

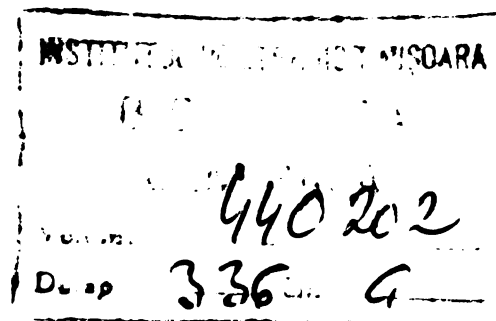
INSTITUTUL POLITEHNIC „TRĂIAN VUIA” TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ

ing. GAVRIL ROSCA  
,

DINAMICA MASINILOR DE FREZAT UNIVERSAL PENTRU  
SCULARIE FUS 25-FUS 32. CRITERII DE APRECIERE  
A STABILITĂȚII DINAMICE

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA „POLITEHNICA”  
TIMIȘOARA

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:  
Prof. emerit dr. doc. ing. GHEORGHE SILAS  
,



## I N T R O D U C E R E

Un rol deosebit de important în realizarea obiectivului fundamental și liniilor directoare ale dezvoltării economico-sociale trasate de Partidul Comunist Român prin hotărârile Congresului al XII-lea, revine industriei construcțiilor de mașini-unelte, a cărei producție va spori în acest cincinal, de 2,2 ori [1].

Afirmarea cu putere a revoluției tehnico-științifice, trecerea la o nouă calitate și creșterea eficienței economice, implică cunoașterea comportării dinamice a mașinilor-unelte, reclamată cu precădere, de:

- asigurarea unei performanțe sporite a productivității;
- asigurarea funcționării motorului de acționare a mașinilor-unelte în condiții de maximă eficiență privind consumul de energie electrică, prin funcționarea la sarcina nominală a puterii instalate;
- creșterea fiabilității mașinilor-unelte și a sculelor;
- creșterea pretențiilor referitoare la precizia dimensională și de formă a pieselor prelucrate;
- automatizarea proceselor de așchiere și utilizarea unor mașini-unelte prevăzute cu sisteme de reglare și comandă automată;
- prelucrarea cu viteze de așchiere ridicate, pentru asigurarea unui debit maxim de așchii în cazul degroșării sau o suprafață cât mai mare, prelucrată la rugozitatea prevăzută, în cazul finisării;
- tendința de a produce suprafețe finite, obținute la o singură trecere, fără a necesita ajustări ulterioare, în scopul reducerii costului de producție;
- necesitatea prelucrării unor materiale cu calități tehnice superioare, mai dure.

Astfel, cunoașterea și rezolvarea unor probleme legate de fenomenele dinamice ale mașinilor-unelte este o necesitate tot mai actuală atât la proiectarea cât și la fabricarea și exploatarea lor. Afirmarea se referă în primul rând la asigurarea condițiilor unei mișcări relative stabile între piesă și sculă. Stabi-

litatea acestor mișcări relative, constă în absența vibrațiilor din sistemul tehnologic (mașină-unealtă-dispozitiv-piesă-sculă), menținerea constantă a contactului piesă-sculă, deplasarea corectă și fără salturi a subansamblurilor mobile ale mașinilor-unelte, etc.

Deși volumul cercetărilor privind dinamica mașinilor-unelte este foarte mare, în prezent există multe probleme ale dinamicii mașinilor-unelte încă nesoluționate, dintre care nominalizăm:

- proiectantul de mașini-unelte nu are la dispoziție elemente cantitative necesare în adoptarea celor mai optime soluții constructive din punct de vedere dinamic;

- nu sînt create suficiente date experimentale și teoretice pentru stabilirea unei teorii generale valabile a dinamicii mașinilor-unelte;

- nu este un punct de vedere unitar în cercetarea cauzelor de apariție a vibrațiilor și în evaluarea stabilității dinamice a mașinilor-unelte;

- nu este studiat suficient aspectul termodinamic al vibrațiilor în procesul de așchiere;

- nu există suficiente norme de recepție obiective care să asigure certitudinea stabilității la vibrații, etc.

Prezenta lucrare, își propune să aducă contribuții la studiul teoretic și experimental al comportării dinamice a mașinilor-unelte, cu cercetări concrete pe mașinile de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32, fabricate de Intreprinderea de mașini-unelte „Infrățirea” Oradea. Experimentarea și propunerea unei metode de recepție pentru mașinile de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32 avînd la bază calitatea dinamică a mașinii.

Mașinile de frezat universal FUS 25 - FUS 32 sînt mașini-unelte de precizie ridicată destinate în special pentru prelucrarea sculelor așchietoare, a pieselor pentru dispozitive și matrițe, precum și a instrumentelor de măsurat și verificat. Caracteristicile tehnice funcționale și dimensionale ale acestor mașini de frezat sînt cuprinse în anexa nr.1. Accesoriile normale cu care se livrează mașinile completate cu accesorii speciale, conferă acestora un grad de universalitate foarte ridicat.

Caracteristica construcției mașinii este cinematica separată a mișcării principale față de cinematica avansurilor. Acționarea principală se realizează de la cutia de viteze, care asigură arborelui principal 18 turații după schema  $(2 + 1) \times 3 \times (1 + 1)$ , avînd rația 1,25, reprezentată în diagrama de turații, anexa nr.2. Mișcările de deplasare relativă dintre sculă și piesă după cele trei direcții: longitudinală x, transversală y și verticală z, se

asigură de la cutia de avansuri, selectarea direcției dorite făcându-se prin cuplaje electromagnetice sau manual. Cutia de avansuri are de asemenea 18 turații după schema identică cu a cutiei de viteze, corespunzător diagramei din anexa nr.3.

La finalizarea cercetărilor și elaborarea prezentei teze de doctorat, cele mai cordiale mulțumiri le adresez tovarășului prof.emerit dr.docent ing.GHEORGHE SILAȘ, pentru îndrumarea competentă și sprijinul prețios acordat.

Sincere mulțumiri exprim colegului meu tovarășul prof. ing.I.Groșanu pentru răbdarea și competența cu care m-a ajutat permanent în formarea mea ca cercetător în problematica dificilă a dinamicii mașinilor-unelte. De asemenea autorul exprimă mulțumiri colectivului de cercetare a catedrei de mecanică și rezistența materialelor de la Institutul politehnic „Traian Vuia” Timișoara, în mod deosebit tovarășului C.Nicolescu și T.Cioară pentru posibilitatea oferită de a folosi aparatura complexă de analiză în frecvență și sprijinul acordat în depășirea celor mai dificile etape ale cercetărilor experimentale, precum și la elaborarea unor programe pe calculator.

Autorul aduce și pe această cale sincere mulțumiri conducerii întreprinderii „Infrățirea” Oradea, tov.director tehnic ing.N.Agud, tov.ing.șef ing.T.Cosma precum și colectivului de ingineri și tehnicieni de la această întreprindere, pentru interesul deosebit manifestat față de cercetările efectuate, receptivitatea lor pentru modificările constructive propuse, sprijinul acordat la realizarea practică și experimentarea acestor modificări, precum și însușirea modificărilor și a metodei de recepție propuse.

## 1. ASUPRA STADIULUI ACTUAL AL CERCETĂRIILOR PRIVIND DINAMICA MAȘINILOR-UNELTE

### 1.1. Generalități

În prezent, proiectarea, construcția și exploatarea mașinilor-unelte nu poate fi concepută fără o analiză temeinică a fenomenelor dinamice care apar în procesul de așchiere. Această analiză trebuie să furnizeze metode eficace de prevenire sau de diminuare a influențelor negative datorate factorilor dinamici, astfel încât exploatarea mașinilor-unelte să corespundă imperativului de bază al tehnicii moderne - desfășurarea procesului de prelucrare prin așchiere în condiții de maximă eficiență.

Studiul fenomenelor dinamice care apar în funcționarea



mașinilor-unelte, se află, de câțiva ani, în atenția tuturor centrelor de cercetare din lume. În această activitate de cercetare se cunosc cinci școli de avangardă: școala engleză condusă de S.A.Tobias autorul unui mare număr de lucrări privind vibrațiile mașinilor-unelte [20,21,22,26,34,35,47,100,118,122,123,124]; școala cehoslovacă condusă de J.Tlusty și M.Polacek de la Institutul de cercetări ale mașinilor-unelte din Praga [77,120,121]; școala sovietică condusă de V.A.Kudinov de la Institutul de cercetări ale mașinilor-unelte din Moscova, autorul unei valoroase lucrări de sinteză a dinamicii mașinilor-unelte [60]; școala germană condusă de H.Opitz, de la Institutul de cercetări din Aachen și școala belgiană condusă de J.Peters, profesor la universitatea din Louvain. Aceștia li se adaugă un număr mare de cercetători din întreaga lume [3,7,9,10,17,32,33,36,48,54,56,57,64,67,68,76,86,95,101,104,108,116,125,126,129,130].

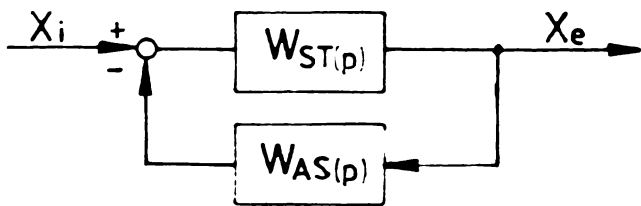
La noi în țară, studiul fenomenelor dinamice la mașinile-unelte este în preocuparea colectivelor de cadre didactice și cercetători de la Institutul politehnic „Traian Vuia” Timișoara, Institutul politehnic Iași, Institutul politehnic București și alte institute de învățământ superior, precum și a I.C.P.M.U.A. București. Studiul fenomenelor dinamice la prelucrarea pe mașini-unelte, a făcut obiectul câtorva teze de doctorat și a unui număr însemnat de lucrări publicate [18,19,27,28,42,44,45,46,62,66,80,81,96,97,98,99,131], în special în ultimii zece ani.

Vibrațiile care apar la mașinile-unelte, între piesă și sculă, în procesul de așchiere, au fost complex studiate [9,17,18,28,32,55,60,68,96,120,121,122,124,126,127,129,131], cu toate acestea pînă în prezent nu s-a reușit să se stabilească un complex unic de probe dinamice ale mașinilor-unelte așa cum există pentru precizia geometrică, respectiv o metodă general valabilă de cercetare și testare dinamică a mașinilor-unelte. În urma cercetărilor teoretice și experimentale, făcîndu-se apel la teoria sistemelor automate [50,74,107] s-a introdus noțiunea de stabilitate dinamică a proceselor de prelucrare pe mașinile-unelte, astfel: un proces de prelucrare se consideră stabil, dacă în timpul unei perturbații oarecare în sistemul dinamic de prelucrare iau naștere forțe care tind să aducă poziția relativă dintre piesă și sculă la starea avută înaintea perturbării. Dacă acea perturbație provoacă abateri crescînde ale poziției relative dintre sculă și piesă procesul de prelucrare este instabil.

Proprietățile dinamice ale mașinii-unelte sînt exprimate prin funcția de transfer a structurii mașinii, respectiv a sistemului tehnologic elastic,  $W_{ST p}$  iar caracteristica de prelucrare prin funcția de transfer a procesului de așchiere  $W_{AS p}$ . Teoria sisteme-

lor permite să se formuleze relația care trebuie să existe între aceste funcții de transfer la limita de stabilitate a mașinii-unelte în procesul de așchiere.

In dinamica prelucrării pe mașinile-unelte așchietoare sistemul tehnologic elastic se consideră drept cale directă, iar sistemul procesului de prelucrare prin așchiere drept cale de reacție, reprezentându-se prin schema bloc din fig.1.1. In baza regulilor algebrei schemelor funcționale cu reacție, funcția de transfer echivalentă, respectiv funcția de transfer a sistemului dinamic,  $W_{d(p)}$  va fi



$$W_{d(p)} = \frac{W_{ST(p)}}{1 + W_{ST(p)} \cdot W_{AS(p)}} \quad (1.1)$$

Fig. 1.1

Precizată funcția de transfer a mașinii-unelte în procesul de așchiere, se studiază stabilitatea în urma cercetării localizării rădăcinilor ecuației caracteristice

$$1 + W_{ST(p)} \cdot W_{AS(p)} = 0 \quad (1.2)$$

în planul complex, relație care constituie baza matematică a stabilității. Astfel la limita de stabilitate produsul funcțiilor de transfer ale mașinii-unelte și ale procesului de prelucrare prin așchiere, va fi egal cu -1.

Diagramele de stabilitate ale mașinilor-unelte în procesul de așchiere au de regulă în ordonată lățimea limită de așchiere sau adâncimea limită de așchiere, iar în abscisă turația sculei sau a piesei, produsul dintre turație și numărul de muchii așchietoare sau produsul dintre turație și numărul de muchii tăietoare raportat la frecvență. In fig.1.2 sînt evidențiate limitele de stabilitate la o asemenea diagramă.

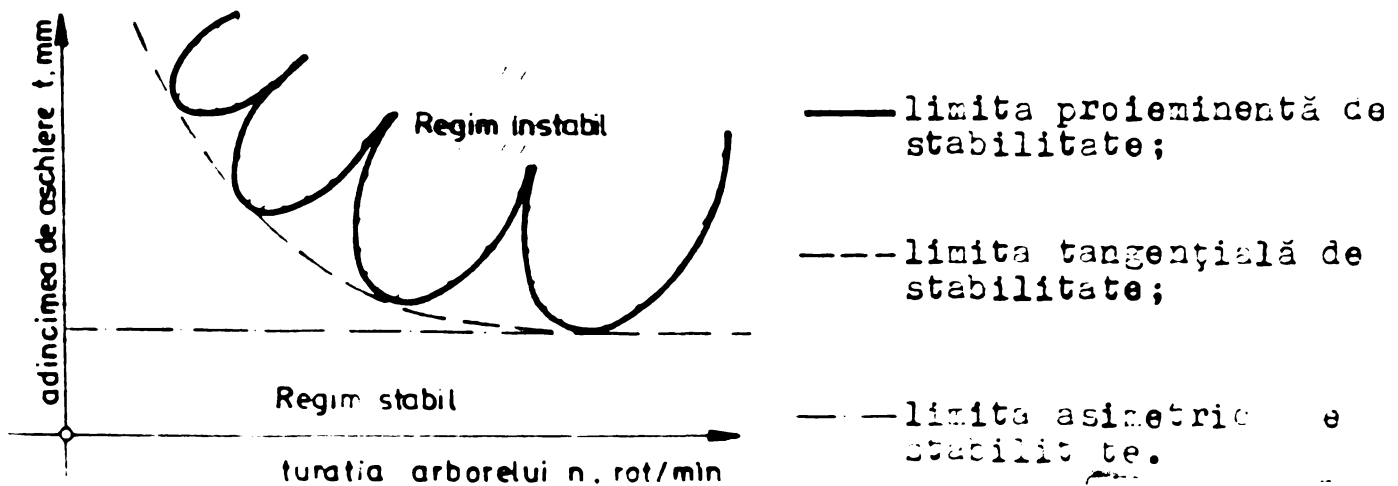


Fig. 12

Rezultatele cercetărilor îndelungate a trepidațiilor la mașinile-unelte au demonstrat că influența mașinii se manifestă mai ales prin comportarea elastică a structurii mașinii, respectiv prin capacitatea de cedare dinamică a acesteia.

Procedeele de testare, a căror rezultate să servească la aprecierea obiectivă a comportării dinamice a mașinii-unelte trebuie să corespundă următoarelor cerințe [28,60,124,125]:

- capacitatea de redare obiectivă a fenomenului studiat;
- reproductibilitatea suficientă a rezultatelor de măsurare, care să servească ca bază a aprecierii comportării dinamice a mașinii;

- rezultate eficiente care să dea informații clare pentru probleme de prelucrare posibile sau interesate;

- simplitate. Volum redus de aparate și lucru la testare,

Până în prezent două categorii de procedee de testare a comportării dinamice a mașinilor-unelte au reușit să se impună, anume: testele prin probe de prelucrare și măsurarea capacității de cedare dinamică a mașinii-unelte.

## 1.2. Verificarea comportării dinamice a mașinii-unelte prin probe de prelucrare

Experiențele de măsurare a vibrațiilor arată că se poate determina exact trecerea de la procesul stabil de prelucrare prin așchiere la cel instabil, precum și lățimea respectiv adâncimea limită de așchiere corespunzătoare. Cea mai bună metodă este aceea de a monta în apropierea locului de așchiere (pinolă sau masă) traductori de deplasare, viteză sau accelerație a căror semnale să fie evidențiate pe ecranul unui osciloscop sau înregistrate cu ajutorul unui oscilograf. Oscilograma înregistrată permite determinarea frecvenței vibrației care este foarte importantă pentru a deosebi vibrațiile forțate de cele autoexcitate.

În ultimii ani, în diferite institute, s-au dezvoltat diverse metode de verificare a comportării dinamice a mașinilor-unelte prin teste de prelucrare. Unele conțin și probe speciale pentru determinarea comportării la autovibrații. Cele mai cunoscute teste de prelucrare privitoare la dinamica mașinilor-unelte, sînt:

1.2.1. Testele BAS, norme suedeze de recepție. Au fost elaborate pentru o serie de tipuri de mașini-unelte, cum sînt: strungurile normale, de copiat și revolver, mașinile verticale de găurit, mașinile orizontale de alesat și frezat și mașinile universale de frezat, după același principiu de bază. Fișele de prelucrat, sînt conectațiune dintr-un material dat, de o formă determinată și

sînt prelucrate cu scule din metale dure de dimensiuni și geometrii stabilite. După două criterii de bază, anume:

a) Verificarea puterii consumate, care constă în:

- măsurarea puterii absorbite la mersul în gol al mașinii-unelte pentru întregul domeniu de turații;

- determinarea puterii maxime absorbite prin prelucrarea cu o viteză de așchiere și un avans dat, mărinđ treptat adîncimea, respectiv lățimea de așchiere, pînă se ajunge fie la puterea instalată, fie la autovibrații;

- măsurarea lățimii, respectiv adîncimii la limita de stabilitate, fie prin epuizarea puterii instalate, fie prin apariția trepidațiilor, prin probe cu mai multe viteze de așchiere. Se determină și parametrii de așchiere derivați ca: secțiunea maximă a așchiei, volumul de așchii maxim în unitate de timp, puterea absorbită pe unitate de volum de material îndepărtat și raportat la viteza de așchiere, etc., toate acestea reprezentate sub formă de diagrame.

b) Verificarea cedării relative statice. Nivelul de solicitare a mașinii este cel determinat de parametrul limită de așchiere, stabilit prin verificarea puterii consumate, micșorată cu o valoare mică pentru a fi siguri că ne aflăm în domeniul așchierii stabile. Proba se face la o singură viteză de așchiere prestabilită. Prima parte a cursei, așchierea se face cu o adîncime foarte mică, aceasta crescînd brusc pînă la o valoare apropiată de cea limită. Corespunzător vor crește în salt și forțele de așchiere. Modificarea dimensiunii piesei în acest loc este o măsură a elasticității totale a mașinii. Deplasările relative dintre diversele subansambluri ale mașinii din acest moment, măsurate cu comparatoare sau alte tipuri de traductori ne pot furniza date privind ponderea fiecărui subansamblu în deformația totală dintre sculă și piesă.

La mașinile de frezat datorită varietății mari posibile de raporturi sculă-piesă se ține seama și de factorul de orientare și de influența pozițiilor diferite ale subansamblurilor.

1.2.2. Norme de verificare prin probe de prelucrare UMIST. Cuprind recomandări pentru recepția dinamică a strungurilor normale, revolver și carusel, a mașinilor de frezat orizontale și verticale, a mașinilor de frezat și alezat.

Testele prevăzute prin aceste norme sînt eșalonate în trei părți, anume:

a) - testul de verificare la întreaga putere;

b) - testul de verificare la puterea limită, și



c) - testul de verificare a aşchii limită.

Dacă, la primele două teste prelucrarea este limitată fie de puterea instalată, fie de apariţia autovibraţiilor, la al treilea test prelucrarea este limitată numai de apariţia autovibraţiilor.

În normele UMIST, pentru prima oară se dau valori limită recomandate pentru împărţirea maşinilor-unelte în patru grupe de calitate.

1.2.3. Teste de prelucrare V.D.F. Au fost elaborate pentru strunguri, maşini de frezat orizontale, verticale şi portal, maşini de găurit şi maşini de rabotat şi mortezat.

Aceste teste pornesc de la premisa că trebuie apreciată exclusiv comportarea dinamică a maşinii şi nicidecum a procesului de aşchiere sau a piesei. Astfel, se face o separare certă între parametrii ce se cer menţinuţi la valori constante şi aceia care trebuie modificaţi în mod simetric. Adică, parametrii legaţi de piesă, de procesul de aşchiere şi de sculă, odată stabiliţi pentru fiecare tip de maşină, trebuie menţinuţi constanţi pentru toate testele.

Pentru toate testele se recomandă înregistrarea puterii absorbite, testarea terminându-se fie la absorbirea puterii întregi a motorului, fie la apariţia autovibraţiilor. În ultimul caz, prezintă interes raportul dintre puterea absorbită la apariţia autovibraţiilor şi puterea instalată.

1.2.4. Aprecieri asupra metodelor de verificare prin probe de prelucrare. Avantajele testelor prin probe de prelucrare, ca: implicaţiile reduse de aparataj, uşurinţa realizării lor şi interpretarea comodă a rezultatelor, fac ca ele să fie recomandate pentru maşinile speciale, strunguri, maşini de găurit, de rabotat şi mortezat, la care volumul de informaţii şi reproductibilitatea sînt satisfăcătoare pentru variantele limitate de procese de aşchiere.

Testele prin probe de prelucrare prezintă următoarele neajunsuri:

a) O reproductibilitate insuficientă este un dezavantaj al tuturor testelor prin probe de prelucrare, deoarece chiar şi la cea mai atentă execuţie nu se poate exclude influenţa procesului de aşchiere. Unii factori de influenţă ca: materialul piesei de probă, materialul sculei, uzura sculei, etc., sînt aproape imposibil de reprodus.

b) Testul prin probe de prelucrare, este valabil numai pentru un singur caz, adică: pentru o anumită configuraţie a piesei, pentru o anumită poziţie a subansamblurilor maşinii, pentru un anumit regim de aşchiere, pentru o anumită geometrie a sculei,

etc. c) Un compromis corespunzător între volumul de lucru, numărul probelor de aşchiere şi informaţia dorită, nu este aproape deloc posibil la testele prin probe de prelucrare a maşinilor universale.

d) Nu se poate face o apreciere globală a comportării dinamice a maşinii-unelte, deoarece:

- rezultatul testului prin probe de prelucrare nu conţine numai comportarea dinamică a maşinii ci şi influenţa întregului proces de aşchiere;

- numărul variantelor stabilite pentru probe de prelucrare, este limitat.

e) Consumul foarte mare de scule şi piese de probă.

f) Consumul nejustificat de mare de energie electrică, atât pentru confecţionarea pieselor de probă şi a sculelor, cât şi pentru efectuarea procesului de aşchiere prevăzut prin test.

g) Lipsesc datele care să permită clasificarea maşinilor-unelte testate pe grupe de calitate (mai puţin la testul UMIST).

i) Durata de imobilizare a maşinii-unelte pentru cercetări este mare.

### 1.3. Măsurarea capacităţii de cedare dinamică

Rezistenţa maşinii-unelte la apariţia autovibraţiilor se apreciază pe baza capacităţii de cedare dinamică relativă, determinată prin caracteristica frecvenţială amplitudine-fază (CFAF), reprezentată grafic în planul complex, sau prin caracteristica amplitudine-frecvenţă (CAF), a structurii, calculându-se limita de stabilitate în orice condiţii de aşchiere prin aplicarea teoriei autovibraţiilor lui G.Sweeney, A.S.Tobias şi J.P.Gurney [47, 118, 122, 124].

Caracteristica frecvenţială amplitudine-fază, se obţine experimental, prin exercitarea structurii cu o forţă dinamică, ca

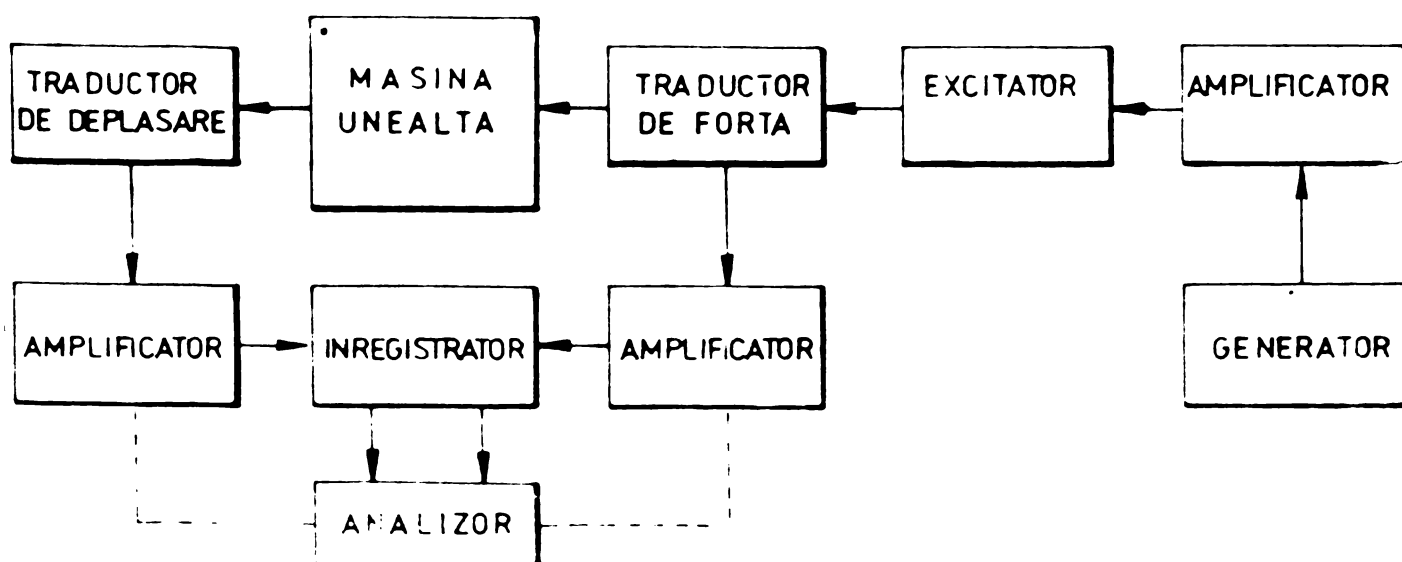


Fig. 1.3



re poate avea caracteristică sinusoidală, stohastică sau periodică, ce trebuie să acopere spectrul de frecvențe interesat la mașini-unelte, de la 0 la 500 Hz., și măsurarea răspunsului în frecvență. Schema bloc de măsură este prezentată în fig.1.3.

Aprecierea comportării dinamice a mașinii-unelte pe baza capacității de cedare dinamică relativă prezintă marele avantaj că spre deosebire de testele prin probe de prelucrare, rezultatele acestor procedee nu sînt influențate de procesul de așchiere.

În dinamica mașinilor-unelte, cele mai des utilizate sînt criteriile de stabilitate Routh-Hurwitz și Nyquist. În prezent criteriul de stabilitate Nyquist, sub diferitele sale variante, este

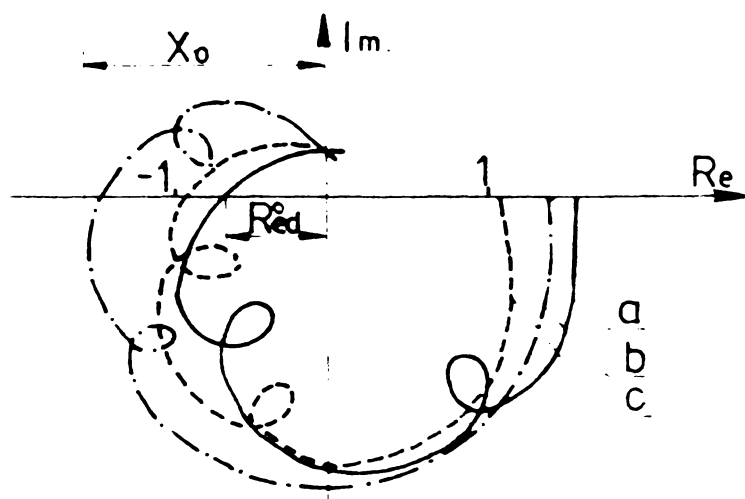


Fig 1.4

utilizat de către majoritatea cercetătorilor din acest domeniu. Criteriul Nyquist permite ca pe baza curbei polare a răspunsului în frecvență, fig.1.4 a sistemului dinamic deschis să se aprecieze stabilitatea sistemului dinamic închis. Acest criteriu este comod a se aplica în cazul în care sistemul dinamic este stabil sau se află la limita de stabilitate, iar funcția sa de transfer are polinomul numărătorului mai mic decât al numitorului, condiții îndeplinite de sistemul tehnologic al mașinilor-unelte. În aceste condiții, pentru stabilitatea sistemului dinamic închis este necesar și suficient ca curba polară a răspunsului în frecvență a sistemului deschis corespunzător să nu cuprindă punctul de la -1 de pe axa reală. În fig.1.4, sînt prezentate trei caracteristici ale unui sistem deschis, pentru: un sistem închis stabil „a”, pentru unul instabil „b” și altul la limita de stabilitate „c”. Dacă segmentul determinat de caracteristica frecvențială amplitudine-fază pe semi-axa negativă se notează cu  $R_{ed}^0$ , condiția de stabilitate poate fi exprimată sub forma:  $R_{ed}^0 < 1$

Cercetările privind comportarea dinamică a mașinilor-unelte, arată, că prezintă interes pentru aprecierea calității mașinii partea reală negativă a curbei de răspuns în frecvență CFAF. Astfel, M.M.Sadek și S.A.Tobias [100, 101] au introdus noțiunea de „coeficient de merit” a mașinii, mărime proporțională cu grosimea maximă stabilă a așchiei, care se determină pe baza valorii componentei reale negative maxime  $X_0$  a răspunsului armonic a mașinii-unelte, trasat ca o diagramă Nyquist, fig.1.4. Răspunsul armonic

este definit ca raportul dintre deplasarea pe direcția normalei la suprafața de așchiere în mijlocul arcului de contact și rezultanta forței de așchiere. Expresia matematică a coeficientului de merit, este:

$$\text{c.o.m} = \frac{1}{2X_0} \quad (1.3)$$

Pentru a descrie exact comportarea dinamică a mașinii-unelte la locul de așchiere trebuie în mod teoretic să fie luate în considerare trei grade de libertate de translație - de regulă

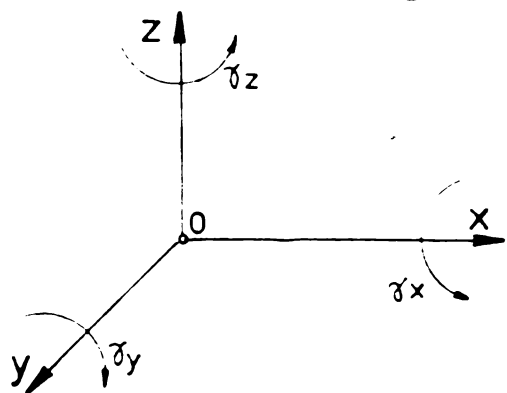


Fig.1.5

sistemul de coordonate a mașinii - și trei grade de libertate de rotație, fig.1.5.

La studiul comportării dinamice a mașinii-unelte fiind considerat efectul regenerativ cel care conduce la autovibrații, cum deformațiile unghiulare  $\gamma_x$ ,  $\gamma_y$  și  $\gamma_z$  nu au influențe sensibile asupra variației grosimii așchii [126] se iau în considerare numai deplasările după cele trei grade de libertate de translație  $x$ ,  $y$ ,  $z$ .

În această condiție comportarea dinamică a mașinii-unelte va fi descrisă de următorul sistem de ecuații:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} [W_{STp}]_{xx} & [W_{STp}]_{yx} & [W_{STp}]_{zx} \\ [W_{STp}]_{xy} & [W_{STp}]_{yy} & [W_{STp}]_{zy} \\ [W_{STp}]_{xz} & [W_{STp}]_{yz} & [W_{STp}]_{zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \end{pmatrix} \quad (1.4)$$

sau

$$H = W \cdot F$$

unde:  $H$  = vectorul deformațiilor globale;

$x, y, z$  = valorile deplasărilor de translație în direcția axelor corespunzătoare (ca indice: primul arată direcția de excitație, iar al doilea direcția în care se măsoară deplasarea);

$X, Y, Z$  = componentele forței de sollicitare după cele trei direcții ale sistemului de axe;

$W$  = matricea funcțiilor de transfer.

Sistemul de ecuații presupune cunoașterea tuturor curbelor de răspuns în frecvență cuprinse în matricea  $W$ . În anexa nr.4, se prezintă un exemplu cuprinzând cele 9 (nouă) curbe de răspuns în frecvență, determinate experimental, la un sistem cu trei grade de libertate, dintre care 3 directe și 6 în cruce.

Este cunoscut faptul că forța perturbatoare care excita structura în timpul autovibrațiilor - forța de așchiere rezultan-

tă - este orientată spațial și că structura dinamică a mașinii-unelte are, de asemenea, o distribuție spațială. Deci, pentru fiecare orientare posibilă a vectorului forței și fiecare poziție relativă posibilă a subansamblurilor mașinii, precum și între sculă și piesă, va exista o altă capacitate de cedare dinamică relativă. Astfel, pentru analiza comportării dinamice a mașinii-unelte este necesar să se reprezinte procese frecvențiale orientate ale cedării dinamice relative, ținând seama de poziția relativă piesă-sculă și de geometria cuțitului. Cele 9 curbe de răspuns în frecvență ce trebuiesc măsurate pentru pozițiile cele mai reprezentative ale subansamblurilor mobile ale mașinii-unelte, conțin informații complete despre comportarea dinamică.

Factorii direcționali,  $O$ , care sînt legați multiplicativ cu procesele frecvențiale ale cedării dinamice relative, se obțin pe cale pur geometrică, ținând seama de poziția sculei față de piesă, respectiv de geometria funcțională a sculei.

În cazul sculelor rotitoare, factorii direcționali reprezintă o funcție de timp. La frezare, de exemplu: direcția forței se modifică continuu (unghiul  $\psi$ ), de asemenea forța variază și datorită intrărilor și ieșirilor dinților frezei, ceea ce face ca factorii direcționali să nu fie constanți, ci funcții periodice cu puncte de discontinuitate. Calculele de stabilitate pentru aceste condiții fiind foarte complicate și voluminoase, se înlocuiesc aceste funcții cu valoarea lor medie. Această simplificare duce în cazul sculelor cu mai multe tășuri și un arc de angrenare mare, la erori admisibile.

Factorii direcționali medii, pentru operațiile cu scule rotitoare, sînt prezentați în anexa nr.5. În baza formulării matematice prin sistemul de ecuații (1.4), ținând seama de factorii direcționali se construiește modelul matematic pentru procesul de autovibrații, sub forma schemei bloc din anexa nr.6.

Pentru aprecierea calității mașinilor-unelte pe baza curbelor de răspuns în frecvență (CFAP) și (CAF) s-au dezvoltat mai multe metode, anume:

1.3.1. Măsurarea curbei locale orientate. Curba de răspuns în frecvență orientată poate fi direct măsurată pentru orice tip de proces de prelucrare. Pentru aceasta excitatorul va fi reglat în direcția forței de așchiere rezultante, măsurîndu-se deplasarea relativă între sculă și port piesă în direcția normalei la suprafața de prelucrat.

La mașinile-unelte pentru care curba de răspuns în frecvență orientată se modifică în funcție de condițiile de prelucrare, adi-

că se modifică poziția relativă dintre sculă și piesă sau poziția subansamblurilor, va fi necesar un număr mare de experimentări, similar cu probele de prelucrare. Metoda este rațională numai în cazul mașinilor-unelte la care numărul de configurații piesă sculă necesar pentru analiza comportării dinamice este limitat.

Aprecierea calității mașinii-unelte pe baza curbei de răspuns în frecvență măsurate direct se face prin două procedee:

a) Calculul parametrului limită de așchiere. Parametrul de așchiere limită  $t_{lim}$ , la care așchiera se mai efectuează fără autovibrații poate fi calculată cu relația

$$t_{lim} = \frac{1}{2 z \cdot k_c \cdot R_e \cdot [W_{0(i\omega)]_{neg}}} \quad (1.5)$$

unde:

$k_0$  = coeficient dinamic al forțelor de așchiere;  
 $z$  = numărul muchiilor tăietoare.

b) Minimul de rigiditate dinamică orientată. Un alt mod de a aprecia calitatea mașinii-unelte îl reprezintă parametrul de rigiditate, ce poate fi dedus tot din partea reală negativă a curbei orientată.

Rigiditatea dinamică reprezintă parametrul care descrie numai influența pe care o are capacitatea de cedare dinamică a mașinii-unelte asupra autovibrației. Nedepinzând de condițiile de așchiere, care nu întotdeauna pot fi definite, acest parametru poate fi utilizat ca un criteriu de comparație. Expresia matematică a rigidității dinamice orientate, este

$$k_0 = \frac{1}{[W_{0(i\omega)]_{neg}]_{max}} \quad (1.6)$$

O influență prioritară asupra mărimii părții reale negative a curbei locale a cedării dinamice relative o au următorii doi factori:

- gradul de amortizare a structurii mașinii;
- deplasarea curbei locale în direcția părții reale pozitive datorită existenței sau introducerii în fluxul de forță a unor elemente de rigiditate statică redusă dar cu amortizare mare și cu frecvență proprie ridicată.

1.3.2. Simularea teoretică a procesului de prelucrare  
 Metoda are la bază determinarea experimentală a celor 9 curbe locale de răspuns în frecvență (3 directe și 6 în cruce) și calcularea orientării direcționale, cu relația:

$$W_{0(i\omega)} = \sum_{j=1}^3 \cdot \sum_{k=1}^3 O_{jk} W_{ST(i\omega)_{jk}} \quad (1.7)$$

Ceea ce permite pentru oricare proces de prelucrare prin aşchiere să se stabilească prin calcul:

a) Diagrama de stabilitate, fig.1.2. Valoarea limitei de aşchiere  $t_{lim}$ , care serveşte la trasarea diagramei de stabilitate, se calculează, cu relaţia

$$t_{lim} = \frac{1}{2 z \cdot k_c \cdot R_e \left\{ \sum_{j=1}^3 \sum_{k=1}^3 O_{jk} [W_{STII\omega}]_{jk} \right\}} \quad (1.8)$$

b) Determinarea minimului de rigiditate dinamică, calculată cu relaţia(1.6). In fig.1.6 se prezintă minimul rigidităţii dinamice orientate şi valoarea minimă a adâncimii limită de aşchiere pentru o poziţie oarecare sculă-piesă ( $B/D = 0,5$ ).

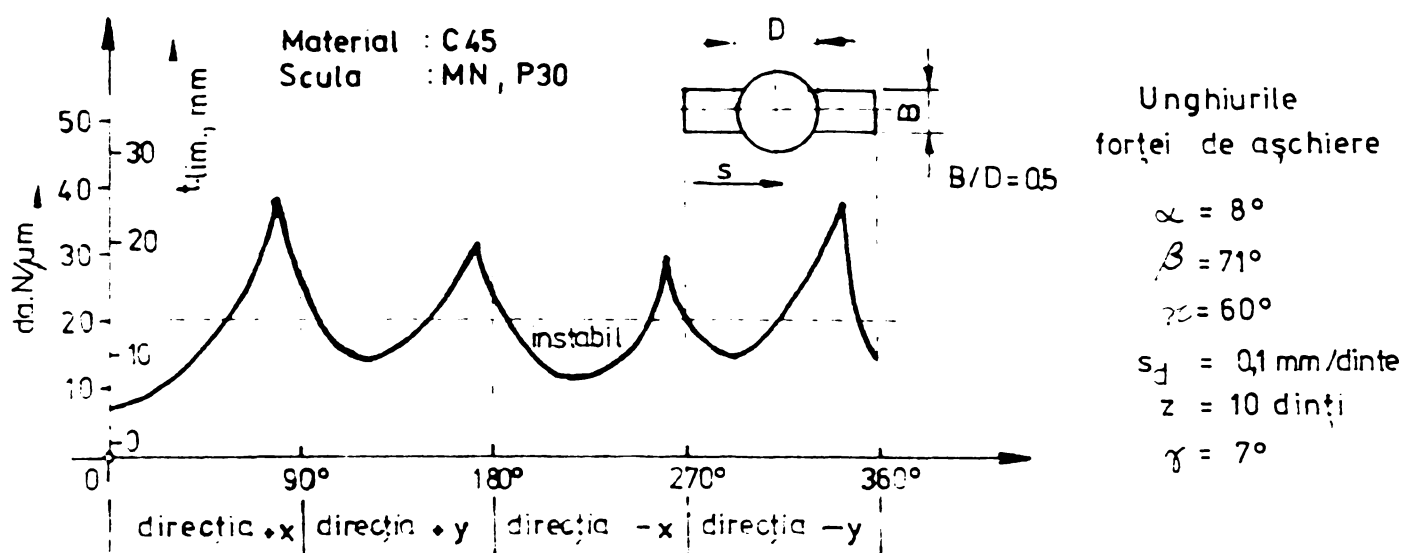


Fig. 1.6

Intrucît comportarea dinamică a maşinii-unelte (în special a maşinilor universale) nu poate fi evaluată decît printr-un număr mare de configuraţii sculă-piesă, în care cazuri maşina va fi încărcată în diferite direcţii, pentru stabilirea unor valori caracteristice care să permită aprecierea calităţii maşinii încercate se foloseşte o metodă statistică de prelucrarea datelor. In fig.1.7 se prezintă, alura frecvenţei sumare a

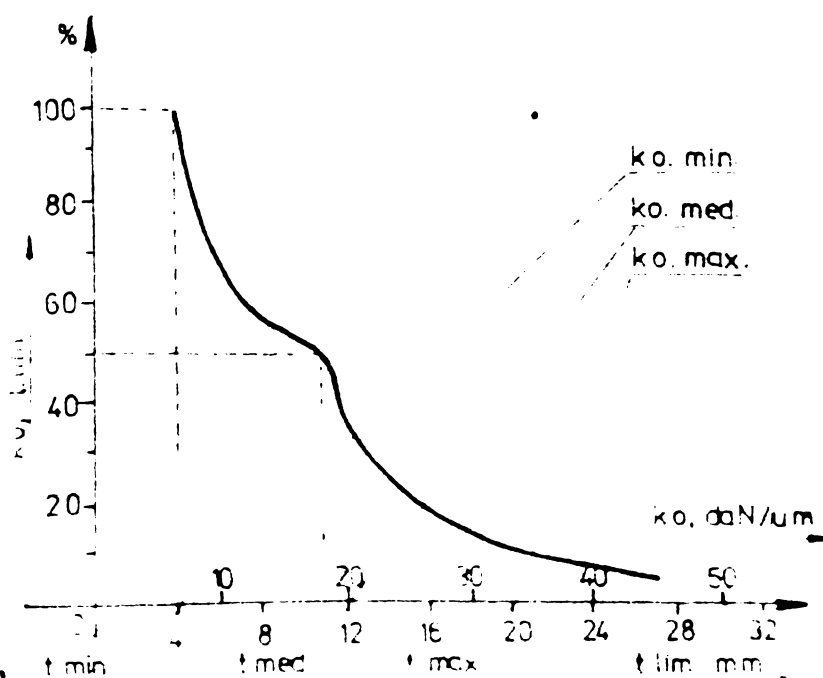


Fig. 1.7

alura frecvenţei sumare a valorilor rigidităţii dinamice orientate, respectiv a valorilor limită de aşchiere pentru o maşină de frezat. Din această curbă se pot determina ca valori caracteristice: rigiditatea dinamică orientată minimă, medie şi maximă, respectiv valorile corespunzătoare pentru parametrul limită de aşchiere.



Determinarea acestor 3 valori caracteristice pentru fiecare poziție reprezentativă a subansamblurilor mașinii-unelte, face posibilă aprecierea comportării dinamice a mașinilor-unelte universale.

o) Reducerea curbei de răspuns în frecvență pentru orice caz de prelucrare. Pentru evaluarea comportării dinamice a mașinilor-unelte, prezintă interes reducerea datelor la un singur parametru și o singură valoare de comparație. Din cercetările efectuate [125,127] și analiza variației coeficienților direcționali la mașinile-unelte universale, influențați în mod hotărâtor de geometria sculei, se recomandă folosirea valorilor medii absolute a coeficienților direcționali pentru a reduce părțile reale a celor 9 curbe locale de răspuns în frecvență. Valoarea absolută medie a factorilor direcționali se obține prin integrarea funcțiilor de variație a acestora, unde sînt luate în considerare valorile cele mai nefavorabile ale unghiurilor  $\alpha$  și  $\beta$ . Posibilitatea apariției semnului negativ, pentru coeficienții direcționali a celor 6 curbe de răspuns în cruce, impune necesitatea de a ține seama și de partea reală pozitivă a acestor curbe. Prin reducerea curbelor locale de răspuns în frecvență se obține  $[W(i\omega)]_{red}$ , ceea ce ne permite să calculăm valoarea rigidității reduse, cu relația:

$$k_{red} = \frac{1}{[W(i\omega)]_{red \max}} \quad (1.9)$$

folosită drept criteriu de apreciere a comportării dinamice a mașinilor-unelte. În anexa nr.4, se prezintă factorii direcționali medii ponderați, curbele ponderate și curba redusă de răspuns în frecvență, a curbelor locale din aceeași anexă.

1.3.3. Metoda M.M.Sadek și S.A.Tobiaș [35,100,101,102,123]. Pentru mașinile-unelte cu axul principal în mișcare de rotație se recomandă evaluarea comportării dinamice a mașinii pe baza „coeficientului de merit”, relația (1.3). Curba locală operativă a răspunsului în frecvență se poate determina analitic, pe

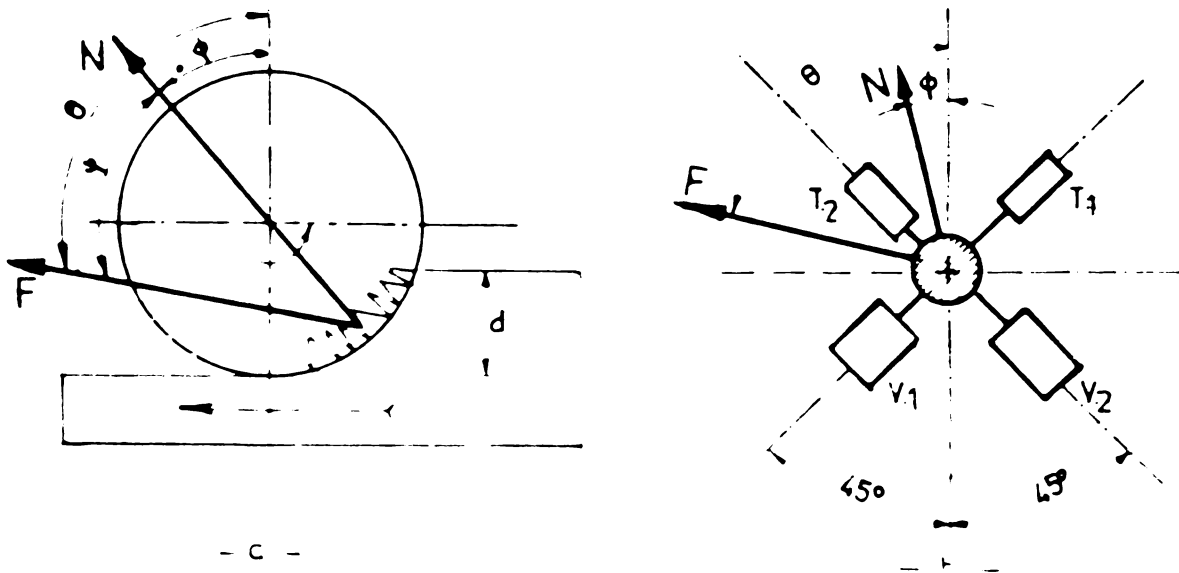


Fig. 18



baza a 3 curbe locale trasate experimental. Cu ajutorul montajului din fig.1.8, unde  $V_1$  și  $V_2$  sînt vibratoare electromagnetice, iar  $T_1$  și  $T_2$  sînt traductorii de deplasare, viteză sau accelerație, se trasează curbele locale de răspuns în frecvență directe  $[W_{ST(i\omega)}]_{1-1}$  și  $W_{ST(i\omega)}_{2-2}$ , precum și o curbă locală în cruce  $[W_{ST(i\omega)}]_{1-2}$  prezentate în fig.1.9.

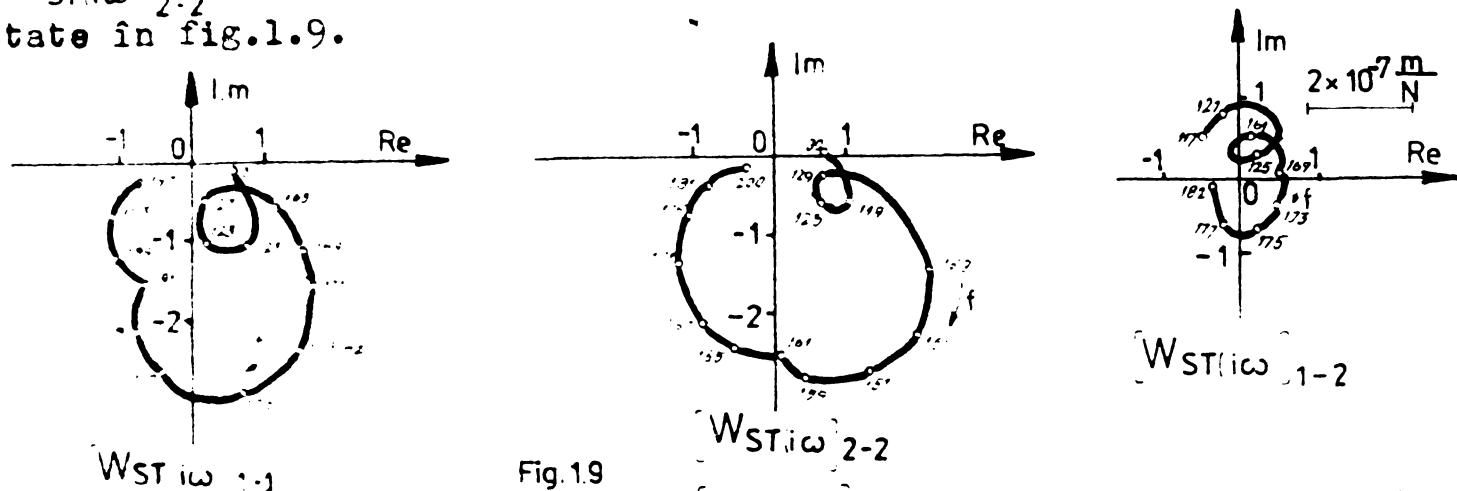


Fig.1.9

Curba locală operativă  $[W_{ST(i\omega)}]_{N-F}$ , fig.1.10, unde  $N$  este normala la suprafața de așchiere și  $F$  este direcția rezultantei forței de așchiere, se calculează cu relația:

$$2 [W_{ST(i\omega)}]_{N-F} = [W_{ST(i\omega)}]_{1-1} + [W_{ST(i\omega)}]_{2-2} \cos(\theta - \phi) + 2 [W_{ST(i\omega)}]_{1-2} + [W_{ST(i\omega)}]_{1-1} - [W_{ST(i\omega)}]_{2-2} \sin(\theta - \phi) \quad (1.10)$$

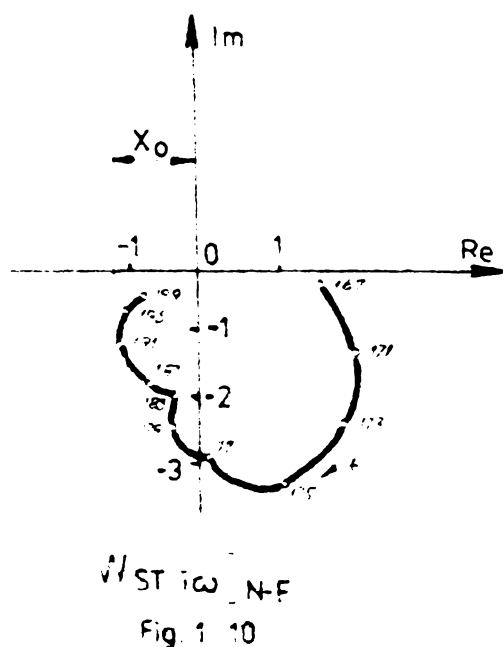


Fig. 1.10

Astfel, se pot considera diferite valori ale unghiurilor  $\theta$  și  $\phi$ , corespunzătoare diferitelor condiții de așchiere, rezultînd curbe locale ca cea din fig.1.10, cu ajutorul căreia se calculează  $X_0$  și apoi „coeficientul de merit c.o.m.” al mașinii. Comparînd valorile c.o.m. determinate pentru mai multe mașini similare, cea mai

bună din punct de vedere al stabilității dinamice în timpul așchierii, este cea cu valoarea c.o.m. mai mare.

Grosimea maximă stabilită a așchii fiind proporțională cu „coeficientul de merit”, pentru operația de frezare este dată de relația [100].

$$hm_0 = \frac{1}{2 \mathcal{K} X_0 Z_c} \quad (1.11)$$

unde  $Z_c$  este numărul muchiilor tăietoare în așchie, iar  $\mathcal{K}$  este un factor care depinde de condițiile de așchiere.

Diagramele de stabilitate, fig.1.13, reprezintă variația coeficientului c.o.m., pentru diferite valori ale unghiului  $\psi$  dintre forța de așchiere și normală și adîncimea specifică de așchiere.

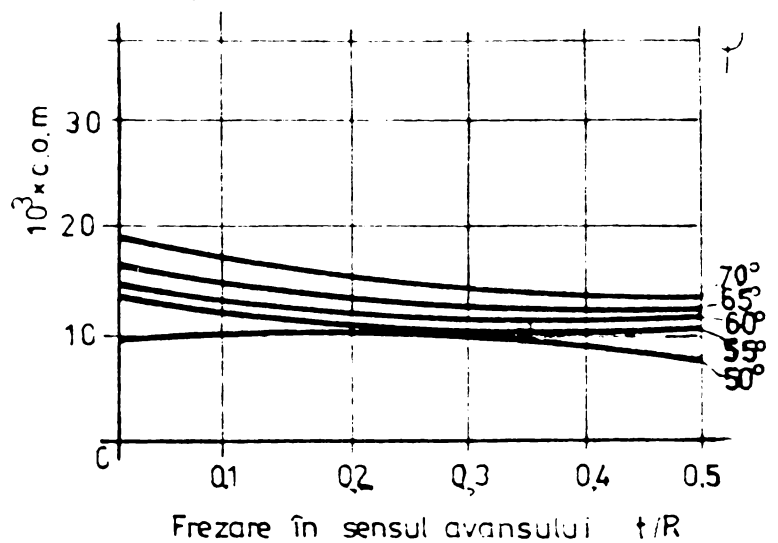
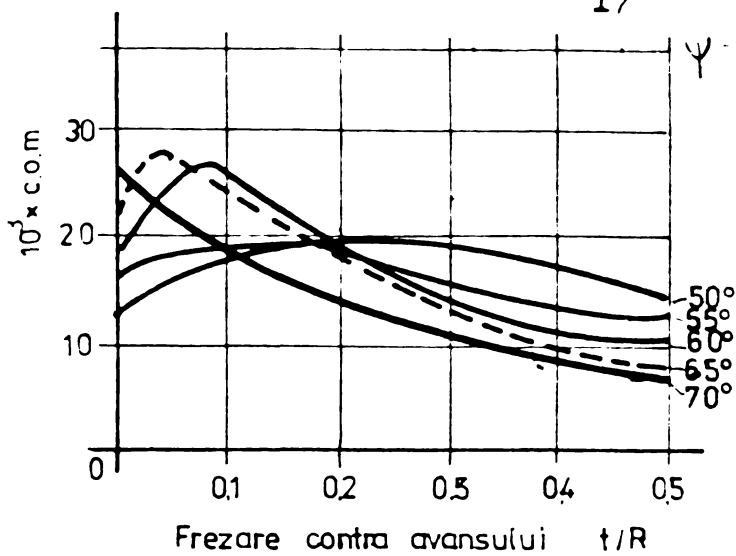


Fig. 1.11

1.3.4. Metoda M, Polacek și J. Tlustý [77, 120, 121], ia în considerare schema bloc a sistemului dinamic al mașinii-unelte reprezentată în fig. 1.1 și condiția de stabilitate dată de relația (1.2).

În cazul general, cele  $n$  moduri normale de vibrații ale structurii mașinii-unelte fac unghiurile  $\alpha_j$  ( $j=1, 2, 3, \dots, n$ ) cu normala la suprafața prelucrată. Notînd cu  $\Psi$  unghiul dintre suportul forței de așchiere și normala la suprafața prelucrată, funcția de transfer în frecvență al sistemului tehnologic poate fi pusă sub forma:

$$W_{ST}(\omega) = \sum_{j=1}^n \frac{U_j}{k_j} \cdot \frac{\omega_{nj}^2}{\omega_{nj}^2 - \omega^2 + i \cdot 2 \cdot D_j \omega_{nj} \omega} = \text{Re}[W_{ST}(\omega)] + i \cdot \text{Im}[W_{ST}(\omega)] \quad (1.12)$$

unde:

$$\omega_{nj} = \sqrt{\frac{k_j}{m_j}} \text{ rad/s} = \text{pulsatia proprie a modului } j \text{ de vibrație}$$

$$D_j = \frac{C_j}{C_{cr,j}} = \text{factorul de amortizare};$$

$$C_{cr} = 2k_j m_j \text{ N s/m} = \text{coeficientul de amortizare critică};$$

$$\omega \text{ rad/s} = \text{pulsatia forței perturbatoare};$$

$$U_j = \cos \alpha_j \cos \Psi$$

Pentru a ține seama de variația armonică a adîncimii așchiere în cazul efectului regenerativ, forța dinamică de așchiere, este:

$$\Delta F_d = -r \cdot b \cdot (y - y_0) \quad (1.13)$$

în care  $y_0$  și  $y$  reprezintă abaterea adîncimii de așchiere la trecerea precedentă, respectiv la trecerea curentă.

Aplicînd relației (1.13) transformanta Laplace în condiții inițiale nule, considerînd  $y = y_0$ , se găsește funcția de transfer a sistemului procesului de așchiere  $W_{AS,p}$

440202  
3360

Impunând condiția de stabilitate limită funcției de transfer a sistemului dinamic deschis alcătuit din sistemul tehnologic și sistemul procesului de așchiere, formula (1.2), se determină relația care definește pragul de stabilitate după Poláček-Tlustý:

$$(1.14)$$

$$\text{unde: } \text{r.b.}_{\text{lim}} = -\frac{1}{2[W_{ST}(i\omega)]_{\text{lim}}} ; [W_{ST}(i\omega)]_{\text{lim}} = \text{Re}[W_{ST}(i\omega)]_{\text{min}} \quad (1.15)$$

Ecuația (1.15) permite obținerea valorii maxime a lățimii de așchiere pentru care nu apar încă autovibrații. În acest scop este necesar ca, după determinarea parametrilor caracteristici ai sistemului procesului de așchiere să se determine  $W_{ST}(i\omega)_{\text{lim}}$ . Efectuarea prin calcul a acestor operații este dificilă, ceea ce face să se recomande folosirea metodei grafice, după cum rezultă din

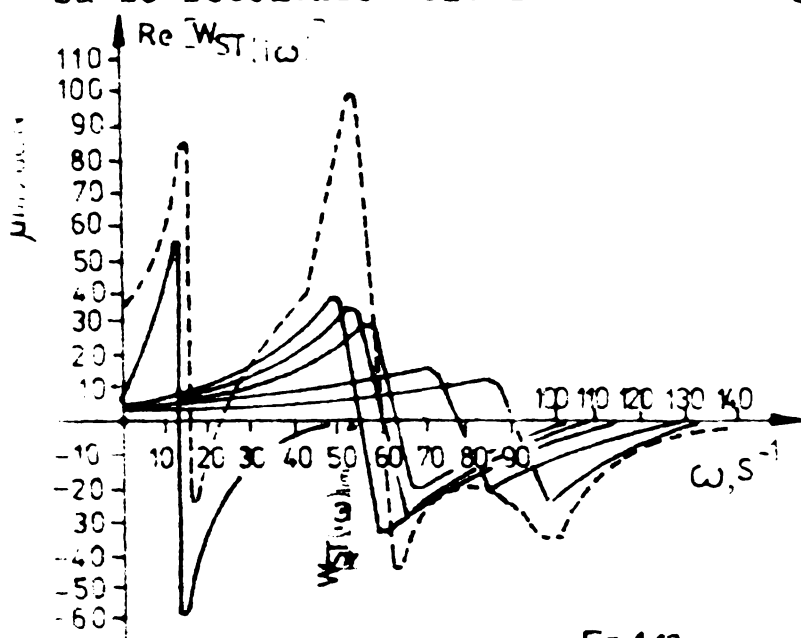


Fig. 1.12

rezultă din relațiile (1.12), (1.13) și (1.15) mărimea  $[W_{ST}(i\omega)]_{\text{lim}}$  depinde de parametri  $\alpha_j$  și  $\psi$ . Rezultă deci posibilitatea creșterii limitei de stabilitate prin alegerea corespunzătoare a poziției reciproce dintre direcțiile modurilor normale de vibrații și suportul forței de așchiere.

1.3.5. Concluzii. Nivelul cercetărilor efectuate în țară și străinătate arată că există posibilitatea unei analize concrete și obiective a comportării dinamice a mașinilor-unelte pe baza parametrilor determinați: lățimea sau adâncimea limită de așchiere, coeficientul de merit și minimul de rigiditate orientată.

La mașinile universale cu număr mare de orientări direcționale se recomandă ca parametru de calitate, valoarea rigidității medii orientate, reducându-se aprecierea la un singur parametru, pentru fiecare poziție a subsansamblurilor mobile ale mașini-unelte.

Metoda reducerii curbei locale de răspuns în frecvență prezintă avantajul unei ușoare utilizări, a posibilității reprezentării succinse rezultatelor, precum și a posibilității de a-

fig.1.12 [121]. Componenta reală a receptanței directe determinate experimental se descompune în receptanțe parțiale și din interpretarea acestora rezultă parametri dinamici ai modului propriu respectiv.

Această metodă scoate în evidență influența pe care o are orientarea modurilor normale de vibrații asupra limitei de stabilitate, deoarece așa cum

naliză și apreciere a calității oricărei mașini-unelte pe baza unui singur parametru  $K_{red}$ , pentru fiecare poziție a subansamblurilor mobile ale mașinii-unelte.

#### 1.4. Factorii care influențează procesele dinamice la mașinile-unelte

Cercetările experimentale [9,17,32,55,60,120,124,125,126] efectuate pe diferite tipuri de mașini-unelte, pun în evidență principalii factori care influențează autovibrațiile, factori legați de mașină-unelte, piesă, sculă, poziție relativă dintre piesă și sculă, precum și de procesul de așchiere.

În cele de mai jos se prezintă acești factori și modul în care influențează asupra mașinii-unelte în procesul de așchiere.

1.4.1. Factorii de influență dependenți de mașina-unelte. Acești factori se referă la comportarea dinamică a mașinii-unelte evidențiate prin funcția de transfer a structurii mașinii care reprezintă capacitatea de cedare dinamică relativă direcțională a sistemului, în funcție de frecvență, obținută de regulă pe cale experimentală prin curba de răspuns în frecvență.

a) Soluția constructivă a mașinii-unelte. Prin concepția constructivă privind configurația geometrică a pieselor componente, repartizarea maselor și așezarea nervurilor, etc., se asigură rigiditatea mașinii-unelte, respectiv capacitatea de cedare relativă a acesteia după diferite direcții. O analiză detaliată a poziției relative în procesul de așchiere, permite realizarea unor soluții constructive care să asigure pentru operațiile reprezentative ca forța rezultantă de așchiere sau suprafața așchiată să fie orientate perpendicular pe direcțiile slabe, conducând astfel la o îmbunătățire simțitoare a comportării la vibrații. Materiaul utilizat pentru execuție, are o mare importanță ca urmare a caracteristicilor diferite de amortizare pe care le poate avea. De asemenea tehnologiile de execuție a pieselor și subansamblurilor componente influențează comportarea la vibrații.

b) Poziția subansamblurilor mașinii. În timpul funcționării variază poziția diverselor subansambluri mobile ale mașinii, ca: mese, pionole, traverse, suporturi, etc., ceea ce determină atât distribuția maselor cât și a fluxurilor de forță, precum și comportarea dinamică a mașinii. După cum rezultă din fig. 5.52, 5.53, 5.54 prin modificarea poziției mesei la mașina de frezat universal pentru sculărie FUS-32 se modifică atât cedarea dinamică relativă, cât și frecvența de rezonanță, ceea ce influențează sensibil comportarea dinamică a mașinii. După cum rezultă din experiențele efectuate de diverși autori [9,32,60,120,124] se pot pro-

duce modificări ale capacității de cedare dinamică relativă de pînă la 300%, lățimea limită, respectiv adîncimea limită modificîndu-se aproape în aceeași proporție.

c) Turația arborelui principal. Starea ungerii lagărelor de alunecare care variază odată cu modificarea vitezei de alunecare influențează sensibil valoarea amortizării. Experiențele scot în evidență o rigidizare atît statică cît și dinamică a sistemului arbore-lagăr de alunecare, cu creșterea turației. Diagramele de stabilitate trasate pentru mașina de frezat FUS-32, fig.5.29 ÷ 5.40, justifică cele de mai sus,  $t_{lim}$  variază cu creșterea turației.

d) Deplasarea săniilor și a meselor. Starea ungerii ghidajelor dependentă de viteza de avans poate influența amortizarea, respectiv comportarea dinamică a mașinii. Experiențele arată că frecvența de rezonanță scade cu creșterea vitezei de avans. Analiza sistemelor cu ajutorul semnalelor stohastice permite determinarea influenței deplasării subansamblurilor asupra comportării dinamice a mașinii-unelte.

e) Pierderi slabe, jocuri și influențe de neliniaritate. Teoria elaborată pentru calculul stabilității mașinilor-unelte în procesul de așchiere presupune că toți termenii ecuației diferențiale descriu o comportare liniară. Datorită jocurilor în lagăre și ghidaje pot apărea neliniarități. Jocul și strîngerea slabă în punctele de îmbinare, în unele condiții pot duce la o creștere sensibilă a amortizării. Fenomenul este bine cunoscut, deoarece, se practică, adesea, desfacerea strîngerii din ghidaje pentru îmbunătățirea comportării dinamice a mașinilor-unelte. La cercetările experimentale, efectul acestor neliniarități se scoate prin pretensionarea prezentă în excitarea relativă, datorată forței statice.

f) Temperatura de regim. Starea îmbinărilor - fixe și mobile - depinde foarte mult de regimul termic în care lucrează, fiind influențate condițiile de strîngere și alunecare, influențînd comportarea dinamică a mașinii-unelte. Astfel, cercetările privind comportarea la vibrații a mașinilor-unelte trebuie făcute cînd mașina a ajuns la regimul termic.

1.4.2. Factorii de influență dependenți de procesul de prelucrare prin așchiere. În procesul de prelucrare prin așchiere vibrațiile pot fi generate sau favorizate de sculă, de piesa de prelucrat și de elementele procesului de așchiere.

A. Factorii dependenți de scula așchietoare sînt:

a) Pasul sculelor cu mai multe muchii tăietoare. Folosirea sculelor așchietoare cu mai multe muchii tăietoare, datorită așchierii intermitente, conduc la vibrații forțate, cauzate de variația



componentei tangențiale a forței de așchiere ce acționează pe fiecare dinte, după curba din fig.1.13, în cazul frezării frontale și fig.1.14, în cazul frezării cilindrice.

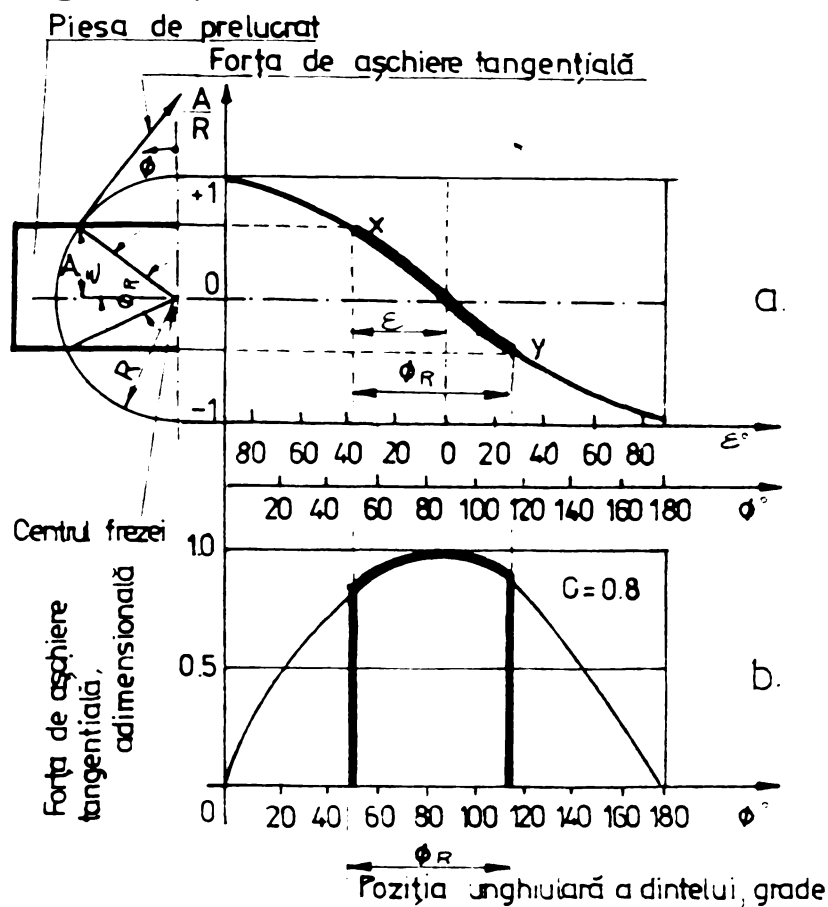


Fig. 1.13

La frezarea frontală, când numărul de dinți efectiv nu este un întreg și lățimea piesei prelucrate este mai mică decât jumătate din diametrul frezei, variația componentei tangențiale a forței de așchiere, are aproximativ forma unei serii de impulsuri dreptunghiulare. Când unul din multipli ai frecvenței de intrare în funcțiune a dinților, este apropiată de frecvența proprie, se produc vibrații de amplitudine mare.

La frezarea cilindrică cu dinți drepti, suprapunerea variațiilor forței de așchiere ce acționează asupra fiecărui dinte, dă întotdeauna naștere unei vibrații de forma dinților de ferestru, a forței tangențiale ce acționează asupra frezei.

Condițiile sînt ceva mai bune în cazul frezelor cu dinți înclinați, din cauza suprapunerii variațiilor de forță de formă trapezoidală, care pot da o forță resultantă aproape constantă, cu condiția ca un număr întreg de dinți să lucreze simultan. În mașinile-unelte moderne vibrația se reduce prin montarea unui volant pe axul frezei, influența sa fiind neglijabilă la turații joase.

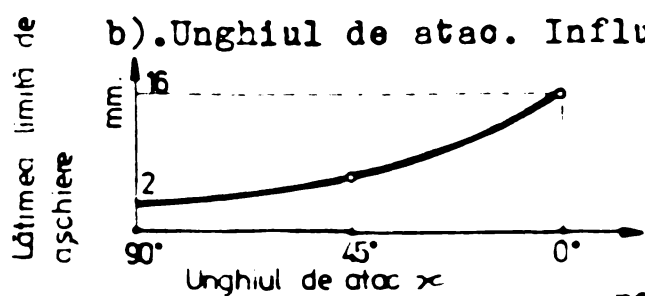


Fig. 1.15

b). Unghiul de atac. Influența unghiului de atac  $\alpha$  se poate cel mai ușor evidenția într-o operație de strunjire, după cum rezultă din fig.1.15, micșorarea unghiului de atac

are efect stabilizator asupra vi-

brațiilor, ducînd la mărirea limitei de așchiere.

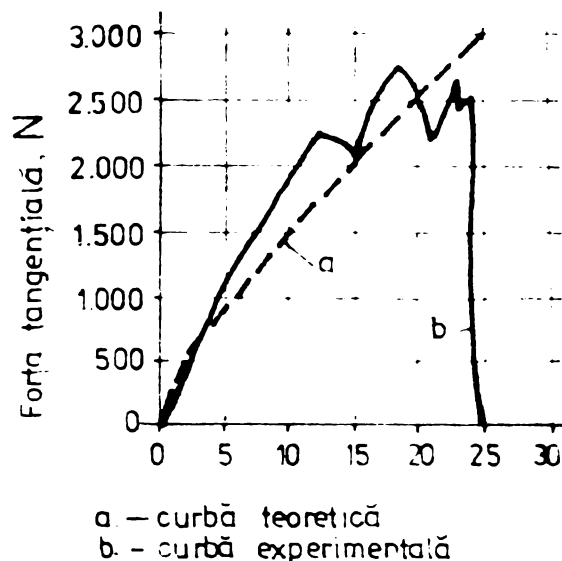


Fig. 1.14

La frezarea frontală, când numărul de dinți efectiv nu este un întreg și lățimea piesei prelucrate este mai mică decât jumătate din diametrul frezei, va-



c) Unghiul de degajare  $\gamma$ . O creștere a unghiului  $\gamma$  îmbunătățește în general stabilitatea procesului de așchiere, întrucât odată cu mărirea unghiului de degajare, variația forței dinamice de așchiere la variația grosimii așchii se micșorează, ceea ce mărește valoarea limitei de stabilitate.

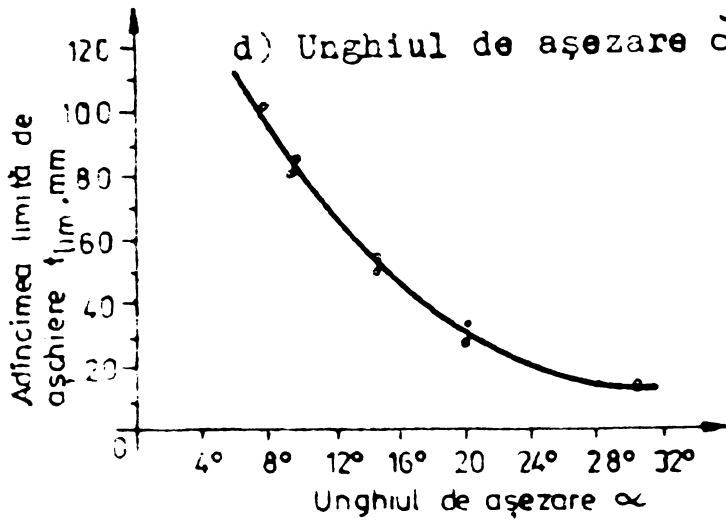


Fig 1.16

d) Unghiul de așezare  $\alpha$ . Experiențele arată că limita de stabilitate crește odată cu scăderea unghiului de așezare, așa cum se poate deduce din curba experimentală prezentată în fig.1.16. Pentru valori foarte mici ale unghiului de așezare apar frecări între sculă și piesă care împiedică așchiera în bune condiții.

e) Uzura sculei. Starea de uzură a sculei influențează stabilitatea, limita de stabilitate se schimbă cu timpul de folosire. În fig.1.17, s-a reprezentat variația adâncimii limită de așchiere cu cursa de avans, proporțională cu timpul de lucru a sculei.

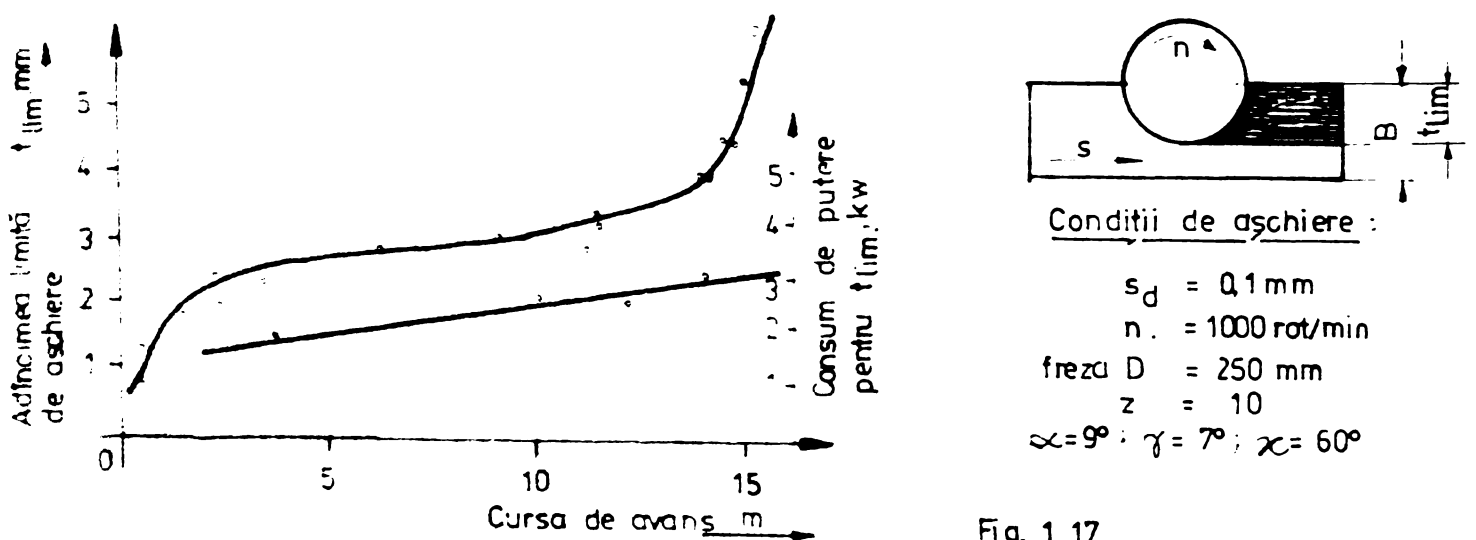


Fig. 1.17

La o anumită uzură a sculei, după 12 m de cursă de avans se observă că adâncimea limită crește foarte mult. De asemenea, o dată cu creșterea uzurii se mărește și puterea efectiv consumată.

B. Factori dependenți de piesa de prelucrat, sînt:

a) Materialul de prelucrat. Are o importanță deosebită. Influența materialului asupra limitei de stabilitate este reprezentată prin coeficientul dinamic de așchiere  $k_c = dF/da$ , care desoreie modificarea forței de așchiere, datorată modificării grosimii așchii, perpendicular pe suprafața de așchiere. Valoarea acestui coeficient  $k_c$ , dacă geometria sculei rămîne constantă, depinde în primul rînd de natura materialului.

Experiențele și constatările practice arată că în aceleași

condiții de prelucrare, limita de stabilitate la prelucrarea unui material dur este mult mai mică decât la prelucrarea unui material moale, adică: valoarea coeficientului  $k_0$  este invers proporțională cu lățimea, respectiv adâncimea limită de așchiere.

Neomogenitatea materialului înrăutățește stabilitatea sistemului, în procesul de așchiere.

b) Lungimea piesei de prelucrat. Are o influență negativă asupra limitei de stabilitate. Adică, elasticitatea piesei influențează comportarea la vibrații a sistemului, în procesul de așchiere.

c) Masa piesei de prelucrat. Modifică frecvența proprie a sistemului, precum și amortizarea lui, influențând sensibil asupra amplitudinii la rezonanță, respectiv asupra stabilității sistemului.

d) Fixarea piesei de prelucrat. Când nu se asigură o suprafață de contact suficient de mare între piesă și elementul de strângere, în fluxul de forță, locul de prindere a piesei va deveni un punct slab, ceea ce conduce la micșorarea limitei de stabilitate.

C. Factorii dependenți de elementele așchierii, sînt:

a) Avansul. În majoritatea cazurilor, avansul influențează amplitudinea vibrațiilor ca un element amortizor, fig. 1.18 la

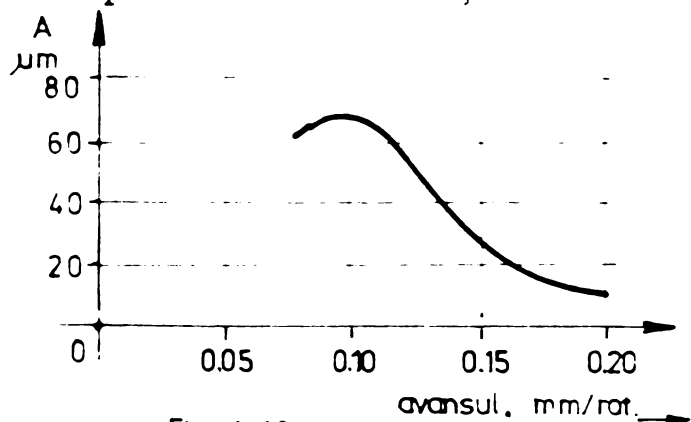


Fig. 1.18

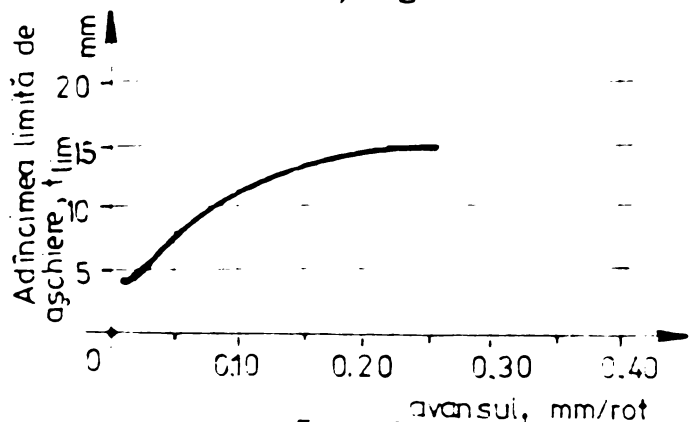


Fig. 1.19

creșterea avansului amplitudinea scade. O mărire a avansului determină o rigidizare a pieselor din circuitul de forțe și în punctul de așchiere, ceea ce conduce la creșterea limitei de așchiere fig. 1.19.

b) Viteza de așchiere. Experiențele arată că amplitudinea vibrațiilor variază în funcție de viteza de așchiere după o curbă

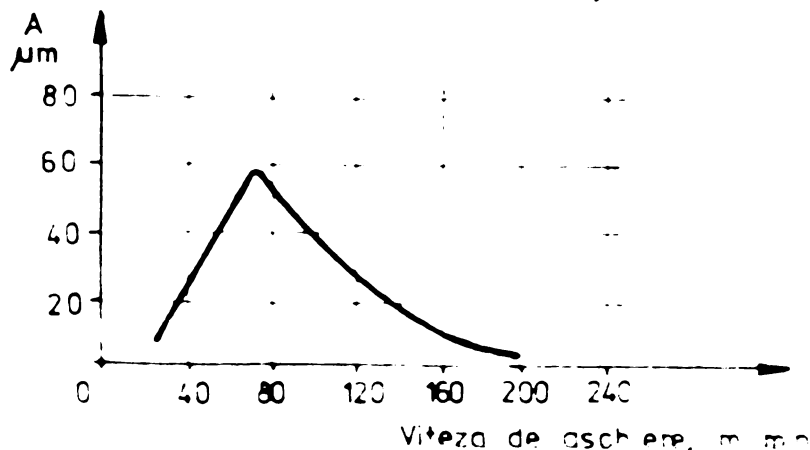


Fig. 1.20

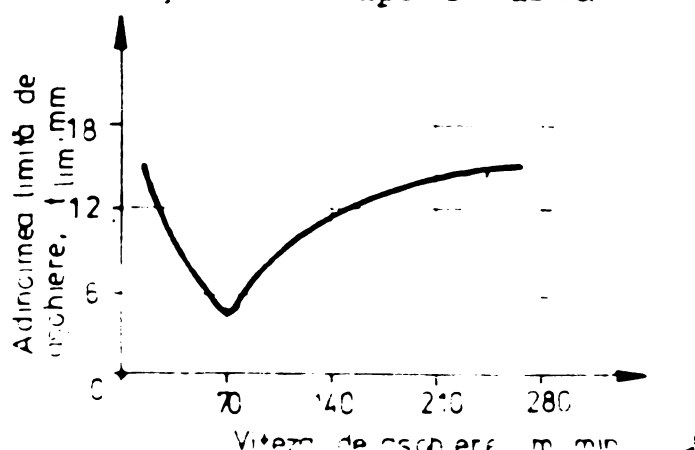


Fig. 1.21

fig.1.20, cu un maxim în intervalul 60-120 m/min.

În domeniul vitezelor de aşchiere joase, cu creşterea vitezei de aşchiere, limita de stabilitate scade, fig.1.21, iar după depăşirea unui minim, creşterea vitezei de aşchiere are o influenţă stabilizatoare.

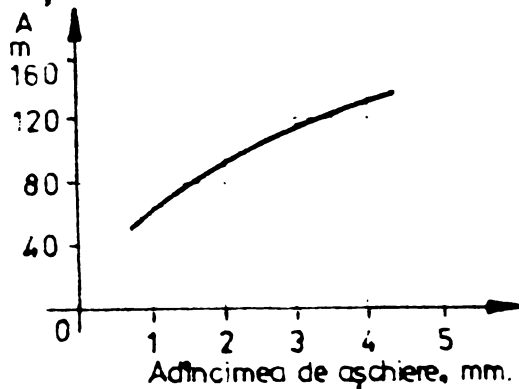
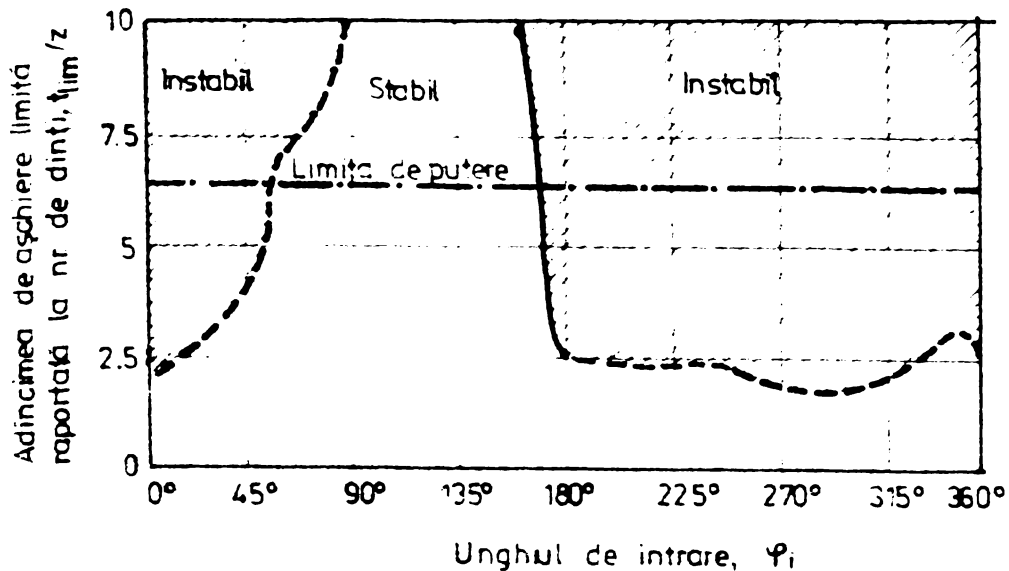


Fig 122  
sită se numeşte adâncime critică.

c) Adâncimea de aşchiere. Odată cu mărirea adâncimii de aşchiere, amplitudinea vibraţiilor creşte aproape liniar, fig.1.22, ajungând la un moment dat la depăşirea limitei de stabilitate a sistemului, moment în care amplitudinea autovibraţiilor creşte brusc şi continuarea procesului de aşchiere devine imposibil. Adâncimea de aşchiere la care stabilitatea la vibraţii a sistemului este depăşită

d) Poziţia relativă dintre sculă şi piesă, influenţează sensibil comportarea dinamică a maşinilor-unelte, ceea ce impune ca la calculele de stabilitate să se introducă coeficienţii de influenţă a orientării direcţionale.



În fig.1.23, se prezintă variaţia adâncimii de aşchiere limită în funcţie de unghiul de intrare în aşchie a dinţilor frezei, la o frezare frontală. După cum rezultă din fig.1.23, în domeniul 180° la 360° se pot obţine adâncimii de aşchiere relativ mici, pe când în domeniul 30° la 150°, se obţin adâncimi de aşchiere

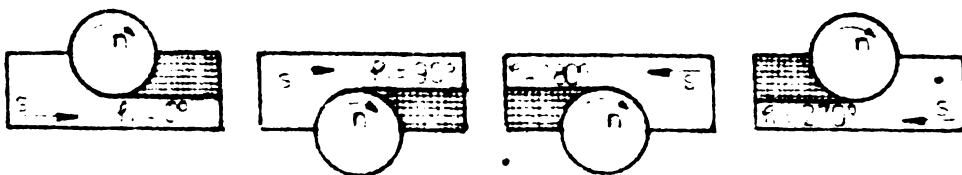


Fig 123

mari, putându-se utiliza întreaga putere instalată a maşinii.

#### 1.4.3. Concluzii.

În practică se impune deseori problema de a se stabili măsuri eficiente pentru înlăturarea autovibraţiilor. Analiza factorilor ce influenţează limitele de stabilitate permit stabilirea unor măsuri de amonstare a comportării dinamice a maşinilor-unelte. În anexa nr. 7 se dau toate măsurile care au o influenţă stabilizatoare.

În cazul alegerii măsurii cele mai potrivite trebuie în primul rând avut în vedere posibilitatea de a aplica efectiv măsura propusă și de a evidenția pe bază de măsurători efectul aplicării măsurii.

În mod obișnuit pe mașinile existente sînt posibile numai astfel de măsuri care se referă la modificarea orientării direcționale și a condițiilor privind procesul de așchiere.

Măsurile ce se referă la piesa de prelucrat sînt posibile numai rareori. În ceea ce privește comportarea dinamică a mașinii propriu zise, ea poate fi influențată printr-o mărire a amortizării sistemului introducînd amortizori activi sau pasivi.

## 2. PROCESELE DINAMICE ALE MAȘINILOR-UNELTE

### 2.1. Generalități

La mașinile-unelte, în procesul de așchiere, apariția vibrațiilor este inevitabilă, iar în situațiile în care amplitudinea depășește limitele impuse de calitatea suprafeței, de precizia dimensională și de formă a suprafeței generate, fenomenul vibrator este dăunător. Deplasările relative dintre piesă și sculă (vibrațiile) ce apar în timpul procesului de așchiere și constituie abateri de la mișcările impuse (de la traiectoriile mișcării principale și a celor de avans) pot avea diferite cauze reprezentate schematic în anexa nr.8. După natura lor vibrațiile mașinilor-unelte, pot fi: libere, forțate și autovibrații.

### 2.2. Vibrațiile mașinilor-unelte

A. Vibrațiile libere, caracterizează procesele tranzitorii, care datorită amortizărilor mari în îmbinările mașinilor-unelte au o durată foarte scurtă, ne reprezentînd interes practic deosebit. Studiul vibrațiilor libere este oportun, deoarece:

- procesele tranzitorii sînt componentele procesului dinamic complex al mașinii-unelte;
- procesele tranzitorii provocate de inversarea sensului mișcării maselor se desfășoară concomitent cu procesul de așchiere;
- frecvențele vibrațiilor libere sînt frecvențele proprii ale structurii mașinii-unelte, parametru dinamic foarte important pentru desfășurarea procesului vibrator;
- stabilitatea sistemului dinamic, se apreciază pe baza soluțiilor ecuațiilor diferențiale ce descriu procesul tranzitoriu.

riu al sistemului respectiv.

B. Vibrațiile forțate, la prelucrarea pe mașinile-unelte pot fi:

a) Vibrații forțate care nu depind de procesul de așchiere. Această categorie de vibrații apare ca urmare a imperfecțiunilor tehnologice de prelucrare și asamblare a organelor mașinilor-unelte, de particularitățile constructive ale mașinii, ca și de vibrațiile transmise de la alte mașini și instalații vecine. Particularitățile principale ale acestor vibrații sînt următoarele:

- sistemul mașină-unealtă, dispozitiv, piesă-sculă, vibrează cu frecvența forței de excitație;
- frecvența vibrațiilor este relativ joasă;
- amplitudinea vibrațiilor poate crește mult dacă frecvența forței de excitație este în apropierea unei frecvențe proprii a mașinii (rezonanță).

b) Vibrații forțate care depind de procesul de așchiere. Apariția acestei categorii de vibrații este legată de numeroși factori, ca: variația adausului de prelucrare, variația periodică a secțiunii așchii, neomogenitatea materialului de prelucrat și alții. În acest caz, forța excitatoare care acționează asupra sistemului tehnologic al mașinii-unelte se exprimă prin intermediul parametrilor proceselor de așchiere, de frecare sau a celor din motoarele de acționare a lanțurilor cinematice ale mașinilor-unelte.

C. Autovibrațiile, trepidațiile, sînt vibrații neamortizate, datorită unor factori perturbatori care nu au o variație periodică. Sursa acestor vibrații este însăși sistemul format din mașină-unealtă, dispozitiv, piesă, sculă, în procesul de așchiere. Într-un sistem ce poate efectua autovibrații, există sursă de energie din care sistemul extrage în timpul mișcării energia necesară compensării pierderilor de energie datorate forțelor de amortizare. În cazul mașinilor-unelte, în procesul de așchiere, energia necesară întreținerii autovibrațiilor provine din exterior, sursa de energie este motorul de acționare. Astfel toată energia disipată este compensată permanent de energia primită de la motorul electric [13].

Analiza fenomenului fizic ce are loc într-un sistem auto-oscilant se poate face dacă se consideră bilanțul energetic al sistemului. Analiza fenomenului fizic al autovibrațiilor la mașinile-unelte, în procesul de așchiere se poate studia pe fig.2.1, unde este reprezentată fiecare poziție relativă a vârfului sculei



și variația grosimii stratului de așchiet în procesul de prelucrare cu vibrații, precum și diagramele lucrului mecanic a componentelor Z și Y a forței de așchiere

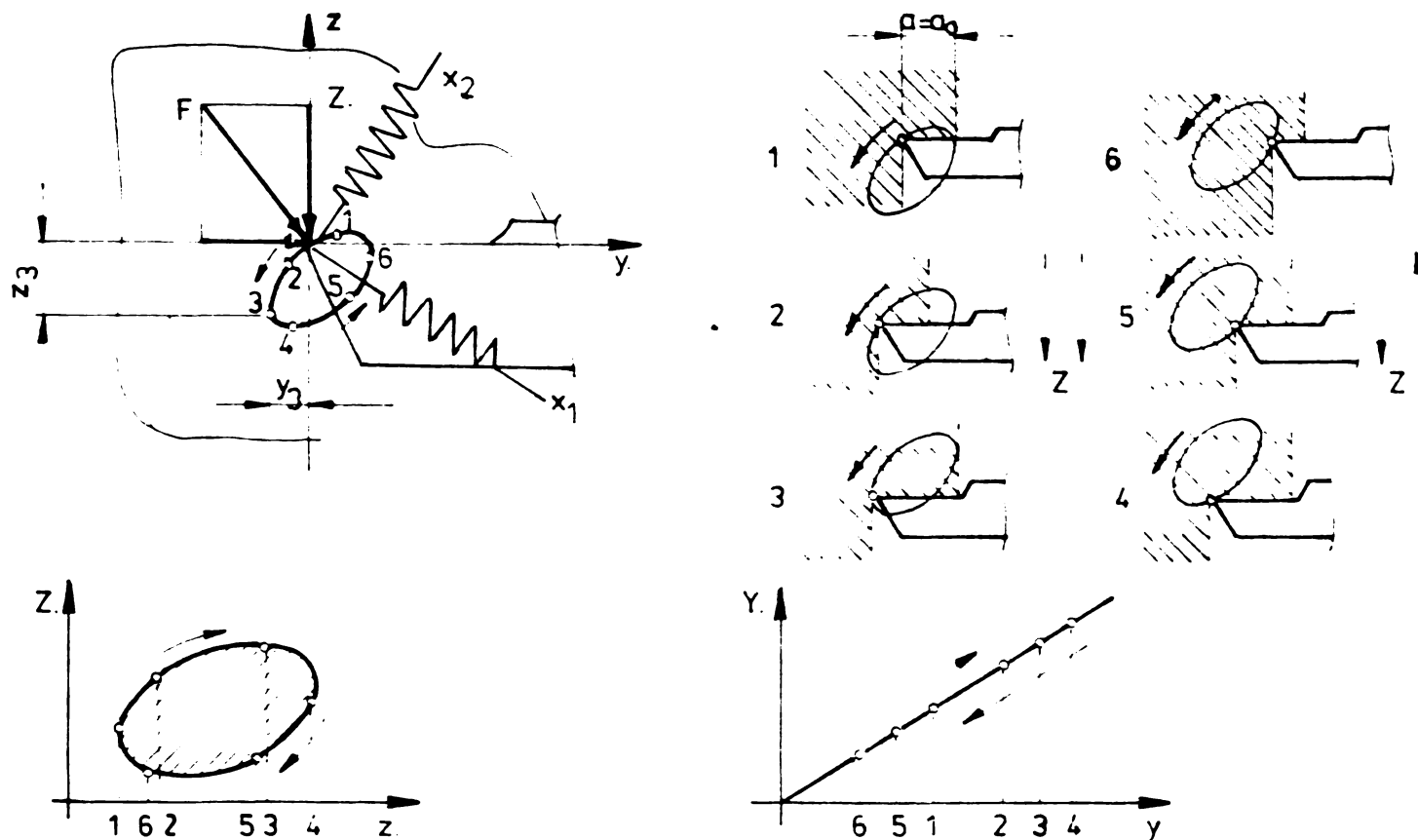


Fig. 2.1

În pozițiile 1, 2 și 3 direcția vibrațiilor coincide cu componenta Z a forței de așchiere, deci lucrul mecanic ce acționează asupra sculei este pozitiv, iar în pozițiile 4, 5 și 6 nu mai coincide cu aceasta, lucrul mecanic fiind negativ. Rezultă, că într-un ciclu se efectuează lucrul mecanic pozitiv (curba în-cisă - 1, 2, 3, 4, 5, 6, 1) <sup>care</sup> menține vibrațiile și în prezența frecării. În acest mod apar vibrațiile stabile - autovibrații sau trepidatii, cu frecvența determinată de proprietățile sistemului oscilant, foarte apropiată de una din frecvențele proprii ale sistemului tehnologic al mașinii-unelte, fără a fi egală cu ea și nu are nici o legătură cu viteza unghiulară a arborelui principal sau a vreunui arbore din lanțul cinematic al mașinii respective. Dacă vârful sculei s-ar deplasa în sens invers sensului desenat în fig. 2.1, ar avea un efect amortizor asupra vibrațiilor, componenta Z a forței de așchiere ar mări energia disipată [2,66].

Vibrațiile autoexcitate, care apar la mașinile-unelte în timpul procesului de așchiere, sînt produse, în majoritatea cazurilor, de către variația periodică a forțelor de așchiere, variație provocată de modificarea unui sau mai multor parametri de care depind acestea. După natura factorilor excitaatori autovibrațiile ce apar în sistemul tehnologic al mașinilor-unelte, [2, 11, 60, 61, 124, 125], sînt:



a) Autovibrații care apar în procesul de așchiere ca urmare a interdependenței dintre mărirea forței dinamice de așchiere și deplasarea relativă dintre sculă și piesă. Cauzele autovibrațiilor din această categorie, sînt:

a<sub>1</sub>) Efectul regenerativ. Vibrațiile forțate ce se manifestă în direcția normală pe planul de așchiere, produc variația poziției relative sculă-piesă și în consecință variația grosimii așchierii, fig.2.2, și, ca urmare, a forței de așchiere. Variația poziției relative dintre sculă și piesă, are ca urmare un contur deformat armonic la suprafața piesei respectiv undulații ale suprafeței prelucrate. După o rotație completă, undulațiile suprafeței prelucrate în trecerea anterioară vor acționa corespunzător asupra sculei, producînd o variație periodică a solicitării. Astfel ia naștere o variație a grosimii de așchiere

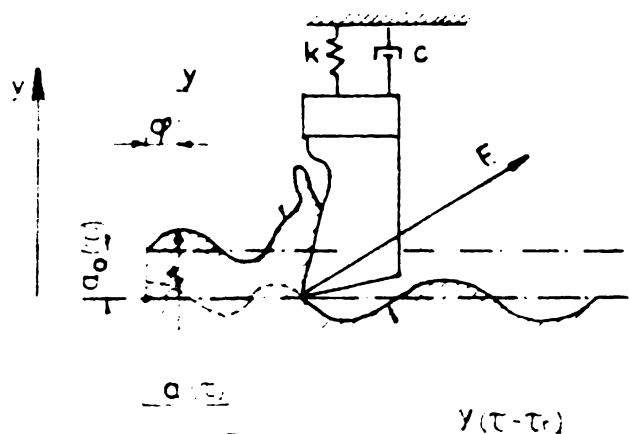


Fig. 2.2

care în cazul în care turația rămîne neschimbată, se va produce cu o frecvență egală cu frecvența proprie a mașinii. Forțele de așchiere variabile ce apar în acest caz excită din nou mașina cu frecvența ei proprie astfel încît vor fi create prin așchiere din nou undulații sinusoidale la suprafața piesei. Dacă amortizarea sistemului tehnologic al mașinii-unelte este suficient de mare ca să „linițească” acest fenomen, procesul de așchiere va fi stabil. Dacă vibrațiile cresc, ca urmare a faptului că amortizarea sistemului nu este suficientă să „stingă” procesul regenerativ, procesul de așchiere va deveni instabil. Defazaajul dintre undulația nou creată și cea precedentă are rol hotărîtor, întrucît, detașarea nouă de așchie, de pe suprafața anterior produsă, menține procesul de vibrație, fenomenul se numește vibrație regenerativă.

Introducînd un coeficient de acoperire  $\mu$ , cu valoarea cuprinsă între 0 și 1 grosimea instantanee a așchierii, va avea valoarea:

$$a \tau = a_0 \tau - \gamma \tau + \mu \gamma (\tau - \tau_r) \quad (2.1)$$

unde:

$\gamma \tau$  = cedarea totală a sistemului la timpul  $\tau$ , care constituie acțiunea primară;

$\gamma \tau_r$  = cedarea la timpul  $\tau - \tau_r$ , care constituie efectul regenerativ [25, 37, 140];

$\tau_r$  = timpul necesar unei rotații arborelui princi-

pal  $\left[ \tau_r = \frac{1}{n} \right]$ , iar  $n =$  frecvența de rotație a arborelui);  
 Transformanta Laplace a ecuației (2.1), este:

$$Q(p) = Q_{op} - \gamma p + \mu \cdot \gamma(p) e^{-\tau_r p} \quad (2.2)$$

unde  $p = \sigma + i\omega$  este variabila complexă, numită și operator Laplace.

Funcția de transfer a variației grosimii așchii va fi:

$$\frac{\gamma(p)}{Q_{op} - Q_p} = \frac{1}{1 - \mu e^{-\tau_r p}} \quad (2.3)$$

Variației grosimii așchii îi corespunde o variație a forței de așchiere. Astfel, grosimii instantanee de așchiere îi corespunde o forță instantanee de așchiere. Cercetările teoretice și experimentale [3, 17, 32, 37, 55, 60, 67, 68, 113, 120, 124] au condus la diferite expresii matematice a forței dinamice de așchiere. Din considerente practice se folosește cel mai frecvent forța dinamică de așchiere dată de relația

$$F_{\tau} = k_c \cdot C_{\tau} \quad (2.4)$$

unde  $k_c$  reprezintă coeficientul dinamic al forței de așchiere, (rigiditatea dinamică de așchiere în  $\text{daN}/\mu\text{m}$  și depinde de proprietățile materialului, geometria funcțională a sculei, viteza de așchiere și lățimea sau adâncimea de așchiere. S-au elaborat metode și standuri pentru determinarea experimentală a coeficientului dinamic din relația (2.4).

Stabilitatea sistemului dinamic al mașinii-unelte, la efectul regenerativ, este reprezentată în schema bloc din anexa nr.6.

a<sub>2</sub>) Depunerile pe tăiș. Cercetările experimentale [12, 60, 124] confirmă natura autovibratorie a fenomenelor ce însoțesc formarea așchiilor fragmentate și a depunerilor instabile fig.2.3.

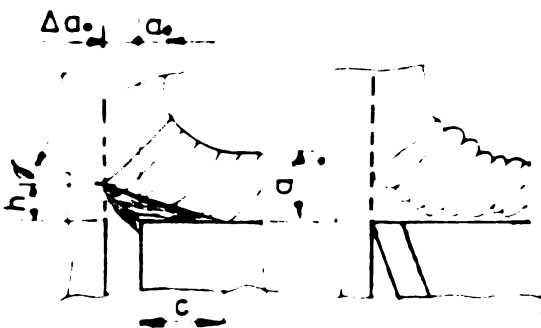


Fig.2.3

În primul moment al formării depunerii înălțimea ei este relativ mică, scula încălzită în timpul formării depunerii nu reține materialul așchiat. Dar, pe măsura răcirii sculei, înălțimea reală a depunerii se mărește într-un ritm destul de rapid. Când depunerea atinge

înălțimea sa limită se produce alunecarea și distrugerea ei. În primul moment al alunecării, variația grosimii stratului de așchiat este neînsemnată, deoarece proeminența depunerii se deplasează în direcția vitezei de așchiere. După aceea variația grosimii stratului de așchiat crește brusc, ceea ce provoacă variații

forței de așchiere, introducând trepidații în sistemul tehnologic al mașinii-unelte.

Graficele de variație a amplitudinilor  $A$  și a pulsațiilor  $\omega$  a structurii mașinii, precum și a pulsațiilor  $\omega_d$  de rupe-re a depunerilor și înălțimii acestora  $h$ , în funcție de variația vitezei de așchiere  $v$ , sînt prezentate în fig.2.4. Cercetările ex-

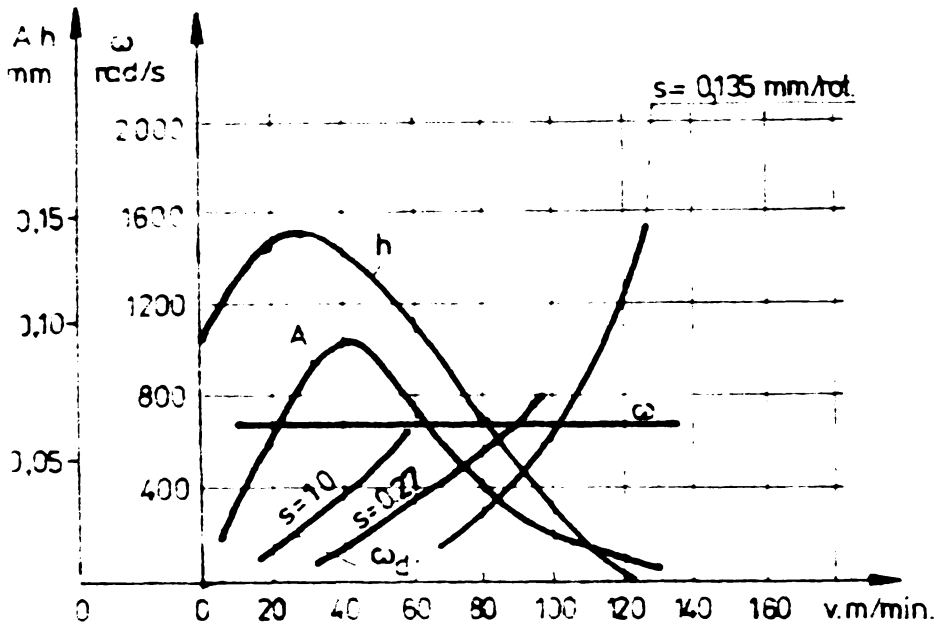


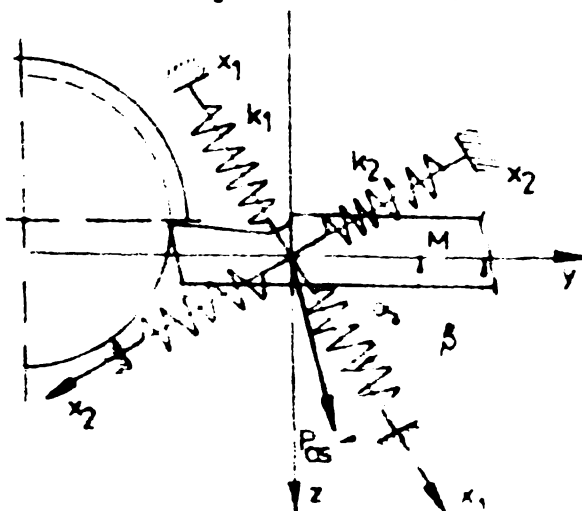
Fig 2.4

perimentale, arată că frecvența ruperii acestor depuneri, în zona vitezelor utilizate curent în practică, este apropiată de frecvența proprie a sistemului tehnologic al mașinii-unelte. Amplitudinea autovibrațiilor prezintă un maxim de așchiere pentru o viteză de așchiere mai mare, decît viteza la care depunerea pe tăiș

are valoare maximă.

Fenomenul se poate evita prin: schimbarea geometriei sculei, variația regimului de șchiere, încălzirea artificială a sculei, vibrarea ultrasonoră artificială a sculei, etc. Din fig.2.4, rezultă că variația înălțimii depunerii în funcție de viteză este mai pronunțată în domeniul vitezelor mici de așchiere. Acest fenomen nu are caracter general, se limitează la regimurile de așchiere proprii sculelor din oțel rapid. Cînd se lucrează cu viteze mari de așchiere, la care practic nu se mai produc depuneri, această problemă nu prezintă importanță deosebită.

Esența autovibrațiilor de tipul  $a_1$  și  $a_2$  poate fi explicată pe un sistem mecanic cu minimum două grade de libertate [12, 60, 110, 124]. Modelul dinamic echivalent reprezentat în fig.2.5,



presupune piesa absolut rigidă, iar scula, suportul său și întregul lanț cinematic ca un punct material susținut de două arcuri, care acționează pe direcțiile a două coordonate normale.

Presupunînd că întregul sistem este scos din poziția de e-

chilibru de o forță perturbatoare, considerându-se că forța de aşchiere depinde numai de valoarea reală a grosimii aşchii, mişcarea pe cele două direcții este descrisă de sistemul de ecuații diferențiale:

$$m\ddot{X}_1 + [k_1 + r \cos \alpha_0 \cos (\beta - \alpha_0)] X_1 - r \sin \alpha_0 \cos (\beta - \alpha_0) X_2 = 0 \quad (2.5)$$

$$m\ddot{X}_2 + r \cos \alpha_0 \sin (\beta - \alpha_0) X_1 + [k_2 - r \sin \alpha_0 \sin (\beta - \alpha_0)] X_2 = 0 \quad (2.6)$$

unde:

$m$  = masa echivalentă a sistemului;

$r$  = coeficient de proporționalitate dintre forța de aşchiere și variația grosimii aşchii.

Ecuația caracteristică (a pulsațiilor complexe), este

$$\begin{vmatrix} m\lambda^2 + k_1 + r \cos \alpha_0 \cos (\beta - \alpha_0) & -r \sin \alpha_0 \cos (\beta - \alpha_0) \\ + r \cos \alpha_0 \sin (\beta - \alpha_0) & m\lambda^2 + k_2 - r \sin \alpha_0 \sin (\beta - \alpha_0) \end{vmatrix} = 0 \quad (2.7)$$

Folosind notațiile:  $\sin \alpha_0 \sin (\beta - \alpha_0) = a$

$\cos \alpha_0 \cos (\beta - \alpha_0) = b$  și introducând coeficienții adimensionali

$\frac{k_1}{r} = \xi_1$ ;  $\frac{k_2}{r} = \xi_2$ , ecuația pulsațiilor va avea rădăcinile:

$$\lambda_{1,2}^2 = \frac{r}{m} - A \pm \sqrt{D} \quad (2.8)$$

$$A = \frac{\xi_1 + \xi_2 + b - c}{2} \quad \text{și} \quad D = A^2 - [\xi_1 \cdot \xi_2 - c \xi_1 + b \xi_2] \quad (2.9)$$

Deoarece  $\xi_1 > 0$ ;  $\xi_2 > 0$  și  $b - c = \cos \beta > 0$ ,

rezultă că întotdeauna este verificată condiția  $A > 0$ . Astfel, în funcție de valorile  $A$  și  $D$  pot apărea următoarele situații:

- Când  $D > 0$ , și  $A > \sqrt{D}$ , rezultă:  $\lambda_1^2 < 0$  și  $\lambda_2^2 < 0$ , rădăcinile vor fi pur imaginare, mişcarea va fi armonică, iar procesul de aşchiere stabil;

- Când  $D > 0$  și  $A < \sqrt{D}$ , rezultă:  $\lambda_1^2 < 0$  și  $\lambda_2^2 > 0$ , două rădăcini vor fi imaginare și două reale. Mişcarea rezultă din suprapunerea unei mişcări armonice și a două mişcări aperiodice, dintre care una amortizată iar cealaltă crescătoare cu  $e^{|\lambda_2| \tau}$ , procesul de aşchiere este instabil;

- Când  $D < 0$ , pătratele pulsațiilor sînt complexe. Se obțin patru rădăcini de forma:  $\lambda_{1,2,3,4} = \pm n \pm ip$ . Mişcarea rezultă din suprapunerea a două oscilații pseudo-periodice, una amortizată, iar cealaltă cu amplitudinea crescătoare  $e^{n\tau}$ , caz de autovibrație, procesul de aşchiere este instabil;

- Când  $D = 0$ , rezultă  $\lambda_1^2 = \lambda_2^2 = -\frac{r}{m} - A$ , cazul poate fi considerat ca limită de stabilitate, are ecuația:

$$[\xi_2 - \xi_{1,1,2}] = c + b \pm 2\sqrt{ab} = [\sqrt{a} \pm \sqrt{b}]^2 \quad (2.10)$$

b) Autovibrații datorate procesului de frecare.

Studiile efectuate pe sisteme cu unu sau două grade de libertate, precum și numeroasele cercetări experimentale [12, 40, 42, 75, 110] arată că mișcarea relativă dintre sania și ghidajul mașinii-unelte poate fi însoțită de autovibrații care se deosebesc prin caracterul lor - armonice sau de relaxare, prin frecvență și direcție-tangente sau normale la suprafețele în contact.

Caracterul, frecvența și direcția acestui gen de autovibrații depind de condițiile frecării, de parametrii mișcării relative din cuplajul cinematic și de caracteristicile sistemului corespunzător lanțului cinematic. Lucrările dezvoltate pe această temă au ca premiză teoretică: caracteristica descrescătoare a forței de frecare în funcție de viteză; prezența saltului la trecerea de la repaus la mișcare; dependența forței de frecare de durata imobilității contactului; dependența forței de frecare de apăsarea normală cu luarea în considerare a particularităților sistemului tehnologic cu mai multe grade de libertate.

La viteze mici de alunecare, în condițiile frecării uscate, mixte sau limită, mișcarea poate fi însoțită de anumite intermitențe sau sacadări, autovibrații de relaxare. Fenomenul este cunoscut sub denumirea de „stick-slip”.

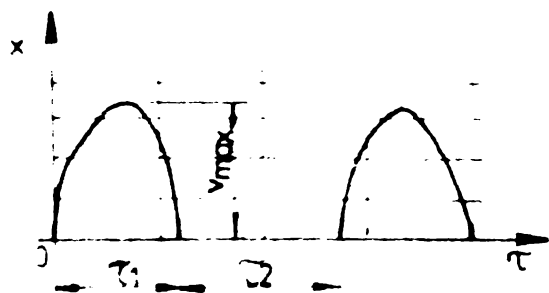


Fig. 2.6

Caracterul mișcării sacadate este prezentat în fig.2.6, suma duratei  $\tau_1$  a saltului și  $\tau_2$  a imobilității reprezintă perioada. Autovibrațiile de relaxare influențează negativ uniformitatea avansului, starea suprafeței ghidajelor, calitatea suprafețelor prelucrate, precizia de prelucrare, etc.

Fenomenul „stick-slip” se explică prin aderența materialului, prin formarea unor punți de microsuduri (depuneri de material). Fenomenul apare la viteze mici,  $v = 0,18 \div 180$  mm/min., întrucât punțile de microsuduri pot rezista numai la o disipare rapidă a energiei calorice, corespunzătoare unor timpi de răcire de ordinul  $10^{-7} - 10^{-4}$  s.

Coeфициentul de „stick-slip”, definit prin raportul dintre coeficientul de frecare static  $\mu_s$  și cel cinetic  $\mu_k$ , funcție de viteza de alunecare, semnalizează apariția sau nu a fenomenului.



lui. Astfel, dacă  $\mu_s/\mu_k \geq 1$  mișcarea va fi scadată, iar la  $\mu_s/\mu_k < 1$  stick-slipul se consideră practic amortizat.

Extinderea domeniului vitezelor de alunecare fără mișcare scadată, este posibil prin: utilizarea unor lubrefianți cu adaosuri speciale, descărcarea ghidajelor, utilizarea ghidajelor cu elemente intermediare, modificarea rugozității ghidajelor, modificarea rigidității structurii și altele.

c) Autovibrații cauzate de cuplarea poziției.

Efectul de cuplare poate produce și el autovibrații la regimuri de așchiere cu avans mare, care pot conduce la instabilitatea dinamică a procesului de așchiere. 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.

În cazul unui proces de așchiere cu avans mare, atunci când elementul de fixare a sculei prezintă o oarecare elasticitate, scula poate vibra față de piesă, astfel pot apărea autovibrații, fenomenul fizic fiind analizat în fig.2.1.

Prin rezolvarea ecuațiilor de mișcare ale sistemului, rezultă că grosimea limită a așchii, la care apare instabilitate, este direct proporțională cu diferența patratelor frecvenței proprii.

Pentru formularea matematică a efectului de cuplare este valabilă schema bloc din anexa nr.6, din care lipsește termenul de întârziere caracteristic efectului regenerativ.

Cercetările privind efectul cuplării de poziție evidențiază următoarele:

- trepidațiile (autovibrațiile) apar numai atunci când curba echivalentă de răspuns în frecvență intersectează axa reală negativă;

- frecvența autovibrațiilor este total independentă de turație sau de viteza de așchiere;

- lățimea respectiv adâncimea limită datorită efectului de cuplare este mai mare sau egal cu cea datorată efectului regenerativ.

d) Autovibrații cauzate de caracteristica descrescătoare a forței de așchiere în funcție de viteză.

În fig.2.7, se prezintă caracteristica: forță tangențială de așchiere - viteză de așchiere, pentru două avansuri diferite. Descrșterea componentei tangențiale a forței de așchiere cu creșterea vitezei de așchiere, are o influență de amortizare negativă, ceea ce poate conduce la autovibrații și la instabilitate.

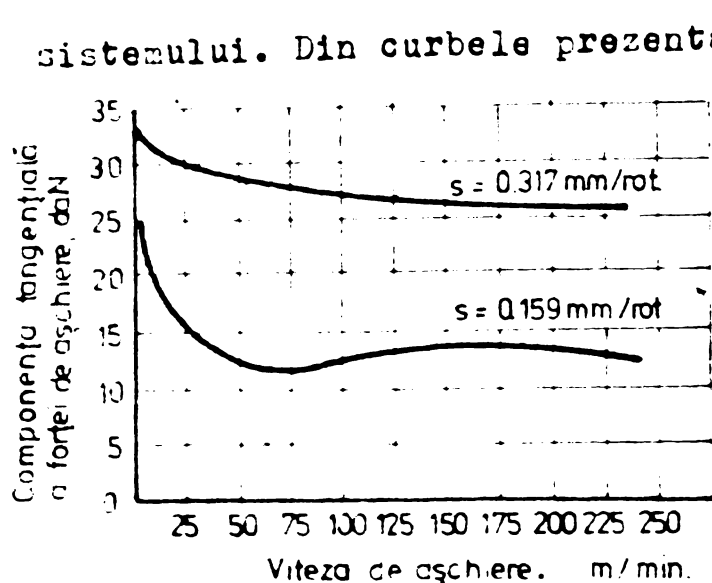


Fig. 2.7

rigiditate scăzută la încăstrare.

e) Autovibrații datorate efectului perturbator al defazajului dintre variația forței dinamice de aşchiere și viteza instantanee de aşchiere.

În literatura de specialitate [12, 32, 37, 58, 60, 99, 130] atât teoretic cât și experimental se explică apariția autovibrațiilor la aşchieră metalelor tenace prin aportul de energie în sistem, cauzat de variația cu rămânere în urmă a forței dinamice de aşchiere cu viteza instantanee de aşchiere.

În esență, fenomenul de rămânere în urmă, este explicat luându-se în considerare fenomenele plastice și termice din zona de contact aşchie - față de degajare a sculei.

Parametrul  $T_d$  depinde de lungimea de contact aşchie - față de degajare a sculei, de viteza instantanee de aşchiere și de

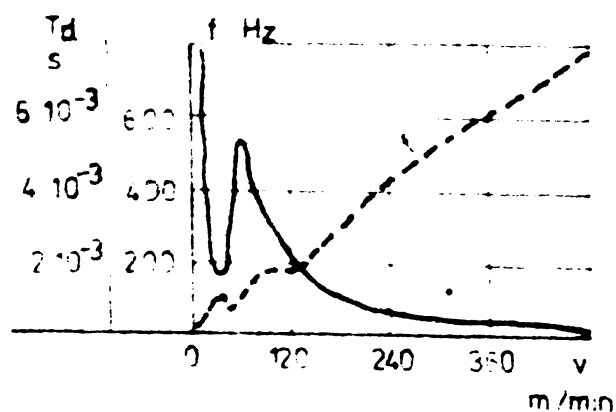


Fig. 2.8

contractația aşchiei, fiind cu atât mai mare cu cât viteza este mai mică și cu cât tasarea aşchiei este mai mare. În fig. 2.8, se prezintă influența vitezei de aşchiere asupra parametrului  $T_d$  de rămânere în urmă și asupra frecvenței  $f$  a autovibrațiilor apărute la limita de stabilitate, în următoarele condiții de aşchiere:  $s = 0,24$  mm/rot,  $\alpha = 0,21$  mm și  $\gamma = 0$ ;  $\alpha = 60^\circ$ . Sînt sesizabile valori mari ale parametrului  $T_d$  în domeniul vitezelor mici de aşchiere.

C. Doi și S. Kato, au înregistrat rămînerea în urmă  $T_d$  experimental, iar V. A. Kudinov stabilește următoarea relație de calcul:

$$T_d = \frac{m}{n} \cdot \frac{C_0 \xi_0}{v} \quad (2.11)$$

unde:  $a_0$  grosimea așchii,  $\xi_0$  valoarea medie a coeficientului de tasare,  $v$  = viteza de așchiere și  $m/n$  un coeficient constant ce depinde de material

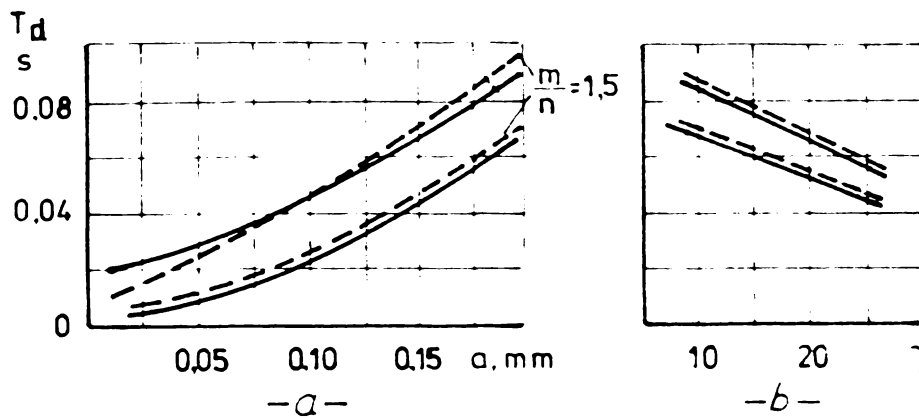


Fig 2.9

prezintă influența unghiului de degajare, prin variația coeficientului de tasare. De asemenea experiențele au demonstrat că o influență asupra parametrului  $T_d$  o au și depunerile pe tăiș tot prin modificarea coeficientului de tasare.

Ecuatia diferențială a dependenței forță dinamică - viteză instantanee de așchiere, este stabilită de S.Doii și S.Kato, V.A.Kudinov și Elyasberg, considerînd o variație exponențială a forței de frecare pe suprafața de contact așchie-sculă. În condițiile inițiale  $F(0) = 0$  și  $v(0) = 0$ , ecuația diferențială, este:

$$T_d \cdot \dot{F} + F = - H \cdot v \quad (2.12)$$

unde:  $F$  este forța dinamică de așchiere,  $N$ ,  $H$  panta caracteristicii statice forță-viteză de așchiere,  $N \cdot s/m$ , și  $v$  viteza instantanee de așchiere,  $(m/s)$ .

Aceiași dependență  $F-v$ , este stabilită de V.V.Zars, prin ecuația diferențială:

$$T_d \cdot \dot{F} + F = - H \cdot v + (1 - \lambda) \cdot T_d \cdot \frac{d(H \cdot v)}{d\tau} \quad (2.1)$$

unde:  $\lambda$  este un parametru ce caracterizează raportul dintre influența vitezei ce generează rămînerea în urmă a forței dinamice de așchiere și influența generală a vitezei.

### 2.3. Identificarea surselor de vibrații

Pentru identificarea corectă a surselor de vibrații la mașini-unelte, în procesul de așchiere este recomandat și util ca cercetările să se conducă după schema logică de diagnosticare elaborată de Kegg [54], anume:

Cînd apar vibrații se scoate scula din unelte, dar continuă să fie prezente vibrațiile, acestea reprezintă vibrații individuale.

vibrații forțate. Oprind mașina, dacă vibrațiile nu dispar, acestea sînt vibrații forțate externe determinate de forțe perturbatoare din afara mașinii-unelte. Dacă la oprirea mașinii-unelte vibrațiile dispar, avem de-a face cu vibrații forțate interne, avînd mecanismul de producere în deplasarea sau rotirea pieselor mobile ale mașinii-unelte. După frecvența acestor vibrații se determină cauzele lor.

Dacă scoțînd scula din așchiere, vibrațiile dispar, acestea sînt autovibrații, a căror frecvență rămîne constantă, chiar dacă se variază turația. Cînd frecvența vibrațiilor se schimbă cu modificarea turației, acestea sînt vibrații forțate datorate fie procesului de așchiere (frecvența de intrare în piesă a tăișurilor unui cap de frezare) fie cauzate de elementele mecanismului de acționare. De asemenea, determinarea frecvenței acestor vibrații face posibilă determinarea cauzelor ce le generează.

Autovibrațiile datorate fenomenului de „stick-slip” constituie un caz special, deoarece frecvența lor proprie depinde de viteză. Kegg propune să se determine în acest caz frecvența de excitație pe baza pasului urmelor lăsate pe suprafața de prelucrare. În acest scop trebuie să se măsoare foarte precis turația de așchiere. Dacă urmele pe piesă nu se pot determina exact se propune să se reducă viteza de așchiere. Piesa, respectiv scula așchietoare se scot rapid din așchiere pentru ca ondulațiile de pe piesă să rămîină intacte.

#### 2.4. Concluzii.

Fenomenele dinamice, care însoțesc funcționarea în gol sau în sarcină a mașinilor-unelte sînt diverse și deosebit de complexe. Complexitatea fenomenelor se datorează numărului mare și de natură diferită a factorilor care participă la procesul dinamic.

Cercetările teoretice și experimentale privind studiul comportării dinamice a mașinilor-unelte, iau în considerare fie autovibrațiile care sînt datorate efectivului regenerativ, schema bloc din anexa nr.6, fie cele datorate efectului de cuplare. Celelalte tipuri de autovibrații nu limitează capacitatea de utilizare a mașinii-unelte și de aceea sînt considerate ca nereprezentînd un interes deosebit.

Factorii luați în considerare pentru procesul de așchiere, fiind: coeficientul dinamic al forțelor de așchiere  $k_0$ , factorii orientării direcționale  $O$  și caracteristic pentru efectul regenerativ este factorul timp mort  $\tau_r$  - dependent de turație.

### 3. CONTRIBUTII PRIVIND STUDIUL DINAMICII MASINILOR-UNELTE

#### 3.1. Generalități

Cercetările experimentale și teoretice [32, 36, 60, 99], pun în evidență producerea de perturbații în procesul de prelucrare prin așchiere datorate variației forței dinamice de așchiere, în raport cu viteza instantanee de așchiere. Această variație nu se realizează simultan cu viteza de așchiere ci cu o rămânere în urmă caracterizată prin constanta de timp  $T_d$ . Acest fenomen are la bază caracteristicile plastico-termice ale materialului în zona de contact a așchierii cu scula.

Variația vitezei de așchiere are la bază variația vitezei relative între sculă și așchie. Evident că una din cauzele acestei variații o constituie vibrațiile sculei, deoarece într-un punct de contact între sculă și așchie trebuie considerată viteza  $\bar{v}_p$  a piesei impusă de procesul de așchiere și viteza  $\bar{v}_s$  a punctului respectiv de pe sculă împreună cu scula. Se poate admite că  $\bar{v}_p$  este viteza absolută și  $\bar{v}_s$  viteza de transport a punctului de contact. Deci, viteza relativă va fi dată de relația

$$\bar{v}_r = \bar{v}_p - \bar{v}_s \quad (3.1)$$

Dacă se modifică însă forța dinamică de așchiere, se modifică cuplul redus al forțelor tehnologice la axul motorului electric și deci se modifică turația acestuia. Astfel, se desprinde concluzia că viteza  $\bar{v}_p$  este o funcție de timp care se poate determina dacă se studiază interacțiunea dintre motorul de acționare și mașina-unelată.

În mod obișnuit, se admite că fenomenul de rămânere în urmă al forței dinamice de așchiere depinde mai ales de inerția transmiterii căldurii, ceea ce implică o inerție a formării așchierii în noile condiții în care se desfășoară procesul de așchiere, condiții care au la bază un impuls oarecare transmis sculei.

Considerînd o variație exponențială a forței de frecare, V.A.Kudinov și Eliasberg deduc ecuația diferențială de variație cu rămânere în urmă a forței dinamice de așchiere, sub forma

$$T_d \dot{F} + F = F_0, \quad \dot{F} = \frac{dF}{d\tau} \quad (3.2)$$



unde  $T_d$  este un parametru care caracterizează variația cu rămânere în urmă a forței dinamice în raport cu viteza instantanee de așchiere. Valoarea acestui parametru depinde de lungimea de contact așchie-sculă, de viteza de așchiere și de contractia așchiei. Valoarea lui este cu atât mai mare cu cât viteza de așchiere este mai mică și cu cât tasarea așchiei este mai mare. Dacă se consideră dependența lui  $T_d$  de viteza de așchiere, atunci, evident că ecuația (3.2) este neliniară și studiul ei se complică foarte mult,

Aici se va considera numai cazul în care  $T_d$  este constant.

Forța  $F_e$  care intervine în ecuația (3.2) are diferite expresii. Ele au fost considerate în literatură în mod separat. Astfel, de exemplu, dacă se consideră influența variației grosimii așchiei și a rămîinerii în urmă se obține pentru  $F_e$  expresia

$$F_e = r(a_0 + y) \quad (3.3)$$

unde  $a_0$  este grosimea constantă, fără vibrații, a așchiei, deci  $F_0 = r \cdot a_0$ , iar  $y$  este grosimea așchiei, egală cu deplasarea relativă dintre sculă și piesă. Evident că în acest caz ecuația (3.2) devine

$$T_d \cdot \dot{F} + F = r(a_0 + y) \quad (3.2.a)$$

iar dacă se neglijează influența rămîinerii în urmă, atunci  $T_d = 0$ , și ecuația (3.2) devine

$$F = r(a_0 + y) \quad (3.2.b)$$

care reprezintă cazul cel mai simplu.

Dacă se ține seama de rămîinerea în urmă și de viteza de așchiere, atunci

$$F_e = H \cdot v_r \quad (3.3.a)$$

unde  $H$  este panta caracteristicii statice forță - viteză de așchiere. V. V. Zars [130] face o diferențiere între influența vitezei de așchiere și influența produsă de variația vitezei de așchiere și consideră pentru forța  $F_e$  următoarea expresie

$$F_e = -H \cdot v_r + (1 - \lambda_0) T_d \cdot \frac{d(H \cdot v_r)}{dt} \quad (3.3.b)$$

Pentru a cuprinde în studiul dinamicii mașinilor-unelte cât mai mulți factori evidențiați pe cale experimentală și fără a complica nejustificat ecuațiile care descriu aceste procese se consideră pentru  $F_e$  o expresie de forma [45, 90]

$$F_e = -H \cdot v_r + (1 - \lambda_0) T_d \frac{d(H \cdot v_r)}{dt} + r(a_0 + y) \quad (3.3.c)$$

În acest fel studiul dinamicii mașinilor-unelte este mai complet, cuprinzînd: influența rămîinerii în urmă a forței dinamice față de variația vitezei de așchiere, influența accelerației de așchiere și influența variației grosimii așchii din cauza mișcării relative dintre sculă și piesă.

O altă contribuție care poate fi considerată prin introducerea forței  $F_e$  se referă la influența neuniformității turației motorului electric de acționare asupra proceselor dinamice la mașinile-unelte. Această neuniformitate se va manifesta în viteza  $\bar{v}_p$  a piesei care nu mai este o mărime constantă ci va fi o funcție de timp.

### 3.2. Dinamica sistemelor tehnologice elastice cu un grad de libertate

Se consideră modelul dinamic din fig. 3.1, care presupune

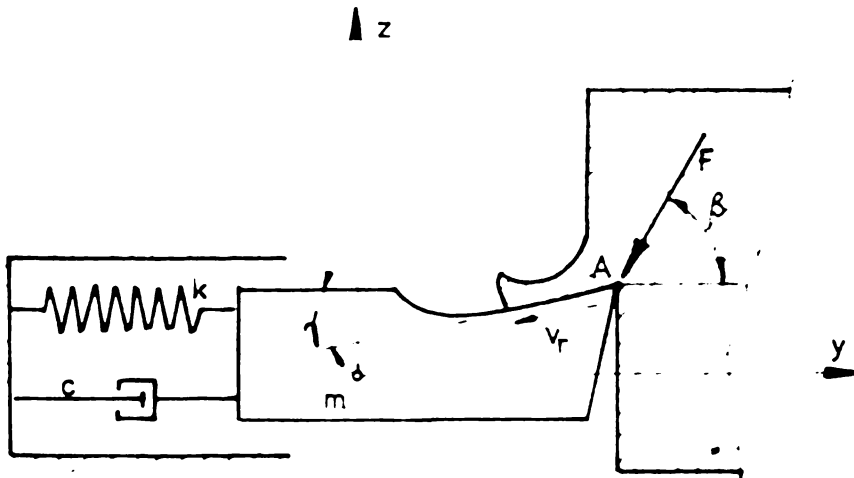


Fig 3.1

ne piesa absolut rigidă, iar scula, suportul său și întregul lanț cinematic ca un punct material sub acțiunea unei forțe elastice cu constanta  $k$  și a unei forțe de amortizare viscoasă cu constanta  $c$ , ce acționează după direcția  $y$ .

Evident că dacă cuțitul stă în repaus atunci viteza relativă  $v_r$  este egală cu viteza  $v_p$  a piesei avînd direcția din fig. 3.1. Dacă cuțitul se deplasează spre dreapta cu  $y$ , atunci viteza relativă va fi

$$v_r = v_p + \dot{y} \cos \gamma \quad (3.4)$$

Forța dinamică  $F$  se consideră concentrată în vârful sculei-

lui, fig.3.1, și deci ecuația de echilibru dinamic, este

$$F \cdot \cos \beta + m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = 0 \quad (3.5)$$

Pentru a ține seama de influențele enunțate, la studiul modelului dinamic din fig.3.1, se vor folosi ecuațiile:

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + c\dot{y} + ky + F \cos \beta &= 0 \\ T_d \cdot \dot{F} + F &= F_e \end{aligned} \quad (3.6)$$

Pentru studiul mișcării se vor considera mărimile:

$$\begin{aligned} \omega_n^2 &= \frac{k}{m}; \quad \xi = \omega_n \cdot \tau; \quad \sigma = \frac{y}{a_0} \\ P &= \frac{F}{F_0}; \quad y' = \frac{dy}{d\xi}; \quad \delta_0 = \frac{F_0 \cos \beta}{a_0 m \omega_n^2} \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$2D = \frac{c}{m \omega_n} \quad \text{și} \quad S = \omega_n T_d$$

cu aceste relații ecuația (3.6) devine:

$$\begin{aligned} \sigma'' + 2D\sigma' + \sigma + \delta_0 P &= 0 \\ \delta P' + P &= \frac{F_e}{F_0} \end{aligned} \quad (3.8)$$

care sînt exprimate în mărimi adimensionale.

Studiul mișcării se efectuează pentru diferitele forme de exprimare a lui  $F_e$ , anume:

a) Dacă pentru  $F_e$  se consideră expresia (3.3), sistemul de ecuații (3.8) devine:

$$\begin{aligned} \sigma'' + 2D\sigma' + \sigma + \delta_0 P &= 0 \\ \delta P' + P - \sigma &= 1 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Deci apar vibrații libere care dacă procesul este stabil se amortizează.

Studiul stabilității se face folosind metoda perturbației. În acest scop în sistemul de ecuații (3.9) se înlocuiește  $\sigma$  prin  $\sigma + u$  și  $P$  prin  $P + v$ , unde  $u$  și  $v$  sînt cele două per-

turbații. Înlocuind și eliminând termenii care corespund regimului neperturbat, se obține sistemul în perturbații:

$$u'' + 2D u' + u + \delta_0 v = c \quad (3.10)$$

$$-u + \delta v' + v = 0$$

Pentru acest sistem de ecuații se caută soluția de forma:

$$u = A \cdot e^{\lambda \xi} \quad ; \quad v = B \cdot e^{\lambda \xi} \quad (3.11)$$

unde A și B sînt două constante.

Înlocuind în (3.10) după simplificarea lui  $e^{\lambda \xi}$ , se obține:

$$(\lambda^2 + 2D\lambda + 1)A + \delta_0 B = 0 \quad (3.12)$$

$$-A + (1 + \delta\lambda)B = 0$$

și deci pentru evitarea soluției banale, trebuie ca:

$$\begin{vmatrix} \lambda^2 + 2D\lambda + 1 & \delta_0 \\ -1 & 1 + \delta\lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (3.13)$$

adică:

$$b_0 \lambda^3 + b_1 \lambda^2 + b_2 \lambda + b_3 = 0 \quad (3.14)$$

unde:

$$b_0 = \delta > 0 \quad ; \quad b_1 = 1 + 2D\delta > 0 \quad (3.15)$$

$$b_2 = \delta + 2D > 0 \quad \text{și} \quad b_3 = 1 + \delta_0 > 0$$

Condiția de stabilitate corespunzătoare acestui caz se reduce la

$$b_1 \cdot b_2 - b_2 \cdot b_3 > 0 \quad (3.16)$$

adică

$$(1 + 2D\delta) \cdot (\delta + 2D) - \delta(1 + \delta_0) > 0 \quad (3.17)$$

sau

$$\delta^2 + 2D - \frac{\delta_0}{2D} \delta + 1 > 0 \quad (3.17, a)$$

Considerînd parabola

$$f(\delta) = \delta^2 + \left( 2D - \frac{\delta_0}{2D} \right) \delta + 1 \quad (3.18)$$

care reprezintă limita domeniului de stabilitate.

Rădăcinile ecuației

$$f(\delta) = 0 \quad (3.19)$$

sînt:

$$\delta_{1,2} = \frac{\delta_0}{4D} - D \pm \frac{1}{2} \sqrt{4D^2 + \frac{\delta_0^2}{4D^2} - 2\delta_0 - 4} \quad (3.20)$$

deci, dacă:

$$\frac{\delta_0^2}{4D^2} + 4D^2 > 2\delta_0 + 4 \quad (3.21)$$

condiția de stabilitate a ecuației (3.17 a) este satisfăcută pentru valori ale parametrului  $\delta$  situate în afara rădăcinilor (3.20). În fig. 3.2, se prezintă parabolele reprezentînd funcția (3.18), pentru diferite valori ale parametrilor  $D$  și  $\delta_0$ .

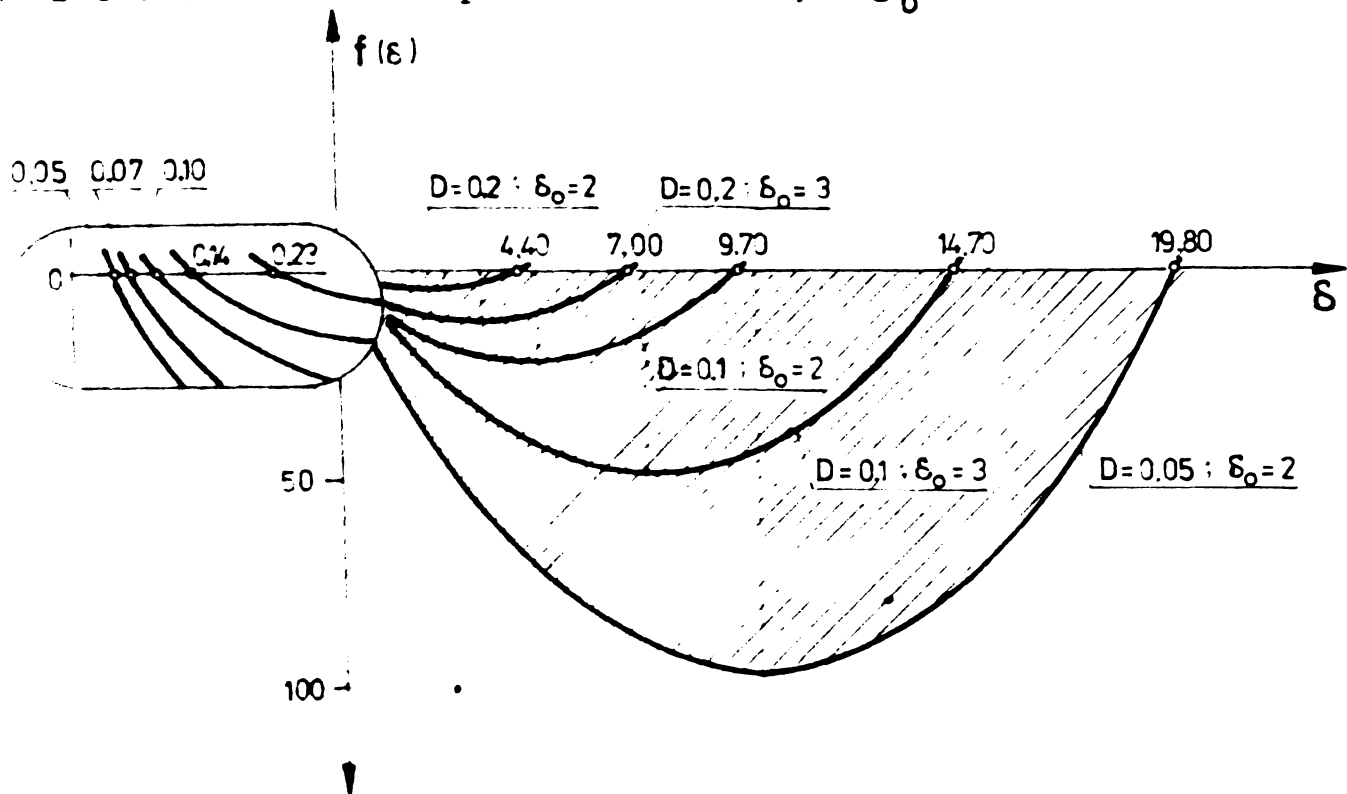


Fig. 3.2

Din compararea parabolilor reprezentate în fig. 3.2, rezultă că prin creșterea valorii parametrului  $D$  se micșorează domeniul de instabilitate iar prin creșterea valorii parametrului  $\delta_0$  se mărește domeniul de instabilitate.

Ecuația (3.14) fiind de gradul trei, rezultă că dacă este satisfăcută condiția (3.19) atunci ea admite o rădăcină reală ne-



gativă și 2 rădăcini complex conjugate cu partea reală negativă. Deci soluțiile sistemului de ecuații (3.9) vor fi de forma:

$$U = U_0 + c_1 e^{-n_1 \xi} + e^{-n_2 \xi} [c_2 \cos \omega \xi + c_3 \sin \omega \xi] \quad (3.22)$$

$$P = P_0 + a_1 e^{-n_1 \xi} + e^{-n_2 \xi} [a_2 \cos \omega \xi + a_3 \sin \omega \xi]$$

unde s-au considerat rădăcinile:

$$\lambda_1 = -n_1 \quad ; \quad \lambda_2 = -n_2 \pm i\Omega \quad (3.23)$$

cu  $n_1$ ,  $n_2$  și  $\Omega$  pozitive.

Dacă însă:

$$\frac{\delta_0^2}{4D^2} + 4D^2 \leq 2\delta_0 + 4 \quad (3.21 \text{ a})$$

atunci condiția (3.17 a) de stabilitate este satisfăcută independent de valorile parametrului  $\delta$ . Limita domeniului de stabilitate pentru acest caz, este

$$\frac{\delta_0^2}{4D^2} + 4D^2 = 2\delta_0 + 4 \quad (3.24)$$

sau

$$\delta_0^2 + 8D^2\delta_0 - 16D^2(1+D^2) = 0 \quad (3.24 \text{ a})$$

Considerînd parabola

$$f(\delta_0) = \delta_0^2 + 8D\delta_0 - 16D^2(1+D^2) = 0 \quad (3.25)$$

Rădăcinile ecuației  $f(\delta_0) = 0$ , sînt:

$$\delta_{0,1,2} = -\frac{1}{2} 8D^2 \pm \frac{1}{2} \sqrt{8D^2 + 4 \cdot 16D^2(1+D^2)} \quad (3.26)$$

Pentru  $D = 0,1$  și  $0,2$ ,  $f(\delta_0) = 0$ , conduce la reprezentarea grafică din fig.3.3.

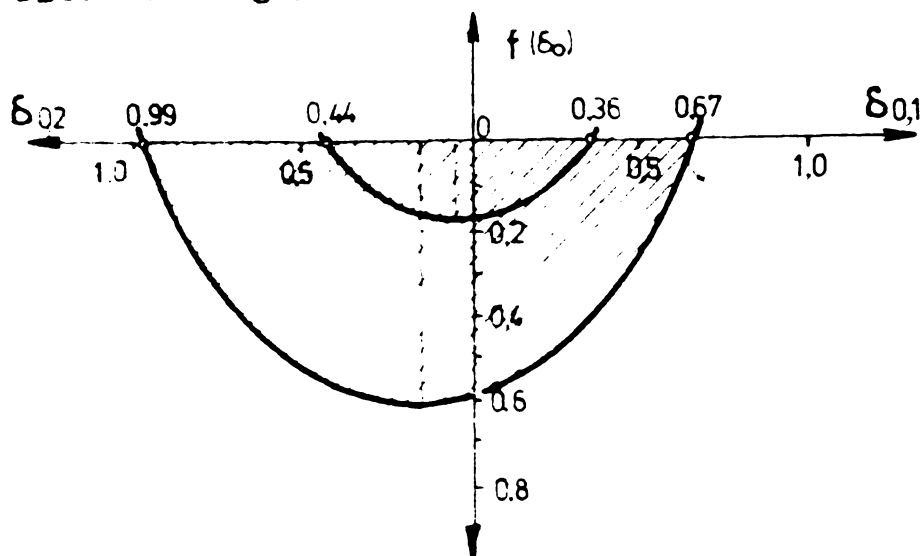


Fig. 3.3

$$F_e = -H (v_0 + \dot{y} \cos \gamma) \quad (3.27)$$

iar ecuația (3.8) devine:

$$\begin{aligned} \sigma'' + 2D\sigma' + \sigma + \delta_0 P &= 0 \\ \delta_1 P' + P + \delta_1 \sigma &= -\delta_2 \end{aligned} \quad (3.28)$$

unde:

$$\delta_1 = \frac{H a_0 \omega_n \cos \gamma}{F_0} \quad \text{și} \quad \delta_2 = \frac{H v_0}{F_0} \quad (3.29)$$

Dacă pentru studiul stabilității se folosește metoda perturbației, atunci se obțin ecuațiile în perturbații:

$$u'' + 2D u' + u + \delta_0 v = 0 \quad (3.30)$$

$$\delta_1 u' + \delta_1 v' + v = 0$$

Considerînd și pentru acest sistem soluții de forma (3.11), se obțin ecuațiile:

$$\begin{aligned} (\lambda^2 + 2D\lambda + 1) A + \delta_0 B &= 0 \\ \delta_1 \lambda A + (1 + \delta_1 \lambda) B &= 0 \end{aligned} \quad (3.31)$$

și deci pentru a evita soluția banală trebuie ca determinantul

$$\begin{vmatrix} \lambda^2 + 2D\lambda + 1 & \delta_0 \\ \delta_1 \lambda & 1 + \delta_1 \lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (3.32)$$

adică

$$b_0 \lambda^3 + b_1 \lambda^2 + b_2 \lambda + b_3 = 0 \quad (3.33)$$

unde:

$$b_0 = \delta > 0 ; \quad b_1 = 1 + 2D\delta > 0 ; \quad (3.34)$$

$$b_2 = \delta + 2D - \delta_0 \delta_1 > 0 \quad \text{și} \quad b_3 = 1$$

Condițiile de stabilitate în acest caz, sînt:

$$\delta + 2D - \delta_0 \delta_1 > 0 \quad (3.35)$$

$$b_1 \cdot b_2 - b_0 \cdot b_3 > 0$$

Făcînd înlocuirile corespunzătoare ultima din relațiile (3.35) devine

$$(1 + 2D\delta) \cdot (\delta + 2D - \delta_0 \delta_1) - \delta > 0 \quad (3.36)$$

adică

$$\delta^2 + (2D - \delta_0 \delta_1) \delta + 1 - \frac{\delta_0 \delta_1}{2D} > 0 \quad (3.37)$$

Considerînd parabola

$$f(\delta) = \delta^2 + (2D - \delta_0 \delta_1) \delta + 1 - \frac{\delta_0 \delta_1}{2D} \quad (3.38)$$

se pot determina domeniile de stabilitate.

Ecuatia  $f(\delta) = 0$  are rădăcinile:

$$\delta^{1,2} = -\frac{1}{2} (2D - \delta_0 \delta_1) \pm \frac{1}{2} \sqrt{(2D - \delta_0 \delta_1)^2 - 4 \left(1 - \frac{\delta_0 \delta_1}{2D}\right)} \quad (3.39)$$

și în cazul că sînt reale și distincte atunci condiția de stabilitate

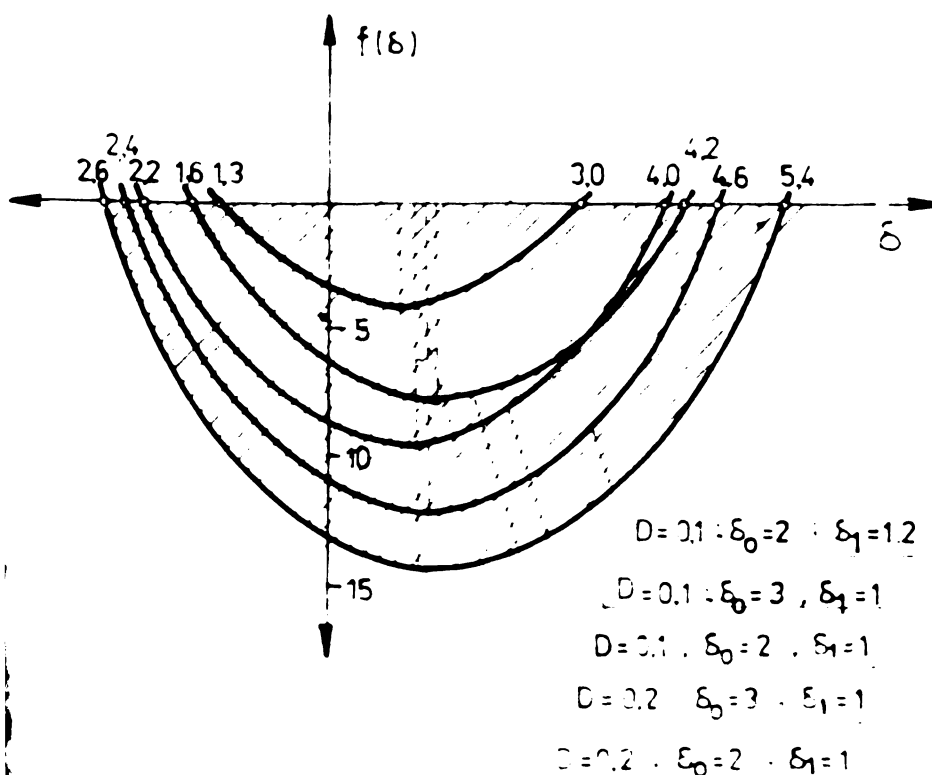


Fig. 3.4

(3.37) este satisfăcută pentru acele valori ale lui  $\delta$  care sînt situate în afara rădăcinilor. În fig. 3.4 se reprezintă parabole, avînd ecuația (3.38), pentru diferite valori ale parametrilor  $D$ ,  $\delta_0$  și  $\delta_1$ .

Din compararea parabolilor din fig. 3.4, cu cele din fig. 3.2, rezultă că domeniul de stabilitate este și mic în cazul b decît

în cazul a, iar variația valorii parametrilor  $D$  și  $\delta_0$  au aceeași influență asupra domeniului de stabilitate în ambele cazuri.

Dacă, însă:

$$(2D - \delta_0 \delta_1)^2 - 4 \left(1 - \frac{\delta_0 \delta_1}{2D}\right) \leq 0 \quad (3.40)$$

atunci condiția de stabilitate (3.37) este satisfăcută indiferent de valorile parametrului  $\delta$ . În acest caz limita domeniului de stabilitate, este

$$\delta_1^2 + \frac{4}{\delta_0} \left(\frac{1}{2D} - D\right) \delta_1 - \frac{4}{\delta_0^2} (1 - D^2) = 0 \quad (3.41)$$

În planul  $\delta_0, \delta_1$ , ecuația (3.41) reprezintă o familie de curbe depinzând de parametrul  $D$ . În fig. 3.5 sînt reprezentate grafic curbele corespunzătoare valorilor pozitive ale parametrilor

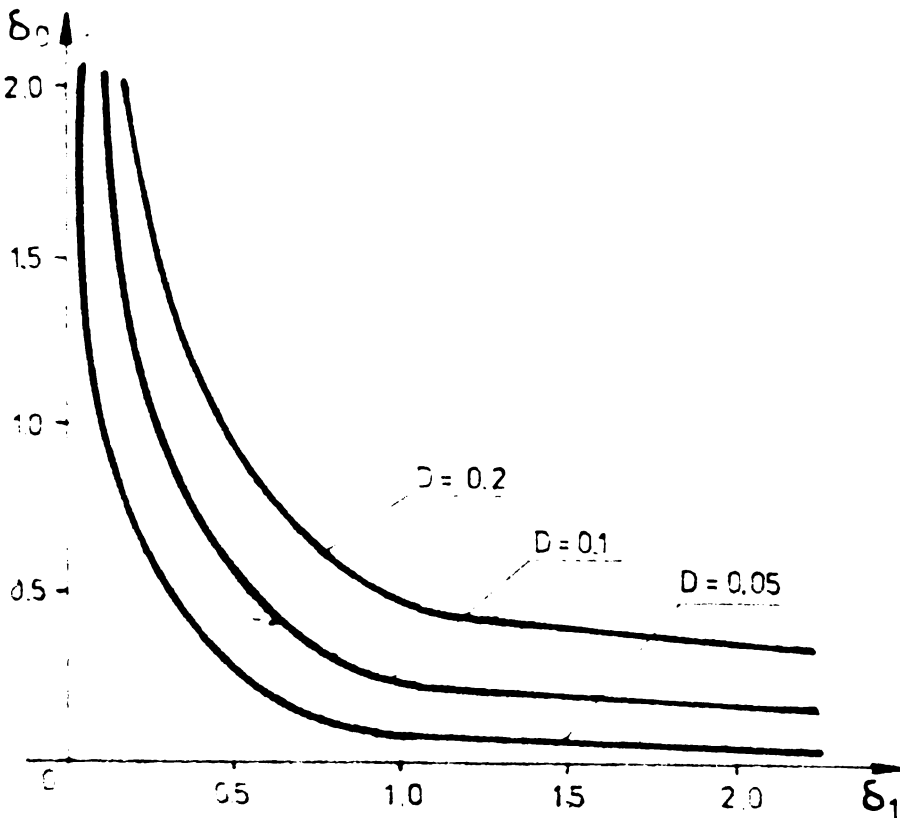


Fig 3.5

și  $\delta_1$ , pentru diferite valori ale parametrului  $D$ .

c) Dacă se ține seama și de neuniformitatea vitezei unghiulare a motorului de acționare, atunci se poate admite că această neuniformitate se manifestă printr-o modulare a vitezei  $v_p$  a piesei. În mod aproximativ se consideră, că

$$v_p = v_0 + v_1 \sin \omega_1 \tau \quad (3.42 a)$$

în acest caz considerînd pentru  $F_0$  expresia (3.3 a), sistemul de ecuații devine:

$$\begin{aligned} \sigma'' + 2D\sigma' + \sigma + \delta_0 P &= 0 \\ \delta_1 \sigma' + \delta_1 P' + P &= -\delta_2 - \delta_3 \sin \eta_1 \xi \end{aligned} \quad (3.42)$$

unde:

$$\delta_3 = \frac{H v_1}{F_0} \quad \text{și} \quad \eta_1 = \frac{\omega_1}{\omega_n} \quad (3.43)$$

deci modularea vitezei produce vibrații forțate cu pulsația  $\omega_1$ . Evident că stabilitatea mișcării descrisă de ecuațiile (3.42) nu este afectată de modulația vitezei  $v_p$  dacă  $\omega_1$  este diferit de pulsațiile proprii ale sistemului. Dacă  $\omega_1$  devine egală cu una din pulsațiile proprii atunci apare fenomenul de rezonanță. Cum însă ecuația pulsațiilor proprii este (3.33) deci o ecuație de gradul trei, admitînd că este satisfăcută condiția de stabilitate (3.37), rezultă că ecuația pulsațiilor proprii va avea rădăcina  $\lambda_1$  reală și negativă, iar rădăcinile  $\lambda_2$  și  $\lambda_3$  complex conjugate cu partea reală negativă. Deoarece  $\omega_1 > 0$  rezultă că nu avem pericolul ca amplitudinea să crească nedefinit, încît nu se impune un studiu separat al rezonanței produse de  $\omega_1$ . Dacă pentru studiul stabilității sistemului de ecuații (3.42) se folosește metoda perturbațiilor atunci sistemul în perturbații este tot (3.30) deci stabilitatea sistemului nu este afectată de modulația vitezei piesei.

Sistemul (3.42) pe lîngă vibrațiile libere avînd expresiile de forma (3.22) care se amortizează în timp, va avea un nivel permanent de vibrații, de forma:

$$C_f \xi = c'_0 + c'_1 \cos \eta_1 \xi + c'_2 \sin \eta_1 \xi \quad (3.44)$$

$$P_f \xi = a'_1 + a'_2 \cos \eta_1 \xi + a'_3 \sin \eta_1 \xi$$

$$\text{unde: } c'_0 = \delta_0 \delta_2 \quad \text{și} \quad a'_1 = -\delta_2 \quad (3.45)$$

iar constantele  $c'_1$ ,  $c'_2$ ,  $a'_2$  și  $a'_3$  se determină din sistemul:

$$\begin{aligned} + (1 - \eta_1^2) c'_1 + 2D\eta_1 c'_2 + \delta_0 a'_2 &= 0 \\ -2Dc'_1 + (1 - \eta_1^2) c'_2 + \delta_0 a'_3 &= 0 \\ + \delta_1 \eta_1 c'_2 + c'_1 + \delta \eta_1 a'_3 &= 0 \\ -\delta_1 \eta_1 c'_1 - \delta \eta_1 a'_2 + a'_3 &= 0 \end{aligned} \quad (3.46)$$

Astfel, dacă se ține seama de modularea vitezei piesei  $v_p$  atunci pe lîngă vibrațiile libere care se amortizează în timp pentru regimurile de așchiere stabile se instalează și un nivel de vibrații permanente induse de modulația vitezei  $v_p$ . Acest nivel de vibrații permanente se menține pe toată durata procesului de așchiere, precum și la mersul în gol al mașinii-unelte, deoarece există o interacțiune între motorul electric și mașina-unelte care face ca turația motorului electric să aibe un anumit nivel de neuniformitate. Acest nivel de neuniformitate de turație



valorile momentelor rezistente ale mașinii-unelte reduse la axul motorului electric, cât și de vibrațiile de torsiune ale elementelor în mișcare de rotație. Nivelul acestor vibrații permanente este mai scăzut la mersul în gol fiindcă momentele reduse au valori mai mici.

Nivelul maxim al vibrațiilor permanente induse de neuniformitățile mișcărilor de rotație se obțin atunci când  $\Omega_1$  are valori plasate în domeniile de rezonanță ale sistemului tehnologic al mașinii-unelte în procesul de așchiere.

d) Dacă pentru  $F_0$  se admite formula (3.3) și se consideră panta  $H$  constantă, în cazul în care  $v_p = v_0 = \text{constantă}$ , sistemul de ecuații (3.8) devine:

$$\begin{aligned} \sigma'' + 2D\sigma' + \sigma + \delta_0 P &= 0 \\ -\delta_4 \sigma'' + \delta_1 \sigma' + \delta P + P &= -\delta_2 \end{aligned} \quad (3.47)$$

unde:

$$\delta_4 = 1 - \lambda_0 \frac{H a_0 \omega_n^2 \cos \gamma}{F_0} \quad (3.48)$$

poate avea și valori negative dacă  $\lambda_0 > 1$ .

Ecuațiile în perturbații corespunzătoare sistemului (3.47), sînt:

$$\begin{aligned} u'' + 2Du' + u + \delta_0 v &= 0 \\ -\delta_4 u'' + \delta_1 u' + \delta v' + v &= 0 \end{aligned} \quad (3.49)$$

Considerînd pentru sistemul de ecuații soluții de forma (3.11), rezultă:

$$\begin{aligned} (\lambda^2 + 2D\lambda + 1)A + \delta_0 B &= 0 \\ -\delta_4 \lambda^2 + \delta_1 \lambda A + B(1 + \delta\lambda) &= 0 \end{aligned} \quad (3.50)$$

și pentru a evita soluția banală trebuie, ca determinantul

$$\begin{vmatrix} \lambda^2 + 2D\lambda + 1 & \delta_0 \\ -\delta_4 \lambda^2 + \delta_1 \lambda & 1 + \delta\lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (3.51)$$

adică:

$$b_0 \lambda^3 + b_1 \lambda^2 + b_2 \lambda + b_3 = 0 \quad (3.52)$$

unde:

$$b_0 = \delta - 0 \quad b_1 = 1 + 2D\delta + \delta_0 \delta_4 > 0 \quad (3.53)$$

$$b_2 = \delta + 2D - \delta_0 \delta_1 > 0 \quad \text{și} \quad b_3 = 1$$

deci condițiile de stabilitate corespunzătoare acestui caz, sînt

$$\begin{aligned} 1 + 2D\delta + \delta_0\delta_4 &> 0 \\ S + 2D - \delta_0\delta_1 &> 0 \\ b_1 b_2 - b_0 b_3 &> 0 \end{aligned} \quad (3.54)$$

Făcînd înlocuirile corespunzătoare ultima din relațiile (3.54) devine

$$\delta^2 + (2D - \delta_0\delta_1 + \frac{\delta_0\delta_4}{2D})\delta + \delta_0\delta_4 + 1 - \frac{\delta_0\delta_1 + \delta_0^2\delta_1\delta_4}{2D} > 0 \quad (3.55)$$

Considerînd parabola

$$f(\delta) = \delta^2 + (2D - \delta_0\delta_1 + \frac{\delta_0\delta_4}{2D})\delta + 1 + \delta_0\delta_4 - \frac{\delta_0\delta_1 + \delta_0^2\delta_1\delta_4}{2D} \quad (3.56)$$

aceasta reprezintă limita domeniului de stabilitate. Dacă rădăcinile ecuației  $f(\delta) = 0$  sînt reale și distincte atunci condiția de stabilitate (3.54) este satisfăcută pentru acele valori ale lui

$\delta$  care sînt situate în afara rădăcinilor. Si în acest caz ecuația caracteristică (3.52) pentru regimul stabil admite o rădăcină reală negativă și două rădăcini complex conjugate cu partea reală negativă. În fig.3.6, se reprezintă parabole, avînd ecuația (3.56) pentru diferite valori ale parametrilor:  $D$ ,  $\delta_0$ ,  $\delta_4$  și  $\delta_1$ .

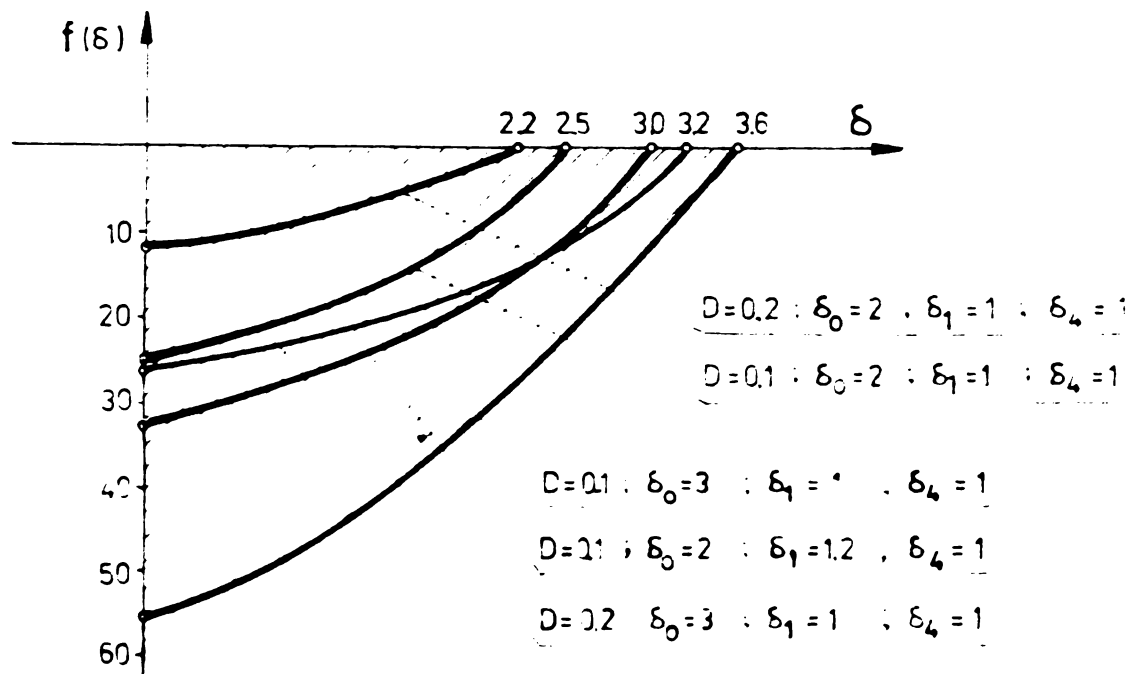


Fig 3.6

Din compararea curbelor reprezentate în fig.3.6, cu cele reprezentate în fig.3.4, rezultă că mărirea vitezei de aşchiere conduce la creşterea domeniului de instabilitate.

e) Dacă se ţine seama de influenţa modului de aşchiere a piesei  $v_1$  în conformitate cu relația (3.42) și se presupune ipote-

zele de la cazul d, obținem sistemul:

$$\begin{aligned} \sigma'' + 2D\sigma' + \sigma + \delta_0 P &= 0 \\ -\delta_4 \sigma'' + \delta_1 \sigma' + \delta P' + P &= -\delta_2 - \delta_3 \sin \Omega_1 \xi \end{aligned} \quad (3.57)$$

și deci se instalează un nivel de vibrații permanente de pulsație  $\Omega_1$  care se suprapune peste vibrațiile libere.

f) O concordanță mai bună cu funcționarea concretă a unei mașini-unelte se poate obține, considerând pentru forța echivalentă  $F_e$ , expresia:

$$F_e = r(a_0 + \dot{y}) - H(v_0 - v_1 \sin \omega_1 \tau + \dot{y} \cos \gamma) \quad (3.58)$$

În acest caz sistemul (3.6), în mărimi adimensionale, devine:

$$\begin{aligned} \sigma'' + 2D\sigma' + \sigma + \delta_0 P &= 0 \\ \delta_1 \sigma' - \sigma + \delta P' + P &= 1 - \delta_2 - \delta_3 \sin \Omega_1 \xi \end{aligned} \quad (3.59)$$

Aplicând metoda perturbațiilor, se obține sistemul în perturbații:

$$\begin{aligned} u'' + 2D u' + u + \delta_0 v &= 0 \\ \delta_1 u' - u + \delta v' + v &= 0 \end{aligned} \quad (3.60)$$

Considerând pentru acest sistem soluții de forma (3.11) rezultă ecuațiile omogene:

$$\begin{aligned} (\lambda^2 + 2D\lambda + 1)A + \delta_0 B &= 0 \\ \delta_1 \lambda - 1)A + (1 + \delta\lambda)B &= 0 \end{aligned} \quad (3.61)$$

care, pentru a admite soluții nebanale trebuie să satisfacă condiția:

$$\begin{vmatrix} \lambda^2 + 2D\lambda + 1 & \delta_0 \\ \delta_1 \lambda - 1 & 1 + \delta\lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (3.62)$$

se obține astfel ecuația caracteristică

$$b_0 \lambda^3 + b_1 \lambda^2 + b_2 \lambda + b_3 = 0 \quad (3.63)$$

unde:

$$b_0 = \delta > 0 \quad b_1 = 1 + 2D\delta > 0 \quad (3.64)$$

Condițiile de stabilitate corespunzătoare acestui caz se reduc la:

$$1 + 2D\delta > 0 \quad (3.65)$$

$$\delta + 2D - \delta_0\delta_1 > 0 \quad (3.66)$$

$$b_1 \cdot b_2 - b_0 \cdot b_3 > 0 \quad (3.67)$$

Făcând înlocuirile corespunzătoare relația (3.65) devine

$$(1+2D\delta)(\delta+2D-\delta_0\delta_1) - \delta(1+\delta_0) > 0 \quad (3.68)$$

adică:

$$\delta^2 + 2D - \delta_0\delta_1 - \frac{\delta_0}{2D} \delta + 1 - \frac{\delta_0\delta_1}{2D} > 0 \quad (3.69)$$

Considerând parabola

$$f(\delta) = \delta^2 + 2D - \delta_0\delta_1 - \frac{\delta_0}{2D} \delta + 1 - \frac{\delta_0\delta_1}{2D} \quad (3.69)$$

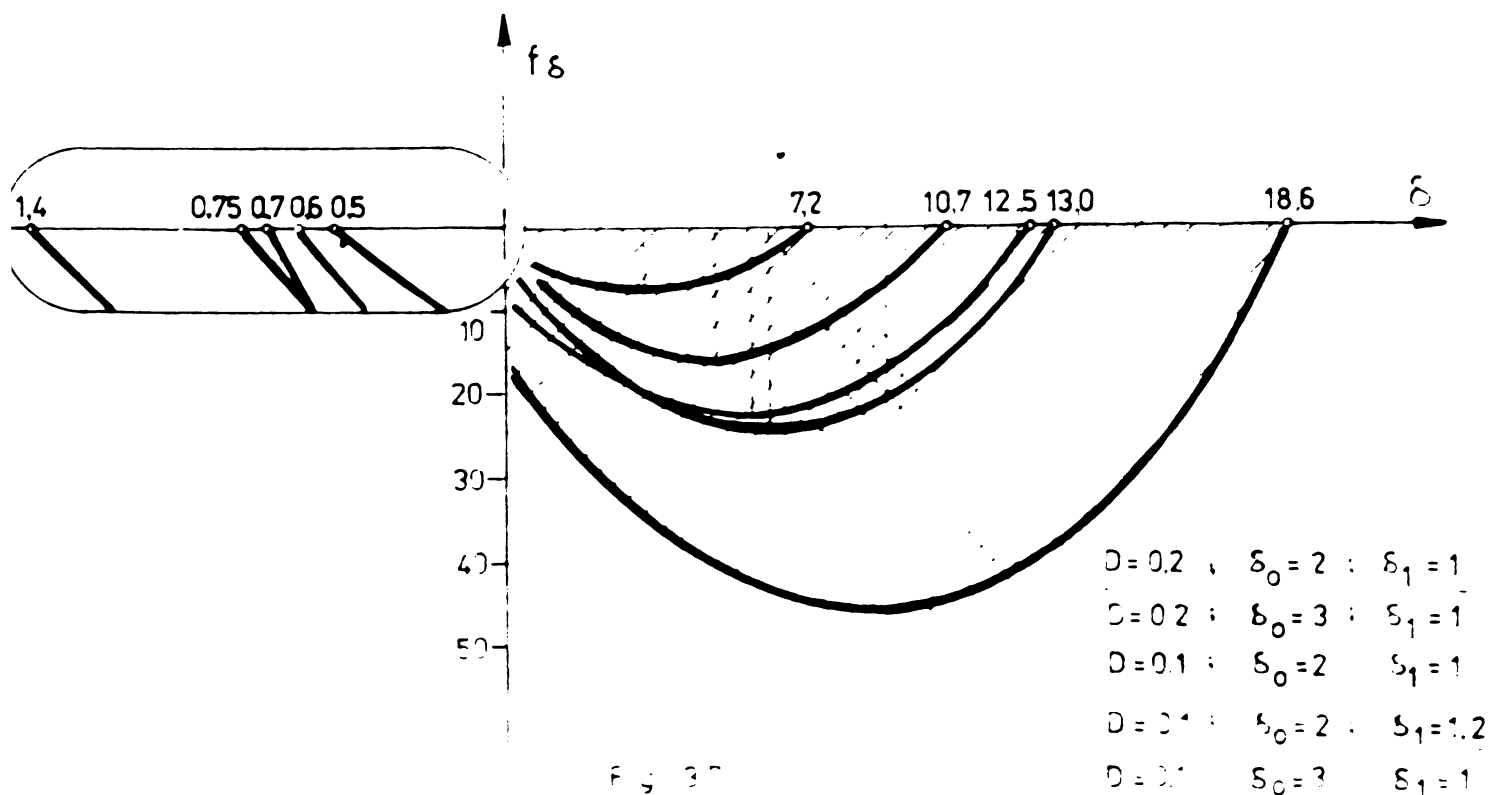
se pot determina domeniile de stabilitate

Ecuatia  $f(\delta) = 0$ , are rădăcinile:

$$\delta'''' = -\frac{1}{2} \cdot 2D - \delta_0\delta_1 - \frac{\delta_0}{2D} \pm \frac{1}{2} \sqrt{2D - \delta_0\delta_1 - \frac{\delta_0^2}{2D} - 4 \cdot 1 - \frac{\delta_0\delta_1}{2D}} \quad (3.70)$$

deci, dacă:

$$2D - \delta_0\delta_1 - \frac{\delta_0^2}{2D} > 4 \cdot 1 - \frac{\delta_0\delta_1}{2D} \quad (3.71)$$



condiția de stabilitate a ecuației (3.69) este satisfăcută pentru valori ale parametrului  $\delta$  situate în afara rădăcinilor (3.70). În fig. 3.7, sînt reprezentate grafic parabole, avînd ecuația (3.69), pentru diferite valori ale parametrilor:  $D_1$ ,  $\delta_0$  și  $\delta_1$ .

Dacă însă

$$2D - \delta_0 \delta_1 - \left( \frac{\delta_0}{2D} \right)^2 < 4 \left( 1 - \frac{\delta_0 \delta_1}{2D} \right) \quad (3.72)$$

condiția de stabilitate este satisfăcută independent de valoarea parametrului  $\delta$ . Limita domeniului de stabilitate corespunzătoare acestui caz, este

$$\left( 2D - \delta_0 \delta_1 - \frac{\delta_0^2}{2D} \right)^2 - 4 \left( 1 - \frac{\delta_0 \delta_1}{2D} \right) = 0 \quad (3.73)$$

adică:

$$\left( \delta_0^2 \delta_1^2 + \frac{\delta_1}{D} + \frac{1}{4D^2} \right) \delta_0^2 + 2 \left( \frac{\delta_1}{D} - 2D\delta_1 - 1 \right) \delta - 4(1 - D^2) = 0 \quad (3.74)$$

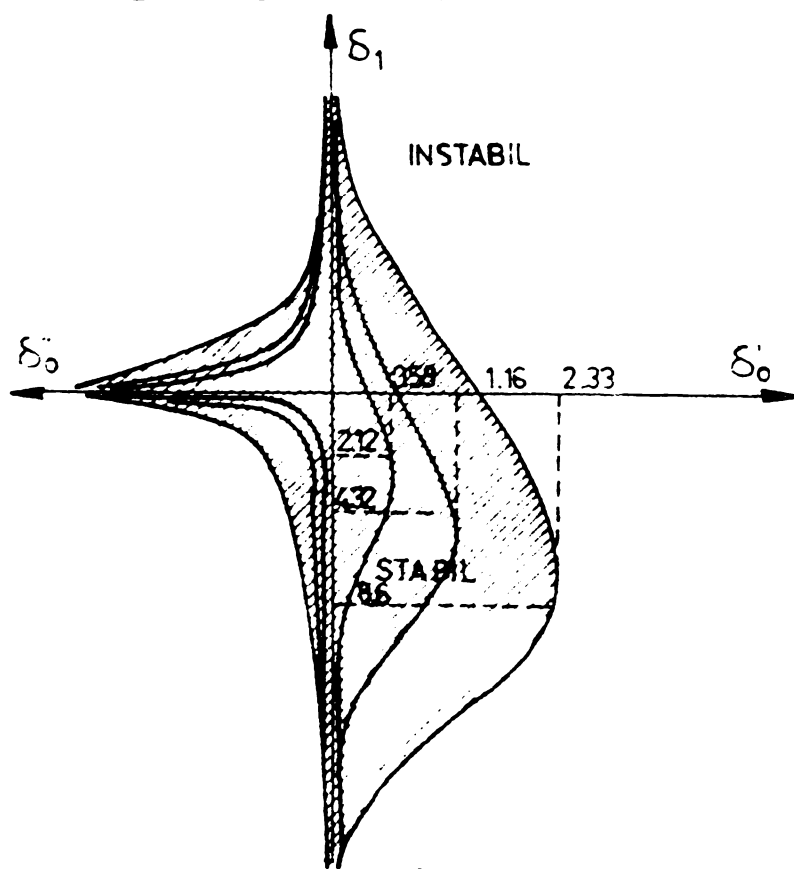


Fig. 3.8

În planul  $\delta_0, \delta_1$ , ecuația (3.74) reprezintă o familie de curbe depinzînd de parametrul  $D$ . În fig. 3.8, sînt reprezentate grafic aceste curbe pentru diferite valori ale parametrului  $D$ .

g) Dacă se mai consideră și influența produsă de variația vitezei de aşchiere, forța echivalentă de aşchiere va avea expresia

$$F_e = r(a_0 + \gamma) - H(v_0 - v_1 \sin \omega_1 \tau + \dot{\gamma} \cos \gamma) + (1 + \lambda_0) T_d \frac{d(H v_r)}{d\tau} \quad (3.75)$$

În acest caz sistemul (3.6), în mărimi adimensionale, devine:

$$\begin{aligned} \sigma'' + 2D\sigma' + \sigma + \varepsilon_0 P &= 0 \\ -\delta_4 \sigma'' + \delta_1 \sigma' - \sigma + \delta F' + F &= 1 - \delta_2 - \delta_3 \sin \Omega_1 \xi \end{aligned} \quad (3.76)$$



Aplicând metoda perturbațiilor, se obține sistemul în perturbații:

$$u'' + 2D u' + u + \delta_0 v = 0 \quad (3.7)$$

$$-\delta_4 u'' + \delta_1 u' - U + \delta v' + v = 0$$

Considerând pentru acest sistem de ecuații soluții de forma (3.11) rezultă ecuațiile omogene:

$$(\lambda^2 + 2D\lambda + 1)A + \delta_0 B = 0$$

$$(-\delta_4 \lambda^2 + \delta_1 \lambda - 1)A + (1 + \delta \lambda)B = 0 \quad (3.8)$$

care, pentru a admite soluții nebanale trebuie să satisfacă condiția:

$$\begin{vmatrix} \lambda^2 + 2D\lambda + 1 & \delta_0 \\ -\delta_4 \lambda^2 + \delta_1 \lambda - 1 & 1 + \delta \lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (3.9)$$

se obține astfel ecuația caracteristică

$$b_0 \lambda^3 + b_1 \lambda^2 + b_2 \lambda + b_3 = 0 \quad (3.10)$$

unde:  $b_0 = \delta > 0$ ;  $b_1 = 1 + 4D\delta + \delta_0 \delta_1 > 0$  (3.11)

$$b_2 = 2D + \delta - \delta_0 \delta_1 > 0 \quad \text{și} \quad b_3 = 1 + \delta_0 > 0$$

condițiile de stabilitate corespunzătoare acestui caz se reduc, la

$$b_1 = 1 + 2D\delta + \delta_0 \delta_4 > 0$$

$$b_2 = 2D + \delta - \delta_0 \delta_1 > 0 \quad (3.12)$$

$$b_1 \cdot b_2 - b_0 \cdot b_3 > 0$$

Făcând înlocuirile corespunzătoare ultimei din relațiile (3.12) se vine

$$1 + 2D\delta + \delta_0 \delta_4 \cdot 2D + \delta - \delta_0 \delta_1 - \delta(1 + \delta_0) > 0 \quad (3.13)$$

adică:

$$\delta^2 + 2D - \delta_0 \delta_1 + \frac{\delta_0 \delta_4}{2D} - \frac{\delta_0}{2D} \delta + 1 + \delta_0 \delta_4 - \frac{\delta_0 \delta_1 + \delta_0^2 \delta_4 \delta_1}{2D} > 0 \quad (3.84)$$

Considerind parabola

$$f_\delta = \delta^2 + 2D - \delta_0 \delta_1 + \frac{\delta_0 \delta_4}{2D} - \frac{\delta_0}{2D} \delta + 1 + \delta_0 \delta_4 - \frac{\delta_0 \delta_1 + \delta_0^2 \delta_4 \delta_1}{2D} \quad (3.85)$$

Ecuatia  $f(\delta) = 0$ , are rădăcinile

$$\delta = -\frac{1}{2} \left( 2D - \delta_0 \delta_1 + \frac{\delta_0 \delta_4}{2D} - \frac{\delta_0}{2D} \right) \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left( 2D - \delta_0 \delta_1 + \frac{\delta_0 \delta_4}{2D} - \frac{\delta_0}{2D} \right)^2 - 4 \left( 1 + \delta_0 \delta_4 - \frac{\delta_0 \delta_1 + \delta_0^2 \delta_4 \delta_1}{2D} \right)} \quad (3.86)$$

deci, dacă:

$$2D - \delta_0 \delta_1 + \frac{\delta_0 \delta_4}{2D} - \frac{\delta_0}{2D} > 4 \left( 1 + \delta_0 \delta_4 - \frac{\delta_0 \delta_1 + \delta_0^2 \delta_4 \delta_1}{2D} \right) \quad (3.87)$$

condiția de stabilitate a ecuației (3.84) este satisfăcută pentru valori ale parametrului  $\delta$  situate în afara rădăcinilor (3.86).  
 În fig. 39, sunt reprezentate grafic parabole, având ecuația (3.85) pentru diferite valori ale parametrilor:  $D$ ,  $\delta_0$ ,  $\delta_1$  și  $\delta_4$ .

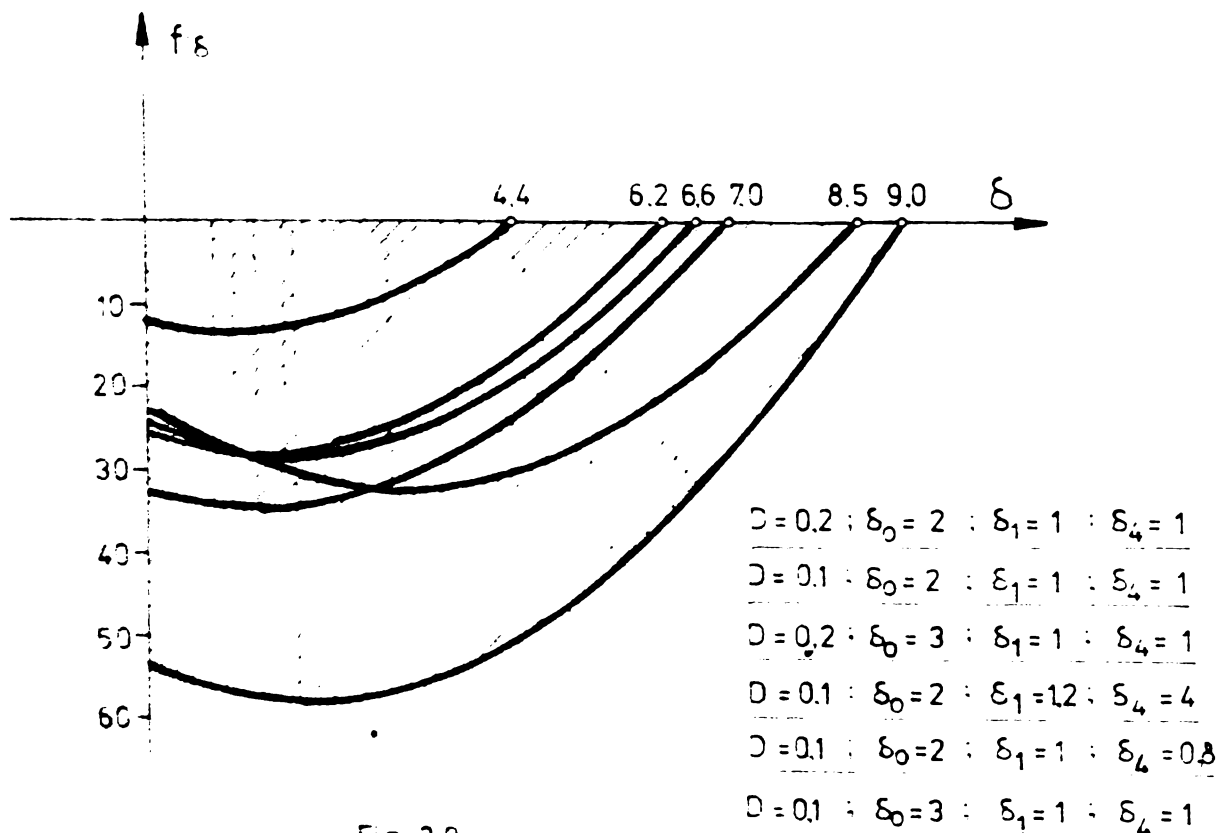


Fig 39

Dacă condiția (3.87) este îndeplinită atunci ecuația caracteristică (3.86) va admite o rădăcină reală negativă și două rădăcini complexe conjugate cu partea reală negativă. Rezultă, că influența variației vitezei de așchiere, a variației cu rămânere în urma și a unghiului de așchiere în raport cu viteza instantanee de așchi-

ere, cît și a variației grosimii așchii cu deplasarea sculei se manifestă prin vibrații libere amortizate. Dacă condiția de stabilitate nu este îndeplinită atunci apare fenomenul de instabilitate care conduce la amplitudini ce cresc odată cu creșterea timpului adimensional  $\xi$ .

Neuniformitățile vitezei unghiulare nu influențează stabilitatea procesului dinamic caracterizată de condiția (3.57). Ele se manifestă prin apariția unei vibrații forțate avînd frecvența circulară  $\omega_1$ . Amplitudinile maxime corespunzătoare acestor vibrații se obțin în apropierea domeniului de rezonanță a sistemului.

### 3.3. Dinamica sistemelor tehnologice elastice cu două grade de libertate

Fenomenele dinamice la mașinile-unelte sînt complexe și implică după cum au evidențiat încercările experimentale, existența mai multor moduri de vibrație. Este deci necesar ca sistemul tehnologic elastic să fie considerat cu mai multe grade de libertate. Astfel, se consideră modelul dinamic cu două grade de libertate, reprezentat în fig.3.10, la care se admite că cele două resoarte sînt montate pe direcții ortogonale.

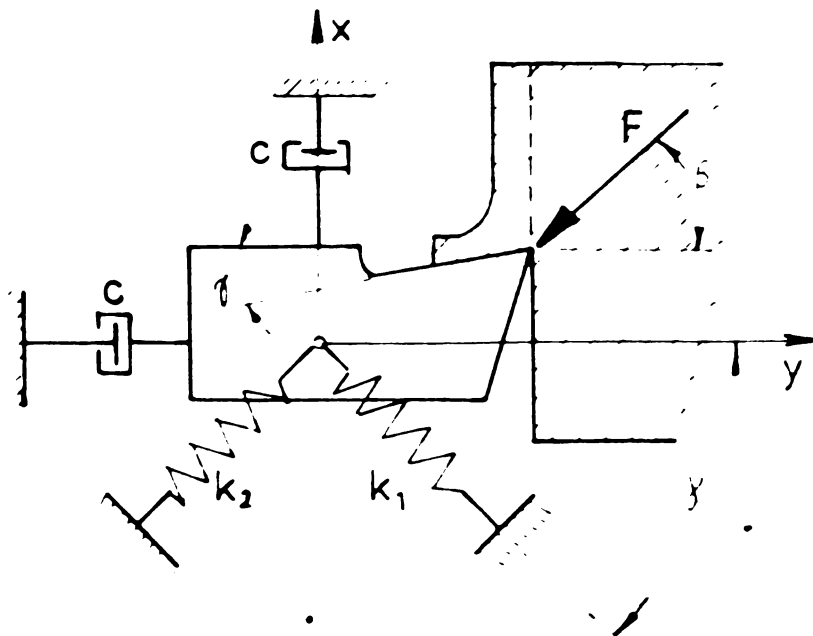


Fig 3.10

Pentru acest model dinamic s-a admis, în vederea simplificării calculelor, că amortizările sînt de natură vîscoasă, identice și acționează după direcțiile  $y$  și  $z$ . De asemenea se presupune piesa absolut rigidă, iar scula, suportul său și întregul lanț cinematic ca un punct material de masă  $m$ .

Viteza relativă  $v_r$

în acest caz, va avea expresia

$$v_r = v_p + \dot{y} \cos \gamma + \dot{z} \sin \gamma \quad (3.60)$$

Ecuațiile de mișcare în acest caz, sînt:

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + cy + k_1 \cos^2 \alpha + k_2 \sin^2 \alpha y - k_1 - k_2 z \sin \alpha \cos \alpha + F \cos \beta &= 0 \\ m\ddot{z} + cz + k_1 \sin^2 \alpha + k_2 \cos^2 \alpha z - k_1 - k_2 y \sin \alpha \cos \alpha + F \sin \alpha &= 0 \end{aligned} \quad (3.89)$$

$$T_d \dot{F} + F = F_e$$

Considerînd unghiul  $\alpha = 45^\circ$ , și folosind notațiile:

$$\omega_n^2 = \frac{k_1 + k_2}{2m} \quad ; \quad 2D = \frac{c}{m \omega_n} \quad ; \quad F_0 = a_0 r \quad ; \quad \xi = \omega_n \tau \quad ;$$

$$\sigma = \frac{y}{a_0} \quad ; \quad \eta = \frac{z}{a_0} \quad ; \quad P = \frac{F}{F_0} \quad ; \quad \delta_0 = \frac{F_0 \cos \beta}{a_0 m \omega_n^2} \quad ;$$

$$\xi = \frac{k_1 - k_2}{k_1 + k_2} \quad ; \quad \delta = \omega_n T_d \quad ; \quad \dot{y} = \frac{dy}{d\xi} \quad ; \quad \dot{z} = \frac{dz}{d\xi}$$

sistemul (3.89) devine:

$$\sigma'' + 2D\sigma' + \sigma - \xi\eta + \delta_0 P = 0$$

$$\eta'' + 2D\eta' + \eta - \xi\sigma + \delta_0 P \tan \beta = 0 \quad (3.90)$$

$$\delta P' + P = \frac{F_e}{F_0}$$

a) Dacă pentru forța echivalentă  $F_e$  se consideră expresia (3.3), atunci sistemul (3.90) devine:

$$\sigma'' + 2D\sigma' + \sigma - \xi\eta + \delta_0 P = 0$$

$$\eta'' + 2D\eta' + \eta - \xi\sigma + \delta_0 P \tan \beta = 0 \quad (3.91)$$

$$-\sigma + \delta P + P = 1$$

Folosind metoda perturbației pentru studiul stabilității, în sistemul (3.91) se înlocuiește  $\sigma$  cu  $\sigma + u$ ,  $\eta$  cu  $\eta + v$  și  $P$  cu  $P + w$ , rezultînd sistemul:

$$u'' + 2Du' + u - \xi v + \delta_0 w = 0$$

$$v'' + 2Dv' + v - \xi u + \delta_0 \tan \beta w = 0$$

$$-u + \delta w' + w = 0 \quad (3.92)$$

Pentru sistemul (3.92) se caută soluții de forma

$$u = Ae^{\lambda \xi} \quad ; \quad v = Be^{\lambda \xi} \quad ; \quad w = Ce^{\lambda \xi} \quad (3.93)$$

și se obține:

$$\begin{aligned}
 \lambda^2 + 2D\lambda + 1)A - \varphi B + \delta_0 C &= 0 \\
 -\varphi A + (\lambda^2 + 2D\lambda + 1)B + \delta_0 \operatorname{tg} \beta C &= 0 \\
 -A + (1 + \delta \lambda)C &= 0
 \end{aligned}
 \tag{3.94}$$

Pentru a evita soluția banală, trebuie să fie îndeplinită condiția:

$$\begin{array}{ccc|c}
 \lambda^2 + 2D\lambda + 1 & -\varphi & \delta_0 & \\
 -\varphi & \lambda^2 + 2D\lambda + 1 & \delta_0 \operatorname{tg} \beta & = 0 \\
 -1 & 0 & 1 + \delta \lambda & 
 \end{array}
 \tag{3.95}$$

adică

$$b_0 \lambda^5 + b_1 \lambda^4 + b_2 \lambda^3 + b_3 \lambda^2 + b_4 \lambda + b_5 = 0 \tag{3.96}$$

unde:

$$\begin{aligned}
 b_0 = \delta & \quad b_1 = 1 + 4D\delta & \quad b_2 = 2\delta + 2D + 4D^2\delta \\
 b_3 = 2 + \delta_0 + 4D^2 + 4D\delta & \quad b_4 = 2D\delta_0 + 4D + \delta - \varphi^2 \delta
 \end{aligned}
 \tag{3.97}$$

$$b_5 = 1 + \delta_0 + \varphi \delta_0 \operatorname{tg} \beta - \varphi^2$$

Aplicînd criteriul de stabilitate Routh-Hurwitz, rezultă determinații:

$$\begin{array}{l}
 \Delta_1 = b_1 \\
 \Delta_2 = \begin{vmatrix} b_1 & b_3 \\ b_0 & b_2 \end{vmatrix} \\
 \Delta_3 = \begin{vmatrix} b_1 & b_3 & b_5 \\ b_0 & b_2 & b_4 \\ 0 & b_1 & b_3 \end{vmatrix} \\
 \Delta_4 = \begin{vmatrix} b_1 & b_3 & b_5 & 0 \\ b_0 & b_2 & b_4 & 0 \\ 0 & b_1 & b_3 & b_5 \\ 0 & b_0 & b_2 & b_4 \end{vmatrix}
 \end{array}
 \tag{3.98}$$

și pentru condiția de stabilitate trebuie ca acești determinanți să fie pozitivi. Astfel, se obțin condițiile de stabilitate:

$$r(\delta) = 1 + 4D\delta > 0 \tag{3.99}$$



$$f_{s^2} = 16D^3 + 4D^2 \delta^2 + 16D^2 - \delta_0 \delta + 4D > 0 \quad (3.10)$$

$$f_{s^3} = 64D^4 + 16D^2 \rho^2 \delta^3 + 64D^5 + 48D^3 + 4D \rho \delta_0 \rho \beta + 4D + 4D \rho^2 - 16D^3 \delta_0 \delta^2 + \\ + 16D^2 + 64D^4 - 4D^2 \delta_0 + \rho \delta_0 \rho \beta - \delta_0 - \delta_0^2 \delta + 16D^3 + 2D \delta_0 + 4D > 0 \quad (3.11)$$

$$f_{s^4} = 64D^4 - 64D^4 \rho^2 - 16D^2 \rho^4 + 16D^2 \rho^2 \delta^4 + (256D^5 + 64D^5 \delta_0 - 64D^5 \rho \delta_0 \rho \beta - 32D^3 \\ - 64D^3 \delta_0 - 64D^3 \rho^2 + 48D^3 \delta_0 \rho^2 - 8D \rho^2 \delta_0 \rho \beta - 3 \delta_0 \rho^2 - 48D^3 \rho \delta_0 \rho \beta + \\ + 8D \rho^3 - 8D \rho^4 \delta^3 + 256D^6 + 64D^6 \delta_0 + 28D^4 - 96D^4 \delta_0 + 64D^4 \rho^2 - \\ - 128D^4 \rho \delta_0 \rho \beta - 28D^2 \delta_0^2 + 16D^2 \delta_0 + 64D^2 \rho^2 + 16D^2 \delta_0 \rho^2 + 4D^2 \rho \delta_0 \rho \beta + \\ + 16D^2 \rho \delta_0 - 32D^2 \rho - \rho^2 \delta_0^2 \rho \beta + \delta_0^2 \rho^2 + 2\rho^4 - 3\rho^3 \delta^2 + (256D^5 + \\ + 128D^5 \delta_0 - 8D^3 \delta_0 - 16D^3 \delta_0^2 + 64D^3 \rho^2 - 80D^3 \rho \delta_0 \rho \beta + 8D \rho^2 - \\ - 8D \rho^2 \delta_0 + 8D \rho \delta_0^2 \rho \beta - 23 \delta_0^3 \delta + 64D^4 + 32D^4 \delta_0 + 4D^2 \delta_0^2 + \\ + 16D^2 \rho^2 - 16D^2 \rho \delta_0 \rho \beta > 0 \quad (3.12)$$

relații cu care se determină domeniile de stabilitate.

Funcțiile  $f_{s^4} = 0$ ,  $f_{s^3} = 0$  și  $f_{s^2} = 0$  reprezintă limita domeniilor de stabilitate. Dacă rădăcinile ecuațiilor  $f_{s^2} = 0$ ,  $f_{s^3} = 0$  și  $f_{s^4} = 0$  sînt reale și distincte atunci condiția de stabilitate este satisfăcută pentru acele valori ale lui  $\delta$  care sînt situate în afara rădăcinilor.

Calcululele operative a determinantilor  $\Delta_2$ ,  $\Delta_3$  și  $\Delta_4$  respectiv a funcțiilor  $f_{s^2}$ ,  $f_{s^3}$  și  $f_{s^4}$  precum și rezolvarea ecuației de gradul doi  $f_{s^2} = 0$  a ecuației de gradul trei  $f_{s^3} = 0$  și a ecuației de gradul patru  $f_{s^4} = 0$  s-a efectuat pe calculatorul FELIX C-256 cu ajutorul unui program scris în limbaj FORTRAN, avînd schema logică prezentată în fig.3.11. Calculul coeficienților ecuațiilor de gradul 2, 3 și 4 se face cu ajutorul valorilor citite pentru calcularea elementelor de determinant  $\Delta_2$ ,  $\Delta_3$  și  $\Delta_4$  după cum urmează:

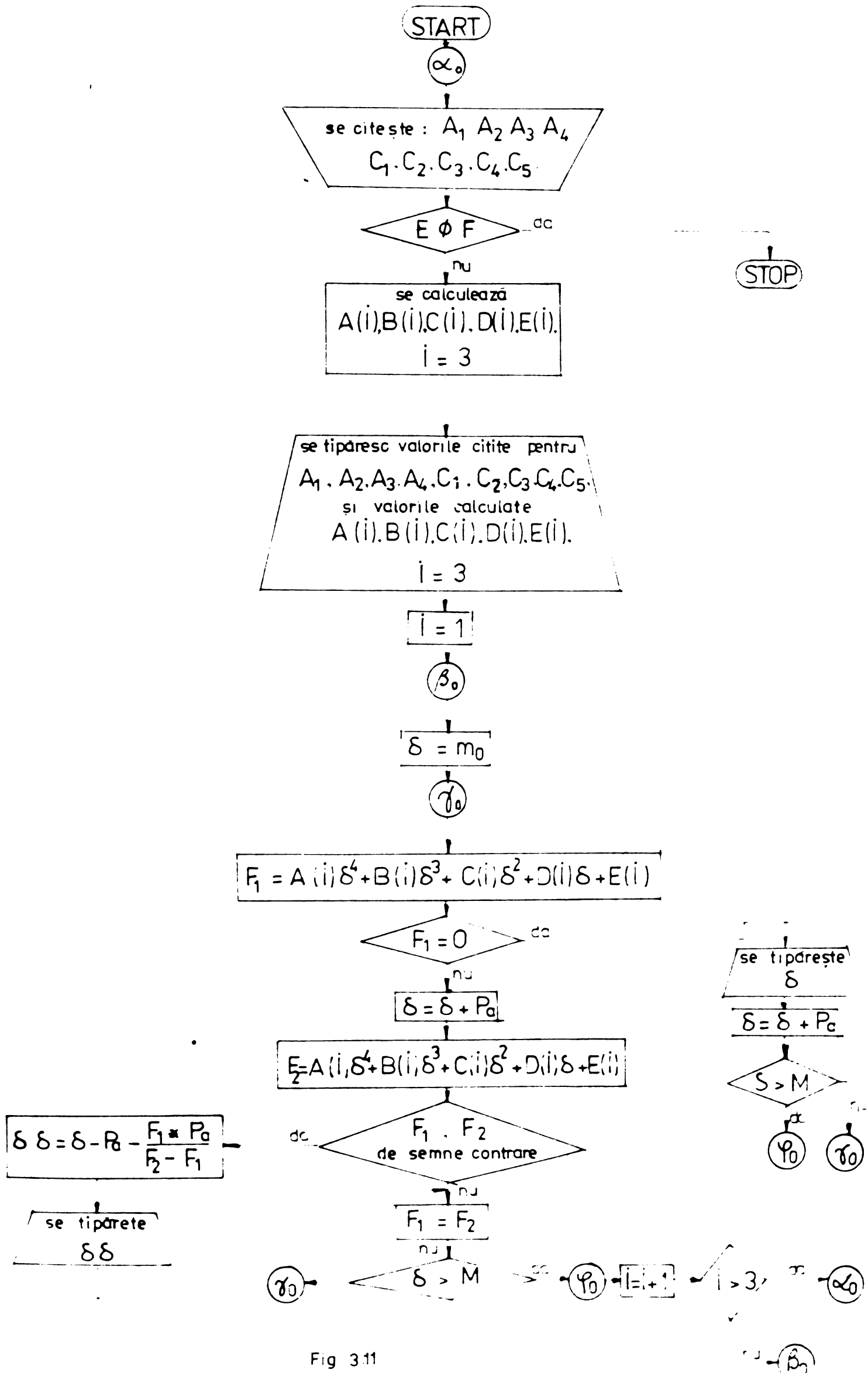


Fig 3.11

$$b_1 = A_1 \delta + C_1 \quad ; \quad b_2 = A_2 \delta + C_2 \quad (3.103)$$

$$b_3 = A_3 \delta + C_3 \quad ; \quad b_4 = A_4 \delta + C_4 \quad \text{și} \quad b_5 = C_5$$

Matricele unidimensionale  $A(i)$ ,  $B(i)$ ,  $C(i)$ ,  $D(i)$  și  $F(i)$  conțin coeficienții ecuațiilor de gradul 4, 3 și 2, unde:

- $i$  = indice care ia valorile: 1(unu) pentru ecuația de gradul patru, 2 pentru ecuația de gradul trei și 3 pentru ecuația de gradul doi;
- $m_0$  = valoarea de la care pornește căutarea rădăcinilor;
- $M$  = valoarea pînă la care se caută rădăcinile;
- $P_a$  = pasul;
- $F_1$  = valoarea funcției pentru  $\delta$  curent, și
- $F_2$  = valoarea funcției pentru  $\delta + P_a$ .

Pentru diferite valori ale parametrilor  $D, \delta_0, \varphi$  și unghiul  $\beta = 60^\circ$  s-au calculat valorile coeficienților ecuației caracteristice (3.96),  $b_1, b_2, b_3, b_4$  și  $b_5$ . Avînd aceste valori pentru definirea elementelor de determinant  $\Delta_2, \Delta_3$  și  $\Delta_4$ , cu programul, schema logică din fig.3.11, sînt calculate funcțiile (3.100), (3.101) și (3.102) și rădăcinile reale și distincte ale ecuațiilor  $f(\delta^2) = 0$ :

$f\delta^3 = 0$  și  $f\delta^4 = 0$ . Din analiza rezultate listate la calculator, rezultă ca restricția cea mai severă de stabilitate este impusă de

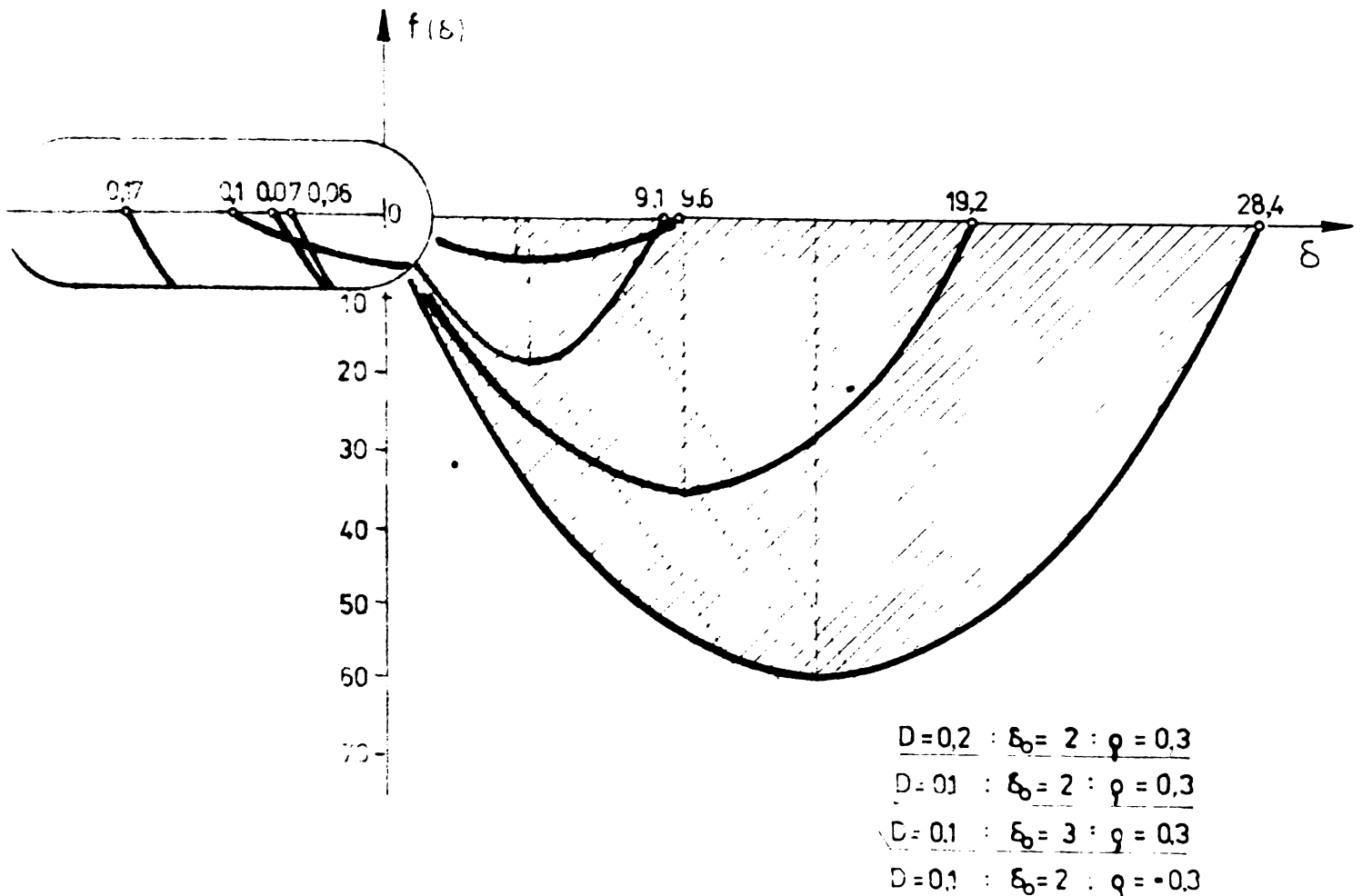


Fig. 3.12

funcția  $f(\delta^4)$  a cărei parte corespunzătoare pentru  $\delta > 0$ , care prezintă interes, este prezentată grafic în fig. 3.12.

Din compararea curbelor prezentate în fig. 3.12, rezultă mărirea parametrului  $D$ , conduce la micșorarea domeniului de instabilitate, mărirea parametrului  $\delta_0$  conduce la mărirea domeniului de instabilitate și micșorarea parametrului  $\rho$  duce la micșorarea domeniului de instabilitate.

b) Dacă pentru forța  $F_e$  se consideră expresia (3.3 a) cu panta  $H$  presupusă constantă și nu se ține seama de neuniformități, atunci  $v_p = v_0 = \text{constant}$  și deci

$$F_e = -H(v_0 + \dot{y} \cos \gamma + \dot{z} \sin \gamma) \quad (3.104)$$

iar sistemul (3.90) devine:

$$\begin{aligned} \sigma'' + 2D\sigma' + \sigma - \rho\eta + \delta_0 P &= 0 \\ \eta'' + 2D\eta' + \eta - \rho\sigma + \delta_0 P \operatorname{tg} \beta &= 0 \\ \delta_1 \sigma' + \delta_1 \eta' \operatorname{tg} \gamma + \delta P' + P &= -\delta_2 \end{aligned} \quad (3.105)$$

unde:

$$\delta_1 = \frac{H \cdot a_0 \omega \cos \gamma}{F_0} \quad \text{și} \quad \delta_2 = \frac{H \cdot v_0}{F_0} \quad (3.106)$$

Dacă pentru studiul stabilității se folosește metoda perturbației, atunci se obțin ecuațiile în perturbații:

$$\begin{aligned} u'' + 2Du' + u - \rho v + \delta_0 w &= 0 \\ v'' + 2Dv' + v - \rho u + \delta_0 \operatorname{tg} \beta w &= 0 \end{aligned} \quad (3.107)$$

$$\delta_1 u' + \delta_1 \operatorname{tg} \gamma v' + \delta w' + w = 0$$

Considerînd și pentru acest sistem soluții de forma (3.93) se obțin ecuațiile:

$$\begin{aligned} (\lambda^2 + 2D\lambda + 1)A - \rho B + \delta_0 C &= 0 \\ -\rho A + (\lambda^2 + 2D\lambda + 1)B + \delta_0 \operatorname{tg} \beta C &= 0 \\ \delta_1 \lambda A + \delta_1 \operatorname{tg} \gamma B \lambda + 1 + \delta \lambda C &= 0 \end{aligned} \quad (3.108)$$

Pentru a evita soluția banală, trebuie să fie îndeplinite condițiile:

$$\begin{array}{ccc}
 \lambda^2 + 2D\lambda + 1 & -\varphi & \delta_0 \\
 -\varphi & \lambda^2 + D\lambda + 1 & \delta_0 \operatorname{tg} \beta \\
 \delta_1 \lambda & \delta_1 \operatorname{tg} \gamma \lambda & 1 + \delta \lambda
 \end{array} = 0 \quad (3.109)$$

unde:

$$b_0 \lambda^5 + b_1 \lambda^4 + b_2 \lambda^3 + b_3 \lambda^2 + b_4 \lambda + b_5 = 0 \quad (3.110)$$

unde:

$$\begin{aligned}
 b_0 &= \delta & b_2 &= 4D + 2\delta + 4D^2\delta - \delta_0 \delta_1 - \delta_0 \delta_1 \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \beta; \\
 b_1 &= 1 + 4D\delta & b_3 &= 2 + 4D^2 + 4D\delta - 2\delta_0 \delta_1 D - 2D\delta_0 \delta_1 \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \beta; \\
 b_4 &= 4D + \delta - \delta_0 \delta_1 \varphi \operatorname{tg} \gamma - \delta_0 \delta_1 \operatorname{tg} \beta - \delta_0 \delta_1 - \delta_0 \delta_1 \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \beta \\
 b_5 &= 1 - \varphi^2
 \end{aligned} \quad (3.111)$$

Aplicând criteriul de stabilitate Routh-Hurwitz, determinanții (3.109) trebuie să fie pozitivi.

Pentru diferite valori ale parametrilor  $D$ ,  $\delta_0$ ,  $\varphi$ ,  $\delta_1$ , și unghiurilor  $\beta = 60^\circ$  și  $\gamma = 6^\circ$  s-au calculat valorile coeficienților (3.111) a ecuației caracteristice (3.110). Având aceste valori, cu programul, schema logică din fig. 3.11, sînt calculate funcțiile de forma (3.100), (3.101) și (3.102) și rădăcinile reale și distincte ale ecuațiilor  $f(s^2) = 0$ ,  $f(s^3) = 0$  și  $f(s^4) = 0$ . Din anali-

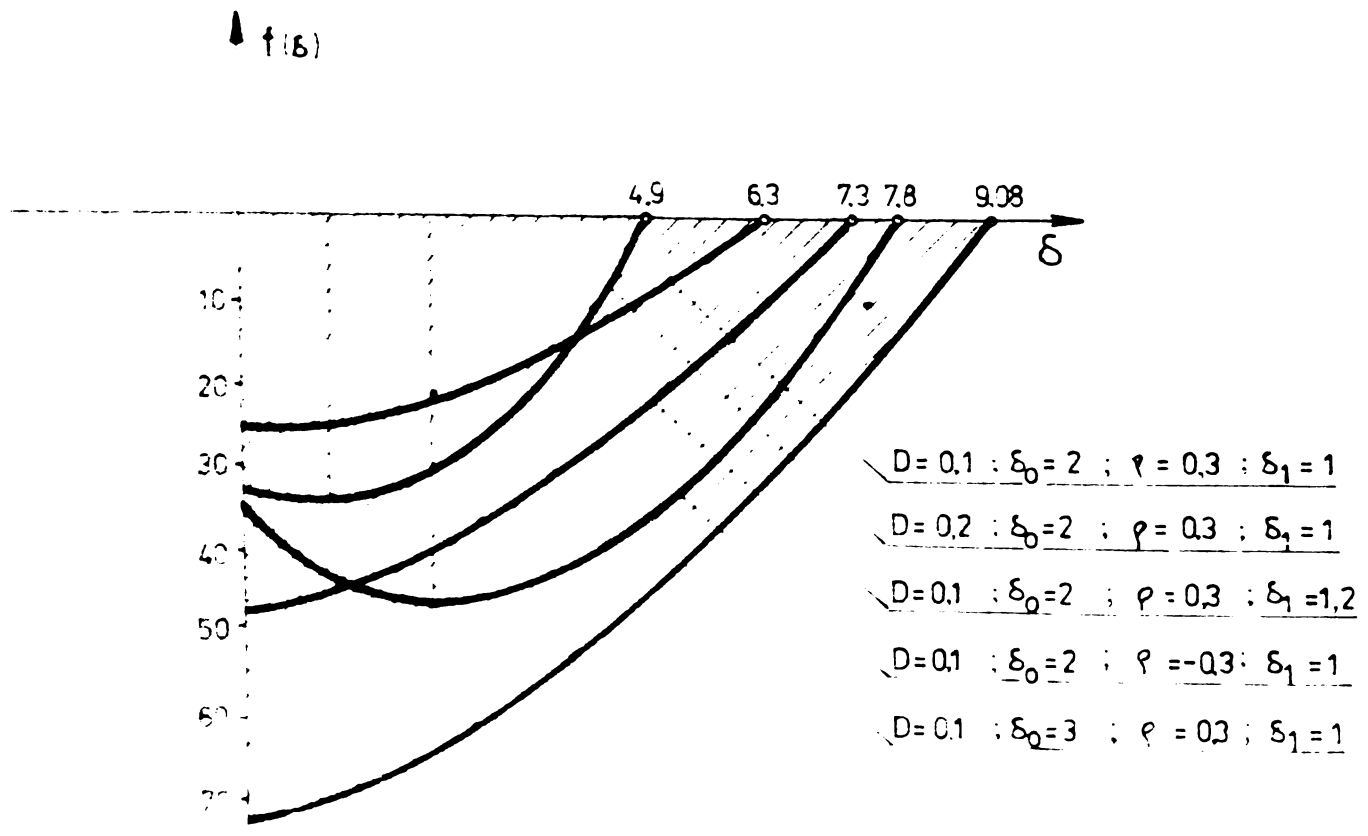


Fig 3 13



za rezultatelor listate la calculator rezultă și în acest caz, că restricția cea mai severă de stabilitate este impusă de funcția  $f(\delta^4)$  a cărei parte corespunzătoare pentru  $\delta > 0$ , este prezentată grafic în fig. 3.13.

Comparând curbele din fig. 3.12 cu cele din fig. 3.13, rezultă că în cazul „b” domeniile de instabilitate sînt mai mici decît în cazul „a”. Influența parametrilor  $D$ ,  $\delta_0$  și  $\xi$  asupra domeniilor de stabilitate este aceeași, cu mențiunea că în ultimul caz micșorarea parametrului  $\xi$  deci conduce la micșorarea domeniului de instabilitate, partea din domeniu corespunzătoare lui  $\delta > 0$  este mărită. De asemenea din compararea curbelor din fig. 3.13 rezultă că mărirea parametrului  $\delta_1$  conduce la mărirea domeniului de instabilitate.

c) Dacă se ține seama și de neuniformitatea vitezei unghiulare a motorului de acționare, atunci se poate admite ca această neuniformitate se manifestă printr-o modulare a vitezei  $v_p$  a piesei. Se consideră pentru  $v_p$  relația (3.42 a), în acest caz forța echivalentă de așchiere (3.104) devine

$$F_e = -H(v_0 + v_1 \sin \omega_1 \tau + \dot{y} \cos \gamma + \dot{z} \sin \gamma) \quad (3.112)$$

iar sistemul (3.90) devine:

$$\sigma'' + 2D\sigma' + \sigma - \xi n + \delta_0 P = 0$$

$$\eta'' + 2D\eta' + \eta - \xi \sigma + \delta_0 P \operatorname{tg} \beta = 0 \quad (3.113)$$

$$\delta_1 \sigma' + \delta_1 \operatorname{tg} \gamma \eta' + \delta P' + P = \delta_2 - \delta_3 \sin \eta_1 \xi$$

unde  $\delta_3$  și  $\eta_1$  au expresiile (3.43).

Folosind pentru studiul stabilității metoda perturbației, se obțin ecuațiile în perturbație (3.107), deci modularea vitezei  $v_p$  nu influențează condițiile de stabilitate. Neuniformitatea vitezei unghiulare a motorului de acționare are efectul descris la sistemul tehnologic cu un grad de libertat și se manifestă prin instalarea unui nivel de vibrații permanente de pulsație  $\eta_1$  care se suprapun peste vibrațiile libere.

d) Considerînd simultan influența variației grosimii de așchiere, a rămîinerii în urmă a forței dinamice de așchiere în raport cu viteza instantanee, a vitezei de așchiere, precum și de neuniformitatea vitezei unghiulare a motorului de acționare,

forța echivalentă de aşchiere (3.112) devine

$$F_e = r(a_0 + y) - H(v_0 + v_1 \sin \omega_1 \tau + \dot{y} \cos \gamma + \dot{z} \sin \gamma) \quad (3.114)$$

iar sistemul (3.90) devine

$$\begin{aligned} \sigma'' + 2D\sigma' + \sigma - \rho\eta + \delta_0 P &= 0 \\ \eta'' + 2D\eta' + \eta - \rho\sigma + \delta_0 P \tan \beta &= 0 \\ \delta_1 \sigma' - \sigma + \delta_1 \tan \gamma \eta' + \delta P' + P &= 1 - \delta_2 - \delta_3 \sin \eta \xi \end{aligned} \quad (3.115)$$

iar ecuațiile în perturbații, sînt:

$$\begin{aligned} u'' + 2D u' + u - \rho v + \delta_0 w &= 0 \\ v'' + 2D v' + v - \rho u + \delta_0 \tan \beta w &= 0 \\ \delta_1 u' - u + \delta_1 \tan \gamma v' + \delta w' + w &= 0 \end{aligned} \quad (3.116)$$

Considerînd soluții de forma (3.93) se obțin ecuațiile:

$$\begin{aligned} (\lambda^2 + 2D\lambda + 1) A - \rho B + \delta_0 C &= 0 \\ -\rho A + (\lambda^2 + 2D\lambda + 1) B + \delta_0 \tan \beta C &= 0 \\ (\delta_1 \lambda - 1) A + \delta_1 \tan \gamma \lambda B + (1 + \delta \lambda) C &= 0 \end{aligned} \quad (3.117)$$

Pentru a evita soluția banală a sistemului (3.117), trebuie să fie îndeplinită condiția:

$$\begin{vmatrix} \lambda^2 + D\lambda + 1 & -\rho & \delta_0 \\ -\rho & \lambda^2 + D\lambda + 1 & \delta_0 \tan \beta \\ \delta_1 \lambda - 1 & \delta_1 \tan \gamma \lambda & 1 + \delta \lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (3.118)$$

rezultînd o ecuație caracteristică de forma (3.110) unde:

$$\begin{aligned} b_0 &= \delta & b_1 &= 1 + 4D\delta \\ b_2 &= 4D + 2\delta + 4D^2\delta - \delta_0\delta_1 - \delta_0\delta_1 \tan \gamma \tan \beta \\ b_3 &= 2 + 4D^2 + 4D\delta - 2D\delta_0\delta_1 - \delta_0 - 2D\delta_0\delta_1 \tan \gamma \tan \beta \\ b_4 &= 4D + \delta - \delta_1\rho\delta_0 \tan \beta - \rho\tau_1 - \delta_0\delta - \rho^2\delta - \delta_0\delta_1 \tan \gamma \tan \beta \\ b_5 &= 1 + \delta_0 + \rho\delta_0 \tan \beta - \rho^2 \end{aligned} \quad (3.119)$$

Aplicând criteriul de stabilitate Routh-Hurwitz, determinații de forma (3.98) trebuie să fie pozitivi.

Pentru diferite valori ale parametrilor  $D, \delta_0, \varphi, \delta_1$  și unghiurilor  $\beta = 60^\circ$  și  $\gamma = 6^\circ$  s-au calculat valorile coeficienților (3.119) a ecuației caracteristice. Având aceste valori, cu programul, schema logică din fig.3.11, sînt calculate funcțiile de forma (3.100), (3.101) și (3.102) și rădăcinile reale și distincte ale ecuațiilor  $f(s^2) = 0, f(s^3) = 0$  și  $f(s^4) = 0$ . Din analiza rezultatelor listate la calculator, rezultă că tot funcția  $f(s^4)$  impune cea mai severă condiție de stabilitate. In fig.3.14, este prezentată partea corespunzătoare pentru  $\delta > 0$ , a acestei funcții.

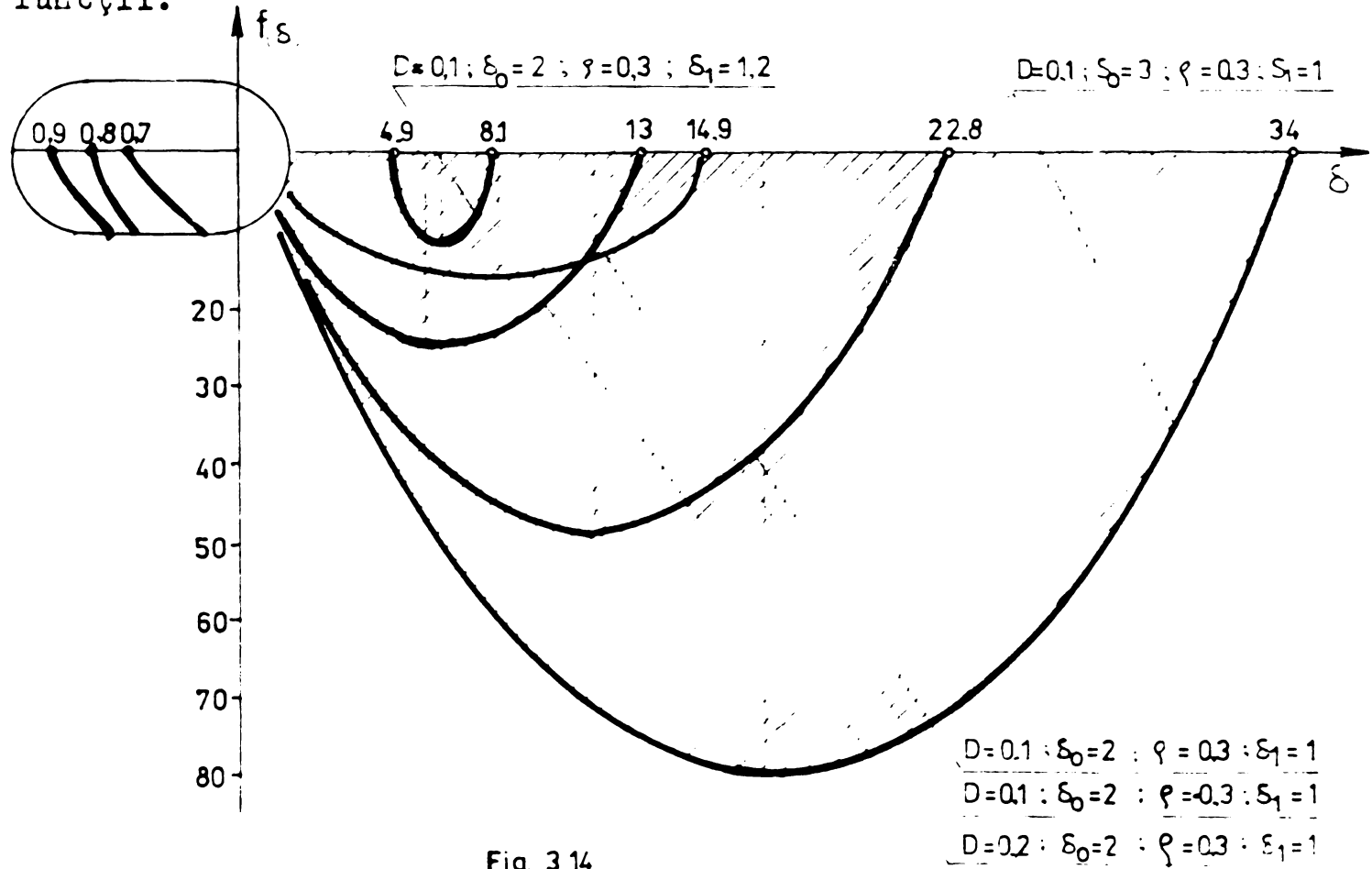


Fig. 3.14

Din compararea curbelor reprezentate în fig.3.12, fig. 3.13 și fig.3.14, rezultă că domeniile de instabilitate cele mai mari se înregistrează în ultimul caz.

e) Dacă pe lângă influențele considerate mai sus se mai consideră și influența produsă de variația vitezei de așchiere, forța de așchiere echivalentă va avea expresia

$$F_e = r(\dot{a}_0 + \dot{y} - H v_0 + v_1 \sin \omega_1 \tau + \dot{y} \cos \gamma + \dot{z} \sin \gamma + (1 + \lambda) \frac{d' v_r}{d \tau} T_d) \quad (3.120)$$

iar sistemul (3.10) devine:

$$\sigma + 2D\sigma' + \sigma - \eta + \delta_0 P = 0$$

$$\eta' + 2D\eta' + \eta - \rho\sigma + \delta_0 \operatorname{tg}\beta P = 0$$

$$\delta_4 \sigma'' + \delta_1 \sigma' - \sigma - \delta_4 \operatorname{tg}\gamma \eta'' + S_1 \operatorname{tg}\gamma \eta' + \delta P' + P = 1 - \delta_2 - \delta_3 \sin \eta_1 \xi \quad (3.121)$$

și ecuațiile în perturbații, sînt:

$$u'' + 2Du' + u - \rho v + \delta_0 w = 0$$

$$v'' + 2Dv' + v - \rho u + \delta_0 \operatorname{tg}\beta w = 0 \quad (3.122)$$

$$- \delta_4 u'' + \delta_1 u' - u - \delta_4 \operatorname{tg}\gamma v'' + \delta_1 \operatorname{tg}\gamma v' + \delta w' + w = 0$$

Considerînd soluții de forma (3.93) se obțin ecuațiile:

$$\lambda^2 + 2D\lambda + 1 \{ A - \rho B + \delta_0 C = 0$$

$$- \rho A + \lambda + 2D\lambda + 1 \{ B + S_0 \operatorname{tg}\beta C = 0$$

$$- \delta_4 \lambda^2 + \delta_1 \lambda - 1 \{ A - (-\delta_4 \lambda^2 + \delta_1 \lambda) \operatorname{tg}\gamma B + (1 + \delta \lambda) C = 0 \quad (3.123)$$

Pentru a evita soluția banală a sistemului (3.123), trebuie să fie îndeplinită condiția:

$$\begin{vmatrix} \lambda^2 + 2D\lambda + 1 & -\rho & \delta_0 \\ -\rho & \lambda^2 + 2D\lambda + 1 & \delta_0 \operatorname{tg}\beta \\ \delta_4 \lambda^2 + \delta_1 \lambda - 1 & \delta_4 \operatorname{tg}\gamma \lambda^2 + \delta_1 \operatorname{tg}\gamma \lambda & 1 + \delta \lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (3.124)$$

rezultînd o ecuație caracteristică de forma (3.110) unde:

$$b_0 = \delta$$

$$b_1 = 1 + 4D\delta + \delta_0 \delta_4 + \delta_0 \delta_4 \operatorname{tg}\gamma \operatorname{tg}\beta :$$

$$b_2 = 4D + 2\delta + 4D^2\delta - \delta_0 \delta_1 - \delta_0 \delta_1 \operatorname{tg}\gamma \operatorname{tg}\beta + 2D\delta_0 \delta_4 + 2D\delta_0 \delta_4 \operatorname{tg}\gamma \operatorname{tg}\beta : (3.125)$$

$$b_3 = 2 + 4D^2 + 4D\delta - 2D\delta_0 \delta_1 - 2D\delta_0 \delta_1 \operatorname{tg}\gamma \operatorname{tg}\beta + \delta_0 + \delta_0 \delta_4 +$$

$$+ \delta_0 \delta_4 \rho \operatorname{tg}\beta + \delta_0 \delta_4 \operatorname{tg}\gamma + \delta_0 \delta_4 \operatorname{tg}\gamma \operatorname{tg}\beta :$$

$$b_4 = 4D + \delta - \delta_0 \delta_1 \operatorname{tg}\gamma \operatorname{tg}\beta - \rho^2 \delta - \delta_0 \delta_1 \operatorname{tg}\gamma - \delta_0 \delta_1 \rho \operatorname{tg}\beta - \delta_0 \delta_1 + 2D\delta_0 :$$

$$b_5 = 1 + \delta_0 + \delta_0 \rho \operatorname{tg}\beta - \rho^2$$

Aplicînd criteriul de stabilitate Routh-Hurwitz, determinanții  $\Delta_2, \Delta_3$  și  $\Delta_4$  (3.98) trebuie să fie pozitivi.

Pentru diferite valori ale parametrilor  $D, \delta_0, \rho, \delta_1, \delta_2$  și unghiurilor  $\beta = 60^\circ$  și  $\gamma = 6^\circ$  s-au calculat valorile coeficienților (3.125) a ecuației caracteristice. Avînd aceste valori pentru definirea determinanților  $\Delta_2, \Delta_3$  și  $\Delta_4$ , cu programul, schema logică din fig.3.11, sînt calculate funcțiile de forma (3.100) (3.101) și (3.102) și rădăcinile reale și distincte ale ecuațiilor  $f(s^2) = 0$ ,  $f(s^3) = 0$  și  $f(s^4) = 0$ . Se constată de asemenea că și în acest caz funcția  $f(s^4)$  impune cea mai severă condiție de stabilitate. În fig.3.15, este prezentată partea corespunzătoare pentru  $\delta > 0$ , a acesti funcții.

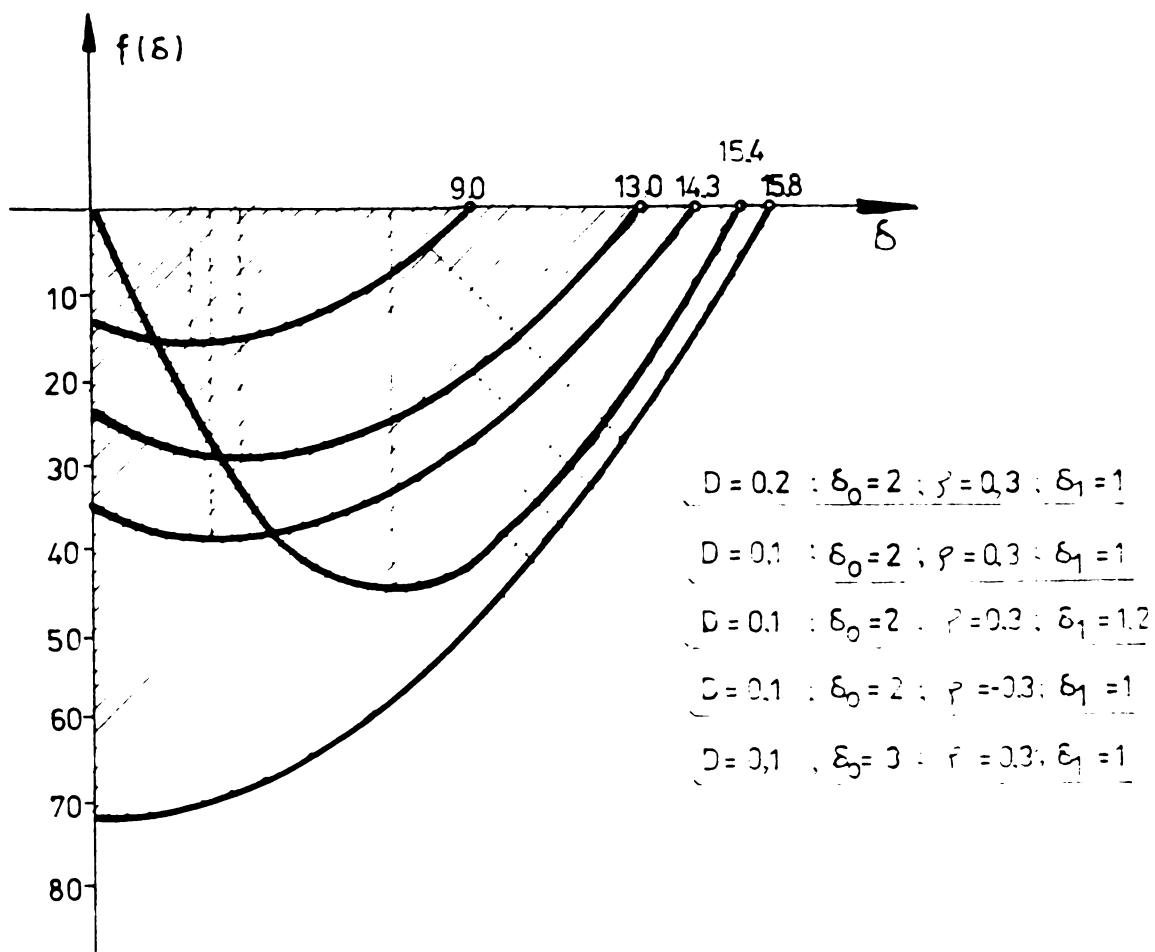


Fig.3.15

Din compararea curbelor prezentate în fig.3.14 și fig.3.15, rezultă că influența variației vitezei de așchiere se manifestă prin micșorarea domeniului de instabilitate, cu creșterea vitezei.

În limita domeniului de stabilitate, ecuația caracteristică (3.96) admite numai rădăcini reale negative și rădăcini complex conjugate cu partea reală negativă, iar influența variației vitezei de așchiere, a variației cu rămînere în urmă a forței dinamice de așchiere în raport cu viteza instantanee de așchiere cât și a variației grosimii așchierii se manifestă prin vibrații



amortizate. Dacă condiția de stabilitate a ecuației caracteristice (3.96) nu este îndeplinită atunci apare fenomenul de instabilitate care conduce la amplitudini ce cresc odată cu creșterea timpului adimensional .

### 3.4. Concluzii

Din analiza prezentei metode, dezvoltate pentru studiul fenomenelor dinamice care apar la mașinile-unelte în procesul de așchiere, rezultă următoarele concluzii:

a) Metoda dezvoltată prezintă ca aspecte originale: folosirea relației (3.1) a vitezei relative în studiul fenomenelor dinamice la mașini-unelte, rezolvarea ecuațiilor diferențiale a mișcării la modelul dinamic ales - în prezența fenomenului de rămânere în urmă a forței dinamice de așchiere în raport cu viteza instantanee de așchiere, precum și faptul că la calculul stabilității se poate ține seama de prezența simultană a tuturor factorilor de influență, printr-o expresie corespunzătoare a forței echivalente  $F_e$ .

b) Influențele datorate variației parametrilor  $D$ ,  $\delta_0$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  și unghiurilor  $\beta$  și  $\gamma$  obținute la studiul stabilității prin prezenta metodă concordă întocmai cu influențele corespunzătoare evidențiate prin cercetările experimentale efectuate la mașinile-unelte.

c) Programul pe calculator elaborat, permite calcularea unui număr mare de variante într-un timp foarte scurt, cca 10 variante într-un minut.

d) Proiectantul de mașini-unelte, avînd la dispoziție această metodă, în baza unui calcul de rigiditate poate stabili în mod științific parametrii optimi pentru a asigura ca toate regimurile de așchiere preconizate să fie cuprinse în limita domeniului de stabilitate a sistemului tehnologic a mașinii-unelte proiectate,

e) Ecuațiile diferențiale ale mișcării stabilite prin prezenta metodă se pretează la studiul stabilității și prin alte criterii dezvoltate în acest scop.

f) Metoda prezentată poate fi dezvoltată și la un sistem (model dinamic) cu un număr mai mare decît două grade de libertate.

#### 4. CONTRIBUTII PRIVIND PROIECTAREA SI REALIZAREA UNOR DISPOZITIVE PENTRU INCERCAREA COMPORTARII DINAMICE A MASINILOR-UNELTE

##### 4.1. Generalități

Metoda experimentală prin încercări de vibrații forțate ale mașinilor-unelte, este cel mai mult folosită în aprecierea comportării dinamice, pentru avantajele ce le prezintă comparativ cu alte metode. Această metodă constă în simularea unor condiții ce apar în procesul de așchiere prin introducerea unor excitatoare de forță între port-sculă și piesă, măsurarea și trasarea curbelor de răspuns în frecvență, date de răspunsul dinamic al cedării dintre piesă și port-sculă, sub acțiunea forței de așchiere simulată  $F_{\tau}$  care lucrează ca forță interioară în sistem. Această forță se realizează cu ajutorul excitatorului care dă o forță de excitație armonică într-un domeniu de frecvență 0-500 Hz, ce prezintă interes pentru testarea mașinilor-unelte, precum și o forță statică care asigură o deformare permanentă în sistem pentru scoaterea jocurilor ce dau neliniarități, forță de altfel prezentă și în procesul de așchiere.

Un asemenea excitator trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- prezența lui în structură să nu producă modificări esențiale ale comportării dinamice a acesteia;
- să fie capabil să genereze o forță sinusoidală de forma:

$$F = F_0 \sin \omega \tau \quad (4.1)$$

al cărei modul  $F_0$  să poată fi menținut constant în întregul domeniu de variație a frecvenței;

- să permită variația continuă sau cu valori discrete a frecvenței, în domeniul care interesează;
- să permită suprapunerea forței sinusoidale peste o forță constantă (statică), a cărei mărime să poată fi prăreglată după necesități;
- raportul dintre masă proprie și forța dezvoltată să fie cât mai mic.

##### 4.2. Proiectarea și realizarea excitatorului hidraulic

Excitatoarele cu acționare hidraulică, la care se obțin forțe mari raportate la dimensiunile capului de excitație, se recomandă în încercările de testare a comportării dinamice a mașinilor-unelte.

Neajunsurile în realizarea unor excitatori hidraulici sînt legate de distribuția debitelor pe fețele pistonului de excitație datorită faptului ca mecanismul de distribuție trebuie să lucreze la frecvențe ridicate. În cazul în care elementul de distribuție este fixat la distanță față de capul de excitație, conductele de legătură introduc pierderi însemnate de presiune în regimul nepermanent de funcționare. De asemenea conductele metalice introduc moduri de vibrații parazite (apar rezonanțe în conducte), iar în cazul în care conductele de legătură sînt elastice (de cauciuc), apar limitări ale domeniului de frecvență în partea superioară datorită efectelor de condensator în regim pulsator care atenuază presiunile dinamice din cilindrul de lucru.

Pentru limitarea acestor neajunsuri se impune deci realizarea unui excitator cu mecanismul de distribuție amplasat direct pe corpul cilindrului. Pulsatorul hidraulic conceput, realizează o distribuție cu căi scurte de alimentare a cilindrului, printr-un mecanism rotativ.

#### 4.2.1. Pulsatorul hidraulic cu mecanism de distribuție rotativ

În fig.4.1, se prezintă schema hidraulică de principiu a pulsatorului hidraulic cu mecanism de distribuție rotativ.

Componenta statică de pretensionare este asigurată de motorul hidraulic  $M_1$ , iar componenta dinamică de motorul hidraulic  $M_2$ . Motorul hidraulic  $M_2$  este un motor bilateral, comandat de către distribuitorul hidraulic rotativ  $D_r$  care asigură distribuția lichidului alternativ pe cele două fețe ale pistonului 2. Distribuitorul rotativ  $D_r$  se compune din două discuri de distribuție 3 și 3' solidarizate prin axul 4, ce trece prin pistonul 2. În acest scop, în pistonul 2 este aplicată o gaură mai mare decît diametrul axului distribuitorului pentru ca în timpul mișcării oscilatorii a pistonului 2 acesta să nu lovească distribuitorul. Discurile de distribuție 3 de intrare și 3' de evacuare ale lichidului din motorul hidraulic  $M_2$ , au aplicate 9 (nouă) orificii cu diametrul  $d = 6,4$  mm, iar pasul orificiilor  $2d$ , conform fig.4.2. În corpul 1 al pulsatorului sînt aplicate de asemenea orificiile de intrare  $O_1$  și  $O_2$ , precum și orificiile de ieșire  $O'_1$  și  $O'_2$ . Prin intersecția orificiilor fixe  $O_1$ ,  $O_2$ ,  $O'_1$  și  $O'_2$  de pe corpul 1 a pulsatorului cu orificiile mobile de pe discurile 3 și 3' ale distribuitorului se creează căile de curgere ale lichidului  $O_1$  și

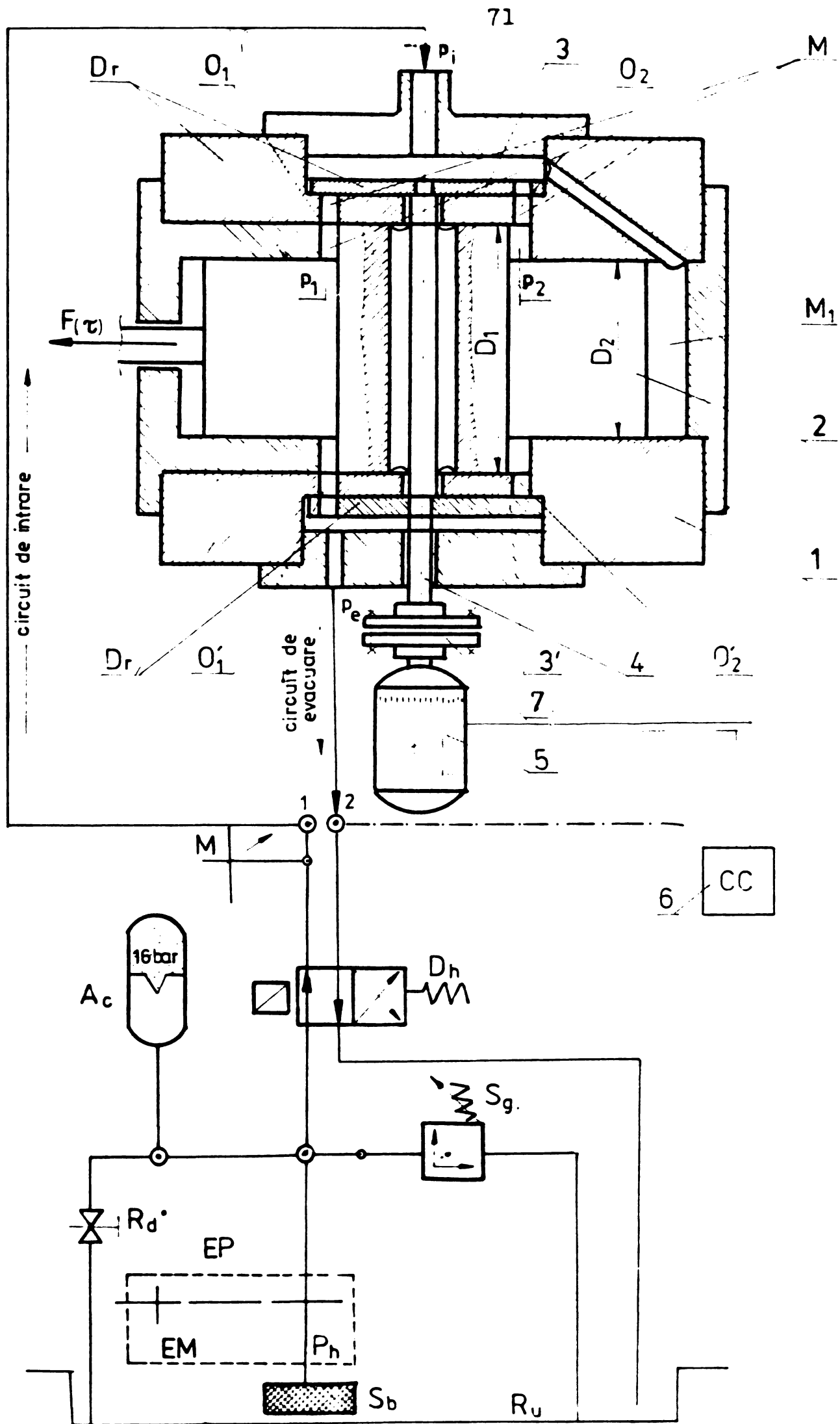


Fig. 4.1

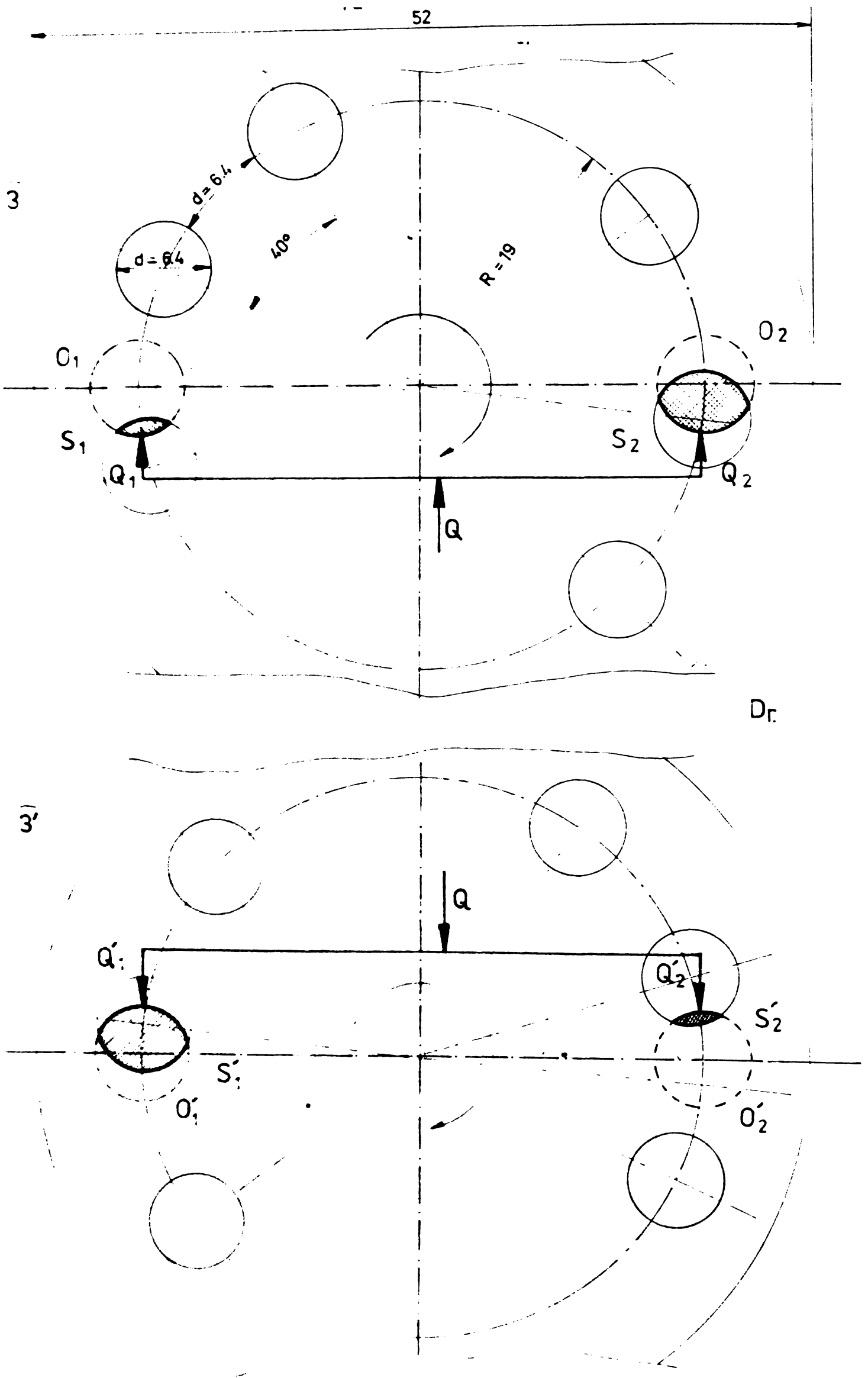


Fig. 4.2

$S_2$  pentru intrarea lichidului în motorul hidraulic  $M_2$  și  $S'_1$ ,  $S'_2$  pentru ieșirea lichidului din motorul  $M_2$ , fig.42. Aceste spații sînt variabile în timp, deoarece discurile se rotesc sincron în așa fel încît:

$$S_1(\tau) = S'_2(\tau) \quad \text{și} \quad S_2(\tau) = S'_1(\tau) \quad (4.2)$$

asigurînd o distribuție pulsatorie periodică proporțională cu viteza unghiulară de rotație a axului distribuitorului. Axul distribuitorului este antrenat de către motorul de curent continuu 5 cuplat prin cupla flexibilă 7. Prin variația turației motorului de acționare 5, se obține o gamă de frecvență de peste 450 Hz.

Dinamica transmiterii impulsurilor de forță la nivelul pistonului se studiază scriind ecuațiile de regim dinamic. Astfel, căderile de presiune în secțiunile  $S_1$  și  $S_2$  de intrare a lichidului în motor se scriu sub forma:

$$p_i - p_1 = Q_1 R_1 + L_1 \frac{dQ_1}{d\tau} + \frac{1}{C_1} Q_1 d\tau \quad (4.3)$$

$$p_i - p_2 = Q_2 R_2 + L_2 \frac{dQ_2}{d\tau} + \frac{1}{C_2} Q_2 d\tau$$

unde:

$p_i$  = presiunea la intrarea în orificiu;

$p_1$  și  $p_2$  = presiunile de pe fețele motorului hidraulic  $M_2$ ;

$R_1$  și  $R_2$  = rezistențele hidraulice care țin seama de coeficienții de rezistență locală, de viteza de curgere și de vîscozitatea cinematică;

$L_1$  și  $L_2$  = inertanțele fluidului de curgere în regim;

$C_1$  și  $C_2$  = coeficienții de capacitanță a coloanei de lichid care depind de cantitatea de lichid pusă în mișcare.

Căderile de presiune în secțiunile  $S'_1$  și  $S'_2$  la evacuarea lichidului din motor sînt:

$$p_1 - p_e = Q'_1 R'_1 + L'_1 \frac{dQ'_1}{d\tau} + \frac{1}{C'_1} Q'_1 d\tau \quad (4.4)$$

$$p_2 - p_e = Q'_2 R'_2 + L'_2 \frac{dQ'_2}{d\tau} + \frac{1}{C'_2} Q'_2 d\tau$$

$p_e$  fiind presiunea de ieșire din motorul hidraulic.

Termenii din ecuațiile (4.3) și (4.4) care țin seama de inerțanțele



și capacităților influențează asupra domeniului de frecvență ca efecte de filtrare pentru frecvențe înalte (similar ca la circuitele electrice), de aceea ei trebuie să fie cât mai mici posibil. Pulsatorul proiectat și realizat prezintă o variantă cu căi minime de deplasare a fluidului de la distribuitor la motorul hidraulic și nu are căi de legătură cu conducte flexibile care să mărească capacitățile.

Pentru cazul în care nu se iau în considerare masele fluidului în mișcare și elasticitatea uleiului și conductelor, ecuațiile (4.3) și (4.4) devin:

$$P_1 = P_2 = Q_1 \cdot R_1 \quad \text{și} \quad P_1 - P_2 = Q_2 \cdot R_2 \quad (4.5)$$

$$P_1 - P_e = Q_1 \cdot R'_1 \quad \text{și} \quad P_2 - P_e = Q_2 \cdot R'_2 \quad (4.6)$$

Debitul de lichid care curge prin orificii este direct proporțional cu secțiunea deschiderii orificiului. În fig.4.3, se

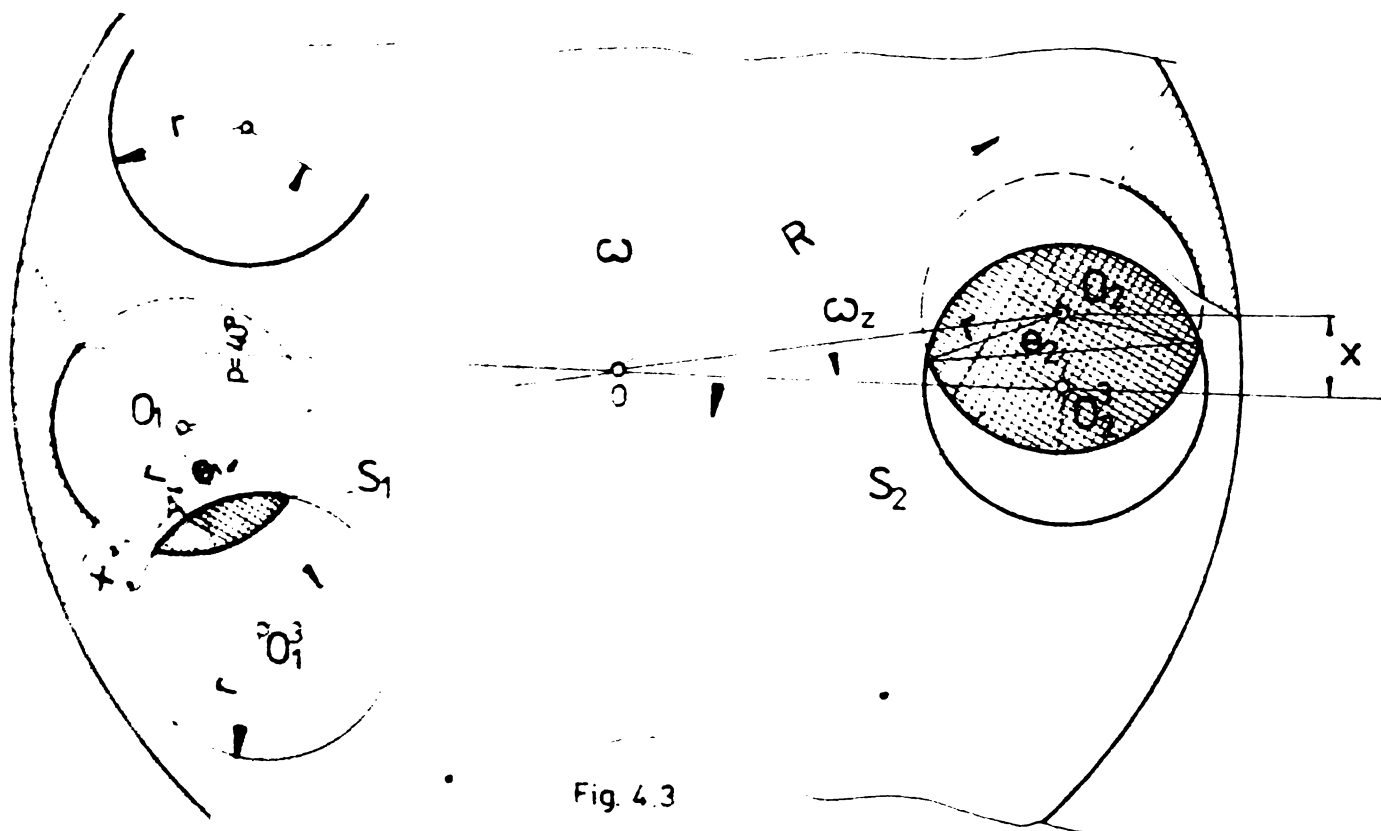


Fig. 4.3

reprezintă distribuția lichidului la intrarea în pulsator, pentru a calcula secțiunea deschiderii orificiului. Discul mobil 3 al distribuitorului se rotește peste orificiile fixe  $O_1$  și  $O_2$  din corpul 1 al pulsatorului. Astfel, peste orificiile fixe  $O_1$  și  $O_2$  se suprapun orificiile mobile de pe discul 3, reprezentate în figură cu centrele în  $O_1'$  și  $O_2'$ . Intersecția dintre aceste orificii ne dau secțiunile de curgere a lichidului  $S_1$  și  $S_2$  care se pot determina din condițiile geometrice, anume:

$$S_1 = 2r^2(\theta_1 - \sin \theta_1) \quad \text{și} \quad S_2 = 2r^2(\theta_2 - \sin \theta_2) \quad (4.7)$$

Notînd cu  $x(\tau)$  deplasarea punctului A de pe periferia orificiului cu centru  $O_1^3$  de pe discul mobil din momentul atingerii orificiului  $O_1$  și ținînd seama de condițiile de opturare impuse - cînd un orificiu este complet închis celălalt este complet deschis - putem calcula unghiurile  $\theta_1$  și  $\theta_2$  cu relațiile:

$$\theta = \begin{cases} 2 \arccos \left( 1 - \frac{x}{2r} \right) & \text{pentru } 0 < x < 2r \\ 2 \arccos \left( \frac{x}{2r} - 1 \right) & \text{pentru } 2r < x < 4r \end{cases} \quad (4.8)$$

$$\theta = \begin{cases} 2 \arccos \frac{x}{2r} & \text{pentru } 0 < x < 2r \\ 2 \arccos \left( 2 - \frac{x}{2r} \right) & \text{pentru } 2r < x < 4r \end{cases}$$

Suprafețele  $S_1$  și  $S_2$  sînt periodice cu perioada de spațiu  $4r$ . Avînd

$$x(\tau) = R \cdot \omega \cdot \tau \quad (4.9)$$

unde  $R$  esre raza de divizare a orificiilor de pe discul mobil, iar viteza unghiulară de rotație a discului. Rezultă ca perioada va fi:

$$T = \frac{4r}{\omega R} \quad (4.10)$$

În fig.4.4 este reprezentată graphic variația suprafețelor  $S_1$  și  $S_2$  într-o perioadă.

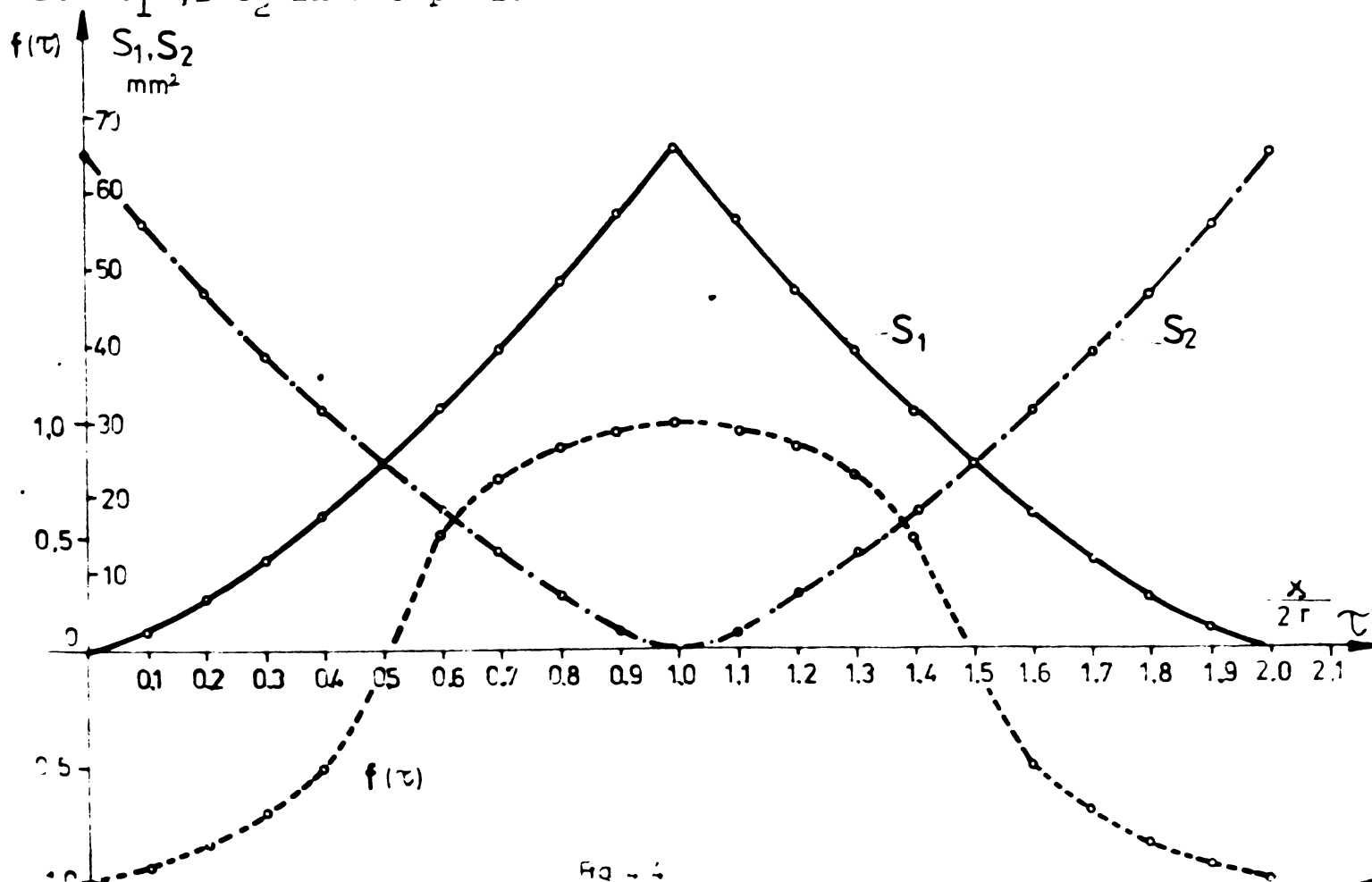


Fig. 4

Condițiile de presiune pe fețele pistonului de forță, în funcție de deschiderea orificiilor, pot fi exprimate ținând seama de constantele globale de debit, cu relațiile

$$p_i - p_1 = K_1^2 \frac{Q_1^2}{S_1^2} \quad \text{și} \quad p_i - p_2 = K_2^2 \frac{Q_2^2}{S_2^2} \quad (4.11)$$

$$p_1 - p_e = K_1'^2 \frac{Q_1^2}{S_1'^2} \quad \text{și} \quad p_2 - p_e = K_2'^2 \frac{Q_2^2}{S_2'^2} \quad (4.12)$$

Din condițiile de deschidere a orificiilor după cum se observă din fig.4.2, avem  $S_1' = S_2$  și  $S_2' = S_1$ , iar constantele globale de debit vor fi:  $K_1' = K_2$  și  $K_2' = K_1$ . Astfel, notînd cu  $s = K_1/K_2$ , rezultă presiunile pe fețele pistonului pulsatorului.

$$p_1 = \frac{S_1^2 p_i + s^2 \cdot S_2^2 p_e}{S_1^2 + s^2 \cdot S_2^2} \quad \text{și} \quad p_2 = \frac{S_1^2 p_e + s^2 \cdot S_2^2 p_i}{S_1^2 + s^2 \cdot S_2^2} \quad (4.13)$$

iar forța dinamică a pulsatorului, este

$$F(\tau) = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) \frac{S_1^2 - s^2 S_2^2}{S_1^2 + s^2 S_2^2} (p_i - p_e) \quad (4.14)$$

unde  $D_1$  și  $D_2$  sînt diametrele motorului hidraulic  $M_2$ .

Suprafețele  $S_1$  și  $S_2$  fiind mărimi periodice, rezultă că și forța  $F(\tau)$  este o forță periodică. Presupunînd constante presiunile de intrare  $p_i$  și de ieșire  $p_e$ , putem calcula și reprezenta funcția  $F(\tau)$  ca o funcție de variație a forței. Presupunînd că constanta de debit  $K_1$  și  $K_2$  variază lent în jurul aceleiași valori, putem să aproximăm pe  $s = 1$ , astfel:

$$f(\tau) = \frac{S_1^2 - S_2^2}{S_1^2 + S_2^2} \quad (4.15)$$

Această funcție de variație a forței, reprezentată grafic în fig.4.4, ne da o imagine a variației în timp a forței pulsatorului hidraulic.

Relația (4.14) pune în evidență factorii ce influențează forța dinamică  $F(\tau)$  a pulsatorului proiectat și realizat. Analiza acestor factori și a modului lor de influență ne permite realizarea modificărilor necesare pentru obținerea forței dinamice  $F(\tau)$  de mă-

rimea necesară. Construcția pulsatorului hidraulic permite înlocuirea pistonului 2 ceea ce conduce la modificarea lui  $D_2$ , precum și înlocuirea discurilor de distribuție 3 și 3', ceea ce conduce la modificarea secțiunilor  $S_1$  și  $S_2$ .

Pulsatorul hidraulic realizat, asigură în condiții corespunzătoare o forță statică de 100 daN și o forță dinamică de 20 daN în domeniul de frecvență 0-400 Hz.

#### 4.2.2. Circuitul hidraulic de alimentare

Pentru alimentarea pulsatorului s-a conceput și realizat panoul hidraulic PH-45 compus din elemente tipizate. În fig.4.5,

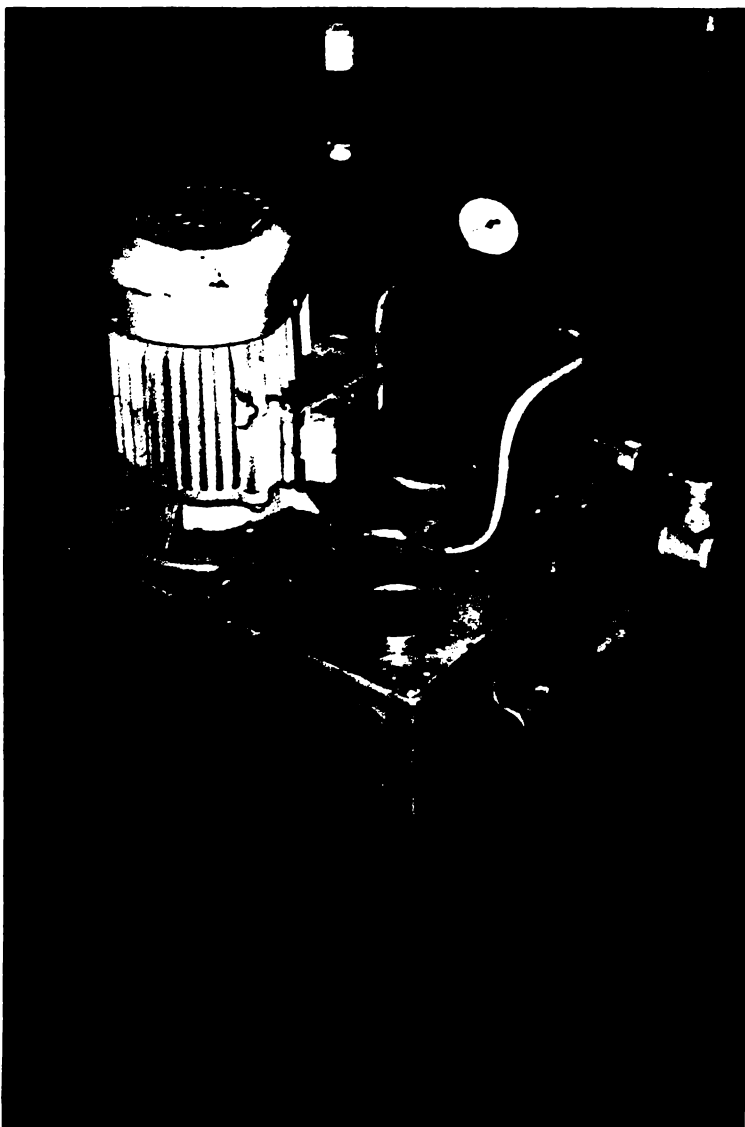


Fig.4.5.

este prezentată fotografia panoului hidraulic realizat. Schema circuitului hidraulic este arătată în fig.4.1. Conceput în variantă miniaturizată modulară panoul PH-45 cuprinde următoarele ansamble:

$R_u$  - rezervorul de ulei cu volum de  $63 \text{ dm}^3$ ;

EP - electrompompă PS-4-0, compusă din: electromotorul EM, avînd  $1,1 \text{ kW}/50 \text{ Hz}/1000 \text{ rot/min}$  și pompa hidraulică Ph cu  $6,5 \text{ l/min}$  și presiunea maximă  $150 \text{ bari}$ ;

$S_b$  - sorb cu sită de filtrare;

$A_c$  - acumulator de presiune ORSTA  $2,5 \text{ l}$  și  $16 \text{ bari}$ ;

$D_h$  - electrodistribuitor hidraulic tip  $4/3 - D_n 6$ ;

$S_g$  - supapă de siguranță  $D_n 6$  tip „DIPLOMATIC”;

M - manometru ( $0 \div 60$ ) bari;

$R_d$  - robinet de descărcare.

Panoul hidraulic PH-45 se reglează în felul următor:

a) Se deschide la maxim robinetul acumulatorului de presiune ORSTA și supapa  $D_n 6$  - tip „DIPLOMATIC”;

b) Se amorsează electrompompă PS-4-0 circa 10 minute pentru eliminarea completă a aerului;

c) Se închide complet robinetul acumulatorului de presiune și supapa  $D_{n6}$ , la presiunea dorită care se citește la manometrul M. Alimentarea pulsatorului hidraulic se face prin circuitul de intrare, la presiunea  $p_i$  și circuitul de evacuare, la presiunea  $p_e$ .

#### 4.3. Proiectarea și realizarea excitatorului electromagnetic

Cercetările experimentale privind comportarea dinamică a mașinilor-unelte [16, 22, 34, 35, 81, 100, 101, 102] conduc la concluzia ca cele mai fidele rezultate se obțin când încercările sînt efectuate avînd arborele principal în mișcare de rotație, forțele fiind transmise arborelui fără contact mecanic. Pentru realizarea unui stand de încercări care să asigure efectuarea experiențelor cu arborele principal în mișcare de rotație am conceput și realizat excitatorul electromagnetic, prezentat în fotografia din fig. 4.6. Excitatorul este compus din 2 electromagneți sub formă de U, montați simetric față de axa verticală, fixați rigid pe un suport

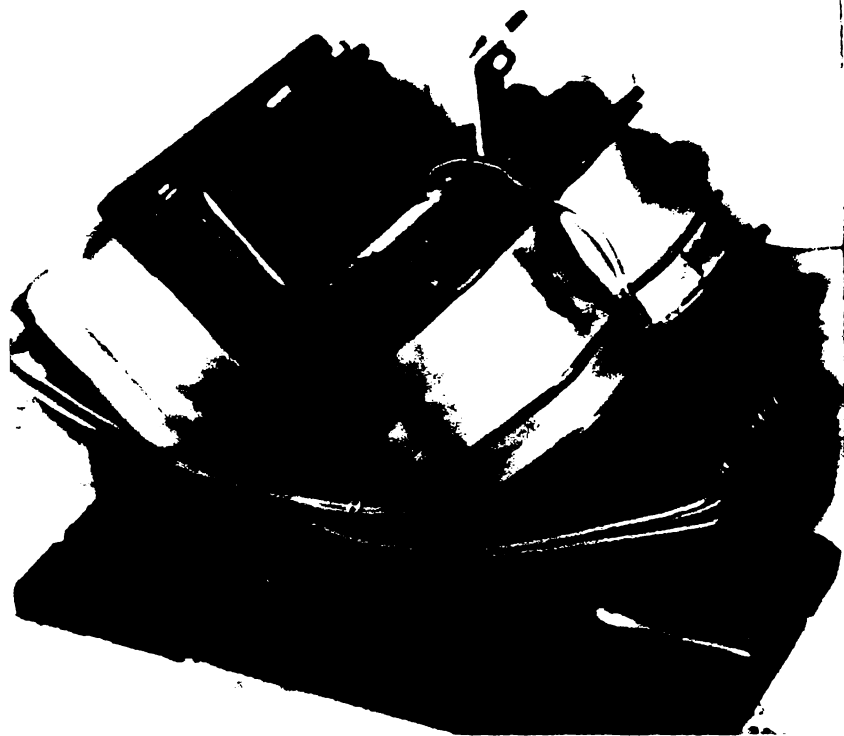


Fig.4.6.

de aluminiu la un unghi de  $45^\circ$  față de verticală. Armătura electromagneților este chiar axul port freză și prin urmare forța magnetică dezvoltată în întregul dintre poli magnetici și armătură simulează forța de așchiere. Fiecare electromagnet are câte două bobine alimentate de la o sursă de curent continuu și câte două bobine alimentate de la o sursă de curent alternativ cu frecvență variabilă. Bobinele alimentate în curent continuu asigură componenta statică a forței, respectiv forța de preîncărcare pentru preluarea jocurilor organelor mobile ale structurii, iar bobinele alimentate în curent alternativ asigură forța variabilă în timp, de frecvență variabilă.

Vibrațiile și forțele se măsoară relativ între piesă și sculă. Deplasările sînt măsurate cu traductoare capacitive amplasate între poliile fiecărui electromagnet, iar forțele sînt determinate cu bobine de măsurare la poliul fiecărui magnet, curenții din aceste bobine sînd proporționali cu forțele aplicate.

## 4.3.1. Expresia forței dezvoltate

În fig.4.7, se prezintă forma electromagnetului. Circuitul magnetic este format din miezul de fier 1, pe cele două co-

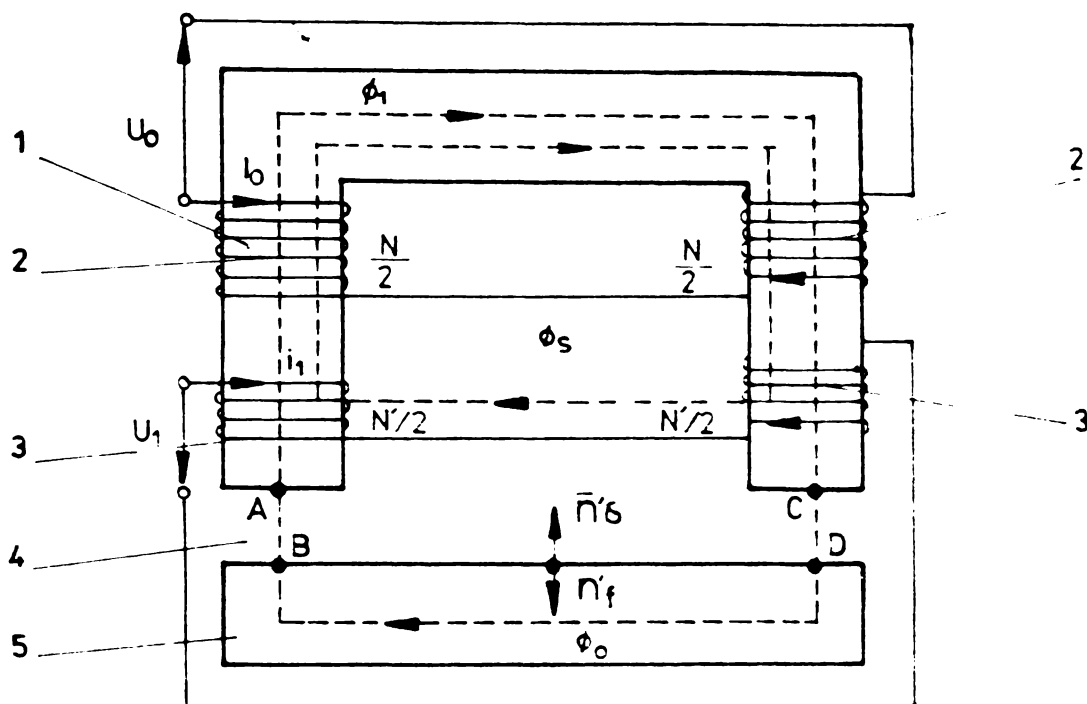


Fig.4.7

loane fiind înfășurate bobinele 2 și 3, din întrefierul 4 și armătura mobilă 5 care este legată de arborele principal al structurii excitate.

Referindu-ne la suprafața de separație dintre două medii, în cazul nostru dintre fier (armătura) și aer (întrefier), expresia forței superficiale  $\bar{f}_s$  [29, 117], devine:

$$\bar{f}_s = \frac{\mu_r - 1}{2\mu_0\mu_r} B_n^2 + \mu_r B_{2t}^2 \bar{n}'_s \quad (4.16)$$

unde:

-  $B_n$ ;  $B_{2t}$ , sînt componentele normală respectiv tangențială a inducției magnetice în întrefier;

-  $\mu_0$ ;  $\mu_r$ , sînt permeabilitățile magnetice absolută a vidului respectiv relativă a materialului armăturii;

-  $\bar{n}'_s$ , versorul normalei la suprafața de separație;

Neglijînd componenta tangențială a inducției magnetice în întrefier, notînd cu  $B_n = B_s$  și cum  $\mu_r \gg 1$ , relația (4.16), devine

$$\bar{f}_s = \frac{B_s^2}{2\mu_0} \bar{n}'_s \quad (4.17)$$

Deci, forța superficială  $\bar{f}_s$ , precum și forța totală  $\bar{F}$ , este îndreptată normal la suprafața de separație și are sensul de la mediul cu permeabilitate mai mare spre cel cu permeabilitate mai mică.



cf. fig.4.7.

Presia forței totale  $\bar{F}$  rezultă din relația (4.17):

$$\bar{F} = \frac{B_0^2}{2\mu_0} S_t \bar{n}_s \quad (4.18)$$

unde  $S_t$ , este suprafața totală utilă a electromagnetului ( $S_t = 2S_0$ );  
 $S_0$  = suprafața întrefierului.

În vederea obținerii unei forțe de excitație care să aibă o componentă statică și una alternativă cu frecvență variabilă, trebuie ca sursele care alimentează excitatorul să furnizeze un curent echivalent de valoare instantanee

$$i = I_0 + I_1 \cos \omega \tau \quad (4.19)$$

unde:

$I_0$  = valoarea efectivă a componentei continue;

$I_1$  = valoarea de amplitudine a componentei alternative care are frecvența variabilă;

$\omega$  = pulsația unghiulară a componentei alternative a curentului.

Inducția magnetică în întrefier dacă bobina este parcursă de curentul  $i$ , are forma

$$B = B_0 + B_1 \cos \omega \tau \quad (4.20)$$

Pentru a găsi expresia forței  $F$  ținând seama de relațiile (4.19) și (4.20), se consideră că armătura 5, fig.4.7, execută sub acțiunea acestei forțe, o mișcare de translație, dată de ecuația

$$x = AB = CD = x_0 + x_1 \cos \omega \tau \quad (4.21)$$

Inductanța echivalentă a excitatorului, cu neglijarea reluctanței magnetice a fierului, devine

$$L = \frac{N^2}{\sum \frac{l}{\mu S}} \approx \frac{N^2 \mu_0 S_0}{4x} = \frac{C}{x} \quad (4.22)$$

cu:

$$C = \frac{N^2 \mu_0 S_0}{4} \quad (4.23)$$

Întrucât energia de excitație a excitatorului mai poate fi scrisă ca derivată parțială a energiei câmpului magnetic în raport cu coordonata  $x$ , în

$$X_k = \left( \frac{\partial W_m}{\partial x_k} \right)_{i=ct.} \quad (4.24)$$

Se obține:

$$F = - \frac{1}{2} i^2 \frac{C}{x} = - \frac{C}{2} \frac{(I_0 + I_1 \cos \omega \tau)^2}{(x_0 + x_1 \cos \omega \tau)^2} \quad (4.25)$$

Cu  $I_0 \gg I_1$  și  $x_0 \gg x_1$  prin dezvoltarea în serie a bi-noamelor din relația (4.25) și luând primii doi termeni, se obține:

$$F \approx - \frac{C I_0^2}{2 x_0^2} - \frac{C I_0 I_1}{x_0^2} \frac{C I_0^2}{x_0^3} x_1 \cos \omega \tau \quad (4.26)$$

În relația (4.26), armonicile superioare ale forței s-au neglijat datorită simplificărilor făcute precum și considerării caracteristicii  $F = f(B)$  ca fiind liniară. Astfel, se obține

$$F = F_0 + F_1 \cos \omega \tau \quad (4.27)$$

cu:

$$F_0 = - \frac{C I_0^2}{2 x_0^2} \quad (4.28)$$

$$F_1 = - \frac{C I_0 I_1}{x_0^2}$$

#### 4.3.2. Circuitul magnetic echivalent. Elemente de proiectare

Pentru excitatorul reprezentat în fig.4.7, se consideră circuitul echivalent corespunzător în fig.4.8.

Solenaua este uniform repartizată pe cele două coloane, dar în circuitul echivalent s-au admis două surse de valoare  $\frac{E}{2}$ . Pentru a calcula solenația necesară realizării fluxului în întrefier,  $\theta_0$ , se exprimă tensiunea magnetomotoare între punctele a și b.

$$U_{m_{a,b}} = \dot{J}_0 (2R_g + R_a + R_{b1}) \quad (4.29)$$

unde:

- $R_g$ ;  $R_a$ ;  $R_{b1}$ , sînt reluctanțele porțiunilor de circuit magnetic respectiv;
- $\dot{J}_0$ , este fluxul util în întrefier.

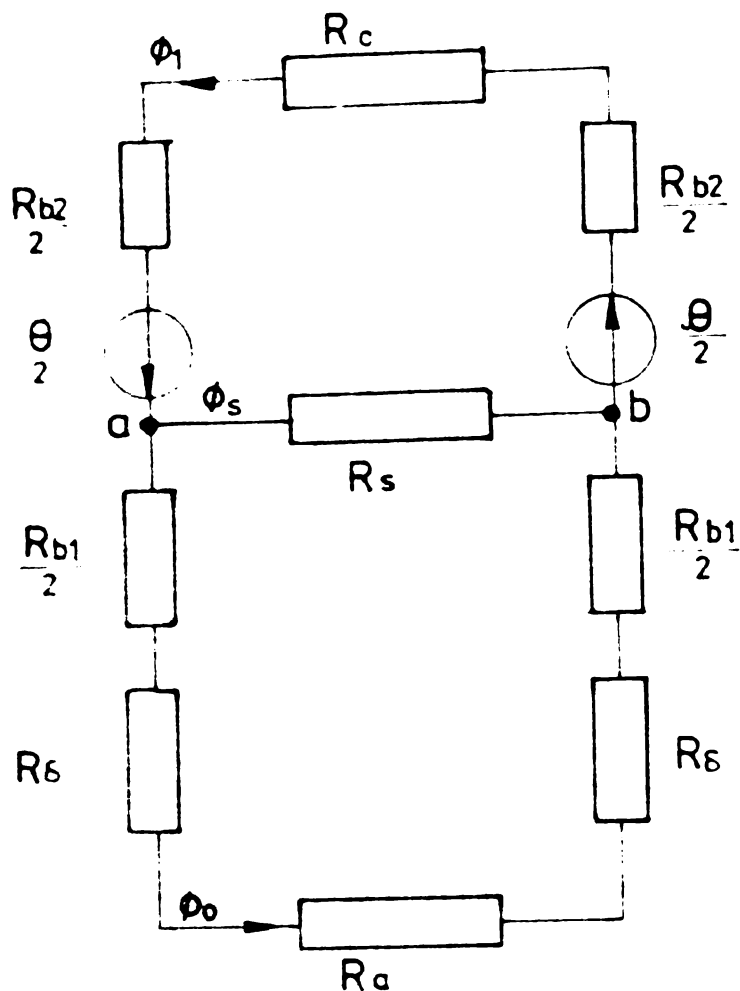


Fig 4.8

Fluxul de dispersie,  $\phi_s$ , rezultă

$$\phi_s = \frac{U_{ma.b}}{R_s} = \quad (4.30)$$

$$= \phi_0 \frac{2R_s + R_a + R_{b1}}{R_s}$$

unde: -  $R_s$  este reluctanța de dispersie a întregului excitator.

Fluxul,  $\phi_1$ , în jugul excitatorului, este

$$\phi_1 = \phi_0 + \phi_s \quad (4.31)$$

Pentru determinarea soluției cerute, expresia tensiunii magnetice între punctele a și b, se scrie

$$U_{=a,b} = 2 \frac{\theta}{2} - (R_c + R_{b2}) \phi_1 = \phi_0 (2R_s + R_a + R_{b1}) \quad (4.32)$$

de unde:

$$\theta = \phi_0 (2R_s + R_a + R_{b1}) + \phi_1 (R_{b2} + R_c) \quad (4.33)$$

Datele inițiale de proiectare pentru excitator sînt:

- componentele statică și alternativă ale forței dezvoltate de excitator,  $F_0$  și  $F_1$ , [daN];
- durata de conectare, DC, [%] care este funcție de sursele de alimentare și testarea dinamică propriu-zisă;
- frecvența forței de acționare,  $0 \div 500$  Hz;
- tensiunea nominală,  $U_n$  [V].

Utilizînd relațiile de mai sus, s-a proiectat excitatorul electromagnetic folosind metoda clasică de calcul [29, 52, 65, 117]: alegerea coeficienților de calcul preliminar, calculul preliminar și calculul de proiectare.

Electromagnetul proiectat și realizat are elementele componente și dimensiunile prezentate în fig. 4.9.

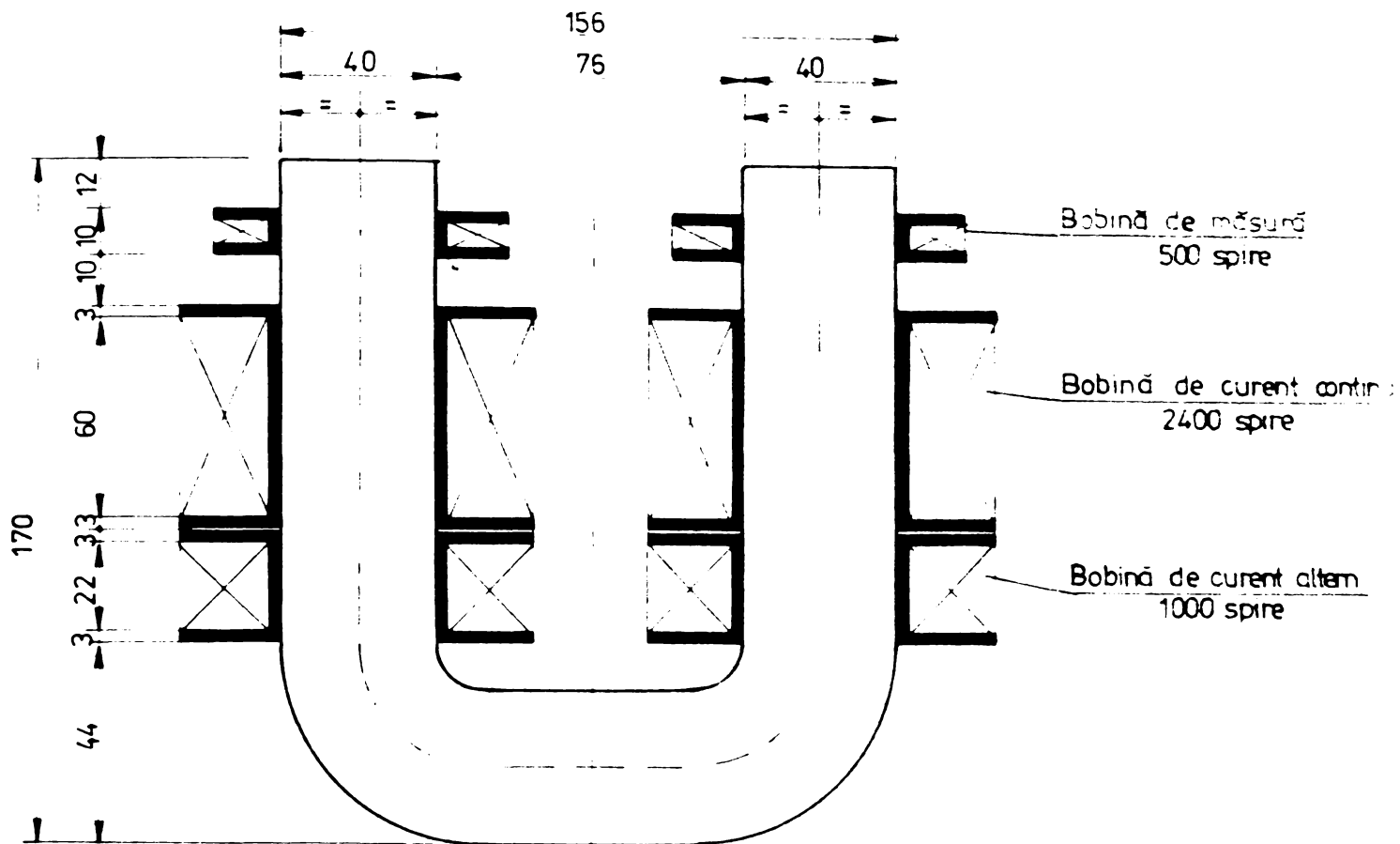


Fig. 4.9

Bobinele de curent continuu au 2400 spire, iar bobinele de curent alternativ 1000 spire, cu diametrul 0,7 mm.

Excitatorul proiectat și realizat dezvoltă o forță statică de 120 daN și o forță alternativă având valoarea amplitudinii 25 daN. Schema de conexiuni a bobinelor excitatorului și circuitele de alimentare sînt prezentate în anexa nr.9.

#### 4.3.3. Dimensionarea bobinei de măsură

O bobină de inducție dispusă în jurul polilor electromagnetului măsoară fluxul alternativ în circuitul magnetic.

Valoarea instantanee a tensiunii electromotoare induse într-o bobină cu  $N_b$  spire de către un flux magnetic variabil ce străbate o suprafață  $S$ , este

$$u_e = -N_b \frac{d\phi}{dt} = -N_b \omega \phi_m \cos \omega \tau \quad (4.34)$$

iar valoarea efectivă a acestei tensiuni, este

$$U_e = 4,44 f \cdot N_b \cdot B \cdot S \quad (4.35)$$

unde: frecvența  $f = \omega/2\pi$  și  $B = B_m/\sqrt{2}$

Impunînd valori pentru  $U_e$ ,  $f$ ,  $B$  și  $S$  s-a calculat numărul de spire a bobinei de măsură cu relația (4.35). Bobina dimensionată are 500 spire, cu diametrul de 0,7 mm.

## 5. CERCETARI EXPERIMENTALE PE MASINILE DE FREZAT UNIVERSAL PENTRU SCULARIE FUS 25 - FUS 32

### 5.1. Caracteristica statică a mașinilor de frezat FUS 25 - FUS 32

Rigiditatea statică a mașinilor-unelte se apreciază din punct de vedere a preciziei de prelucrare și a capacității de lucru.

Rigiditatea statică totală a sistemului tehnologic al mașinilor-unelte, din punct de vedere a preciziei de prelucrare, se caracterizează prin deplasarea vârfului sculei față de piesa de prelucrat rigidă, în direcția normală la suprafața de prelucrare, deplasare ce apare sub acțiunea forței de așchiere în urma deformației proprii ale sistemului și a deformațiilor de contact în îmbinări. Din punct de vedere al capacității de lucru, rigiditatea statică depinde în mare măsură de distribuția presiunii în îmbinări și în mod convențional poate fi caracterizată prin raportul dintre încărcare și deplasarea maximă corespunzătoare.

Rigiditatea statică este studiată în primul rând pentru a putea compara mașinile-unelte între ele și a aprecia calitatea execuției și a montajului lor.

Noțiunea de rigiditate a structurii mașinilor-unelte, reprezintă capacitatea acesteia de a se opune forțelor exterioare care tind să o deformeze și se exprimă prin raportul între mărimea forței ce lucrează într-un sens determinat și mărimea deplasării produsă de această forță, măsurată în direcția de acțiune a forței. Expresia matematică a rigidității este dată de relația:

$$R_{st} = \frac{F_{st}}{\delta_s} \quad \frac{\text{daN}}{\mu\text{m}} \quad (5.1)$$

În cadrul mașinilor-unelte, datorită complexității mari a construcțiilor, cel mai frecvent se folosesc metodele experimentale de determinare a rigidității statice, specifice pentru fiecare tip de mașină-unelte, având în vedere caracteristicile funcționale și constructive ale mașinii analizate.

Rezultatele obținute permit pe lângă determinarea valorilor indicilor de rigiditate statică și o interpretare calitativă a fenomenelor existente în sistemele analizate. Această interpretare se face după curbele deformațiilor și deplasărilor  $\delta_s/\mu\text{m}$  în funcție de forța de încărcare  $F(\text{daN})$ .

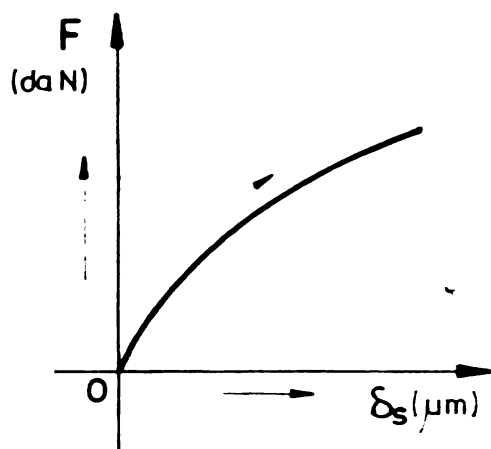


Fig.5.1.

Curba prezentată în fig.5.1, este specifică pentru ansamblurile cu rigiditate descrescătoare. Acest sistem se caracterizează printr-o rigiditate mare în domeniul încărcărilor mici, ceea ce conduce la concluzia că un astfel de sistem este mai avantajos pentru prelucrări de finisare, unde încercările prezintă valori mici. În general se obține o astfel de curbă a deformațiilor pentru ansamblurile unde se manifestă tensiuni inițiale (forțe de strângere a ansamblurilor, prestrângerea rulmenților, etc.). În aceste ansambluri rigiditatea scade net când forța de încărcare depășește tensiunea inițială. Pe suprafețele de frecare au loc atunci luncări ale elementelor, în limita jocurilor existente în ansamblul analizat.

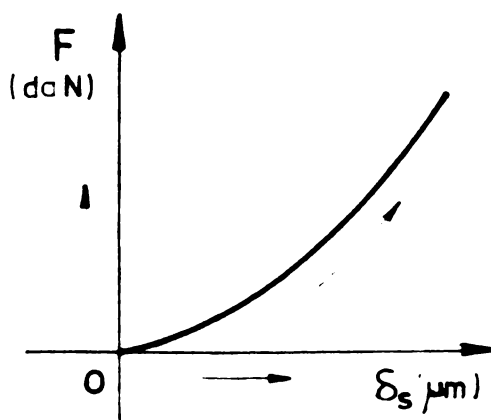


Fig.5.2.

Curba reprezentată în fig.5.2, este caracteristică ansamblurilor prezentând jocuri și cu suprafețele elementelor executate mai puțin precis. În aceste ansambluri, dacă se elimină jocurile și dacă se mărește suprafața reală de contact, rigiditatea crește în același timp cu încărcarea.

Din definiția rigidității statice decurge și principiul general de cercetare și măsurare a acestui indice. Metoda de cercetare constă în încărcarea sistemului examinat printr-o forță de mărime și direcție cunoscută acționând într-un punct determinant al sistemului și măsurarea deformației relative produsă de aceea forță. Metoda care se apropie cel mai mult de starea existentă în procesul de așchiere, este metoda de încărcare cu o forță spațială.

Pentru cercetarea rigidității statice a mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25-FUS 32, am folosit o forță statică de încărcare spațială cu orientarea din fig.5.3, care corespunde cu orientarea rezultantei forței de așchiere a celor mai reprezentative procese de prelucrare, pe aceste mașini.

Forța statică înlocuitoare s-a aplicat între masă și domul din axul capului vertical al mașinii, crescând în trepte



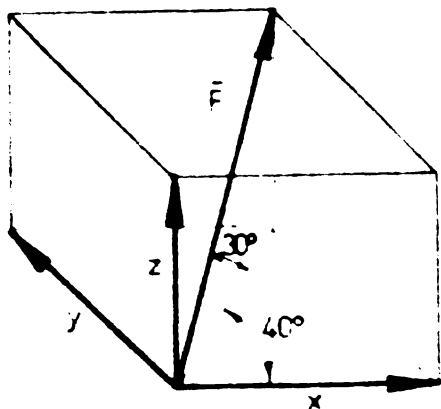


Fig. 5.3.

200, 400, 600, 800, 1000 și 1250 daN. Masa a fost fixată în poziția de mijloc și toate elementele care sînt fixe în timpul prelucrării au fost blocate.

La cercetarea efectuată pentru determinarea rigidității statice a mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32, s-au folosit următoarele mijloace de verificare:

a) dispozitiv de încărcare mecanic, cu un histerezis scăzut la încărcare și descărcare, fixat pe masa mașinii, direcția spațială a forței de încărcare în locul stabilit fiind asigurată prin piesele de fixare. Dispozitivul de încărcare folosit a permis realizarea unei încărcări line, mărimea forței fiind măsurată cu un dinamometru cu ceas comparator;

b) dorn cu flanșă de verificare, fig.5.4, executat de OLC 49, tratat termic, care constituie piesa intermediară de transmitere a forței statice înlocuitoare după direcția și coordonatele punctului de aplicare ale acesteia;

c) trei bucăți ceasuri comparatoare cu valoarea diviziunii de 0,01 mm, fixate cu suporturi magnetici, pentru măsurarea deplasărilor relative dintre masa mașinii și dornul de verificare.

Dimensiunile pentru amplasarea dispozitivului de încărcare și a dornului de verificare rezulta din fig.5.4.

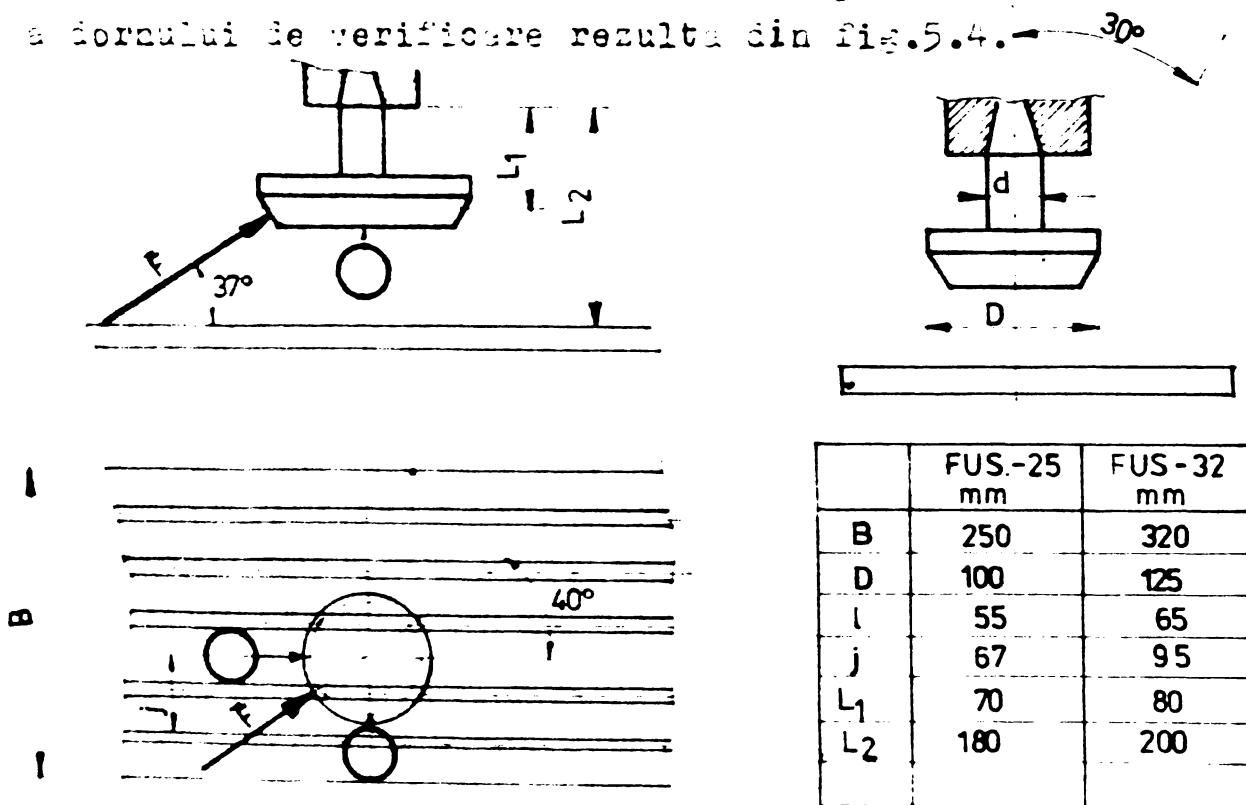


Fig. 5.4

Concomitent cu încărcarea s-a măsurat cu ajutorul ceasurilor comparatoare, deplasarea dornului de verificare după trei direcții: longitudinală, transversală și verticală.

# CURBA DEFORMATIILOR

IN FUNCTIE DE FORTA STATICA INLOCUITOARE — CARACTERISTICA STATICA

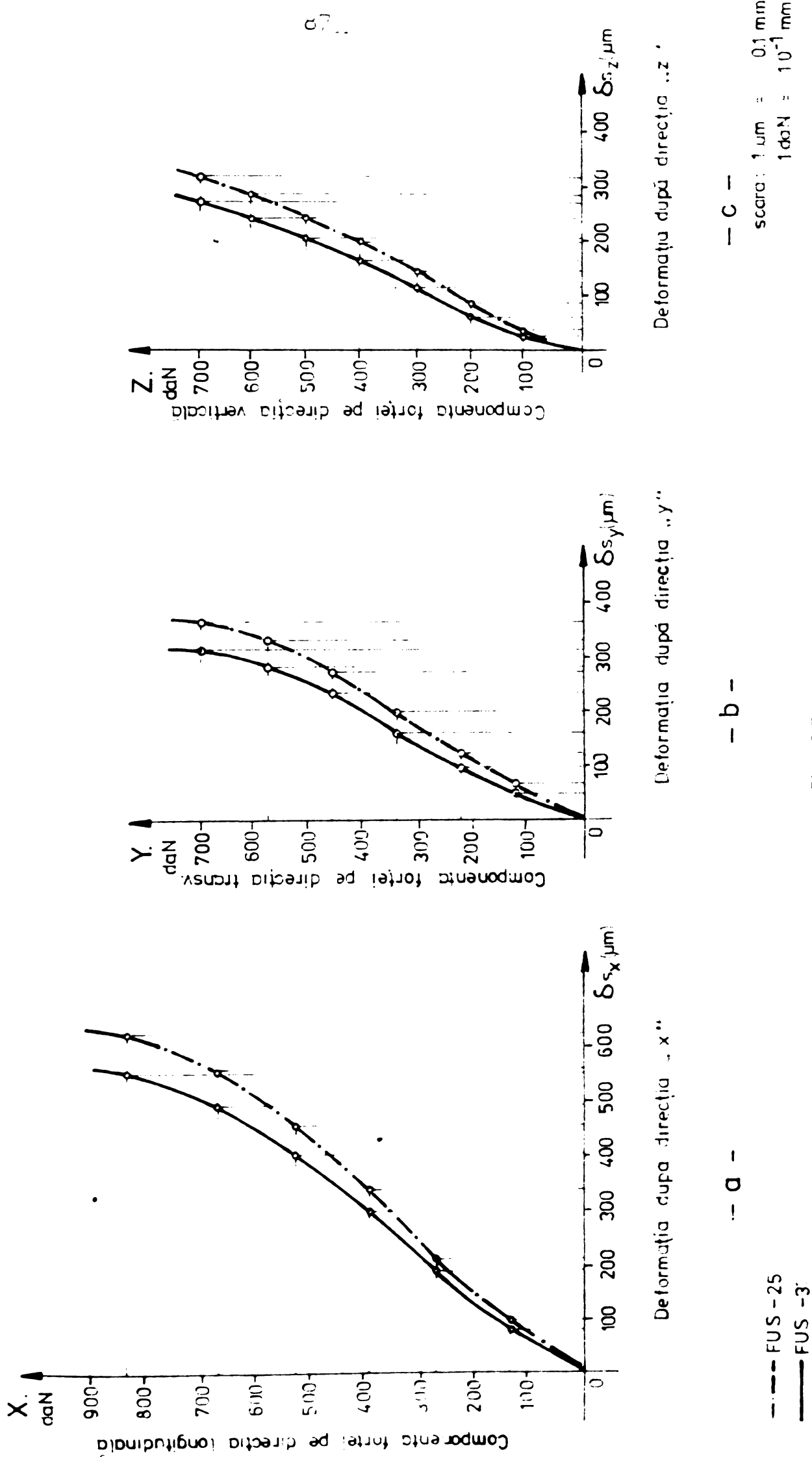


Fig 5.5

Pe baza rezultatelor obținute, ca medie aritmetică a patru măsurători s-au construit curbele de variație a deplasărilor relative dintre masa mașinii și cornul de verificare măsurate la încărcarea cu forța statică înlocuitoare spațială, prezentate în fig.5.5, adică caracteristica statică a celor două mașini de frezat.

În figura 5.5, X, Y și Z reprezintă componenta forței statice de încărcare spațială după cele trei direcții, iar  $\delta_{sx}$ ,  $\delta_{sy}$  și  $\delta_{sz}$  reprezintă deplasările relative dintre masa mașinii și cornul de verificare în direcțiile corespunzătoare.

Din compararea rezultatelor obținute cu valorile recomandate de GOST 13-54, rezultă:

- la FUS-25, deplasarea relativă maximă în direcția avansului transversal y, la forța statică aplicată de 800 daN, este de 0,26 mm, față de 0,48 mm recomandat, adică numai 54,4 %, ceea ce indică o rigiditate statică bună a mașinii;

- la FUS-32, deplasarea relativă maximă în direcția avansului transversal y, la forța aplicată de 1250 daN, este 0,31 mm față de 0,60 mm recomandat, adică numai 51,6 %, ceea ce indică de asemenea, o rigiditate statică bună a mașinii.

Din compararea rezultatelor obținute, rezultă că cele două mașini de frezat cercetate au cea mai mare rigiditate pe direcția axei verticale z și cea mai slabă rigiditate pe direcția longitudinală x. La mașina de frezat FUS-25 rigiditățile pe direcțiile x și y reprezintă 63,2 % respectiv 79,5 %, iar la mașina de frezat FUS-32 reprezintă 56,8 % respectiv 86,6 % din valoarea rigidității pe direcția z. De asemenea, rezultă că mașina de frezat FUS-32 are rigiditate mai mare, pe toate direcțiile, decât mașina de frezat FUS-25.

## 5.2. Cercetări experimentale la mersul în gol

5.2.1. Vibrații la mersul în gol. Analiza vibrațiilor la mersul în gol are ca scop scoaterea în evidență a principalelor surse de vibrații, legate de specificul construcției mașinii-unelte, adică sursele acelor vibrații care nu sînt generate nemijlocit de procesul de așchiere.

Cercetările experimentale [3, 60, 124] arată că mașinile-unelte, care prezintă vibrații pronunțate la mersul în gol nu prezintă stabilitate la vibrații nici în procesul de așchiere. Aceasta nu înseamnă însă, că dacă vibrațiile la funcționare în gol sînt sub limita admisă, mașinile-unelte - în mod implicit - în procesul de așchiere vor prezenta o stabilitate ridicată la vibrații.

pierderea stabilității la deplasarea organelor mașinii-unelte, la mersul în gol, se produce în special datorită deplasării

în salturi a mesei sau a suportului frezei. Mult mai rar se pot întâlni cazuri de pierderea stabilității la mișcarea de rotație a arborilor principali, cuplajelor, etc.

Pierderea periodică a stabilității la deplasarea în gol, provoacă apariția autovibrațiilor, care îngreunează obținerea preciziei necesare în poziționarea pieselor. Prezența autovibrațiilor în timpul mișcării diferitelor subansambluri, în vederea desfășurării procesului de aşchiere, cum ar fi deplasarea mesei mașinii de frezat, influențează negativ precizia de prelucrare, productivitate, precum și fiabilitatea sculei și a mașinii-unelte.

Cercetările experimentale făcute la mersul în gol au urmărit stabilirea unor corelații între viteza de avans a mesei la deplasarea pe verticală și pe orizontală și amplitudinea vibrațiilor.

Mașina în timpul măsurătorilor a fost plasată pe o fundație de beton, fără a fi fixată în șuruburi. S-a asigurat ca în timpul măsurătorilor în jurul mașinii să nu fie alte utilaje în funcțiune pentru ca sistemul să fie scutit de vibrații parazite.

Măsurarea amplitudinii vibrațiilor s-a făcut după direcția verticală  $z$ , direcția transversală  $y$  și direcția longitudinală  $x$ .

5.2.1.1. Vibrații la mersul în gol, la deplasarea mesei pe verticală. Determinarea vibrațiilor în zona de lucru pentru mersul în gol, s-a făcut așezând masa mașinii în trei poziții: a - poziția laterală dreapta; b - poziția la centrală, la mijloc și c - poziția laterală stînga.

Din analiza globală a valorilor obținute prin măsurătorile efectuate rezultă:

a) În cazul mesei aflate în poziția laterală dreapta. Amplitudinile cele mai mari înregistrate sînt după direcția axei verticale  $z$ , după celelalte două direcții vibrațiile sînt neînsemnate. Astfel, vor fi evidențiate și comentate numai rezultatele măsurătorilor obținute după direcția verticală.

Din analiza oscilogramelor vibrațiilor la deplasarea mesei pe verticală, pentru întreaga gamă de avansuri normale, rezultă următoarele constatări:

*5 - 200 mm/min  
deplasare pe verticală de  
sus în jos*



250



- amplitudinile vibrațiilor nu sînt aceleași pe toată cursa mesei. După cum rezultă din figura 5.6 se înregistrează amplitudini maxime ale vibrațiilor la 20mm de limita inter-

rioară a mesei, amplitudini ce se mențin ridicate pe o lungime de 8-10 mm;

- amplitudinile vibrațiilor depind de sensul de deplasare a mesei, ele fiind mai mari la deplasarea mesei de sus în jos. În fig.5.7 și 5.8, se prezintă oscilogramele la viteza de avans de 400 mm/min. Se constată că la deplasarea de jos în sus amplitudinea maximă este de  $19,6\mu\text{m}$  în timp ce la deplasarea de sus în jos amplitudinea maximă este de  $20,8\mu\text{m}$ :

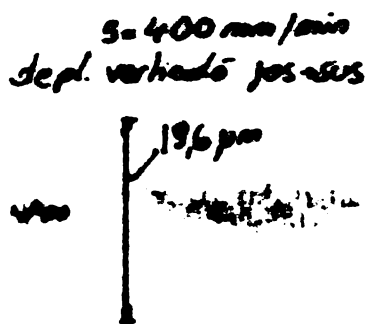


Fig.5.7

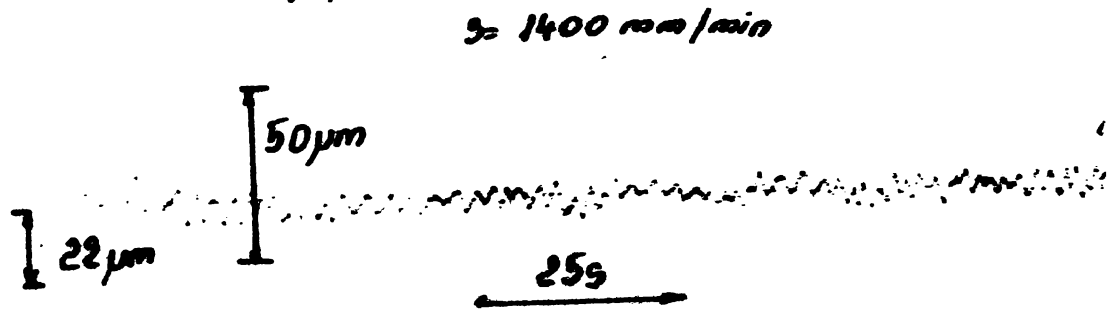


Fig.5.9

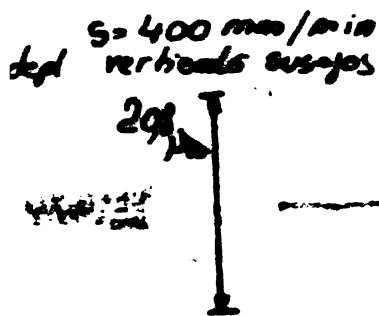


Fig.5.8.

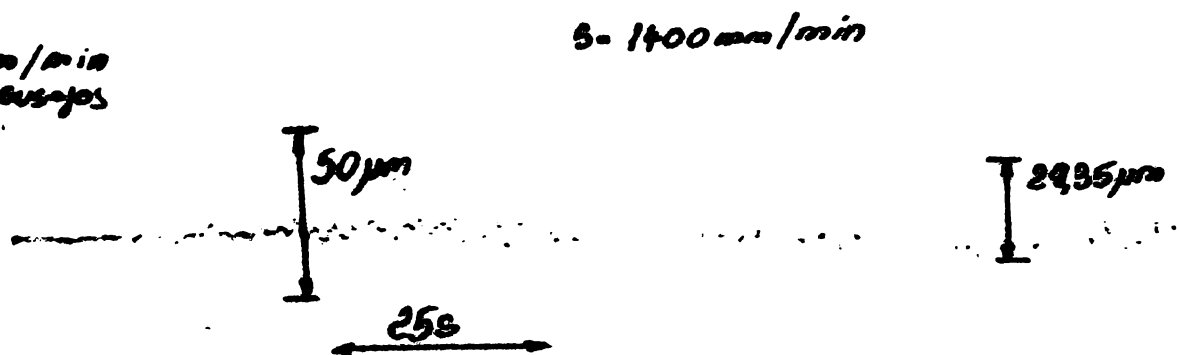


Fig.5.10

- cele mai mari amplitudini ale vibrațiilor se obțin la viteza de avans rapid, adică la 1400 mm/min. După cum rezultă din fig.5.9 și 5.10, la deplasarea de jos în sus amplitudinea este de  $22\mu\text{m}$ , iar la deplasarea de sus în jos  $29,35\mu\text{m}$ :

- creșterea amplitudinii vibrațiilor odată cu creșterea vitezei de avans, atât în zona vibrațiilor maxime, cât și în restul lungimii cursei, conform fig.5.11.

- în cazul folosirii mesei suplimentare rotative, se constată o mișcare a amplitudinii vibrațiilor cu aproximativ 25%. După cum rezultă din fig.5.12 și 5.13, la viteza de avans rapid, la deplasarea de jos în sus amplitudinea maximă este de  $13,75\mu\text{m}$  și la deplasarea de sus în jos de  $18,75\mu\text{m}$ .

b) În cazul amplasării mesei la mijloc, la deplasarea pe verticală se obțin amplitudini mai mici ale vibrațiilor cu 20% față de cazul în care masa se află în poziție laterală dreapta.

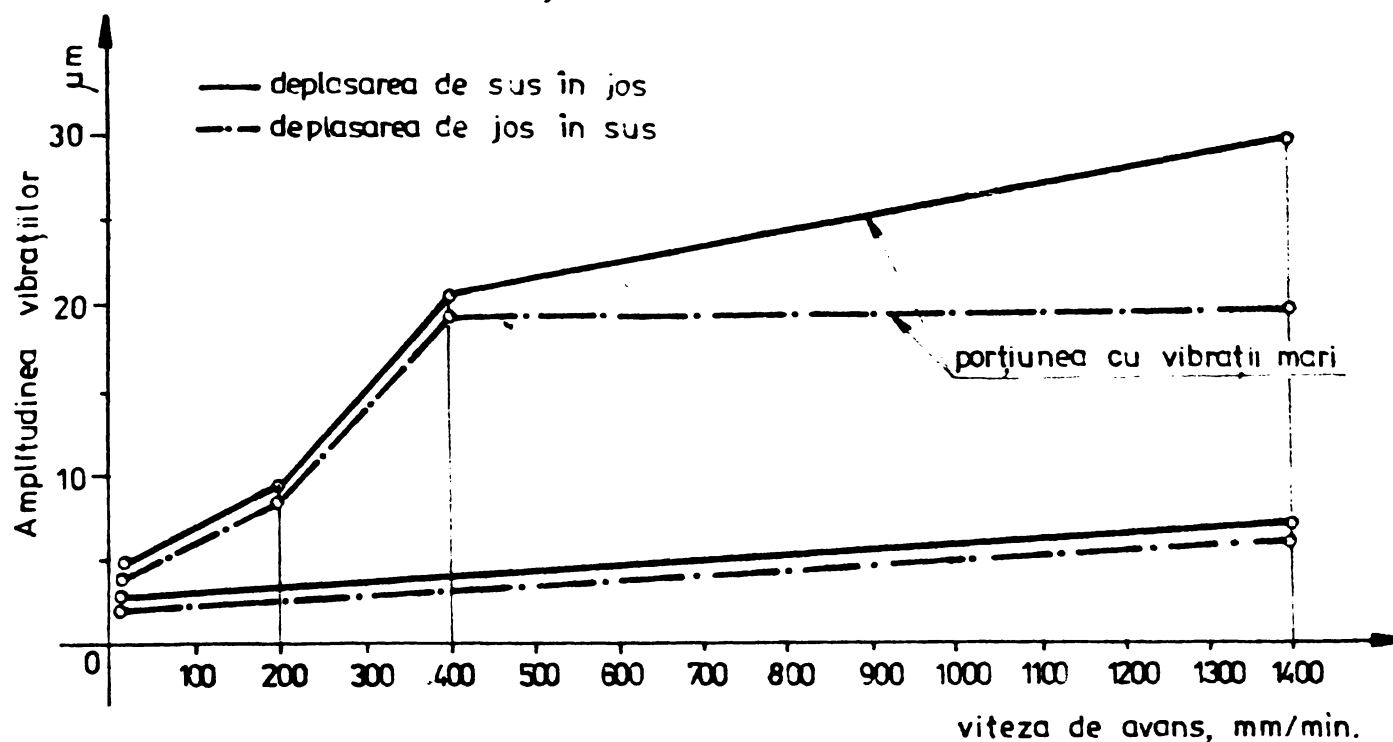


Fig.5.11.

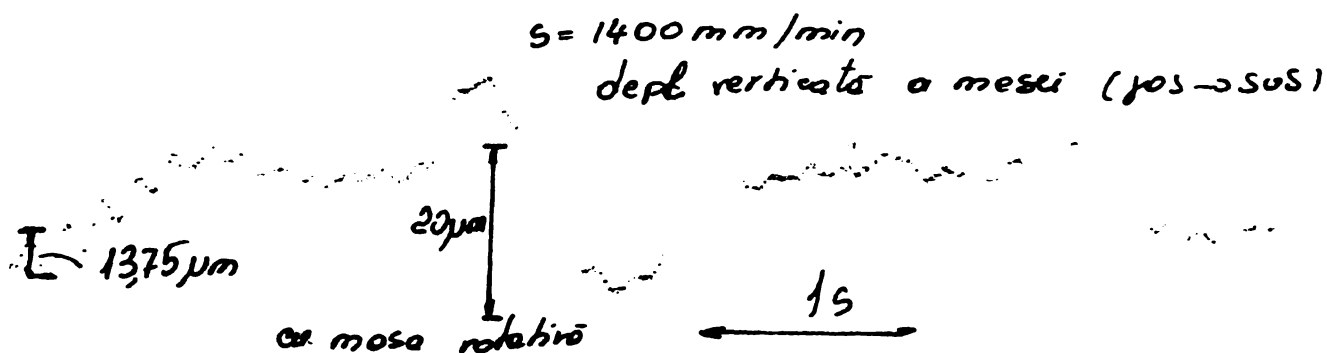


Fig.5.12

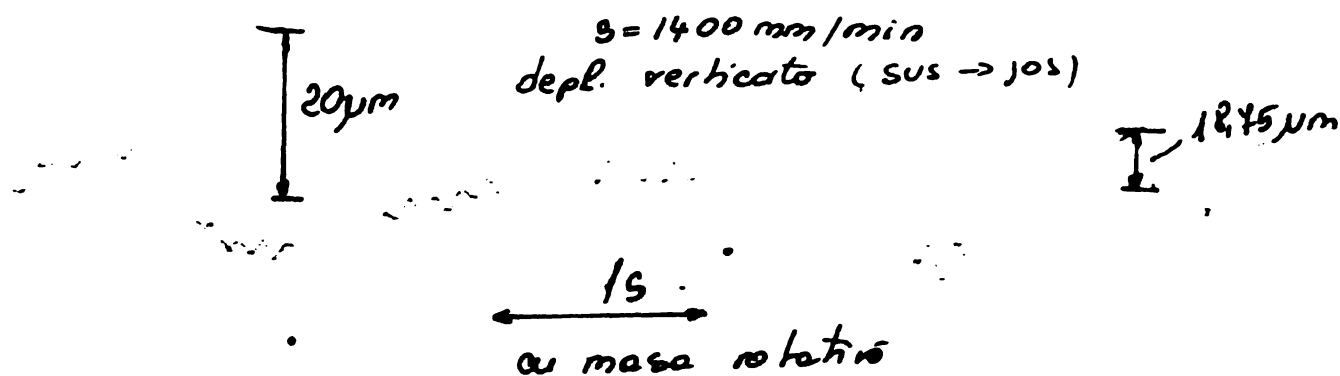


Fig.5.13

c) În cazul mesei aflate în poziție laterală stînga, amplitudinile vibrațiilor măsurate sînt comparabile cu cele ale mesei aflate în poziția laterală dreapta. După cum rezultă din fig. 5.14 și 5.15, la viteza de avans rapid, la deplasarea pe verticală de jos în sus amplitudinea maximă este de  $20,5 \mu\text{m}$ , iar la deplasarea de sus în jos amplitudinea maximă este de  $25 \mu\text{m}$ .



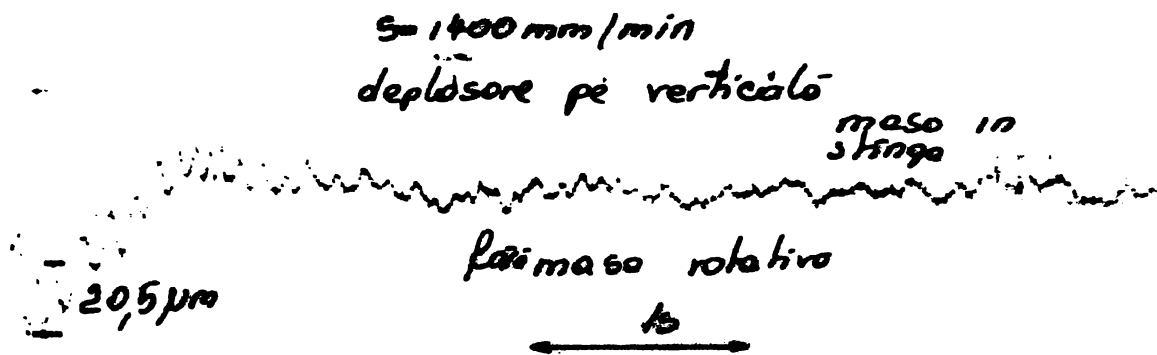


Fig.5.14

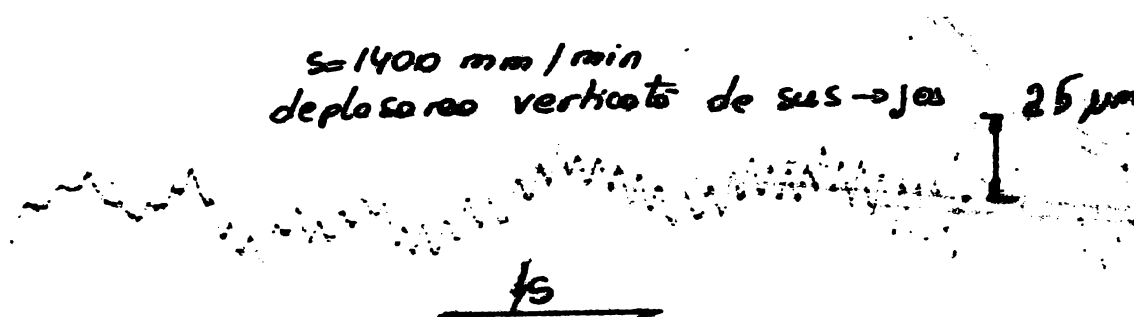


Fig.5.15

5.2.1.2 Vibrații la mersul în gol, la deplasarea mesei pe orizontală. Măsurătorile s-au efectuat pentru masa în poziția de jos, masa la mijloc și masa în poziția de sus.

Din analiza rezultatelor măsurătorilor rezultă următoarele:

- amplitudinile vibrațiilor măsurate pe direcția verticală sînt mult mai mici decît cele măsurate după orizontală, pe direcția longitudinală a mesei;

- cele mai mici amplitudini a vibrațiilor pe verticală se obțin cînd masa se găsește la mijloc, iar cele mai mari cînd masa se găsește în poziția de sus. Din oscilogramele prezentate în fig.5.16, fig.5.17 și fig.5.18, rezultă la viteza de avans de 400 mm/min, am-

$S = 400 \text{ mm/min}$   
masa în poziția de mijloc

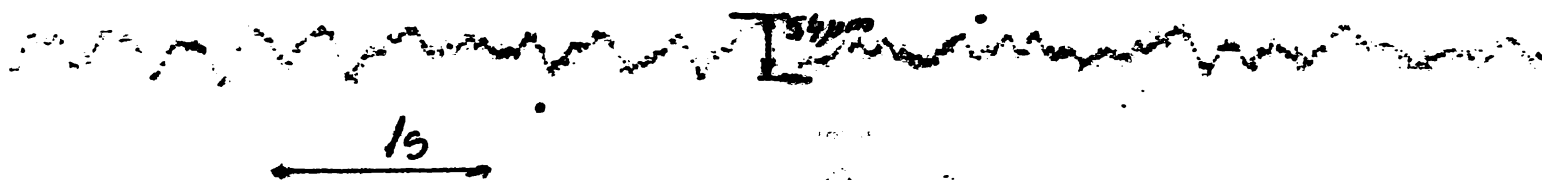


Fig.5.16

$S = 400 \text{ mm/min}$

masa în poziția de sus

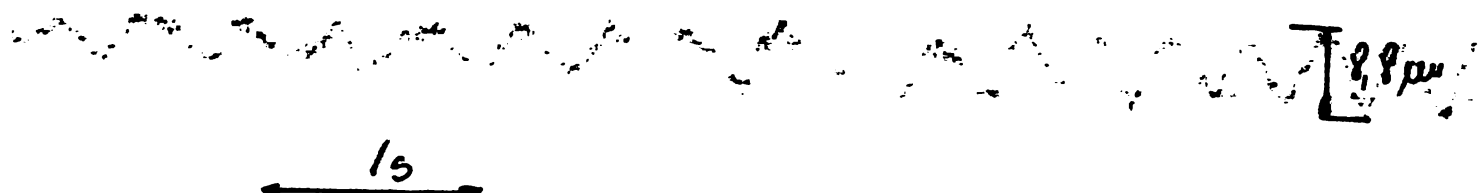


Fig.5.17

$S = 400 \text{ mm/min}$

masa în poz. inferioară



Fig.5.18

plitudinea maximă de  $5,4 \mu\text{m}$  când masa se găsește la mijloc,  $0,4 \mu\text{m}$  când masa se găsește în poziția inferioară și  $0,3 \mu\text{m}$  când masa se găsește în poziția de sus;

- amplitudinile vibrațiilor după orizontala, pe direcția longitudinală a mesei nu sînt influențate sensibil de viteza de deplasare a mesei, de poziția mesei și nici de sensul de deplasare. După cum rezultă din fig.5.19 și 5.20, la viteza de avans rapid,

$S = 1400 \text{ mm/min}$

deplasarea orizontală a mesei (dreapta - stînga)

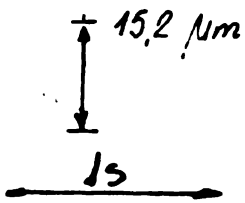


Fig.5.19

$S = 1400 \text{ mm/min}$

deplasarea orizontală a mesei (stînga - dreapta)

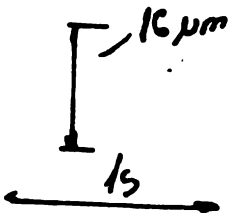


Fig.5.20

amplitudinea maximă este de  $15,2 \mu\text{m}$  la deplasarea mesei de la dreapta la stînga și  $16,0 \mu\text{m}$  la deplasarea mesei de la stînga la dreapta.

Vibrațiile la mers în gol sînt sensibil egale la cele două mașini de frezat FUS 25 și FUS 32. Oscilogrammele prezentate sînt obținute prin măsurătorile efectuate la mașina de frezat FUS 32.

5.2.2. Consumul de putere la mersul în gol. Pentru a pune în evidență variația consumului de putere în funcție de turația arborelui principal și viteza de avans s-au reprezentat grafic rezultatele măsurărilor efectuate pentru următoarele situații:

a) Consumul de putere la mersul în gol a axului principal pentru toată gama de turații, fig.5.21.

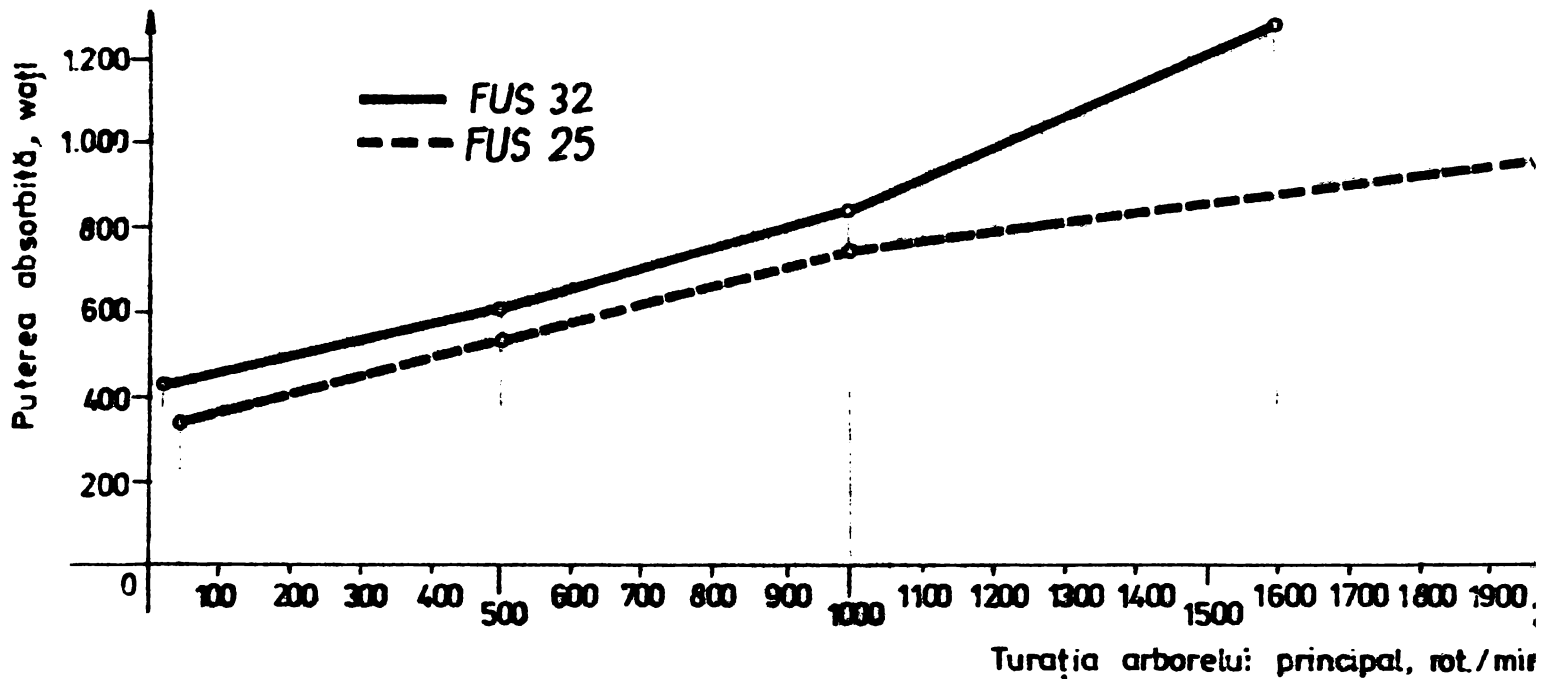


Fig.5.21

b) Consumul de putere pentru mersul în gol al mesei sau sa-niei transversale pentru toată gama de viteze de avans, fig.5.22

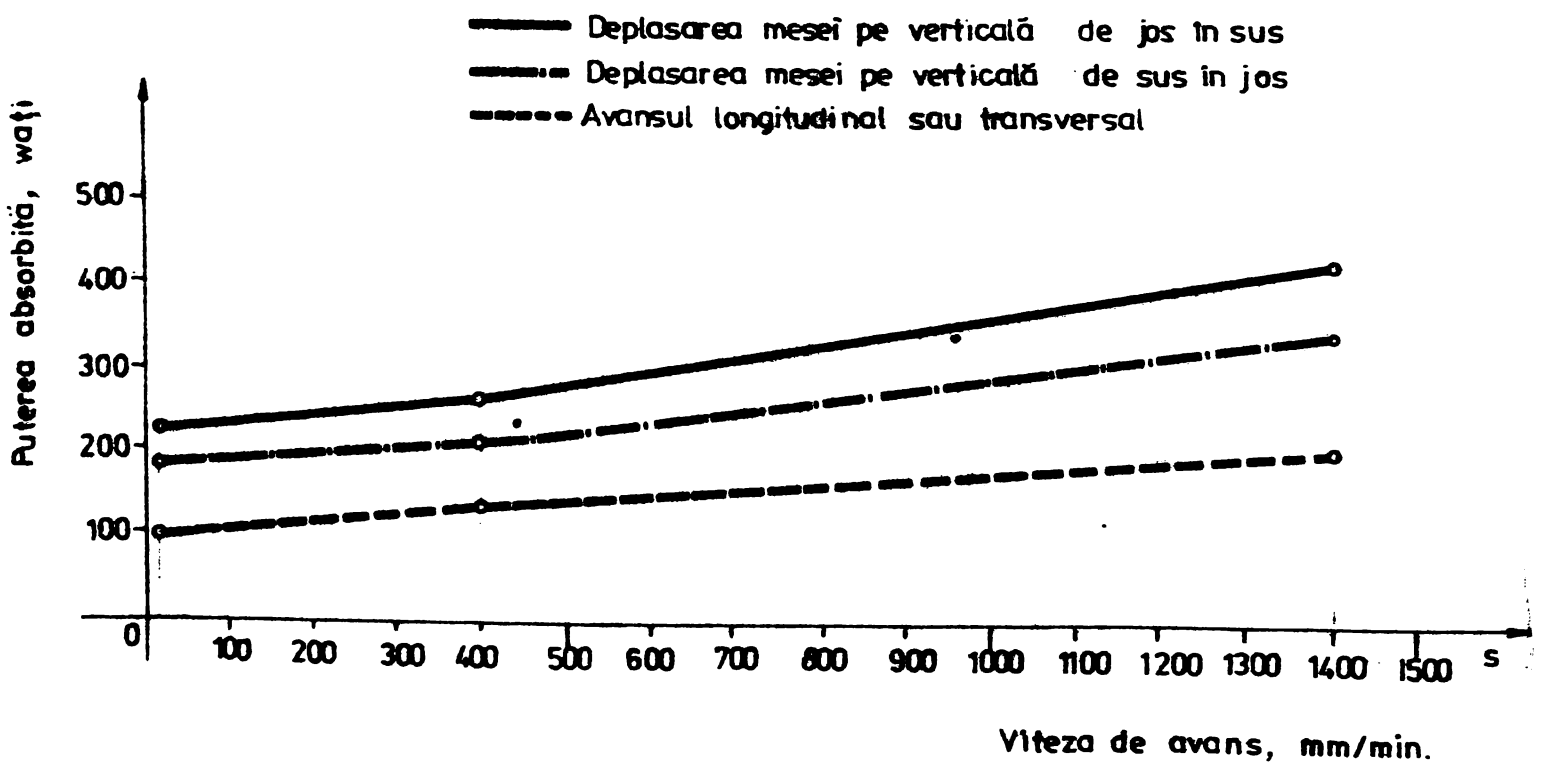


Fig.5.22

c) Consumul de putere la mersul în gol al mesei sau sa-  
niei transversale, pentru toată gama de viteze de avans, simultan  
cu mersul în gol al arborelui principal la turația  $n = 125$  rot/  
min., fig.5.23

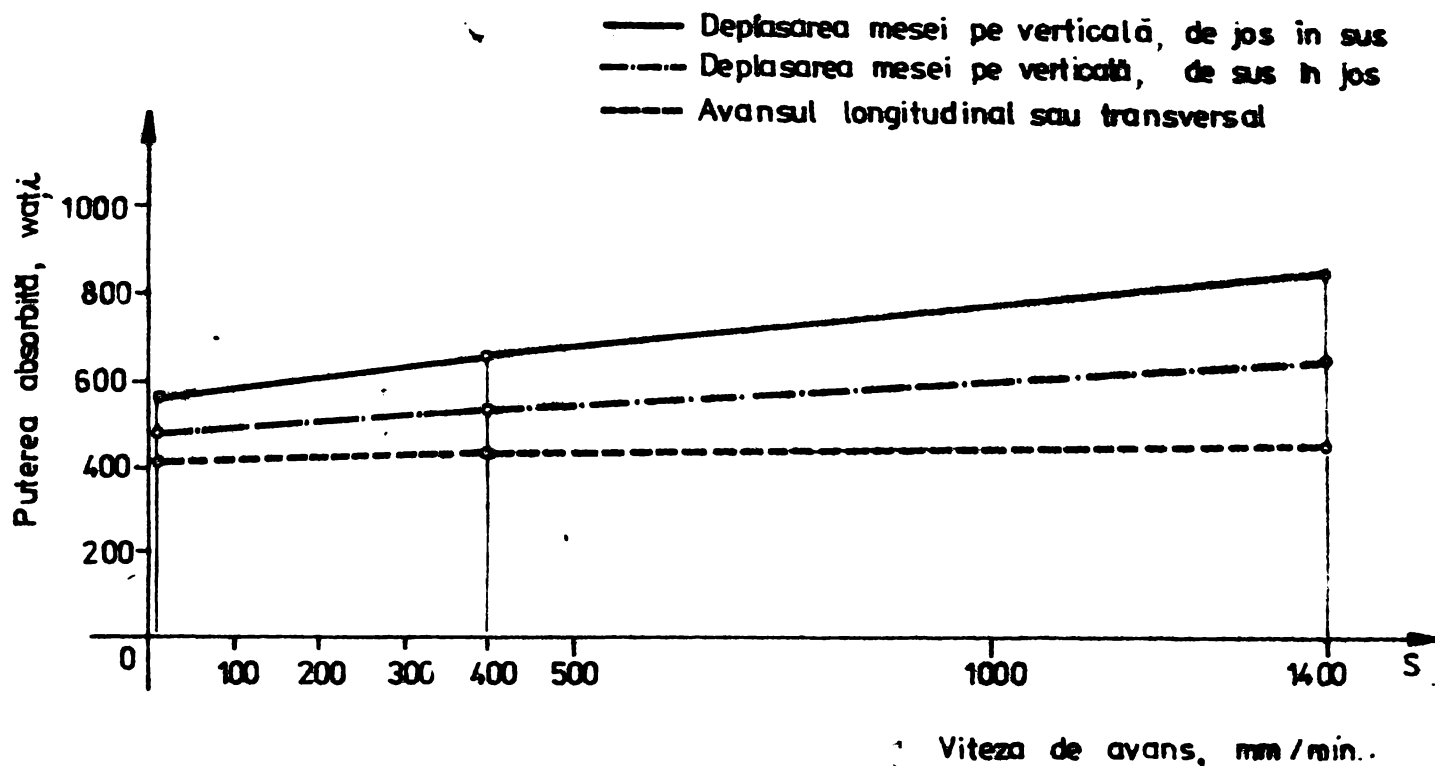


Fig.5.23

Din analiza graficelor prezentate în fig.5.21-5.23, re-  
zultă o creștere a consumului de putere al mersul în gol atât cu  
creșterea turației axului principal cât și cu creșterea vitezei  
de avans, de la 15 % la 41,5 %. Deci, randamentul mașinii de fre-  
zat scade sensibil cu mărirea turației axului principal și a vi-  
tezei de avans. Din graficele prezentate se remarcă faptul că în  
domeniile turațiilor și vitezelor de avans utilizate în procesele  
de așchiere, consumul de putere la mers în gol nu depășește 24 %.

### 5.3. Teste prin probe de prelucrare. Diagrame de stabilitate

Testele prin probe de prelucrare ne oferă pe lângă avan-  
tajul implicației reduse de aparate de măsură și acela de punere  
ușoară în evidență a proprietății cercetate, precum și a capacita-  
ții de încărcare a mașinii.

La încercările efectuate, pentru asigurarea obținerii  
unor rezultate cât mai concludente, s-a căutat diminuarea efecte-  
lor datorate dezavantajelor acestei metode de testare, enumerate  
în cap.1.2.4. O atenție deosebită s-a acordat parametrilor de in-  
fluență asupra procesului de așchiere, care au fost continuu con-

trolați și menținuți pe cât posibil constanți.

Pe timpul desfășurării încercărilor au fost urmărite mărimile:

- puterea absorbită în timpul frezării;
- vibrațiile mesei pentru sesizarea momentului de apariție a trepidațiilor;
- adâncimea de așchiere;
- tensiunile pe corpul de rezistență pentru determinarea deformațiilor maxime ce apar în timpul frezării.

Schema bloc de măsură folosită în acest scop este prezentată în fig.5.24.

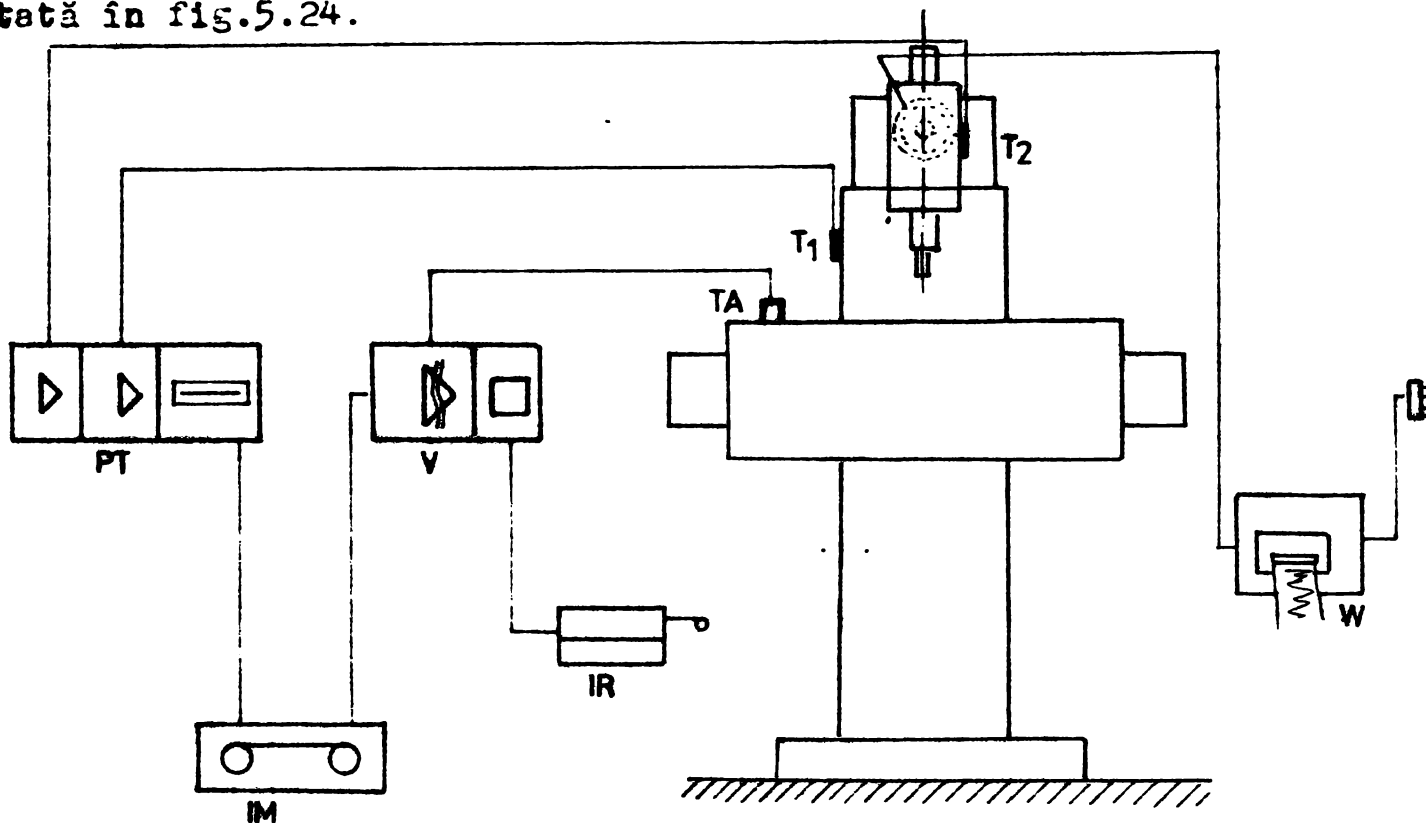


Fig.5.24

Notațiile din figura de mai sus au următoarele semnificații:

- TA = traductor de accelerații;
- $T_1, T_2$  = timbre tensometrice pentru măsurarea deformațiilor;
- PT = punte tensometrică;
- V = vibrometru;
- IM = înregistrator magnetic;
- IR = înregistrator rapid;
- W = wattmetru înregistrator.

Traductorul de accelerații montat pe masa mașinii furnizează un semnal electric proporțional cu mărirea accelerației. Semnalul este introdus la intrarea vibrometrului V care joacă rolul unui amplificator dublu integrator astfel că la ieșirea lui se obține un semnal electric proporțional cu mărirea deplasării.

Pentru prelucrarea ulterioară, adică determinarea frecvențelor proprii la care sistemul intră în trepidații s-a înregistrat semnalul pe înregistratorul cu bandă magnetică IM. Pentru sesizarea momentului de apariție a trepidațiilor corespunzătoare unei adâncimi de așchiere s-a folosit simultan și înregistratorul rapid TSS-101, vizualizându-se direct fenomenul.

Pentru înregistrarea puterii electrice absorbite de motor, în timpul probelor de prelucrare, s-a folosit wattmetrul înregistrator tip WATTREG-3 de fabricație R.S.Cehoslovacă.

Deformațiile în structură de rezistență a frezei s-au determinat folosindu-se timbre tensometrice. În fiecare punct de măsură s-au lipit timbre după trei direcții: vertical, orizontal și la  $45^\circ$ .

### 5.3.1. Teste prin probe de prelucrare la frezare frontală.

Cercetarea s-a făcut cu scopul de a testa în condiții reale performanțele mașinii de frezat universal pentru sculărie FUS-32, în procesul de așchiere.

5.3.1.1. Condiții de cercetare. Pentru a obține rezultate cât mai obiective, efectuarea încercărilor au fost stabilite următoarele condiții:

a) Piesele de probă s-au confecționat din bare laminăte C1C 45 STAS 880-66. Forma și dimensiunile pieselor de probă este prezentată în fig.5.25. Piesa a fost fixată rigid, direct pe masa mașinii. Pentru a reduce numărul încercărilor, așa cum

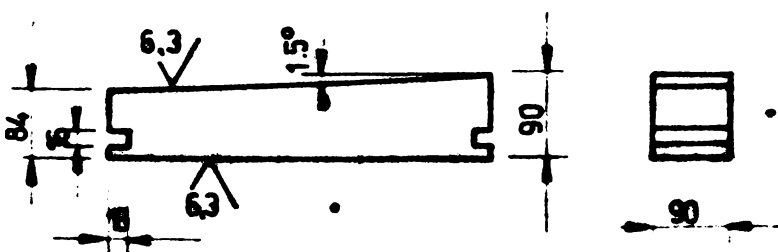


Fig.5.25

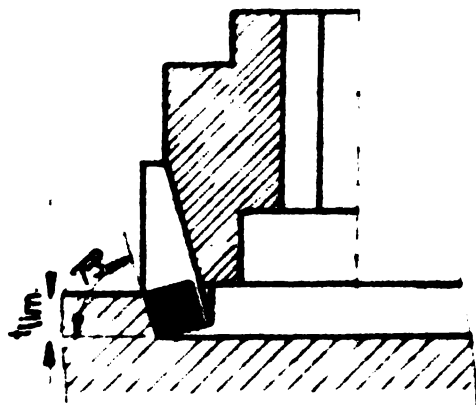


Fig.5.26

rezultă din figura de mai sus, piesele de probă prezintă o pantă cu înclinația de cea  $1,5^\circ$ , ceea ce permite și o măsurare mai precisă a adâncimii limită de frezare,  $t_{lim}$ .



b) Scula folosită: Cap de frezat cu diametrul de lucru  $\varnothing 120$ , având  $z = 8$  dinți, cu plăcuțe din carburi metalice SNUN 120408/P 40 fixate mecanic. Plăcuțele, fig.5.26, au: dimensiunile  $12,7 \times 12,7 \times 4,7$  mm,  $R = 0,8$  mm, Prin fixarea plăcuțelor se obține un unghi de atac  $\gamma = 75^\circ$ , unghi de așezare  $\alpha = 6^\circ$  și unghi de degajare  $\varphi = -5^\circ$ , asigurându-se o bătaie frontală a frezei de maxim  $0,01$  mm și o bătaie radială de maxim  $0,020$  mm. Plăcuțele având câte 4 muchii active, au fost rotite după numai 6 încercări (cele știrbite au fost imediat înlocuite) pentru a înlătura influența uzurii tăișului.

c) Avansul pe dinte s-a menținut constant pentru toate încercările la valoarea de  $s_d = 0,1$  mm/dinte, ceea ce a fost realizat printr-o corelare corespunzătoare a treptelor de turație cu treptele de avans.

d) Viteza de așchiere s-a variat între  $15,70$  mm/min. și  $196,95$  m/min, prin 12 trepte de turații ( $n = 40 - 500$  rot/min) și 12 viteze corespunzătoare de avans ( $s = 31,5 - 400$  mm/min), din cele 10 existente.

e) Variația direcției de acționare a forței de așchiere, în planul orizontal (planul mesei) pentru acoperirea întregului domeniu pe care mașina îl posedă prin construcție, la așchiera cu cap vertical. Variația direcției forței de așchiere rezultă prin modificarea poziției reciproce dintre sculă și piesă. Practic direcția de acționare a forței de așchiere, în planul orizontal, este nelimitată. Pentru acoperirea celor  $360^\circ$ , s-au ales 12 aranjamente, 6 având pasul unghiular  $\varepsilon$ , al normalei pe suprafața de așchiere, de  $31^\circ$  și celelalte 6 având pasul unghiular  $24^\circ$ . Aceste 12 aranjamente au fost posibil de realizat folosind cele două sensuri ale avansului longitudinal, cele două sensuri ale avansului transversal și deplasarea piesei în poziție corespunzătoare în raport cu centrul frezei după cum rezultă din fig.5.40. Astfel se asigură pentru 8 aranjamente aceleași condiții de așchiere, anume: mărimea de contact  $t_c = 88$  mm, unghiul arcului de contact  $\varphi_s = 114^\circ$  și numărul de dinți activi ai frezei  $z_e = 2,53$ , de asemenea în celelalte 4 aranjamente, unde:  $t_c = 90$  mm,  $\varphi_s = 96^\circ$  și  $z_e = 2,13$  dinți.

f) Incercările s-au efectuat cu masa de lucru a mașinii în poziția de mijloc, atât pe verticală cât și pe orizontală.

g) Pentru a evidenția influența pozițiilor subansamblurilor mașinii asupra stabilității, pentru aranjamentul având  $\varepsilon = 0^\circ$ , s-au făcut încercări pentru 7 poziții ale piesei pe masă, menționa-

te în fig.5.27, precum și cu masa în poziția superioară și în poziția inferioară.

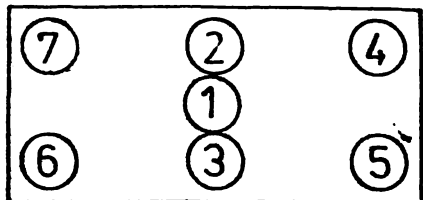


Fig.5.27

- s-a reglat masa în poziția de mijloc și s-a fixat piesa pe masă corespunzător aranjamentului necesar pentru realizarea modificării poziției reciproce dintre sculă și piesă, începând cu  $\varepsilon = 0^\circ$  și terminând cu  $\varepsilon = 360^\circ$ ;
- s-a reglat turația frezei la treapta minimă de încercare și la valoarea corespunzătoare a vitezei de avans;
- s-a reglat adâncimea de așchiere la valoarea minimă,  $t = 1 \text{ mm}$ , cu care s-a început procesul de așchiere. Așchieria s-a continuat până la depășirea puterii - timpul fiind foarte scurt s-a admis o depășire a puterii de până la 30 % - sau la apariția unor amplitudini ale vibrațiilor caracteristice fenomenului de instabilitate;
- s-a măsurat adâncimea limită  $t_{lim}$  la care a apărut fenomenul de instabilitate;
- după examinarea cuțitelor frezei și eventuala schimbare a celor știrbite așchieria s-a continuat, în mod similar, cu treptele următoare ale turației și avansului, până la treptele maxime stabilite pentru încercare.

5.3.1.2. Rezultatele cercetării prin teste de prelucrare la frezarea frontală. Cercetările efectuate prin teste de prelucrare au necesitat un număr de: 12 trepte de turație x 12 aranjamente + (2 poziții ale mesei pe verticală x 6 poziții ale piesei pe masă) x 12 trepte de turații = 288 încercări. În timpul încercărilor a fost reînnoite complet tăișul frezei de peste 12 ori și 9 plăcuțe au fost știrbite.

Rezultatele obținute în timpul încercării printr-o prelucrare corespunzătoare ne permit aprecierea calității dinamice a mașinii de frezat universal pentru sculării FUS-32 în procesul de așchiere frontală. Aceste rezultate sînt materializate în următoarele:

- a) Diagrama de stabilitate, avînd în ordonată adâncimea limită de prelucrare prin așchiere și în abscisă turația frezei.

- b) Pentru efectuarea încercărilor s-a stabilit următorul mod de lucru:

- înainte de începerea încercărilor mașina a funcționat minimum o oră, la regim normal de lucru, pentru a-i asigura perioada de încălzire;

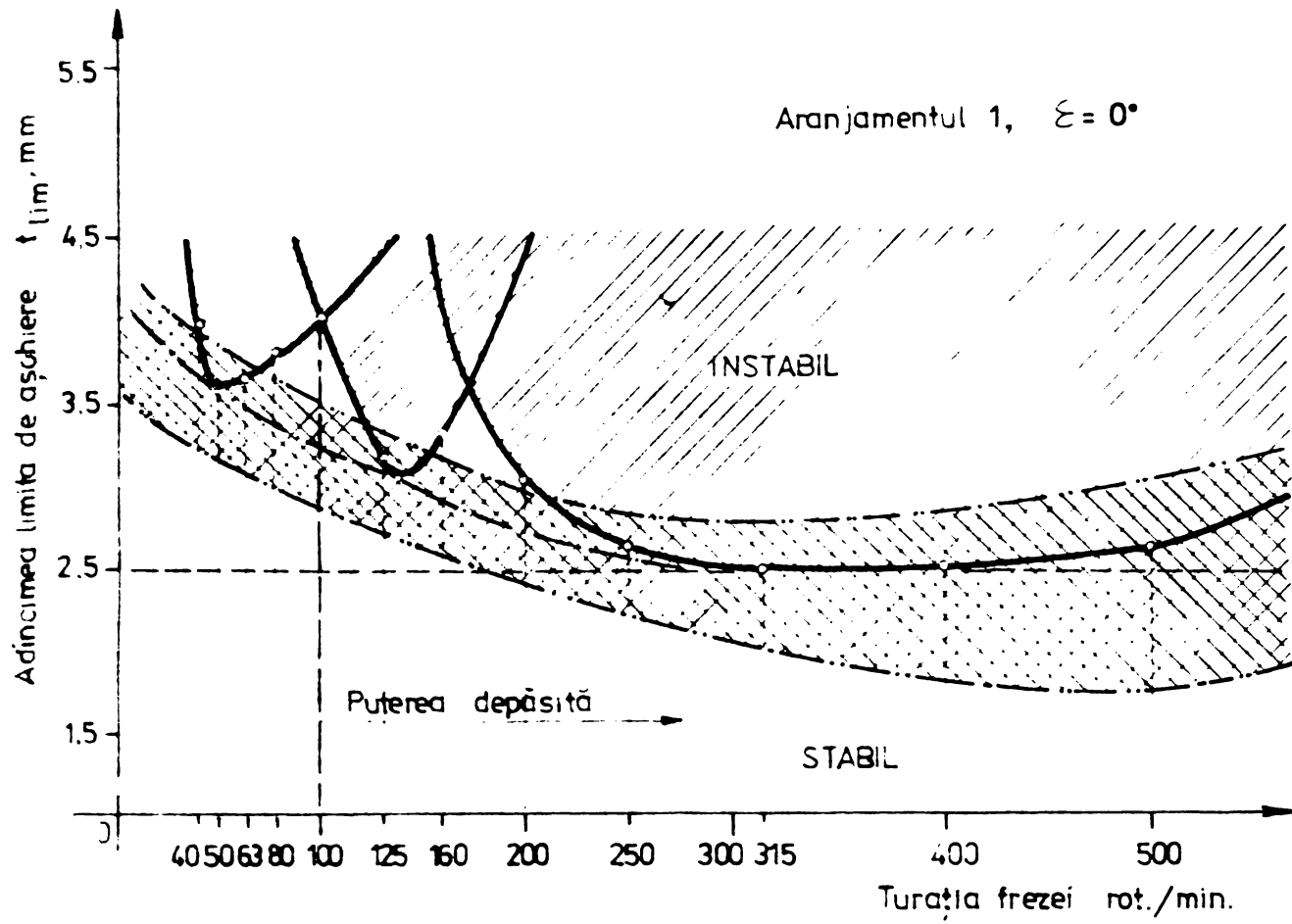


Fig. 5.28

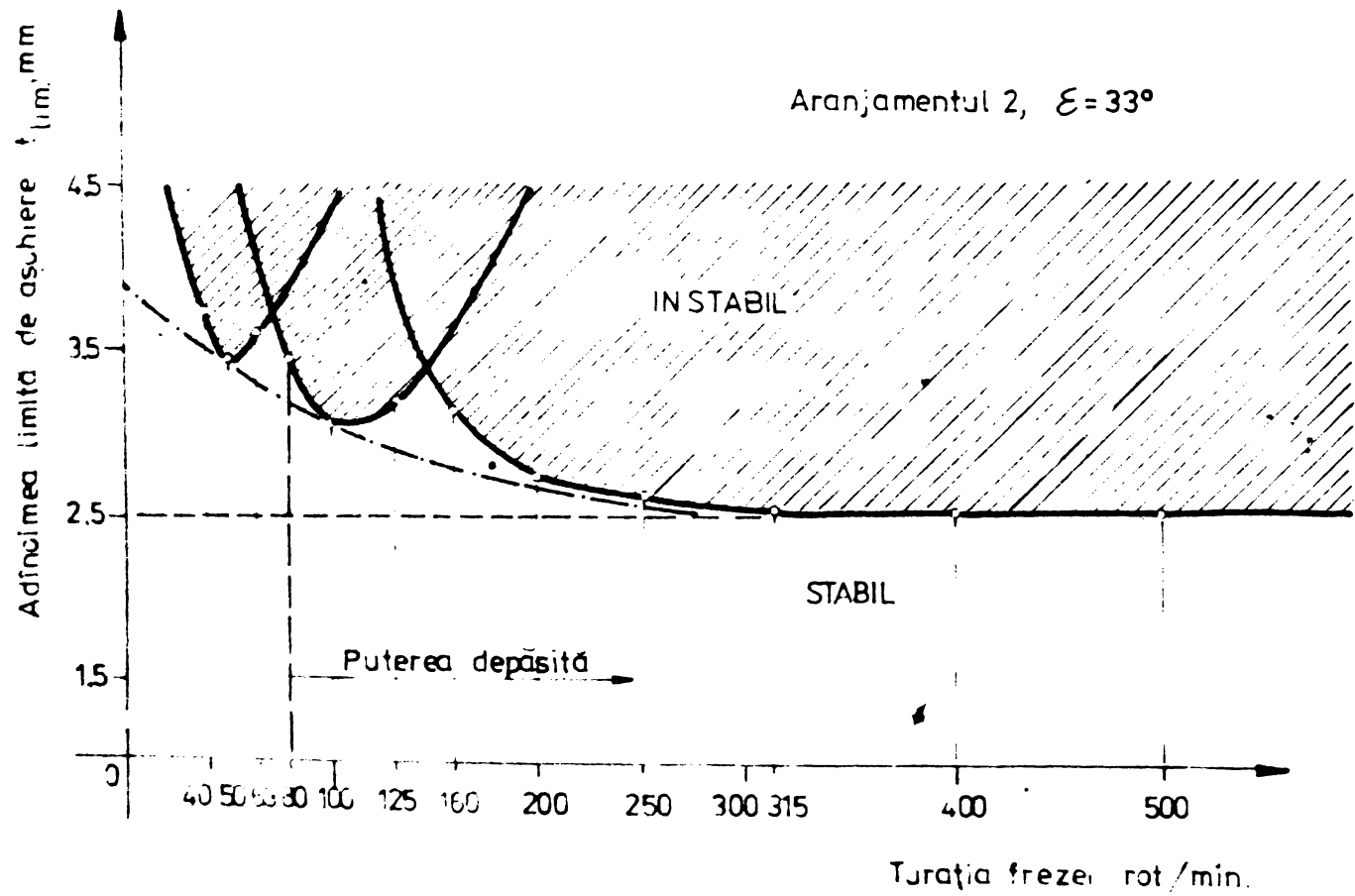


Fig. 5.29

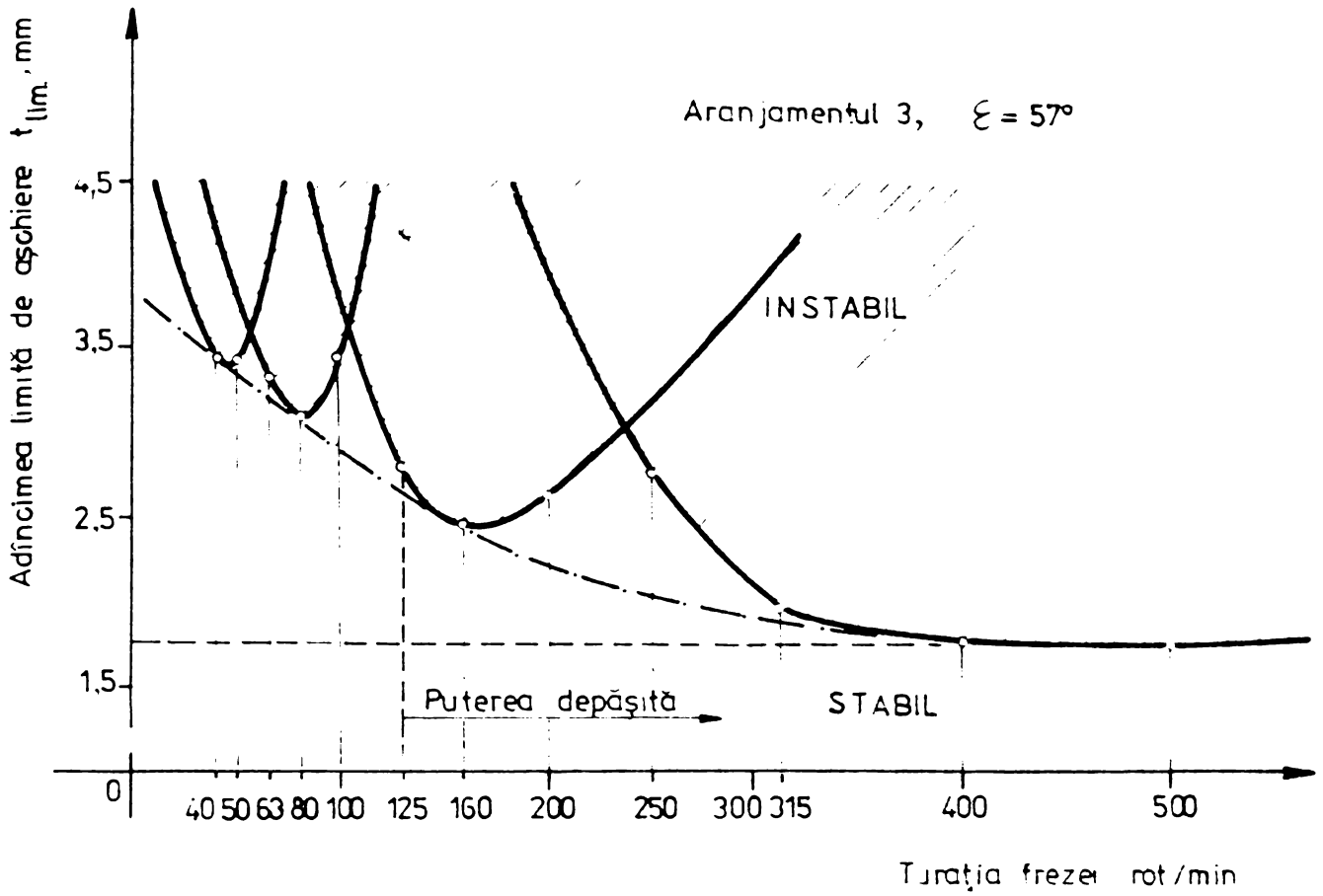


Fig. 5.30

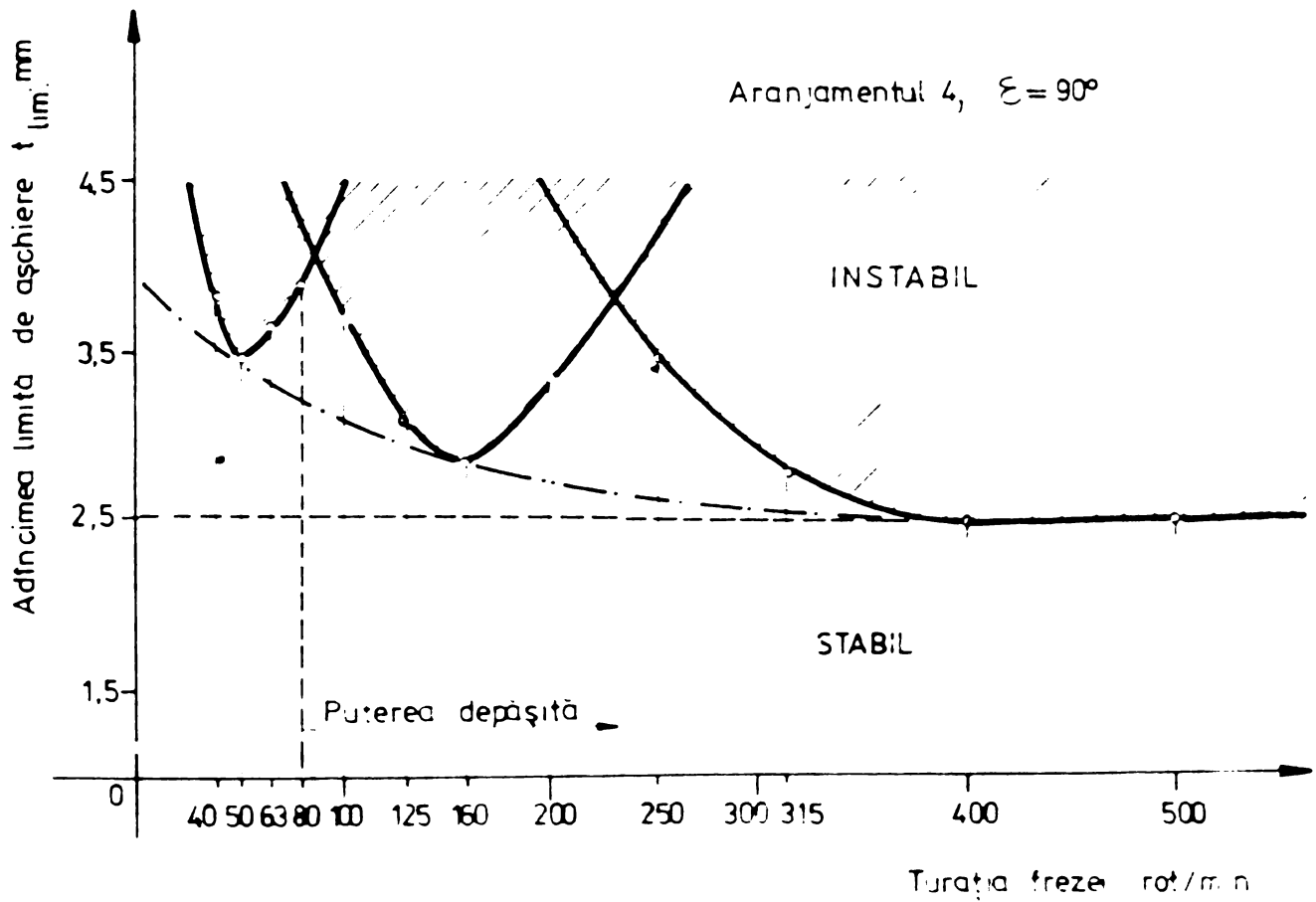


Fig. 5.31

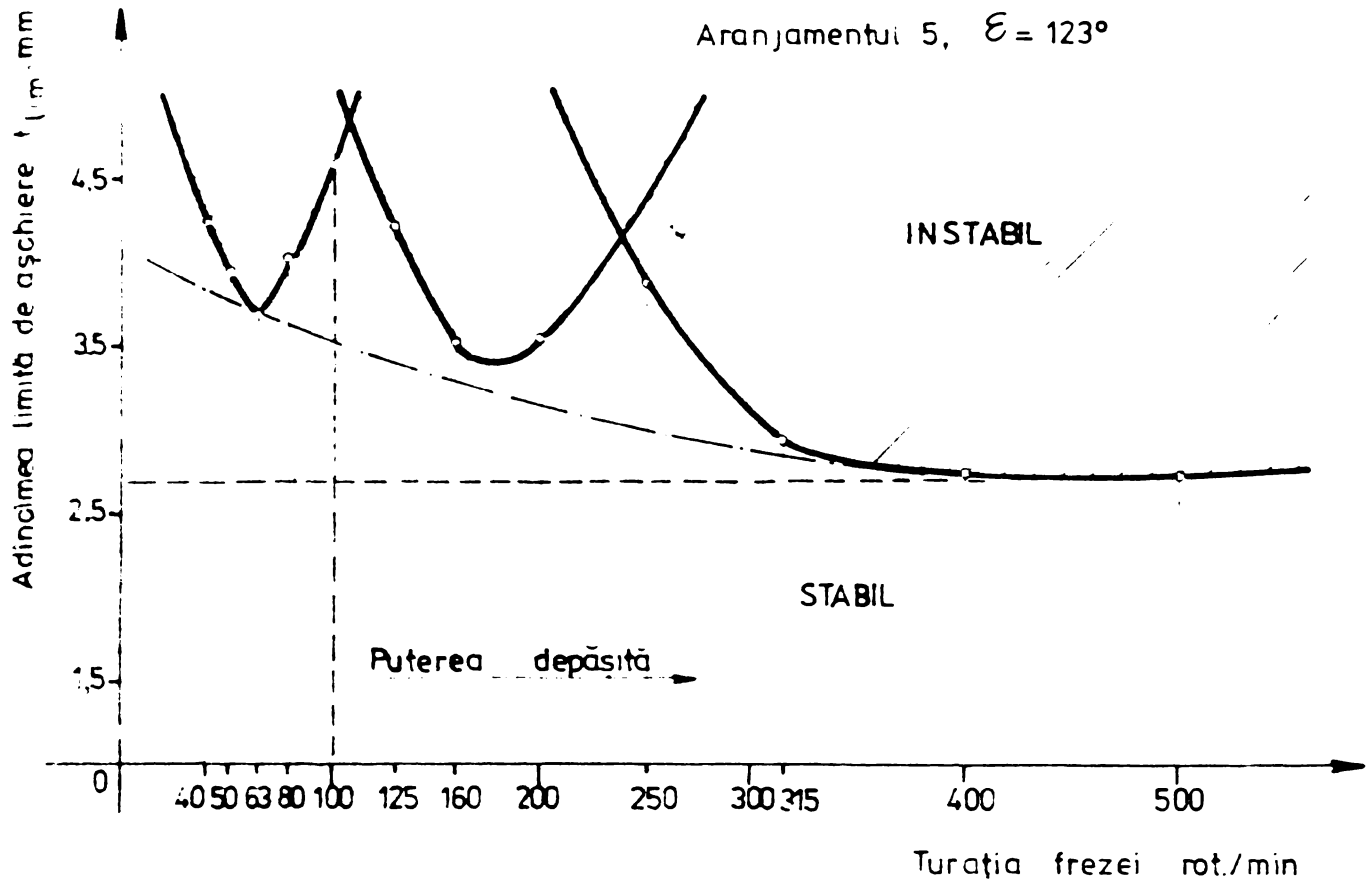


Fig. 5.32

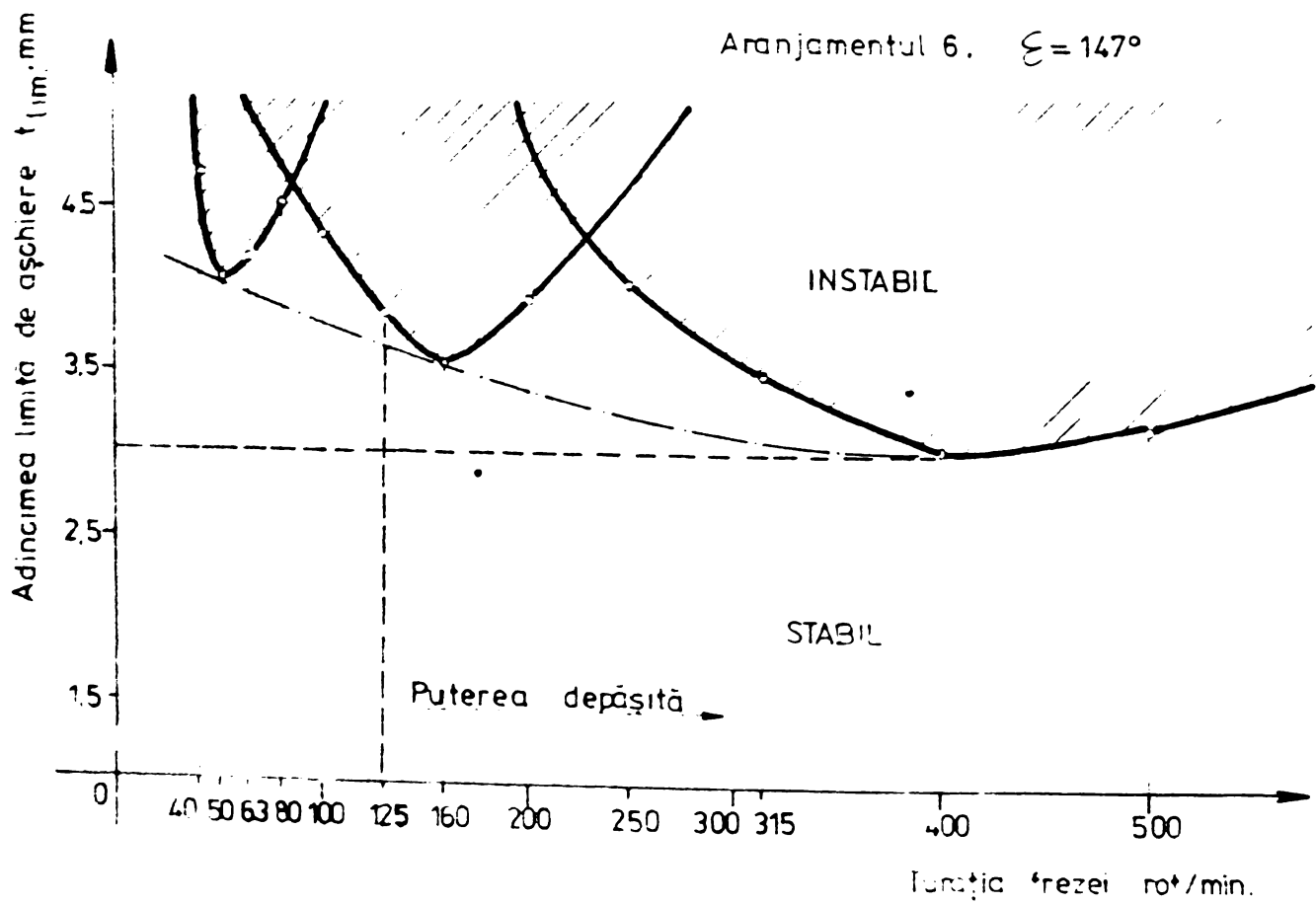


Fig. 5.33

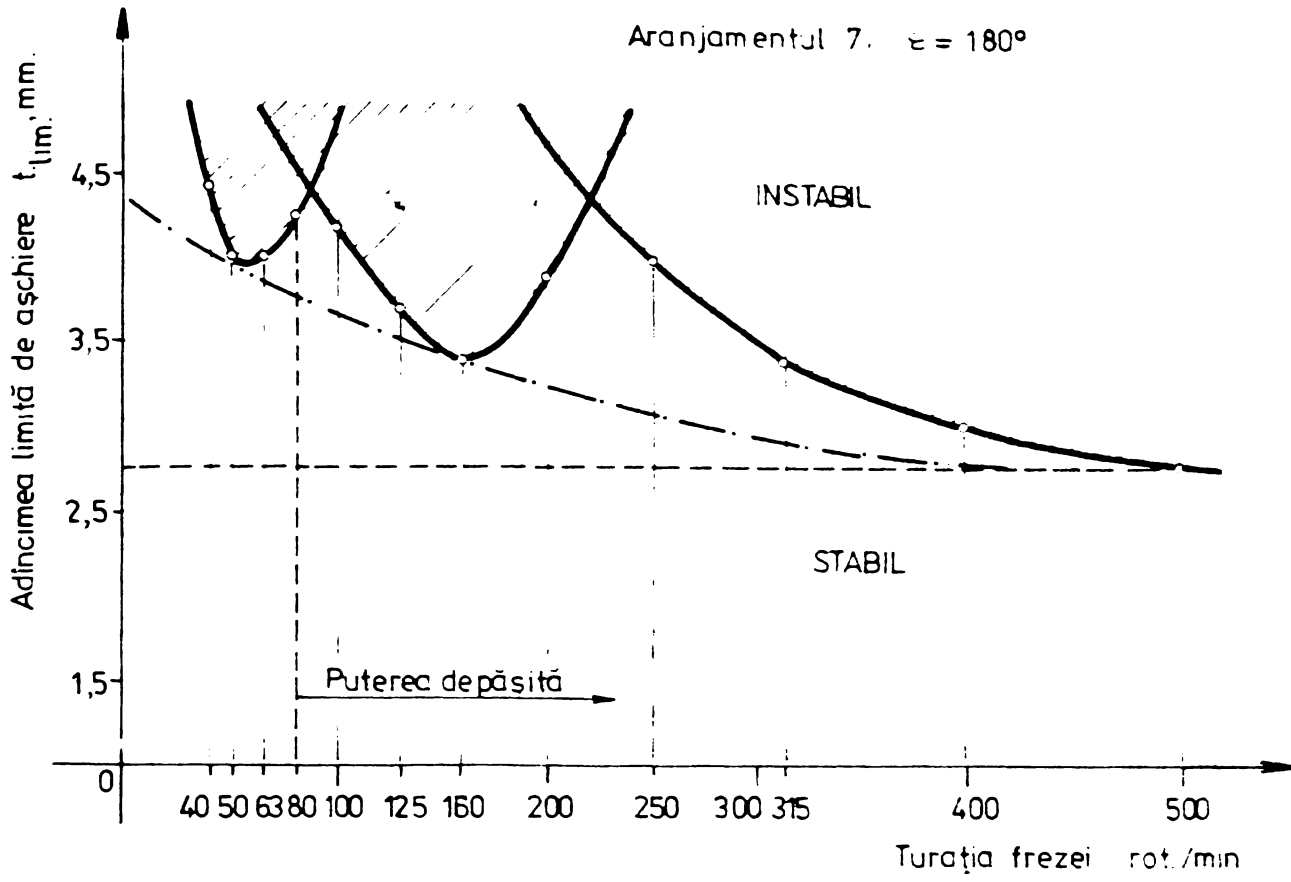


Fig. 5.34

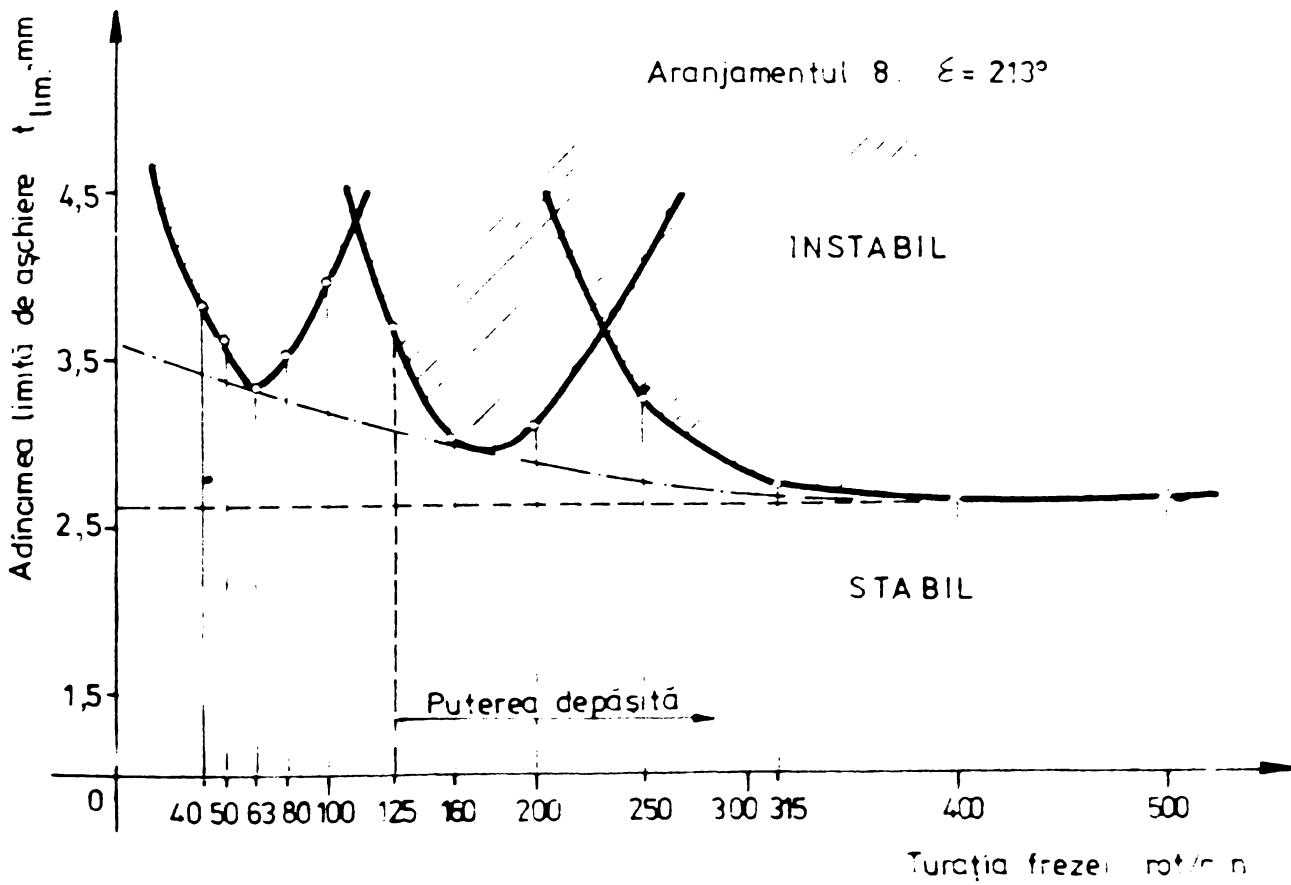


Fig. 5.35



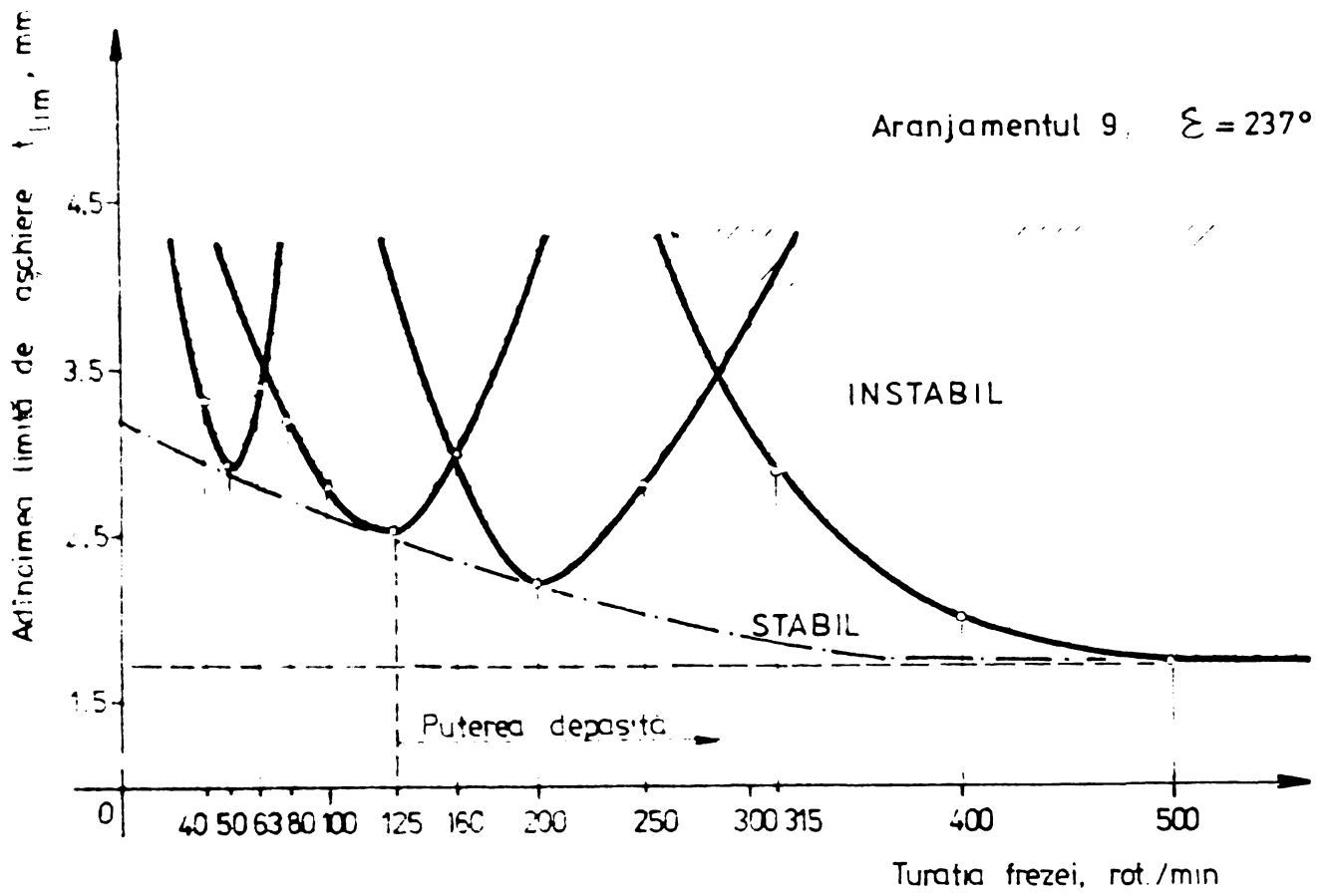


Fig. 5.36

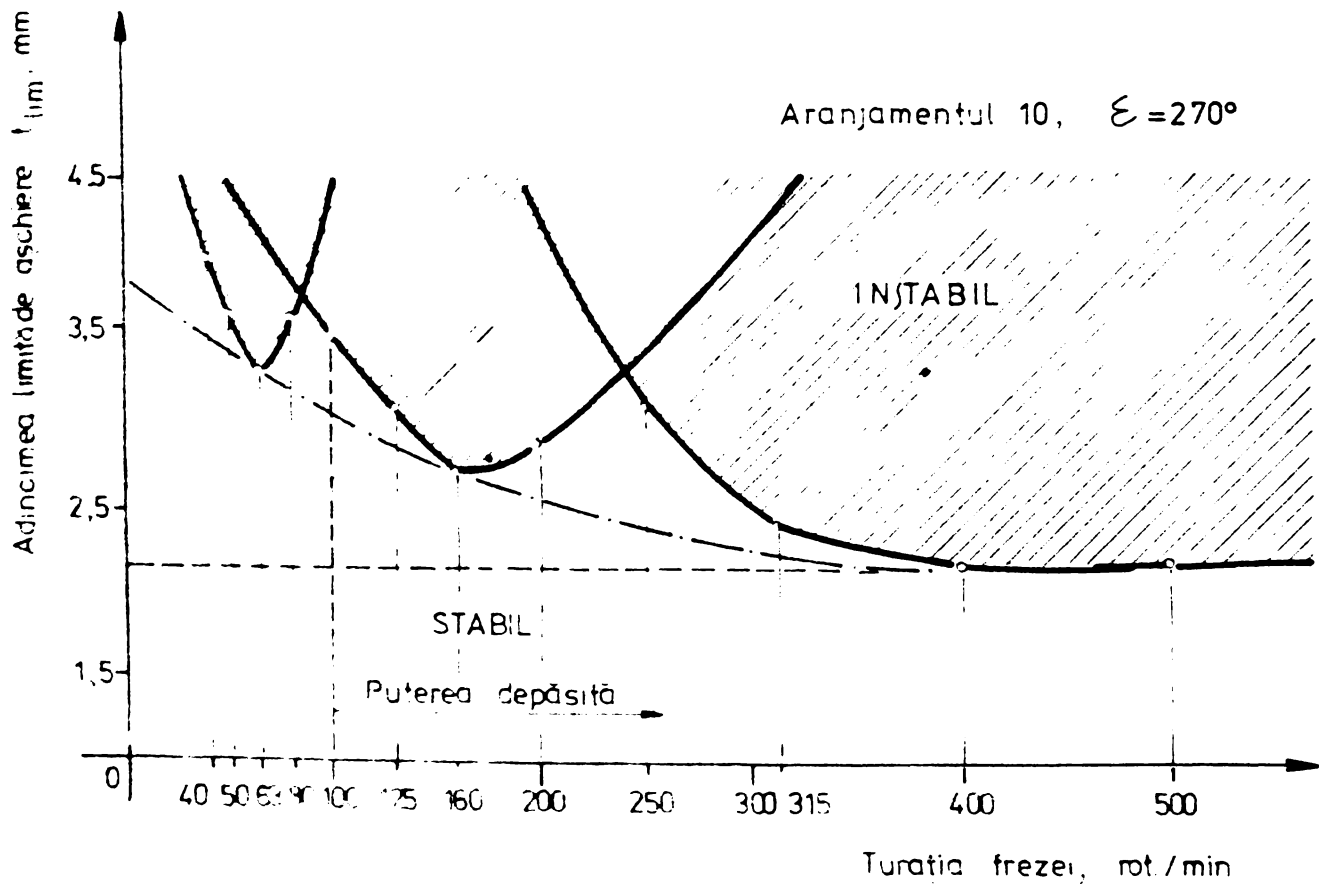


Fig 5.37

1e5

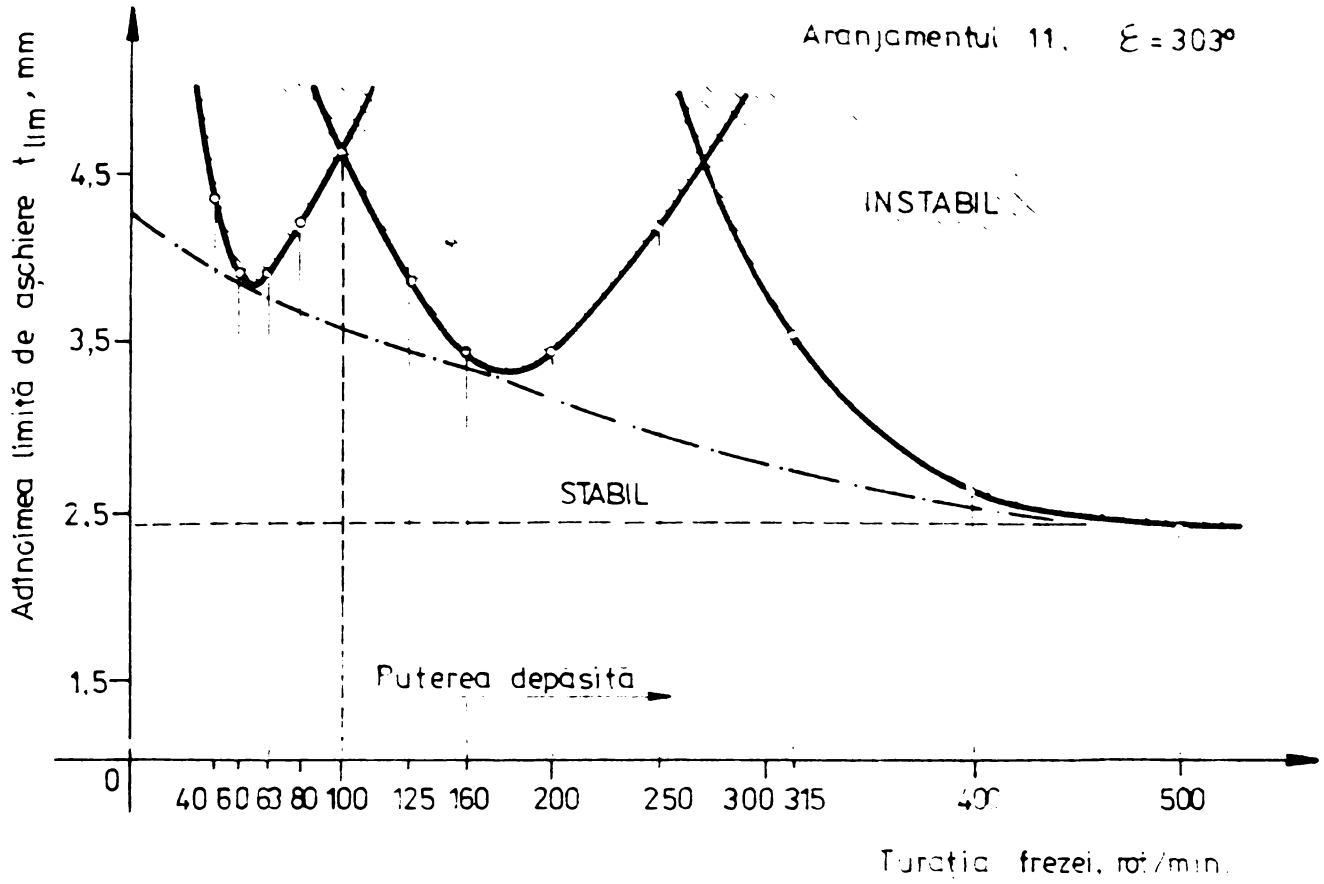


Fig. 5.38

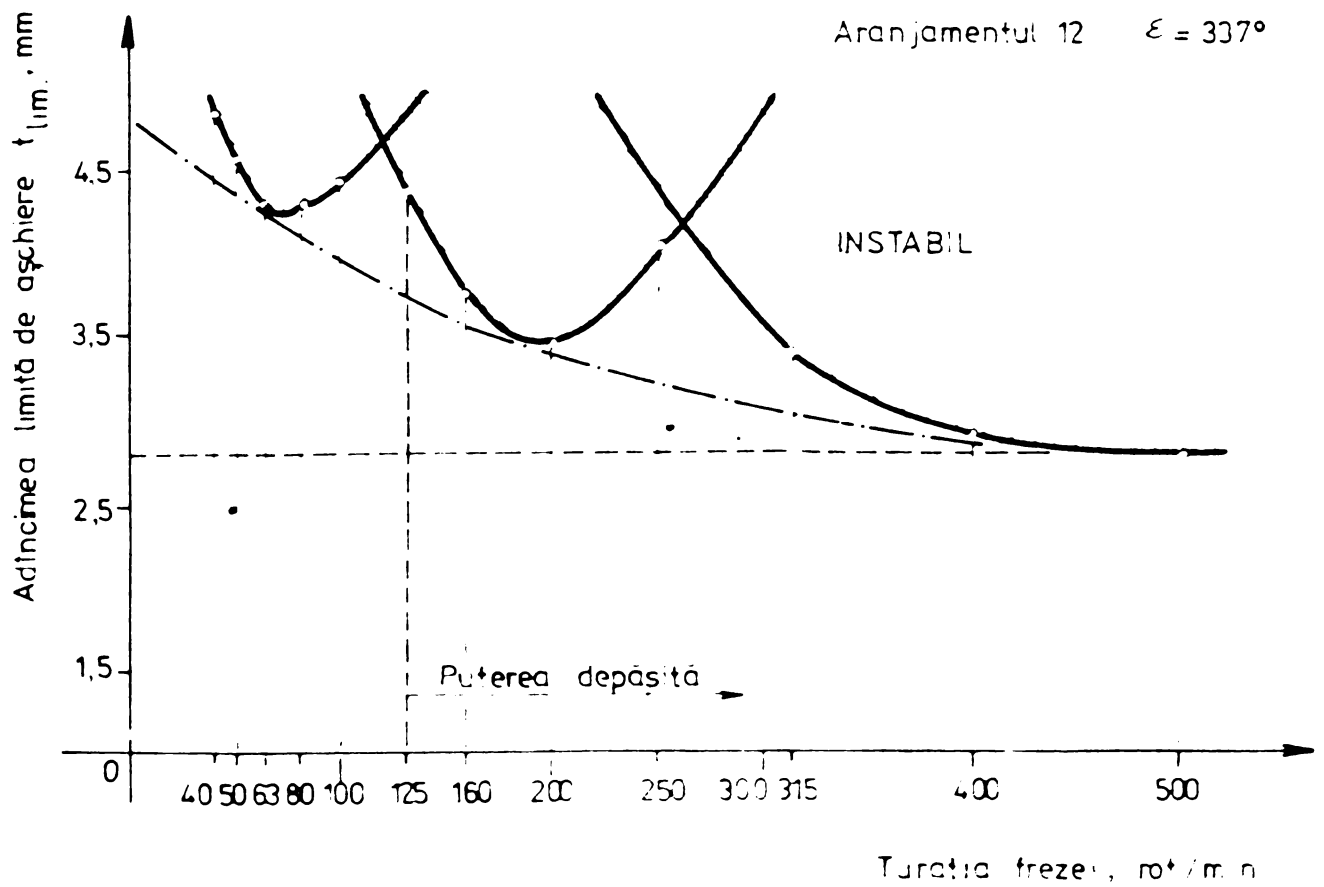


Fig. 5.39

În fig. 5.38-5.39, sînt prezentate cele 12 curbe de stabilitate obținute, fiind trasate:

- limita proeminentă de stabilitate, sub forma curbilor de stabilitate buclate;
- limita tangențială de stabilitate;
- limite asimptotică de stabilitate, respectiv limita domeniului permanent stabil.

Prin înregistrarea puterii absorbite în timpul probelor de prelucrare, sînt perfect delimitate treptele de turație la care fenomenul de instabilitate a apărut peste limita puterii instalate a motorului de acționare, respectiv sub această limită. Pe diagramele de stabilitate fig. 5.38-5.39, este evidențiată turația la care începe să fie depășită puterea motorului la apariția fenomenului de instabilitate.

La aranjamentul corespunzător unghiului  $\varepsilon = 0$ , în fig. 5.40 s-a trasat și o zonă hașurată, care corespunde condițiilor de încercare stabilite la punctul 5.3.1.1.g, cuprinsînd influențele asupra stabilității procesului de așchiere a pozițiilor diferitelor subansamble ale mașinii.

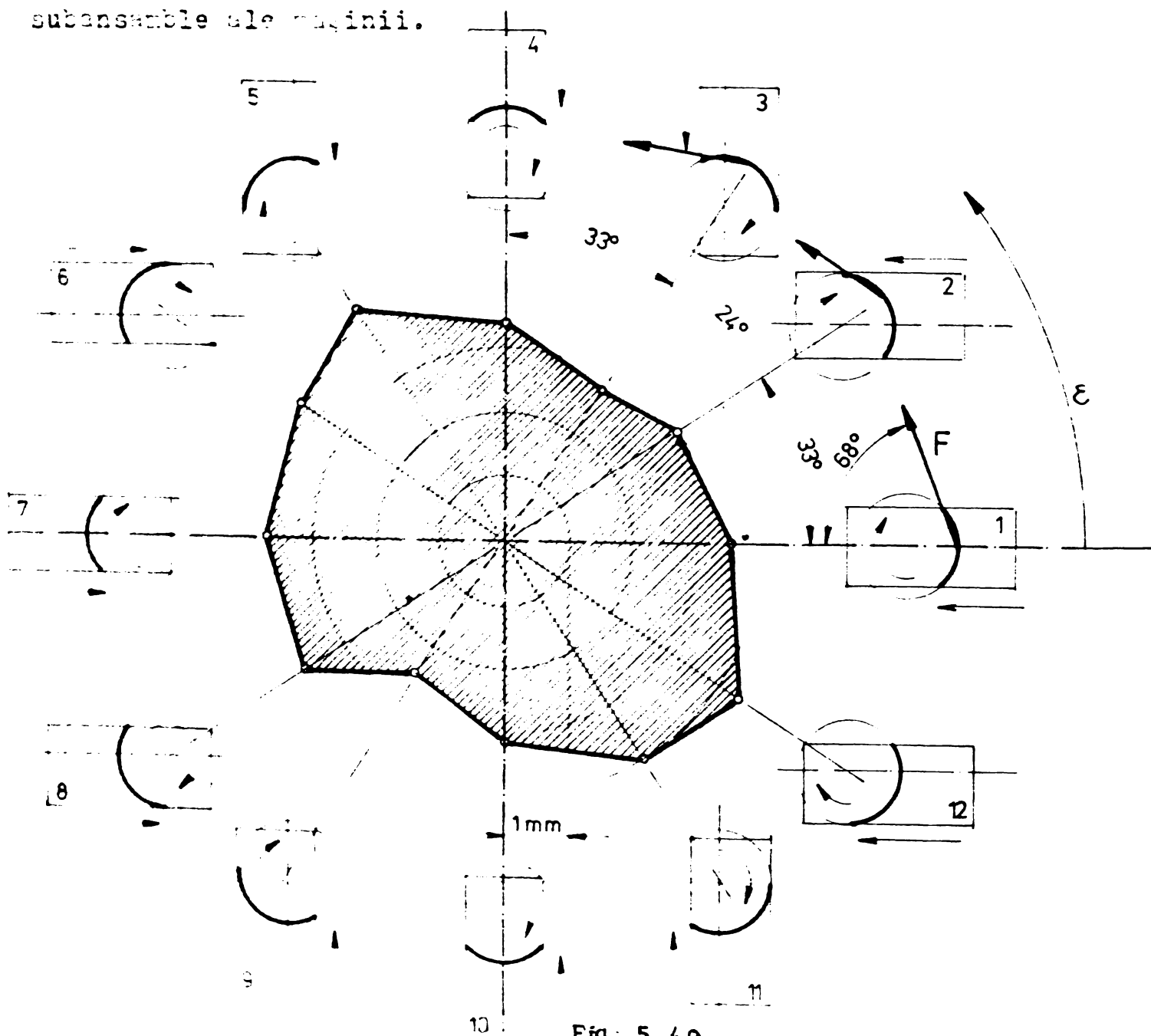


Fig: 5.40

b) Diagrame polare a limitelor de stabilitate, în care se prezintă, în planul mesei de lucru, adâncimea limită de aşchiere  $t_{lim}$  pentru cele 12 aranjamente considerate, la o singură treaptă de turaţie şi viteza de avans corespunzătoare. În fig. 5.40 se prezintă diagrama polară a limitei de stabilitate pentru  $n = 125$  rot/min şi  $s = 100$  mm/min.

Rezultatele măsurătorilor permit trasarea a 12 diagrame polare de forma celor din fig.5.40, adică pentru toate treptele de turaţii folosite în timpul încercării. Se consideră însă, că este mult mai sugestiv să se prezinte aceste diagrame desfăşurate, având în ordonată adâncimea limită de aşchiere şi în abscisă variaţia unghiului  $\varepsilon$  dintre axa longitudinală  $x$  şi normala la suprafaţa de aşchiere, fig.5.41, pentru a permite o mai bună comparare.

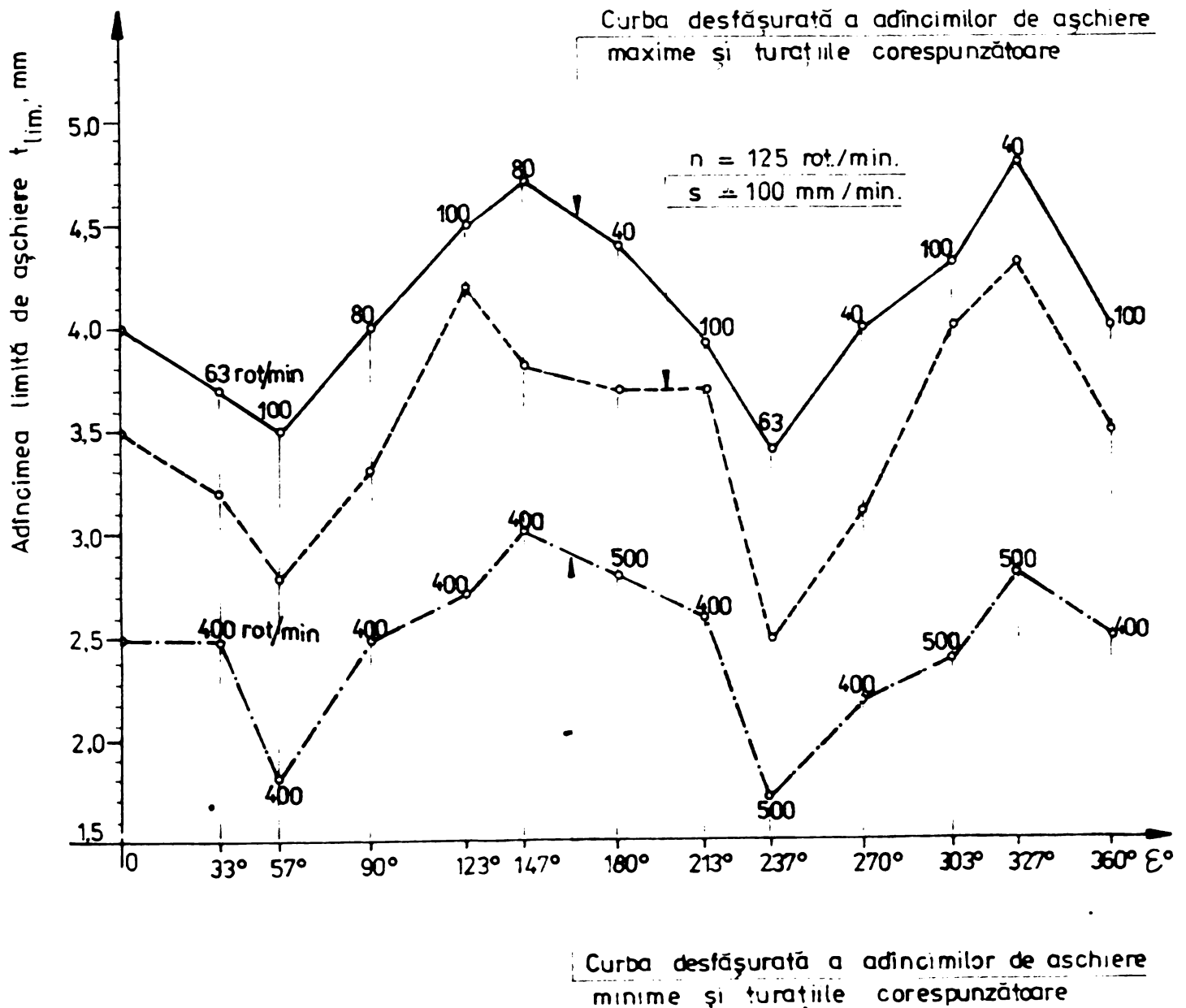


Fig.5.41

c) Diagrama polară a limitei de rezistenţă permanent stabilă. Această diagramă cuprinde situaţiile cele mai nefavorabile

în urma cercetării la cele 12 aranjamente considerate pentru poziția mesei, la mijloc.

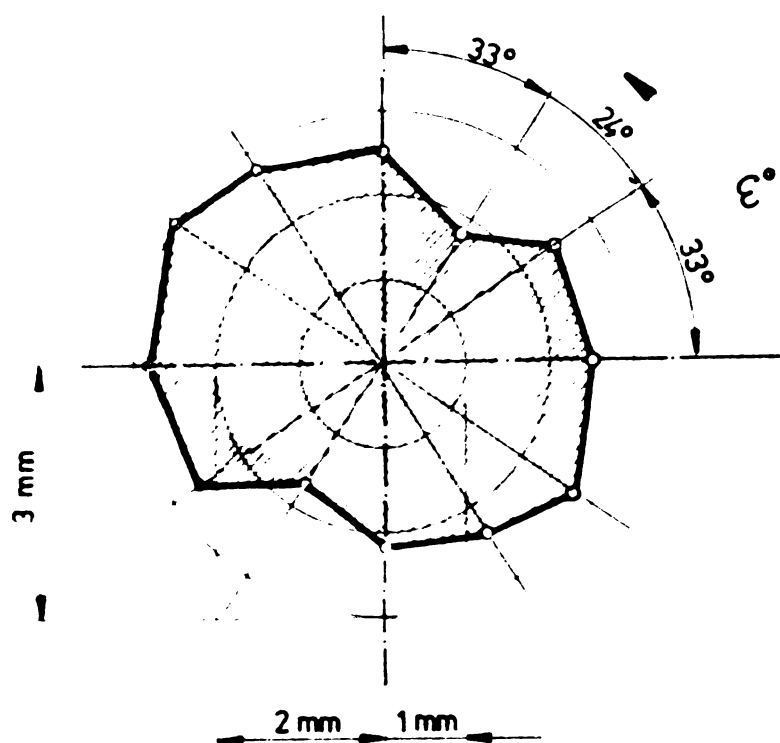


Fig. 5.42

să sau depășită puterea motorului de acționare fig. 5.28 - 5.39. Adică capacitatea de așchiere a mașinii-unelte nu este limitată de comportarea dinamică a mașinii, numai de puterea motorului de acționare.

b) După cum rezultă din diagramele polare de stabilitate fig. 5.40 - 5.42, cedarea dinamică relativă maximă a mașinii de frezat FUS-32 corespunde cu direcția lui  $\varepsilon = 57^\circ$ , respectiv  $237^\circ$ , pentru care adâncimea limită de așchiere este cea mai mică (aranjamentele 3 și 9).

Din analiza fenomenului fizic al apariției instabilității la mașinile-unelte în procesul de așchiere, se evidențiază că rezultanta în planul orizontal a forței de așchiere este în strânsă corelație cu direcția cedării dinamice relative maxime, deoarece rezonanța, acest indiciu al instabilității, apare la coincidența dintre direcția modului de vibrație, respectiv direcția cedării dinamice maxime cu direcția forței excitatoare, respectiv a forței de așchiere. Considerând parametrul de bază  $\varepsilon$  și unghiul  $\beta$  care este elementul de corelație constant între forța de așchiere și normala la suprafața de așchiere (la același material și geometrie a sculei), rezultă relația

$$\psi = 100 + \varepsilon - \beta \quad (5.2)$$

Diagrama este prezentată în fig. 5.42 și sub formă desfășurată în fig. 5.41.

5.3.1.3. Constatări pe marginea rezultatelor cercetării.

a) La toate aranjamentele, pentru treptele de turații de peste 125 rot/min, care la avansul ales asigură desfășurarea procesului de așchiere în zona vitezelor optime, la apariția fenomenului de instabilitate este atin-

unde  $\Psi$  reprezintă direcția rezultantei forței de așchiere în planul orizontal ( $x - y$ ) față de axa longitudinală  $x$ . Astfel, pentru valoarea unghiului  $\beta = 68^\circ$ , rezultă  $\Psi = 169^\circ$ , respectiv  $11^\circ$ , adică direcția cea mai slabă a mașinii este apropiată sau chiar coincide cu direcția longitudinală  $x$ , lucru confirmat și de cercetările experimentale privind caracteristica statică și dinamică a mașinii.

c) Diagrama de stabilitate prezentată sub formă desfășurată fig.5.41, poate servi muncitorului frezor la alegerea celor mai optime posibilități de așchiere din punct de vedere a stabilității, ori prin alegerea aranjamentului optim, la care adâncimea de așchiere este maximă, ori prin alegerea celei mai avantajoase trepte de turație.

5.3.2. Teste prin probe de prelucrare la frezarea cilindrică (periferică). Cedarea dinamică relativă maximă a mașinii de frezat universal pentru sculărie FUS-32 fiind după direcția longitudinală  $x$ , cea mai concludentă testare a performențelor dinamice a mașinii o dau testele de prelucrare la frezarea cilindrică, rezultanta forțelor de așchiere fiind orientată după direcția longitudinală  $x$ .

5.3.2.1. Condiții de cercetare. Pentru obținerea unor rezultate cât mai fidele și reprezentative s-au stabilit următoarele condiții:

a) Piesele de probă, în formă de pană, s-au confecționat din bare laminate OLC 45 STAS 880-66. Forma și dimensiunile pieselor de probă este prezentată în fig.5.43.

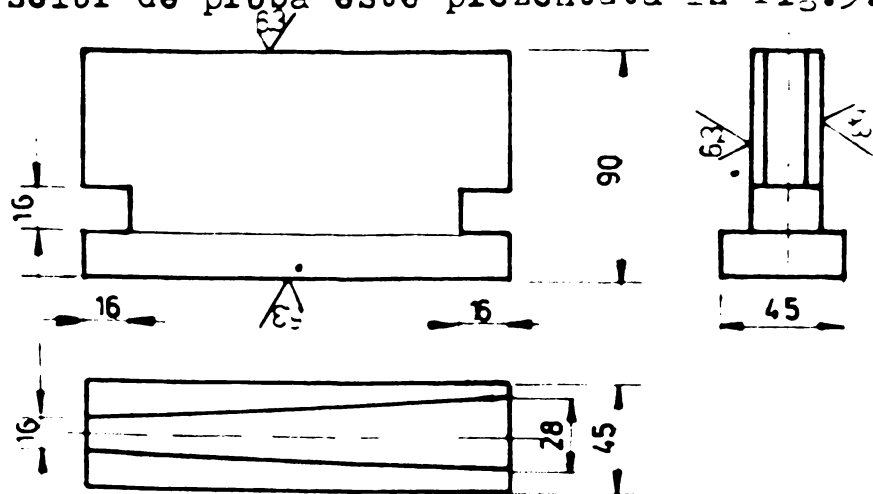


Fig.5.43

b) Scula folosită: freză cilindrică cu dinți drepecți, cu diametrul de lucru  $\varnothing = 80$  mm având  $z = 12$  dinți cu  $\alpha = 12^\circ$ ,  $\gamma = 15^\circ$ . Bătaia radială a frezei s-a reglat la maxim 0,01 mm.

c) Avansul pe dinte s-a menținut constant pe toată durata încercărilor la valoare de  $S_d = 0,0833$  mm/dinte, ceea ce a fost realizat printr-o corelare corespunzătoare a treptelor de turație cu treptele de avans. De asemenea s-a menținut constantă adâncimea de așchiere, la valoarea de 8 mm.



d) Viteza de aşchiere s-a variat între 12,56 m/min și 79,16 m/min, prin 9 trepte de turații ( $n = 50 - 315$  rot/min), și 9 viteze de avans corespunzătoare ( $s = 50 - 315$  mm/min), din cele 18 existente.

e) Incercările s-au efectuat avînd masa de lucru a mașinii atît pe verticală cît și pe orizontală în poziția de mijloc.

f) Incercările s-au efectuat atît la frezarea în același sens cu avansul cît și la frezarea în sens opus cu avansul.

g) Pentru efectuarea încercărilor s-a stabilit următorul mod de lucru:

- s-a reglat masa mașinii în poziția corespunzătoare și s-a fixat piesa pe masă astfel ca axa longitudinală a piesei să corespundă cu axa longitudinală a mesei;

- s-a reglat turația frezei la treapta minimă de încercare și viteza de avans la valoarea corespunzătoare;

- s-a reglat adîncimea de aşchiere la valoarea de 8 mm;

- s-a măsurat lățimea limită la care a apărut fenomenul de instabilitate;

- după examinarea tăişurilor frezei și eventuala ascuțire s-a continuat, în mod similar, cu următoarele trepte ale avansului și turației, pînă la epuizarea treptelor maxime stabilite pentru încercare-

5.3.2.2. Rezultatele cercetării prin teste de prelucrare la frezarea cilindrică. Rezultatele obținute în timpul încercării printr-o prelucrare corespunzătoare sînt materializate în diagramele de stabilitate din fig.5.44 și 5.45.

Din compararea celor două diagrame rezultă stabilitatea dinamică a mașinii de frezat universal FUS - 32 este mai bună la frezarea cilindrică contra avansului (lățimea limită de aşchiere 21,1 mm) decît la frezarea cilindrică în sensul avansului (lățimea limită 16,4 mm). Acest lucru se datorează atît felului de intrare a frezei în aşchie cît și orientării diferite a rezultantei dinamice de aşchiere în cele 2 situații.

5.3.3. Măsurarea deformațiilor în structura de rezistență. În cazul stării plane de solicitare este necesar să se determine într-un punct deformațiile specifice după cel puțin trei direcții, pentru a putea apoi stabili prin calcul direcțiile principale, deformațiile specifice principale și tensiunile principale corespunzătoare cu ajutorul relațiilor:

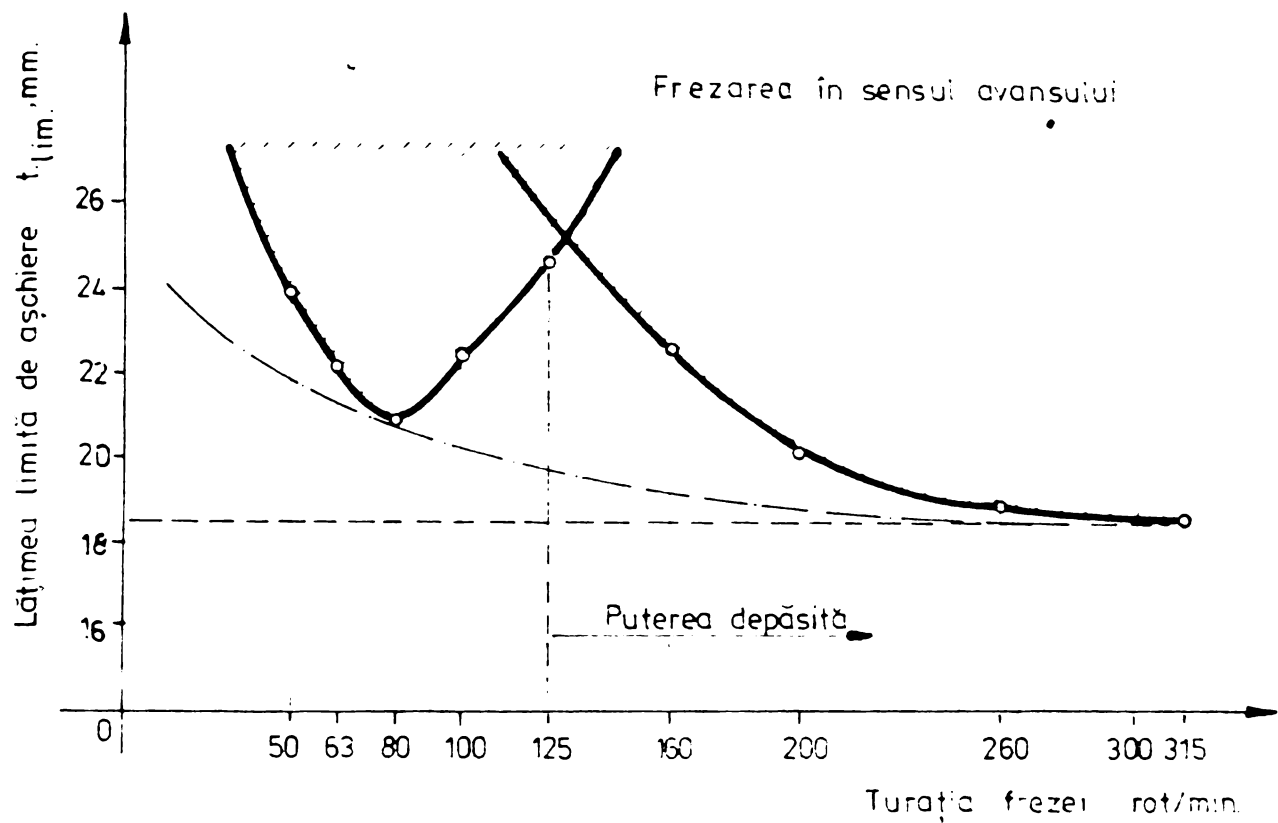


Fig 5.44

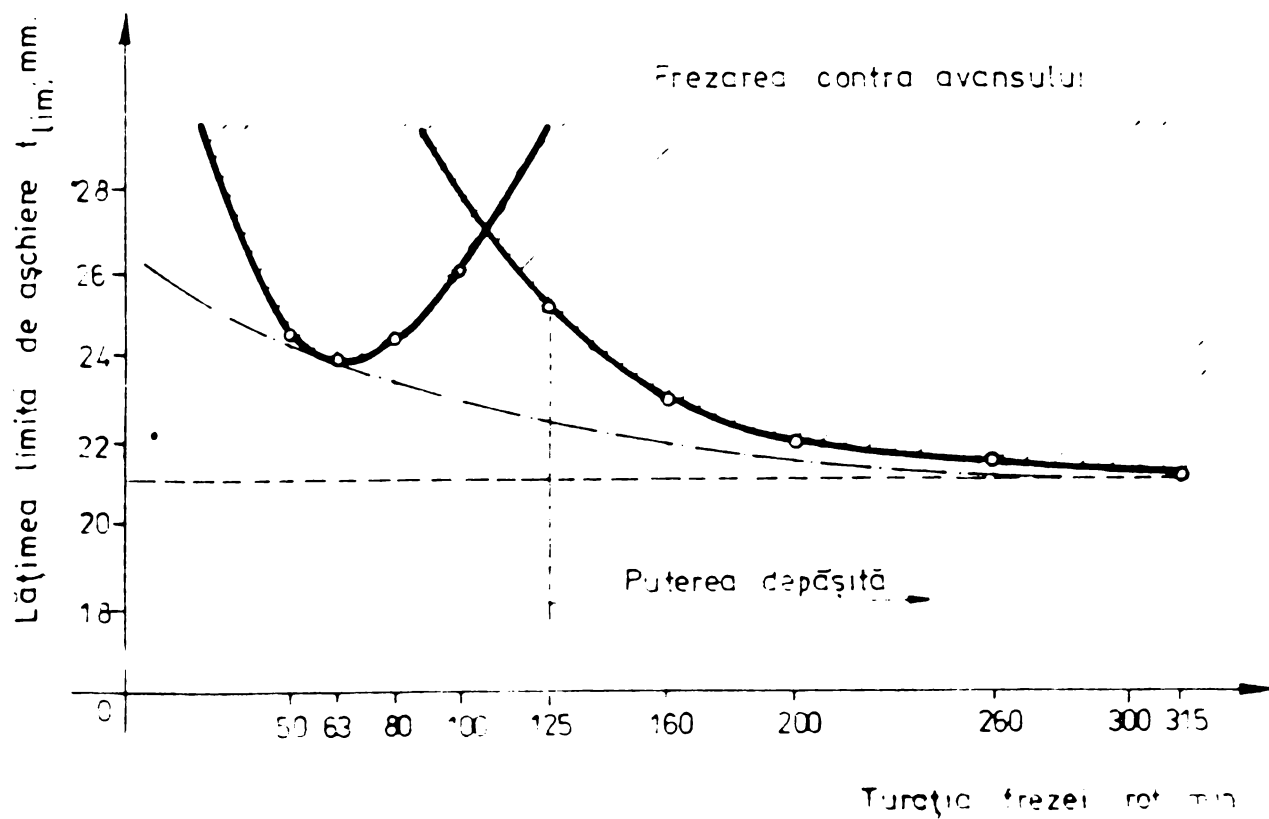


Fig 5.45

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{2} \left[ \frac{\epsilon_\alpha + \epsilon_\gamma}{2} \pm \frac{1}{1+\mu} \sqrt{(\epsilon_\alpha - \epsilon_\gamma)^2 + (2\epsilon_\beta - \epsilon_\alpha - \epsilon_\gamma)^2} \right] \quad (5.3)$$

$$\tau_{1,2} = \pm \frac{E}{1+\mu} \sqrt{(\epsilon_\alpha - \epsilon_\gamma)^2 + (2\epsilon_\beta - \epsilon_\alpha - \epsilon_\gamma)^2} \quad (5.4)$$

$$\epsilon_{1,2} = \frac{\epsilon_\alpha + \epsilon_\gamma}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_\alpha - \epsilon_\gamma)^2 + (2\epsilon_\beta - \epsilon_\alpha - \epsilon_\gamma)^2} \quad (5.5)$$

direcțiile principale sînt

$$\operatorname{tg} 2\varphi_1 = \frac{2\epsilon_\beta - \epsilon_\alpha - \epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha - \epsilon_\gamma} \quad (5.6)$$

iar amplasarea timbrelor s-a făcut astfel:

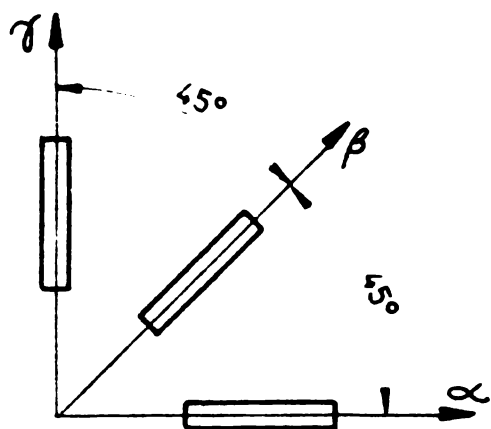


Fig. 5.46

$$\epsilon_\beta = \frac{\epsilon_\alpha + \epsilon_\gamma}{2} \quad (5.7)$$

În expresiile de mai sus reprezintă tensiunile principale normale,  $\tau_{1,2}$  tensiunile principale tangențiale, deformațiile specifice principale  $\epsilon_{1,2}$ .

Pentru simplificarea calculului s-au ales cele trei direcții cu unghiurile următoare față de axa ox:

$$\varphi_1 = 0; \quad \varphi_2 = 45^\circ; \quad \varphi_3 = 90^\circ$$

Cele două puncte în care s-au făcut măsurătorile au fost pe capul vertical și pe batiu.

Pentru măsurarea deformațiilor s-au folosit rozete în stea la care cele trei rețele fac între ele unghiuri de  $45^\circ$ , fig. 5.46.

În timpul cercetării s-au urmărit continuu deformațiile în structura de rezistență. Toate măsurătorile arată că deformațiile în structura de rezistență sînt nesemnificative. Cele mai mari deformații s-au înregistrat la batiu, anume:

a) La frezarea frontală. În oscilograma din fig. 5.47 sînt redată variațiile deformațiilor, pe aranjamentul 3,  $\epsilon = 57^\circ$ , la turația 40 rot/min.

Deformațiile principale sînt:

$$\epsilon_1 = 66,33 \mu\text{m/m} \quad \epsilon_2 = -0,78 \mu\text{m/m}$$

Direcția principală, este:  $\varphi_1 = 0,0^\circ$

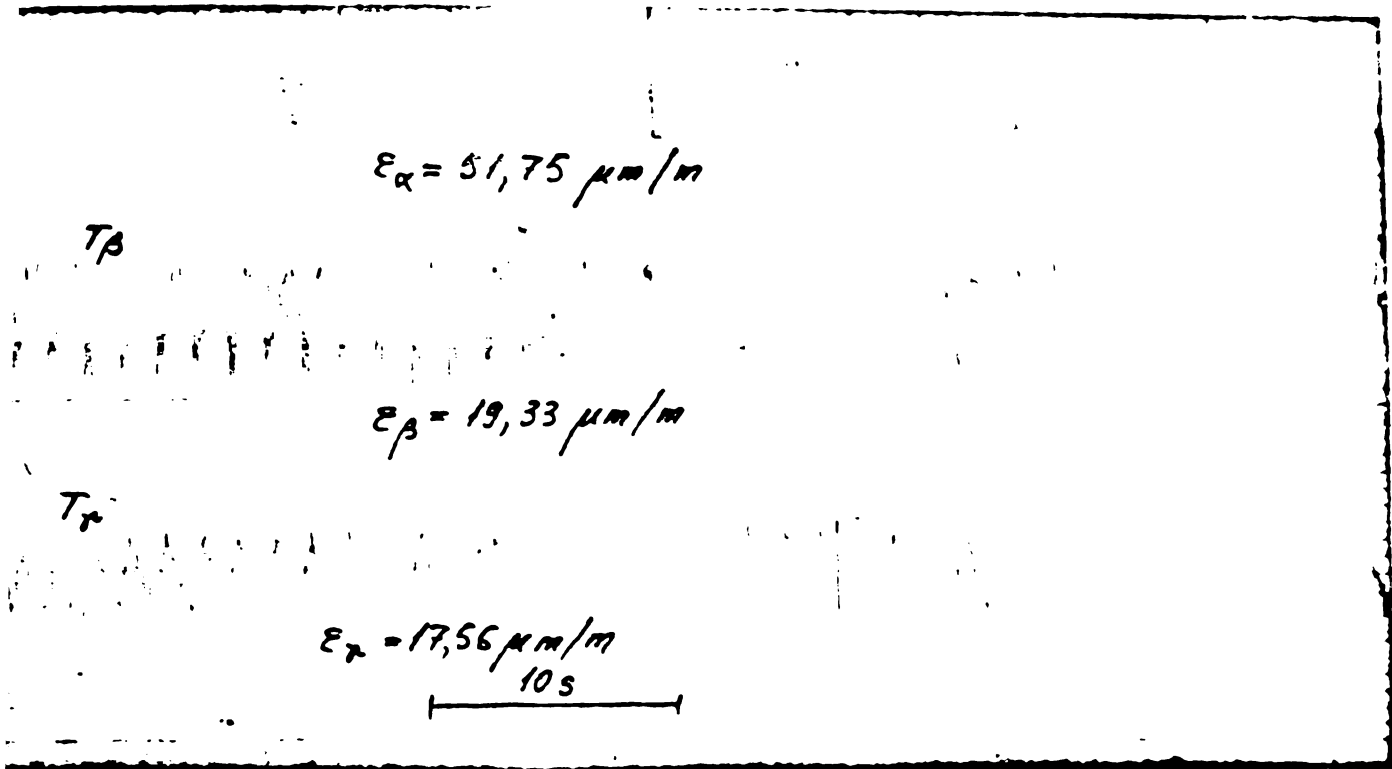


Fig.5.47

b) La frezarea cilindrică. În oscilograma din fig.5.48, sînt redată variațiile deformațiilor pentru turația 31,5 rot/min.

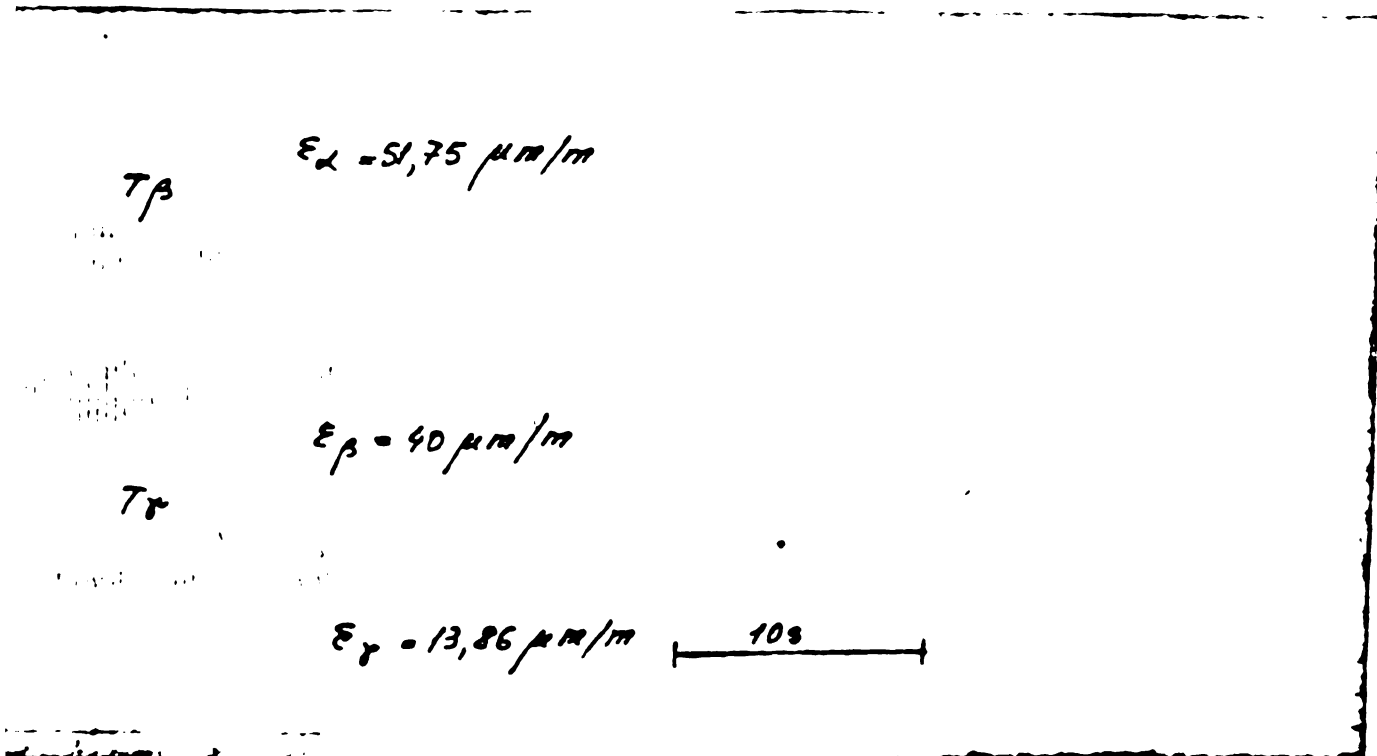


Fig.5.48

Deformațiile principale sînt:

$$\epsilon_1 = 72,45 \mu\text{m}/\text{m} \text{ și } \epsilon_2 = -3,24 \mu\text{m}/\text{m}$$

Direcția principală, este:  $\varphi_1 = 21^\circ$ .

#### 5.4. Răspunsul dinamic al mașinii de frezat FUS 25-FUS 32, la excitarea cu o forță orientată spațial

Fenomenele dinamice ale mașinilor-unelte sînt determinate de interacțiunea dintre sistemul tehnologic elastic și procesele de lucru care însoțesc funcționarea mașinii la prelucrarea prin așchiere.

Sistemul tehnologic elastic cuprinde: mașina-unealtă propriu-zisă, dispozitivul, piesa și scula.

Procesele de lucru reprezintă complexe de fenomene fizico-chimice care se desfășoară în zonele de contact ale elementelor sistemului tehnologic, anume:

- zona de contact dintre sculă și piesă;
- procesele de frecare dintre elementele cuplelor cinematice și îmbinărilor;
- procesele în motoarele de acționare.

Astfel, elementele de bază ale sistemului dinamic al mașinilor-unelte, sînt: sistemul tehnologic elastic și procesele de lucru la prelucrarea prin așchiere. Analiza legăturilor dintre elementele sistemului dinamic al mașinilor-unelte, pun în evidență următoarele particularități mai importante:

a) Sistemul dinamic al mașinii-unelte este un sistem închis cu mai multe circuite, cuprinzînd și sursa de energie. Această particularitate rezultă din modul de interacțiune a sistemului tehnologic elastic cu procesele de lucru; anume:

- sistemul tehnologic elastic se deformează datorită forței de așchiere. Deformația conduce la variația secțiunii așchierii care conduce la variația forței de așchiere care modifică valoarea deformației ș.a.m.d.;

- variația componentelor forței de frecare din ghidaje, provoacă variația deformațiilor și invers;

- variația vitezei de deplasare atrage după sine variația momentului motor, deoarece caracteristica mecanică a motorului are o anumită pantă. Aceasta provoacă la rîndul său variația vitezei de deplasare ș.a.m.d.

b) Interacțiunile dintre procesele de lucru se produc numai prin intermediul sistemului tehnologic elastic.

c) Acțiunile dintre elementele de bază ale sistemului dinamic pot fi considerate unice ca sens și natură. Această particularitate permite deschiderea sistemului făcînd mai comodă analiza. Deschiderea sistemului se realizează prin întreruperea uneia din legături, ceea ce face ca un sistem închis cu un singur circuit să se

transforme într-un sistem deschis. Noțiunea de sistem deschis, în acest caz este convențională, dar necesară deoarece ușurează determinarea proprietăților sistemului dinamic închis prin metodele frecvențiale.

Aceste particularități pun în evidență importanța deosebită pe care o prezintă sistemul tehnologic elastic al mașinii-unelte ca element de bază al sistemului dinamic, pentru studiul vibrațiilor în procesul de prelucrare prin așchiere.

Caracteristica dinamică a sistemului tehnologic elastic reprezintă raportul dintre mărimea de ieșire și mărimea de intrare în condițiile unei mărimi de intrare variabile în timp [12, 20, 60, 124]. Adică, caracteristica dinamică reprezintă deplasarea unui punct al structurii, când asupra acesteia se aplică o forță variabilă în timp.

Structurile mașinilor-unelte sînt concepute ca sisteme liniare cu mai multe grade de libertate. Ecuațiile diferențiale ale mișcării elementelor acestuia formează un sistem cu  $n$  funcții necunoscute, deci

$$\sum_{l=1}^n [a_{jl} \ddot{q}_l + b_{jl} \dot{q}_l + c_{jl} q_l] = f_j(\tau) \quad (5.6)$$

Această ecuație se scrie sub forma matriceală

$$\underline{a} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2n} \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nn} \end{bmatrix}$$

$$\underline{q} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ q_n \end{Bmatrix} ; \quad \underline{f} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ f_n \end{Bmatrix}$$

$$\underline{a} \ddot{\underline{q}} + \underline{b} \dot{\underline{q}} + \underline{c} \underline{q} = \underline{f} \quad (5.6, a)$$

Folosind notații de forma:



$$\underline{e}_1 = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \underline{e}_2 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \underline{e}_n = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (5.9)$$

Folosind funcția lui Dirac  $\delta(\tau)$  se poate considera răspunsul la o singură excitație de intrare, dacă aceasta este un impuls unitate.

Dacă forța perturbatoare este  $\underline{e}_j \delta(\tau)$  atunci funcțiile pondere ale sistemului se notează prin  $\underline{w}_j(\tau)$  și satisfac ecuația

$$\underline{a} \underline{w}_j + \underline{b} \dot{\underline{w}}_j + \underline{c} \underline{w}_j = \underline{e}_j \delta(\tau) \quad (5.10)$$

Funcția pondere a sistemului se definește prin:

$$\underline{w}(\tau) = [\underline{w}_1, \underline{w}_2, \dots, \underline{w}_n] \quad (5.11)$$

și reprezintă o matrice pătrată. Ea satisface ecuația diferențială

$$\underline{a} \underline{w}(\tau) + \underline{b} \dot{\underline{w}}(\tau) + \underline{c} \underline{w}(\tau) = \underline{I} \delta(\tau) \quad (5.12)$$

unde  $\underline{I}$  este matricea unitate de ordinul  $n$ .

Funcția de transfer a sistemului se obține din

$$(\underline{a} p^2 + \underline{b} p + \underline{c}) \underline{w}(p) = \underline{I} \quad (5.13)$$

adică

$$\underline{w}(p) = (\underline{a} p^2 + \underline{b} p + \underline{c})^{-1} \underline{I} \quad (5.14)$$

Din funcția de transfer se obține răspunsul în frecvență,  $\underline{w}_{ST}(i\omega)$  a sistemului prin înlocuirea lui  $p$  cu cantitatea pur imaginară  $i\omega$ , unde  $\omega$  este frecvența unghiulară a semnalului de intrare. Modulul mărimii complexe  $\underline{w}_{ST}(i\omega)$  este raportul dintre amplitudinea semnalelor de ieșire și intrare și se numește cedare dinamică relativă, respectiv elasticitate dinamică [28, 60, 125], iar argumentul este faza relativă dintre cele două semnale.

Calculul analitic, cu suficientă precizie a răspunsului dinamic în frecvență, nu este posibil, odată datorită configurațiilor constructive complexe și, a doua oară, datorită nivelului scăzut de cunoștințe privitoare la rigiditatea și proprietățile de amortizare ale locurilor de cuplare. De aceea, singura metodă pentru determinarea cu suficientă precizie a răspunsului în frecvență (cedării dinamice relative), este cea experimentală.

Prin determinarea experimentală a răspunsului în frecvență

a mașinii de frezat universal pentru scularie FUS 25-FUS 32 s-a obținut caracteristica dinamică a sistemului tehnologic, reprezentată grafic sub forma curbelor de rezonanță și a diagramei polare (diagrame Nyquist), reprezentate în planul complex.

5.4.1. Schema bloc de măsură. În fotografia din fig.5.49 se prezintă standul de încercare și lanțul de măsură.

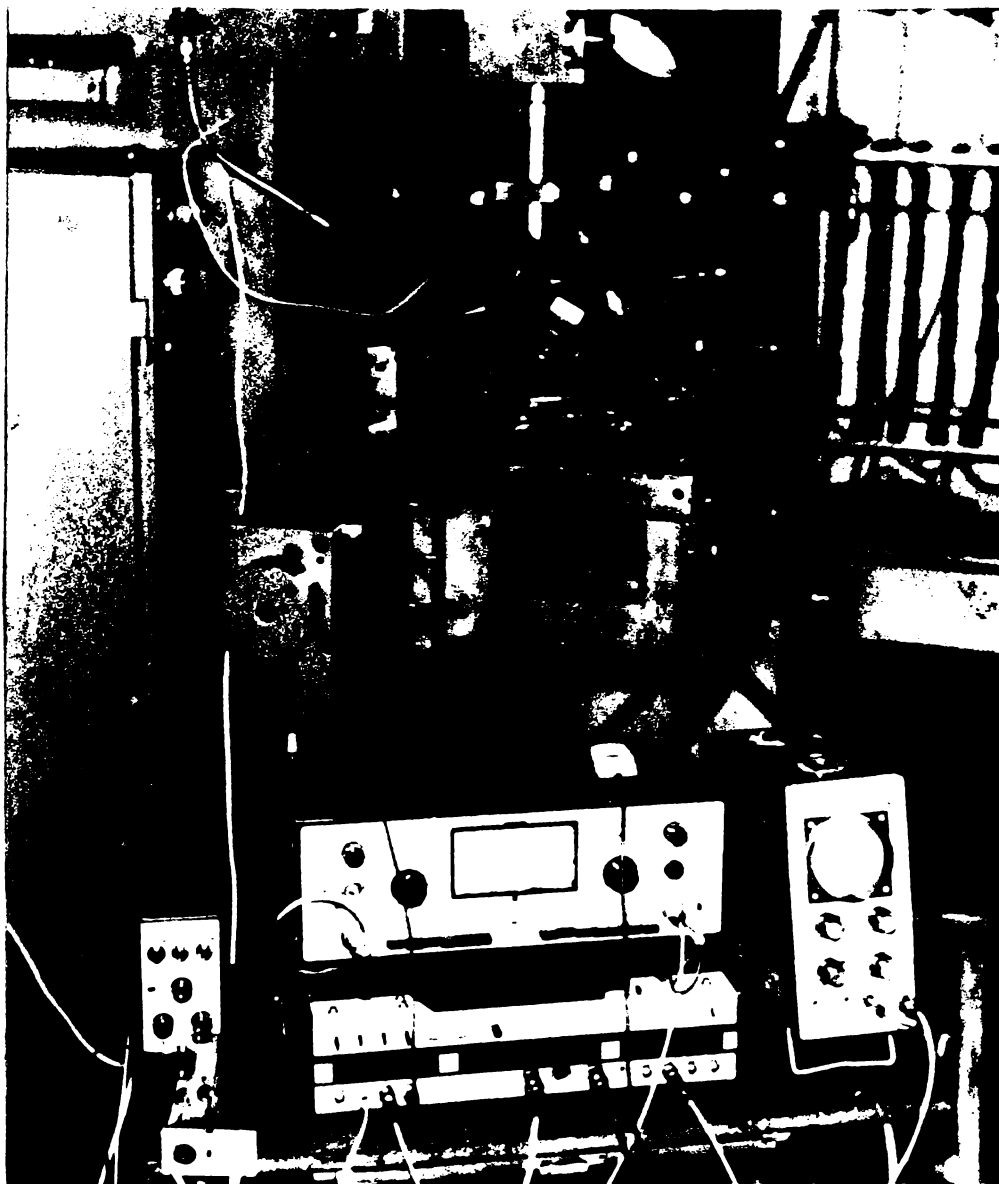


Fig.5.49

Forța armonică a fost generată de excitatorul electrohidraulic, fig.4.1, folosindu-se principiul excitației relative, cu vibratorul acționând între dornul de măsură fixat pe axul vertical al frezei și masa de lucru. Excitația s-a făcut după o direcție orientată spațial, fig.5.1, amplitudinea și faza fiind măsurate după direcțiile: longitudinală  $x$ , transversală  $y$  și verticală  $z$ .

Forța de excitație având: 100 daN componenta statică și 20 daN valoarea de amplitudine a componentei dinamice.

Pentru a pune în evidență influența poziției subanvilurilor, la mașina de frezat FUS 32 s-au făcut măsurători și cu masa deplasată la stânga, până la  $x = 0$ .

Figura 5.50 reprezintă lanțul de măsură pentru înregistra-

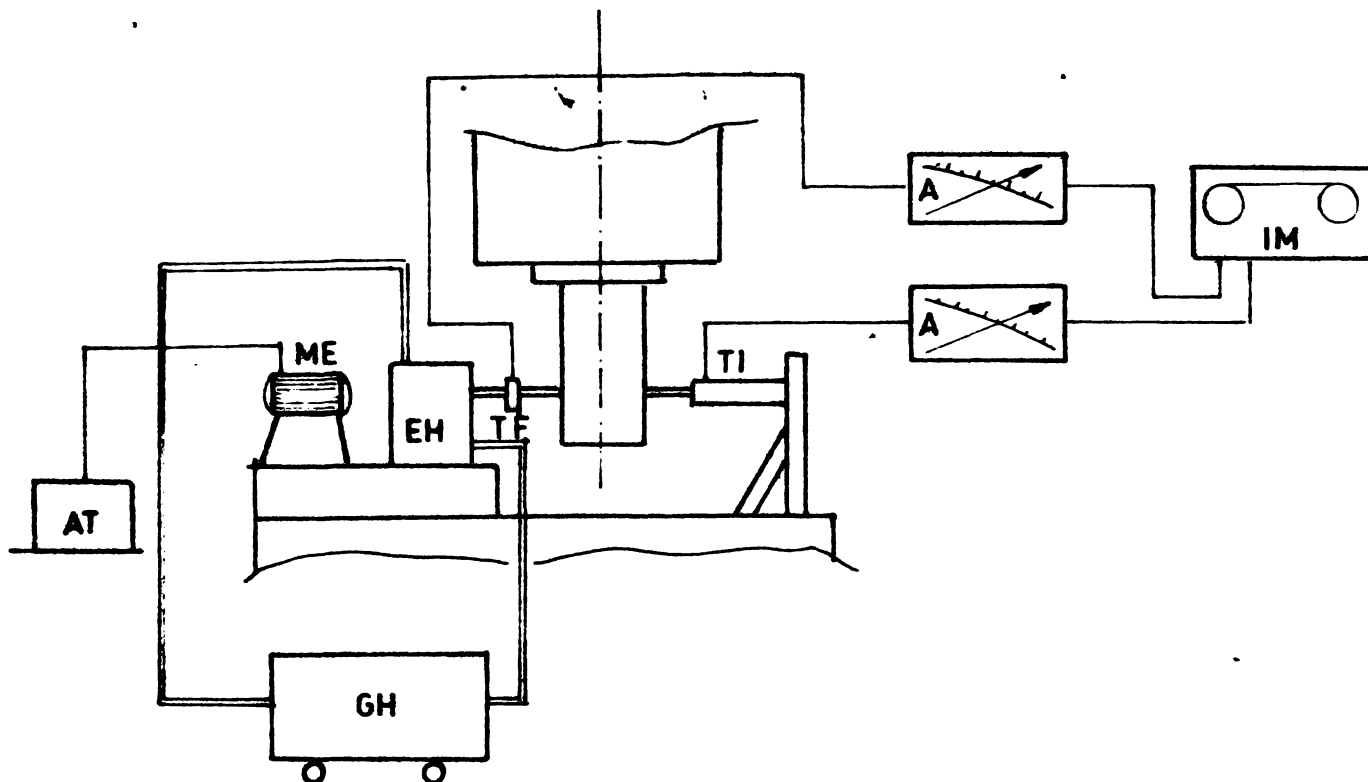


Fig.5.50

rea mărimilor de forță și deplasare relativă. Pentru a se elimina apariția unor desfășurări de fază prin folosirea unor aparate diferite de măsură a forței și a deplasării aceste mărimi s-au preluat cu: traductorul de forță tip 8200 B și K și traductorul de deplasare capacitiv tip MM0004. Semnalele de la acești traductori au fost amplificate și înregistrate pe înregistratorul magnetic cu patru canale 7003 B și K.

Prin modificarea turației motorului de acționare al vibratorului, s-a obținut practic domeniul de frecvențe necesar desfășurării testului. Timpul necesar baleierii de frecvență este de câteva secunde.

5.4.2. Procedeu de calcul. Prelucrarea semnalelor înregistrate. Funcția de răspuns în frecvență, care descrie dependența funcțională între semnalele de intrare și ieșire ale unui sistem liniar, este raportul transformatei Fourier ale semnalului de ieșire și intrare, deci

$$W_{STii\omega} = \frac{\int x(\tau)e^{-i\omega\tau} d\tau}{\int f\tau e^{-i\omega\tau} d\tau} = \frac{X(\omega) F^*(\omega)}{F(\omega) F^*(\omega)} = \frac{S_{xf}(\omega)}{S_{FF}(\omega)} \quad (5.15)$$

unde  $F^*(\omega)$  este conjugata complexă a lui  $F(\omega)$  și  $S_{xf}(\omega)$  densitatea interspectrală a funcțiilor  $f(\tau)$  și  $x(\tau)$ , iar  $S_{ff}(\omega)$  este densitatea spectrală a mediei pătratice a lui  $f(\tau)$ .

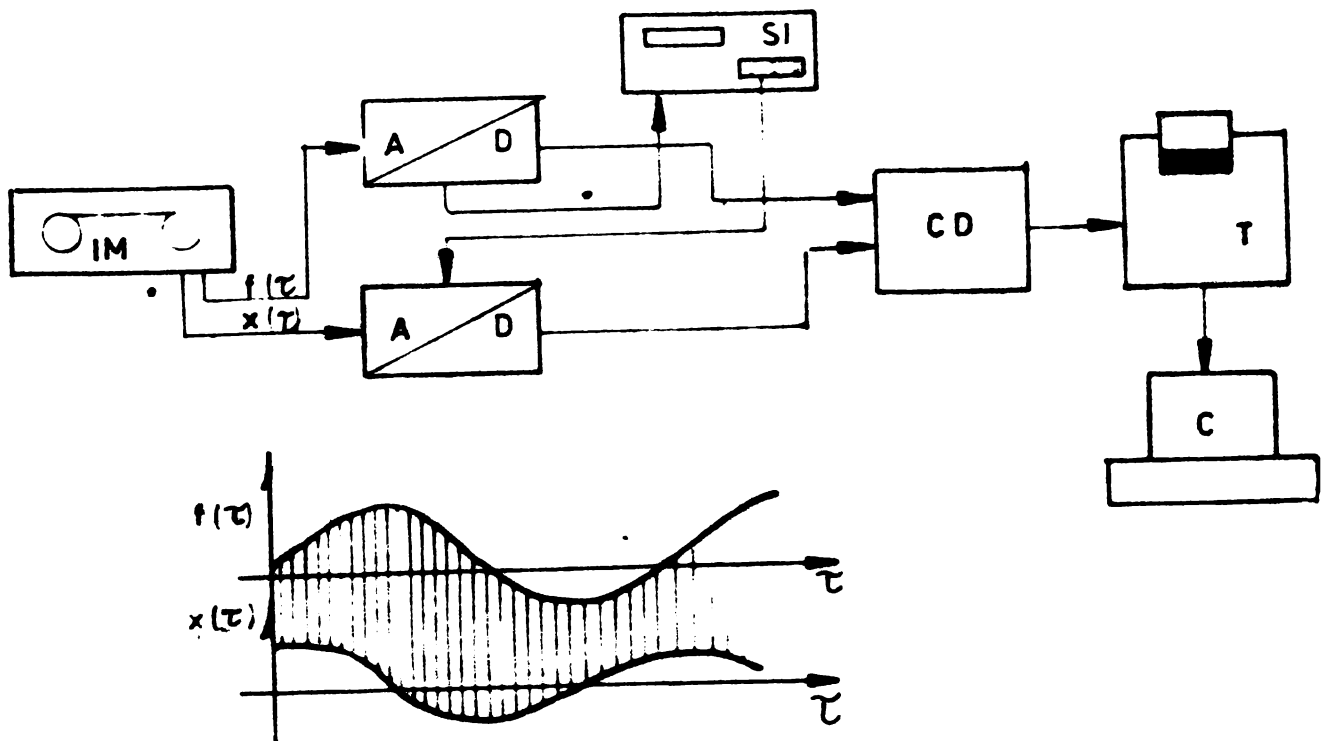
Considerăm un sistem linear supus la o excitație  $f(\tau)$  a cărei distribuție spațială este constantă și a cărei variație în timp este eșantionată cu un număr de eșantioane la intervale egale și de mărime arbitrară. Durata excitației, precum și perioada în timpul căreia este evaluat răspunsul se notează cu:  $T = N\Delta\tau$ , în care  $\Delta\tau$  = intervalul de timp între două valori eșantionate consecutive. Eșantioanele sînt notate de la 0 la  $N-1$  cu valoarea  $\tau_n = n\Delta\tau$  notat cu  $f_n$ , unde  $f_n$  este valoarea eșantionată a funcției de excitație  $f(\tau)$ . Prin urmare se cunosc valorile funcției în punctele de abscisă  $0, T/N, \dots, (N-1)T/N$ .

Transformata Fourier discretă TFD și inversa ITFD sînt definite ca:

$$\text{TFD}(f_n) = F_n = \sum_{m=0}^{N-1} f_m e^{-2\pi i \cdot m \cdot n / N \Delta\tau} \quad \text{pentru } 0 \leq n \leq N-1$$

$$\text{ITFD}(F_n) = \sum_{m=0}^{N-1} F_m e^{2\pi i \cdot m \cdot n / N \cdot \Delta\tau} \quad \text{pentru } 0 \leq n \leq N-1$$

în care  $i = \sqrt{-1}$  și  $f = 1/T = 1/(N\Delta\tau)$  - creștere de frecvență în cicluri pe unitate de timp. Ca urmare, TFD evaluează conținutul de frecvență a secvenței de timp  $f_n$ , în timp ce ITFD reconstituie secvența de timp din componentele ei în domeniul de frecvență.



Pentru  $N$  secvențe în care  $N$  este puterea lui doi, TFD se calculează rapid prin algoritmul transformantei Fourier rapide.

Eșantionând în același timp atât funcția de excitație, cât și funcția de răspuns se obține din formula (5.15) funcția de răspuns în frecvență.

În fig.5.51, se prezintă aparatul folosit pentru eșantionarea funcției de excitație și de răspuns din testarea mașinii de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32.

Durata de excitație fiind 2 s, excitația și răspunsul s-au eșantionat alegând  $N = 1.024$ . Pentru aceste valori ale lui  $N$ ,  $\tau = T/1024$ .

Pentru obținerea curbelor de răspuns în frecvență și trasarea diagramei polare s-a elaborat și folosit un program pe calculator.

5.4.3. Rezultatele cercetărilor experimentale. Prin prelucrarea corespunzătoare a semnalelor de forță și deplasare, rezultatele experimentale obținute sînt materializate, în:

- curbele de rezonanță (caracteristica amplitudine-frecvență prezentate în fig.5.52 pentru mașina de frezat FUS 25 și fig. 5.53, 5.54, 5.56, pentru mașina de frezat FUS 32;

- diagramele polare (caracteristica frecvențială amplitudine-fază) prezentate în fig.5.56, 5.57, pentru mașina de frezat FUS 25 și în fig.5.58 - 5.63, pentru mașina de frezat FUS 32.

Din analiza curbelor de răspuns în frecvență prezentate în fig.5.52-5.63, rezultă următoarele concluzii:

- atât la mașina de frezat FUS 32 cât și la mașina de frezat FUS 25 se evidențiază câte două moduri proprii de vibrație pentru fiecare din cele trei direcții ale axelor de coordonate ale mașinii;

- vîrfurile de rezonanță ale celor două moduri proprii de vibrație, pe fiecare direcție, au frecvențele îndepărtate de domeniul frecvențelor de lucru, ceea ce conduce la o bună stabilitate;

- curbele de rezonanță ridicate prezintă vîrfuri mai înguste și ascuțite dovadă gradul de amortizare redus;

- cedarea relativă (amplitudinea vibrațiilor) cea mai mare rezultă după direcția longitudinală  $x$  și cea mai mică după direcția verticală. La mașina de frezat FUS 32, cu masa la mijloc, cedarea dinamică relativă pentru direcția transversală  $y$  reprezintă 63,6 % și pentru direcția verticală 24,5 % din cea corespunzătoare direc-

## Curba de rezonanță

FUS - 25

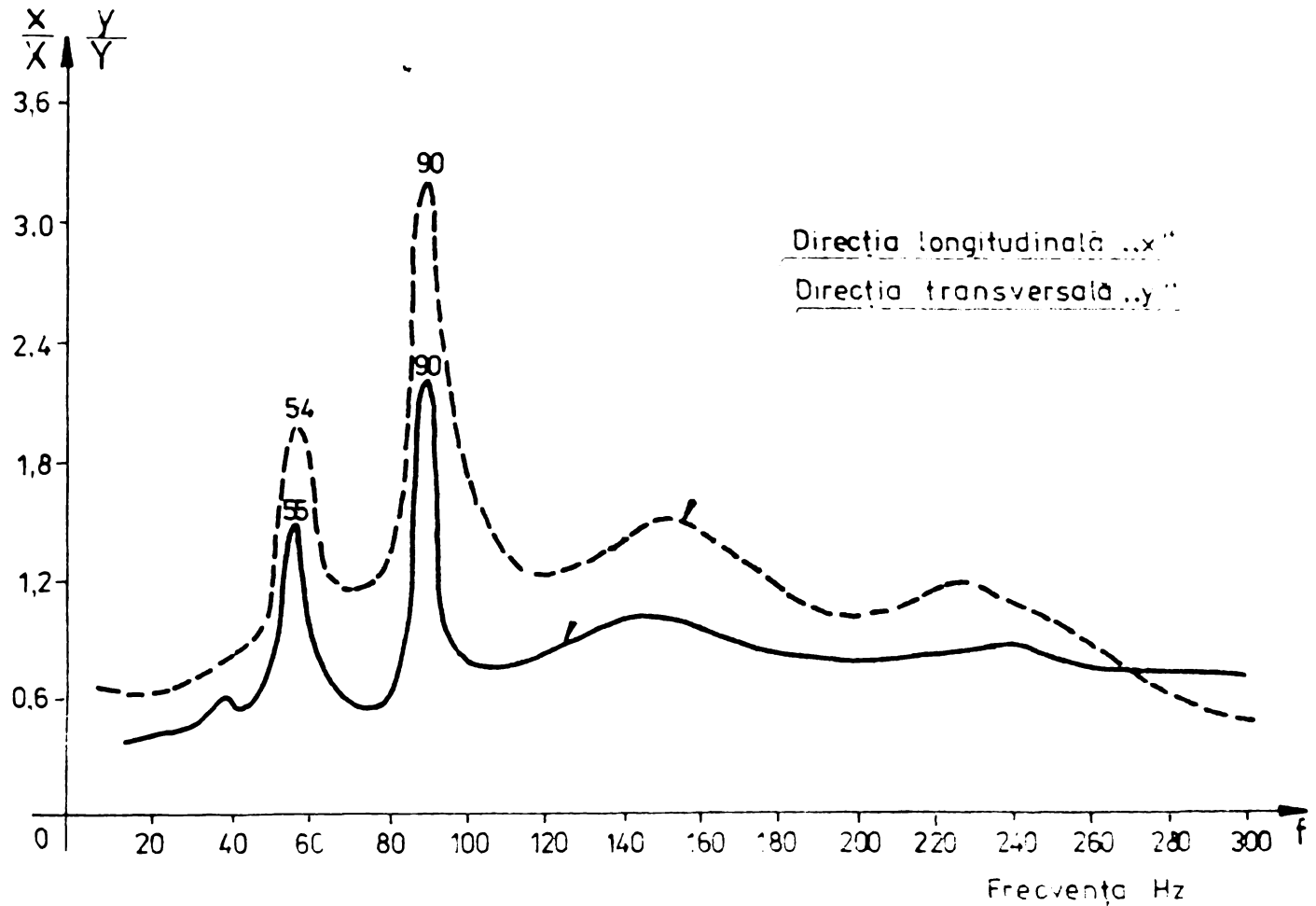


Fig 5.52

## Curba de rezonanță

FUS - 32

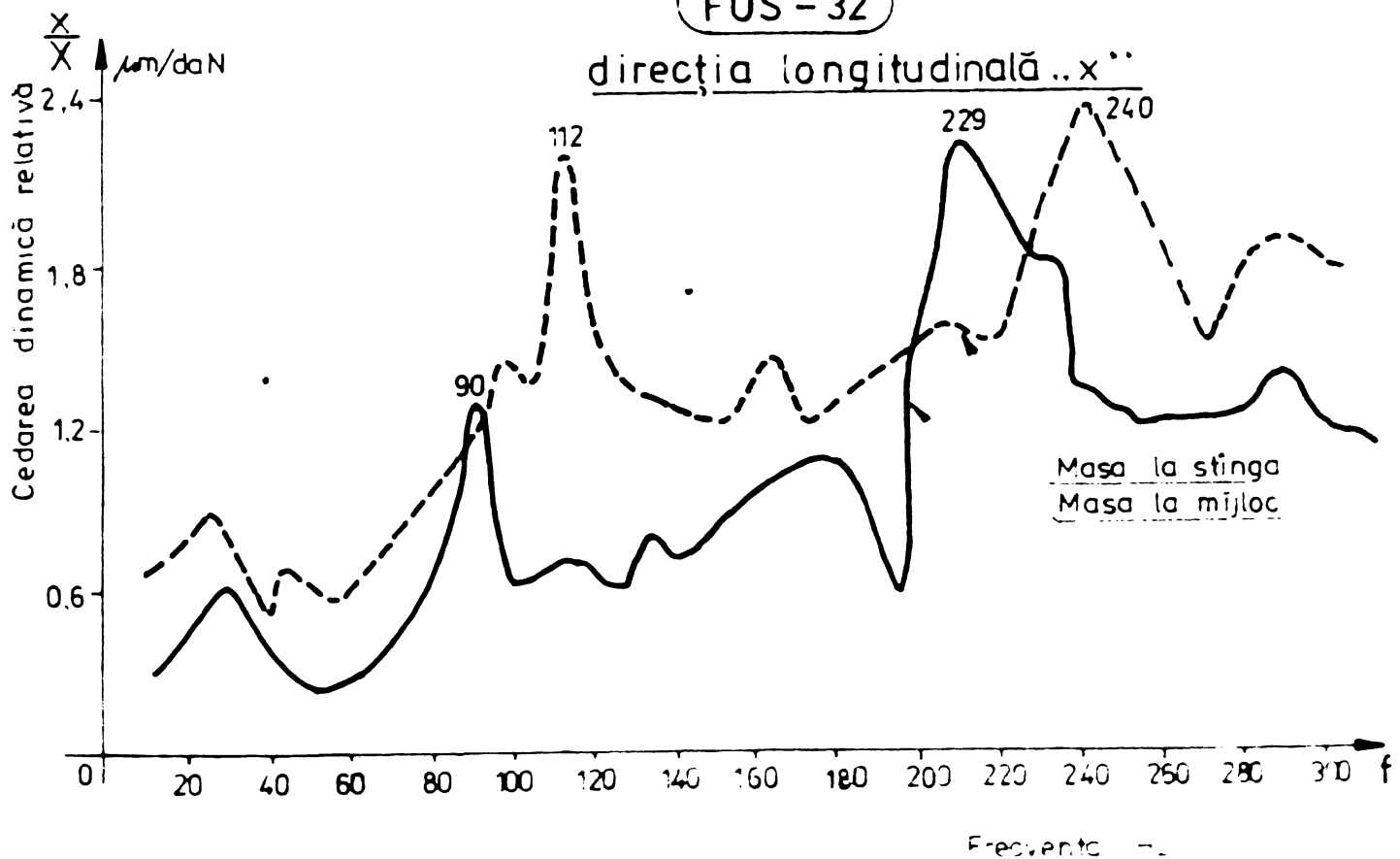


Fig. 5.53

## Curba de rezonanță

FUS - 32

Direcția transversală „y”

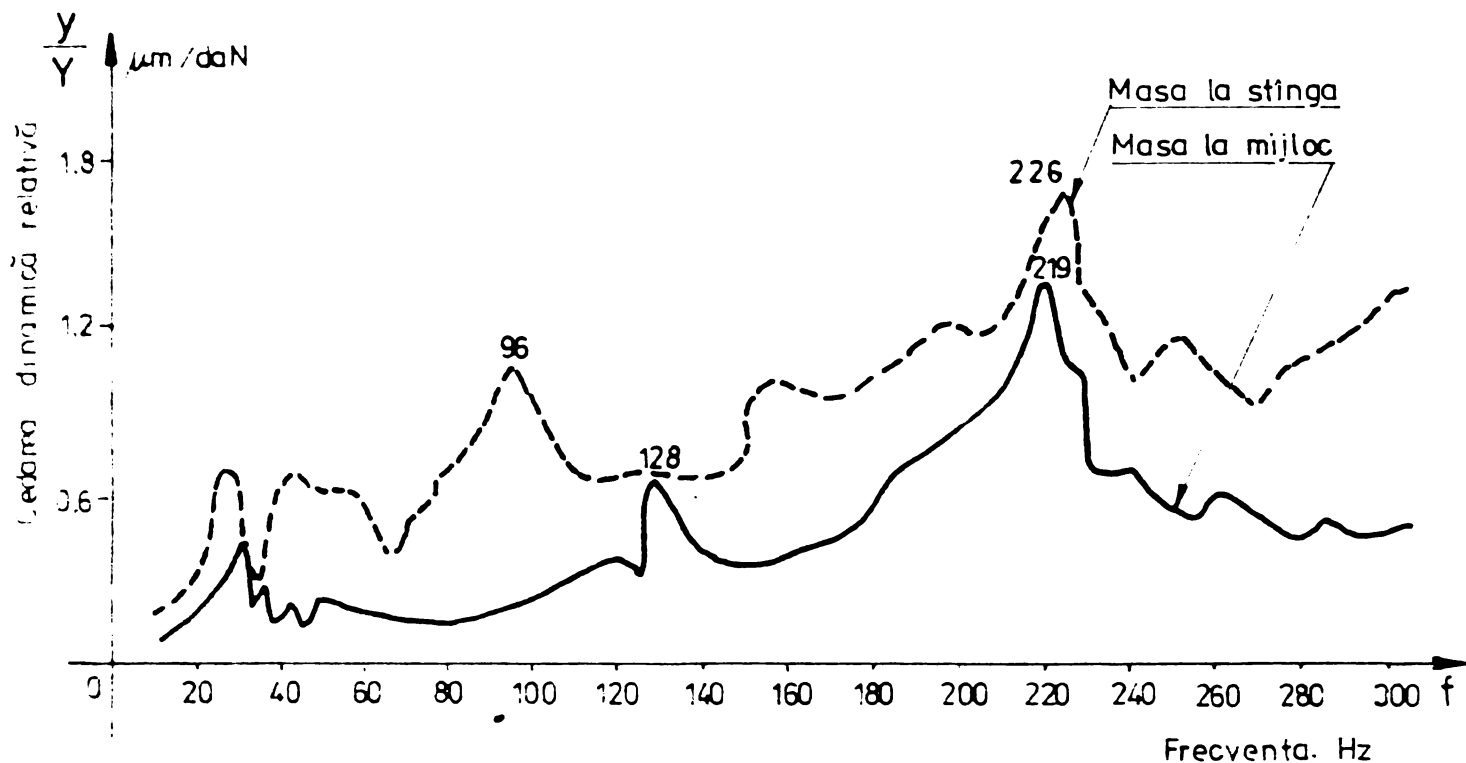


Fig 5.54

## Curba de rezonanță

FUS - 32

Direcția verticală „z”

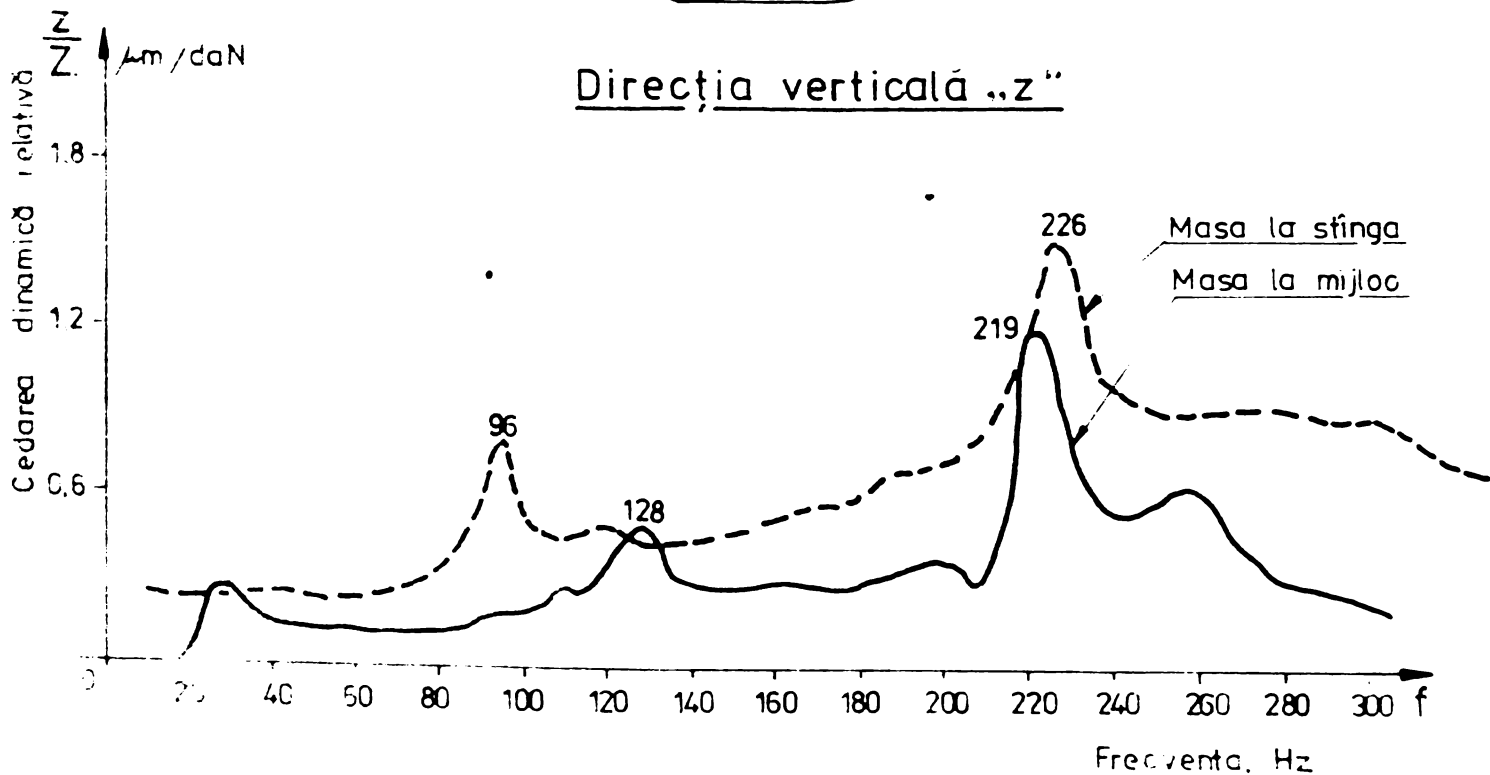


Fig 5.55



# Diagrame polare

FUS-25

direcția longitudinală „x”

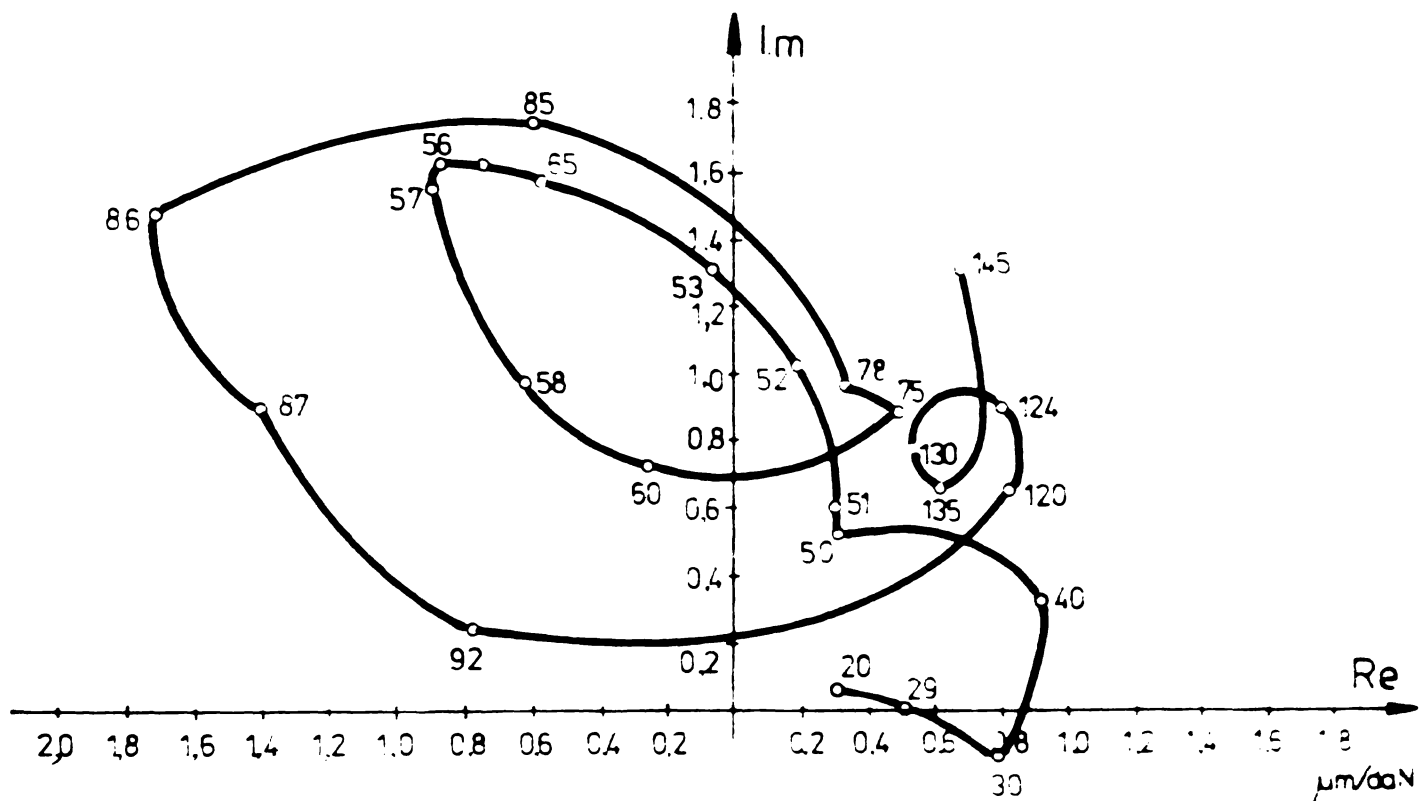


Fig 5 56

direcția transversală „y”

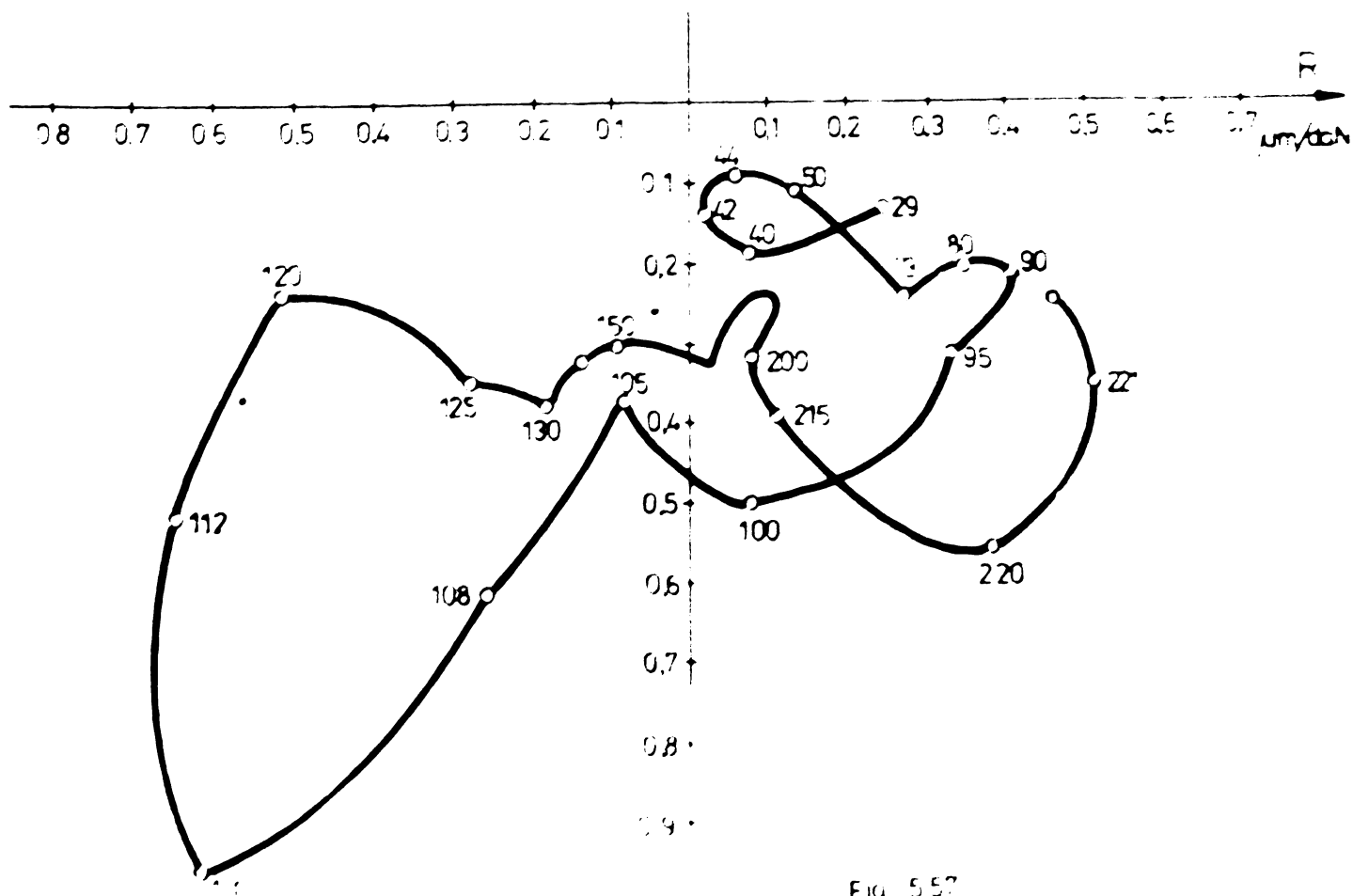


Fig 5 57

# Diagrame polare

FUS-32

MASA LA MIJLOC

direcția longitudinală „x”

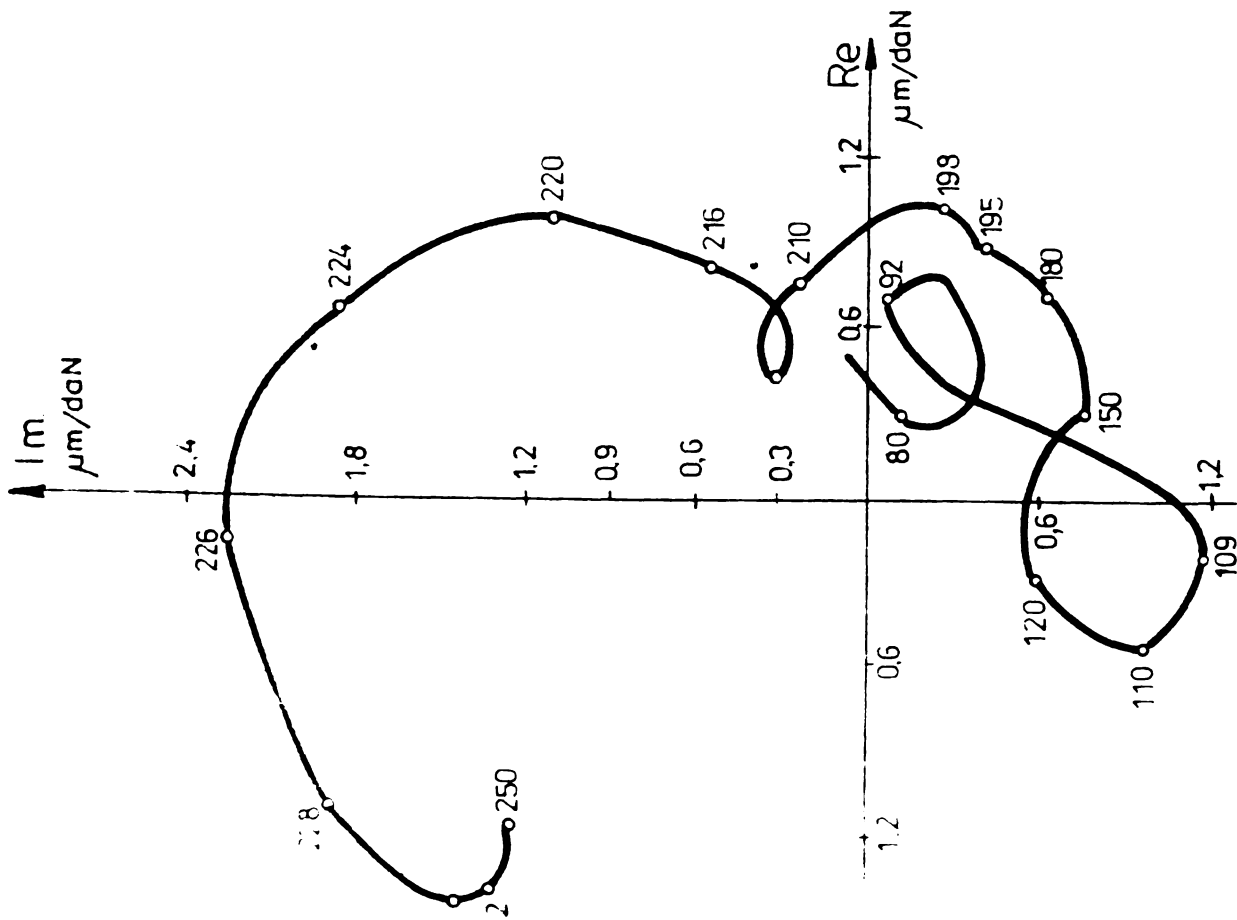


Fig. 5.58

direcția transversală „y”

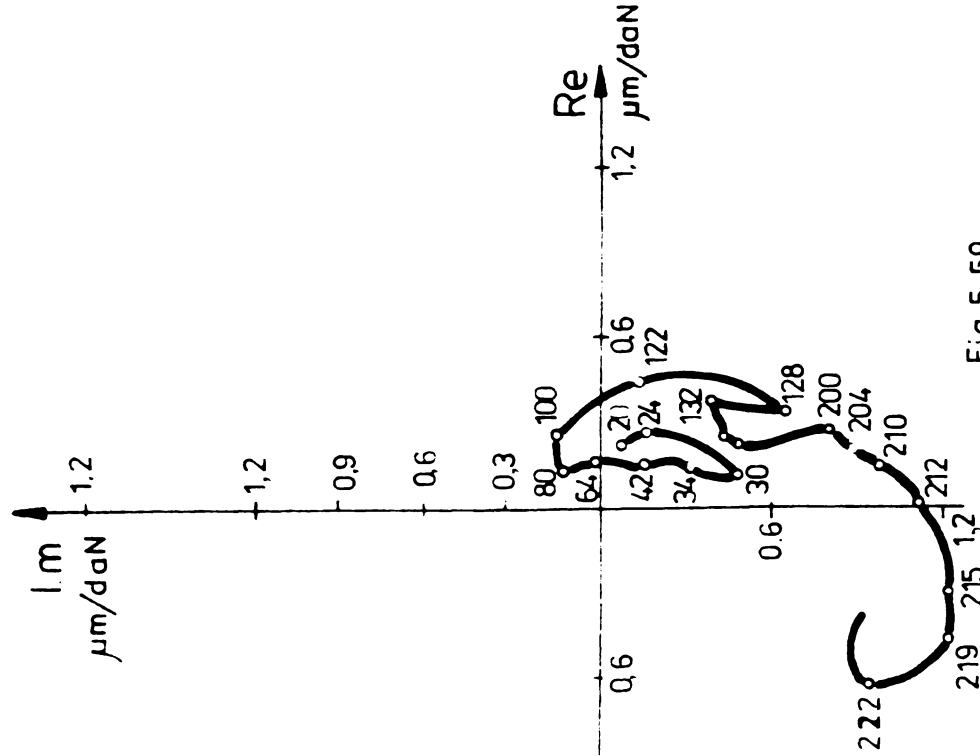


Fig. 5.59

direcția verticală „z”

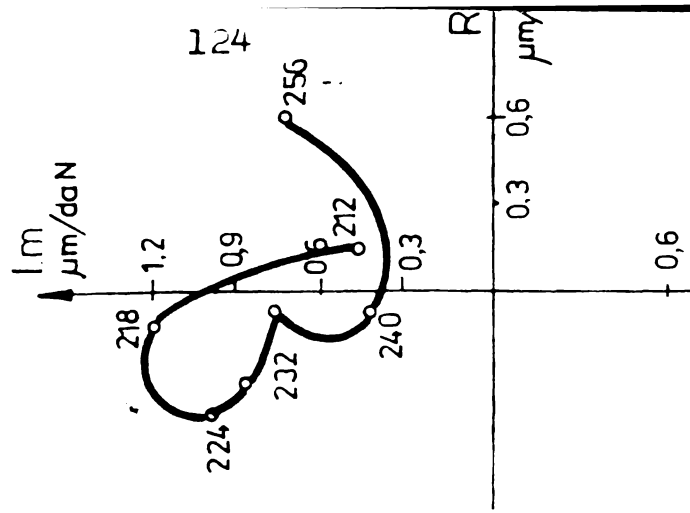


Fig. 5.60

# Diagrame polare

FUS - 32

MASA LA STINGA

direcția longitudinală „x”

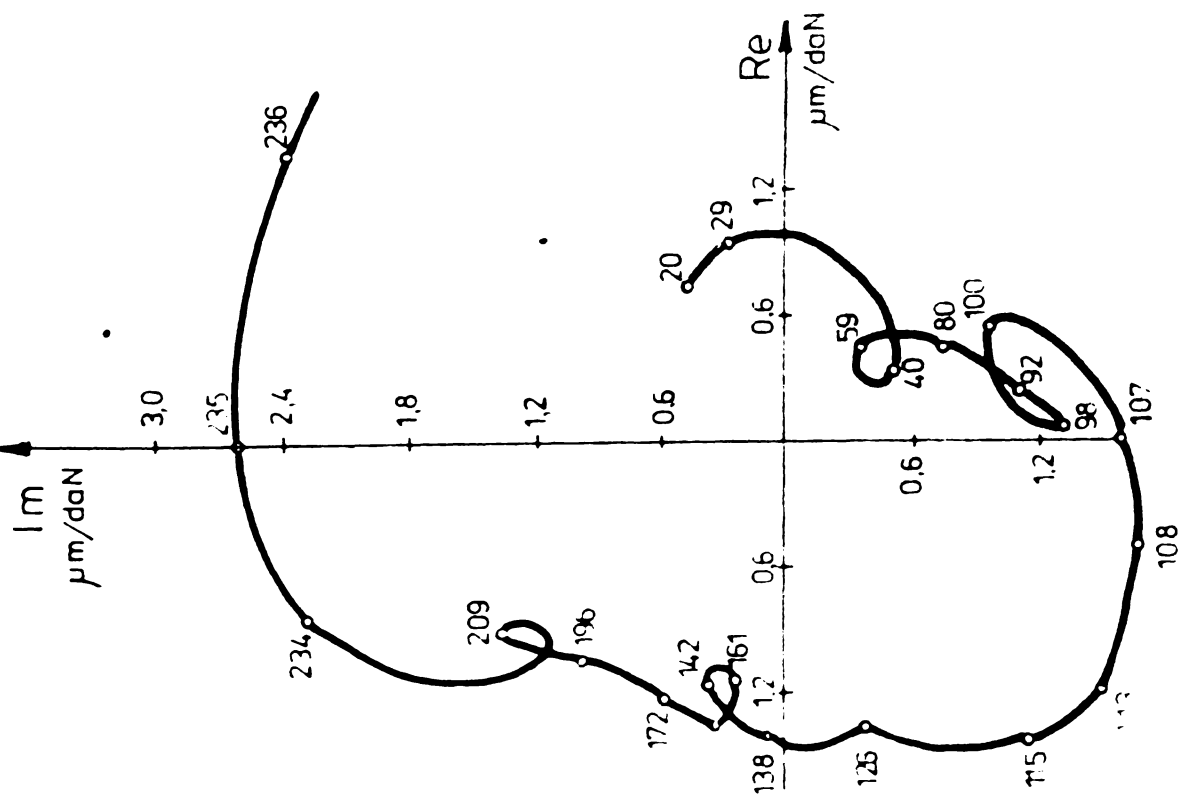


Fig 5 61

direcția verticală „z”

direcția transversală „y”

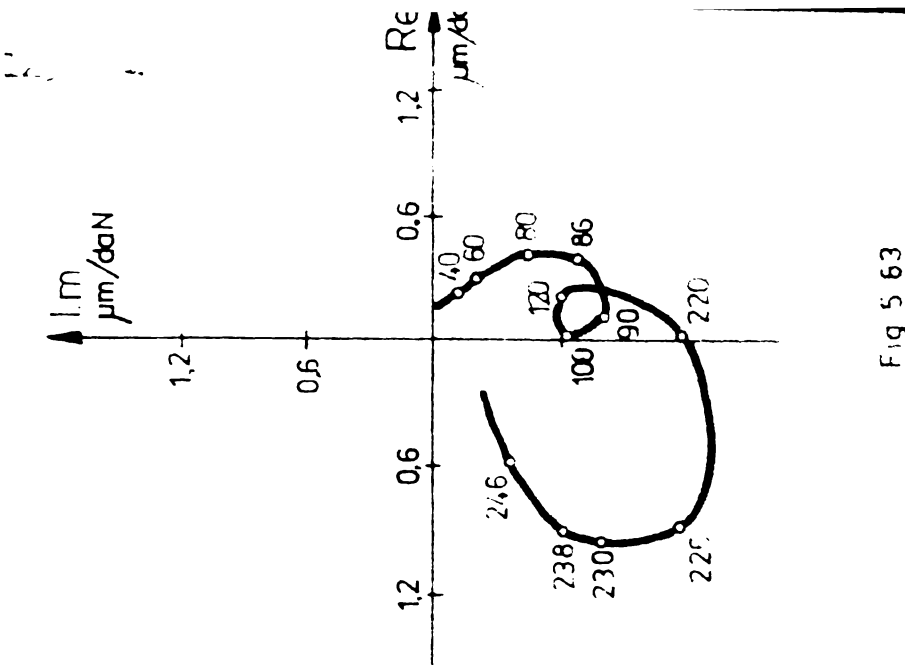


Fig 5 63

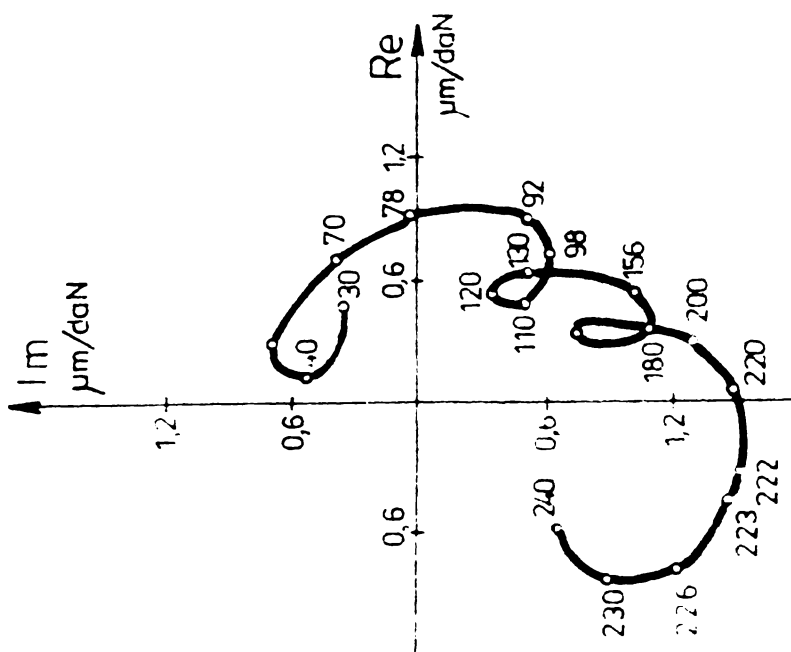


Fig 5 62

ției longitudinale  $x$ , iar la mașina de frezat FUS 25 cedarea dinamică relativă după direcția transversală  $y$  este de 74,1 % din cea corespunzătoare direcției longitudinale;

- schimbarea poziției mesei, de la mijloc la capătul din stînga, conduce la creșterea cedării dinamice relative pe direcția longitudinală  $x$  cu peste 20 % și la deplasarea frecvențelor de rezonanță mai aproape de domeniul frecvențelor de lucru ale mașinii de frezat;

- sistemul tehnologic elastic al mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32 este un sistem stabil, în toate direcțiile, pentru tot domeniul de frecvențe cercetat, mai puțin la mașina de frezat FUS 32, cu masa deplasată la capătul din stînga, la care după direcția longitudinală  $x$  există pericolul ca sistemul să devină instabil la frecvența de rezonanță de 240 Hz (caracteristica să intersecteze axa reală negativă la 1,26).

Caracteristica folosită în analiza comportării dinamice a mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32 a fost caracteristica de cedare dinamică relativă și mărimea ei inversă rigiditatea dinamică. Această caracteristică reflectă una din particularitățile importante ale sistemului tehnologic elastic după care deformația sistemului nu depinde numai de mărimea forței care acționează, ci și de frecvența variației ei. Dacă frecvența variației a forței coincide cu una din frecvențele proprii ale sistemului, atunci apare fenomenul de rezonanță.

Pe lângă faptul că această caracteristică permite aprecierea stabilității sistemului dinamic, aceasta ne dă indicații prețioase privind:

- comportarea sistemului tehnologic la acțiunea asupra sa a unor sarcini statice. Aceasta corespunde segmentului determinat pentru  $\omega = 0$ , adică cu punctul de intersecție a diagramei polare cu axa reală pozitivă. Cu cît acest segment este mai mare, cu atît deformațiile sistemului la acțiunea unor sarcini statice (greutatea piesei, a subsansamblurilor mobile, partea constantă a forței de așchiere) vor fi mai mari și deci erorile de prelucrare pe mașina-uneltă respectivă vor fi mai mari;

- parametri de rezonanță ai sistemului deschis, respectiv amplitudinea și frecvența (pulsția). Acestea sînt determinate de punctul  $M$ , fig.5.58, a cărui distanță pînă la origine este maximă;

- comportarea sistemului tehnologic la frecvențe înalte, cărora le corespund punctele de pe caracteristică aflate în vecinătatea originii.

Se poate caracteriza cel mai bine sistemul (GR și CR) stabil

litate experimental, reprezentate în fig.5.52-5.63, sînt determinate aproximativ valorile constantelor, care caracterizează modul normal de vibrație respectiv.

Pentru localizarea rezonanței s-au folosit metoda amplitudinii maxime și criteriul de localizare Kennedy-Pancu din cadrul metodei diagramei polare [79, 83]. La calculul aproximativ al constantelor, care caracterizează modul normal de vibrație, s-au utilizat formulele din teoria vibrațiilor pentru sistemul vibrator cu un grad de libertate. Astfel, s-au calculat:

- raportul de amortizare, cu relația

$$D = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} \quad (5.16)$$

unde  $\omega_2 - \omega_1$  - reprezintă deschiderea curbei în zona de rezonanță la înălțimea de 0,707 din cea maximă;

- rigiditatea echivalentă pentru modul normal de vibrație respectiv, cu formula

$$k_e = \frac{F_0}{2 D A_{\max}} \left[ \frac{\text{daN}}{\text{mm}} \right] \quad (5.17)$$

unde:  $F_0$  = valoarea de amplitudine a forței dinamice;

$A_{\max}$  = amplitudinea de rezonanță a sistemului;

- masa echivalentă pentru fiecare mod de vibrație, cu relația

$$m_e = \frac{k_e}{\omega_n^2} \quad [\text{kg}] \quad (5.18)$$

Comportarea dinamică a sistemului tehnologic elastic a mașinilor de frezat este descrisă de rigiditatea dinamică  $R_d$  care este definită ca raportul dintre rigiditatea echivalentă  $k_e$  și factorul de amplificare  $Q$ . Rigiditatea dinamică  $R_d$  dă raportul dintre valoarea de amplitudine a forței perturbatoare și amplitudinea de rezonanță.

Deoarece evitarea trepidațiilor necesită o rigiditate echivalentă mare și o amortizare mare (factor de amplificare mic), rigiditatea dinamică servește ca o măsură relativă a tendinței sistemului tehnologic elastic de a trepida în diferitele moduri proprii de vibrare.

Determinarea caracteristicilor modurilor proprii de vibrație, cu formulele 5.16, 5.17 și 5.18, este cu atât mai precisă, cu cît amortizarea sistemului este mai mică, iar frecvențele pro-

prii ale sistemului mai apropiate între ele. Constantele care caracterizează modul normal de vibrație al sistemului tehnologic elastic a mașinii de frezat universal pentru sculărie FUS 25-FUS 32, determinate din curbele prezentate în fig.5.52-5.63, sînt redată în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1

Mașina	Masa la:	Direcția	Modul de vibr.	$f_n$	D	$k_e$ $\frac{daN}{mm}$	$m_e$ kg	$R_d$ $\frac{daN}{mm}$
0	1	2	3	4	5	6	7	8
FUS 25	mijloc	x	I	90	0,039	4135	510,5	321,5
			II	55	0,083	3157	1375	526,3
		y	I	90	0,05	4347	536,6	434,8
			II	54	0,102	3272	1122	666,6
FUS 32	mijloc	x	I	229	0,083	2678	49,2	450
			II	110	0,0320	12087	999,0	769,2
		y	I	219	0,0365	10537	219,6	714,0
			II	128	0,03125	23703	1446,7	1428,0
		z	I	219	0,0228	18274	348,5	833
			II	128	0,0546	17927	1094	1960
	stînga	x	I	240	0,0458	4040	70,1	370
			II	112	0,0625	3683	309,6	485,4
		y	I	226	0,0664	4650	91,0	617,3
			II	96	0,0833	6002	651,0	1000,0
		z	I	226	0,0420	7929	155,2	666,6
			II	96	0,0460	13333	1447,3	1250

Constantele înscrise în tabelul 5.1 pot servi la efectuarea studiului stabilității pe cale analitică, prin metoda dezvoltată la capitolul 3.

5.4.4. Ridicarea deformatelor modurilor de vibrație la mașina de frezat universal pentru sculărie FUS 32. Cercetările experimentale pun în evidență câte două frecvențe proprii (critice) pentru fiecare din cele trei direcții ale axelor de coordonate a mașinii. Aceste frecvențe proprii aparțin unor moduri de vibrații distincte, fiecare corespunzînd unui grad de libertate a sistemului tehnologic elastic, ceea ce constituie manifestarea unor puncte slabe privind comportarea dinamică a mașinii-unelte.

Într-un studiu în evidență aceste puncte slabe s-a ridicat deformată pentru fiecare mod de vibrație.

Lanțul de măsură este prezentat în fig.5.64

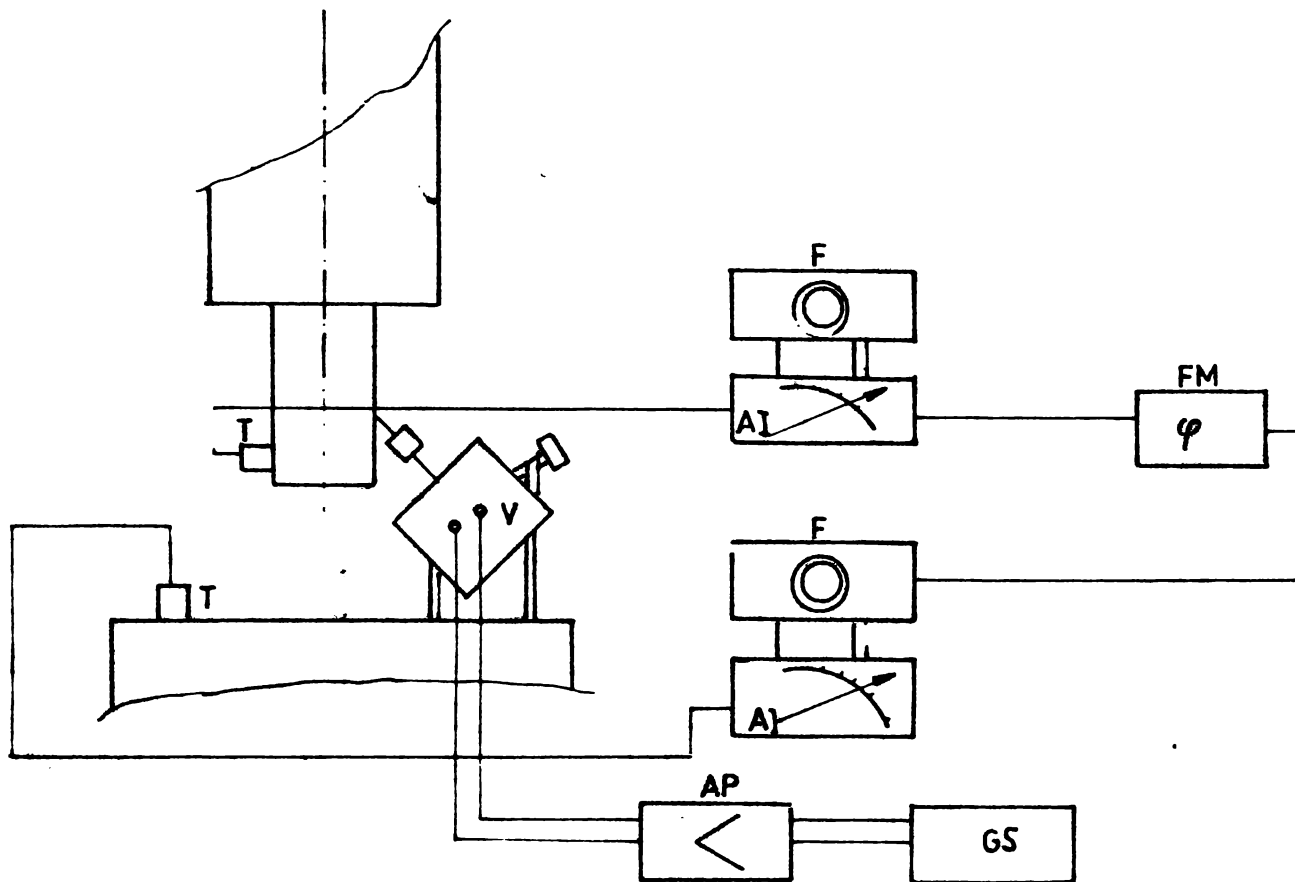


Fig.5.64

Excitarea s-a făcut cu vibratorul electrodinamic  $V$ , comandat de la generatorul de semnal  $GS$  prin intermediul amplificatorului de putere  $AP$ . Forța de excitație a fost orientată spațial, fig.5.3, direcție ce caracterizează regimul de lucru cel mai frecvent folosit.

Pentru ridicarea deformatelor s-au folosit două traducătoare piezoelectrice a căror semnal a fost amplificat, filtrat și integrat (filtrele  $F$  și amplificatoarele integratoare  $AI$ ) pentru a se obține amplitudinea vibrațiilor în punctele de măsură a mașinii de frezat. Pentru obținerea defazajului dintre cele două semnale s-a folosit fazmetrul  $FM$ .

Pentru obținerea informațiilor privind poziția relativă a subansamblurilor precum și deformațiile proprii ale principalelor organe care contribuie la schimbarea poziției reciproce scule - piesă, după cele trei direcții, s-au stabilit 24 puncte de



În mod concret ridicarea deformatelor unui mod de vibrație s-a început cu reglarea excitației pe frecvența corespunzătoare modului de vibrație respectiv și reglarea amplitudinii forței de excitație la 6 daN. După verificarea coincidenței de fază între traductorul de măsură și traductorul martor, s-a aplicat traductorul de măsură, în mod succesiv, pe suprafețele punctelor de măsurare stabilite pentru direcția longitudinală x, notându-se pentru fiecare punct de măsură valorile amplitudinii și fazei. La parcurgerea tuturor punctelor de măsură pe direcția longitudinală x s-a repetat verificarea coincidenței de fază a celor două traductoare după care s-a continuat în mod similar cu măsurătorile pentru direcția transversală y și cea verticală z. Atât frecvența de excitație cât și forța s-au menținut constante în tot timpul măsurătorilor.

În acest fel, pentru fiecare mod de vibrație s-au stabilit în punctele de măsurare componentele amplitudinii de răspuns în frecvență a structurii mașinii de frezat după cele trei direcții ale axelor de coordonate. Cercetările s-au efectuat pentru două poziții ale mesei una cu masa la mijloc și a doua cu masa deplasată la stânga pînă la capăt, în ambele cazuri poziția mesei pe verticală a fost la mijloc.

Deformatele ridicate sînt prezentate în fig. 5.65-5.70.

## Deformata modului propriu de vibrație

$f_n = 229 \text{ Hz.}$

MASA LA MIJLOC

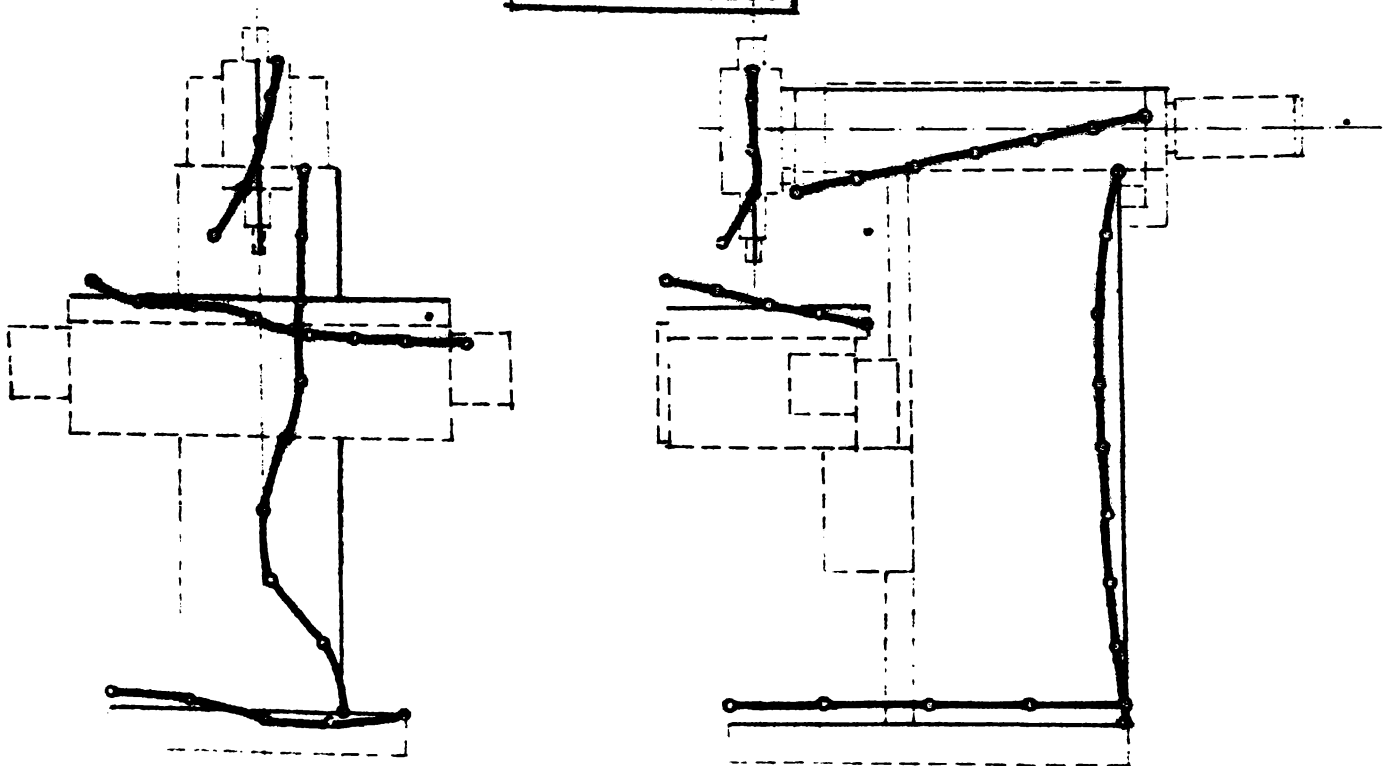


Fig. 5.65

## Deformata

modului propriu de vibrație

$$f_n = 219 \text{ Hz}$$

MASA LA MIJLOC

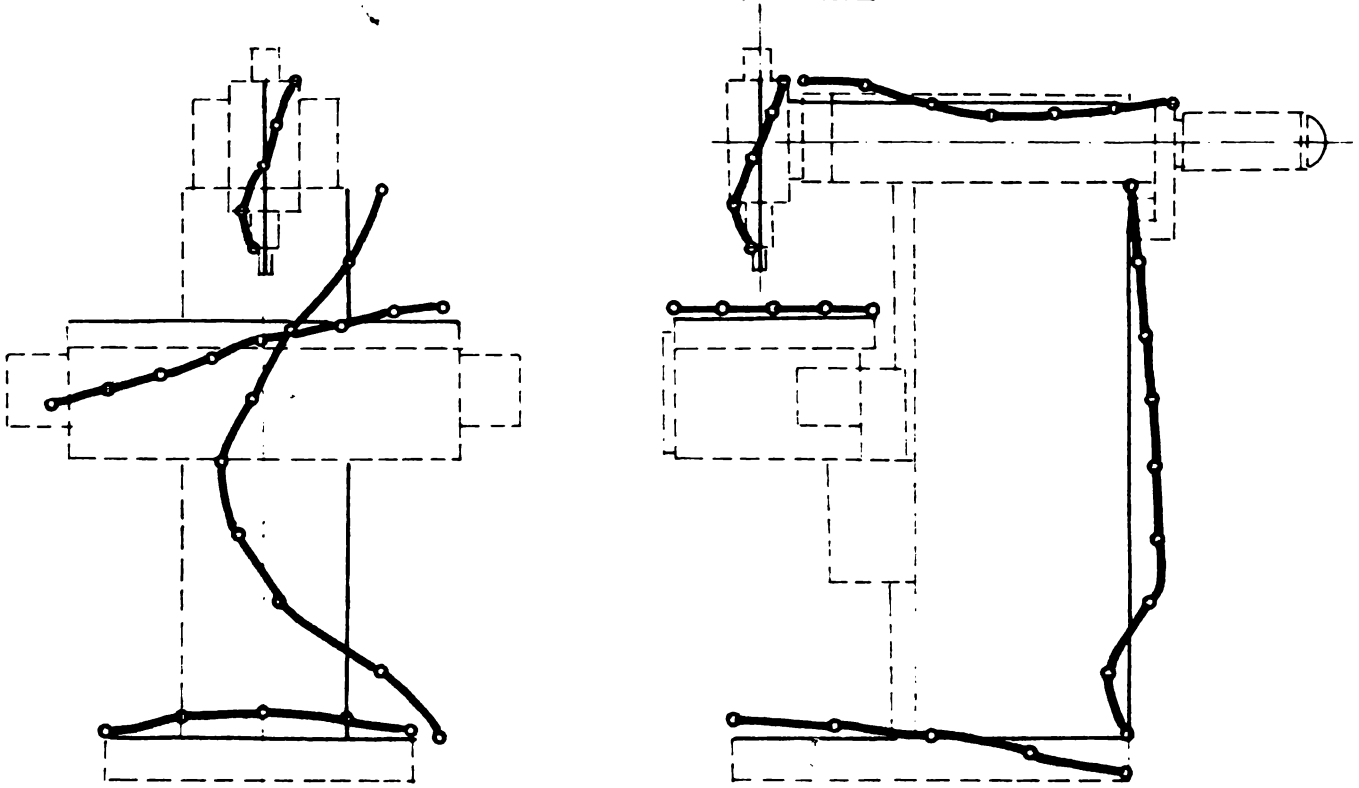


Fig. 5.66

## Deformata

modului propriu de vibrație

$$f_n = 110 \text{ Hz}$$

MASA LA MIJLOC

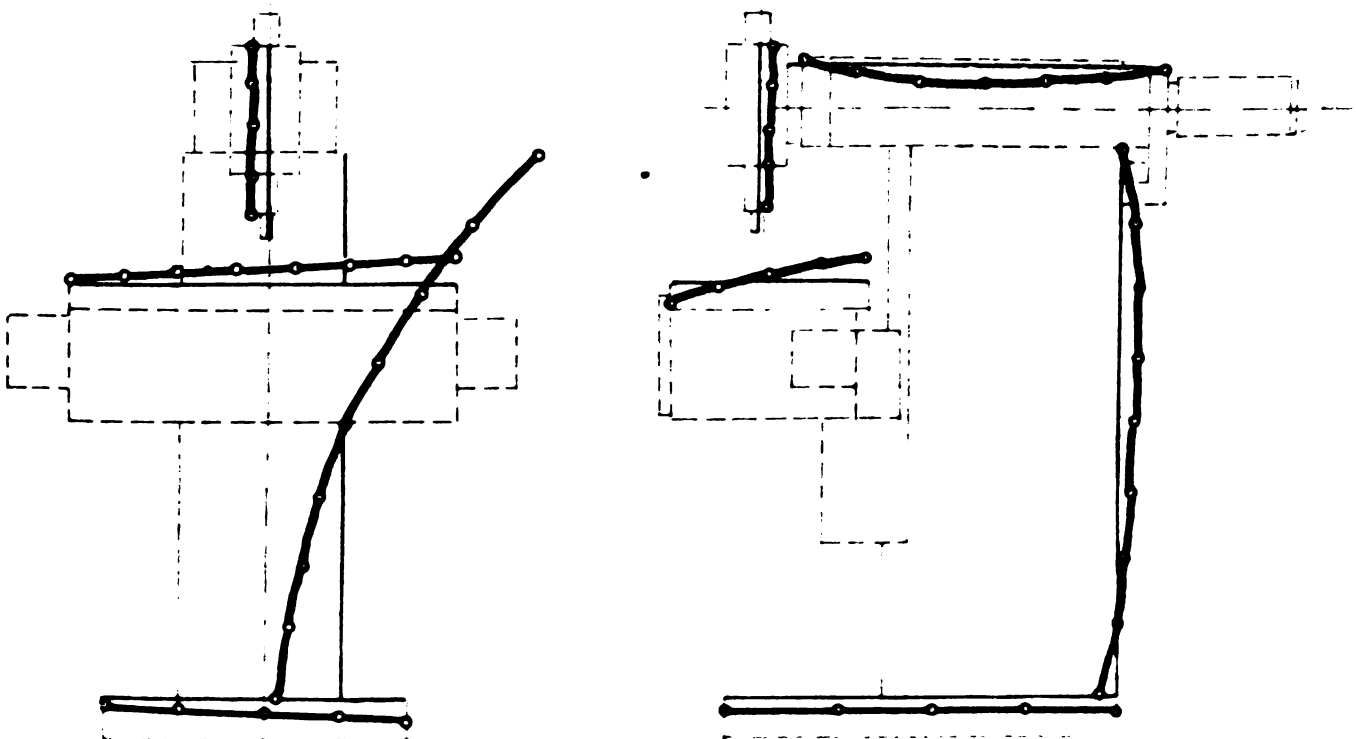


Fig. 5.67

## Deformata

modului propriu de vibrație

$$f_n = 240 \text{ Hz.}$$

MASA LA STINGA

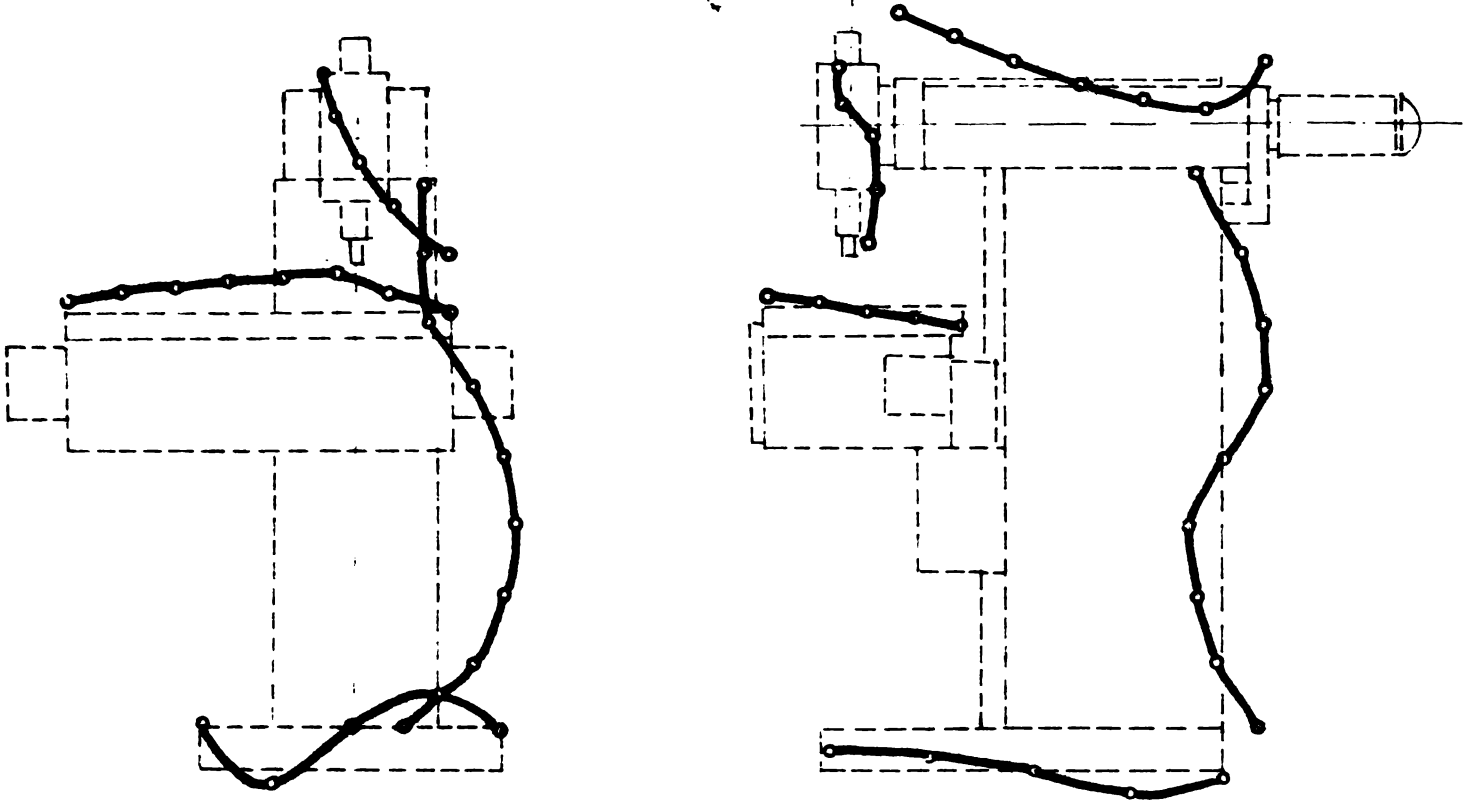


Fig. 5.68

## Deformata

modului propriu de vibrație

$$f = 226 \text{ Hz.}$$

MASA LA STINGA

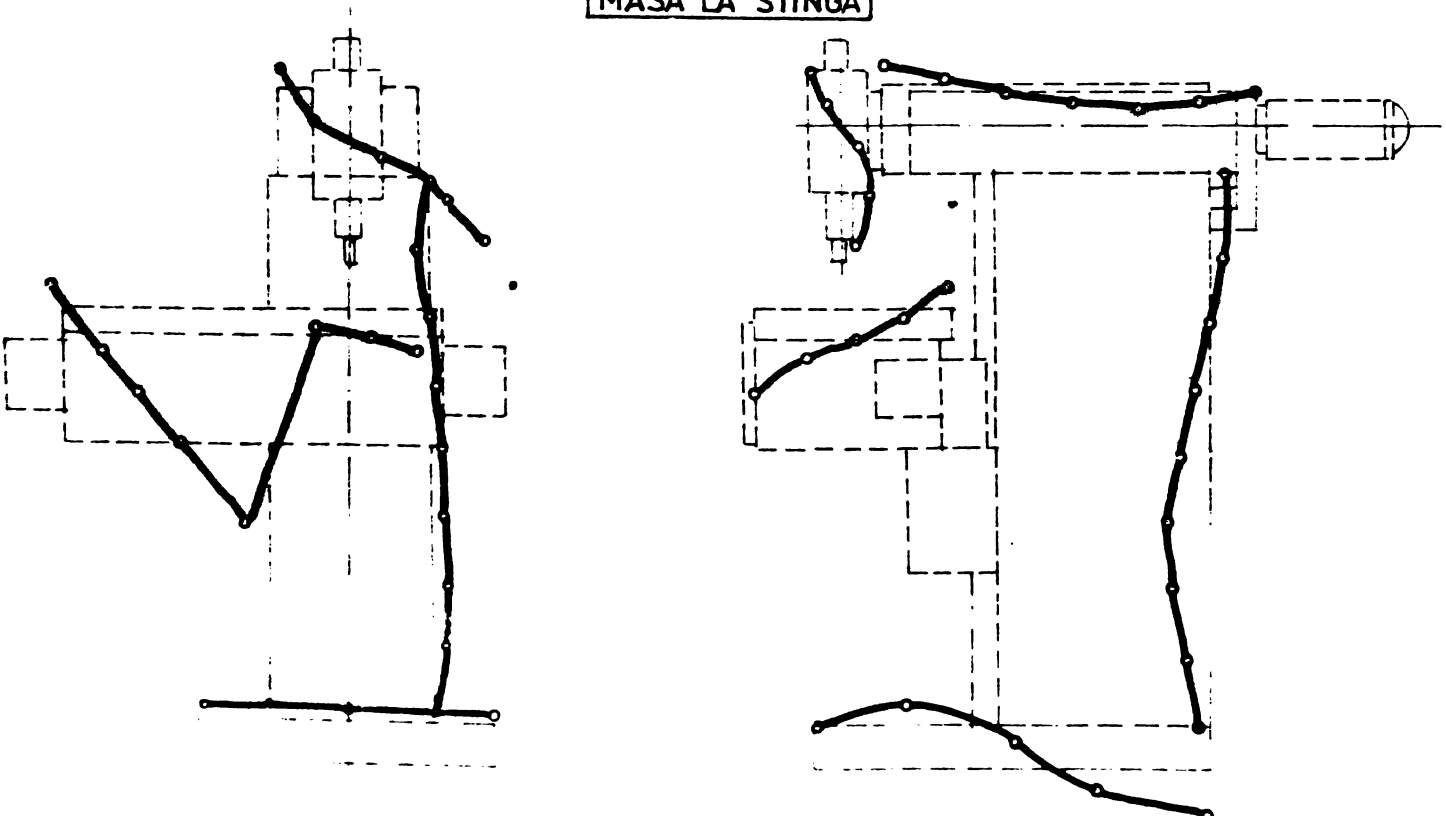


Fig. 5.69

## Deformata

modului propriu de vibrație

$$f_n = 112 \text{ Hz}$$

MASA LA STINGA

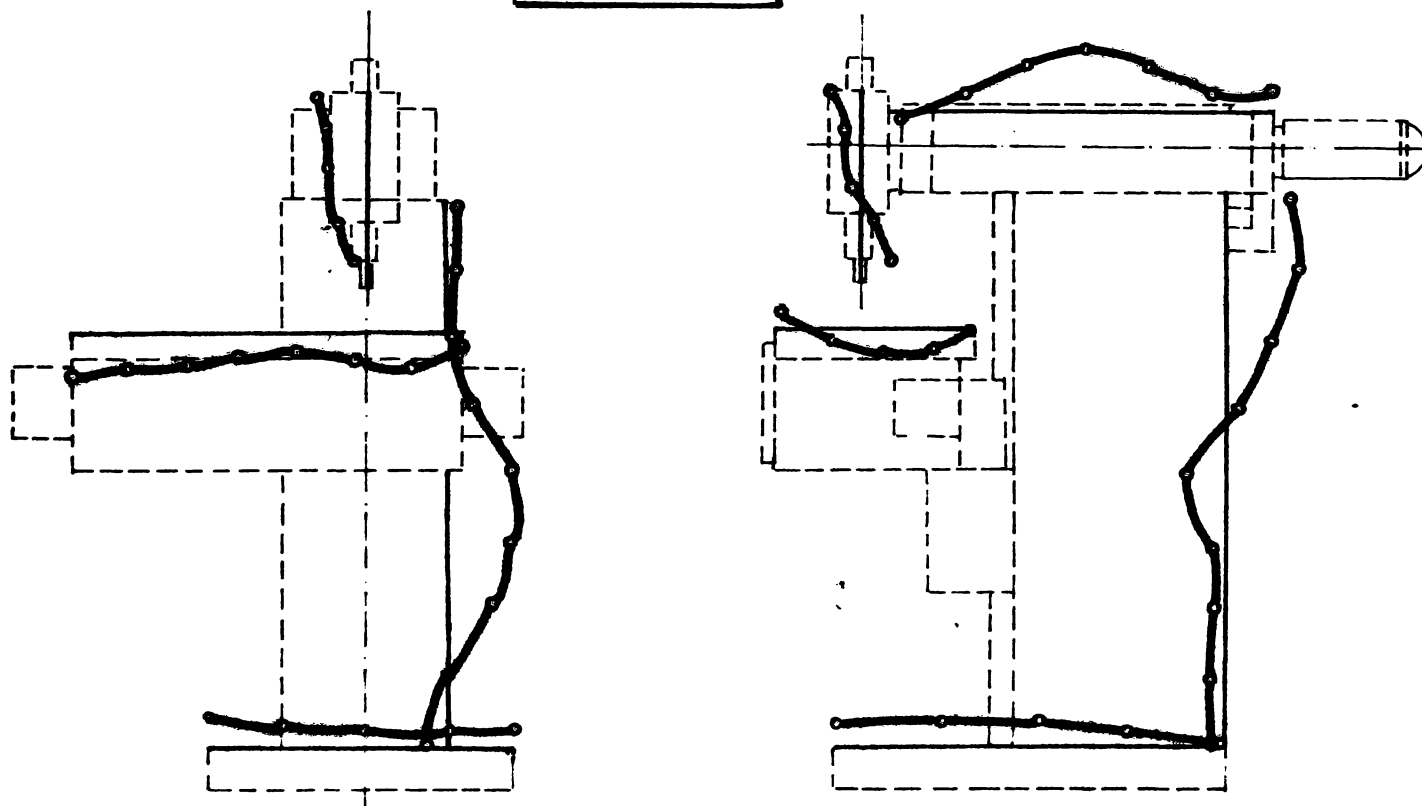


Fig. 5.70

Din analiza deformatelor ridicate, prezentate în figurile de mai sus, rezultă următoarele concluzii:

a) Rigiditate scăzută a colcănei batiului după direcția longitudinală  $x$ .

b) Rigiditate scăzută la fixarea suportului mesei pe șurubul de acționare a avansului pe verticală.

c) Rigiditate mică a fixării în consolă, pe placa de bază, a șurubului de acționare a avansului pe verticală.

d) Senia transversală, fiind în mod pronunțat în consolă, la unele moduri de vibrație prezintă cedări dinamice mari de încovoiere, atât în planul orizontal  $xy$  cât și în planul vertical  $yz$ .

e) Cedare dinamică relativă mare a capului vertical și a fixării dornului de măsură în capul vertical, atât în planul  $xy$ , cât și în planul  $yz$ .

f) Cedările dinamice sînt mai mari, după toate direcțiile, la deformatele ridicate pentru masa deplasată la stînga.

5.5. Răspunsul dinamic al mașinii de frezat FUS 32, la excitarea axului orizontal. Diagrame de stabilitate

Caracteristica statică (Cap.5.1), cercetările prin probe de prelucrare (Cap.5.3), cercetările experimentale privind determinarea răspunsului dinamic al mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32 și deformatele modurilor de vibrație, pun în evidență faptul că rigiditatea cea mai mică a acestor mașini este după direcția longitudinală x.

În aceste condiții, pentru aprecierea comportării la vibrații a mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32 se impune metoda M.M.Sadek, S.M.Tobias [100,101], prin excitarea axului orizontal al mașinii. Această metodă a fost utilizată cu bune rezultate la mașinile universale de frezat și la mașinile orizontale de frezat [101]. Potrivit acestei metode excitația structurii se realizează relativ, între dornul de măsură fixat pe axul orizontal și masă, după două direcții formînd un unghi de  $90^\circ$  între ele (fig.1.8) înregistrînd cele două răspunsuri directe și un răspuns în cruce. Metoda simulează frezarea cilindrică cu dinți drepți ce solicită la maxim structura mașinii de frezat după direcția longitudinală x.

5.5.1. Studiul variației unghiurilor de așchiere la frezarea cilindrică cu dinți drepți. Pentru a studia comportarea dinamică a unei mașini de frezat la solicitările din procesul de așchiere cu freză cilindrică cu dinți drepți trebuie să cunoaștem direcțiile rezultantei  $\bar{F}$  a forțelor de așchiere în raport cu normala  $\bar{N}$  la suprafața de așchiere, precum și față de normala la direcția de avans. Se studiază variația acestor direcții în două situații de frezare: frezarea contra avansului și frezarea în sensul avansului.

a) Frezarea contra avansului. După cum rezultă din figura 5.71, pentru determinarea direcției rezultantei forțelor de așchiere  $\bar{F}$  și a normalei  $\bar{N}$ , la suprafața de așchiere, trebuie cunoscut:

- unghiul  $\theta$  între normala la suprafața de așchiere și normala la direcția de avans;

- unghiul  $\psi$  între normala la suprafața de așchiere și rezultanta forțelor de așchiere.

Valoarea unghiului de contact  $\varphi$  rezultă din relația:

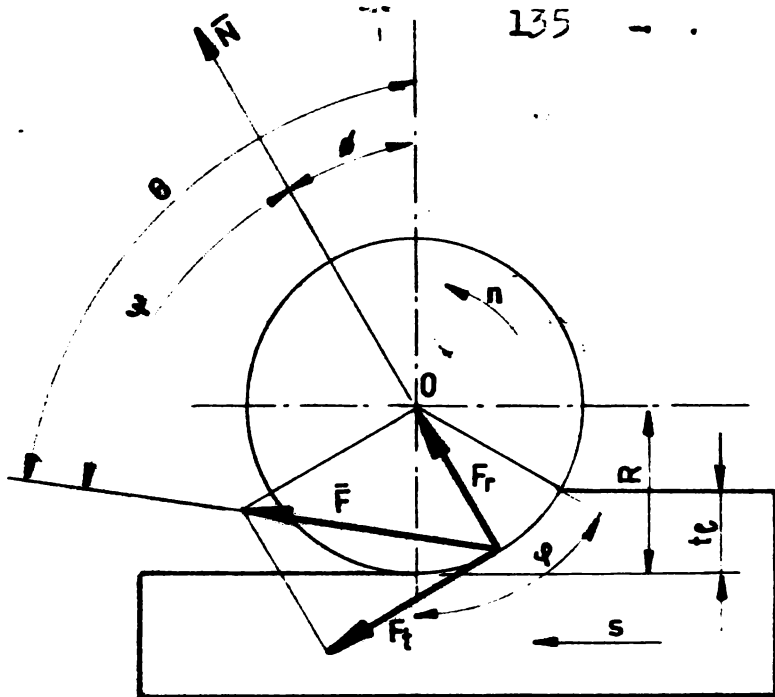


Fig.5.71

toarea unghiului arcului de contact  $\varphi/2$ , ceea ce corespunde cu unghiul  $\varnothing$ . Astfel se poate scrie

$$\sin \varnothing = \sin \frac{\varphi}{2} = \sqrt{\frac{1 - \cos \varphi}{2}} = \sqrt{\frac{t_c}{2R}} \quad (5.20)$$

După cum rezultă din relația (5.20), pentru aceeași sculă direcția normalei la suprafața de contact este variabilă în funcție de adâncimea de așchiere. În tabelul 5.2 se prezintă variația unghiului  $\varnothing$  în funcție de raportul  $t_c/R$ .

Tabelul 5.2

$t_c/R$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\varnothing^\circ$	13	18,4	22,8	26,6	30

Între componenta tangențială și componenta radială a forței de așchiere există legătura

$$F_r = (0,3 \dots 0,5) F_t \quad (5.21)$$

unde coeficienții (0,3 ... 0,5) depind de calitatea materialului prelucrat și de geometria sculei.

Din relația (5.21) se determină valoarea unghiului  $\Psi$  dintre direcția rezultantei  $\bar{F}$  și direcția normalei  $\bar{N}$  la suprafața de contact

$$\cos \Psi = \frac{(0,3 \dots 0,5) F_t}{F_t \sqrt{1 + (0,3 \dots 0,5)^2}} = \frac{0,3 \dots 0,5}{\sqrt{1 + (0,3 \dots 0,5)^2}} \quad (5.22)$$

Din relația (5.22) rezultă unghiul  $\Psi$  la prelucrarea aceluiași material cu aceeași sculă indiferent de adâncimea de așchiere. Unghiul  $\Psi$  variază între  $73^\circ$  și  $64^\circ$ , scade cu creșterea raportului dintre forța radială și forța tangențială.

După cum rezultă din fig.5.72, unghiul  $\theta$  dintre rezultanta forțelor de așchiere și normala la direcția de avans este egal cu suma unghiurilor  $\psi$  și  $\phi$ . În condițiile prelucrării aceleiași material cu aceeași sculă unghiul  $\theta$  variază cu adâncimea de așchiere, datorită variației unghiului  $\phi$ .

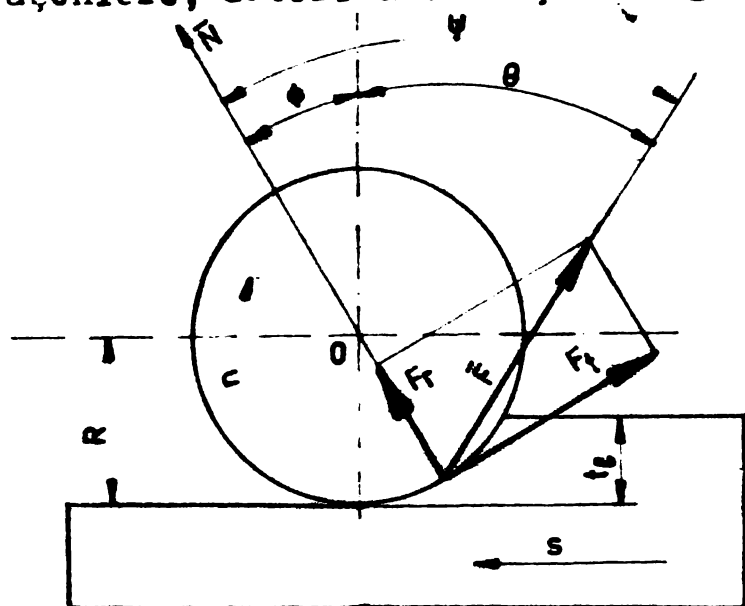


Fig.5.72

Unghiul  $\theta$  dintre rezultanta forțelor de așchiere și normala la direcția de avans după cum rezultă din fig.5.72, este dat de

$$\theta = \psi - \phi \quad (5.23)$$

De asemenea unghiul  $\theta$  variază cu adâncimea de așchiere, precum și cu geometria sculei și calitatea materialului de prelucrat.

5.5.2. Stendul de încercare și lanțul de măsură. După cum rezultă din fotografia prezentată în fig.5.73 excitarea structurii s-a realizat cu excitatorul electromagnetic. Forțele de excitație fiind cuprins în planul vertical  $xoz$  și orientate la  $45^\circ$  față de axa verticală a frezei.

În figura 5.74 se prezintă schema bloc de măsură. Alimentarea bobinelor de curent alternativ s-a realizat de la un alternator antrenat de un motor electric prevăzut cu un variator de turație. Bobinele de curent continuu s-au alimentat de la o sursă stabilizată de tensiune. Pentru efectuarea încercării cei doi electromagneți ai excitatorului au fost alimentați succesiv în domeniul de frecvențe de la 20 Hz la 450 Hz. Semnalele de la traductorii de forță și deplasare au fost amplificate, înregistrate și prelucrate potrivit celor descrise la Cap. 5.1.



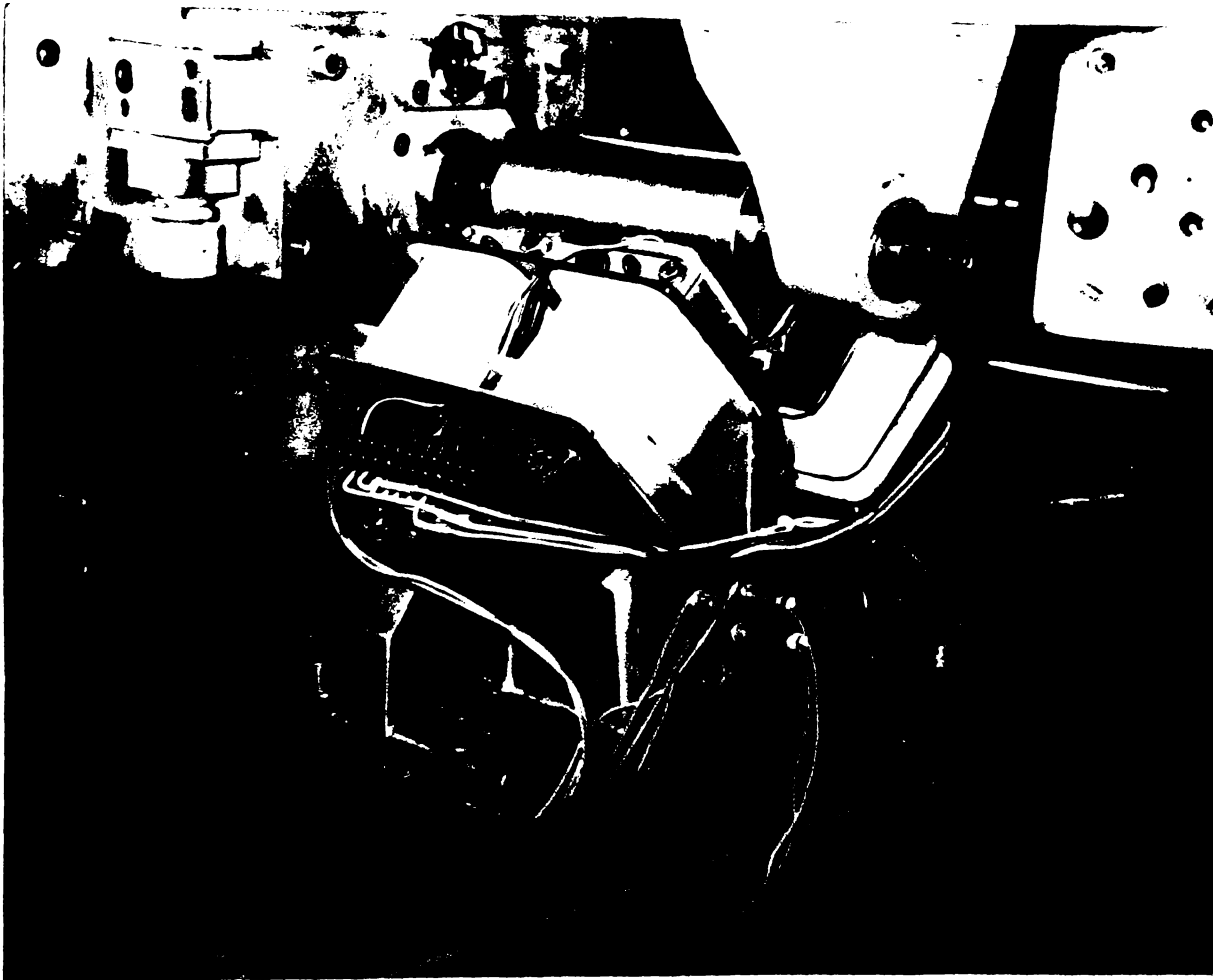


Fig. 5.75

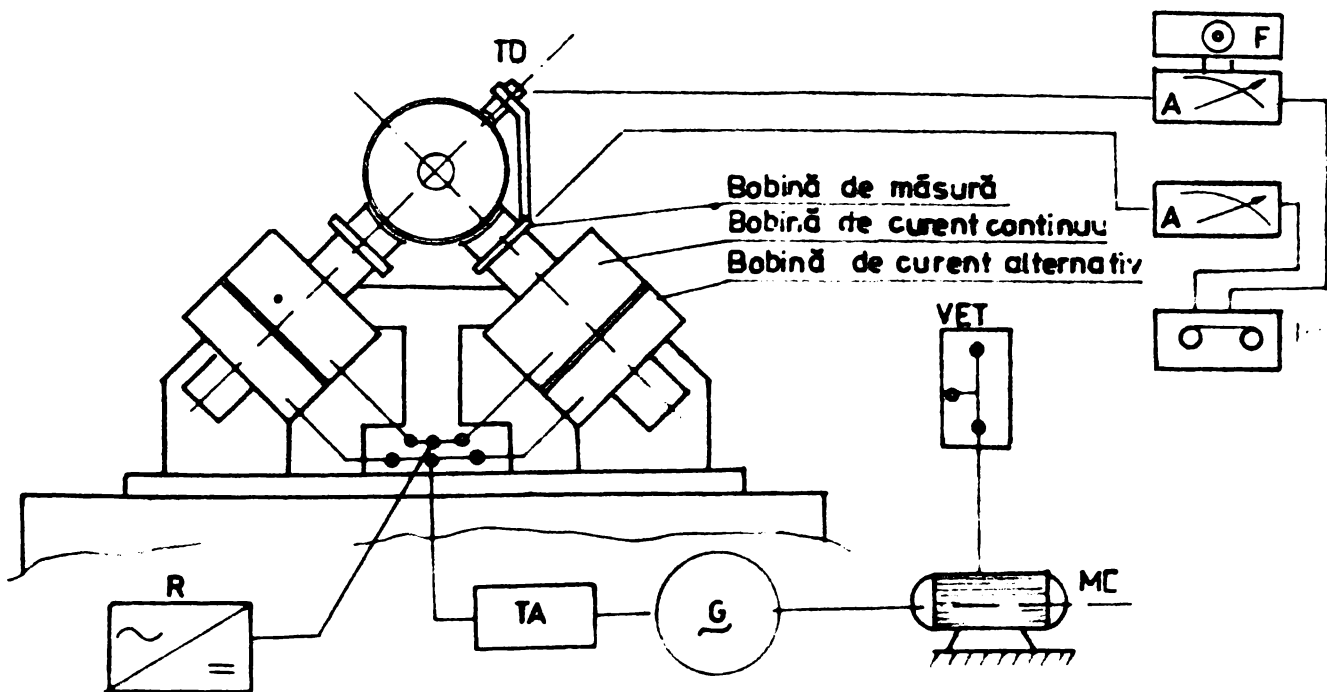


Fig. 5.76

Rezultatele cercetării sînt materializate în diagramele polare a celor două răspunsuri directe prezentate în fig.5.75 și fig.5.76 și diagrama polară a răspunsului în cruce prezentată în fig.5.77.

## Răspuns direct

1-1

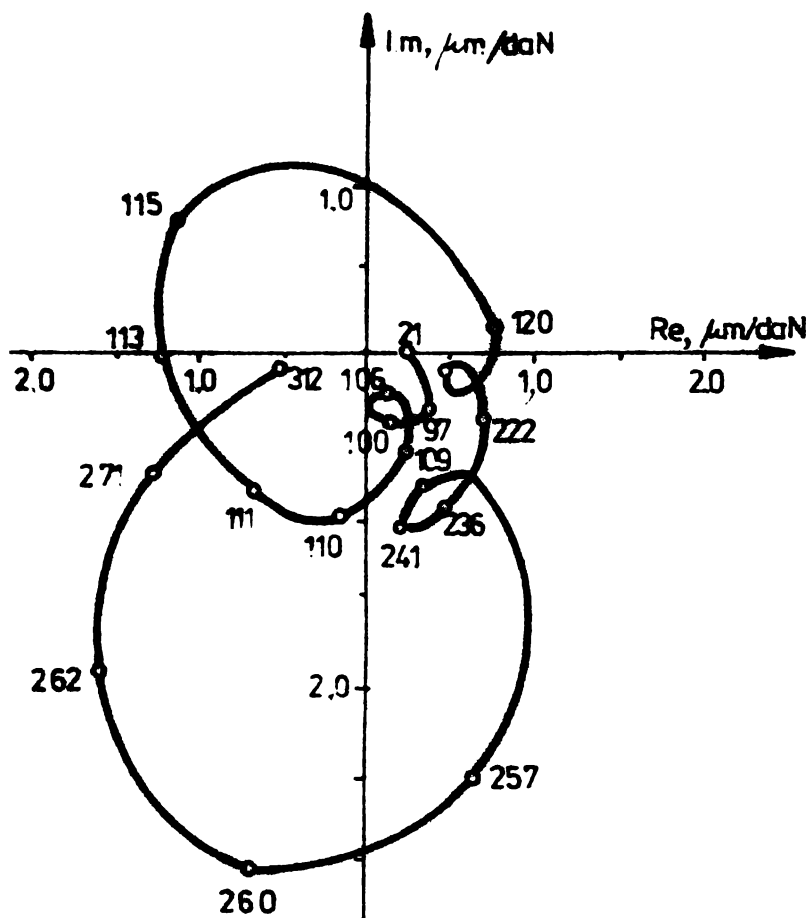


Fig. 5.75

2-2

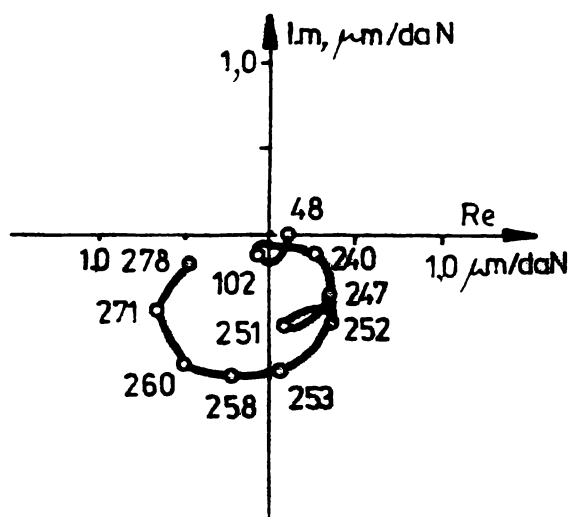


Fig. 5.76

## Răspuns în cruce

1-2

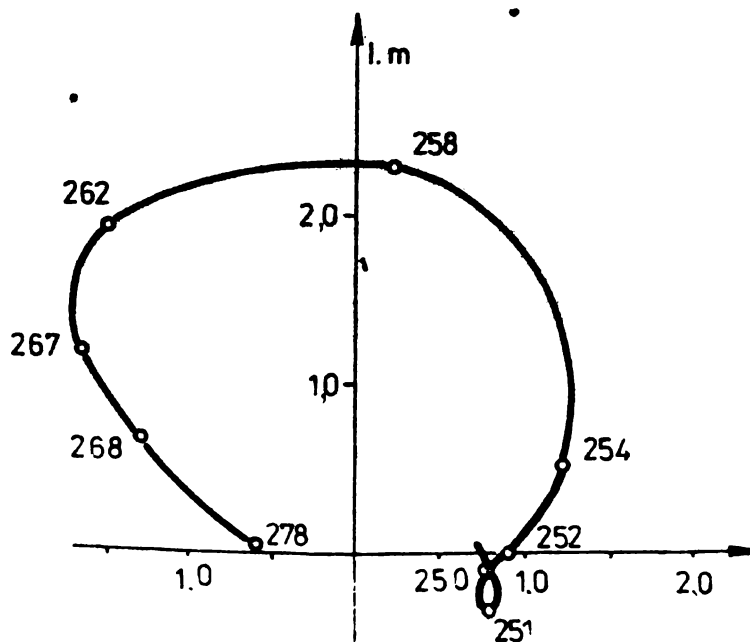


Fig. 5.77

5.5.3. Criterii de apreciere a stabilității dinamice a mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32. În dinamica mașinilor-unelte, la studiile efectuate prin cercetări experimentale, aprecierea stabilității la vibrații are la bază criteriul de stabilitate Nyquist, descris în cap.1.3. Pe baza acestui criteriu, aprecierea stabilității dinamice a mașinilor-unelte se prezintă sub forma diagramelor de stabilitate.

Pentru construirea diagramelor de stabilitate se consideră că principala cauză a apariției autovibrațiilor (trepidațiilor)

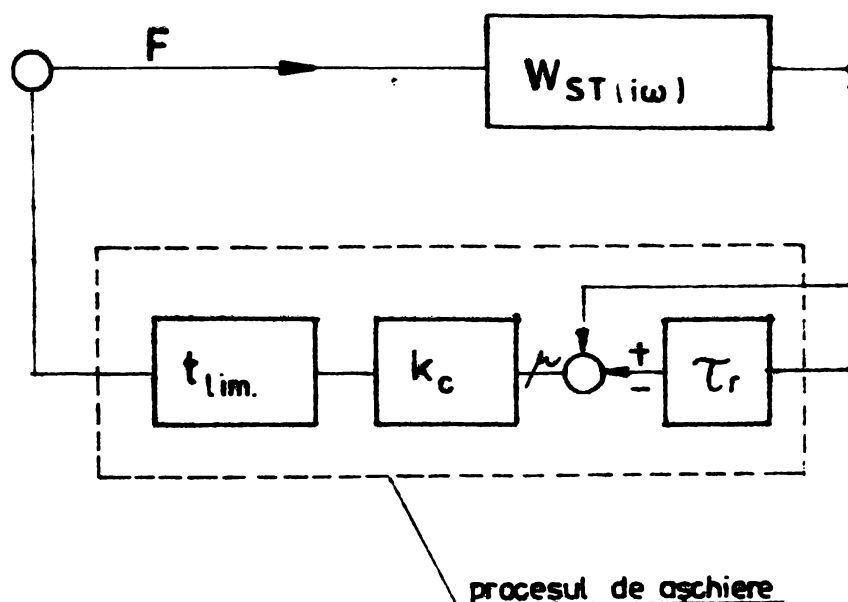


Fig.5.78

dinamică relativă a mașinii  $W_{ST}(i\omega)$  constituie bucla inițială iar procesul de așchiere bucla de reacție inversă.

5.5.3.1. Diagrama de stabilitate reprezentând variația coeficientului de merit c.o.m. Aceste diagrame de stabilitate au în ordonată coeficientul de merit al mașinii-unelte c.o.m. și în abscisă raportul dintre adâncimea de așchiere și raza frezei (sculei)

După cum rezultă din relația (1.3) coeficientul c.o.m. este calculat în funcție de partea reală negativă maximă a diagramei polare orientate, respectiv orientate, care este invers proporțională cu lățimea maximă de așchiere, relația (1.11).

Diagrama polara orientată se determină din cele trei diagrame polare, două directe și una în oruce, determinate experimental și prezentate în fig.5.75, fig.5.76 și fig.5.77. Pentru determinarea diagramei polare orientată se folosește relația (1.10), în care apar unghiurile:  $\theta - \phi$  și  $\theta + \phi$ . Din studiul efectuat la cap. 5.5.1, valoarea acestor unghiuri rezultă din următoarele relații:

- la frezarea contra avansului

$$\theta - \phi = \psi \quad \text{și} \quad \theta + \phi = \psi + 2\phi$$

- la frezarea în sensul avansului

$$\theta - \phi = \psi - 2\phi \text{ și } \theta + \phi = \psi \quad (5.25)$$

Pentru 4 valori ale unghiului  $\psi$  și cinci valori ale raportului dintre adâncimea de așchiere și raza soulei, variația corespunzătoare a unghiurilor rezultate din relațiile (5.24) și (5.25) este dată în tabelul 5.3.

Tabelul 5.3

Nr. crt	Frezare contra avansului					Frezare în sensul avansului					$\theta + \phi$	
	$\theta - \phi$	$\theta + \phi$				$\theta - \phi$						
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	
1.	64	90	100,8	109,6	117,2	124	38	27,2	18,4	10,8	4,0	64
2.	67	93	103,8	112,6	120,2	127	41	30,2	21,4	13,8	7,0	67
3.	70	96	106,8	115,6	123,2	130	44	33,2	24,4	16,8	10,0	70
4.	73	99	109,8	118,6	126,2	133	47	36,2	27,4	19,8	13,0	73

Pentru cele 20 variante la frezarea contra avansului și 20 variante la frezarea în sensul avansului se calculează în baza relației (1.10) toate valorile diagramei polare orientate cu ajutorul programului pe calculator.

Programul pe calculator, stabilește mărimea componentei reale negative maxime  $X_0$  și calculează coeficientul de merit al mașinii-unelte folosind relația (1.3). De asemenea se evidențiază, dacă este cazul, variantele la care diagrama polară orientată intersectează semiaxa reală negativă la  $-1$  (limita domeniului de stabilitate) sau o valoare mai mică decât  $-1$  (domeniul instabil).

Cu datele listate pe calculator, pentru cercetările ex-

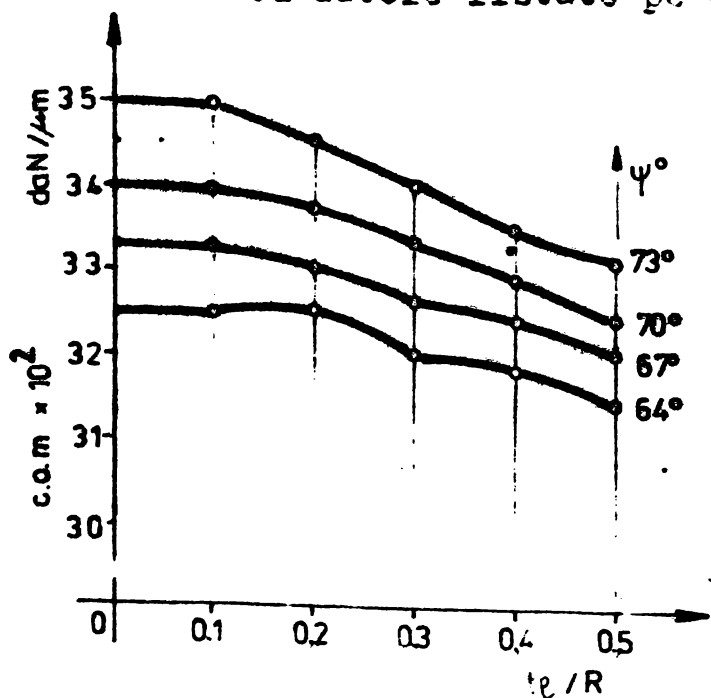


Fig. 5.79

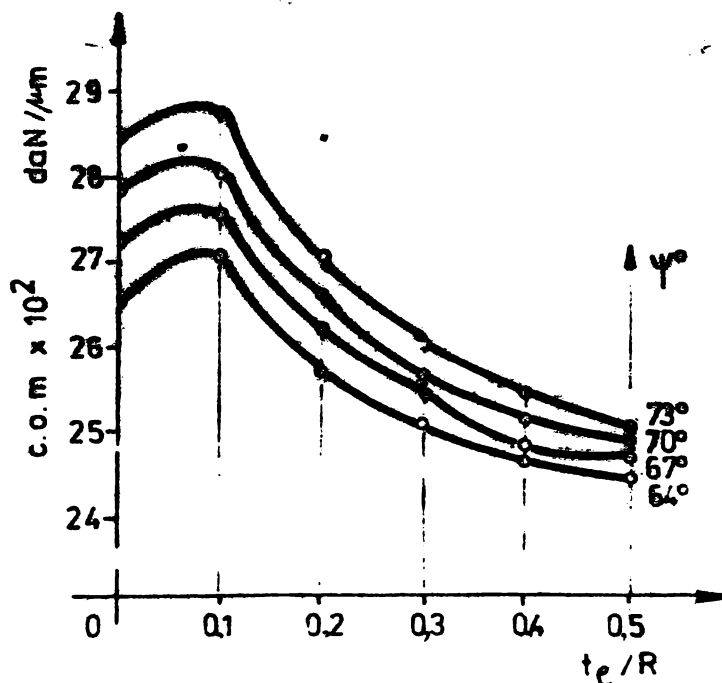


Fig. 5.80

perimentale efectuate la mașina de frezat FUS 32 concretizate în diagramele polare din fig.5.75, fig.5.76 și fig.5.77, s-au trasat diagramele de stabilitate prezentate în fig.5.79, pentru frezarea contra avansului și fig.5.80 pentru frezarea în sensul avansului. De asemenea în baza datelor listat pe calculator se pot trasa diagramele polare orientate, pentru toate variantele.

5.5.3.2. Diagrama de stabilitate reprezentând lățimea limită de așchiere în funcție de turația frazei.

Cunoscând curba locală orientată a răspunsului în frecvență  $W_{ST(i\omega)_{N-F}}$  se pot determina aceste diagrame de stabilitate folosind metoda dezvoltată de G.Sweeney și S.A.Tombiaș [11b, 123, 124] potrivit căreia lățimea limită de așchiere la procesele frecvențiale orientate se calculează cu relația (1.5). De asemenea s-a stabilit și relația dintre turația frezei și frecvență. Astfel, se pot trasa pentru toate variantele, diagrame de stabilitate de forma celor prezentate în fig.5.44 și fig.5.45.

Această metodă, implică folosirea coeficientului dinamic al forței de așchiere  $k_c$  a cărui determinare cu suficientă precizie nu este încă perfect elucidată.

Pentru aprecierea comportării dinamice a mașinilor-unelte, se recomandă diagramele de stabilitate de forma celor din fig.5.79 și 5.80, fiind eliminate neajunsurile privind cunoașterea insuficientă a coeficientului  $k_c$ .

5.3.4. Metodă de recepție pentru mașinile de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32 pe baza comportării dinamice. Introducerea unei metode de recepție a mașinilor-unelte în funcție de comportarea dinamică a acestora este o necesitate obiectivă impusă de nivelul actual de dezvoltare a tehnicii și de cerințele actualului cincinal al calității și eficienței maxime. Deoarece, spre deosebire de metodele de testare prin probe de prelucrare cele bazate pe analiza caracteristicilor frecvențiale nu sînt influențate de parametrii procesului de așchiere, permit o apreciere mai precisă a comportării dinamice a mașinilor-unelte.

Tinînd seama de rezultatele cercetărilor efectuate privind comportarea dinamică a mașinilor de frezat FUS 25 - FUS 32 propun ca recepția să se facă pe baza răspunsului dinamic al mașinii la excitarea axului orizontal. Criteriul de apreciere a calității dinamice a mașinii-unelte să fie coeficientul de merit c.o.m. trasat pentru cele 20 de variante prin diagrame de stabilitate de forma celor prezentate în fig.5.79 și fig.5.80.

Metoda de recepție propusă constă în următoarele:

a) Pentru determinarea răspunsului dinamic se va utiliza standul de probă și lanțul de măsură prezentat în fig.5.74 care asigură:

- efectuarea cercetării cu arborele principal în mișcare de rotație;
- transmiterea forțelor arborelui fără contact mecanic;
- preluarea jocurilor organelor mobile ale structurii prin alimentarea bobinelor de curent continuu ale excitatorului și realizarea forței statice.

b) Incercarea se va efectua în următoarele condiții:

- mașina va funcționa câteva ore înainte de încercare pînă va ajunge la regimul de temperatură corespunzător procesului de așchiere;

- turația axului principal va fi 50 rot/min;
- masa mașinii va fi în poziția de mijloc, atât pe verticală cît și pe orizontală;

- forțele și vibrația se măsoară relativ între dornul de măsură fixat pe arborele principal și masa mașinii.

c) Pentru determinarea diagramelor polare a celor două răspunsuri directe și a răspunsului în cruce se va utiliza programul pe calculator elaborat.

d) Pentru determinare diagramele polare orientate a celor 20 + 20 variante și calcularea coeficientului c.o.m. se folosește programul corespunzător pe calculator elaborat în acest scop. Cu rezultatele listate se vor trasa cele două diagrame de forma celor prezentate în fig.5.79 și 5.80.

Pe baza acestor diagrame se apreciază calitatea dinamică a mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32. Însoțirea mașinii cu aceste diagrame ar da posibilitatea beneficiarului să asigure exploatarea mașinii-unelte cu maximum de eficiență.

## 6. CONCLUZII GENERALE

Aceste concluzii urmăresc nominalizarea unor valorificări ale cercetării, precum și punerea în evidență a unor contribuții originale la efectuarea cercetărilor teoretice și experimentale privind studiul și analiza fenomenelor dinamice la mașinile de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32. Cercetările experimentale au fost efectuate la: Catedra de mecanică și rezistența materialelor de la Facultatea de mecanică Timișoara, Intreprinderea de mașini-unelte "Infrățirea" Oradea și Institutul de învățămînt superior Oradea. În urma cercetărilor efectuate se desprind următoarele



concluzii:

1. Din studiul detaliat al unui bogat material bibliografic rezultă că la nivelul actual al cercetărilor teoretice privind comportarea dinamică a mașinilor-unelte în procesul de aşchiere se folosesc modele dinamice simplificate și sînt luați în considerare separat sau numai un număr redus de factori din cei care influențează fenomenele dinamice la mașinile-unelte. Pentru a obține o caracterizare mai completă a comportării dinamice a mașinilor-unelte în procesul de prelucrare prin aşchiere, în capitolul trei s-a dezvoltat o metodă privind studiul dinamicii mașinilor-unelte care ține seama de majoritatea factorilor de influență a fenomenelor dinamice, evidențiați pe cale experimentală. Concluziile privind această metodă, precum și aplicarea ei la studiul fenomenelor dinamice la mașinile-unelte sînt cuprinse în capitolul 3.4.

Se poate afirma cu toată convingerea că metoda dezvoltată prezintă un salt calitativ în studiul teoretic al fenomenelor dinamice la mașinile-unelte, fără a avea pretenția că s-a elucidat toată problematica acestor fenomene atît de complexe.

2. La efectuarea cercetărilor experimentale am întîmpinat greutăți în procurarea unor excitatori corespunzători. Pentru învingerea acestui neajuns s-au conceput și realizat excitatori corespunzători testării experimentale a comportării dinamice a mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32, anume:

2.a. S-a proiectat și realizat în premieră pe țară, la catedra de mecanică și rezistența materialelor de la Facultatea de mecanică Timișoara, în colaborare cu catedra de mecanică de la Institutul de învățămînt superior Oradea, un pulsator hidraulic cu mecanism de distribuție rotativ fig.4.1, fig.4.2. Acest pulsator are performanțe superioare celor realizate pînă în prezent, fiind eliminate neajunsurile semnalate la excitatorii hidraulici de construcție clasică. Pulsatorul hidraulic realizat îndeplinește toate condițiile ce se impun, mai puțin posibilitatea menținerii constante a valorii de amplitudine a forței dinamice la frecvențe de peste 250 Hz. Pulsatorul este simplu, ușor de realizat, implică un număr redus de aparate de măsură, realizează o gamă largă de forțe statice și dinamice și poate fi folosit la orice tip de mașină-unelte.

2.b. S-a proiectat și realizat în premieră pe țară, la catedra de mecanică de la Institutul de învățămînt superior Oradea, un excitator electromagnetic, fig.4.6 și fig.4.7. Superioritatea acestui excitator electromagnetic față de pulsatorul hidraulic constă în faptul că transmite o forță de excitație de mare



fără contact, cu arborele principal al mașinii-unelte în mișcare de rotație ceea ce permite evidențierea unor neajunsuri din lanțul cinematic de antrenare a arborelui principal. De asemenea, la excitatorul electromagnetic realizat se poate menține constantă valoarea de amplitudine a forței dinamice de așchiere pînă la 600 Hz, domeniu de frecvență recomandat pentru testarea comportării dinamice al mașinilor-unelte. Excitatorul electromagnetic, fig 4.6, mai prezintă următoarele avantaje:

- alimentare sigură și ușoară;
- siguranță în funcționare;
- fiabilitate mare;
- domeniu larg de utilizare;
- fidelitatea măsurărilor, fără pericol de distorsiune.

În prezent, după același proiect, se execută un excitator electromagnetic la Întreprinderea de mașini-unelte „Infrățirea” Oradea.

3. Caracteristica statică a mașinilor de frezat FUS 25 - FUS 32, fig.5.5, stabilită pe cale experimentală, evidențiază o bună rigiditate a acestor mașini de frezat, precum și faptul că ele prezintă cea mai mică rigiditate după direcția longitudinală x. În cap.5.1 se precizează metodologia folosită pentru această cercetare, precum și dispozitivele executate în vederea realizării cercetării în cele mai bune condiții, pentru asigurarea unei precizii corespunzătoare.

4. Cercetările experimentale la mersul în gol (cap.5.2), la deplasarea mesei pe verticală, au scos în evidență o zonă de 8-10 mm cu vibrații mari, la 78 mm de la poziția inferioară a mesei. Din analiza făcută a rezultat concluzia că apariția acestui fenomen este legată de rigiditatea slabă a suportului de fixare a mesei în consolă. Astfel, s-a proiectat și realizat o nouă variantă pentru suportul mesei, anexa nr.10, fiind înlocuit rulmentul radial inferior cu un rulment axial-radial și mărită distanța între lagăre. Experimentată noua variantă a dat rezultate foarte bune, eliminând complet zona cu vibrații mari și reducînd cu cca 20% vibrațiile pe întreaga lungime a cursei verticale a mesei, pentru toată gama de turații. Astfel, începînd cu trim.IV.1979 (anexa nr.14) se folosește numai această nouă variantă la fabricarea mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32.

Hotărîrile Congresului al XII-lea al P.C.R., prevăd ca în actualul cincinal 70 % din mașinile-unelte fabricate să fie de concepție nouă, modernă cu eficiență economică maximă. În lumina aces-

tor hotărîri la Intreprinderea de mașini-unelte „Infrățirea” Oradea, este prevăzut ca în anul 1982 mașinile de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32 să fie prevăzute cu comandă numerică. Pentru realizarea acestui deziderat s-a proiectat, stabilit tehnologia și realizat în premieră pe țară, șurubul cu role cu pas diferențial prezentat în anexa nr.12, pentru acționarea avansului pe verticală a mașinii de frezat FUS 32.

În ultimii ani, aceste șuruburi cu role cu pas diferențial sînt folosite în străinătate cu foarte bune rezultate la acționările de avansuri ale mașinilor-unelte [39], pentru multiplele avantaje pe care le prezintă, dintre care nominalizăm:

- randament ridicat peste 90 %;
- rigiditate axială ridicată pe ambele sensuri; asigurată prin pretensionare la ansamblul piuliță-contrapiuliță;
- eliminarea reducăției cu curea dințată între motor și șurub;
- eliminarea frînei de blocare;
- ridicarea turațiilor motorului de avans și scăderea cuplului la axul motor, pe seama reducerii pasului filetului și altele.

Costul suplimentar de execuție se acoperă prin:

- reducerea puterii instalate a motorului de acționare a avansurilor, cu 15-20%;
- reducerea consumului de energie electrică;
- reducerea cu pînă la 25 % a costurilor pentru realizarea instalației cu comandă numerică.

Șurubul realizat, anexa nr.12, are pasul 2 mm cu sensul elicei dreapta, cu un singur început, iar piulița are pasul 2 mm cu sensul elicei stînga și cu 5 începuturi. Pasul rezultat este - 2,5 mm. După cum rezultă din anexa nr.14, este acceptat de Intreprinderea de mașini-unelte „Infrățirea” Oradea, urmînd să fie experimentat și introdus în fabricație.

5. Diagramele de stabilitate prezentate în fig.5.2c - 5.42, pun în evidență următoarele:

- rigiditatea cea mai mică a mașinii este după direcția longitudinală x;
- toate domeniile permanent stabile ale adîncimilor limită de așchiere apar la depășirea puterii instalate a motorului de acționare cu peste 15 ÷ 30 %, ceea ce atestă o bună calitate a acestor mașini;
- aranjamentele trei și nouă prezintă cea mai slabă comportare la vibrații a mașinii de frezat FUS 32;

Se consideră că prin completarea cărții tehnice a mașinilor de frezat FUS 25 - FUS 32 cu diagramele prezentate în fig. 5.41 și fig. 5.42 ar face mai competitive aceste mașini atât pe plan intern cât și pe plan internațional, asigurând beneficiarilor posibilitatea alegerii celor mai optime condiții de așchiere, pentru ridicarea nivelului de calitate al suprafețelor prelucrate și exploatarea mașinii cu eficiență maximă.

6. Consumul de putere la mersul în gol prezintă o creștere cu mărirea turației și a vitezei de avans, ceea ce înseamnă o reducere a randamentului mecanic al acționării. Se constată însă că pentru întreaga gamă de turații și viteze de avans utilizate în procesul de prelucrare prin așchiere, randamentul mecanic al acționării este mai mare decât 0,76 ceea ce indică și din acest punct de vedere o bună calitate a mașinilor de frezat FUS 25 - FUS 32.

7. Curbele de rezonanță prezentate în fig. 5.52-5.55 și curbele locale de răspuns în frecvență prezentate în fig. 5.56-5.63, pun în evidență două moduri de vibrații pentru fiecare direcție a axelor de coordonate a celor două mașini de frezat testate. Constantele ce caracterizează fiecare mod de vibrație, prezentate în tabelul 5.1 pun în evidență de asemenea direcția mai slabă după axa longitudinală  $x$  a celor două mașini de frezat. Comparând aceste constante cu date găsite în literatura de specialitate rezultă o bună comportare dinamică a mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32.

8. Ridicarea deformatelor modurilor proprii de vibrație la mașina de frezat FUS 32, prezentate în fig. 5.65 - 5.70, scot în evidență faptul că rigiditatea mai mică a mașinii, după direcția longitudinală  $x$ , se datorează în principal rigidității scăzute a coloanei batiului după această direcție.

Pentru înlăturarea acestui punct slab și îmbunătățirea comportării la vibrații a mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32 s-au prevăzut două nervuri suplimentare 15 x 200 mm pe o lungime de 796 mm, pe cei doi pereți laterali ai batiului în partea de jos, modificare prezentată în anexa nr. 11. Soluția modificată a fost acceptată de către Intreprinderea de mașini unelte „Infrățirea” Oradea, ca soluție definitivă (anexa nr. 14), urmând ca începând cu anul 1981 toate mașinile de frezat noi să fie echipate cu batiul nervurat suplimentar.

Batiul nervurat suplimentar a fost realizat, montat la mașina de frezat universal pentru sculărie FUS 32, experimentat și ro-  
lat în procesul de așchiere.

9. Cercetările experimentale efectuate pe mașina de frezat universal pentru sculărie FUS 32 cu suportul mesei modificat conform desenului din anexa nr.10 și batiul nervurat suplimentar conform desenului din anexa nr.11 sînt în evidență următoarele îmbunătățiri:

a) Caracteristica statică, determinată potrivit metodologiei descrise în cap.5.1, prezentată în fig.6.1, arată o mărire a rigidității după direcția longitudinală  $x$  cu 26,4 %, după celelalte direcții creșterile de rigiditate sînt neînsemnate.

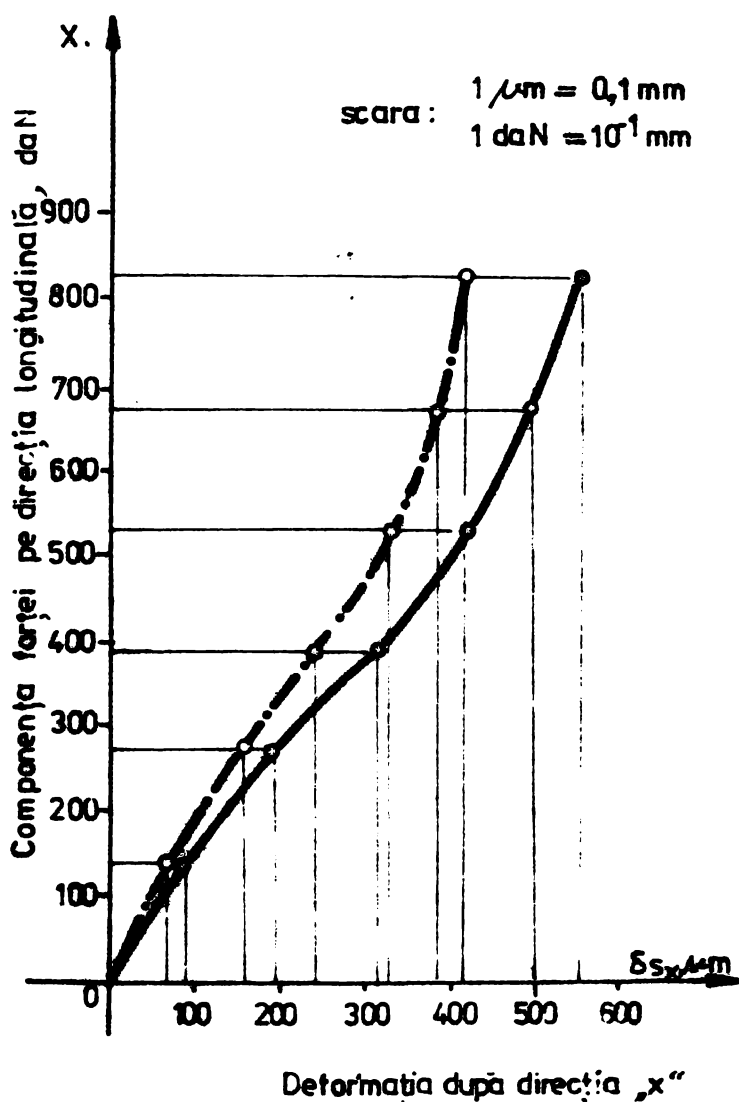


Fig.6.1

În alte direcții există un singur mod propriu de vibrație;

- frecvențele de rezonanță ale modurilor proprii de vibrație sînt mai coborîte la mașina modificată, 171 Hz față de 262 Hz;

- amplitudinile de rezonanță sînt mai mici cu 36,4 %.

c) Comparînd diagramele de stabilitate din figura 5.79 și figura 5.80 cu diagramele de stabilitate ale mașinii de modificat prezentate în anexa nr.13, rezultă un coeficient de îmbunătățire relativă de 30,2%. Potrivit metodologiei date în [21, 100] îmbunătățirea se prezintă în diagrama din figura 6.2 pentru frezarea contra avansului și în figura 6.3 pentru frezarea în sensul avansului.

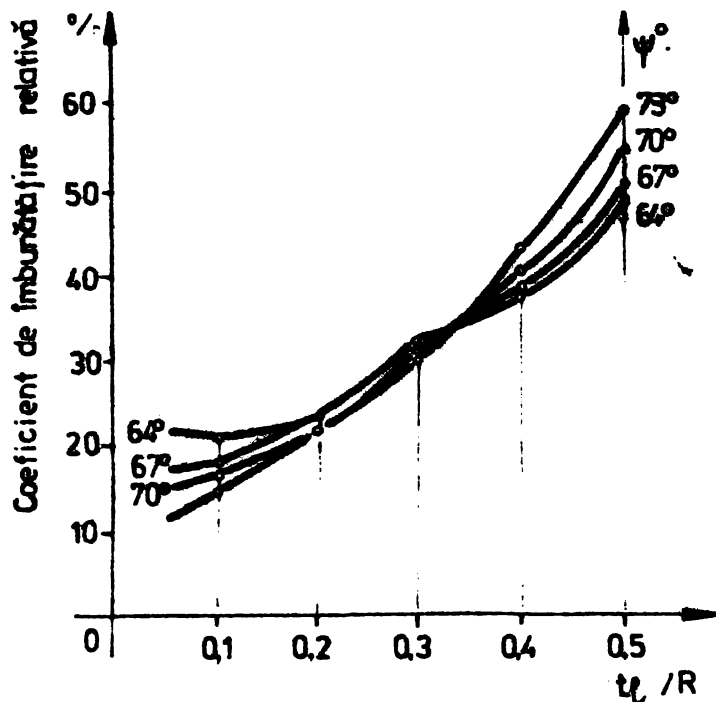


Fig. 6.2.

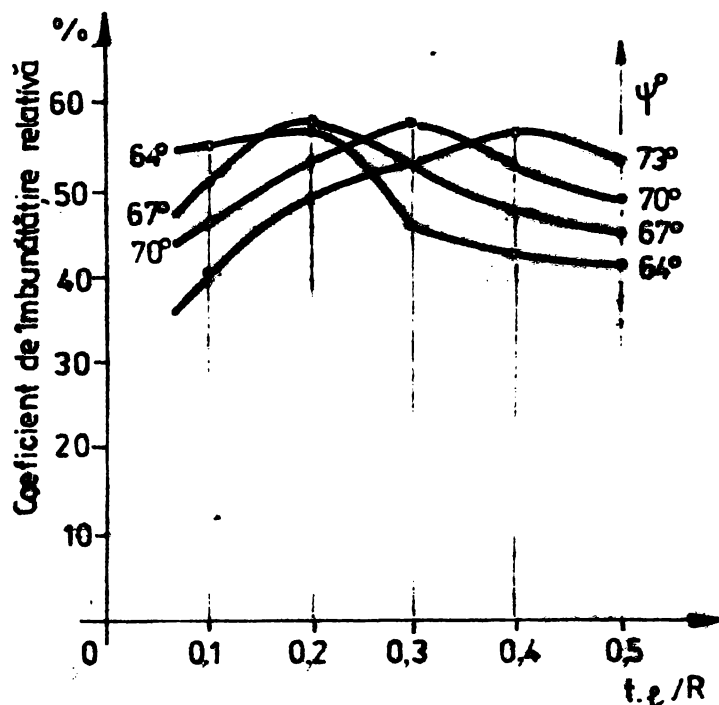


Fig. 6.3

10. După cum rezultă din anexa nr.14, metoda de recepție propusă și experimentată este însușită de întreprinderea de mașini-unelte „Infrățirea” Craiova. Este în curs de realizare standul de încercare și începând cu trim.IV.1981 se va aplica această metodă de recepție la toate mașinile de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32.

Metoda de recepție propusă poate fi extinsă și la alte tipuri de mașini-unelte cu arborele în mișcare de rotație.

Concluziile rezultate în urma încercărilor dinamice vor putea fi folosite atât de cei care utilizează mașina în actuala variantă constructivă (evitarea rezonanțelor) cât și pentru proiectarea unor variante constructive îmbunătățite.

ing. Gavril Roșca

*Gavril Roșca*



## B I B L I O G R A F I E

1. NICOLAE CEAUSESCU: Raport la cel de-al XII-lea Congres al Partidului Comunist Român. București, Ed.politică, 1979.
2. ALBU, A. Studii și cercetări asupra rigidității și vibrațiilor mașinilor-unelte în procesul de așchiere. In: Buletinul științific al Institutului politehnic Cluj-Napoca nr.8, 1965.
3. ARNOLD, R.N. Mechanism of Tool Vibration in Cutting of Steel. In: Proceedings Institutions of Mechanical Engineers, 154, (1964), s.116.
4. ALIASVERG, E.M. O rasceta ustoiciivosti protessa rezania s uchetom predelinovo tselia sistem. In: Stanki i instrument, nr.2, 1973.
5. BARTOS-ELEKES, I., ROSCA, G. Programator pentru măsurarea capacității de cedare dinamică la mașini-unelte. In: Lucrări științifice, seria A, 1978, Institutul de învățământ superior Oradea, pag.63-65.
6. BALAN, G., BUMBARU, S., EPUREANU, A. Studiul vibrațiilor la mașini-unelte utilizând excitația treaptă. In: Lucrările celei de a II-a Conferințe Naționale de vibrații în construcția de mașini, Timișoara, 24-25 noiembrie 1978.
7. BECKENBAUER, K. Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen durch den Einsatz aktiver Dämpfer. In: Industrie-Anzeiger 91/1969/nr.95.
8. BEILIN, P.L., LEVIN, R.A. Rascet sistem stabilizații silovogo parametra protessa rezania. In: Stanki i instrument, nr. 8, 1974.
9. BERNARDI, F. Untersuchungen und Berechnung des Ratterverhaltens von Dreh- und Fräsmaschinen. In: Industrie-Anzeiger, nr.79, 1969.
10. BLANKENSTEIN, B. Der Zerspanungsprozess als Ursache für Schnittkraft-Schwankungen beim Drehen mit Hartmetallwerkzeugen. Dissertation T.H. Aachen, 1980.
11. BOBOC, ST. Aparate electronice pentru măsurarea fazelor, forțelor cuplurilor, București, Sc.technica, 1971.
12. BOTEZ, B., MORARU, V., ISKAS, C. Mașini-unelte. Organologie și dinamică. București, Sc.technica, 1975.
13. BRAUN, S. Incercarea dinamică directă a mașinilor-unelte. Mașini-unelte și prelucrarea metalelor prin așchiere. In: Caiet selectiv nr.7, iulie 1971.
14. BUZDUGAN, GH., FETCU, L., RADES, K. Vibrațiile sistemelor mecanice, București, Ed.Academiei R.S.Romania, 1975.
15. BUZDUGAN, GH., Determinarea răspunsului dinamic al unei mașini de frezat. A doua Conferință Națională de mașini-unelte, București, 1976.
16. BUZDUGAN, GH., MIHAIIESCU, B. Măsurarea vibrațiilor. București, Ed.Academiei R.S.Romania, 1978.
17. CHIAPPULINI, R., BAMBALCO, P. Berechnung von Ratterstabilitätsdiagrammen auf Grund vibrationseigener Zerspanungsversuche. In: Werkstatt und Betrieb, 1971, 2, 4.

18. CHIRIACESCU, T.S. Contribuții la studiul stabilității dinamice a proceselor de prelucrare pe mașini-unelte așchietoare. Teză de doctorat, Institutul politehnic, Iași, 1971.
19. CHIRIACESCU, T.S. Instalație hidraulică pentru determinarea caracteristicilor dinamice ale mașinilor-unelte. Invenție, publicată în 1976, cu nr.59845, R.S.România.
20. CHOWDHURY, M.I., SADEK, M.M., TOBIAS, S.A. Determination of Dynamic Characteristics of Machine Tool Structures. In: Proc. Inst. Mech. Engrs. (1969-70), 184, 943.
21. CHOWDHURY, M.I., SADEK, M.M., TOBIAS, S.A. The Dynamic Characteristics of Epoxy Resin Bonded Machine Tool Structures, In: Proceedings of 15 the International machine tool, design and research Conference 1974. Birmingham.
22. CHOWDHURY, M.I., SADEK, M.M. și TOBIAS, S.A. The Prediction of the Chatter Behaviour of C.I.R.P. Cutting Rig from Steady - State Cutting Test. In: Proceedings 13 th Intern M.T.D.R. Conf. Birmingham, 1972.
23. CIOCIRDIA, C., UNGUREANU, I. Bazele cercetării experimentale în tehnologia construcțiilor de mașini, București, Ed. didactică și pedagogică, 1979..
24. COCAINA, A., ROSCA, G. Cercetări experimentale privind regimul optim de șachiere la frezarea frontală, pe mașina de frezat FUS-32. In: Lucrări științifice, seria A, 1980, Institutul de învățământ superior Oradea.
25. GUNTZ, H., KAMM, H. Automatische Datenerfassungsanlage für Fräsversuche. In: Industrie-Anzeiger 96. Jg. Nr. 17/18 18.7. 3.3, 1976.
26. DASS, M.K., TOBIAS, S.A. The Relation between Static and Dynamic Cutting of Metals. In: International Journal of Machine Tool Design Research, vol. 6, 1966, p. 14.
27. DEACU, I., Contribuții la creșterea preciziei de prelucrare la rectificare. Rezumat teză doctorat, Institutul politehnic Cluj-Napoca, 1971.
28. DEACU, I., PAVEL, GH. Vibrații la mașini-unelte. Cluj-Napoca, Ed. „Dacia”, 1977.
29. De SABATA, I. Bazele electrotehnicii, vol. II, Litografiat, Institutul politehnic „Traian Vuia” Timișoara, 1974.
30. DODOC, P. Strunjirea de înaltă precizie, București, Ed. tehnică, 1970.
31. DODOC, P. Metode și mijloace de măsurare moderne în mecanică fină și construcția de mașini. București, Ed. tehnică, 1978.
32. DOI, S., KATO, S. Shatter Vibration of Lathe Tools. In: Transactions of the ASME. V. 78, nr. 5, 1956.
33. DROUBI, G., SADEK, M.M. Investigation of Parametric Instability in Milling Simulated by Screw Chattering Operation. In: Proceedings of 15 the International machine tool, design and research Conference 1974. Birmingham.
34. DROUBI, G., SADEK, M.M., TOBIAS, S.A. Determination of The Dynamic Cutting Coefficients for Milling. In: Proc. 13 th M.T.D.R. Conf. Birmingham, 1972.



5. DROUBI, G., SADEK, M.M., TOBIAS, S.W. The Effect of the Instantaneous Force Orientation on the Stability of Horizontal Milling, to be Submitted to the. In: Inst. Mech. Engrs., London, 1974.
6. ELIASBERG, M.E. Ob ustoiçivosti proçessn rezaniia. In: Izvestia AN SSSR OTN, 1958, nr.9.
7. ELIASBERG, M.E. Absoliutnaia ustoiçivosti metalloreçuçii stankov po skorosti rezaniia. In: Stanki i instrument, nr.4, 1966.
8. ENESCU, N.I. Contribuții la studiul fenomenelor dinamice tranzitorii ținând seama de frecări. (Teză de doctorat) Institutul politehnic București, 1979.
9. GANEA, M., ROȘCA, G., ZACOTA, I. Utilizarea curburilor cu role cu pas diferențial la acționările de avansuri ale mașinilor cu comenzi numerice. In: Lucrări științifice, seria A, 1980, Institutul de învățămînt superior Craiova.
10. GAUTSCHI, GE. Mesure des forces de coupe par capteurs piezo-electriques multidirectionnels. In: Machine-Tool, nr. 329, Arvil, 1976.
11. GEORGESCU, M., STOICA, S. Determinarea pe calculator a rigidității statice a unei mașini de frezat. In: Construcția de mașini nr.6, București, 1975.
12. GHERMAN, R., NICOLESCU, C., GROSANU, I., ROȘCA, G. Ridicarea diagramei de stabilitate pentru procesul de frezare. Conferința Națională de vibrații în construcția de mașini Timișoara, 1980, vol.II, pag.139-146.
13. GROSANU, I. Contribuții privind studiul mișcărilor staționare și nestaționare ale sistemelor mecanice excitate inerțial, acționate cu motoare electrice. (Teză de doctorat). Institutul politehnic „Traian Vuia”, Timișoara, 1970.
14. GROSANU, I., ROȘCA, G. Studiul autovibrațiilor ținând seama de interacțiunea cu motorul electric de acționare. In: Lucrări științifice, seria A, 1976-1977, Institutul de învățămînt superior Craiova.
15. GROSANU, I., ROȘCA, G. Asupra unor fenomene dinamice care apar la mașinile-unelte. In: Lucrări științifice, seria A, 1979, Institutul de învățămînt superior Craiova.
16. GROSANU, I., ROȘCA, G., KUBI, I. Considerații asupra autovibrațiilor care apar în procesele de frezare. Conferința Națională de vibrații în construcția de mașini, Timișoara, 1980, vol.II, pag.27-32.
17. GURNEY, J.P., TOBIAS, S.W. A Graphical Analysis of Regenerative Machine Tool Instability. In: Trans. Am. Soc. Mech. Engrs 1967, 84 B, 103.
18. HANNA, E.H., KWIATKOWSKI, A.W. On-Line Identification of Machine Tool Receptances from Cutting Experiments. In: Proceedings of 19 the International machine tool, design and research Conference 1974, Birmingham.
19. HANNA, E.H., KWIATKOWSKI, A.W. Some Problems and Effects Associated With Measurement of Machine Tool Receptances in the Presence of Feed Motion - ASME Design Engineering Technical Conference, Cincinnati, Ohio, September, 1975.
20. HANGANT, N. Automatica, 1977, 13, 1, 1-10.

51. HARRIS, M.C., CREDE, E.G.H. Socuri și vibrații. Traducere din limba engleză, București, Ed. tehnică, 1968.
52. HORTOPAN, G. Aparate electrice. București, Ed. didactică și pedagogică, 1976.
53. KAMINSKAIA, V.V., LEVINA, Z.M., REZTOV, D.N. Stanfi i Korpusnie detali metallorješcih stankov (rascet i konstruirovanie), Moskva, Mașghiz, 1960.
54. KEGG, R.L. Troubleshooting Chatter by Improving, Cutting Conditions. In: Technical Paper MR 68-615, American Society of Tool and Manufacturing Engineers, 1968.
55. KEGG, R.L. Cutting Dynamics in Machine Tool Chatter. In: Journal of Engineering, for Industry. Trans. ASME, vol. 87, Series B, nr. 11, 1965.
56. KNIGHT, W.A., TOBIAS, S.A. Torsional Vibrations and Machine Tool Stability. In Proc. 10th Int. M.T.D.R. Conf. Manchester, p. 299, 1969.
57. KUCIUMA, L.K. Experimentalnoe issledovanie vibrații pri rezanii na tokarnom stanke, V sbornike „Noviie issledovania v oblasti rezanii metallov”. Moskva-Leningrad, Mașghiz, 1948.
58. KUDINOV, V.A. Temperaturnaiia zadacia trenia i iavlenia norosto-obrazovaniia pri rezanii i trenii. V sb. „Suhoie i granicnoe trenie. Fricțiune materiale”. Trudi III Vsesoiuznoi Konferenții po trenii i iznosu v mașinah, t. II, M, izd-vo AN SSSR, 1960.
59. KUDINOV, V.A., VOROBIOVA, T.S. Incercarea mașinilor-unelte de uz general pentru determinarea stabilității la vibrații în timpul așchierii. In: Mașini-unelte și scule (Traducere din limba rusă), 13, 11, 1963.
60. KUDINOV, V.A. Dinamica mașinilor-unelte (Traducere din limba rusă), București, Ed. tehnică, 1970.
61. LAZARESCU, I.D. Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor, București, Ed. didactică și pedagogică, 1964.
62. LAZARESCU, I., ALBU, A., LAZAR, P., FETRICIANU, G.H. Contribuții la studiul vibrațiilor mașinilor de frezat. In: Bul. științific, I.P. Cluj, nr. 11, 1968.
63. LAZARESCU, I.D., PAVEL, G.H. Precizia de prelucrare a mașinilor de frezat roți dințate în legătură cu rigiditatea lor dinamică. Lucrare susținută la Sesiunea tehnico-științifică Uz. „Strungul” Arad, nov. 1971.
64. LEMON, I.R., ACKERMAN, P.C. Application of Self-Excited Machine Tool Chatter Theory. In: Journal of Engineering for Industry. Trans. ASME, Series V, vol. 87, nr. 11, 1965.
65. MAGHIAR, T., ROSCA, G., LEUCA, T., GAVRIS, M., Excitator electromagnetic pentru testarea dinamică a mașinilor-unelte. In: Lucrări științifice, seria A, Institutul de învățământ superior Oradea.
66. MENDEL, T., Contribuții la mărirea capacității de producție la mașinile de frezat cu consolă. Rezumat teză de doctorat, Institutul politehnic „Traian Vuia” Timișoara, 1970.
67. MERRITT, H.E. Theory of Self-Excited Machine-Tool Chatter. In: Journal of Engineering for Industry. Trans. A.S.M.E., 8, nr. 11, 1965.

68. MILBERG, J. Stabilitätsanalyse bei der Drehbearbeitung. In: Industrie-Anzeiger, 94, nr.68, 1972.
69. MILBERG, I. Das dynamische Verhalten von Drehmaschinen. In: Industrie-Anzeiger 94, nr.77, 1972.
70. MINCIU, C., TANASE, I. Îmbunătățirea preciziei dinamice a mașinilor de frezat roți dințate cu freza melc. In: Construcții de mașini. București, Anul XXXI, iulie, 1979.
71. OPITZ, H. Moderne Produktions technik, stand und Tendenzen. Girardet Verlag, Essen, 1970.
72. OPITZ, H., WECK, M. Determination of the Transfer Function by Means of Spectral Density Measurements and its Application to the Dynamic Investigation of Machine Tools under Machining Conditions. Advances in Machine Tool Design and Research. Proceedings of the 1st. International M.T.D.R. Conference University of Manchester, Sept. 1979.
73. PANDREA, H., Munteanu, M. Curs de vibrații, cu aplicații în construcția de mașini, vol. I și II, Institutul politehnic București, 1979.
74. PAVEL, GH., DEACU, L. Aplicarea teoriei reglajului automat în problema vibrațiilor mașinilor-unelte. In: Buletinul științific, Inst. politehnic Cluj-Napoca, nr.11, 1968.
75. PAVELESCU, D. Concepții noi, calcul și aplicații în frecarea și uzura solidelor deformabile. București, Ed. Academiei R.S. România, 1971.
76. PETERS, J., VANHERCK, P. Ein Kriterium für die dynamische Stabilität von Werkzeugmaschinen. In: Industrie-Anzeiger, februarie, 1963.
77. POLACEK, M., SLAVICEK, J. Messen des dynamischen Schnittkraft Koeffizienten und Berechnung der Stabilitätsgrenze. Bericht des Forschungs Institutes für Werkzeugmaschinen und Zerspanungstechnik in Prag (VUCSO), Febr., 71.
78. POPOVICI, C., SAVII, GH., HILLMAN, V., Tehnologia construcțiilor de mașini. București, Ed. didactică și pedagogică, 1967.
79. RADES, M. Metode de analiză grafică a răspunsului dinamic al sistemelor mecanice. In: Studii și cercetări de mecanică aplicată. Tomul 33, nr.1, 1974.
80. RADES, M. Probleme actuale ale măsurării vibrațiilor mașinilor-unelte. Prima Conferință Națională de mașini-unelte, București, aprilie 1976.
81. RADES, M. Determinarea amortizării structurii mașinilor-unelte. A II-a Conferință Națională de mașini-unelte, București, decembrie, 1976.
82. RADES, M. Identificarea sistemelor mecanice cu interferență nodală, A II-a Conferință de vibrații în construcția de mașini, Timișoara, noiembrie 1978.
83. RADES, M. Metode dinamice pentru identificarea sistemelor mecanice. București, Ed. Academiei R.S. România, 1979.
84. RADOI, M., DECIU, E., VOICULESCU, D. Elemente de vibrații mecanice, București, Ed. tehnica, 1972.
85. RADOI, M., DECIU, E. Mecanica. București, Ed. didactică și pedagogică, 1977.

86. RECKLIES, G., GÜNTZSCHEL, H., ENEW, CH. Haupteinflussgrösse auf die oszillatorische Stabilität beim Drehen. Maschinenbantechnik. 25(1974), Heft 6.
87. ROȘCA, G. Caracteristica statică și dinamică a mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS-25 și FUS-30. Referat teză de doctorat, Institutul politehnic „Traian Vuia”, Timișoara, 1978.
88. ROȘCA, G. Rigiditatea dinamică a mașinii de frezat universal pentru sculărie FUS-32. In: Lucrări științifice, seria A, 1978, Institutul de învățământ superior Oradea, pag. 27-32.
89. ROȘCA, G., CORNEA, C. Rigiditatea statică a mașinilor de frezat universal pentru sculării FUS-25, FUS-32. In: Lucrări științifice, seria A, 1978, Institutul de învățământ superior Oradea, pag. 35-37.
90. ROȘCA, G., GROSANU, I. Influența neuniformității vitezei unghiulare asupra proceselor dinamice la mașini-unelte. In: Lucrări științifice, seria A, 1979, Institutul de învățământ superior Oradea.
91. ROȘCA, G., ZALANYI, Z. Studiul stabilității dinamice a mașinilor-unelte în procesul de așchiere. In: Lucrări științifice, seria A, 1980, Institutul de învățământ superior Oradea.
92. ROȘCA, G. Cercetarea comportării dinamice a mașinii de frezat FUS-32, prin teste de prelucrare. In: Lucrări științifice, seria A, 1980, Institutul de învățământ superior Oradea.
93. ROȘCA, G., TRIPE-VIDICAN, A. Cercetări experimentale privind influența orientării forței de așchiere asupra stabilității procesului de așchiere la frezarea cilindrică. In: Lucrări științifice, seria A, 1980, Institutul de învățământ superior Oradea.
94. ROȘCA, G. Cercetări experimentale la mersul în gol a mașinii de frezat FUS-32. In: Lucrări științifice, seria A, 1980, Institutul de învățământ superior Oradea.
95. RUBENSTEIN, C. An Analysis of Dynamic Cutting when a Plane Surface Is Cut with an Oscillating Tool. In: International Journal of Machine Tool Design Research, vol.12, 1972, p.249.
96. RUSU, ST. Influența parametrilor structurii și a componentelor forței dinamice de așchiere asupra valorilor pragului de stabilitate dinamică a mașinilor-unelte. In: Construcția de mașini nr.8, București, 1975.
97. RUSU, ST. Metodă teoretică și experimentală de investigare a proprietăților de stabilitate la autovibrații a sistemului dinamic al mașinilor-unelte. In: Construcția de mașini nr.8, 1975.
98. RUSU, ST. Influența parametrilor structurali și a componentelor forței dinamice de așchiere asupra valorilor pragului de stabilitate dinamică a mașinilor-unelte. In: Construcția de mașini nr.8, București, 1975.
99. RUSU, ST. Acupra stabilității sistemului dinamic nelinier al mașinilor-unelte. In: Construcția de mașini, nr.8, București, 1975.



100. SADEK, M.M., TOBIAS, S.A. Comparative Dynamic Acceptance Tests for Machine Tools Applied to Horizontal Milling Machines. In: Proc. Instr. Mech. Engrs. 1970-71, Vol. 183, 24/71, pag. 319-337.
101. SADEK, M.M., CHOWDHURY, I.G. On Comparing Methods in Determining the Dynamic Performances of Machine-Tools. In: Machinery and Production Engineering, vol. 122, nr. 3144, 21 febr. 1973, p. 246-253.
102. SADEK, M.M., FENNER, R.F. On-Line Dynamic Testing of Machine. In: The Production Engineer, May 1973.
103. SADEK, M.M. Stability of Centre Lathes in Orthogonal Cutting. In: International Journal of Production Research, vol. 12, 1974, p. 547.
104. SADEK, M.M., KNIGHT, W.A. Dynamic Acceptance Test Applied to a Center-Type Lathe. In: Journal of Engineering for Industry, February 1975.
105. SANDU, C. Studiul comportării dinamice a lanşului cinematic de rulare al mişcării de frezat roţi dinţate cu freză-melc. In: Construcţii de maşini, Bucureşti, anul XXXI, iulie, 1979.
106. SAUER, L., IONESCU, C. Scule pentru frezare, Bucureşti, Ed. tehnică, 1977.
107. SAVANT, Ir. C.J. Calculul sistemelor automate, Ed. tehnică, Bucureşti, 1967.
108. SETHUMADHAYAN, J., SHARMA, C.S. Influence of Dynamic Cutting Parameters on Machine Tool Stability. In: I.E. (1) Journal-ME, vol. 59, July 1978.
109. SILAS, GH., KLEPP, N. Metoda aproximativă pentru studiul vibraţiilor neliniare conservative. In: Studii şi cercetări de mecanică aplicată, tom. 22/1966, nr. 3, pag. 767-780.
110. SILAS, GH., RADOI, M., BRINDEU, L., KLEPP, N., HEGEDUS, A. Culegere de probleme de vibraţii mecanice, Bucureşti, Ed. tehnică, 1967.
111. SILAS, GH. Mecanică-Vibraţii mecanice. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1968.
112. SILAS, GH., KLEPP, N.J. Studiul spectrului de frecvenţe ale autovibraţiilor transversale ale unei bare produse de frecarea uscată. In: Studii şi cercetări de mecanică aplicată. Tomul 29, nr. 4, 1970.
113. SILAS, GH., BRINDEU, L., ROSCA, G. Autooscilaţii neliniare la prelucrarea prin aşchiere. In: Lucrări ştiinţifice, seria A, 1970, Institutul de învăţământ superior Oradea, pag. 5-8.
114. SILAS, GH., KLEPP, H. Unele proprietăţi şi spectrul de frecvenţe al mişcării de stick-slip. In: Lucrările cele de a II-a Conferinţe de vibraţii în construcţia de şini. Timişoara, 24-25 noiembrie 1978.
115. SILAS, GH., BRINDEU, L., ROSCA, G. Studiul autooscilaţiilor neliniare, ce apar la prelucrarea prin aşchiere. In: Lucrări ştiinţifice, 1979, Institutul de învăţământ superior Oradea.
116. SRIDHAR, R., HOHN, R.E., LONG, G.W. A stability Algorithm for the General Milling Process. Contribution to Machine Tool Chatter Research-7. In: Journal of Engineering for Industry. Trans. ASME, Mar. 1978.

117. SUCIU, I. Aparate electrice. Timișoara, Institutul politehnic, 1968.
118. SWEENEY, G., TOBIAS, S.A. An Algebraic Method for the Determination of the Dynamic Instability of Machine Tools. In: Inst. Res. in Prod. Eng. Conf., Pittsburg, p.475, 1963.
119. TIRPE, GH. Precizia prelucrării prin aşchiere. Bucureşti, Ed. tehnică, 1972.
120. TIUSTY, J., POLACEK, M., DAHEK, O., SPACEK, L. Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen. Berlin, VEB Verlag Technik, 1972.
121. TIUSTY, J., POLACEK, M. The Stability of the Machine Tool Against Self-Excited Vibration in Machining. In: Machine Tool and Metal Cutting Research Institute (VUOSO) Prague.
122. TOBIAS, S.A. Schwingungen an Werkzeugmaschinen, 1961.
123. TOBIAS, S.A. Dynamic Acceptance Tests for Machine Tools. In: Int. J. Mach. Tool Des. Res. 2 (1962), pg. 267-280.
124. TOBIAS, S.A. Machine Tool Vibration, London, Blackie, 1965.
125. UMBRACH, R. Probleme bei der Beurteilung des dynamischen Verhaltens spanender Werkzeugmaschinen. In: Industrie-Anzeiger, 96 Jg. nr. 78, v. 20. 74.
126. WECK, M. Dynamisches Verhalten Spanender Werkzeugmaschinen. V.Z.I.F.H. Aachen, 1971.
127. WECK, M., TSIPSEL, K. Das dynamische Verhalten Spanender Werkzeugmaschinen. In: Industrie-Anzeiger, 100. Jg. Nr. 52, 7. 30. 6. 1978
128. WELBOURN, B.D., SMITH, D.J. Machine-Tool Dynamics. An Introduction. Cambridge at the University Press, 1970.
129. WERTZE, G. Dynamische Schnittkraftkoeffizienten Bestimmung, mit Hilfe des Digitalrechners und Berücksichtigung im mathematischen Modell zur Stabilitätsanalyse. Peza de doctorat. Aachen, 1973.
130. ZARS, V.V. Vliianie otastavaniia vozbuždaiuščiuu spossobnosti silirezaniia. In: Vop. din. i. procinosti. Riga, nr. 14, 1967.
131. ZGURA, GH. Cercetări experimentale privind vibrațiile la frezarea frontală. In: Construcția de mașini, 18(1966), nr. 6-7.
132. x x x. Cartea tehnică la mașina universală de frezat pentru scolare FUS 25 - FUS 32.



C U P R I N S

Introducere	1
Cap.1. Asupra stadiului actual al cercetărilor privind dinamica mașinilor-unelte	3
1.1. Generalități	3
1.2. Verificarea comportării dinamice a mașinii- unelte prin probe de prelucrare	6
1.2.1. Testele BAS, norme suedeze de recepție	6
1.2.2. Norme de verificare prin probe de pre- lucrare UMIST	7
1.2.3. Teste de prelucrare V.D.F.	8
1.2.4. Aprecieri asupra metodelor de verifica- re prin probe de prelucrare	8
1.3. Măsurarea capacității de cedare dinamică	9
1.3.1. Măsurarea curbei locale orientate	12
1.3.2. Simularea teoretică a procesului de prelucrare	13
1.3.3. Metoda M.M.Sadek și S.A.Tobiaș	15
1.3.4. Metoda M.Polacek și J.Tlustý	17
1.3.5. Concluzii	18
1.4. Factorii care influențează procesele dinami- ce la mașinile-unelte	19
1.4.1. Factorii de influență dependenți de mașina-unelte	19
1.4.2. Factorii de influență dependenți de procesul de prelucrare prin așchiere	20
1.4.3. Concluzii	24
Cap.2. Procesele dinamice ale mașinilor-unelte	25
2.1. Generalități	25
2.2. Vibrațiile mașinilor-unelte	25
2.3. Identificarea surselor de vibrații	35
2.4. Concluzii	36
Cap.3. Contribuții privind studiul dinamicii mașinilor- unelte	37
3.1. Generalități	37
3.2. Dinamica sistemelor tehnologice elastice cu un grad de libertate	37

3.3.	Dinamica sistemelor tehnologice elastice cu două grade de libertate	55
3.4.	Concluzii	68
Cap.4.	Contribuții privind proiectarea și realizarea unor dispozitive pentru încercarea comportării dinamice a mașinilor-unelte	69
4.1.	Generalități	69
4.2.	Proiectarea și realizarea excitatorului hidraulic	69
4.2.1.	Pulsatorul hidraulic cu mecanism de distribuție rotativ	70
4.2.2.	Circuitul hidraulic de alimentare	77
4.3.	Proiectarea și realizarea excitatorului electromagnetic	78
4.3.1.	Expresia forței dezvoltate	79
4.3.2.	Circuitul magnetic echivalent. Elemente de proiectare	81
4.3.3.	Dimensionarea bobinei de măsură	83
Cap.5.	Cercetări experimentale pe mașinile de frezat universal pentru sculărie FUS 25-FUS 32	84
5.1.	Caracteristica statică a mașinilor de frezat FUS 25-FUS 32	84
5.2.	Cercetări experimentale la mersul în gol	88
5.2.1.	Vibrații la mersul în gol	88
5.2.2.	Consumul de putere la mersul în gol	94
5.3.	Teste prin probe de prelucrare. Diagrame de stabilitate	95
5.3.1.	Teste prin probe de prelucrare la frezare frontală	97
5.3.2.	Teste prin probe de prelucrare la frezarea cilindrică	109
5.4.	Răspunsul dinamic al mașinii de frezat FUS 25 FUS 32, la excitarea cu o forță orientată spațial	114
5.4.1.	Schema bloc de măsură	117
5.4.2.	Procedeul de calcul	118
5.4.3.	Rezultatele cercetărilor experimentale	120
5.4.4.	Ridicarea deformatelor modurilor de vibrație la mașina de frezat universal pentru sculărie FUS 32	130

5.5. Răspunsul dinamic al mașinii de frezat FUS 32, la excitarea axului orizontal.	
Diagrame de stabilitate	134
5.5.1. Studiul variației unghiurilor de aș- chieră la frezarea cilindrică cu dinți drepți	134
5.5.2. Standul de încercare și lanțul de măsură	136
5.5.3. Criterii de apreciere a stabilității dinamice a mașinilor de frezat uni- versal pentru sculărie FUS 25-FUS 32	139
5.5.4. Metoda de recepție pentru mașinile de frezat universal pentru sculărie FUS 25-FUS 32 pe baza comportării dinamice	143
Cap.6. Concluzii generale	144
Bibliografie	149

## CARACTERISTICILE TEHNICE

funcționale și dimensionale ale mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25 - FUS 32.

Nr. crt	Caracteristica	U/M	FUS-25	FUS-32
0	1	2	3	4
<b>1. Caracteristica de bază</b>				
	- Lățimea mesei de bază	mm	250	320
<b>2. Domeniul de lucru</b>				
	- Cursa longitudinală	mm	450	560
	- Cursa transversală	mm	250	320
	- Cursa verticală	mm	400	400
<b>3. Acționarea mașinii</b>				
	- Motor el.principal	- puterea kW	2,2	3,0
		- turația rot/min		1500
	- Motor el.pt.avans	- puterea kW		1,1
		- turația rot/min		1000
	- Motor el.pt.răcire	- puterea kW		0,15
		- turația rot/min		3000
	- Motor el.agr.de ungere	- puterea kW		0,06
		- turația rot/min		3000
<b>4. Masa de bază</b>				
	- Lungimea mesei	mm	650	1000
	- Numărul și mărimea canalelor	buc;mm 4;	14	5; 14
	- Distanța între canalele „T”	mm	63	
	- Greutatea	kg	141	181
<b>5. Șania orizontală</b>				
	- Distanța maximă între arb.orizontali și contra lagăr	mm	200	365
	- Distanța între axa arb.orizontal și contrabrat	mm		150
	- Conul arborelui orizontal	-		ISO40
	- Filetul de fixare a sculei	-		ext.S20x2
	- Greutatea	kg	215	225
<b>6. Cutia de viteze</b>				
	Nr.treptelor de turații	-		18
	- Limitele domeniului de turații rot/min		25-2000	20-1600

=====

0	1	2	3	4
---	---	---	---	---

=====

**7. Cutia de avans**

- Nr.treptelor de avans - 18
- Limitele domeniului vitezelor de avans mm/min 5-400
- Viteza de avans rapid " 1400
- Greutatea kg 80

**8. Masa fixă**

- Suprafața de lucru mm 850x400 950x450
- Numărul și mărimea canalelor „T” buc-mm 8-14 7-14
- Distanța între axa canalelor „T” mm 63
- Distanța minimă de la masă la centrul axului principal mm -
- Greutatea kg 125 135

**9. Cap de frezat vertical**

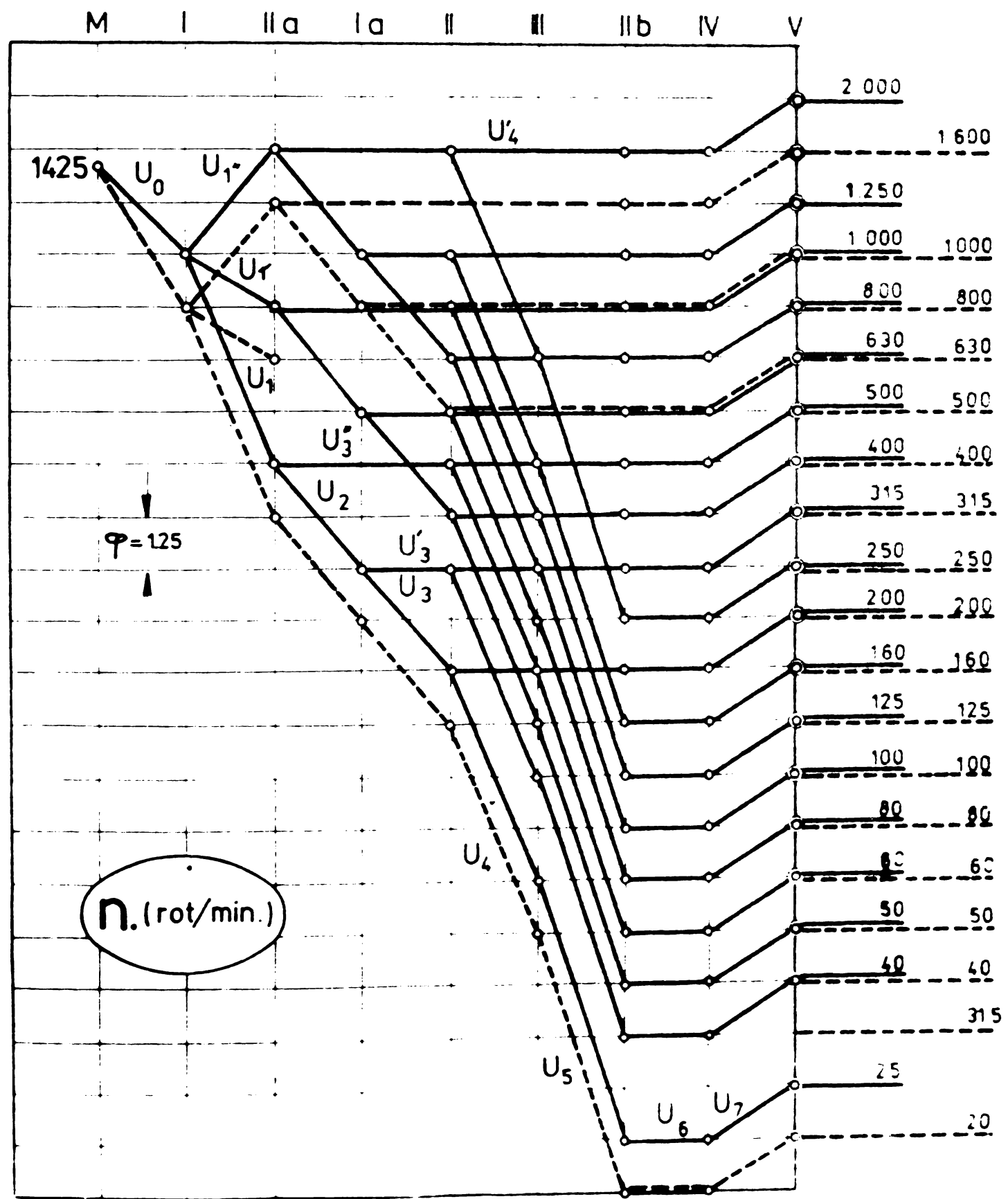
- Conul arborelui principal vert. - ISO40
- Rotirea capului după axul orizontal (-°) 360
- Cursa pinolei mm 100
- Greutatea kg 60

=====

# Diagrama

turațiilor mașinilor de frezat  
universal pentru sculărie

FUS-25 – FUS-32

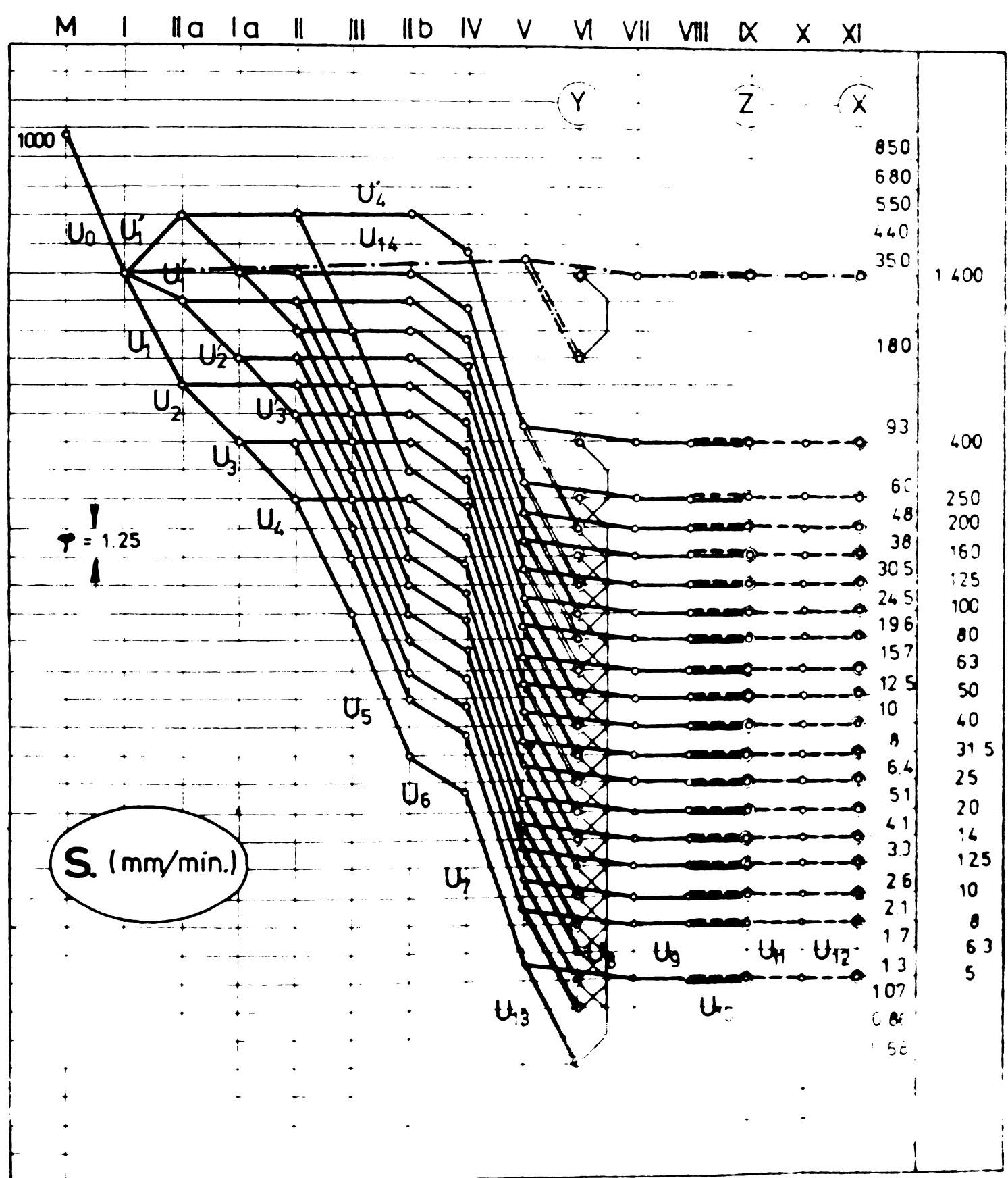




# Diagrama

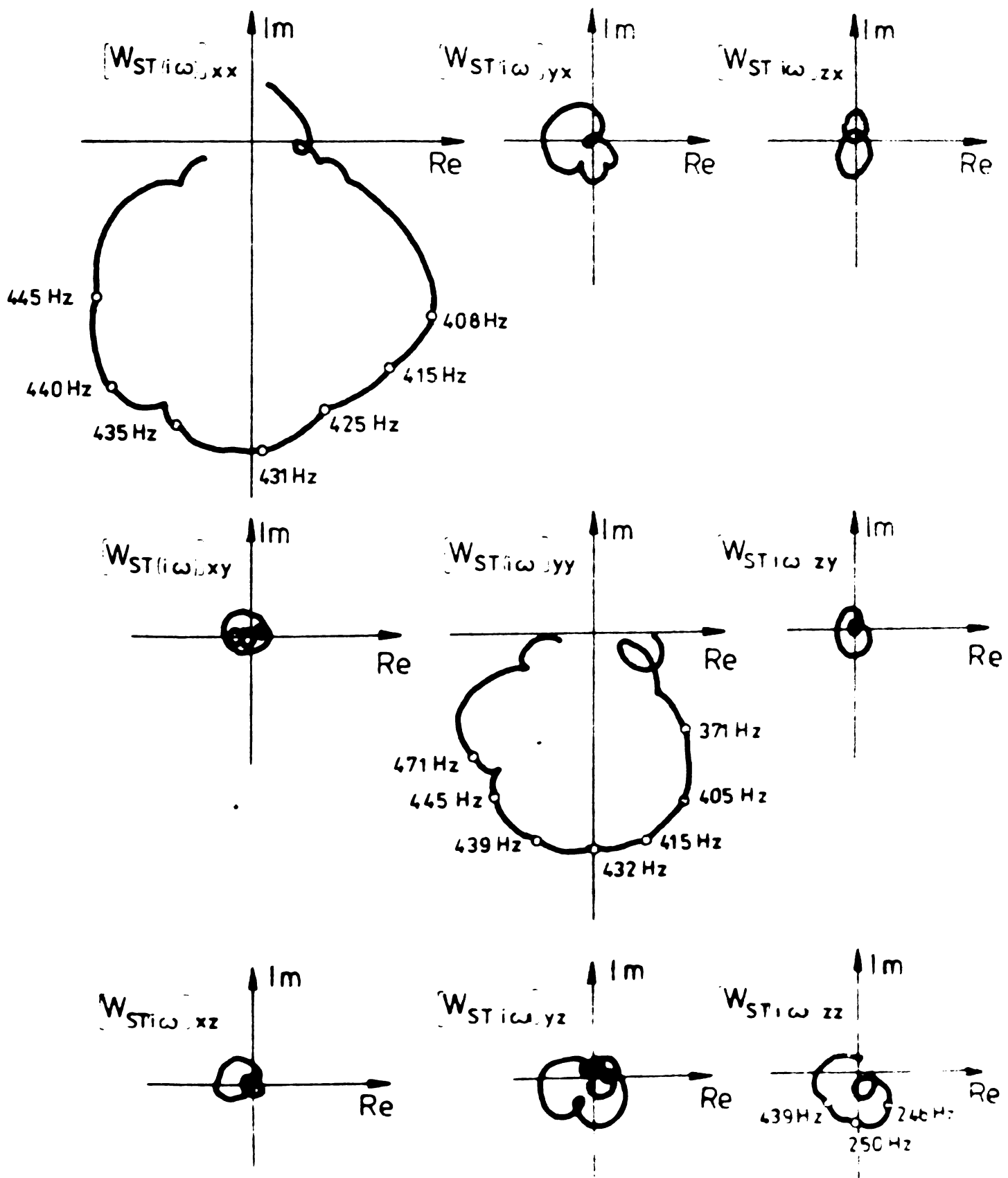
de avansuri a mașinilor de frezat  
universal pentru sculărie

FUS-25 — FUS-32



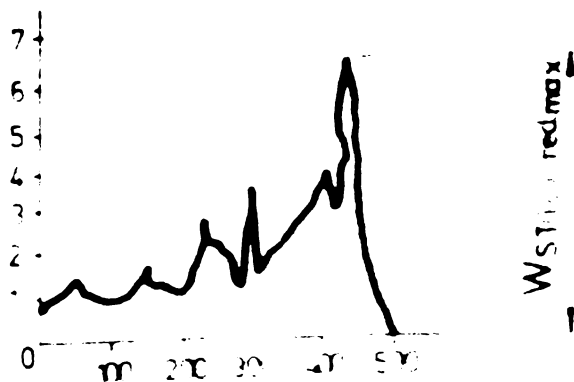
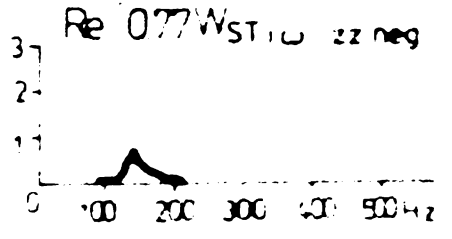
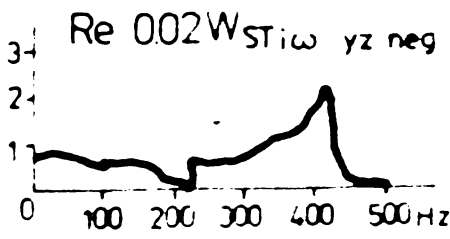
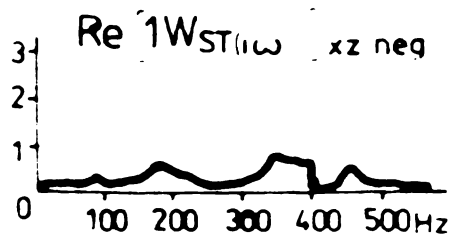
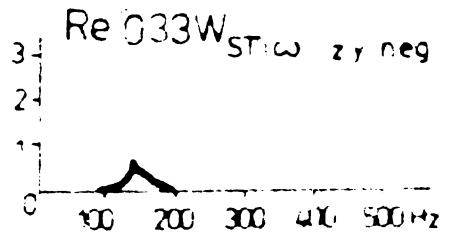
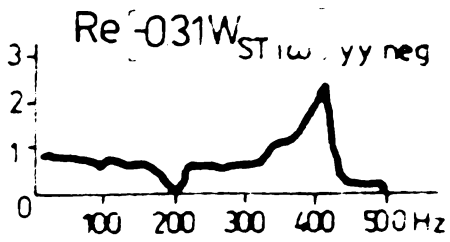
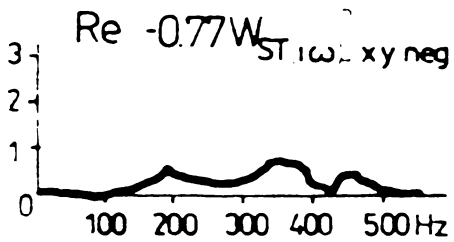
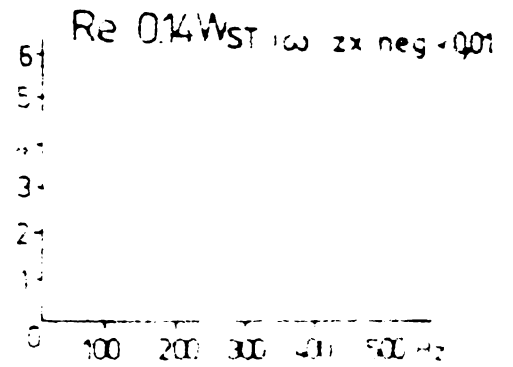
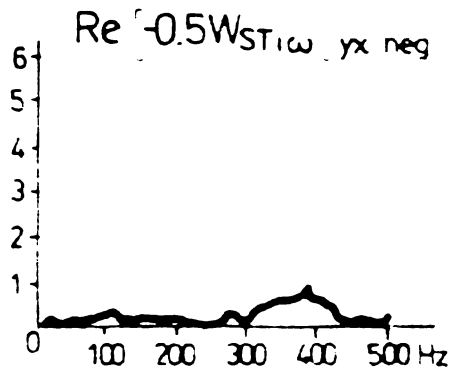
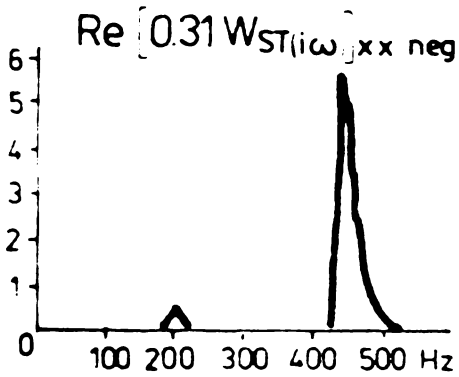
# Curbele

de răspuns în frecvență la  
o mașină de frezat orizontală



# Reducerea

curbelor de răspuns în frecvență



Factorii direcționali medii pentru prelucrări  
cu scule rotitoare

$$k_m = \frac{z}{8n} \left[ \frac{1}{\operatorname{tg} \chi'} \right] \cos \alpha \{ \cos \beta [\sin 2\varphi_e - \sin 2\varphi_1 + 2(\bar{\varphi}_e - \bar{\varphi}_1)] + \sin \beta (\cos 2\varphi_e - \cos 2\varphi_1) \}$$

$$k_m = \frac{z}{8n} (\pm) \left[ \frac{1}{\operatorname{tg} \chi'} \right] \cos \alpha \{ \sin \beta [\sin 2\varphi_e - \sin 2\varphi_1 - 2(\bar{\varphi}_e - \bar{\varphi}_1)] - \cos \beta (\cos 2\varphi_e - \cos 2\varphi_1) \}$$

$$k_m = \frac{z}{2n} (\pm) \left[ \frac{\cot \chi'}{1} \right] \cos \alpha \{ \cos \beta (\sin \varphi_e - \sin \varphi_1) + \sin \beta (\cos \varphi_e - \cos \varphi_1) \}$$

$$k_m = \frac{z}{8n} (\pm) \left[ \frac{1}{\operatorname{tg} \chi'} \right] \cos \alpha \{ \cos \beta (\cos 2\varphi_e - \cos 2\varphi_1) + \sin \beta (\sin 2\varphi_e - \sin 2\varphi_1 + 2(\bar{\varphi}_e - \bar{\varphi}_1)) \}$$

$$k_m = \frac{z}{8n} \left[ \frac{1}{\operatorname{tg} \chi'} \right] \cos \alpha \{ -\cos \beta (\sin 2\varphi_e - \sin 2\varphi_1 + 2(\bar{\varphi}_e - \bar{\varphi}_1)) - \sin \beta (\cos 2\varphi_e - \cos 2\varphi_1) \}$$

$$k_m = \frac{z}{2n} (\pm) \left[ \frac{\cot \chi'}{1} \right] \cos \alpha \{ -\cos \beta (\cos \varphi_e - \cos \varphi_1) + \sin \beta (\sin \varphi_e - \sin \varphi_1) \}$$

$$k_{xm} = \frac{z}{2n} (\pm) \left[ \frac{1}{\operatorname{tg} \chi'} \right] \sin \alpha \{ \sin \varphi_e - \sin \varphi_1 \}$$

$$k_{ym} = \frac{z}{2n} (\pm) (\pm) \left[ \frac{1}{\operatorname{tg} \chi'} \right] \sin \alpha \{ -(\cos \varphi_e - \cos \varphi_1) \}$$

$$k_{zm} = \frac{z}{2n} \left[ \frac{\cot \chi'}{1} \right] \sin \alpha [\varphi_e - \varphi_1]$$

unde:

$\varphi_e$  = unghiul de ieșire din șpan

$\varphi_1$  = unghiul de intrare în șpan

$z$  = numărul de dinți ai sculei

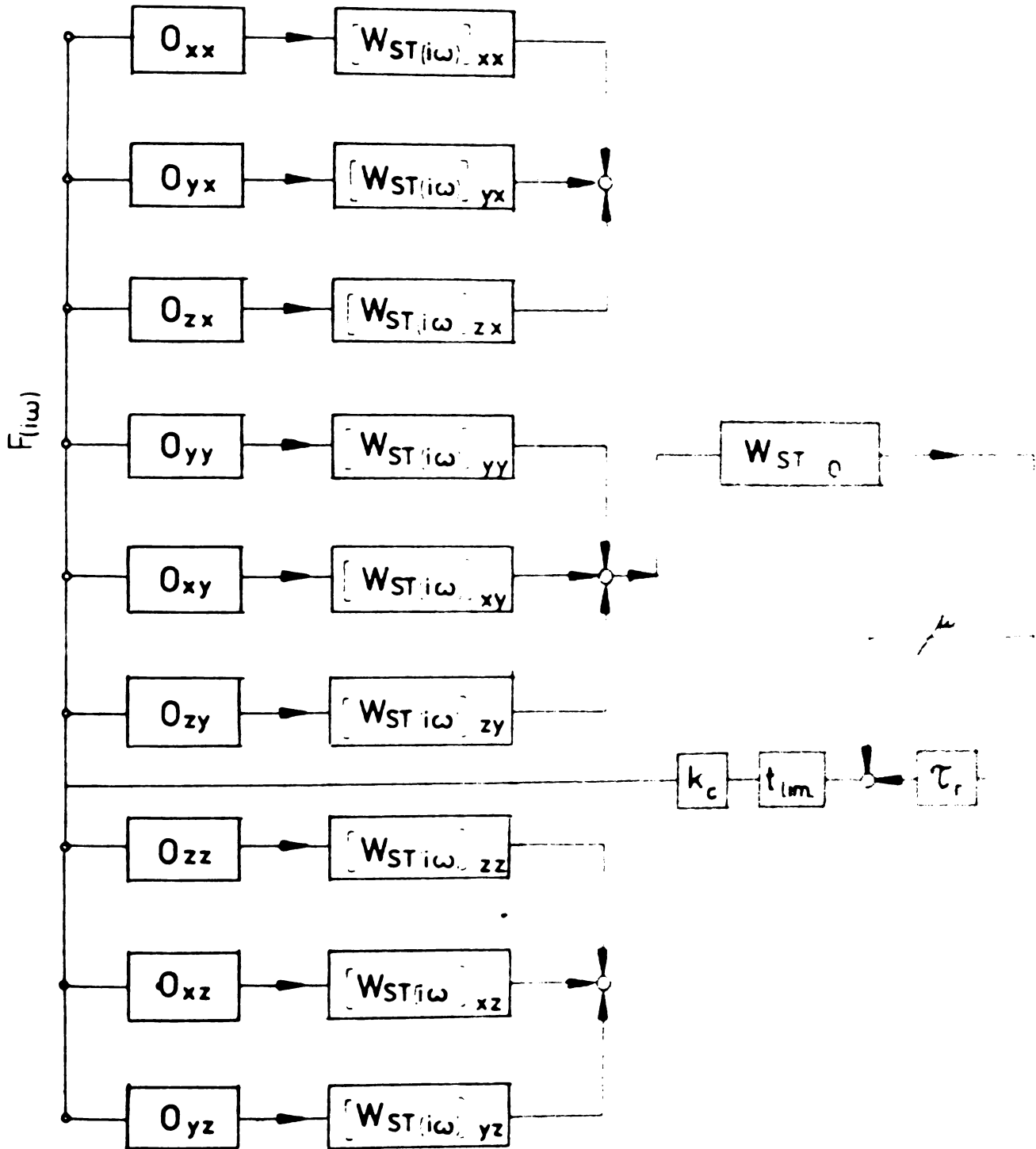
$\chi'$  = unghiul de atac

$\alpha$  = unghiul forței de așchiere între planul  $xy$  și vectorul forței de așchiere totale

$\beta$  = unghiul forței de așchiere dintre forța de reacție și componenta forței principale de așchiere din planul  $xy$

# Schema bloc

a procesului de aşchiere luind în considerare cele trei grade de libertate de translație



M A S U R I

pentru îmbunătățirea comportării dinamice la mașinile-unelte

A. La mașină, se pot aplica măsurile:

1. Mărirea rigidității statice.
2. Mărirea amortizării sistemului prin:
  - a) Amortizoare pasive.
  - b) Amortizoare active.
  - c) Lagăre amortizoare.

3. Alegerea poziției optime a elementelor componente (poziția sculei, traversei, suportilor, etc.).

4. Folosirea elementelor neliniare (desfacerea sistemelor de blocare).

5. Fixarea rigidă a fundației mașinii-unelte pe o fundație rigidă sau așezarea mașinii-unelte pe suportți elastici.

6. Fixarea rigidă a piesei și sculei.

7. Variația turației pentru micșorarea efectelor de regenerare.

8. Mașina-uneltă să funcționeze la temperatura de regim.

B. La piesă, deosebim:

1. Alegerea materialelor cu valoare mică a coeficientului  $k_c$ .

2. Rezemarea suplimentară a pieselor elastice.

3. Masă mică a piesei.

C. Orientarea direcțională. Forța de așchiere rezultantă sau normala la suprafața așchiată să fie îndreptată perpendicular pe direcția cu cea mai mare elasticitate dinamică a mașinii.

D. La procesul de așchiere și sculă, deosebim:

1. Mărirea avansului

2. Alegerea unor viteze de așchiere foarte joase sau foarte ridicate pentru a se depăși minimele de stabilitate.

3. Micșorarea unghiului de așezare

4. Mărirea unghiului de degajare

5. Folosirea unor scule speciale

6. Rotunjirea muchiilor de așchiere

7. Utilizarea unui pas neuniform.



# SURSE DE VIBRAȚII LA MAȘINI-UNEALTE

I. CAUZE DEPENDENTE DE MAȘINA - UNEALTA

II. CAUZE INDEPENDENTE DE MAȘINA - UNEALTA

A. DIRECT LEGATE DE SPECIFICUL CONSTRUCȚIEI

B. GENERATE DE PROCESUL DE AȘCHIERE

A1. SOLUȚIA CONSTRUCȚIVĂ DATA

A2. PERTURBĂȚII ÎN ANTRENAREA PIESEI

A3. MATERIALUL UTILIZAT PENTRU EXECUȚIE

B1. GENERATE SAU FAVORIZATE DE SCULA

B2. PIEȘA DE PRELU - CRAT

B3. AUTOVIBRAȚII

a) piese neechibrate în mișcarea de rotație  
 b) roți dințate cu excentricitate și erori de divizare și execuție  
 c) fixări insuficiente a părții mobile sau a suportului

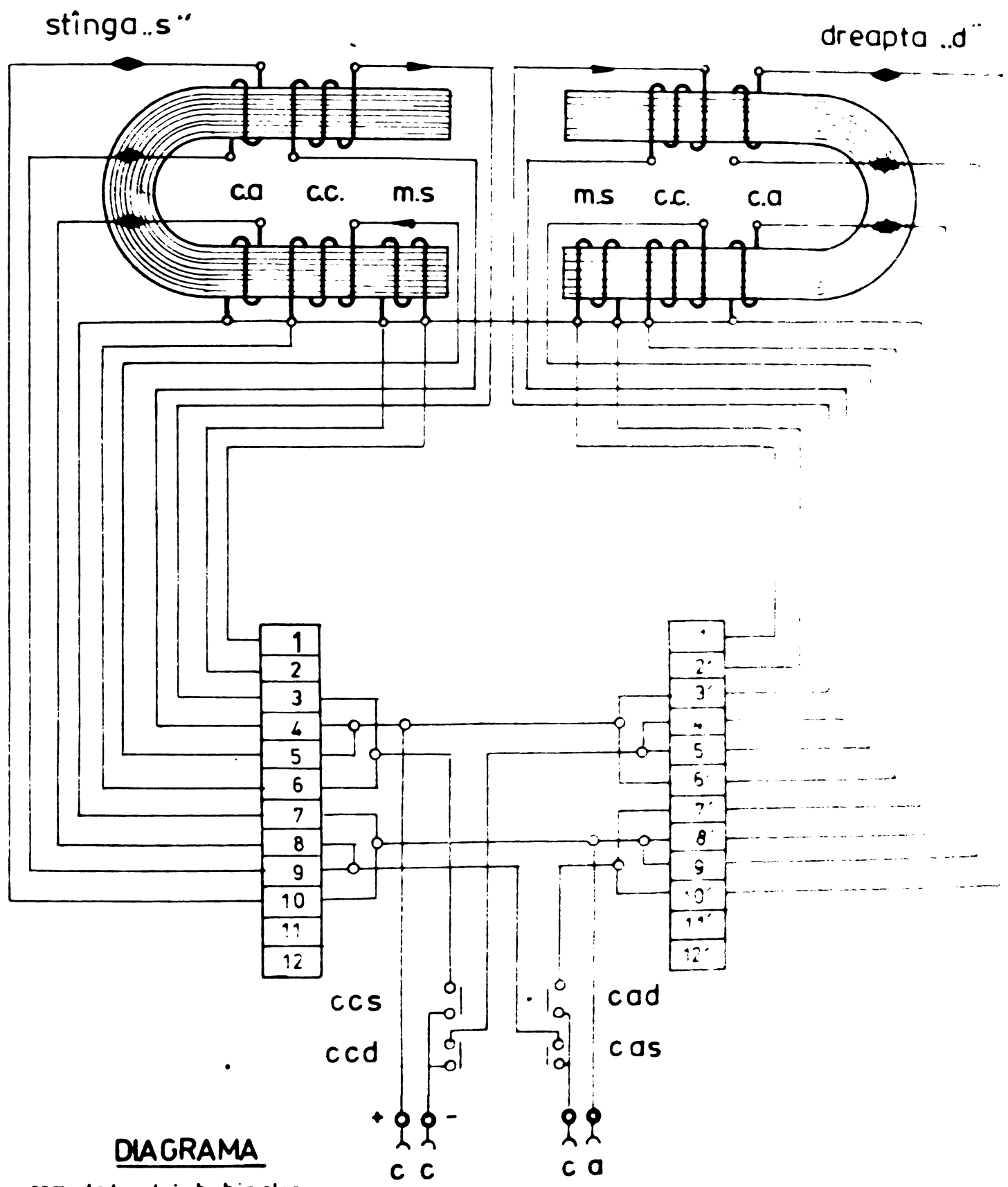
a) cusături de curea de transmisie  
 b) lanțuri de transmisie prost executate sau montate  
 c) alunecarea intermitentă la mecanismele de transmisie

a) scule așchietoare cu mai multe muchii  
 b) forma sculei  
 c) așezarea sculei  
 d) parametrii geometrici ai sculei  
 e) uzura sculei

a) neomogenitatea materialului piesei  
 b) lungimea piesei  
 c) sistemul de prindere a piesei

a) interdependența dintre forța dinamică de așchiere și deplasarea relativă dintre scula și piesă (efectul regenerativ, depunerile pe taie)  
 b) datorate procesului de frecare din cuplurile cinetice  
 c) cauzate de cuplarea poziției  
 d) cauzate de caracteristica descrescătoare a forței de așchiere în funcție de viteză datorate efectului perturbator al detoazajului dintre mașinaj și mașină  
 e) variația forței dinamice de așchiere și viteză instantanee de așchiere

# a). S c h e m a de conexiuni a bobinelor excitatorului

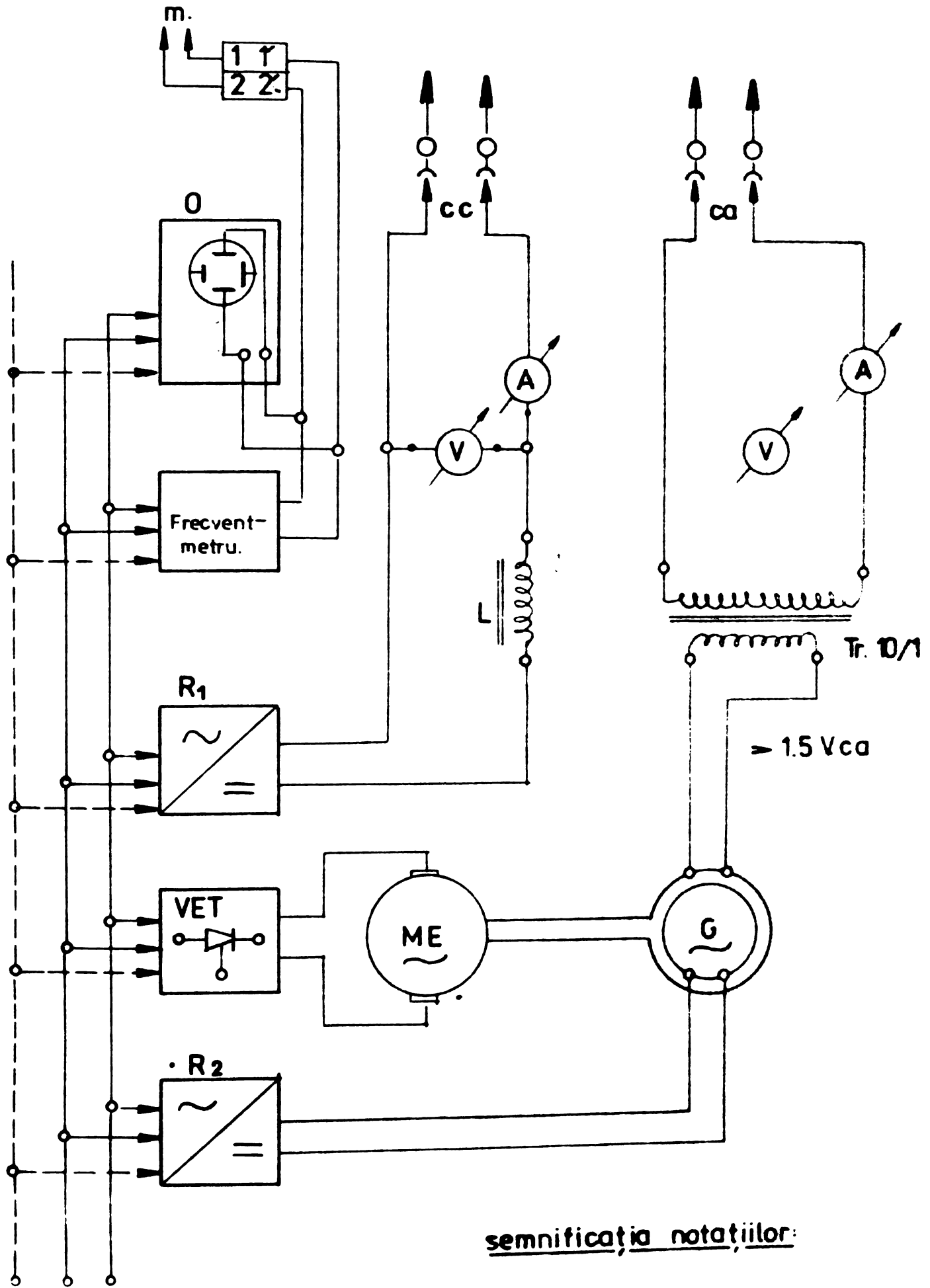


**DIAGRAMA**  
comutatorului bobinelor  
electromagnetului

	ccs	cas	ccd	cad
I	x	x		
II			x	x
III	x	x	x	
IV	x		x	x

notatii  
 C A = bobina de curent alternativ  
 C C = bobina de curent continuu  
 m S = bobina de magnetizare

# b.) Circuitele de alimentare



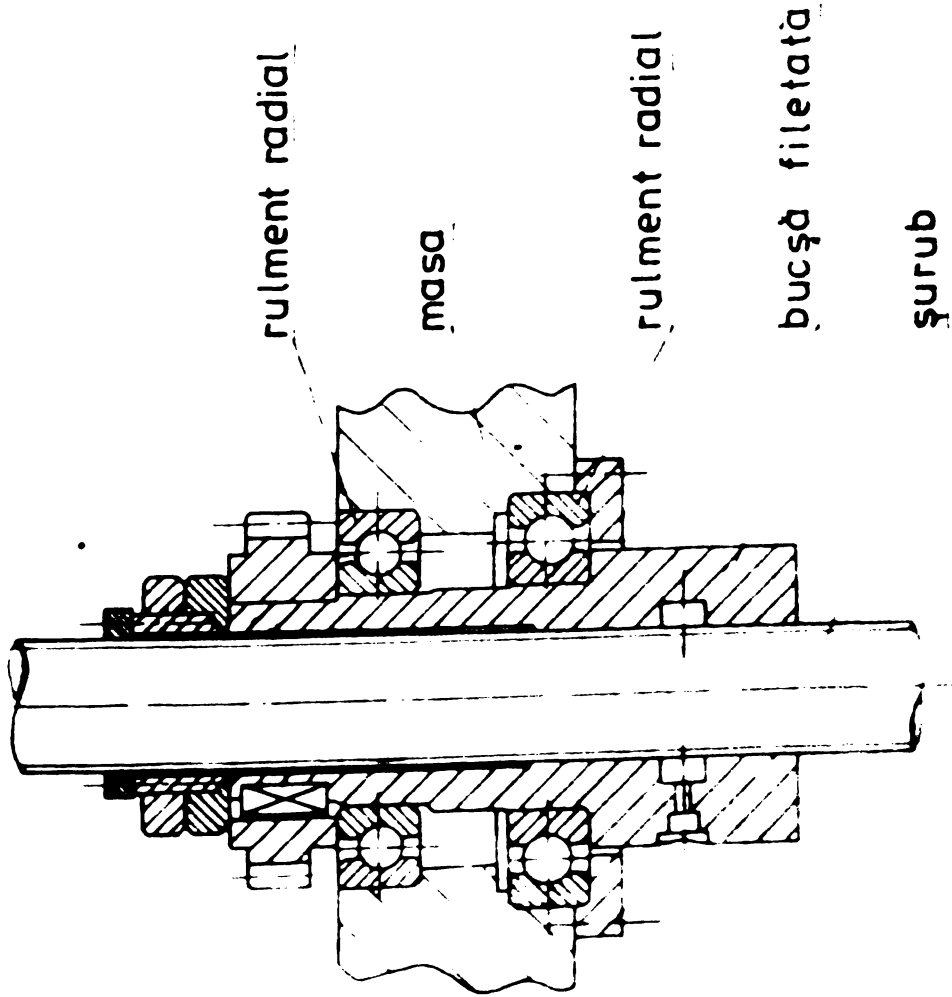
semnificatia notatiilor:

- $R_1, R_2$  = redresor.
- VET = variator electronic de turatie.
- ME = motor electric.
- G = generator de curent alternativ

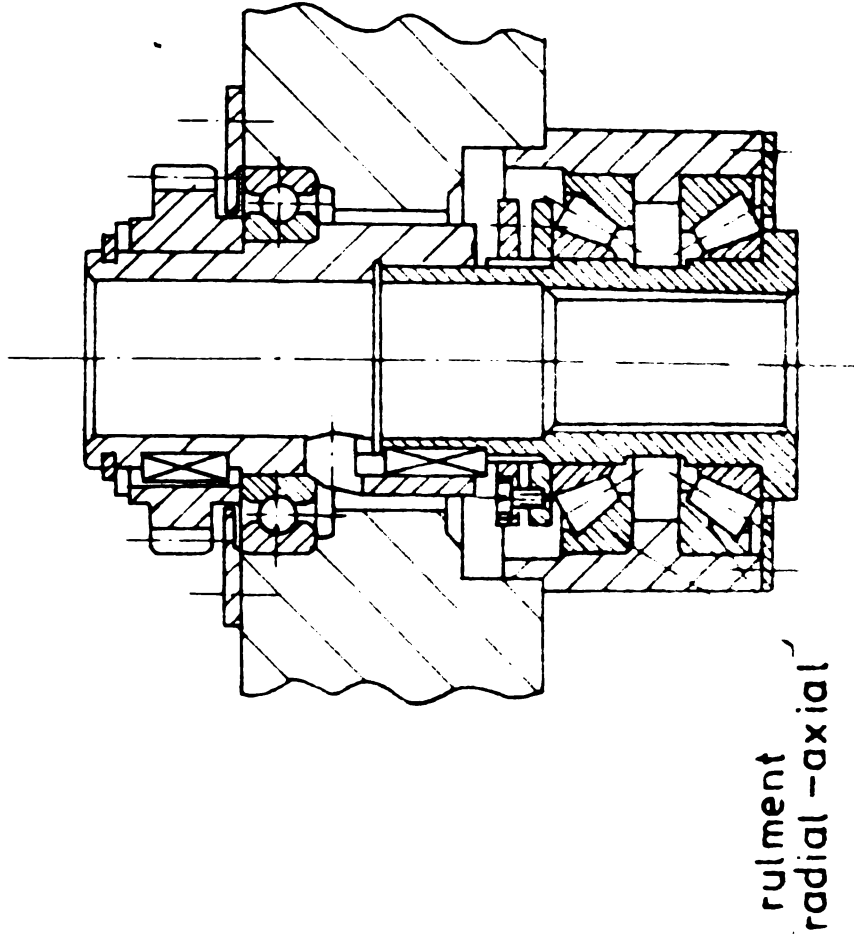
- Tr = transformator de adaptare
- L = bobina de sora
- C = condensator

220 V  
ca

# Suportul mesei



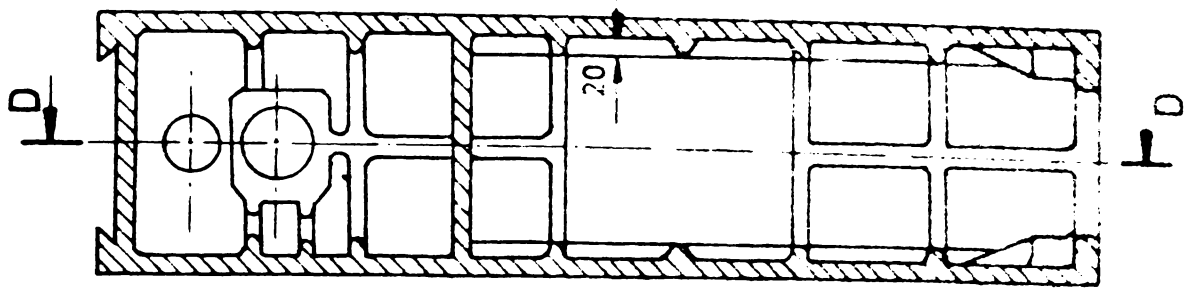
a.) varianta veche



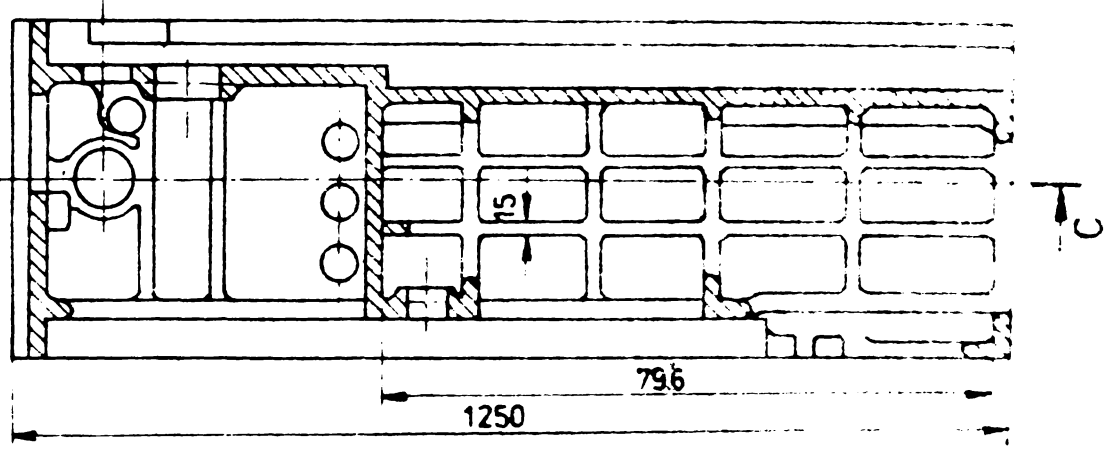
b.) varianta nouă

# Secțiuni prin batul mașinii

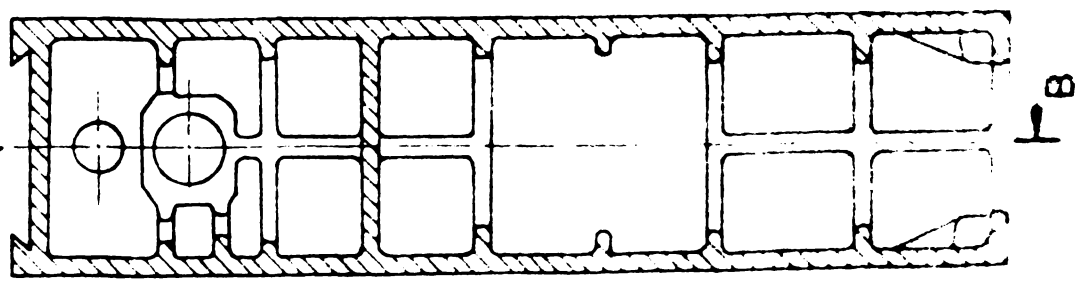
C-C



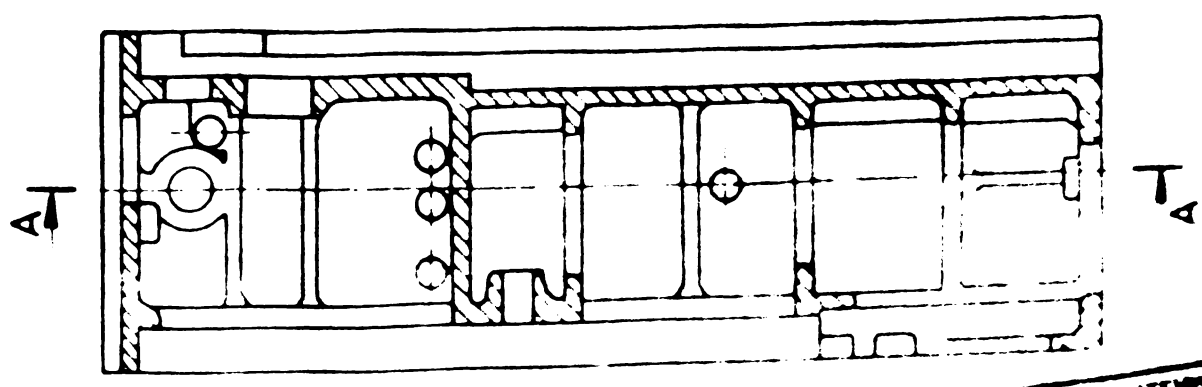
D-D



A-A



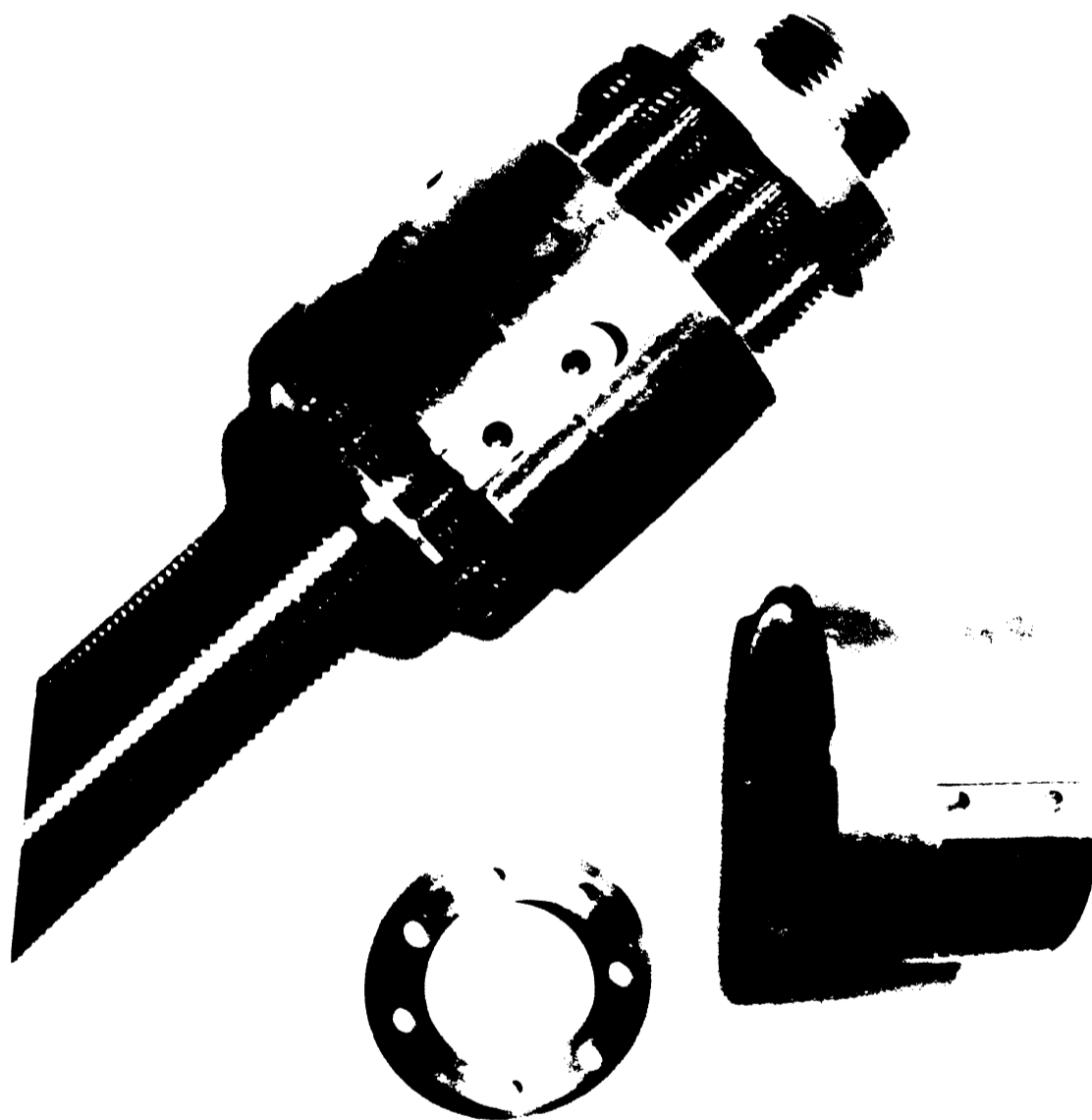
B-B



b) varianta nouă

a) varianta veche

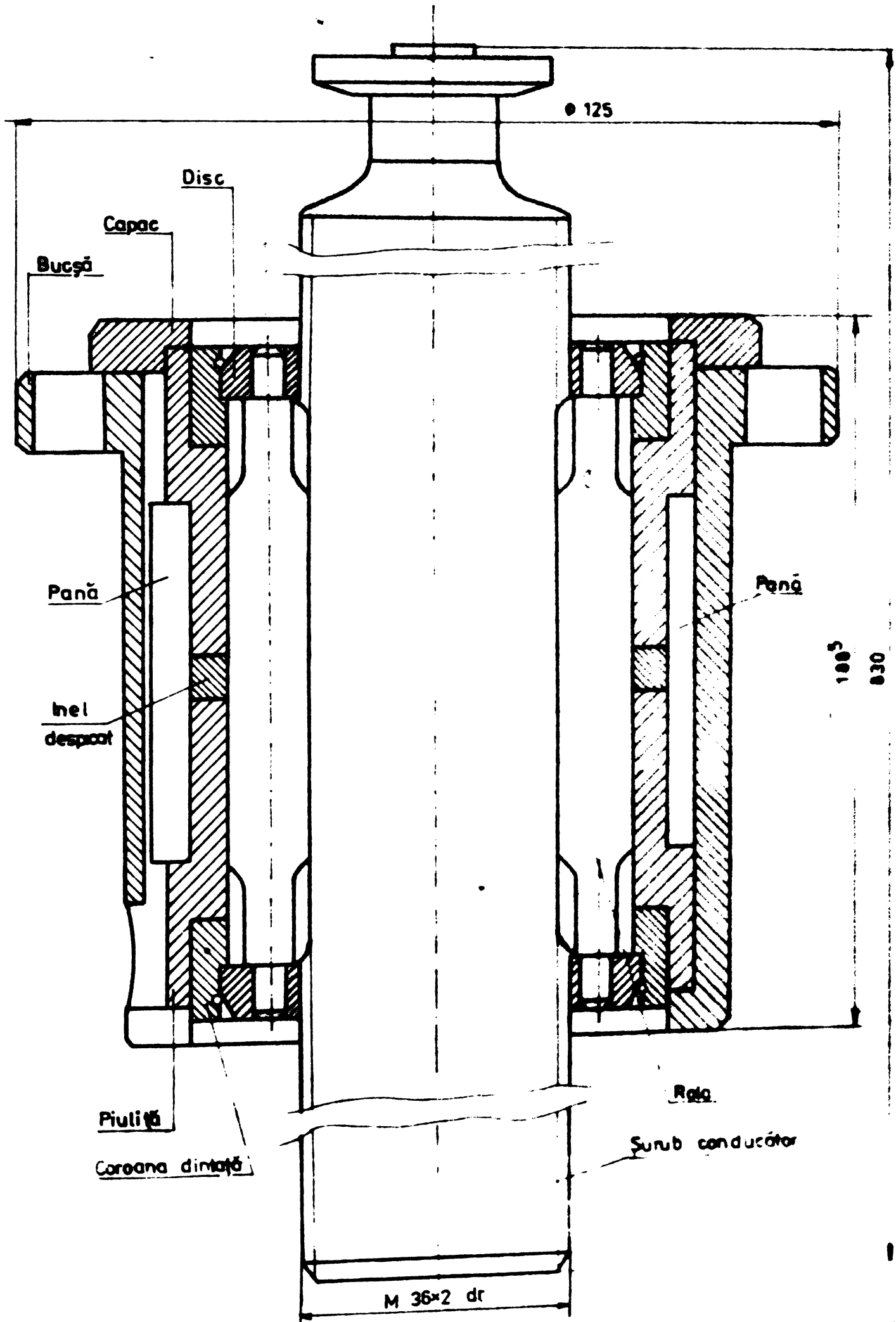
INSTITUTUL POLITEHNIC  
BIBLIOTECA ȘTIINȚIFICĂ





# Șurub

## cu role cu pas diferențial



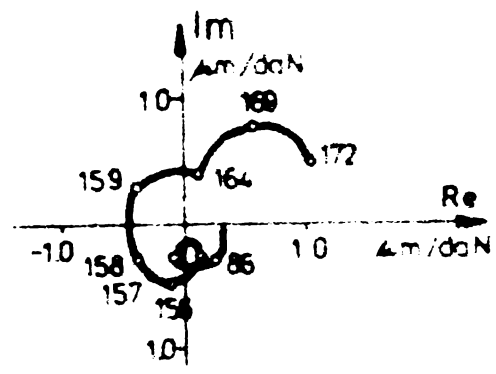
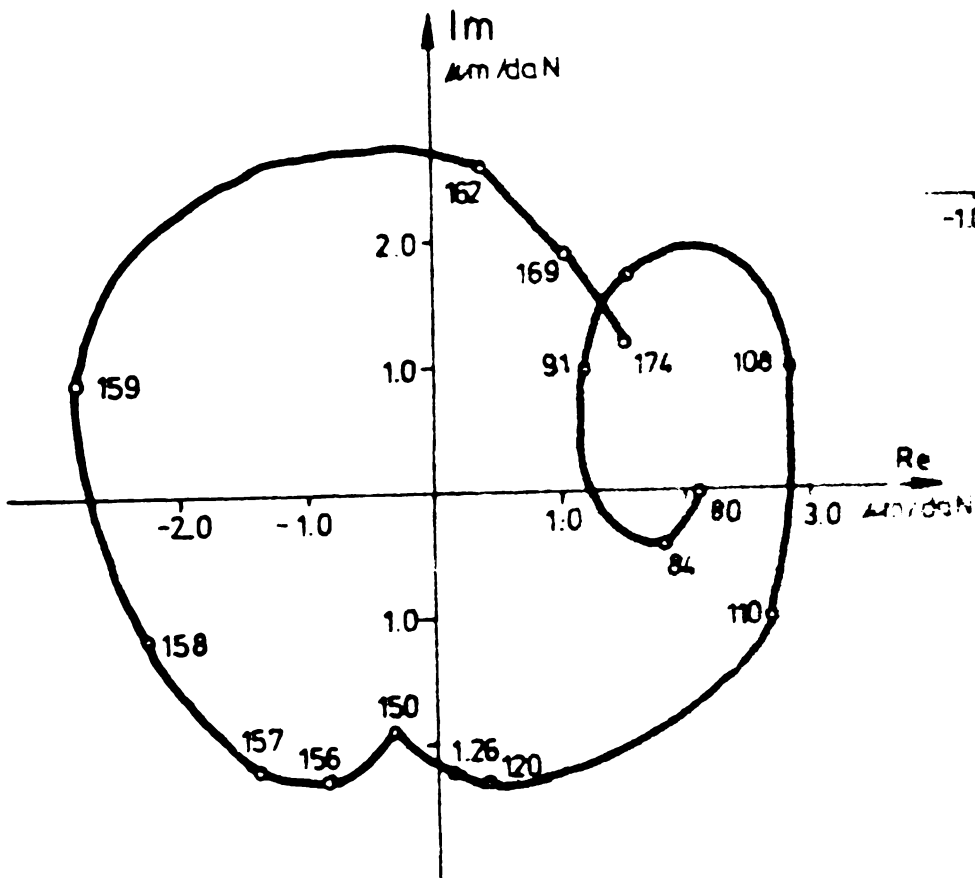
**MASINA DE FREZAT FUS-32  
cu batiul și suportul mesei modificat**

**A) Diagrame polare**

**Răspuns direct**

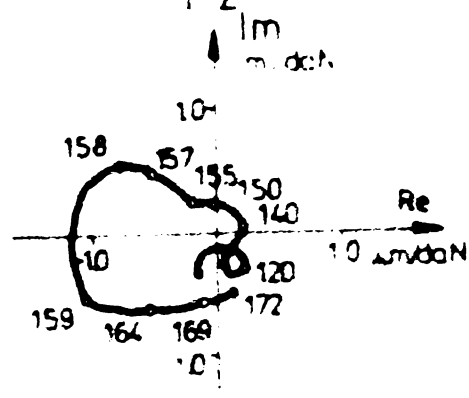
1-1

2-2

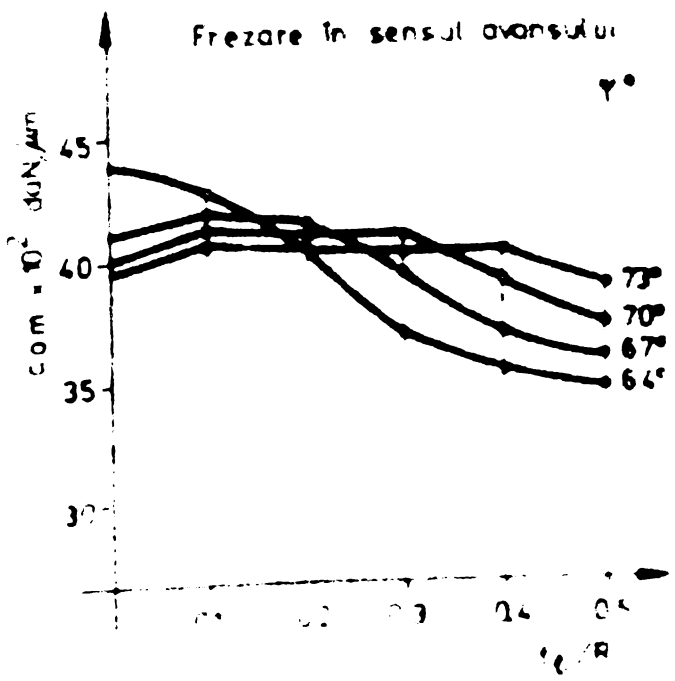
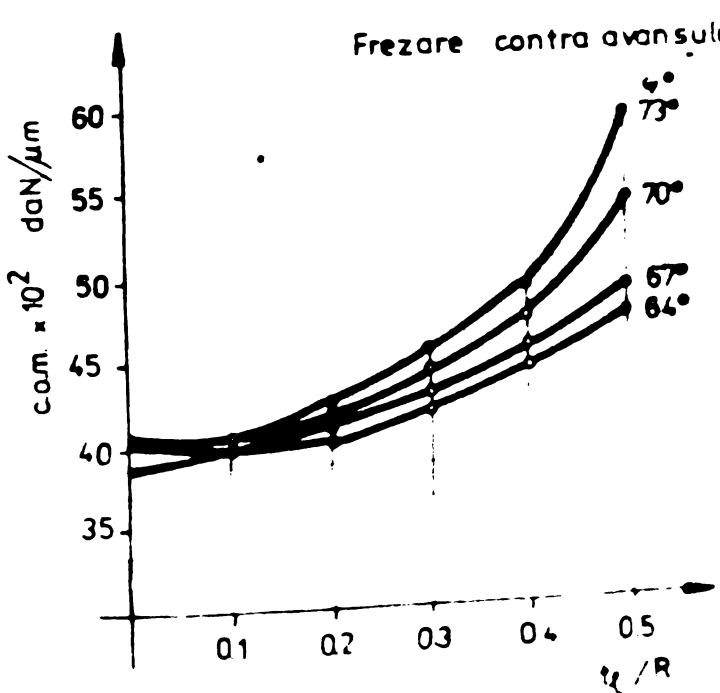


**Răspuns în cruce**

1-2



**B) Diagrame de stabilitate**



Interpretarea...



# INTERPRETAREA...

Valorificarea unor rezultate ale cercetarilor privind comportarea dinamică a mașinilor de frezat universal pentru scularie FUS-25; FUS-32.

Nr. 14777, 17.4.1951

Cercetările experimentale, concretizate în: caracteristica statică, teste prin probe de prelucrare, răspunsul dinamic al structurii, deformata acurilor proprii de vibrație etc. pun în evidență unele puncte slabe ale mașinilor de frezat universal pentru scularie FUS-25; FUS-32 cu influențe negative asupra comportării dinamice.

Din analiza detaliată a acestora, în scopul îmbunătățirii comportării la vibrații a mașinilor de frezat universal pentru scularie FUS-25; FUS-32 s-au efectuat următoarele modificări, concepute și inițiate de ing. G. Roșca:

1. Modificarea batiului. Toate cercetările scot în evidență rigiditatea slabă a batiului după direcția longitudinală X. Pentru eliminarea acestui punct slab s-a realizat și experimentat un batiu cu două nervuri suplimentare pe părțile laterale ale batiului, conform desenului anexat.

Experimentările au scos în evidență comportarea mai bună la vibrații a mașinii de frezat cu batiul modificat, ceea ce a condus la aprobarea acestei noi variante ca soluție definitivă.

2. Modificarea suportului mesei. Cercetările experimentale, probele de recepție și chiar exploatarea mașinilor de frezat universal pentru scularie au scos în evidență o porțiune de 8-10 mm cu vibrații mari la deplasarea mesei pe verticală, în mod deosebit la cursa de coborâre. Acest fenomen s-a menținut la toate vitezele de avans. Din analiza cauzelor s-a constatat că apariția fenomenului este determinată de rigiditatea slabă a fixării suportului mesei. Varianta nouă a suportului mesei din desenul anexat, proiectată, realizată și experimentată a condus la eliminarea completă a acestei porțiuni cu vibrații ridicate precum și reducerea vibrațiilor la mersul în gol cu cca 20%. Aceste rezultate au condus la aprobarea variantei modificate ca soluție definitivă. Începând cu trim. IV 1979 la fabricarea mașinilor de frezat universal pentru scularie FUS-25-FUS-32 se folosește numai această variantă.

... / / ...

3. Surubul cu role. Mașinile de frezat universal pentru scularie FUS-25; FUS-32 sînt planificate să fie prevăzute cu comandă numerică. În acest scop s-a proiectat, stabilit tehnologia și realizat în premieră pe țară un șurub cu role cu pas diferențial pentru acționarea avansului vertical la mașina de frezat universal FUS-32. Comportarea în exploatare a șurubului cu role scoate în evidență multiple avantaje, ceea ce îl recomandă ca soluție definitivă, cu unele îmbunătățiri aduse tehnologiei de execuție.

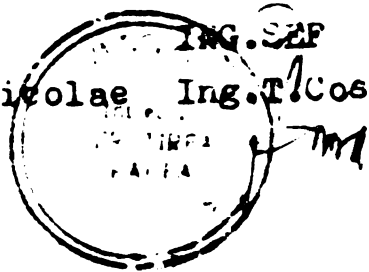
4. Metoda de recepție bazată pe comportarea dinamică a mașinilor de frezat universal pentru scularie FUS-25; FUS-32. Testarea comportării dinamice a mașinilor unelte este o cerință de prim ordin a cincinalului carității și eficienței maxime. Metoda propusă și experimentată prin măsurarea răspunsului dinamic la excitarea axului orizontal este simplă, accesibilă, implică un număr redus de aparate și asigură o apreciere corectă a comportării dinamice a mașinilor de frezat FUS-25; FUS-32.

În prezent, avem în curs de realizare ștandul de încercare, urmînd ca începînd din tria. IV să introducem această metodă ca o probă internă de recepție. Avem convingerea că recepția mașinilor prin această metodă și completarea pașaportului mașinii cu diagramele de stabilitate, vor conduce la mărirea gradului de competitivitate a acestor mașini de frezat, atât pe plan național cît și pe plan internațional. De asemenea puse la dispoziția beneficiarului, diagramele de stabilitate, se asigură exploatarea acestor mașini-unelte cu eficiență maximă.

5. Constantele modurilor proprii de vibrație ale mașinilor de frezat universal pentru scularie FUS-25; FUS-32, determinate pe cale experimentală, sînt în curs de valorificare în cadrul acțiunii de re-proiectare și modernizare a acestor mașini-unelte.

DIRECTOR TEHNIC

Ing. Agud Sferle Nicolae



ȘEF ATELIER PROIECTARE

Ing. Cioric .