
| 54  | -0.27175102  | -0.02187102 | -0.24840181 | -0.65429449  | -176.056 | 54  | 0.10831300  | -0.00215678 | 0.14877253 | -4.02744641 | -7.155  |
| 56  | -0.29101025  | -0.02180125 | -0.25140109 | -0.48161159  | -177.572 | 56  | 0.10618821  | -0.00203077 | 0.15666369 | -4.27544025 | -5.126  |
| 60  | -0.40183095  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.28484767  | -182.700 | 60  | 0.10287208  | -0.00179259 | 0.17039623 | -4.13434604 | -3.126  |
| 62  | -0.42931466  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.199221980 | -186.049 | 62  | 0.098807748 | -0.00157195 | 0.18107330 | -4.0111392  | -2.027  |
| 64  | -0.45184444  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.14938595  | -188.378 | 64  | 0.09429831  | -0.00132950 | 0.19253264 | -3.90991066 | -1.526  |
| 66  | -0.47438380  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.112066231 | -190.446 | 66  | 0.09005977  | -0.00106542 | 0.20480410 | -3.82612561 | -0.995  |
| 70  | -0.52918462  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.08187671  | -192.177 | 70  | 0.08624687  | -0.00081603 | 0.21801586 | -3.76091064 | -0.474  |
| 72  | -0.54544495  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.06465365  | -194.760 | 72  | 0.08282514  | -0.00058208 | 0.23204100 | -3.70187010 | -0.277  |
| 74  | -0.56000751  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.05489578  | -197.062 | 74  | 0.07972009  | -0.00038789 | 0.24680457 | -3.64829836 | -0.101  |
| 76  | -0.57321591  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.05151554  | -199.134 | 76  | 0.07690959  | -0.00025999 | 0.26230955 | -3.60006411 | -0.026  |
| 80  | -0.61201311  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.048070492 | -201.208 | 80  | 0.07446464  | -0.00018068 | 0.27854282 | -3.56627136 | -0.013  |
| 82  | -0.62714665  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.04531581  | -203.074 | 82  | 0.07229840  | -0.00012601 | 0.29549375 | -3.54297400 | -0.007  |
| 84  | -0.639512856 | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.04313181  | -204.629 | 84  | 0.07036242  | -0.00008601 | 0.31316601 | -3.52907400 | -0.005  |
| 86  | -0.64987811  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.04141145  | -205.914 | 86  | 0.06853769  | -0.00005695 | 0.33155949 | -3.52459400 | -0.004  |
| 88  | -0.65782107  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.04012487  | -206.979 | 88  | 0.06680508  | -0.00003595 | 0.35068400 | -3.52937400 | -0.003  |
| 92  | -0.68145813  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03925487  | -207.879 | 92  | 0.06515634  | -0.00002299 | 0.37055900 | -3.54297400 | -0.002  |
| 94  | -0.68724898  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03872487  | -208.508 | 94  | 0.06358464  | -0.00001500 | 0.39119400 | -3.56429800 | -0.001  |
| 96  | -0.69165188  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03842487  | -208.904 | 96  | 0.06208464  | -0.00000900 | 0.41259900 | -3.59237400 | -0.001  |
| 100 | -0.70615468  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03825487  | -209.134 | 100 | 0.06064964  | -0.00000500 | 0.43469400 | -3.62609800 | -0.001  |
| 102 | -0.71842529  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03818464  | -209.228 | 102 | 0.05927464  | -0.00000300 | 0.45749900 | -3.66429800 | -0.001  |
| 104 | -0.72859484  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03818464  | -209.228 | 104 | 0.05795464  | -0.00000200 | 0.48099400 | -3.70609800 | -0.001  |
| 106 | -0.73687548  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03818464  | -209.228 | 106 | 0.05668464  | -0.00000150 | 0.50519900 | -3.75149800 | -0.001  |
| 108 | -0.74351285  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03818464  | -209.228 | 108 | 0.05546464  | -0.00000100 | 0.53019400 | -3.80009800 | -0.001  |
| 110 | -0.74887811  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03818464  | -209.228 | 110 | 0.05429464  | -0.00000070 | 0.55589900 | -3.85149800 | -0.001  |
| 112 | -0.75321591  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03818464  | -209.228 | 112 | 0.05316464  | -0.00000050 | 0.58229400 | -3.90449800 | -0.001  |
| 114 | -0.75675102  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03818464  | -209.228 | 114 | 0.05207464  | -0.00000030 | 0.60929900 | -3.95899800 | -0.001  |
| 116 | -0.75965188  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03818464  | -209.228 | 116 | 0.05102464  | -0.00000020 | 0.63689400 | -4.01499800 | -0.001  |
| 118 | -0.76191775  | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03818464  | -209.228 | 118 | 0.05001464  | -0.00000010 | 0.66509900 | -4.07249800 | -0.001  |
| 120 | -0.7635692   | -0.02175102 | -0.27175102 | -0.03818464  | -209.228 | 120 | 0.04904464  | -0.00000005 | 0.69389400 | -4.13149800 | -0.001  |

Epsilon=210

| f   | Acr/s        | Aol/s        | A/s          | Tan          | f1       | f   | Acr/s       | Aol/s        | A/s         | Tan          | f1      |
|-----|--------------|--------------|--------------|--------------|----------|-----|-------------|--------------|-------------|--------------|---------|
| 42  | -0.1518935   | -0.00619363  | -0.15980069  | -1.86541554  | -169.432 | 42  | 0.10196188  | -0.00070175  | 0.16198185  | -2.60058625  | -15.006 |
| 44  | -0.160481780 | -0.006251780 | -0.160481780 | -1.11001860  | -173.210 | 44  | 0.09826679  | -0.000490377 | 0.09966999  | -1.52142208  | -8.651  |
| 46  | -0.169210131 | -0.006190780 | -0.169210131 | -0.40851150  | -173.220 | 46  | 0.095160145 | -0.000346145 | 0.095160145 | -1.29133912  | -11.167 |
| 48  | -0.178207082 | -0.006142876 | -0.178207082 | -0.099138914 | -174.338 | 48  | 0.092477809 | -0.000259774 | 0.092477809 | -1.094519033 | -15.400 |
| 50  | -0.187317640 | -0.006181740 | -0.187317640 | -0.044818714 | -174.338 | 50  | 0.090136908 | -0.000196308 | 0.090136908 | -0.92702352  | -4.779  |
| 52  | -0.19642073  | -0.006208286 | -0.19642073  | -0.01494317  | -177.052 | 52  | 0.088095280 | -0.000149216 | 0.088095280 | -0.78192116  | -8.239  |
| 54  | -0.20552382  | -0.00625444  | -0.20552382  | -0.00545444  | -182.692 | 54  | 0.086250280 | -0.000112650 | 0.086250280 | -0.64919216  | -11.531 |
| 56  | -0.21462691  | -0.00631111  | -0.21462691  | -0.00340001  | -189.402 | 56  | 0.084599580 | -0.000084652 | 0.084599580 | -0.52864032  | -8.859  |
| 58  | -0.22373000  | -0.00637888  | -0.22373000  | -0.00213510  | -199.882 | 58  | 0.083134580 | -0.000061920 | 0.083134580 | -0.41727512  | -15.229 |
| 60  | -0.23283309  | -0.00644665  | -0.23283309  | -0.00151800  | -204.142 | 60  | 0.081844580 | -0.000045624 | 0.081844580 | -0.31294400  | -15.848 |
| 62  | -0.24193618  | -0.00651442  | -0.24193618  | -0.00109353  | -208.402 | 62  | 0.080619580 | -0.000032624 | 0.080619580 | -0.22297516  | -15.848 |
| 64  | -0.25103927  | -0.00658219  | -0.25103927  | -0.00081150  | -212.662 | 64  | 0.079454580 | -0.000022624 | 0.079454580 | -0.14448116  | -15.848 |
| 66  | -0.26014236  | -0.00664996  | -0.26014236  | -0.00061150  | -216.922 | 66  | 0.078349580 | -0.000015624 | 0.078349580 | -0.07642316  | -15.848 |
| 68  | -0.26924545  | -0.00671773  | -0.26924545  | -0.00046150  | -221.182 | 68  | 0.077294580 | -0.000010624 | 0.077294580 | -0.01846516  | -15.848 |
| 70  | -0.27834854  | -0.00678550  | -0.27834854  | -0.00034150  | -225.442 | 70  | 0.076289580 | -0.000007624 | 0.076289580 | 0.01846516   | -15.848 |
| 72  | -0.28745163  | -0.00685327  | -0.28745163  | -0.00025150  | -229.702 | 72  | 0.075334580 | -0.000005624 | 0.075334580 | 0.05041116   | -15.848 |
| 74  | -0.29655472  | -0.00692104  | -0.29655472  | -0.00018150  | -233.962 | 74  | 0.074429580 | -0.000004124 | 0.074429580 | 0.08235716   | -15.848 |
| 76  | -0.30565781  | -0.00698881  | -0.30565781  | -0.00013150  | -238.222 | 76  | 0.073574580 | -0.000003124 | 0.073574580 | 0.11430316   | -15.848 |
| 78  | -0.31476090  | -0.00705658  | -0.31476090  | -0.00009150  | -242.482 | 78  | 0.072769580 | -0.000002424 | 0.072769580 | 0.14624916   | -15.848 |
| 80  | -0.32386399  | -0.00712435  | -0.32386399  | -0.00006150  | -246.742 | 80  | 0.072014580 | -0.000001924 | 0.072014580 | 0.17819516   | -15.848 |
| 82  | -0.33296708  | -0.00719212  | -0.33296708  | -0.00003815  | -251.002 | 82  | 0.071309580 | -0.000001524 | 0.071309580 | 0.21014116   | -15.848 |
| 84  | -0.34207017  | -0.00725989  | -0.34207017  | -0.00002515  | -255.262 | 84  | 0.070654580 | -0.000001224 | 0.070654580 | 0.24208716   | -15.848 |
| 86  | -0.35117326  | -0.00732766  | -0.35117326  | -0.00001715  | -259.522 | 86  | 0.070049580 | -0.000000924 | 0.070049580 | 0.27403316   | -15.848 |
| 88  | -0.36027635  | -0.00739543  | -0.36027635  | -0.00001115  | -263.782 | 88  | 0.069494580 | -0.000000724 | 0.069494580 | 0.30597916   | -15.848 |
| 90  | -0.36937944  | -0.00746320  | -0.36937944  | -0.00000715  | -268.042 | 90  | 0.068989580 | -0.000000524 | 0.068989580 | 0.33792516   | -15.848 |
| 92  | -0.37848253  | -0.00753097  | -0.37848253  | -0.00000465  | -272.302 | 92  | 0.068534580 | -0.000000374 | 0.068534580 | 0.37087116   | -15.848 |
| 94  | -0.38758562  | -0.00759874  | -0.38758562  | -0.00000315  | -276.562 | 94  | 0.068129580 | -0.000000274 | 0.068129580 | 0.40381716   | -15.848 |
| 96  | -0.39668871  | -0.00766651  | -0.39668871  | -0.00000215  | -280.822 | 96  | 0.067774580 | -0.000000194 | 0.067774580 | 0.43676316   | -15.848 |
| 98  | -0.40579180  | -0.00773428  | -0.40579180  | -0.00000145  | -285.082 | 98  | 0.067469580 | -0.000000134 | 0.067469580 | 0.46970916   | -15.848 |
| 100 | -0.41489489  | -0.00780205  | -0.41489489  | -0.00000095  | -289.342 | 100 | 0.067214580 | -0.000000094 | 0.067214580 | 0.50265516   | -15.848 |
| 102 | -0.42399798  | -0.00786982  | -0.42399798  | -0.00000065  | -293.602 | 102 | 0.067009580 | -0.000000064 | 0.067009580 | 0.53560116   | -15.848 |
| 104 | -0.43310107  | -0.00793759  | -0.43310107  | -0.00000045  | -297.862 | 104 | 0.066854580 | -0.000000044 | 0.066854580 | 0.56854716   | -15.848 |
| 106 | -0.44220416  | -0.00800536  | -0.44220416  | -0.00000035  | -302.122 | 106 | 0.066749580 | -0.000000034 | 0.066749580 | 0.60149316   | -15.848 |
| 108 | -0.45130725  | -0.00807313  | -0.45130725  | -0.00000025  |          |     |             |              |             |              |         |





XI

Epsilon = 100

| f   | To  | Act/s        | Act/a        | ACT         | va          | m=0     | m=1    | m=2    | m=3    | m=4    | m=5    | m=6    | m=7   |
|-----|-----|--------------|--------------|-------------|-------------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|
| 42  | 42  | -0.018950841 | -0.03755497  | 1.8770460   | 86.124584   | 4428.5  | 1406.1 | 990.9  | 706.1  | 551.5  | 452.5  | 361.6  | 332.9 |
| 44  | 44  | -0.017854895 | -0.03738754  | 1.850174588 | 94.882991   | 5026.0  | 1730.8 | 1045.4 | 748.9  | 583.4  | 477.8  | 404.6  | 350.8 |
| 46  | 46  | -0.017400502 | -0.03739207  | 1.87294112  | 94.494268   | 5184.0  | 1801.1 | 1089.9 | 781.3  | 608.9  | 498.9  | 422.5  | 366.4 |
| 48  | 48  | -0.020210901 | -0.03721138  | 1.885664173 | 82.463742   | 5431.9  | 1882.1 | 1136.1 | 815.8  | 635.7  | 520.8  | 441.0  | 382.5 |
| 50  | 50  | -0.02170797  | -0.03718196  | 1.854671108 | 71.193164   | 5695.9  | 1965.0 | 1187.3 | 850.1  | 670.7  | 545.3  | 476.7  | 415.0 |
| 52  | 52  | -0.02182796  | -0.03716108  | 1.825661657 | 67.250955   | 6029.4  | 2056.1 | 1239.3 | 887.0  | 690.7  | 562.8  | 499.7  | 438.6 |
| 54  | 54  | -0.021901025 | -0.03714495  | 1.71789371  | 76.099959   | 5925.2  | 2096.4 | 1272.2 | 915.5  | 712.6  | 584.1  | 516.9  | 459.3 |
| 56  | 56  | -0.021715102 | -0.03702581  | 1.79367226  | 75.153468   | 5885.0  | 2136.8 | 1306.9 | 940.9  | 739.1  | 603.1  | 531.3  | 474.8 |
| 58  | 58  | -0.009234544 | -0.03553743  | 2.110647544 | 180.485613  | 5179.8  | 2081.5 | 1302.5 | 947.8  | 744.9  | 615.6  | 521.4  | 453.6 |
| 60  | 60  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 62  | 62  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 64  | 64  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 66  | 66  | -0.00454887  | -0.03025631  | 2.85127186  | 105.530849  | 4495.5  | 2138.8 | 1403.2 | 1044.1 | 811.4  | 690.6  | 590.7  | 516.0 |
| 70  | 70  | -0.008397462 | -0.02067136  | 2.53627484  | 199.417823  | 5201.7  | 2323.7 | 1496.0 | 1103.1 | 873.6  | 723.2  | 617.0  | 537.9 |
| 72  | 72  | -0.018444495 | -0.02075182  | 2.189848282 | 114.530280  | 6208.9  | 2547.5 | 1602.5 | 1168.9 | 920.0  | 758.5  | 645.2  | 561.3 |
| 74  | 74  | -0.019028751 | -0.00440655  | 1.916245362 | 87.479010   | 7379.2  | 2757.8 | 1701.2 | 1229.8 | 963.1  | 791.4  | 671.7  | 585.4 |
| 76  | 76  | -0.024271553 | -0.03975977  | 1.72098038  | 61.439975   | 8324.0  | 2946.1 | 1709.8 | 1285.9 | 1002.7 | 821.9  | 696.4  | 606.1 |
| 78  | 78  | -0.011201511 | -0.009708224 | 2.284908492 | 148.792106  | 6434.7  | 2709.4 | 1714.0 | 1255.6 | 990.0  | 817.1  | 695.7  | 605.6 |
| 80  | 80  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 82  | 82  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 84  | 84  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 86  | 86  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 88  | 88  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 90  | 90  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 92  | 92  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 94  | 94  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 96  | 96  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 98  | 98  |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 100 | 100 |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 102 | 102 |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 104 | 104 |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 106 | 106 |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 108 | 108 |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 110 | 110 |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 112 | 112 |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 114 | 114 |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 116 | 116 |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 118 | 118 |              |              |             |             |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 120 | 120 | -0.00480175  | -0.00040655  | 1.655261404 | 3470.957630 | 13665.2 | 4715.5 | 2849.4 | 2041.5 | 1590.5 | 1302.7 | 1103.1 | 956.4 |

Epsilon = 210

| f   | To  | Act/s        | Act/a        | ACT         | va         | m=0     | m=1    | m=2    | m=3    | m=4    | m=5    | m=6    | m=7   |
|-----|-----|--------------|--------------|-------------|------------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|
| 42  | 42  | -0.035699315 | -0.04597963  | 1.275218221 | 47.120999  | 4510.4  | 1616.7 | 964.9  | 708.1  | 552.8  | 453.3  | 364.2  | 333.4 |
| 44  | 44  | -0.03085834  | -0.04531780  | 1.689312239 | 43.792193  | 4909.6  | 1716.8 | 1040.3 | 744.2  | 581.8  | 476.7  | 403.8  | 350.2 |
| 46  | 46  | -0.03232131  | -0.01904780  | 1.819309751 | 42.482185  | 5354.6  | 1821.3 | 1097.2 | 789.1  | 611.2  | 500.4  | 423.6  | 367.2 |
| 48  | 48  | -0.044027081 | -0.04364797  | 1.646812367 | 37.857468  | 5479.1  | 1880.6 | 1171.7 | 835.5  | 635.6  | 520.7  | 440.9  | 382.4 |
| 50  | 50  | -0.048730745 | -0.02823740  | 1.670722337 | 34.201544  | 5779.5  | 1974.9 | 1190.9 | 852.5  | 663.9  | 543.6  | 460.2  | 399.0 |
| 52  | 52  | -0.051428073 | -0.02548286  | 1.62248828  | 32.497011  | 6042.1  | 2057.5 | 1236.9 | 887.3  | 690.8  | 565.4  | 479.8  | 415.1 |
| 54  | 54  | -0.04827255  | -0.06393444  | 1.709454247 | 36.368460  | 5994.4  | 2098.3 | 1273.5 | 914.2  | 713.0  | 586.4  | 495.1  | 429.5 |
| 56  | 56  | -0.048017703 | -0.08086191  | 1.75183924  | 34.708421  | 6044.3  | 2157.0 | 1313.7 | 944.6  | 737.2  | 606.6  | 515.4  | 444.6 |
| 58  | 58  | -0.02290815  | -0.08370321  | 1.82197058  | 72.936864  | 5688.4  | 2159.1 | 1312.4 | 963.5  | 754.6  | 620.1  | 524.3  | 457.2 |
| 60  | 60  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 62  | 62  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 64  | 64  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 66  | 66  | -0.007317248 | -0.019291989 | 2.779046468 | 227.772326 | 4612.2  | 2164.9 | 1414.4 | 1090.3 | 835.3  | 693.3  | 592.6  | 517.5 |
| 70  | 70  | -0.011551507 | -0.01363148  | 2.432447074 | 144.281320 | 5424.4  | 2367.2 | 1515.9 | 1112.8 | 879.7  | 721.4  | 620.0  | 540.2 |
| 72  | 72  | -0.01814802  | -0.01744877  | 2.351841951 | 83.032838  | 5700.4  | 2470.5 | 1571.3 | 1152.4 | 909.2  | 751.5  | 640.1  | 571.3 |
| 74  | 74  | -0.024878030 | -0.016974063 | 2.169575554 | 66.998902  | 6429.2  | 2626.3 | 1650.2 | 1201.1 | 944.6  | 780.2  | 663.6  | 575.7 |
| 76  | 76  | -0.018134272 | -0.019549071 | 2.08510916  | 48.230801  | 6845.8  | 2740.1 | 1711.6 | 1244.6 | 977.7  | 809.1  | 684.3  | 595.0 |
| 78  | 78  | -0.01851944  | -0.01919299  | 2.689822457 | 89.914800  | 5466.0  | 2521.3 | 1638.5 | 1213.4 | 963.7  | 799.2  | 682.6  | 595.7 |
| 80  | 80  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 82  | 82  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 84  | 84  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 86  | 86  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 88  | 88  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 90  | 90  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 92  | 92  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 94  | 94  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 96  | 96  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 98  | 98  |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 100 | 100 |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 102 | 102 |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 104 | 104 |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 106 | 106 |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 108 | 108 |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 110 | 110 |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 112 | 112 |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 114 | 114 |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 116 | 116 |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 118 | 118 |              |              |             |            |         |        |        |        |        |        |        |       |
| 120 | 120 | -0.00305924  | -0.000755851 | 1.814958884 | 549.345647 | 12462.8 | 4563.5 | 2793.2 | 2012.5 | 1572.8 | 1290.9 | 1094.4 | 950.7 |

Epsilon = 240

| f  | To | Act/s        | Act/a        | ACT         | va          | m=0    | m=1    | m=2    | m=3    | m=4    | m=5   | m=6   | m=7   |
|----|----|--------------|--------------|-------------|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|
| 42 | 42 | -0.013648043 | -0.008789995 | 2.031040992 | 94.132266   | 1897.9 | 1530.5 | 957.2  | 691.1  | 542.3  | 446.1 | 379.1 | 339.6 |
| 44 | 44 | -0.008407324 | -0.007272245 | 1.908181996 | 80.897016   | 4346.4 | 1642.4 | 1072.5 | 751.8  | 573.0  | 470.8 | 399.4 | 347.0 |
| 46 | 46 | -0.021481446 | -0.003819150 | 1.740080745 | 74.200588   | 4983.0 | 1774.2 | 1080.7 | 774.4  | 604.1  | 498.9 | 421.1 | 365.4 |
| 48 | 48 | -0.021778021 | -0.005994680 | 1.808154341 | 67.246477   | 5003.6 | 1827.9 | 1118.2 | 805.5  | 629.4  | 516.5 | 438.0 | 380.2 |
| 50 | 50 | -0.021811622 | -0.01319939  | 1.707178464 | 61.248379   | 5500.0 | 1943.7 | 1189.5 | 844.4  | 640.3  | 541.2 | 456.3 | 397.7 |
| 52 | 52 | -0.021429470 | -0.01433395  | 1.701600982 | 65.540734   | 5780.1 | 2023.8 | 1237.6 | 880.9  | 667.0  | 563.0 | 476.9 | 413.7 |
| 54 | 54 | -0.02141117  | -0.009088079 | 1.940911743 | 71.791392   | 5244.2 | 2002.1 | 1237.7 | 895.4  | 701.4  | 576.1 | 489.6 | 425.3 |
| 56 | 56 | -0.021894713 | -0.01017814  | 1.951902014 | 60.613261   | 5607.9 | 2072.4 | 1281.8 | 921.8  | 727.1  | 597.5 | 509.5 | 440.9 |
| 58 | 58 | -0.013040444 | -0.00949824  | 2.227466870 | 127.805553  | 4919.0 | 2038.1 | 1285.3 | 938.6  | 739.1  | 609.7 | 518.8 | 451.5 |
| 60 | 60 |              |              |             |             |        |        |        |        |        |       |       |       |
| 62 | 62 |              |              |             |             |        |        |        |        |        |       |       |       |
| 64 | 64 | -0.011361177 | -0.019785150 | 3.049648167 | 1466.908129 | 4052.8 | 2002.9 | 1330.2 | 995.7  | 795.4  | 642.5 | 567.6 | 496.4 |
| 66 | 66 | -0.009770745 | -0.016474132 | 2.878996049 | 310.123182  | 4529.2 | 2166.4 | 1408.5 | 1045.9 | 835.5  | 691.4 | 591.7 | 516.4 |
| 70 | 70 | -0.007868134 | -0.01732836  | 2.703370009 | 232.159289  | 4880.4 | 2257.4 | 1484.3 | 1087.9 | 864.1  | 716.7 | 612.2 | 534.3 |
| 72 | 72 | -0.009733438 | -0.022887813 | 2.140889163 | 171.199485  | 4911.4 | 2307.1 | 1503.9 | 1115.4 | 884.4  | 735.6 | 628.6 | 548.7 |
| 74 | 74 | -0.012812168 | -0.02492138  | 2.384998381 | 112.730400  | 5381.9 | 2479.1 | 1572.7 | 1147.1 | 920.4  | 762.5 | 650.7 | 581.5 |
| 76 | 76 | -0.011504877 | -0.034388885 | 2.377407304 | 88.800449   | 5557.7 | 2504.8 | 1614.7 | 1193.4 | 946.0  | 783.4 | 668.6 | 595.1 |
| 78 | 78 | -0.02072426  | -0.041151910 | 2.344248111 | 147.809211  | 4991.7 | 2415.9 | 1595.4 | 1188.7 | 947.9  | 788.1 | 674.6 | 599.8 |
| 80 | 80 |              |              |             |             |        |        |        |        |        |       |       |       |
| 82 | 82 |              |              |             |             |        |        |        |        |        |       |       |       |
| 84 | 84 |              |              |             |             |        |        |        |        |        |       |       |       |
| 86 | 86 |              |              |             |             |        |        |        |        |        |       |       |       |
| 90 | 90 |              |              |             |             |        |        |        |        |        |       |       |       |
| 92 | 92 |              |              |             |             |        |        |        |        |        |       |       |       |
| 94 | 94 | -0.000813448 | -0.00040718  | 2.203422149 | 2048.483175 | 4072.4 | 1116.4 | 398.4  | 1574.2 | 1199.9 | 999.4 | 841.7 | 712.4 |
| 96 | 96 |              |              |             |             |        |        |        |        |        |       |       |       |

XII

Explosion - 70

| f   | fo | Aor/s | Aol/s | AOT | vs | n=0 | n=1 | n=2 | n=3 | n=4 | n=5 | n=6 | n=7 |
|-----|----|-------|-------|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 42  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 44  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 46  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 50  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 52  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 54  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 56  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 58  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 60  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 62  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 64  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 66  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 68  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 70  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 72  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 74  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 76  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 78  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 80  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 82  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 84  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 86  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 88  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 90  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 92  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 94  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 96  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 98  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 100 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 102 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 104 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 106 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 108 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 110 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 112 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 114 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 116 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 118 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 120 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |

Explosion - 300

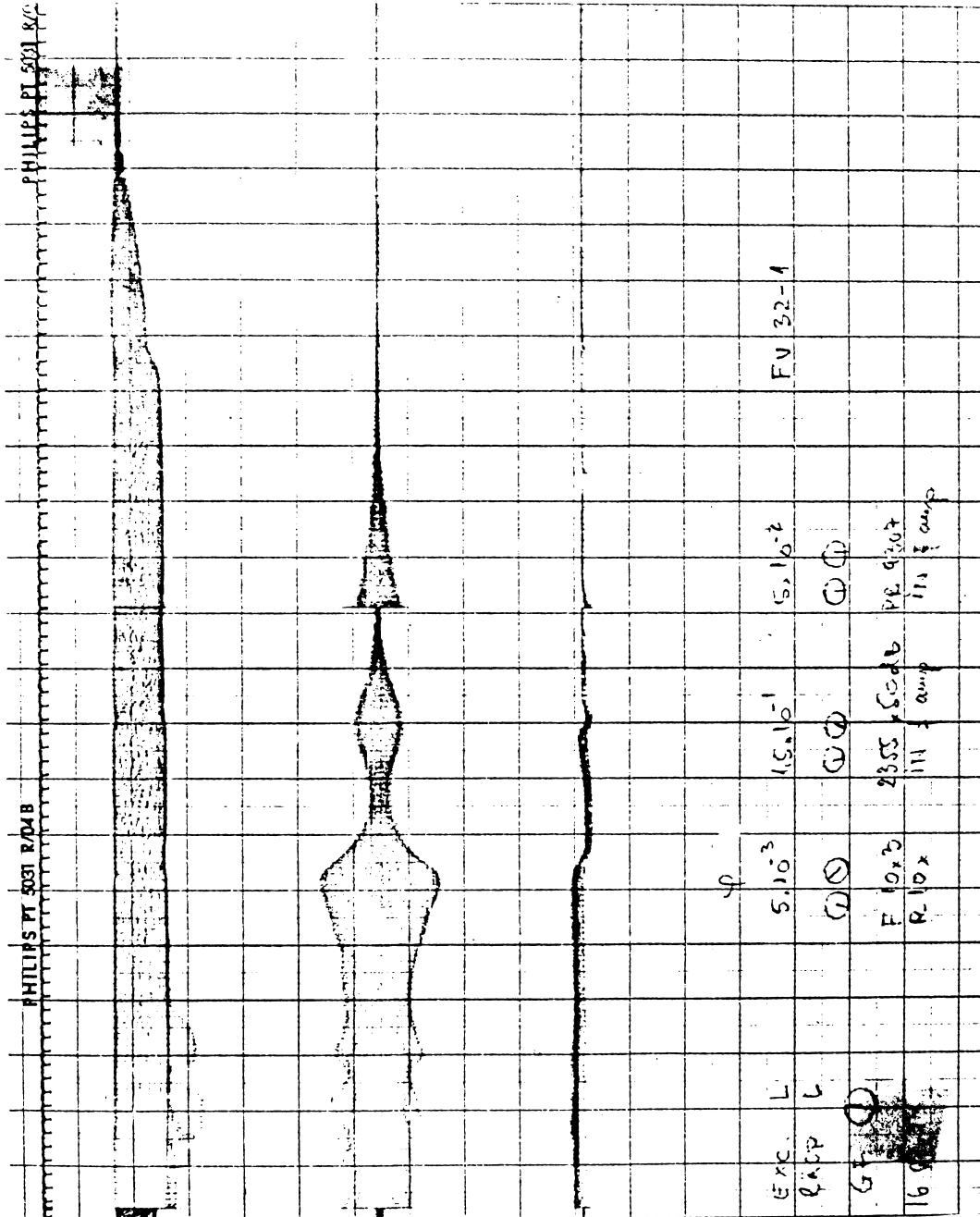
| f   | fo | Aor/s | Aol/s | AOT | vs | n=0 | n=1 | n=2 | n=3 | n=4 | n=5 | n=6 | n=7 |
|-----|----|-------|-------|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 42  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 44  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 46  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 50  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 52  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 54  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 56  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 58  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 60  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 62  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 64  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 66  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 68  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 70  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 72  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 74  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 76  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 78  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 80  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 82  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 84  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 86  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 88  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 90  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 92  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 94  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 96  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 98  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 100 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 102 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 104 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 106 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 108 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 110 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 112 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 114 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 116 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 118 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 120 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |

Explosion - 330

| f   | fo | Aor/s | Aol/s | AOT | vs | n=0 | n=1 | n=2 | n=3 | n=4 | n=5 | n=6 | n=7 |
|-----|----|-------|-------|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 42  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 44  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 46  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 50  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 52  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 54  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 56  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 58  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 60  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 62  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 64  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 66  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 68  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 70  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 72  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 74  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 76  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 78  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 80  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 82  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 84  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 86  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 88  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 90  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 92  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 94  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 96  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 98  |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 100 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 102 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 104 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 106 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 108 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 110 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 112 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 114 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 116 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 118 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |
| 120 |    |       |       |     |    |     |     |     |     |     |     |     |     |







Probă de înregistrare pe oscilograf, înaintea unei înregistrări propriu zise. Aici viteza benzii este de numai 2 mm/sec. / de-multiplicare 1:100 /. Amplitudinea de răspuns înregistrată pe canalul al doilea, reda cu fidelitate alura CR x/P<sub>x</sub> din fig. 5.18 / pag. 95 /.