

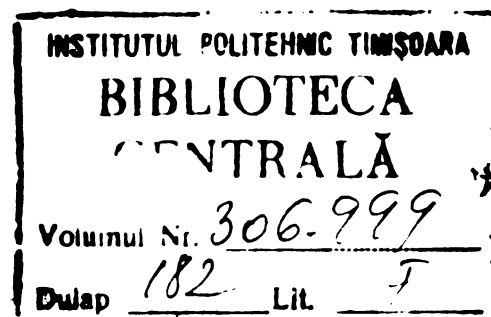
MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÎNTULUI  
INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VUIA” TIMIȘOARA

ing. VICTOR RĂDULESCU

**TEZA DE DOCTORAT**  
**COMANDA ADAPTIVĂ A AVANSULUI**  
**LA STRUNGURILE REVOLVER**

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:  
PROF. dr. ing. EUGEN DODON

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA



1976



## 1. INTRODUCERE

Din Directivele Congresului al XI-lea al Partidului Comunist Român cu privire la dezvoltarea economico-socială, reiese clar că producția de mașini-unelte va trebui să sporească în „Cincinalul revoluției tehnico-științifice” urmărindu-se îmbunătățirea construcției lor, prin realizarea unor mașini-unelte cu înalt grad de tehnicitate, cu indicatori tehnico-economici superiori și inclusiv cu un înalt grad de automatizare. Necesitatea dezvoltării impetuoase a tuturor tipurilor de mașini-unelte, creșterea gradului lor de automatizare, nivelul ridicat de dezvoltare al industriei de mașini-unelte, își găsește explicația în condiționarea dezvoltării tuturor întreprinderilor constructoare de mașini, pentru a influența astfel capacitatea de producție a acestora, precum și progresul tehnic al întregii industrii. Apare deci firesc ca perfecționarea mașinilor-unelte să fie orientată în primul rând spre reducerea costului de prelucrare a pieselor, principal indicator de calitate a unei MU, cost care este determinat în mare măsură de timpul de prelucrare cu componentele sale.

În producția de serie mare, reducerea timpilor de prelucrare se poate realiza prin utilizarea automatizărilor convenționale și prin conceperea unor utilaje ușor amortizabile. Determinarea valorilor optime pentru parametrii de bază ai regimului de așchiere se face în acest caz, printr-un număr de probe succesive. Influența acestor probe pentru depistarea valorilor optime pentru viteză ( $v$ ), avans ( $s$ ) și adâncime de așchiere ( $t$ ) asupra prețului de cost, dat fiind producția de serie mare, este foarte mică.

Pentru producția de serie mijlocie, comanda după program a permis deja reducerea considerabilă a prețului de cost al operației pe mașina respectivă, vizând în mod special fazele ajutătoare ale ciclului de lucru. Programarea fazelor ciclului de lucru permite o folosire mai rațională a MU. Programatorul fixează  $v$  și  $s$  în funcție de datele experimentale de care dispune, dar acești parametri odată programați, nu pot să țină seama de factorii perturbatori ai procesului de prelucrare prin așchiere, iar din aceștia o influență mare o au adâncimea de așchiere variabilă, uzura sculei, neomogenitatea durității materialului de prelucrat etc.

Datele pe care le utilizează programatorul în calcule sînt stabilite cu multe inter- sau extrapolări, aproximații, echivalări etc, datorită diversității enorme a cazurilor tehnologice concrete și a necunoașterii exacte a proceselor și materialelor, a stării și dimensiunilor semifabricatelor, a căror adaosuri la turnare diferă chiar și cu

001. Apoi însăși modelele de calcul (de exemplu pentru rigiditate și stabilitatea SLS) sînt încă foarte incomplete, factorii care intervin fiind numeroși. Ca rezultat programul are erori mari, practic totdeauna. De asemenea programul nu poate să țină seama de schimbarea parametrilor aşchierii cu uzură normală a sculelor, care provoacă variația cotelor, creșterea forțelor pînă la 25% și instabilitate, apoi de variația dimensiunilor semifabricatelor, trebuind a fi considerate pentru siguranță cele maxime (la piesele cu adaosuri minime rezultă curse de lucru „în gol”) și nici de condițiile de evacuare a aşchierilor. În general nu pot fi considerate în program toate particularitățile fiecărui semifabricat sau obiect din lot, ceea ce ar fi foarte util.

Dificultățile de mai sus și pericolul ca erorile să provoace rebuturi sau chiar defecte, obligă programatorul la rezerve mari de siguranță și ca urmare încărcarea MU cu program este mai redusă decît a multor MU tradiționale similare, la care operatorul uman poate instala regimuri maxime și să intervină în caz de pericol, la apariția factorilor întîmplători de care programul nu a putut ține seama.

În producția de serie mică, gradul de automatizare al mașinilor-unelte nu poate fi împins prea departe deoarece afectează considerabil prețul de cost al prelucrării respective. Pentru scăderea prețului de cost și ridicarea preciziei de prelucrare, un rol primordial, în acest caz, îl deține optimizarea conducerii procesului de prelucrare prin aşchiere și deci a sistemului de comandă a MU. Ca regim corespunzător sau optim se înțelege cea combinație de parametri ( $v$ ,  $s$ ,  $t$ ) care realizează un optim economic, respectiv cost minim al operației cu respectarea anumitor condiții de precizie și productivitate. În acest sens, lucrări de un înalt nivel științific [16], [17], [18] au fost realizate la catedra de TCM a Facultății de Mecanică din Timișoara. De altfel cercetări în această privință au început în țara noastră încă de acum aproximativ 20 ani iar în anul 1957 s-a comunicat [16] primele rezultate obținute, R.S.K. fiind una din primele țări pe plan mondial cu investigații și preocupări pentru acest domeniu devenit acum atât de actual. Cu toate acestea, mai sînt de rezolvat multe și importante probleme pentru a se ajunge la date hotărîtoare în vederea comenzilor MU. Astfel se explică și faptul că autorul acestei lucrări și-a îndreptat atenția pe una din direcțiile de perfecționare a sistemelor de comandă a mașinilor-unelte, avînd permanent în vedere importanța acestora, subliniată și de faptul că tema se înscrie pe lista direcțiilor de dezvoltare a construcției de mașini-unelte din programul prioritar de dezvoltare industrială al țării.



rii noastre.

Autorul mulțumește cu căldură și considerație tovarășului Profesor Dr.ing.Eugen Dodon, pentru orientarea hotărâtoare a acestei lucrări și pentru îndrumarea permanentă și de înalt nivel în rezolvarea problemelor teoretice și experimentale. De asemenea mulțumește pe această cale, pentru colaborarea și sprijinul acordat, întregului colectiv al catedrelor de TCM de la Facultatea de Mecanică a Institutului Politehnic „Traian Vuia” din Timișoara și de la Facultatea de sub-ingineri a Institutului de învățămînt superior din Pitești.

### 1.1. Comanda adaptivă la mașini-unelte

Prin funcția sa, comanda adaptivă (CA) este deosebit de eficientă la producția individuală și de serie mică, la prelucrări complexe cu diferite sisteme de încărcare, deci la centre de prelucrare și MU cu CN. Ea asigură acestor mașini o utilizare mai intensă și rațională, posibilitatea de a micșora erorile dinamice, de a introduce corecții la CN. De altfel, existența ciclului automatizat, a acționărilor reglabile și a înscrierii dimensiunilor pieselor în CN, facilitează esențial introducerea CA la astfel de MU. Domeniul de aplicativitate al CA este mai larg: mărește avantajele conducerii MU cu ajutorul calculatoarelor, crește eficiența, durabilitatea sculelor și capacitatea de producție. De aceea se poate afirma că CA constituie o etapă nouă în dezvoltarea MU.

Rolul CA impune ca toată concepția sa să se bazeze pe legile procesului de lucru și a proiectării tehnologice a operației respective, legate la rîndul lor de construcția MU, de caracteristicile sale, ale STE deci și ale sculei, inclusiv de dinamica funcționării lor. Determinată în mod esențial de STE, CA a evidențiat necesitatea perfecționării într-un mod corespunzător a bazelor științifice a operației tehnologice, a posibilităților de utilizare eficientă a MU și chiar a schimbării construcției acesteia. Asemănător modului în care CN a impus reconstrucția MU, CA impune și ea o serie de modificări. Se remarcă totuși faptul că MU cu CN sînt, deși numai parțial, mai acceptabile introducerii CA decît MU clasice. Astfel se dispune, cel puțin la acționările pentru avansuri, de posibilitatea schimbării din mers și sub sarcină a vitezelor și apoi de un ciclu automatizat, foarte necesar pentru CA. Cu toate acestea, este necesară reconstrucția MU care urmează a se echipa cu un sistem de comandă adaptivă (SCA), iar extinderea acestei reconstrucții depinde în mare măsură de felul CA și tipul MU. Chiar și în cazul introducerii CA mai simple, avînd numai avansul ca mărime de execuție, sînt necesare unele componente

sau subansamble noi care să conțină elementele traductoare, reconsiderarea dispunerii comenzilor, a sarcinilor din acționări și a preciziei MU.

Trebuie subliniat faptul că MU cu CA asigură un regim de încălzire mai ridicat decât MU echipată cu CN, ca urmare solicitările mecanice, termice și deformațiile vor fi diferite. La strunguri de exemplu se impune o acționare continuă pentru avans, ceea ce la strungurile cu CN nu apare ca fiind obligator.

Extinderea CA și la mișcarea principală face ca acționarea principală să fie mult mai solicitată și impune necesitatea schimbării din mers și sub sarcină, ceea ce de asemenea nu apare ca fiind absolut obligator pentru MU cu CN. In aceste condițiuni apare ca factor de primă importanță necesitatea ca puterea de comandă să fie minimă, pentru a se reduce amplificarea semnalelor de ieșire din CA și a îmbunătăți stabilitatea SCA.

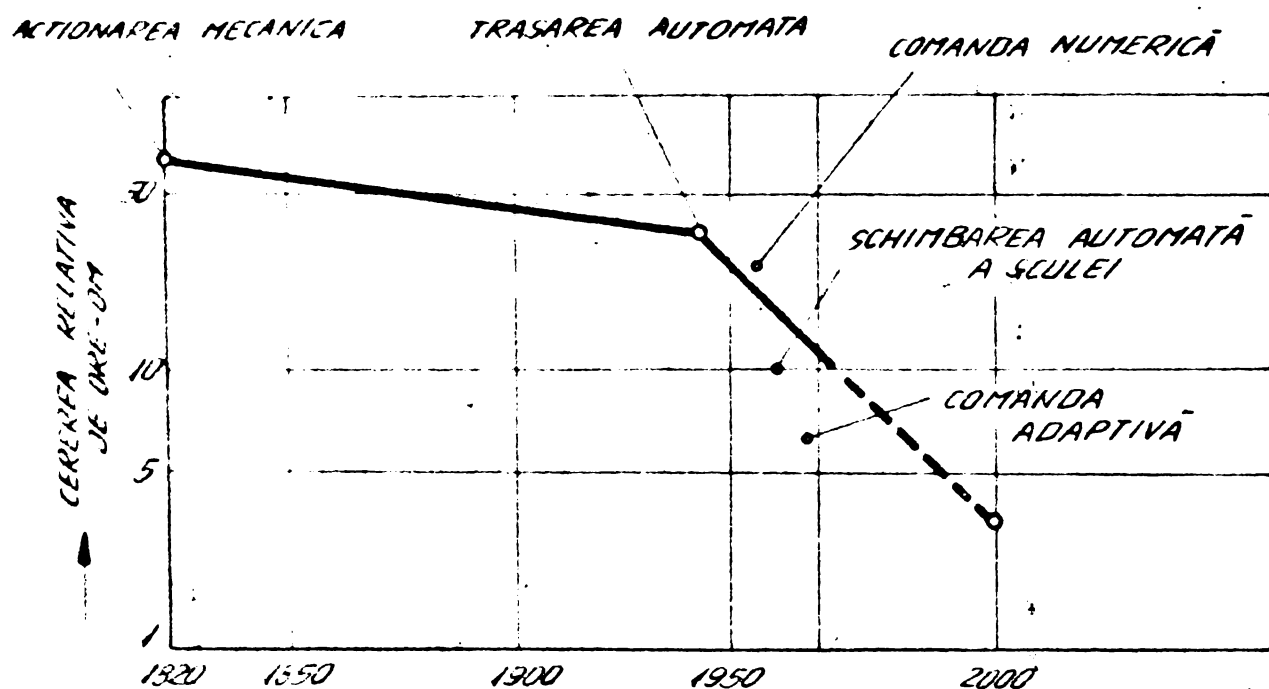


Fig. 1

Introdusă în prima etapă mai mult la MU cu CN, CA se extinde în prezent la toate MU, mai mult decât CN însăși, constituind după cum se susține prin diagrama din fig.nr.1 (N.E.Merchant) una din dezvoltările de viitor a mașinilor-unelte.

După multe lucrări de specialitate [55], [58] se deosebesc CA cu valori limită (ACC- Adaptive Control Constant) și CA optimale (ACO- Adaptive Control Optimal). Cele cu valori limită controlează diferite mărimi ale procesului de prelucrare în așa fel încât unul sau câțiva din parametrii regimului sînt menținuți între anumite limite. Sistemele ACO sînt mai complete, în sensul că odată cu stabilirea parametrilor regimului se îndeplinește și un criteriu de optimizare, după o anumită strategie. Această clasificare nu ține însă seama de o serie de

realității și definiții admise în general în tehnologia prelucrării pe MU și de aceea nu se va recurge la terminologia ei în cele ce urmează.

## 1.2. Aplicarea CA la strungul revolver

Cele mai moderne strunguri revolver (SR) ce se produc în prezent, sînt de regulă cu comenzi program pentru regimul de așchiere și alegerea sculei și cu comenzi numerice (CN) pentru cursele de lucru. Cercetarea de față urmărește elaborarea și experimentarea unui sistem de CA (SCA) pentru SR precum și modificările necesare realizării reglării în mers și sub sarcină a avansului și este impusă de neajunsurile ce însoțesc această importantă categorie de MU și anume:

- durata mare de calcul, respectiv de programare de către tehnolog a regimurilor de așchiere, care într-o serie de cazuri este practic imposibil de calculat în mod corect, chiar cu mijloace tehnice ajutătoare moderne. Rezultă implicit un cost ridicat al acestei determinări, ceea ce limitează micșorarea seriei economice;

- necesitatea unui reglaj al vitezelor și avansurilor la mașină la fiecare nou lot de piese, operație efectuată de reglor, deci preț de cost ridicat al reglării regimului de așchiere;

- caracterul subiectiv al determinării parametrilor regimului de către tehnologi influențează nefavorabil asupra preciziei de prelucrare pe SR;

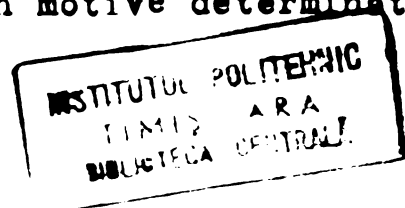
- abateri și greșeli numeroase în respectarea pe mașină a tehnologiei programate;

- modificările parametrilor materialului, frecvent inevitabile la același lot de piese, duc la modificarea, în majoritatea cazurilor substanțială, a forțelor de așchiere. Ca urmare reglarea se face cu anumite rezerve (în mod arbitrar) pentru protejarea sculelor și MU, afectînd în mod nedorit capacitatea de producție a SR. La aceasta se adaugă rezervele de cursă ce se iau în momentul trecerii de la deplasarea rapidă la avansul de lucru pentru a exista o siguranță împotriva pătrunderii cu avans prea mare în materialul piesei, ceea ce ar duce la distrugerea sculei și a piesei precum și la suprasolicitarea SR;

- costurile mai ridicate ale programării de către tehnolog și a reglării pe SR contribuie la menținerea unei eficiențe scăzute a prelucrărilor pe SR;

- frecvența mare a schimbării parametrilor regimului de așchiere pe SR.

Cele de mai sus subliniază faptul că din motive determinate de



stadiul actual al tehnicii, capacitatea de producție a SR este utilizată în mod necorespunzător.

Toate aceste dezavantaje sînt înlăturate de CA a SR, ajungîndu-se astfel la utilizarea întregii capacități a STE, a sculelor așchietoare și a MU precum și la micșorarea timpilor de bază ai prelucrării, înregistrîndu-se și o creștere corespunzătoare a preciziei pieselor prelucrate. CA reprezintă de fapt un sistem de reglare cu buclă închisă al cărui rol este de a stabili în mod automat regimul corespunzător de prelucrare, stabilind valorile pentru toți sau pentru o parte din parametrii acestuia, sau numai în anumite limite ale lor pe baza măsurării în procesul de lucru, complete sau parțiale, a mărimilor ce determină procesul de prelucrare.

Decarece CA execută o reglare a parametrilor regimului de așchiere pe baza informațiilor primite chiar în timpul procesului de prelucrare, se poate considera că MU se autoadaptează permanent la condițiile mereu schimbate ale procesului de așchiere, acest sistem de comandă constituind în etapa actuală de dezvoltare a industriei constructoare de mașini, o necesitate datorită următoarelor posibilități:

- eliminarea intervenției omului în ciclul de lucru al MU cu comandă după program (SR). Intervenția rămîne se face numai pentru înlocuirea sculelor etc;

- creșterea preciziei de prelucrare, care de cele mai multe ori depășește efectul economic obținut prin optimizarea regiurilor de așchiere;

- se elimină limitarea artificială a încărcării SR, limitare datorită necunoașterii complete a unor parametri ai regimului de așchiere, parametri caracterizați de o împrăștiere mare a valorilor lor, dar care au o influență considerabilă (uneori hotărîtoare) în prețul de cost al operației respective;

- folosirea economică și intensivă a mașinilor-unelte cu comandă după program (SR) prin prelucrarea la forțe maxim admise din punct de vedere tehnologic;

- protecția MU și a sculei așchietoare la suprasarcini și diferite perturbații ce pot să apară în procesul de așchiere;

- facilitarea deservirii mai multor mașini de către un singur muncitor.

## 2. ANALIZA SISTEMELOR DE COMANDA ADAPTIVA EXISTENTE PE PLAN MONDIAL, PENTRU STRUNGURILE REVOLVER

### 2.1. Probleme generale

Sint cunoscute, in publicațiile științifice de specialitate, câteva referiri la prelucrările pe strungurile revolver dar care vizează îndeosebi bazele teoretice ale CA. De asemenea se cunosc câteva modele de strunguri cu CA care au capete revolver [71], [81], [82], [83] și CN. Unele din aceste modele sint prezentate însă in literatură și ca strunguri normale. In ceea ce privește stadiul existent in țară, menționez că in afara cercetărilor întreprinse de colectivul condus de Prof.Dr.ing.Dodon Eugen nu există rezultate publicate despre sisteme experimentate de acest gen. Materialul bibliografic existent se compune dintr-un număr redus de informații cu caracter general privind probleme particulare întâlnite la prelucrările pe SR. După cum rezultă din [16], [17], [51], [58], [65], [39], [63], [70], [56] pentru instalarea prin CA a regimului de așchiere corespunzător, este necesară cunoașterea prin măsurare a forțelor de așchiere care solicită STE, a gradului de utilizare a capacității sculei așchietoare și a încălzirii electromotorului acționării principale.

### 2.2. Componerea generală a sistemelor de CA întâlnite la SR

Sisteme de CA care măsoară forțe de așchiere cu traductoare avînd semnal de ieșire electric și care reglează avansul au in general o schemă funcțională (de elemente) ca in fig.2.

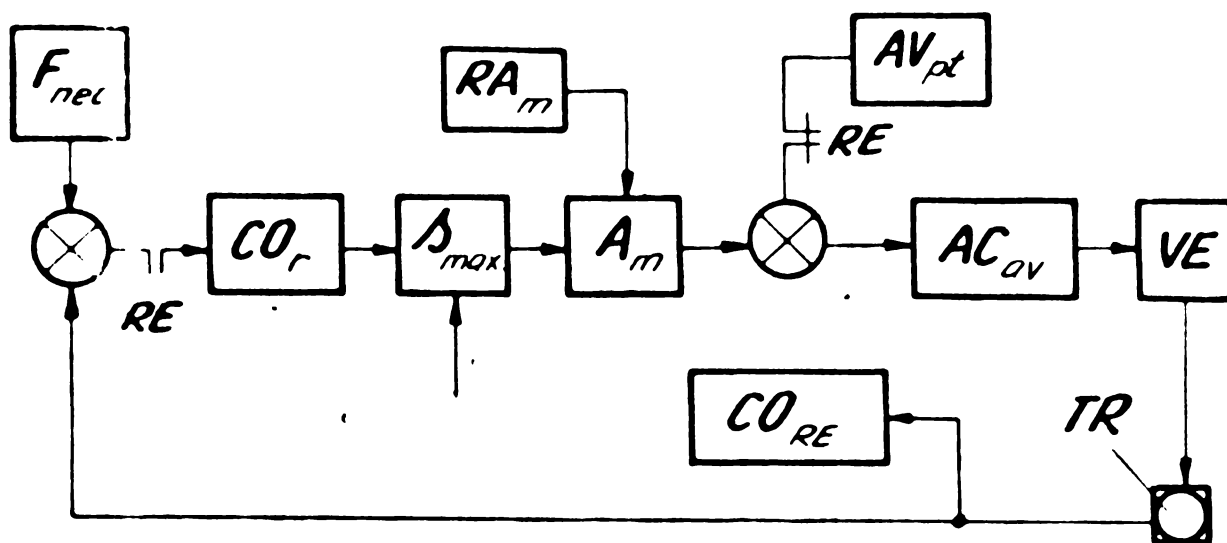


Fig.2

Valorile de referință se instalează la elementul  $F_{nec}$ . Acestea



se compară cu cele de la traductorul TR iar diferența este amplificată în  $A_m$ , după trecerea prin veriga de corecție  $CO_r$  și limitatorul valorii maxime de avans  $S_{max}$ . De la amplificator semnalele se transmit la blocul  $AC_{av}$  care cuprinde comanda acționării de avans, motorul și mecanismele intermediare pînă la veriga executantă VE, în care se consideră inclus și procesul de prelucrare. Înainte de pătrundere în material, sistemul fiind descărcat pentru a nu se ataca piesa cu  $S_{max}$ , elementul de comandă  $CO_{RE}$  printr-un releu RE, pe baza semnalului de la TR, menține neîntrerupt circuitul de la  $F_{nec}$  și introduce comanda pentru avans de pătrundere de la elementul  $AV_{pt}$ . După intrare în material se restabilește semnalul de la  $F_{nec}$ . Coeficientul de amplificare al sistemului se reglează cu ajutorul elementului  $RA_m$ , pentru îmbunătățirea stabilității și a erorii staționare.

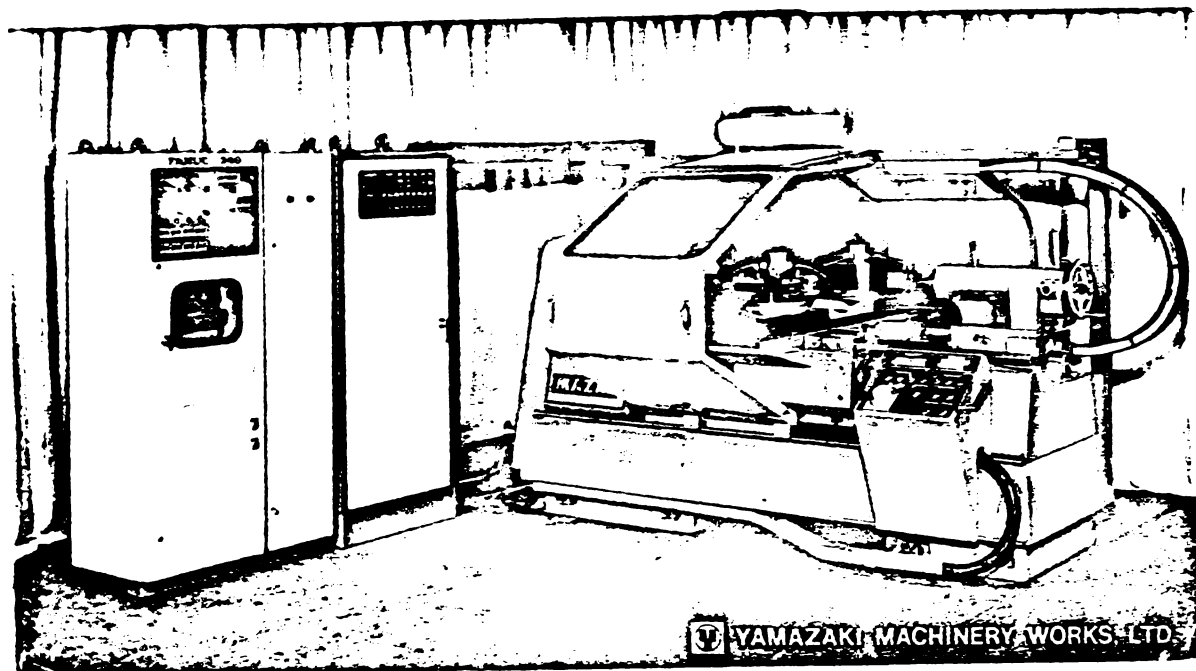
Aproximativ aceeași structură au și sistemele care reglează puterea motorului principal, menținînd-o constantă prin variația avansului (mărime de execuție), cu deosebirea că traductorul TR este pentru putere, iar în loc de  $F_{nec}$ , va fi puterea motorului  $P_{mot}$ . La modele mai perfecționate [56], [70] avînd tot numai avansul ca mărime de execuție, s-a introdus și o reglare a turației arborelui principal, dar care de fapt este o variație rigidă funcție de raza piesei ( $r_p$ ) și nu depinde de procesul de așchiere. Scopul acesteia este de a menține constanta valoarea  $v$  - a vitezei de așchiere fixată de programator și deci în esență nu este legată de CA. În figura 3 este prezentată schema funcțională a unui sistem denumit „Adaptic 101” produs de AEG - Telefunken.

Pentru cele 4 poziții ale CR se impun valori pentru  $F_t$ ,  $v$  și  $s_{max}$  și se măsoară lungimea sculei  $l_g$ . Se introduc și valorile limită permanente ale MU și anume: momentul maxim la AP -  $M_{tAP max}$ , puterea electromotorului principal -  $P_{EM max}$  și avansul de pătrundere  $s_{pt}$ . Măsurîndu-se  $r_p$  cu traductorul TD, se stabilește turația  $n_{AP}$ , indiferent de procesul de așchiere. Blocul BCA variază însă „adaptiv” avansul,  $F_z$  fiind limitată prin intermediul produsului  $F_z \cdot v = P_e$ , atât de  $P_{max e} = M_{tAP max} \cdot 2n_{AP e}$  cît și de  $P_{EM max}$ . Puterea  $P_e$  este obținută după scăderea puterii în gol -  $P_g$ , memorată în elementul ME. Traductorul TR comandă instalarea avansului  $s_{pt}$ , înainte ca scula să atingă piesa cu avans rapid. Valoarea programată (limitată) se va compara cu valoarea măsurată și mărimea rezultată se transmite la regulatorul de putere la ieșirea căruia va apare valoarea prescrisă pentru avans (acest semnal poate fi limitat la rîndul lui de către avansul maxim programat).



O concepție asemănătoare are și sistemul de CA care echipază strungul model MAZAK - 1500 R, fig.4, produs al firmei japoneze „Yamazaki Machinery Works”.

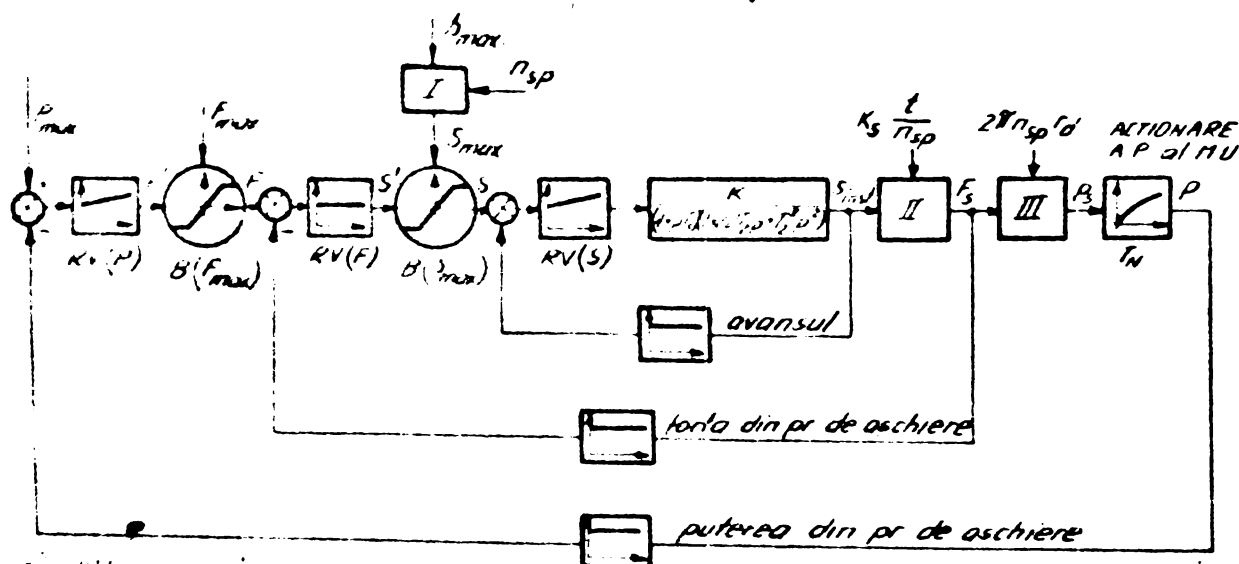
Fig.4



De remarcat că acest sistem de CA este construit de asemenea de firma Yamazaki [12] și numai CN este produsă de altă firmă (Fanuc sau Meldos), dovadă a importanței problemelor tehnologice și de MU în construcția sistemelor de CA.

Reglări similare realizează și sistemele de CA produse de Pittier ABS [56] cu care au fost echipate câteva modele de strunguri automate monox cu cap revolver. Schema bloc a unui astfel de sistem este prezentată în fig.5. La acest sistem mărimile reglate sînt forța principală și viteza de așchiere. În funcție de forța principală se reglează viteza de avans iar viteza de așchiere este menținută constantă chiar la modificarea poziției capului revolver deoarece eventualele diferențe sînt compensate de către modificarea corespunzătoare a turației arborelui principal.

Fig.5





Se poate observa că peste circuitul de reglare al vitezei de avans este suprapus circuitul de reglare al forței de așchiere.

Circuitul de reglare al puterii furnizează valoarea impusă pentru circuitul de reglare al forței. Sistemele care folosesc, alături de avans, adâncimea de așchiere ca mărime de execuție sînt foarte puține și fără rezultate concludente, datorită problemelor ridicate de pătrunderea cușitului în piesă în condițiile unei variații multiple a adaosului de prelucrare.

### 2.3. Traductoare folosite de sistemele de CA la SR

Față de cele arătate mai sus, rezultă că de obicei se măsoară mărimi neelectrice, cu excepția puterii electromotoarelor acționărilor MU. CA nu impune în general condiții de precizie severe pentru traductoare, deoarece însăși calculul parametrilor prelucrărilor prin așchiere este încă destul de aproximativ. Sînt însă severe condițiile specifice care afectează indicii tehnico-economici ai MU, pentru care nu se pot admite diminuări. În acest sens traductoarele trebuie să ofere în primul rînd rigiditate maximă, sensibilitate, stabilitate și influență minimă la temperatura variabilă la care este supusă MU.

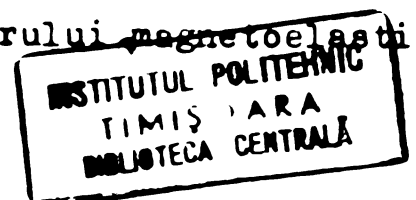
#### 2.3.1. Traductoare pentru măsurarea forțelor.

Evoluția sistemelor de CA a demonstrat pe deplin [16], [4], [18], [39], [62], [19] necesitatea măsurării forțelor de așchiere pentru orice tip de MU, astfel încît se cunosc multe elemente traductoare cu acest scop însă nu toate au putut depăși faza de laborator datorită condițiilor impuse de CA și funcționării în atelierul de producție. Tipul traductorului determină și construcția capului revolver. Se impune deci ca traductorul să fie compact, de gabarit redus și insensibil la lichide de ungere și răcire.

Inercările de folosire a traductoarelor tensometrice și apoi a celor inductive, datorită dezavantajului lor esențial - elasticitatea - nu au reușit să se impună [72], [73].

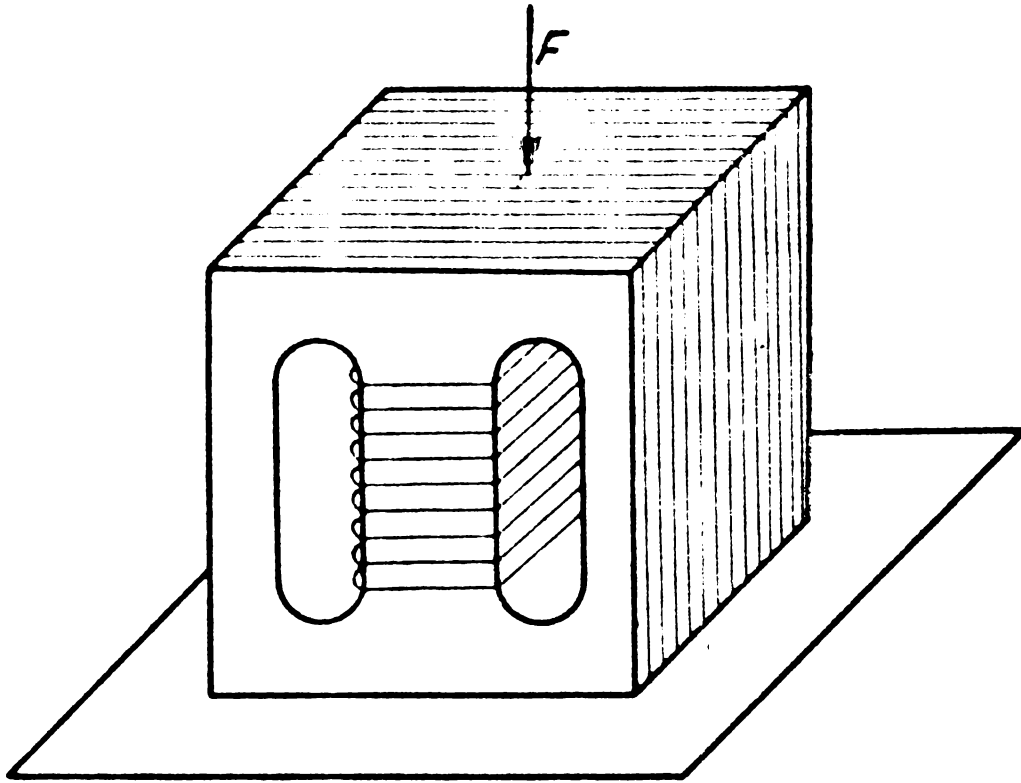
Traductorul de forță corespunzător pentru sistemele de CA a MU este cel magnetoelastic realizat în acest scop în R.S.R. [19] într-o construcție specială care oferă o bună repetabilitate, lucru confirmat de preluarea lui și de CA produsă în R.D.G. [17] și de alte sisteme de CA [32]. Acest traductor îndeplinește toate condițiile menționate mai sus și funcționează fără uzură, avînd o rigiditate maximă, deoarece este practic o bucată de metal bobinată și supusă forțelor de compresiune.

În fig.6 se prezintă principiul traductorului magnetoelastic,



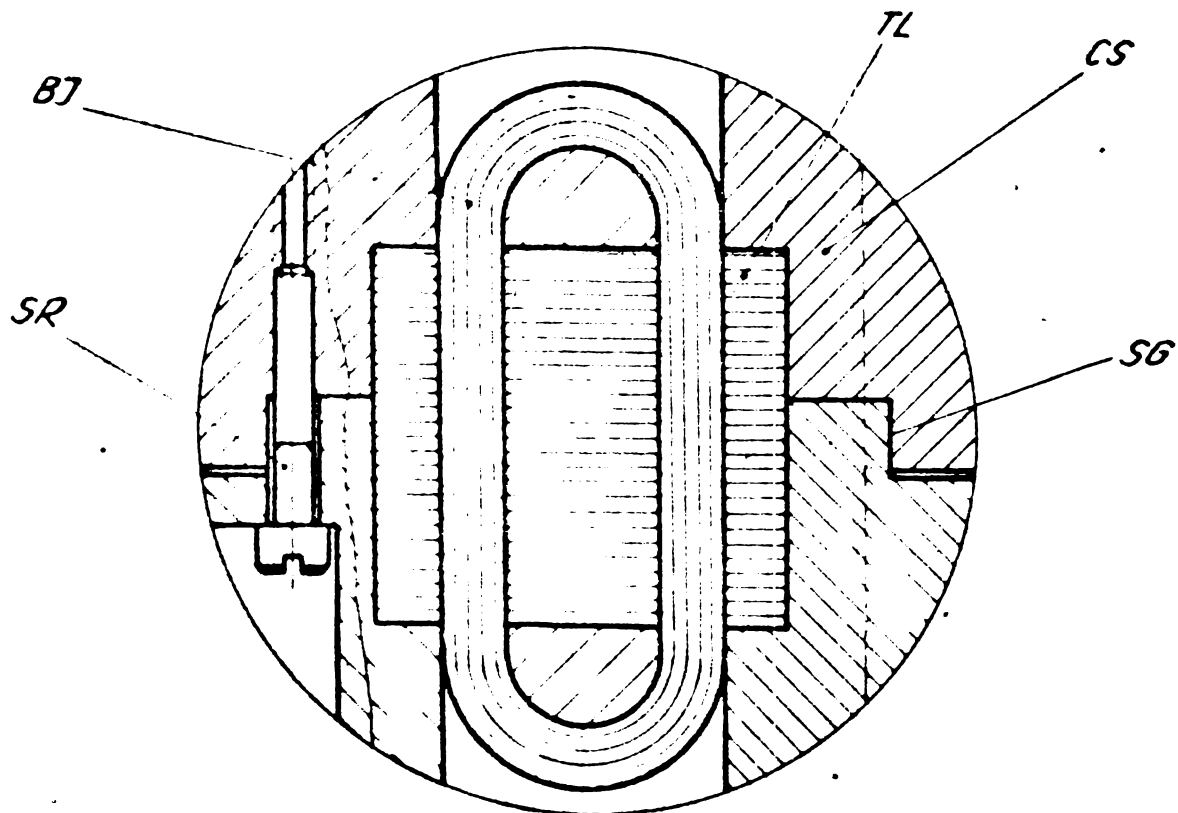
la care pachetul tolelor din material magnetic este supus la efortul de compresiune de către forța  $F$  de aşchiere. Rezultă o variație de inductivitate care se măsoară cu o punte și se prelucrează apoi prin procedee comune (amplificare, redresare etc).

Fig.6



Din fig. 7 se poate observa faptul că tolele se strâng într-o carcasă CS din două părți, cu ajutorul unor șuruburi SR, părțile fiind ghidate pe suprafețele SG.

Fig.7



Sensibilitatea la aceste traductoare poate fi [20], [32]

- relativă

$$S\% = \frac{\Delta M}{M\sqrt{V}} \cdot 100\% = \frac{Z_0 - Z_{\sqrt{V}}}{Z_0 \cdot \sqrt{V}} \cdot 100\% = \frac{Z}{Z_0 \cdot \sqrt{V}} \cdot 100\% \quad (1)$$

- absolută

$$S = \frac{\Delta M}{\sqrt{V}} ; \text{ sau } S_z = \frac{\Delta Z}{\sqrt{V}} \quad (2)$$

- după putere

$$S_p = \frac{H^2}{8\pi} \cdot \frac{\Delta M}{\sqrt{V}} = \frac{H^2}{8\pi} \cdot S \quad (3)$$

în care:

$\Delta M$  - variația de permeabilitate cu efortul specific;

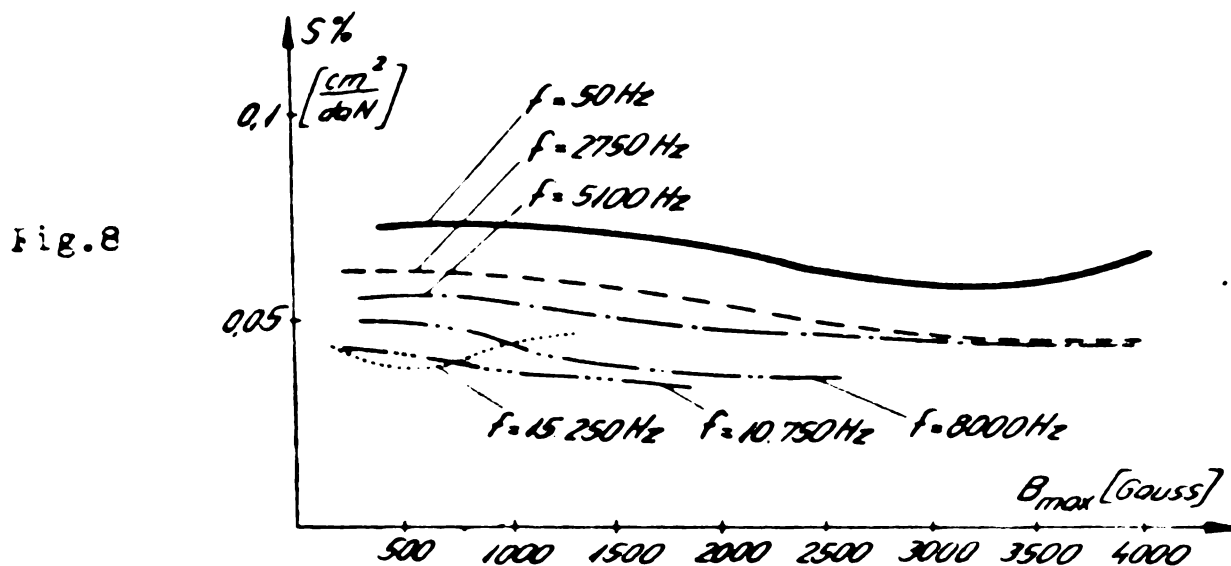
$\sqrt{V}$  - efortul specific de compresie;

$Z_0$  - impedanța traductorului fără forță (la  $\sqrt{V} = 0$ );

$Z$  - impedanța traductorului încărcat cu forța (la  $\sqrt{V} \neq 0$ );

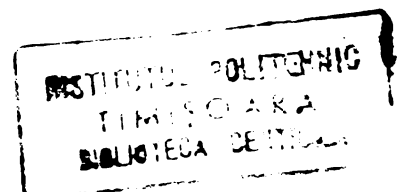
$H$  - cîmpul magnetic în corpul traductorului.

Pentru CA, o importanță deosebită o are sensibilitatea relativă dată de relația (1), care variază cu frecvența și inducția, după cum rezultă din fig.8, pentru tole din Fe-Si [20]. Curbele prezentate în această figură ajută la determinarea caracteristicilor acestor traductoare.



### 2.3.2. Traductoare pentru măsurarea cuplurilor

În cazul strungurilor revolver, măsurarea cuplurilor se face pentru a se determina indirect - printr-o operație de calcul - forța de așchiere principală. Arborii care transmit momentele fiind în mișcare de rotație, rezultă că sînt necesare metode de măsurare fără contacte. Un astfel de traductor (fig.9) a fost realizat de firma Philips [35], [39].



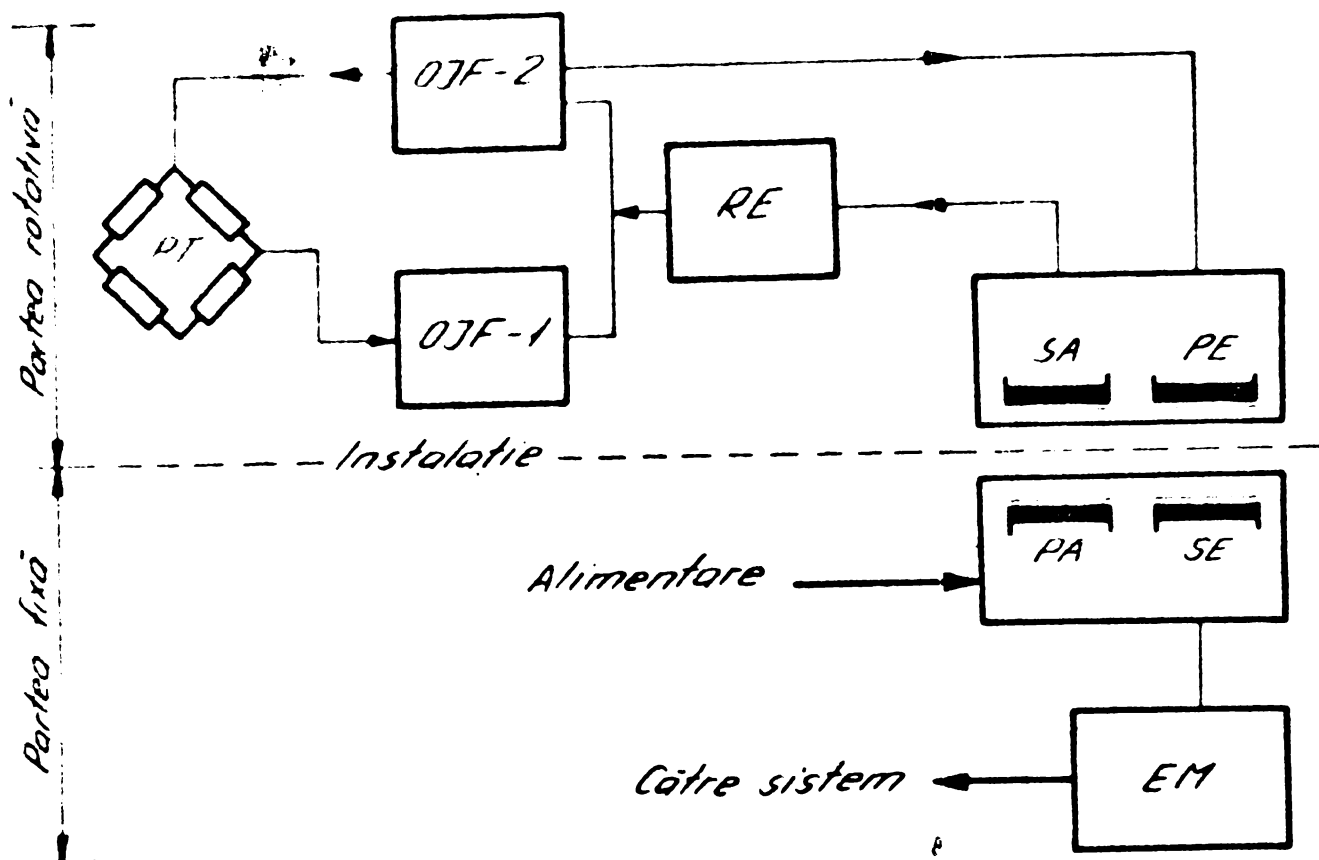


Fig.9

Alimentarea se face prin primarul staționar PA și secundarul rotitor SA, după care redresorul RE alimentează oscilatorul de joasă frecvență OJF-1-2. Traductoarele din puntea PT variază frecvența oscilatorului în conformitate cu variația cuplului la arborele principal iar semnalul modulat este transmis prin primarul de ieșire PE la secundarul SE, iar de la acesta prin elementul EM în sistem.

### 2.3.3. Alte traductoare

Măsurarea puterii consumate, de regulă în acționarea principală, se efectuează prin controlul încălzirii electromotorului. Traductoarele de putere pentru electromotoarele asincrone de c.c sînt cunoscute în tehnica acționărilor electrice.

Pentru alte mărimi sînt de regulă soluții comune. Astfel săgețile sau deformațiile la arbori se măsoară cu traductoare inductive (uneori transformatoare inductiv-diferențiale), turațiile cu tahogeneratoare, temperatura în bobinaje cu relee bimetalice, iar sesizarea uzurii [21], [39] nu servește încă CA, ci comenzii de schimbare a sculei.

În ceea ce privește calitatea suprafeței, cu toate cercetările efectuate pe plan mondial nu s-a reușit încă punerea la punct a unui traductor care să corespundă condițiilor impuse de sistemele de CA.

## 2.4. Concluzii asupra stadiului actual

Controlul prin măsurarea în procesul de prelucrare pe SR a anumitor mărimi ar fi, conform analizelor teoretice, esențial în definiția CA. În concret însă, pentru SR și îndeosebi pentru SR cu CN este foarte important a se stabili și valorile raționale ce trebuie impuse mărimilor măsurate (de regulă mărimi de ieșire din sistemele de CA) astfel ca operația să decurgă în condiții de optim. Aceasta este o cerință complexă care conduce la revizuirea construcției SR, cerință care este încă nerezolvată satisfăcător decât în mică parte și anume în ce privește puterea de acționare adică la determinarea optimului de către cuplu sau puterea echivalentă (de care se face uz la majoritatea sistemelor existente). Situația este însă mult mai complexă pentru forțele care încarcă STE. Acestea au o variație multiplă în cazul SR, determinată în principal de: rigiditatea arborelui principal, felul prinderii piesei, rigiditatea obiectului și a CR, calitatea suprafeței, nivelul de vibrații admis, stabilitatea dinamică a STE etc. Ca urmare, stabilirea concretă a valorilor de referință este o problemă a constructorului MU și a tehnologului. Se poate constata că studiul STE și îndeosebi a părților SR care determină caracteristicile STE sînt insuficient de concludente. Realmente nu se cunosc date în legătură cu sistemele de forțe care încarcă SR și mai ales CR ale acestora. Deci practic, în prezent aceste forțe de încărcare a SR se stabilesc de proiectantul operației tehnologice cu o doză mare de aproximare. Pentru formarea mărimilor de referință trebuie să se primească informații de la acționări, obiect și verigi executante ceea ce se regăsește în foarte mică măsură. Se poate de asemenea constata că numai blocul de comandă poate fi separat constructiv de SR, adică în dulapul cu panoul de comandă, celelalte fiind construite, cel puțin parțial, împreună cu partea portantă a MU, adică pe piesele de bază (batiu, carcasa, sania capului revolver etc). Compunerea concentrată a unui sistem de CA nu poate fi tratată decât pentru un anumit tip de MU. Aceasta nu exclude însă posibilitatea folosirii anumitor componente unificate. În ceea ce privește mărimile măsurate de sistemele CA folosite la SR sau la strungurile cu CR, soluția cu măsurarea puterii are avantajul unui element traductor fără complicații constructive dar are multe neajunsuri funcționale. Astfel, din relația puterii la arborele motorului

$$P_{\text{mot}} = P_g + P_{ps} + F_z \cdot v = P_g + P_{ps} + 2\sqrt{2} \cdot F_z \cdot r_p \cdot n_{\Delta P} \quad (4)$$

în care:

$P$  - puterea pierdută la mersul în gol;  
 $P_g$  - puterea pierdută suplimentară în sarcină;  
 $P_{ps}$  - puterea pierdută suplimentară în sarcină;  
 $r_p$ ;  $n_{AF}$  - raza și respectiv turația piesei.

Se observă că pentru a sesiza  $F_2$  trebuie introduse patru mărimi care variază în permanență.

Sistemele cu două mărimi de execuție, adică avansul și adâncimea sau viteza de așchiere, sînt foarte puține, datorită problemelor deosebite ridicate de pătrunderea cuțitului în condițiile unei variații multiple a adaosului de prelucrare pe piesă. În literatura de specialitate nu sînt relatări ample despre exploatarea acestor sisteme iar în R.D.G. s-a renunțat la producția sistemului ACEMA cu algoritmul pentru divizarea adaosului de prelucrare. Cu toate acestea, apare ca absolut necesar ca în viitorul apropiat să se rezolve și problema CA a adâncimii de așchiere.

Pentru sistemele de CA ce au alături de avans și viteza de așchiere ca mărimi de execuție, în cazul strungurilor în general și în mod special pentru SR, sînt extrem de puține date cunoscute. De altfel extinderea CA și la mișcarea principală accentuează foarte mult solicitarea acționărilor și impune necesitatea schimbării din mers și sub sarcină a turației arborelui principal, ceea ce pune probleme cel puțin în ceea ce privește prețul de cost. De aceea comandarea și a mișcării principale ridică cerințe deosebite, mai ales datorită faptului că schimbarea turației AP se produce cu frecvență mare iar cuplajele electromagnetice se dereglează sau se uzează prematur. De altfel, indiferent de numărul mărimilor de execuție, se impune ca elementele de comandă ale acționării principale a SR să permită variații cuasi-permanente a turațiilor AP. De asemenea este necesar ca forța de comandă (puterea necesară comenzilor) să fie minimă pentru ca semnalul de ieșire din CA să nu trebuiască să fie prea mult amplificat, ceea ce este necesar și pentru o stabilitate cît mai bună. Desconsiderarea acestora ar putea cauza prejudicii însemnate în funcționarea sistemului de CA.

În ce privește eficiența introducerii sistemelor de CA la SR, aceasta a fost evidențiată de modelele experimentale realizate [39], [55], [65] și se estimează la o reducere de aproximativ 50% a timpului de bază, în timp ce prețul de cost al SR echipat cu instalație de CA nu poate să crească cu mai mult de 10 - 20%.

O îmbunătățire a eficienței economice în cazul prelucrărilor pe SR se poate obține prin introducerea unui CR amovibil, care se



scoate în afara mașinei și permite prereglaarea la cotă a sculelor (deci o garnitură de două CR), precum și prin îmbunătățirea sistemului de determinare (de calcul) a parametrilor regimurilor de așchiere care în prezent se face (în cazul SR în special) cu multe aproximații. Dacă la acestea se mai adaugă și creșterea preciziei de prelucrare (care în cazul SR are un efect ce depășește efectul obținut prin optimizarea regimului de așchiere [53], [54]) eficiența introducerii CA la SR rezultă și mai evidentă.

INSTITUTUL POLITEHNIC  
TIMIȘOARA  
BIBLIOTECA CENTRALĂ

### 3. ANALIZA MODULUI DE INCARCARE A VERIGILOR EXECUTANTE LA PRELUCRARILE PE STRUNGUL REVOLVER

#### 3.1. Considerații generale

Prin construcția lor, SR sînt destinate prelucrării pieselor din bară, precum și a semifabricatelor turnate sau forjate de dimensiuni mici.

Prinderea sculelor în CR se face în ordinea succesiunii fazelor necesare prelucrării semifabricatului. Prinderea sculelor și în portcușitul căruciorului, permite o prelucrare simultană suplimentară în anumite faze sau treceri. Se reduc deci timpii de prelucrare existînd în fond o schimbare automată a sculei în ordine rigidă, ceea ce asigură mărirea capacității de producție față de strungurile normale.

În mod obișnuit pe SR se execută strunjire cilindrică exterioară și interioară, strunjire plană a suprafețelor frontale, găurire, lărgire, alezare, teșire, filetare iar prin utilizarea unor dispozitive speciale - și alte operații. Deoarece piesele prelucrate pe SR au capătul liber, este posibilă și prelucrarea succesivă și prelucrarea simultană atât a suprafețelor frontale cît și a suprafețelor laterale. O situație de asemenea mai complexă se poate întîlni la SR cu axa verticală a CR, care are pe lîngă sania CR și o sanie transversală. Se poate astfel acționa asupra piesei și cu valori diferite de avans la cele două verigi executante: sania CR și sania transversală. Cazurile deci de prelucrare care pot fi realizate pe SR sînt foarte numeroase. Cîteva exemple de prelucrare sînt redată în figura 10. Pentru a sistematiza însă multitudinea de cazuri tehnologice concrete, se va recurge la o serie de simplificări și omisiuni, considerîndu-se numai anumite aspecte esențiale din punct de vedere al regimului de așchiere, adică a condițiilor de determinare a acestuia.

De la început se vor separa prelucrările succesive - deci cu cîte o sculă în ordinea stabilită prin programarea operației - și prelucrările simultane, adică cu mai multe scule, așchiind simultan o anumită durată de timp. Evident, mai mult din punct de vedere teoretic, pot fi reglate cu trei sau patru scule acționate simultan, dar o astfel de operație tehnologică ridică dificultăți în reglarea cotei relative a sculelor, la aprecierea încărcării ( a forțelor ) etc. De aceea statistica operațiilor de prelucrare pe SR relevă ca dominantă absolut, prelucrările cu două scule simultan și ca urmare numai acestea se vor considera în cele ce urmează, adică se vor analiza prelucrările succesive și prelucrările simultane cu două scule.



Necesitatea determinării exacte a regimurilor de aşchiere pe SR, condiție esențială pentru realizarea CA, pune implicit problema stabilirii corecte a forțelor ce încarcă verigile executante (CR, sanii, portcuțite etc) forțe care trebuie cunoscute pentru a soluționa corespunzător CA, deoarece, după cum se știe, forța de aşchiere este una din principalele mărimi care se măsoară în vederea stabilirii regimului prin CA. În cazul SR fiind vorba și de situații în care mai multe scu-

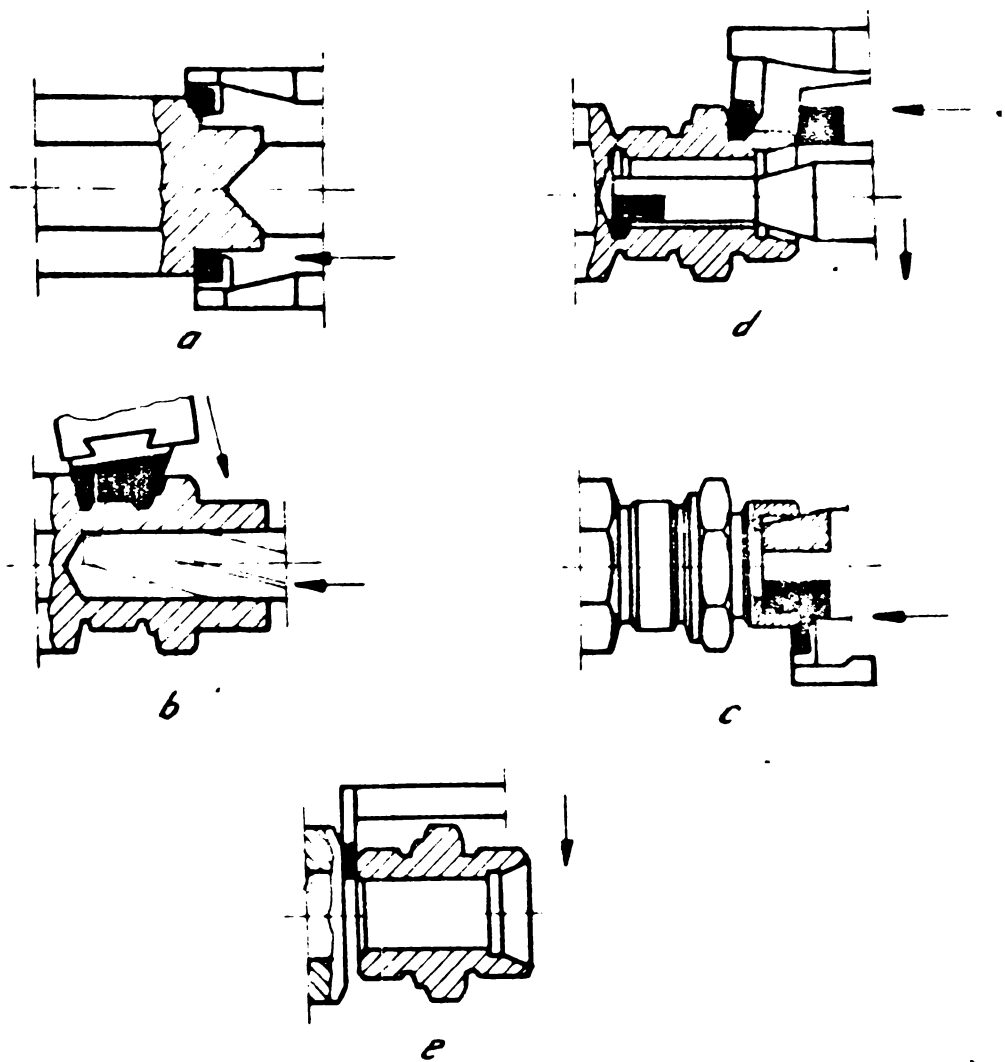


Fig.10

le lucrează simultan, se pune problema modului în care se măsoară, fie forța totală, fie forța la fiecare sculă, fie o altă rezultantă, mai ales dacă se ține seama că chiar la același procedeu, prin montajul diferit al sculelor, direcțiile de lucru ale sculelor pot fi diferite. Această problemă nu este încă tratată în literatura de specialitate. Importanța ei este cu atât mai mare cu cât aceste forțe acționează în mod diferit asupra verigilor ce limitează încărcarea mașinii. Este deci necesar să se studieze modul în care se încarcă verigile executante la SR, pentru a se stabili totodată și care forță trebuie controlată, respectiv măsurată. Odată cu acestea, ținându-se seama că se realizează mai multe procedee, rezultă că asupra verigilor executante lucrează diferite forțe în diferite moduri. Introducerea lor detaliată ar complica însă inutil lucrurile. De aceea, în scopul simplificării schemelor de forțe s-a constatat că prin modul de încărcare a verigilor executante cazurile tehnologice se pot simplifica ajungându-se la un număr mai redus de relații sau funcții ce determină solicitările verigilor limitative ale mașinii. Ca

rezultat s-a putut simplifica esențial însăși „nomenclatura” procedeelelor care trebuiesc considerate. Mai exact este suficient să se stabilească relațiile care ne dau încărcarea verigilor executante pentru strunjire și găurire - considerate succesiv și pentru combinațiile strunjire + strunjire și găurire + strunjire, la prelucrările simultane. Diferite alte procedee sau cazuri concrete tehnologice, vor avea scheme de forțe asemănătoare și un mod de încărcare similar a verigilor mașinii iar relațiile sau funcțiile prin care se determină funcțiile acestor verigi vor fi practic aceleași.

Pentru a se ajunge însă la cele de mai sus a trebuit ca în paralel să se reconsidere construcția lui CR astfel ca să fie posibilă măsurarea unei rezultante semnificative și respectiv a unei scheme de forțe la oricare din procedee sau combinații ale acestora.

Din studiile efectuate asupra CR, a modului de încărcare cu forțe a verigilor executante s-a concluzionat că scopul de mai sus nu se poate ajunge în mod satisfăcător cu CR având axa orizontală sau verticală. Posibilități suficiente a oferit însă, CR cu axa înclinată la  $45^{\circ}$  și ca urmare s-a recurs la această soluție de construcție, schițată în fig.11. După cum se va constata din cele ce urmează, CR cu axa înclinată la  $45^{\circ}$  (soluție cunoscută pe plan mondial) permite ca să se ajungă la un mod de măsurare a forțelor, pe baza căruia să se poată realiza controlul și respectiv stabilirea automată a regimului de așchiere corespunzător (economic) prin CA.

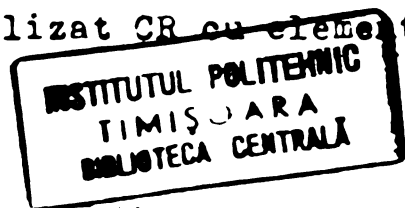
Pentru a se soluționa cu mijloace matematice încărcările verigilor executante pe SR, în condițiile CR cu axă înclinată și a simplificărilor de mai sus se scriu și se fac următoarele notații și prescurtări, ținându-se cont și de fig.11.

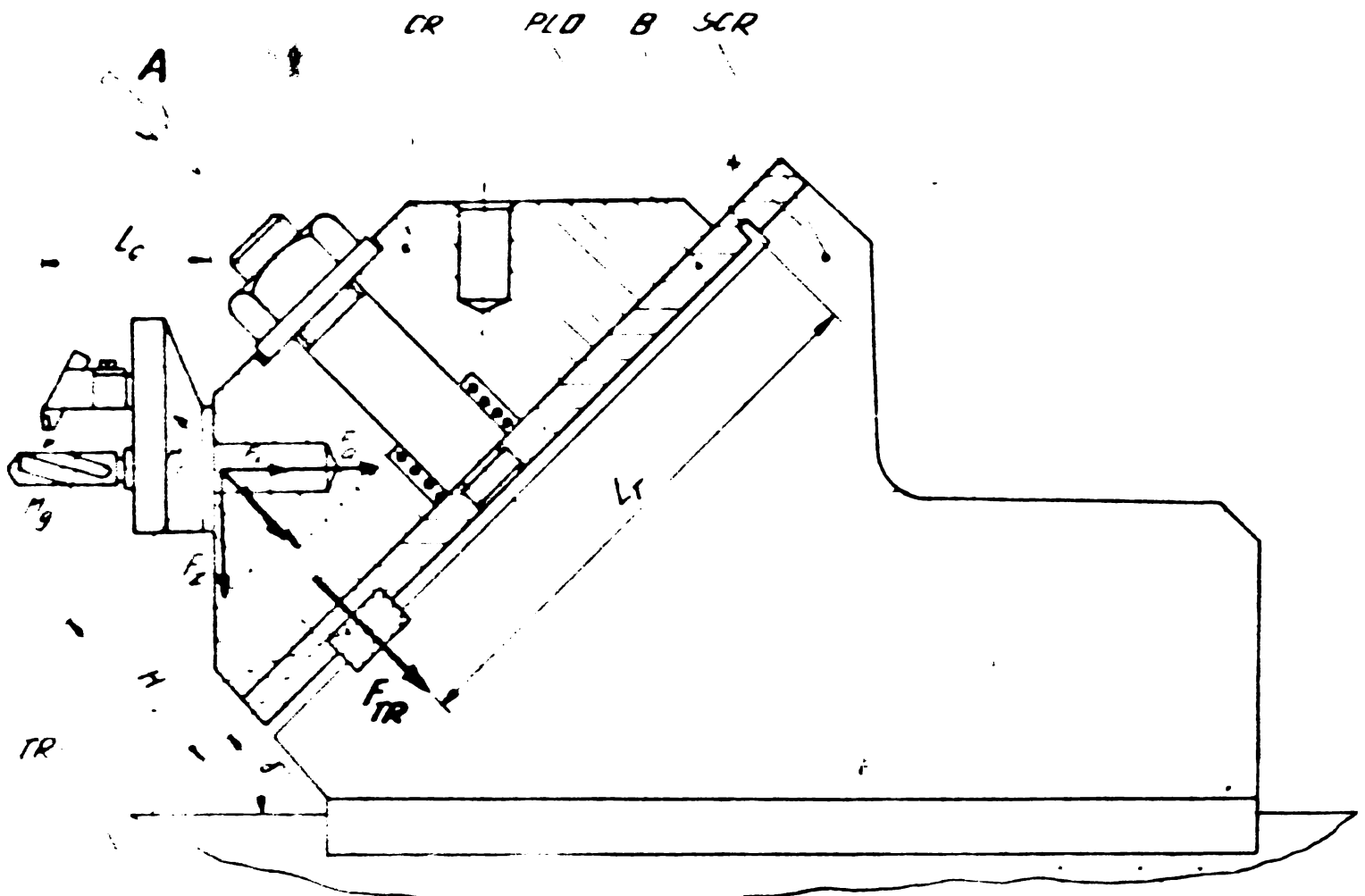
PLD	- placă dinamometrică	$\rho$	- raza de dispunere a traductoarelor față de axa CR
SCR	- sania capului revolver	$r_s$	- raza de strunjire
DFS	- dispozitiv de prinderea și instelarea sculelor în CR	$\gamma$	- unghiul de înclinare al axei CR
TR	- traductor de forță	$\alpha$	- unghiul de dispunere a traductoarelor față de axa strungului
H	- înălțimea orificiului de prinderea sculelor în CR față de placa dinamometrică	$F_x$	- componenta axială a forței de așchiere
$l_p$	- lungimea de dispunere a traductoarelor față de creștătură	$F_y$	- componenta radială a forței de așchiere
		$F_z$	- componenta tangențială a forței de așchiere

$L_c$ - lungimea de consolaj în raport cu fața dreaptă a CR, la scula în poziția de lucru	$F_a$ - forța axială la găurire
$F_{nr}$ - forța de prestrângere a TR	$l_g$ - lungimea la găurire
$M_c$ - momentul la găurire	$l_s$ - lungimea la strunjire
$M_{F_xz}$ - momentul dat de $F_x$ în raport cu axa z	$l_{c1}$ - lungimea strunjită de cuțitul 1
$M_{F_xy}$ - momentul dat de $F_x$ în raport cu axa y	$l_{c2}$ - lungimea strunjită de cuțitul 2
$M_{F_yx}$ - momentul dat de $F_y$ în raport cu axa x	$l_{gs}$ - lungimea pe care se realizează prelucrarea simultană de strunjire și găurire
$M_{f_yz}$ - momentul dat de $F_y$ în raport cu axa z	$\tau_{cl}$ - timpul total al ciclului de lucru al unei poziții a CR
$M_{F_zx}$ - momentul dat de $F_z$ în raport cu axa x	$\tau_s$ - timpul de strunjire
$M_{F_zy}$ - momentul dat de $F_z$ în raport cu axa y	$\tau_g$ - timpul la găurire
$F_{TR1}$ - forța pe traductorul TR <sub>1</sub>	$\tau_c$ - timpul la prelucrarea simultană
$F_{TR2}$ - forța pe traductorul TR <sub>2</sub>	$\tau_o$ - timpul la mersul în gol
$F_{max.ad.ten.}$ - forța maximă admisă din punct de vedere tehnologic de STB	$\tau_{sc}$ - timpul la prelucrarea cu 2 cuțite
$s_{1CR}$ - avansul longitudinal al saniei CR	$\tau_{c1}$ - timpul la strunjirea cu cuțitul 1
$s_{1c}$ - avansul longitudinal al căruciorului saniei transversale	$\tau_{c2}$ - timpul la strunjirea cu cuțitul 2
$s_{tc}$ - avansul transversal al căruciorului saniei transversale	$n_{AP}$ - turația la arborele principal (AP)
$s_{1c}$ - avansul longitudinal la strunjirea cu 1 cuțit	$v_{ecg}$ - viteza economică la găurire
$s_{2c}$ - avansul longitudinal la strunjirea cu 2 cuțite	$v_{ecs}$ - viteza economică la strunjire
$s_s$ - avansul longitudinal la strunjire	$v_{ecc}$ - viteza economică la prelucrarea simultană
$s_g$ - avansul la găurire	$T_g$ - durabilitatea burghiului
$s_c$ - avansul la prelucrarea simultană (combinată)	$T_{cut}$ - durabilitatea cuțitului de strung
	$T_c$ - durabilitatea la prelucrarea simultană (combinată)
	$T_{1c}$ - durabilitatea cuțitului 1
	$T_{12}$ - durabilitatea la prelucrarea simultană cu 2 cuțite

Alte notații, mai puțin frecvente se vor introduce pe parcurs.

În ce privește cobstrucția concretă a CR, deși soluția de principiu a axei înclinate este cunoscută pe plan mondial, nu se cunoaște în schimb nici o variantă pentru CA, deci cu elemente traductoare pentru forțe. În acest scop s-a conceput și realizat CR cu element





Vedere din. A°

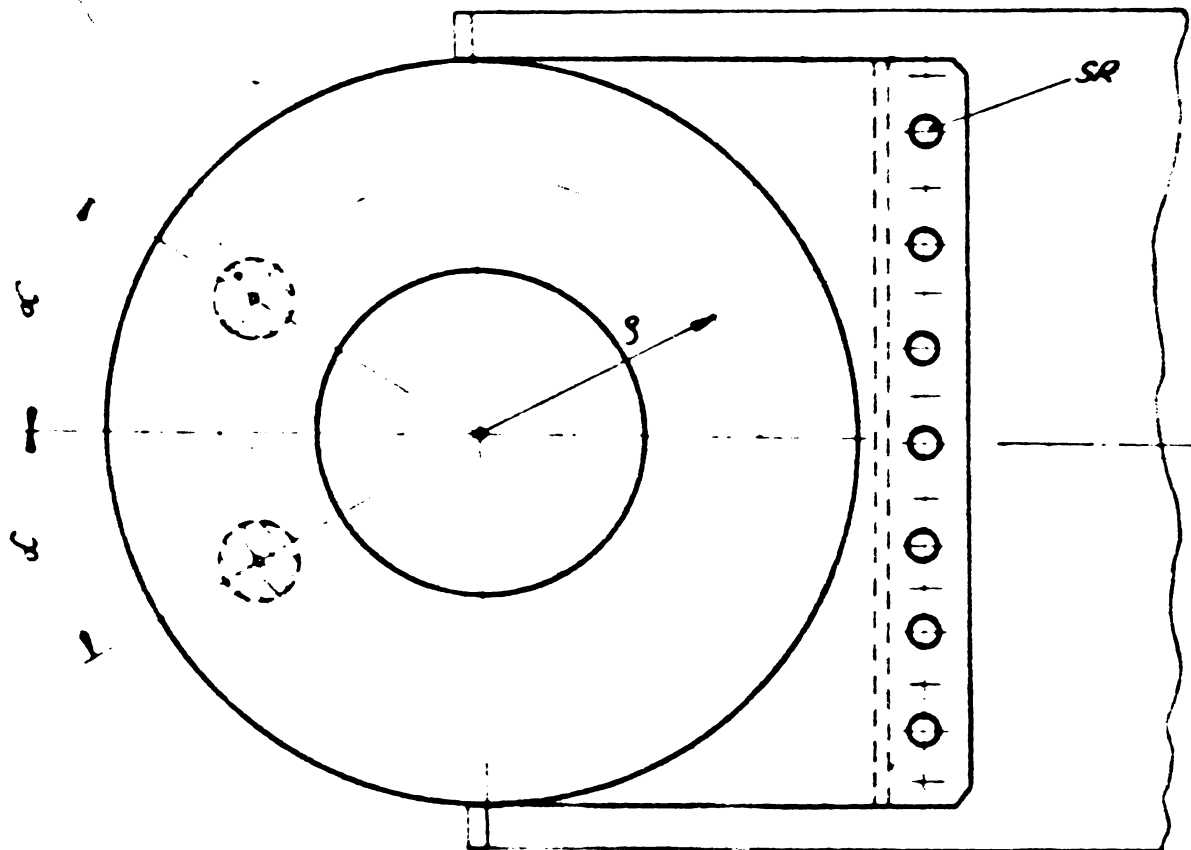


Fig. 11

traductor și care de fapt este schițat în figura 11. La acesta, dispunerea celor două traductoare TR este astfel studiată ca să se se-  
sizeze orice combinație de forțe de așchiere ce apar la procedeele  
realizabile pe SR. S-a introdus o placă denumită convențional „dina-  
mometrică” - PLD care este foarte rigidă după două direcții și foarte  
elastică după a treia, după care modulul de rezistență -  $W$  [ $\text{cm}^3$ ],  
este de cca 80 ori mai mic. Prin aceasta se permite ca asupra traduc-  
toarelor să acționeze numai forțele prin care se poate determina în-  
cărcarea verigilor și respectiv controlul regimului de așchiere, men-  
ținându-se, după cum se va specifica și ulterior, rigiditatea CR.

### 3.2. Determinarea forțelor pe traductoare la prelucrarea succesivă

#### 3.2.1. Cazul strunjirii.

Datorită posibilităților tehnologice specifice strungurilor  
revolver, pentru strunjire cușitul se fixează în dispozitive specia-  
le cu un anumit consolaj și excentricitate, dispozitive ce pot să  
fie plasate astfel încât în  
cazurile extreme cușitul să  
fie conținut într-un plan pa-  
ralel cu planul orizontal (de  
baza) sau într-un plan verti-  
cal, ceea ce, după cum se va  
vedea în cele ce urmează, con-  
duce la situații diferite de  
încărcare a capului revolver.  
La plasările în unghiuri in-  
termediare ale cușitului vor  
rezulta situații combinate de  
încărcare, care rezultă din  
cele extreme, tratate în pre-  
zentul paragraf.

Pentru a clarifica  
transmiterea forțelor din pro-  
cesul de așchiere asupra tra-  
ductoarelor, la așezarea dis-  
pozitivului port-sculă (DPS)  
în plan vertical (fig.12) pre-

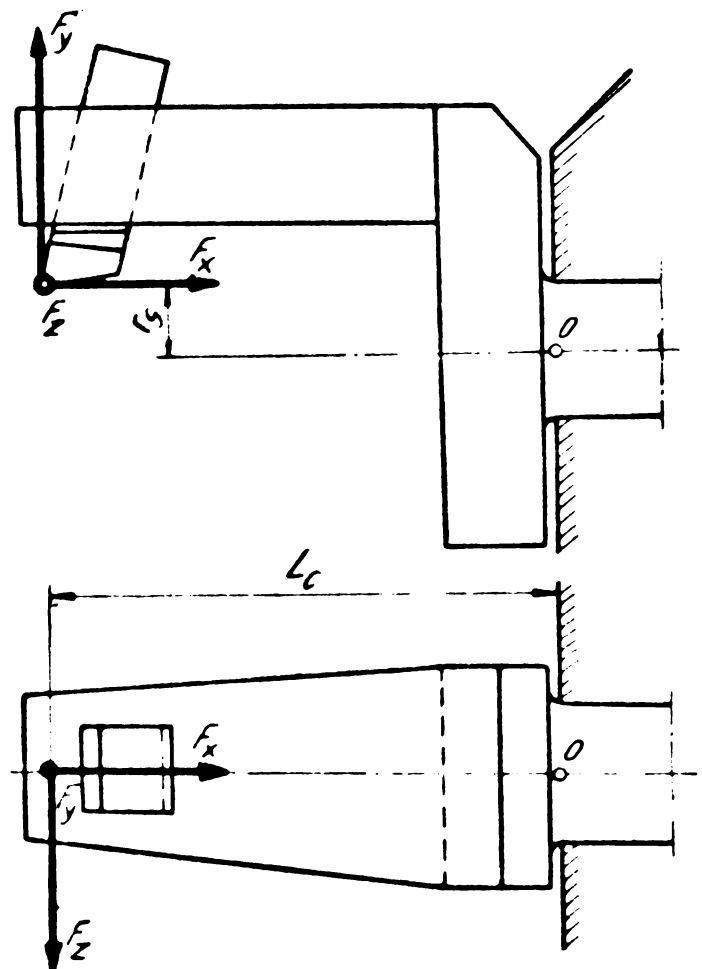


Fig.12

duce sistemul de forțe în punctul O (fig.13). Se poate constata că  
în plan vertical, sistemul de forțe redus în punctul O încercă dife-  
rit grinda echivalentă considerată articulată în B și simplu rezemată

în A (fig.13,a). Pentru a determina exact efectul forțelor de lucru asupra traductorilor, se va scrie o ecuație de momente față de articulația B, ținând cont de notațiile suplimentare din figurile 11, 12 și 13.

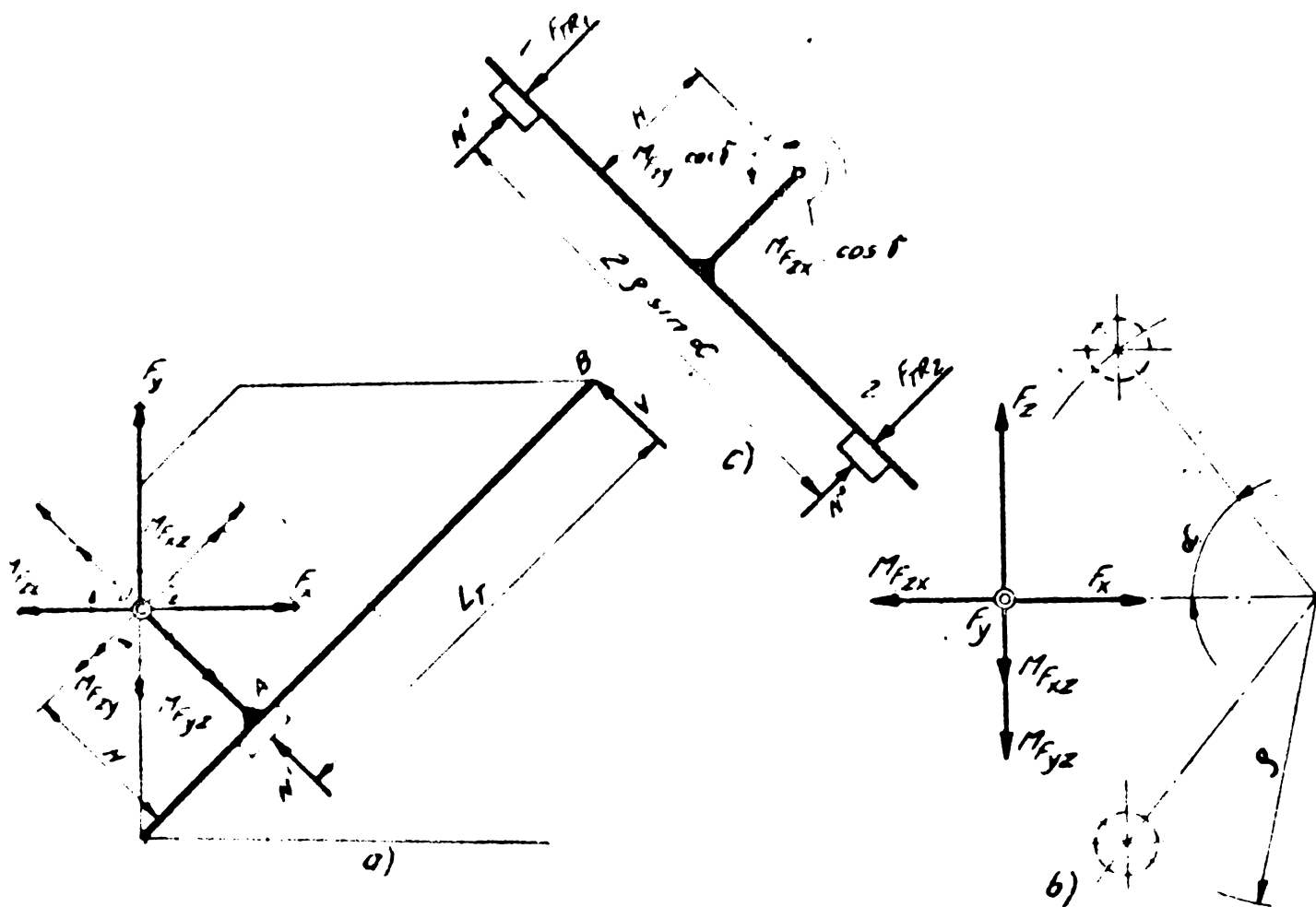


Fig.13

$$(\sum M)_B = 0 \quad (\text{fig.13,a})$$

$$\left. \begin{aligned} N' \cdot L_T + M_{F_{xz}} + M_{F_{yz}} - F_x \cdot \cos \theta \cdot L_T + F_x \cdot \sin \theta \cdot H + \\ + F_y \cdot \cos \theta \cdot H + F_y \cdot \sin \theta \cdot L_T = 0, \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

de unde rezultă:

$$N' = F_x \cdot \cos \theta - (M_{F_{xz}} + M_{F_{yz}}) \frac{1}{L_T} - F_x \frac{H \cdot \sin \theta}{L_T} - F_y \frac{H \cdot \cos \theta}{L_T} - F_y \cdot L_T \cdot \sin \theta,$$

în care:

$$M_{F_{xz}} = F_x \cdot r_B; \quad M_{F_{yz}} = F_y \cdot L_C;$$

rezultă:

$$N' = F_x \cdot \cos \theta - \frac{r_B}{L_T} - \frac{H \cdot \sin \theta}{L_T} - F_y \cdot \sin \theta + \frac{L_C}{L_T} + \frac{H \cdot \cos \theta}{L_T}. \quad (3.2)$$

Pentru a afla forța pe fiecare traductor precum și modul în care acesta este influențată de  $M_{F_{zx}}$ , vom considera grinda echivalentă vizibilă în vederea din fig.13,c, astfel încât putem scrie:



$$(\sum Y)_2 = 0;$$

$$N'' \cdot 2 \rho \sin \alpha - M_{Fz_x} \cdot \cos \delta - M_{Fz_y} \cdot \cos \delta = 0, \quad (3.3)$$

de unde rezultă:

$$N'' = M_{Fz_x} \cdot \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} + M_{Fz_y} \cdot \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha},$$

unde  $M_{Fz_x} = F_s \cdot r_s$  și  $M_{Fz_y} = F_z \cdot L_c$ ; deci:

$$N'' = F_z \cdot \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} (r_s + L_c). \quad (3.4)$$

Prin încurajarea efectelor, forțele pe traductor vor fi egale cu:

$$F_{TR1} = \frac{1}{2} N' + N'' \quad (3.5) \text{ și respectiv: } F_{TR2} = \frac{1}{2} N' - N'' \quad (3.6)$$

adică:

$$F_{TR1} = \frac{1}{2} \left[ F_x \left( \cos \delta - \frac{r_s}{L_T} - \frac{H \cdot \sin \delta}{L_T} \right) - F_y \left( \sin \delta + \frac{L_c}{L_T} + \frac{H \cdot \cos \delta}{L_T} \right) + F_z \cdot \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} (r_s + L_c) \right] \quad (3.7)$$

și respectiv:

$$F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ F_x \left( \cos \delta - \frac{r_s}{L_T} - \frac{H \cdot \sin \delta}{L_T} \right) - F_y \left( \sin \delta + \frac{L_c}{L_T} + \frac{H \cdot \cos \delta}{L_T} \right) - F_z \cdot \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} (r_s + L_c) \right] \quad (3.8)$$

Din analiza relațiilor

(3.7) și (3.8) se poate constata că cele două traductoare sînt încărcate diferit, existînd posibilitatea ca traductorul  $TR_2$  să se descarce complet, situație desigur nedorită în sistemul de măsurare a forțelor. De aceea, pentru a se evita asemenea situații s-a apelat la un sistem de prestringere a traductoarelor, mărindu-le astfel și sensibilitatea acestora.

La așezarea dispozitivului port-sculă (DPS) în plan orizontal (fig.14), se scrie ecuația de momente față de punctul B (fig.14,a) a sistemului de forțe redus în punctul O. Se poate constata, ca în plan vertical sistemul de forțe încarcă grinda

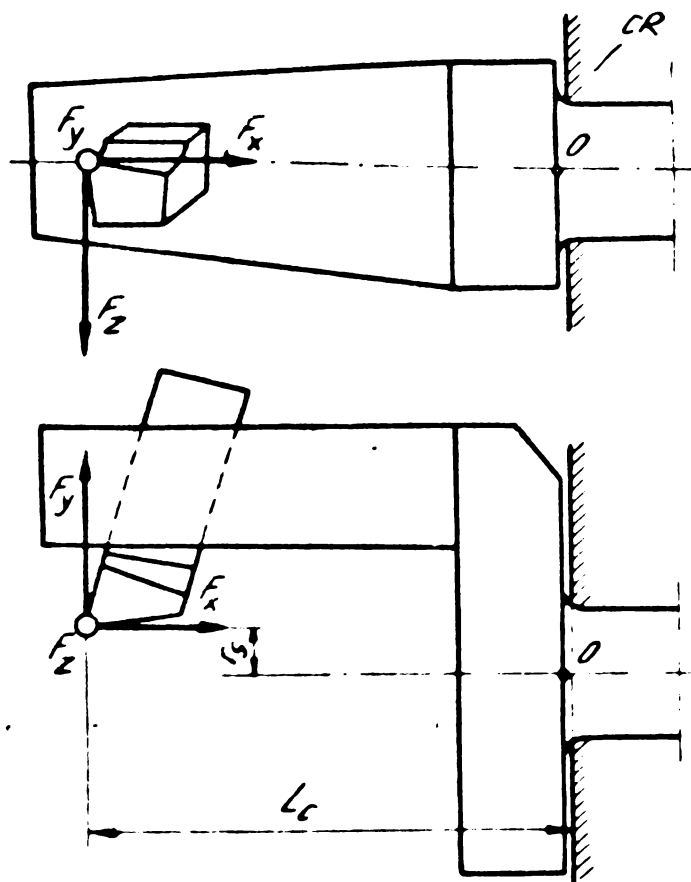


Fig.14

echivalentă articulată în B și simplu rezemată în A, după cum urmează:

$$(\sum M)_B = 0 - \text{fig.15, a.}$$

$$\left. \begin{aligned} N' L_T - F_x \cdot \cos \delta \cdot L_T + F_x \cdot \sin \delta \cdot H - F_z \cos \delta \cdot L_T - \\ - F_z \sin \delta \cdot H - M_{Fzy} = 0; \end{aligned} \right\} \quad (3,9)$$

de unde rezultă:

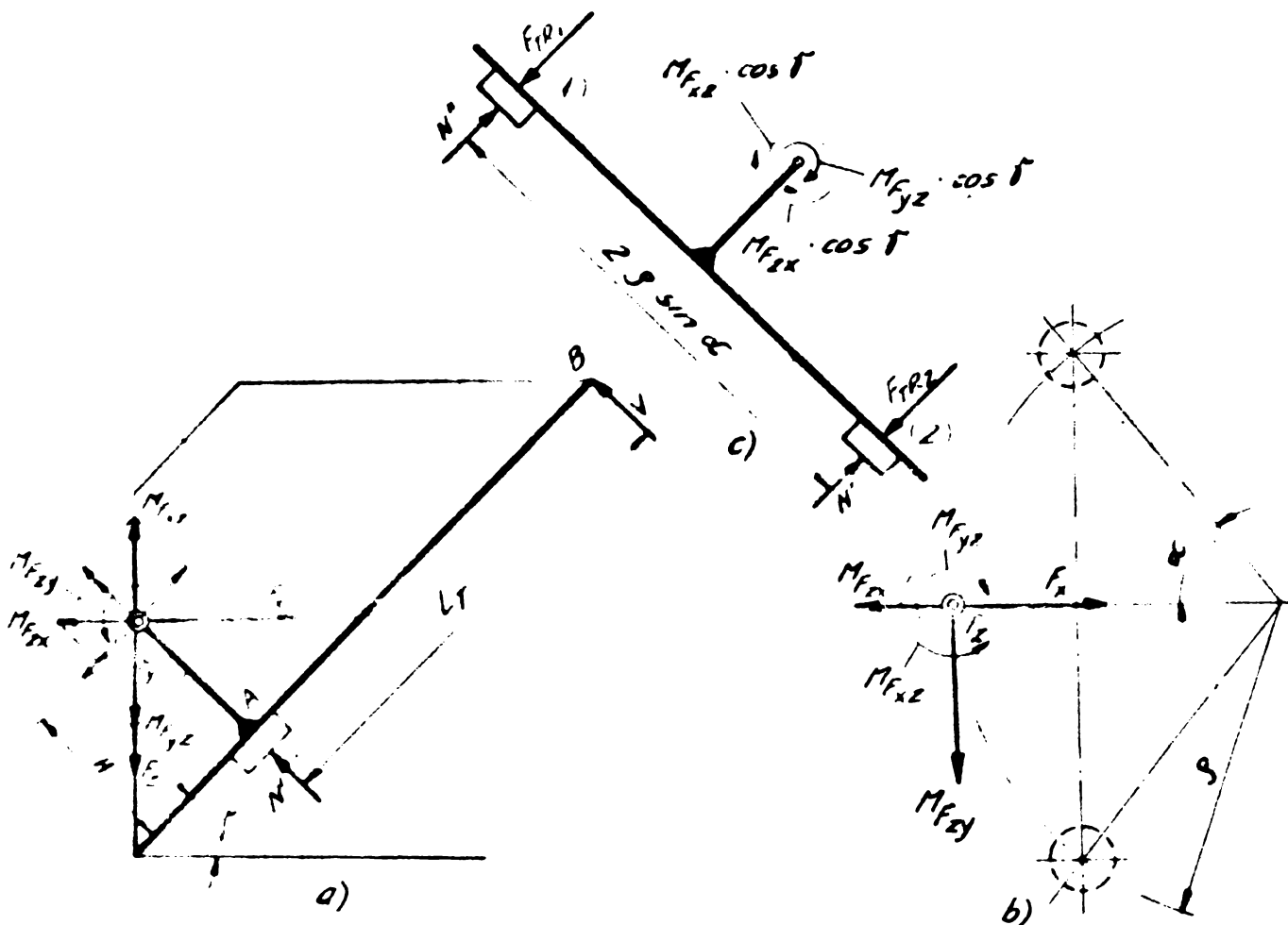


Fig.15

$$N' = F_x \left( \cos \delta - \frac{H \cdot \sin \delta}{L_T} \right) + F_z \left( \cos \delta + \frac{H \cdot \sin \delta}{L_T} + M_{Fzy} \right)$$

dar  $M_{Fzy} = F_z \cdot L_c$  și deci rezultă:

$$N' = F_x \left( \cos \delta - \frac{H \cdot \sin \delta}{L_T} \right) + F_z \left( \cos \delta + \frac{H \cdot \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) \quad (3.10)$$

Pentru a afla forța pe traductor precum și modul în care aceasta este influențată de  $M_{Fzx}$ ,  $M_{Fzy}$  și  $M_{Fxz}$ , vom lua în considerație grinda echivalentă din fig. 15, c, astfel încît putem scrie:

$$(\sum M)_2 = 0$$

$$N' \cdot 2 \rho \sin \alpha - M_{Fzx} \cdot \cos \delta - M_{Fyz} \cdot \cos \delta + M_{Fxz} \cdot \cos \delta = 0; \quad (3.11)$$

de unde rezultă:

$$N' = \frac{\cos}{2 \rho \sin \alpha} (M_{Fzx} + M_{Fyz} + M_{Fxz})$$



unde  $M_{Fzx} = F_z \cdot r_s$ ;  $M_{Fyz} = F_y \cdot L_c$  și  $M_{Fxz} = F_x \cdot r_s$

deci:

$$N'' = F_z \frac{r_s \cdot \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} + F_y \frac{L_c \cdot \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} - F_x \frac{r_s \cdot \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \quad (3.12)$$

Prin însumarea efectelor, forțele pe traductor vor fi egale

cu:

$$F_{TR1} = \frac{1}{2} N' + N'' \quad \text{și} \quad F_{TR2} = \frac{1}{2} N' - N'',$$

adică:

$$F_{TR1} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_s \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_x + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} + \frac{r_s \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_z + \frac{L_c \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_y \right]; \quad (3.13)$$

și respectiv:

$$F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{r_s \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_x + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} - \frac{r_s \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_z - \frac{L_c \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_y \right]; \quad (3.14)$$

Ca și la dispunerea DPS în plan vertical, apare încărcarea diferită a traductoarelor și deci necesitatea de a introduce o prestrîngere a acestora. Forța necesară pentru realizarea prestrîngerii trebuie să satisfacă condiția:

$$F_{pr} \geq \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} (r_s \cdot F_x + L_c \cdot F_y + r_s \cdot F_z) \quad (3.15)$$

pentru ca traductorul TR<sub>2</sub> să nu poată fi descărcat complet.

### 3.2.2. Cazul găuririi.

În cazul găuririi (notațiile din fig.16), se poate constata că numai momentul  $M_g \cdot \cos \delta$  încarcă alături de  $F_a$  traductoarele sistemului de măsurare, în timp ce momentul  $M_g \cdot \sin \delta$  este preluat de șuruburile de fixare a plăcii dinamometrice (PLD).

Scriind ecuația de momente față de punctul B se va obține:

$$(\sum M)_B = 0 - \text{fig.17,a.}$$

$$N' \cdot L_T - F_a \cos \delta \cdot L_T + F_a \sin \delta \cdot H = 0, \quad (3.16)$$

de unde rezultă:

$$N' = F_a \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) \quad (3.17)$$

Pentru a calcula forța pe traductor precum și pentru a ține seama de modul în care aceasta este influențată de momentul  $M_g \cdot \cos \delta$ , vom lua în considerație grinda echivalentă din fig.17,c.

Astfel se poate scrie:

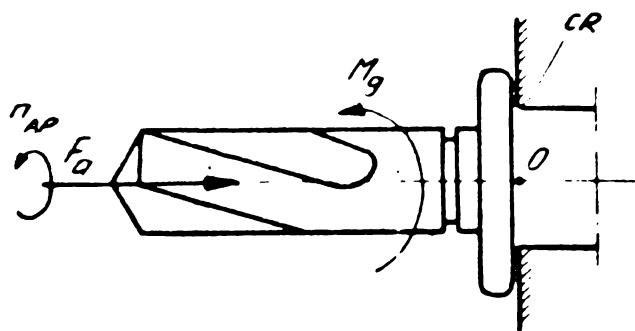


Fig.16

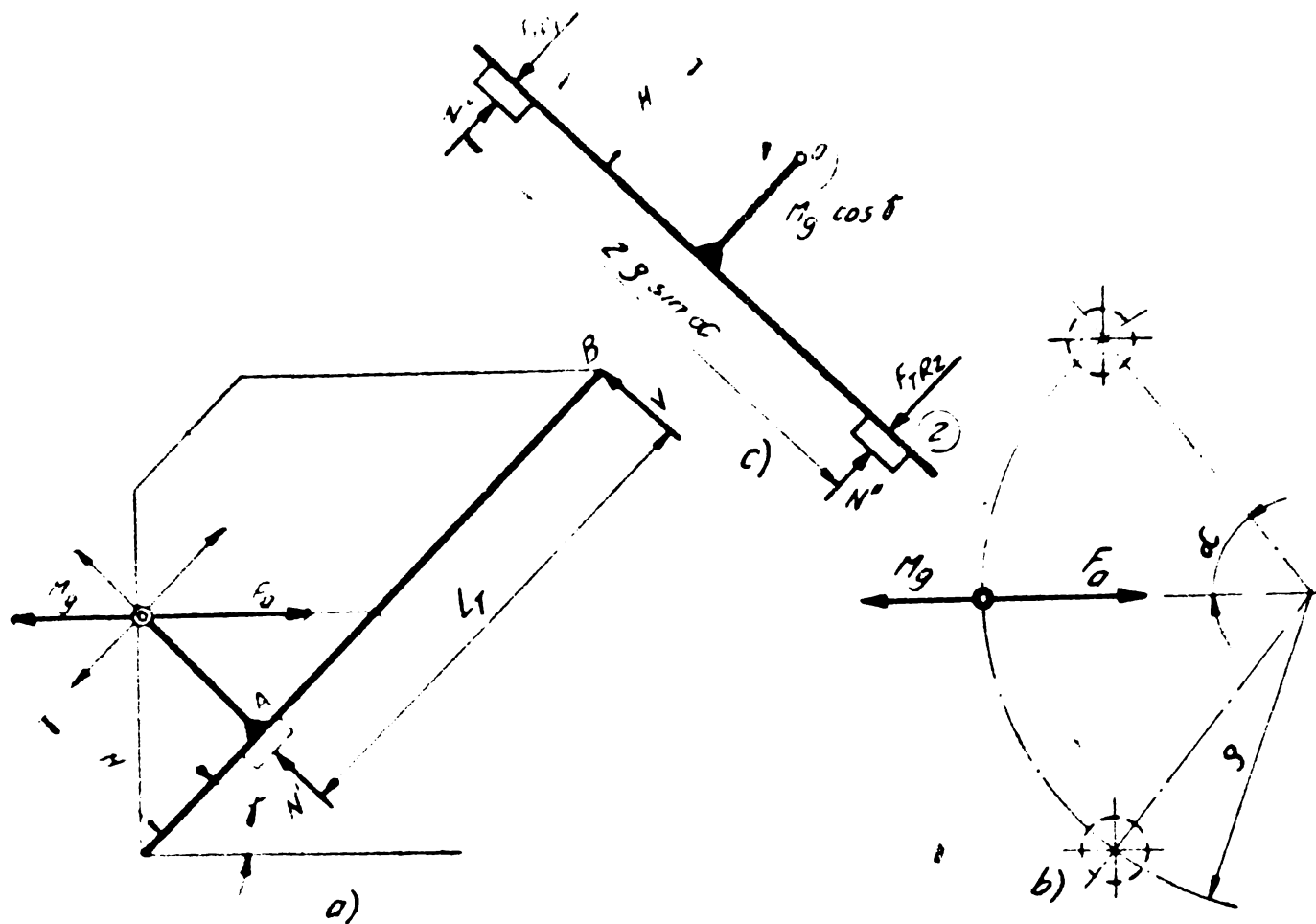


Fig.17

$$(\sum M)_2 = 0$$

adică

$$N'' \cdot 2 \rho \sin \alpha - M_g \cdot \cos \delta = 0 \quad \dots (3.18)$$

de unde rezultă: 
$$N'' = M_g \cdot \frac{\cos \delta}{2 \cdot \rho \cdot \sin \alpha} \quad (3.19)$$

Prin însumarea efectelor, forțele pe traductoare se vor putea scrie astfel:

$$F_{TR1} = \frac{1}{2} N' + N'' \quad \text{și} \quad F_{TR2} = \frac{1}{2} N' - N'' \quad \text{adică}$$

$$F_{TR1} = \frac{1}{2} \left[ F_a \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) + M_g \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right] \quad (3.20)$$

și respectiv:

$$F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ F_a \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) - M_g \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right] \quad (3.21)$$

iar torța de prestringere va trebui să satisfacă în acest caz condiția:

$$F_{pr} > M_g \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \quad (3.22)$$

Se observa deci că pentru prelucrarea succesivă, prin alt procedeu de așchiere, utilizat pe un SK cu CR avînd axa înclinată la  $45^\circ$ , sistemul de forțe se poate asimila cu unul din cele două cazuri tipice tratate mai sus, și evident cu alte mărimi a valorilor concrete.

### 3.3. Determinarea forțelor pe traductoare la prelucrarea simultană

După cum s-a menționat în 3.1, diferitele cazuri concrete tehnologice, se reduc la: strunjire + strunjire și găurire + strunjire. S-a apreciat deci că celelalte cazuri de prelucrare simultană sînt caracterizate, din punct de vedere al forțelor și momentelor, de către cele două cazuri și de asemenea, după cum s-a menționat, acestea numai la CR cu axa înclinată la  $45^\circ$ .

#### 3.3.1. Cazul strunjire + strunjire

Ca și la prelucrarea succesivă, și în acest caz se vor analiza cele două posibilități de montare a DPS. După cum se va putea constata, încărcarea celor două traductoare se face diferit în cele două posibilități, ceea ce introduce particularități importante în sistemul de măsurare și în mod special în ceea ce privește calculul forței de prestrîngere. În cazul montării DPS în plan vertical (fig.19), pentru a putea studia modul de încărcare al traductoarelor din sistemul de măsurare a forțelor, se va recurge la o reducere a sistemului de forțe în punctul O (fig.20).

Se poate constata că în plan vertical sistemul de forțe redus în originea O, încarcă grinda echivalentă (fig.18), în planul din secțiunea B - B, considerată articulată în B și simplu rezemată în A. Scriind ecuația de momente în raport cu punctul B se obține:

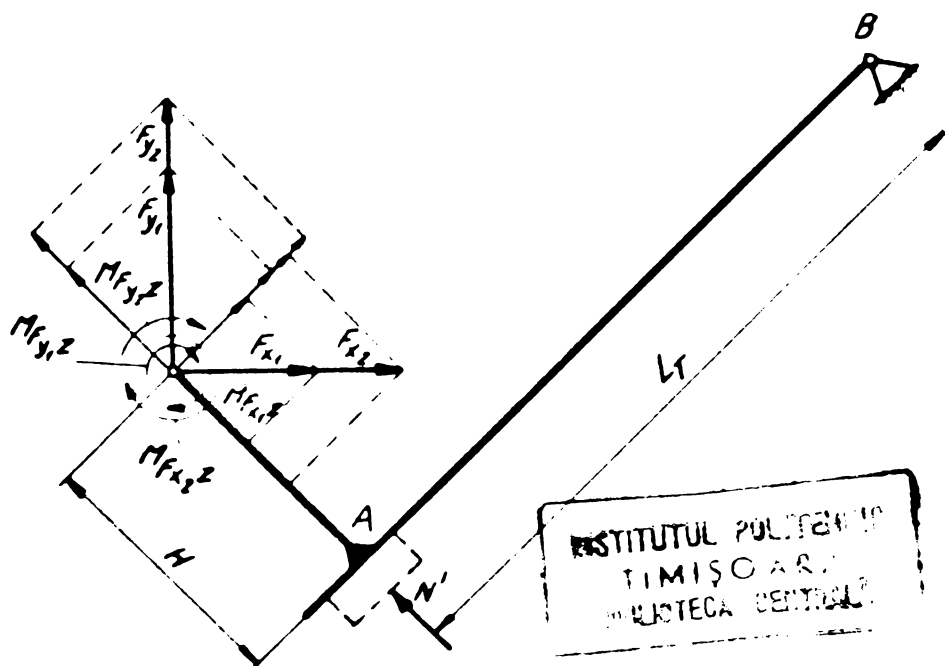


Fig.18

$$(\sum M)_B = 0$$

$$\left. \begin{aligned} N' \cdot L_T + M_{F_{x1}z} + M_{F_{x2}z} + M_{F_{y2}z} - (F_{x1} + F_{x2}) \cos \theta \cdot L_T (F_{x1} + \\ + F_{x2}) \sin \theta \cdot H + (F_{y1} + F_{y2}) \cos \theta \cdot H + (F_{y1} + F_{y2}) \sin \theta \cdot L_T = 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.23)$$

unde:  $M_{F_{xz}} = F_x \cdot r_s$  și  $M_{F_{yz}} = F_y \cdot L_c$

rezultă deci:

$$\begin{aligned} N' = & (F_{x1} + F_{x2}) \cos \theta - (F_{x1} + F_{x2}) \frac{H \sin \theta}{L_T} - (F_{y1} + F_{y2}) \sin \theta - \\ & - (F_{y1} + F_{y2}) \cdot \frac{H \cos \theta}{L_T} - (F_{x1} + F_{x2}) \frac{r_s}{L_T} - (F_{y1} + F_{y2}) \frac{L_c}{L_T} \end{aligned}$$

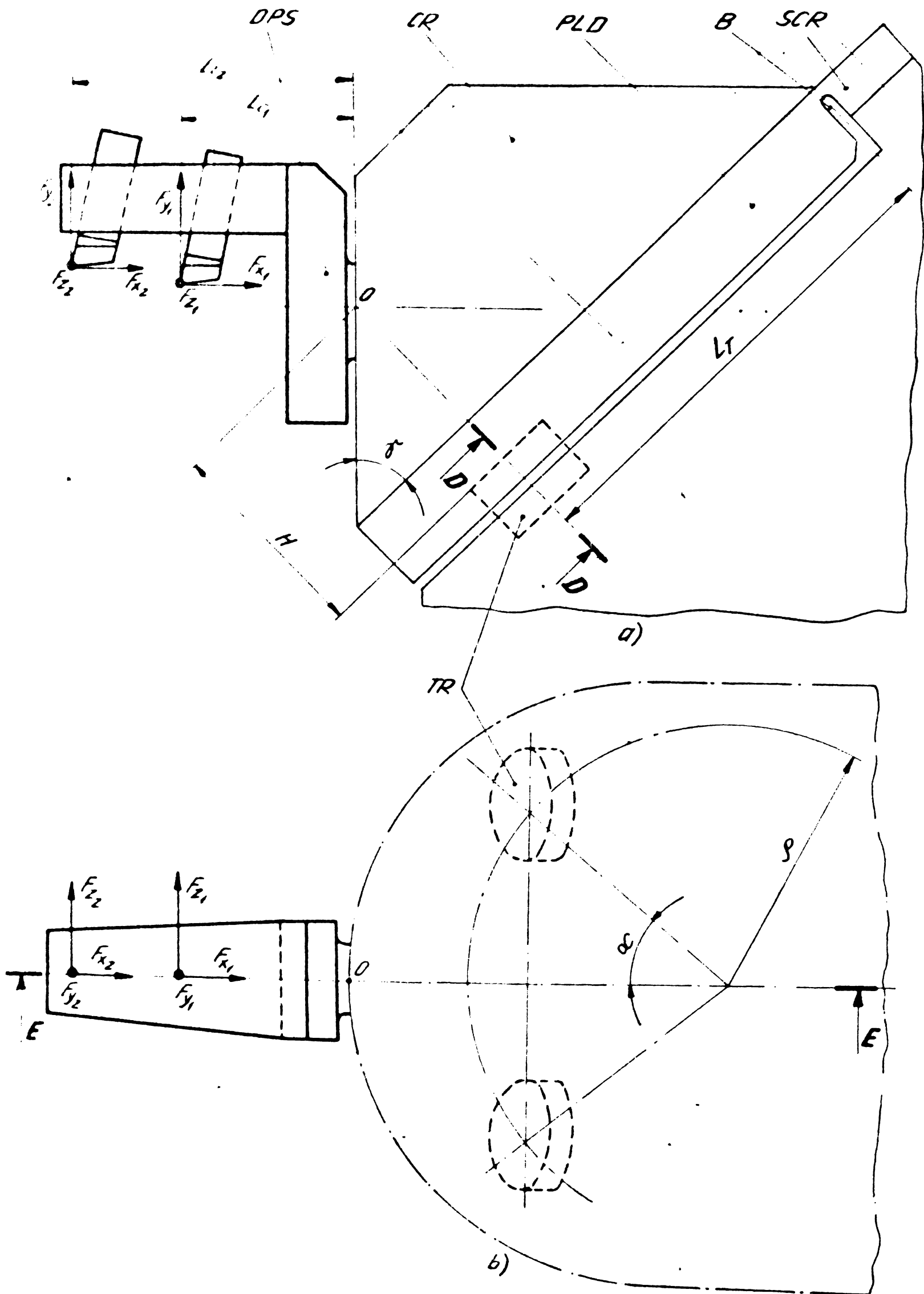


fig.19

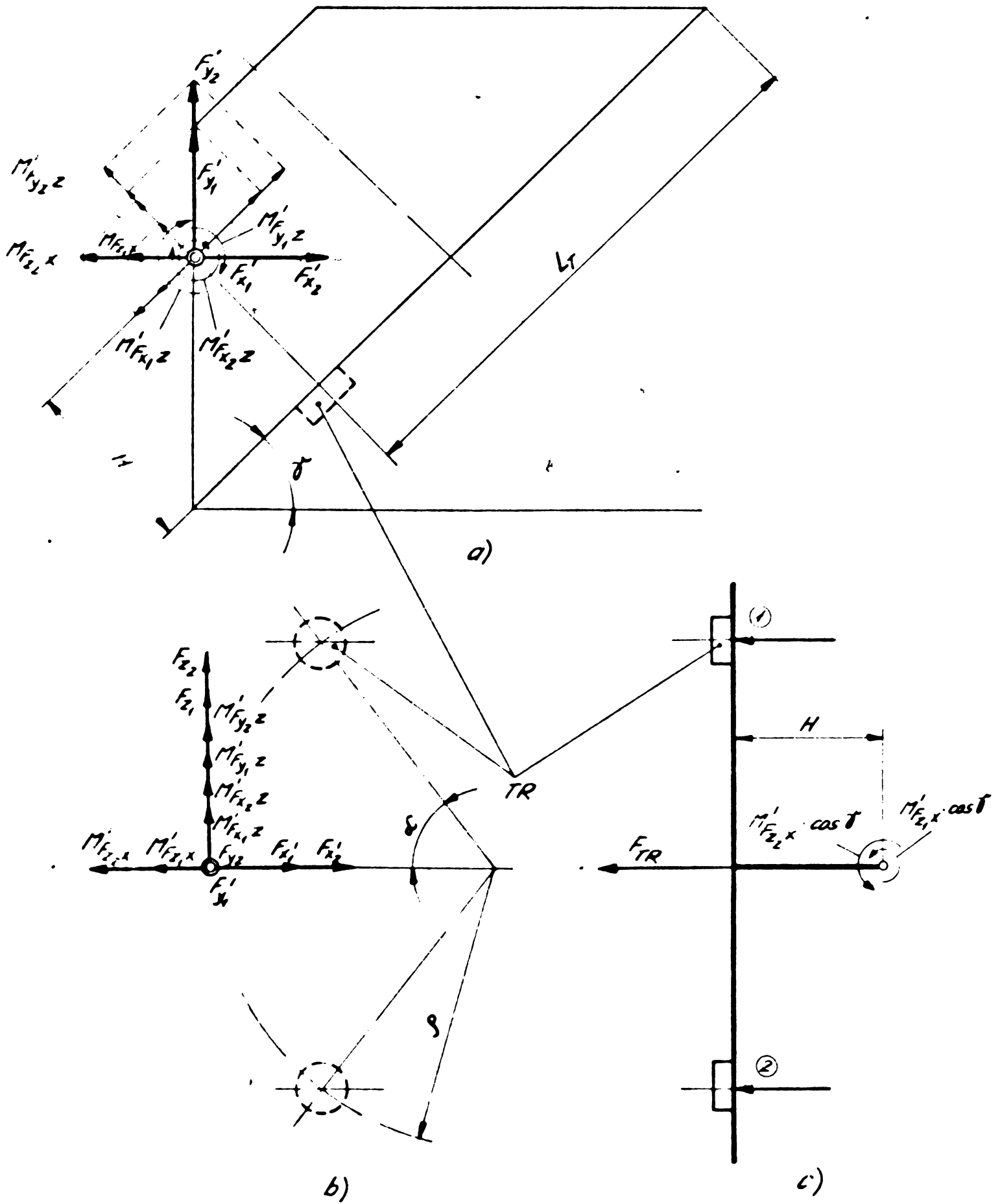


Fig.20

$$N' = (F_{x1} + F_{x2}) \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_s}{L_T} \right) - (F_{y1} + F_{y2}) \left( \sin \delta + \frac{H \cos \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) \quad (3.24)$$

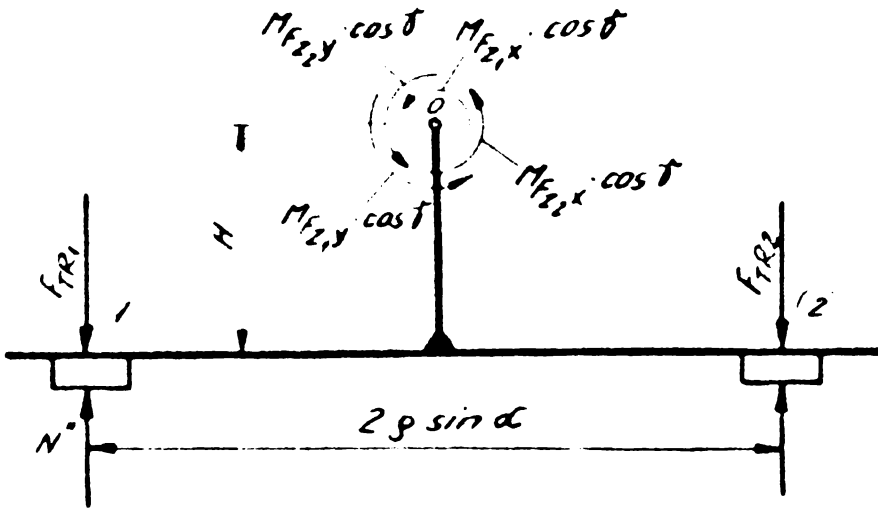


Fig.21

$$N'' \cdot 2 \sin \delta - M_{Fz1x} \cos \delta - M_{Fz2x} \cos \delta - M_{Fz1y} \cos \delta - M_{Fz2y} \cos \delta = 0, \quad (3.25)$$

de unde rezultă:

$$N'' = \cos \delta \left( M_{Fz1x} + M_{Fz2x} + M_{Fz1y} + M_{Fz2y} \right) \frac{1}{2 \rho \sin \alpha}, \text{ unde}$$

$M_{Fz1x} = F_{z1} \cdot r_{s1}$ ;  $M_{Fz2x} = F_{z2} \cdot r_{s2}$ ;  $M_{Fz1y} = F_{z1} \cdot L_{c1}$  și  $M_{Fz2y} = F_{z2} \cdot L_{c2}$   
deci

$$N'' = \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} (r_{s1} + L_{c1}) F_{z1} + (r_{s2} + L_{c2}) F_{z2} \quad (3.26)$$

Prin însumarea efectelor, forțele pe traductor vor fi egale cu:

$$F_{TR1} = \frac{1}{2} N' + N'' \quad (3.27) \quad \text{și} \quad F_{TR2} = \frac{1}{2} N' - N'' \quad (3.28)$$

adică

$$F_{TR1} = \frac{1}{2} \left[ (F_{x1} + F_{x2}) \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_s}{L_T} \right) - (F_{y1} + F_{y2}) \left( \sin \delta + \frac{H \cos \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) + \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} (r_{s1} + L_{c1}) F_{z1} + (r_{s2} + L_{c2}) F_{z2} \right] \quad (3.29)$$

și respectiv:

$$F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ (F_{x1} + F_{x2}) \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_s}{L_T} \right) - (F_{y1} + F_{y2}) \left( \sin \delta + \frac{H \cos \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) - \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} (r_{s1} + L_{c1}) F_{z1} + (r_{s2} + L_{c2}) F_{z2} \right] \quad (3.30)$$

Rezultă că forța de prestringere, în acest caz trebuie să satisfacă condiția:

Pentru a afla forța pe un traductor precum și modul în care aceasta este influențată de momentele  $M_{Fz} \cdot \cos \delta$  și  $M_{Fz2} \cdot \cos \delta$ , vom lua în considerație grinda echivalentă (fig.21) existentă în secțiunea D - D (fig.19),

$$(\sum M)_2 = 0$$

$$F_{pr} = \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} (r_{s1} + L_{c1}) F_{z1} + (r_{s2} + L_{c2}) F_{z2} \quad (3.31)$$

La dispunerea DPS într-un plan orizontal (fig.22) dacă se ia în considerație grinda echivalentă (fig.15) și se scrie ecuația de momente față de punctul B a sistemului de forțe în originea Q se va obține:

$$(\sum M)_B = 0$$

$$\left. \begin{aligned} N' \cdot L_T - (F_{x1} + F_{x2}) \cos \delta \cdot L_T + (F_{x1} + F_{x2}) H \cdot \sin \delta - \\ - (F_{z1} + F_{z2}) \cos \delta \cdot L_T - (F_{z1} + F_{z2}) H \cdot \sin \delta - M_{Fz1y} - M_{Fz2y} = 0 \end{aligned} \right\} (3.32)$$

unde:

$$M_{Fz1y} = F_{z1} \cdot L_{c1} \quad \text{și} \quad M_{Fz2y} = F_{z2} \cdot L_{c2}, \text{ rezultă}$$

$$\left. \begin{aligned} N' = (F_{x1} + F_{x2}) \left( \cos \delta - \frac{H \cdot \sin \delta}{L_T} \right) + (F_{z1} + F_{z2}) \cdot \left( \cos \delta + \right. \\ \left. + \frac{H \cdot \sin \delta}{L_T} \right) + F_{z1} \cdot \frac{L_{c1}}{L_T} + F_{z2} \cdot \frac{L_{c2}}{L_T} \end{aligned} \right\} (3.33)$$

Pentru a calcula forța pe traductor precum și pentru a ține seama de efectul introdus de momentele  $M_{Fxlz} \cdot \cos \delta$ ,  $M_{Fx2z} \cdot \cos \delta$ ,  $M_{Fylz} \cdot \cos \delta$ ,  $M_{Fy2z} \cdot \cos \delta$ ,  $M_{Fz1x} \cdot \cos \delta$  și  $M_{Fz2x} \cdot \cos \delta$ , vom lua în considerație grinda echivalentă (fig.25) rezultată în secțiunea D-D (fig.22).

Se va putea deci scrie:

$$(\sum M)_2 = 0$$

$$\left. \begin{aligned} N'' \cdot 2 \rho \sin \alpha + (M_{Fxlz} + M_{Fx2z}) \cos \delta - (M_{Fylz} + \\ + M_{Fy2z}) \cos \delta - (M_{Fz1x} + M_{Fz2x}) \cos \delta = 0; \end{aligned} \right\} (3.34)$$

de unde rezultă

$$N'' = (M_{Fz1x} + M_{Fz2x} + M_{Fylz} + M_{Fy2z} - M_{Fxlz} + M_{Fx2z}) \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha}$$

$$\text{unde: } M_{Fxlz} = F_{x1} \cdot r_{s1}; \quad M_{Fx2z} = F_{x2} \cdot r_{s2}; \quad M_{Fylz} = F_{y1} \cdot L_{c1};$$

$$M_{Fy2z} = F_{y2} \cdot L_{c2}; \quad M_{Fz1x} = F_{z1} \cdot r_{s1} \quad \text{și} \quad M_{Fz2x} = F_{z2} \cdot r_{s2},$$

deci:

$$\left. \begin{aligned} N'' = \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} (r_{s1} F_{z1} + r_{s2} F_{z2} + L_{c1} F_{y1} + L_{c2} F_{y2} - \\ - r_{s1} F_{x1} - r_{s2} F_{x2}) \end{aligned} \right\} (3.35)$$

Prin însumarea efectelor, forțele pe fiecare traductor vor fi egale cu:

$$F_{TR1} = \frac{1}{2} N' + N'' \quad \text{și} \quad \text{respectiv} \quad F_{TR2} = \frac{1}{2} N' - N''$$

adică efectuând înlocuirile conform (3.33) și (3.35):

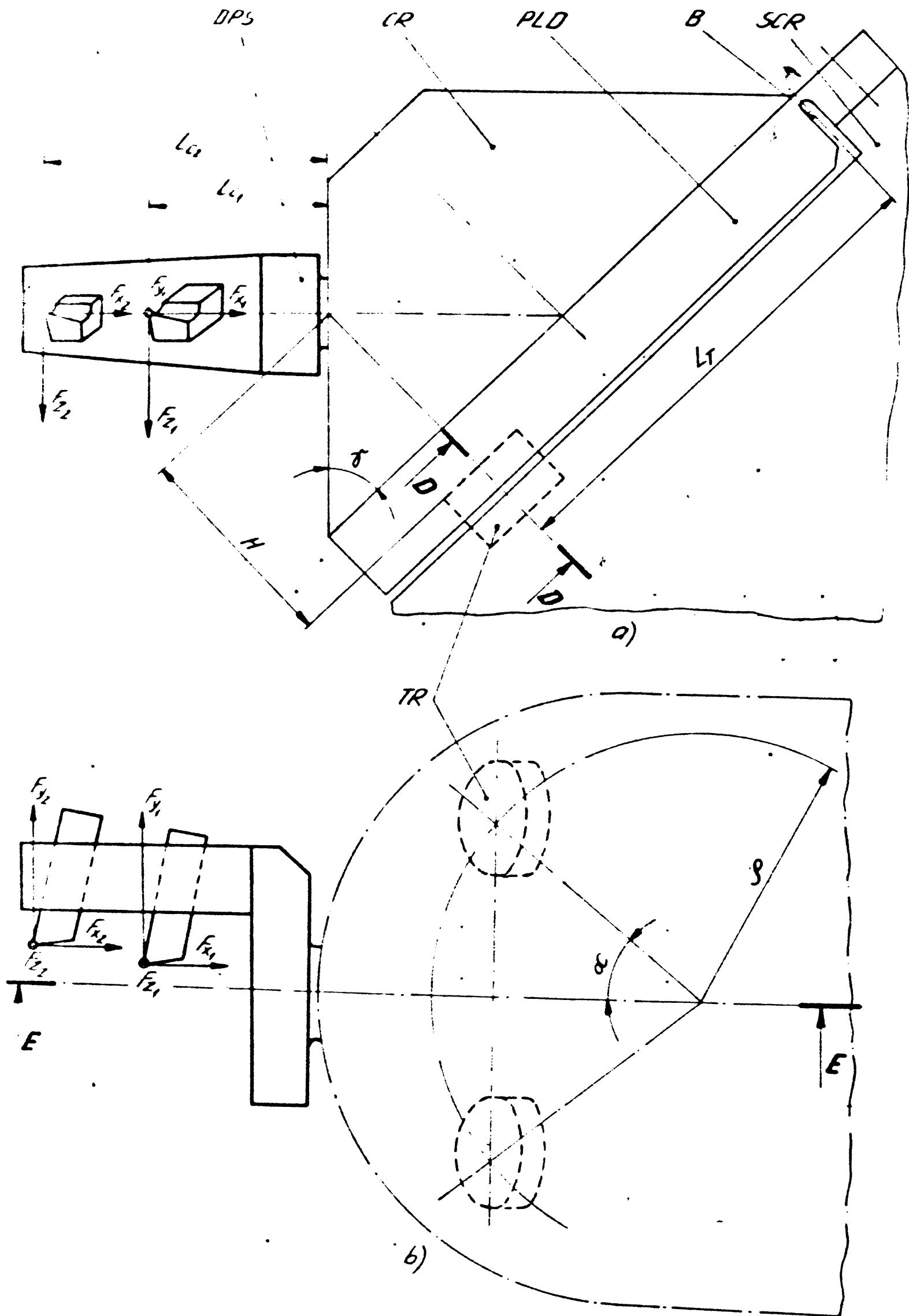


Fig.22



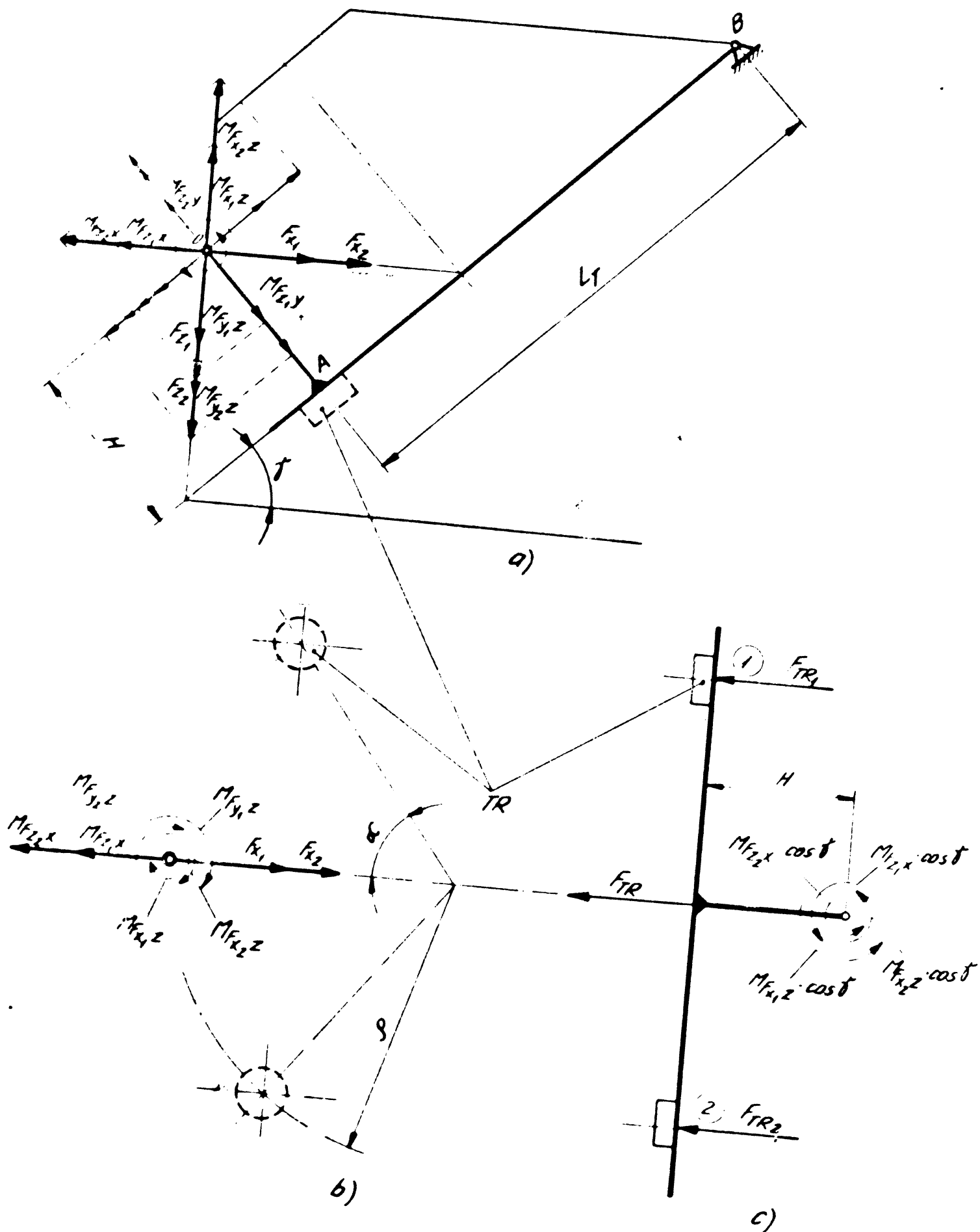


Fig.23

INSTITUTUL POLITEHNIC  
TIMIȘOARA  
BIBLIOTECA CENTRALĂ

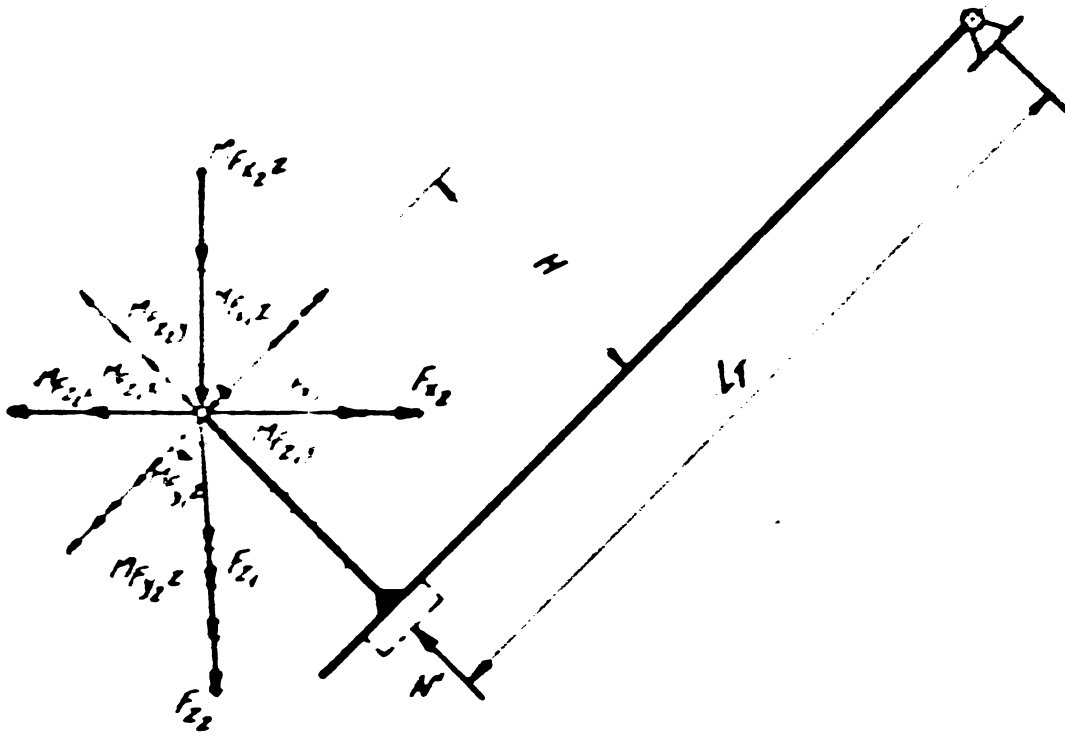
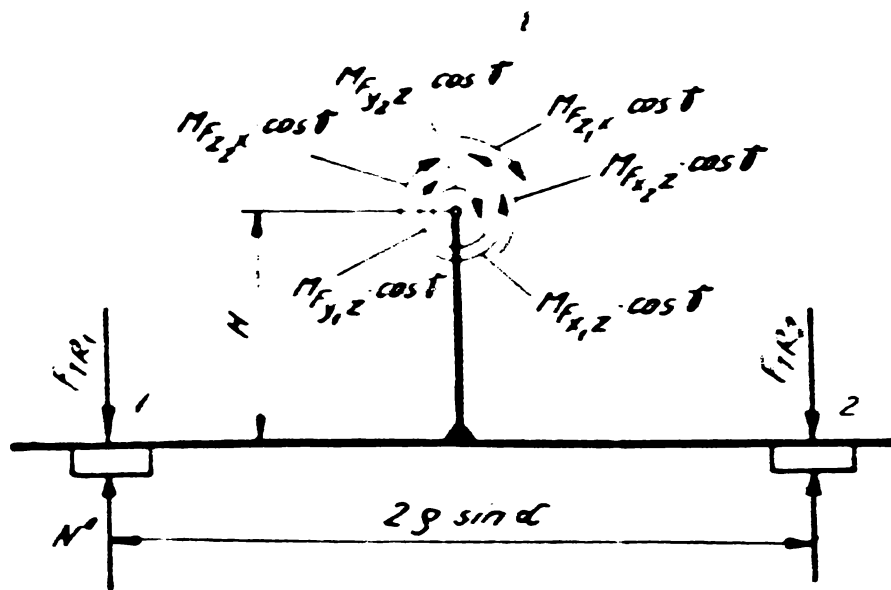


Fig. 24

Fig. 25



$$\begin{aligned}
 F_{T12} = & \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_{s1} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \right) F_{x1} + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_{s2} \cos \delta}{\sin \alpha} \right) F_{x2} + \right. \\
 & \left. \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c1}}{L_T} + \frac{r_{s1} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \right) F_{z1} + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c2}}{L_T} + \frac{r_{s2} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \right) F_{z2} + \right. \\
 & \left. \frac{L_{c1} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} F_{y1} + \frac{L_{c2} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} F_{y2} \right] \quad (3.36)
 \end{aligned}$$

și respectiv:

$$\begin{aligned}
 F_{1a2} = \frac{1}{2} & \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{r_{s1} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \right) F_{x1} + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{r_{s1} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \right) F_{x2} + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c1}}{L_T} - \frac{r_{s1} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \right) F_{z1} + \right. \\
 & \left. + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c2}}{L_T} - \frac{r_{s2} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \right) F_{z2} - \frac{L_{c1} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} F_{y1} - \right. \\
 & \left. - \frac{L_{c2} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} F_{y2} \right]; \quad (3.37)
 \end{aligned}$$

iar forța de prestringere, în acest caz va trebui să satisfacă condiția:

$$\begin{aligned}
 F_{pr} \geq & \left. \begin{aligned} & \frac{L_{c1} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} F_{x1} + F_{z1} + \frac{r_{s2} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} F_{x2} + \\ & + F_{z2} + \frac{L_{c1} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} F_{y1} + \frac{L_{c2} \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} F_{y2} . \end{aligned} \right\} \quad (3.38)
 \end{aligned}$$

### 3.3.2. Cazul găurire + strunjire

Se va examina și în acest caz influența pe care o are dispunerea DPS în plan vertical și în plan orizontal asupra traductoarelor de măsurare a forțelor. Se consideră mai întâi dispunerea orizontală a DPS, (fig.27). Făcînd ecuația de momente a forțelor sistemului redus în originea O (fig.28), în raport cu punctul B se va obține:

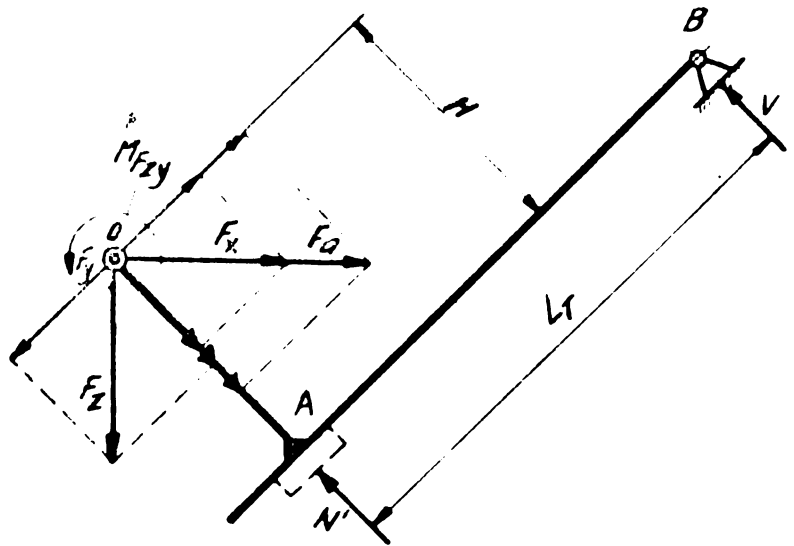


Fig.26

$$(\sum M)_B = 0$$

$$\begin{aligned}
 N' L_T - F_x \cos \delta \cdot L_T - F_a \cos \delta \cdot L_T - F_z \cos \delta \cdot L_T - \\
 - F_z \sin \delta \cdot H + F_x \sin \delta \cdot H + F_a \sin \delta \cdot H - M_{Fzy} = 0 \quad (3.39)
 \end{aligned}$$

de unde rezultă:

$$\begin{aligned}
 N' = F_x \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) + F_z \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) + F_a \left( \cos \delta - \right. \\
 \left. - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) + M_{Fzy}
 \end{aligned}$$

dar  $M_{Fzy} = F_z \cdot L_c$ , rezultă deci

$$\begin{aligned}
 N' = \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_x + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \right. \\
 \left. + \frac{L_c}{L_T} \right) F_z + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a \quad (3.40)
 \end{aligned}$$

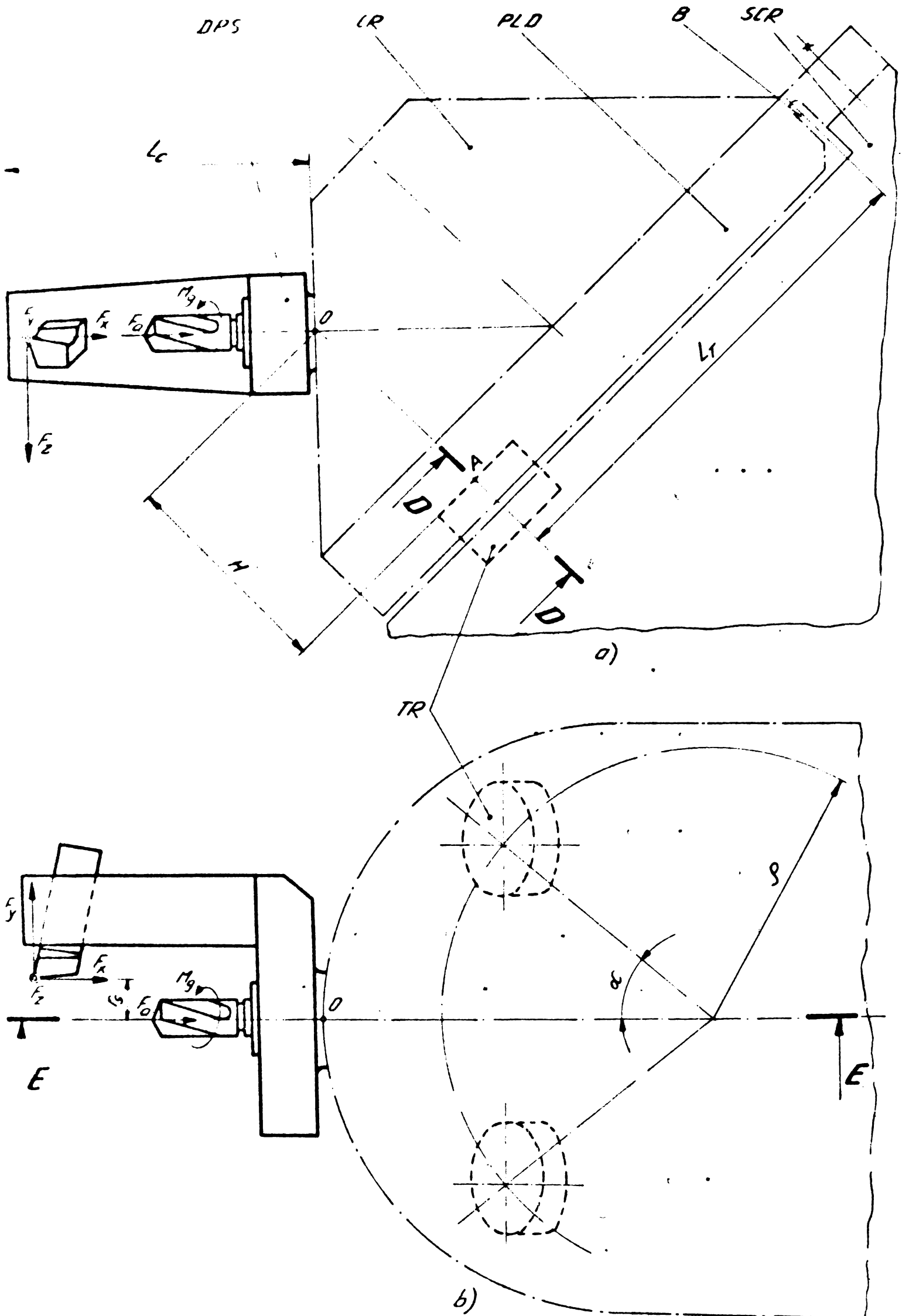


Fig.27

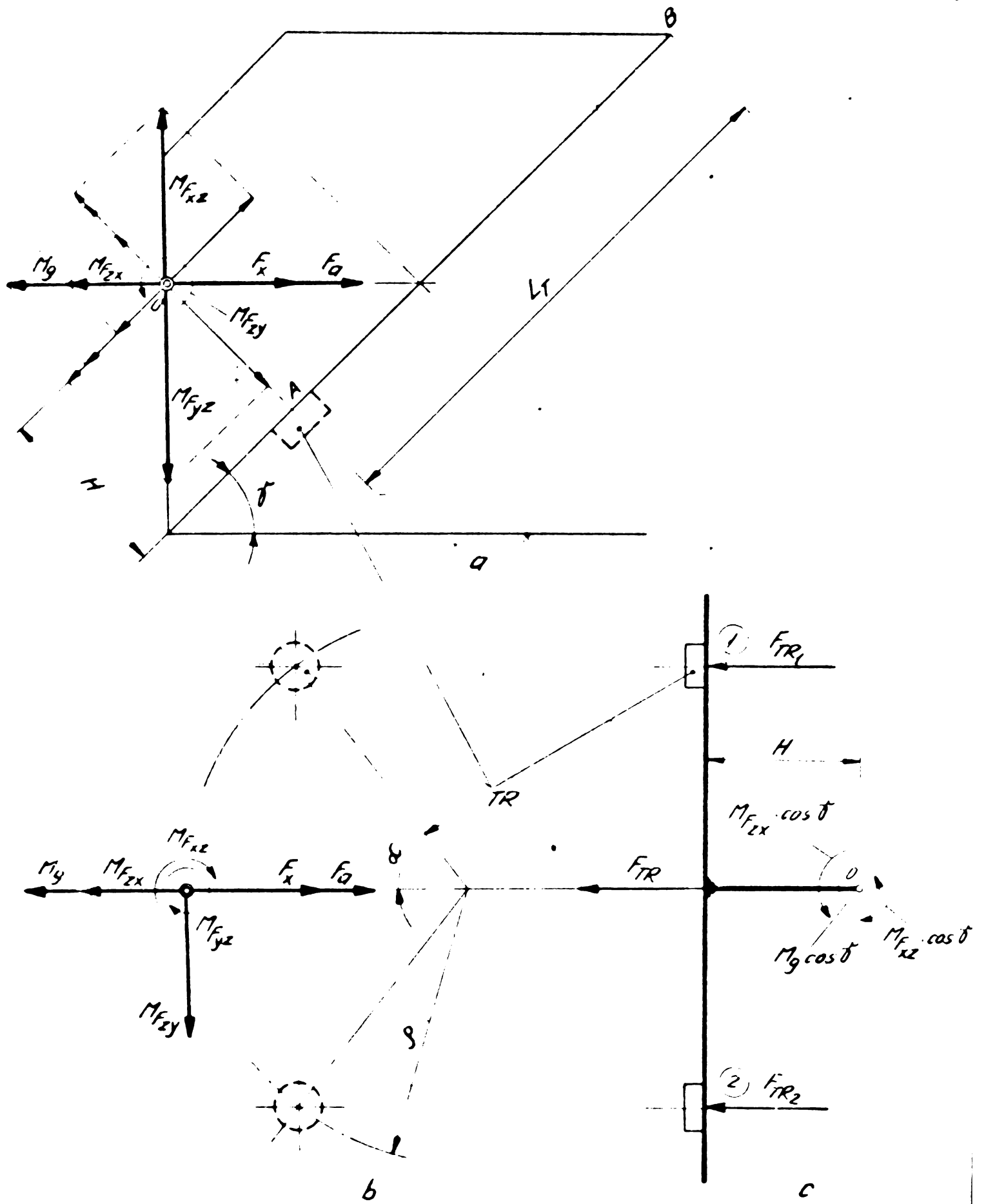


Fig.28

Pentru a afla forța pe traductor precum și modul în care aceasta este influențată de momentele  $M_g \cos \delta$ ;  $M_{F_{xz}} \cos \delta$  și  $M_{F_{zx}} \cos \delta$ , vom lua în considerație grinda echivalentă (fig.29) ce a rezultat din secțiunea D - D (fig.28) astfel încît putem scrie:

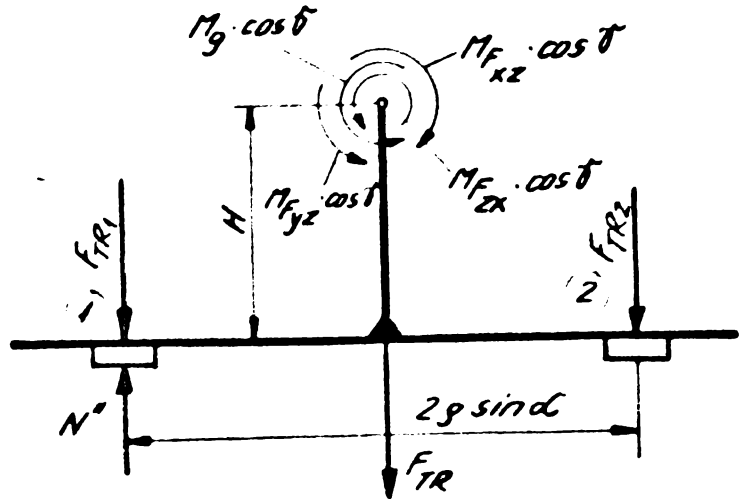


Fig.29

$$\left. \begin{aligned} (\sum M)_2 &= 0 \\ N'' \cdot 2\rho \sin \alpha + M_{xz} \cos \delta - \\ -M_g \cos \delta - M_{yz} \cos \delta - \\ -M_{zx} \cos \delta &= 0, \end{aligned} \right\} (3.41)$$

de unde rezultă:

$$N'' = \frac{\cos \delta}{2\rho \sin \alpha} (M_g + M_{F_{yz}} + M_{F_{zx}} - M_{F_{xz}}) \text{ unde } M_{F_{yz}} = F_y \cdot L_c;$$

$$M_{F_{xz}} = F_z \cdot r_s \quad \text{și} \quad M_{F_{zx}} = F_x \cdot r_s;$$

deci

$$N'' = \frac{\cos \delta}{2\rho \sin \alpha} (r_s F_z - r_s F_x + L_c F_y + M_g); \quad (3.42)$$

Prin însumarea efectelor, forțele pe traductor vor fi egale

cu  $F_{TR1} = \frac{1}{2} N' + N''$  și respectiv  $F_{TR2} = \frac{1}{2} N' - N''$ , adică

$$\left. \begin{aligned} F_{TR1} &= \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_s \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \right) \frac{F_x}{2} + \frac{L_c \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \cdot \frac{F_y}{2} + \left( \cos \delta + \right. \\ &+ \left. \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} + \frac{r_s \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \right) \frac{F_z}{2} + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) \frac{F_a}{2} + \frac{\cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \\ &\cdot \frac{M_g}{2}; \end{aligned} \right\} (3.43)$$

și respectiv

$$\left. \begin{aligned} F_{TR2} &= \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{r_s \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \right) \frac{F_x}{2} - \frac{L_c \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \cdot \frac{F_y}{2} + \\ &+ \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} - \frac{r_s \cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \right) \frac{F_z}{2} + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) \frac{F_a}{2} - \\ &- \frac{\cos \delta}{2\rho \sin \alpha} \cdot \frac{M_g}{2}; \end{aligned} \right\} (3.44)$$

Forța de prestrîngere necesară în acest caz va trebui să satisfacă condiția:

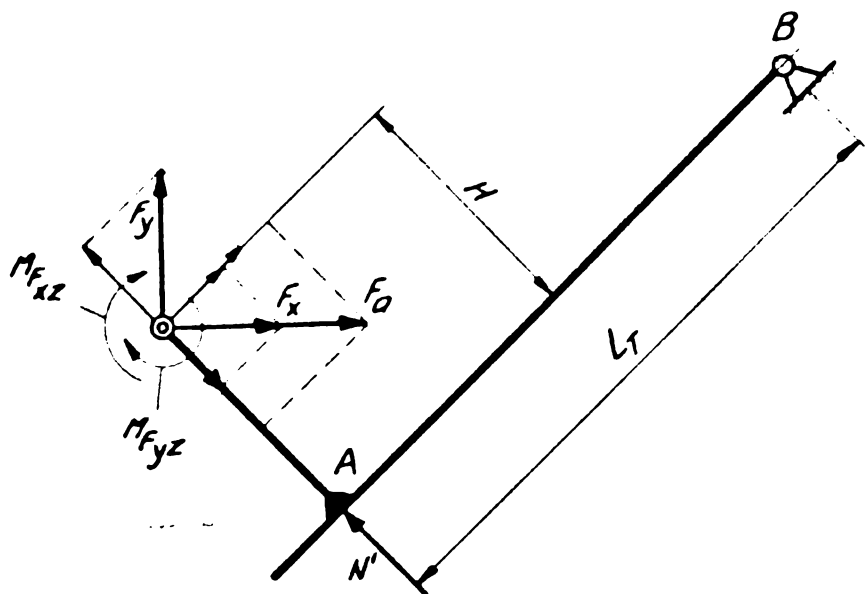
$$F_{pr} \geq \frac{\cos \delta}{2\rho \sin \alpha} (r_s F_x + L_c F_y + r_s F_z + M_g); \quad (3.45)$$

În cazul amplasării DPS în plan vertical (fig.30) făcînd ecuația de momente a sistemului de forțe redus în punctul O (fig.31), în



raport cu punctul B al grinzii echivalente (fig.30) se va obține:

Fig.30



$$\begin{aligned}
 (\sum M)_B = 0 \\
 \left. \begin{aligned}
 N' L_T - F_x \cos \delta \cdot L_T - F_a \cos \delta \cdot L_T + F_y \cos \delta \cdot H + \\
 + F_x \sin \delta \cdot H + F_a \sin \delta \cdot H + M_{Fyz} + M_{Fxz} = 0;
 \end{aligned} \right\} \quad (3.46)
 \end{aligned}$$

înlocuind  $M_{Fxz} = F_x \cdot r_s$  și  $M_{Fyz} = F_y \cdot L_c$  se va obține

$$\left. \begin{aligned}
 N' = F_x \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) - F_y \left( \sin \delta + \frac{L_c}{L_T} + \frac{H \cos \delta}{L_T} \right) + \\
 + F_a \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right)
 \end{aligned} \right\} \quad (3.47)$$

Pentru a afla forța pe traductor precum și modul în care aceasta este influențată de momentele  $M_{Fzy} \cos \delta$ ,  $M_{Fzy} \cos \delta$  și  $M_g \cos \delta$ , vom considera grinda echivalentă din fig. 32 - astfel încât să putem scrie:

$$\begin{aligned}
 (\sum M)_2 = 0 \\
 N'' \cdot 2 \rho \cdot \sin \alpha - M_{Fzx} \cos \delta - M_{Fzy} \cos \delta - M_g \cos \delta = 0 \quad (3.48)
 \end{aligned}$$

de unde rezultă:

$$N'' = M_{Fzx} \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} + M_{Fzy} \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} + M_g \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha},$$

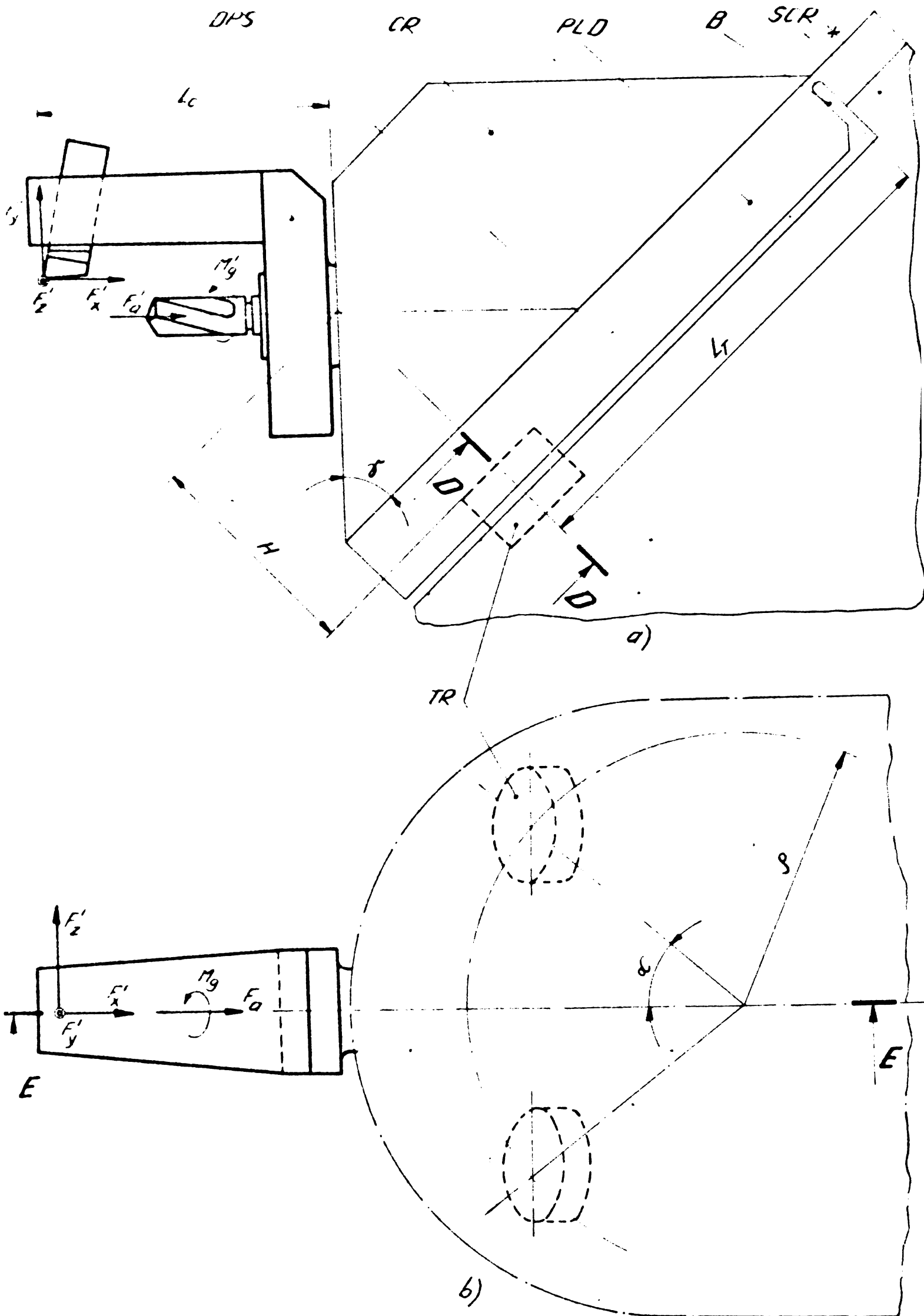
în care  $M_{Fzx} = F_z \cdot r_s$  și  $M_{Fzy} = F_z \cdot L_c$ , rezultă deci:

$$N'' = \frac{1}{2} \left[ F_z \cdot \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} (r_s + L_c) + M_g \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right] \quad (3.49)$$

Prin însumarea efectelor, forțele pe traductor vor fi egale cu

$$F_{TR1} = \frac{1}{2} N' + N'' \quad \text{și} \quad F_{TR2} = \frac{1}{2} N' - N'',$$

adică



b)  
Fig. 31

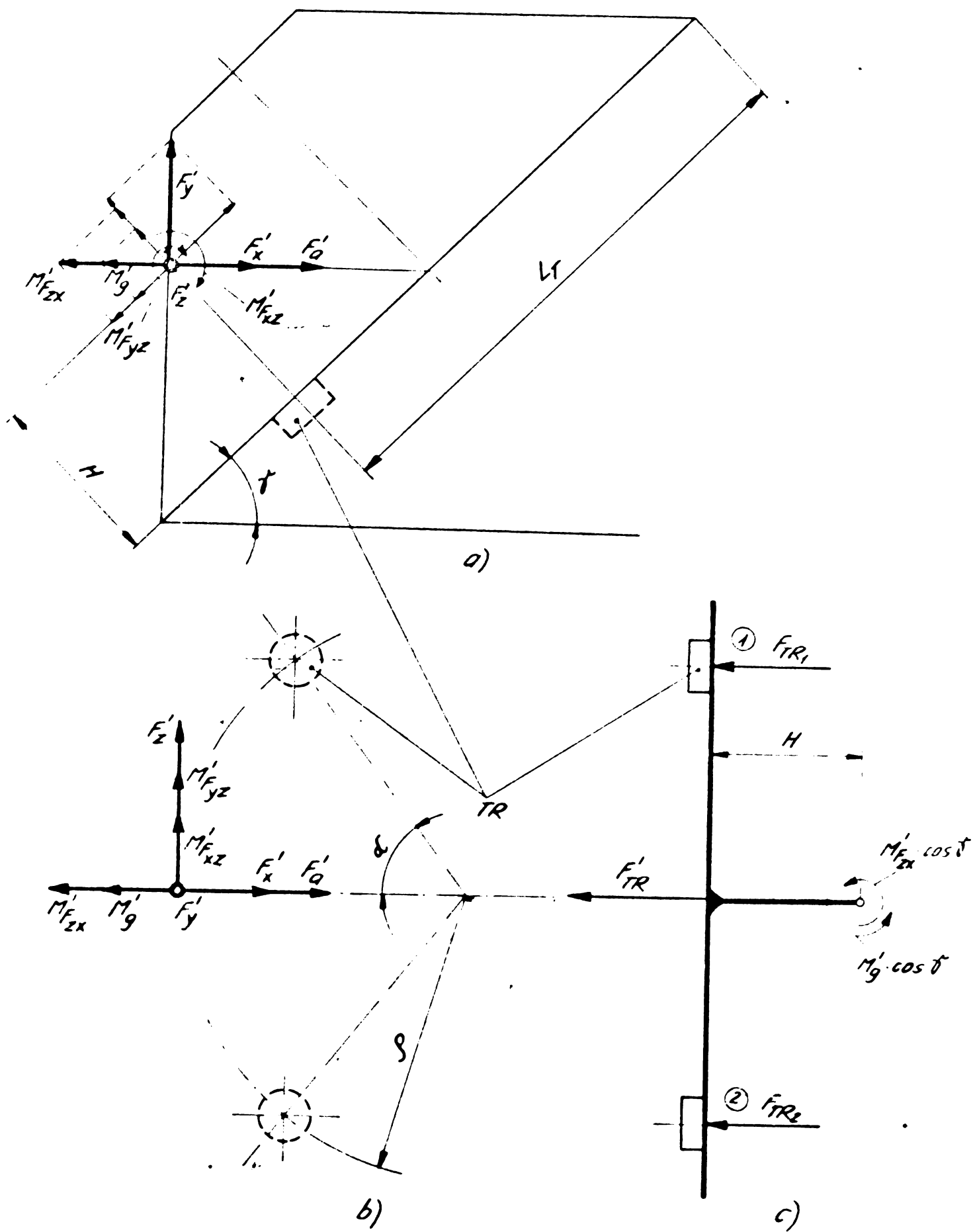
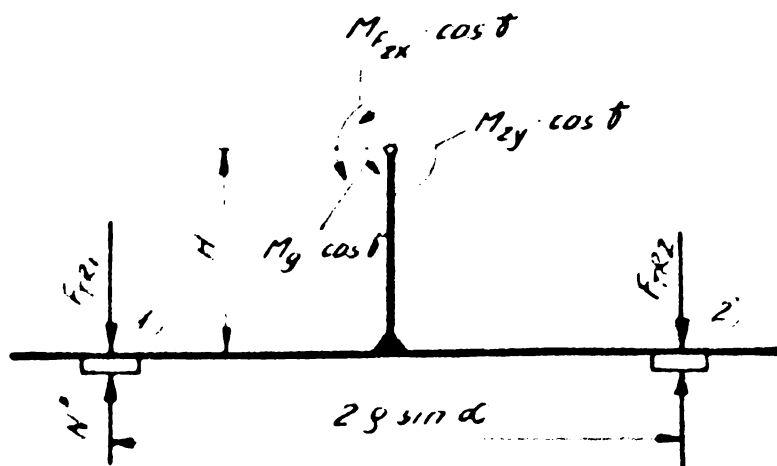


Fig. 32

Fig. 33



$$F_{TR1} = \frac{1}{2} \left[ F_x \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) - F_y \left( \sin \delta + \frac{L_c}{L_T} + \frac{H \cos \delta}{L_T} \right) + \right. \\ \left. + F_a \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) + F_z \frac{\cos \delta}{2\beta \sin \alpha} (r_s + L_c) + M_g \frac{\cos \delta}{2\beta \sin \alpha} \right] \quad (3.50)$$

și respectiv

$$F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ F_x \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) - F_y \left( \sin \delta + \frac{L_c}{L_T} + \frac{H \cos \delta}{L_T} \right) + \right. \\ \left. + F_a \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) - F_z \frac{\cos \delta}{2\beta \sin \alpha} (r_s + L_c) - M_g \frac{\cos \delta}{2\beta \sin \alpha} \right] \quad (3.51)$$

Forța necesară pentru realizarea prestrîngerii, în acest caz trebuie să respecte condiția:

$$F_{pr} \geq \frac{\cos \delta}{2\beta \sin \alpha} \left[ F_z \cdot (r_s + L_c) + M_g \right] \quad (3.52)$$

Asemeni celor conchise la determinarea forțelor în cazul prelucrării succesive, și la prelucrarea simultană redusă la cazurile din paragrafele 3.3.1 și 3.3.2 de mai sus, orice situație concretă cu diferite procedee, se poate asimila cu una din funcțiile deduse în aceste paragrafe. Relațiile obținute atât pentru prelucrarea succesivă, cât și pentru prelucrarea simultană, au fost centralizate în tabelul 1 de la pag. 45. Pe baza acestor relații ale forțelor pe traductoare, se va putea calcula, după cum este redat ulterior, valorile expresiilor forțelor care trebuie reprezentate ca valori în sistemul de comandă adaptivă.

Pentru clarificare, în paragraful următor - 3.4 - sînt redat exemple de calcul pentru toate cazurile tratate anterior, exemple din care se deduce necesitatea și justetea celor demonstrate.

### 3.4. Exemple de calcul

La această aplicație se va ține seama de constantele de construcție ale CR realizat special pentru acest model experimental de SR cu



CA, anume un SKV- 40.

La prelucrarea pe SK [24] datorită prinderii în universal a piesei se recomandă ca  $L \leq 4d$ . Rezultă că lungimea de consolaj la DPS va trebui să satisfacă această condiție, adică

$$L_c \leq 4 d_s \quad (3.59)$$

În cazul SKV - rezultă că  $d_s \leq 40$  deci:

$$L_{c \max} = 4 \cdot d_{s \max} = 4 \cdot 40 = 160 \text{ mm}; \text{ deci } r_{s \max} = 20 \text{ mm}$$

$$L_{c \min} = 4 \cdot d_{s \min} = 4 \cdot 20 = 80 \text{ mm}; \text{ deci } r_{s \min} = 10 \text{ mm}$$

La construcția CR cu element traductor pentru forțele de aşchiere s-au adoptat constructiv următoarele dimensiuni:  $\delta = 45^\circ$ ;  $\alpha = 30^\circ$ ;  $\rho = 80 \text{ mm}$ ;  $L_x = 220 \text{ mm}$ ;  $d_{TR} = 30 \text{ mm}$ ;  $d_{SR} = 16 \text{ mm}$ ; Rezultă:  $x = \frac{1}{2} (d_{TR} + d_{SR}) = \frac{1}{2} (30 + 16) = 23 \text{ mm}$ . Se admite  $x = 24 \text{ mm}$ . Forțele și momentele din procesul de aşchiere au fost calculate pentru condiții extreme la paragraful 4.2.

#### 3.4.1. Forța de prestrângere.

După cum s-a putut constata, la traductorul  $TR_2$  din sistemul de măsurare, există posibilitatea ca în anumite condiții de consolaj, de variație a forțelor, să apară situații de descărcare completă, ceea ce ar conduce la măsurarea eronată a forțelor și momentelor din procesul de prelucrare. Pentru a nu permite acest lucru, trebuie ca pe grinda echivalentă rezultată din secțiunea E - E ( fig.32) între cele două traductoare să fie aplicată o forță corespunzătoare de prestrângere a traductoarelor, forță de care va trebui să se țină seama la calculul real al forței de referință.

În această situație este firesc ca forța de prestrângere să fie aplicată în imediata apropiere a traductorului  $TR_2$ , adică la distanța  $x$ , impusă de considerente constructive. Dacă notăm cu  $d_{TR}$  - diametrul traductoarelor și cu  $d_{SR}$  - diametrul capului șurubului cu ajutorul căruia se realizează prestrângerea, rezultă:

$$x \geq \frac{1}{2} (d_{TR} + d_{SR}) \quad (3.60)$$

Din ecuațiile de momente față de punctele 1 și 2 de pe grinda echivalentă din fig. 34 rezultă:

$$N_1 = F_{pr} \cdot \frac{x}{l} \quad (3.61)$$

și respectiv:

$$N_2 = F_{pr} \cdot \frac{l - x}{l} \quad (3.62)$$

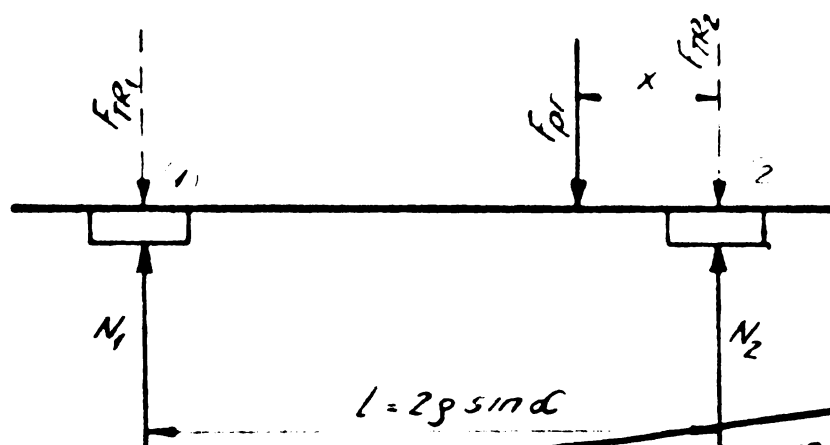


Fig. 34

INSTITUTUL POLITEHNIC  
TIMIȘOARA  
BIBLIOTECA CENTRALĂ



În aceste condițiuni la forțele pe cele două tractoare se vor adăuga și forțele rezultate din sistemul de prestringere astfel:

$$F'_{TR1} = F_{TR1} + F_{pr} \cdot \frac{x}{l} \quad (3.63)$$

și:

$$F'_{TR2} = F_{TR2} + F_{pr} \cdot \frac{l-x}{l} \quad (3.64)$$

#### 3.4.1.1. Cazul strunjirii cu DPS orizontal.

Forțele de prestringere trebuie să îndeplinească condiția (3.15), adică:

$$F_{pr} \geq \frac{1}{2} \left[ \frac{H \sin \delta}{L_T} F_{x \max} + \frac{L_c \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{y \max} + \frac{r_s \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{z \max} - \frac{1}{2} \left( \cos \delta + \frac{r_s \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{x \max} + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c \max}{L_T} \right) F_{z \max} \right]$$

în care introducând valorile se obține:

$$F_{pr} \geq \frac{1}{2} \left[ \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} 208,820 + \frac{160 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 20,003 + \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 341,192 - \frac{1}{2} \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 208,820 + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{160}{220} \right) 341,192 \right]$$

adică  $F_{pr} \geq 68,686 \text{ daN}$

#### 3.4.1.2. Cazul găurire + strunjire cu DPS orizontal.

Forța de prestringere trebuie să îndeplinească condiția:

$$F_{pr} \geq \frac{1}{2} \left[ \frac{H \sin \delta}{L_T} F_{x \max} + \frac{L_c \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{y \max} + \frac{r_s \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{z \max} + \frac{H \sin \delta}{L_T} F_a \max + \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} M_g \max - \frac{1}{2} \left( \cos \delta + \frac{r_s \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{x \max} + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c \max}{L_T} \right) F_{z \max} + \cos \delta \cdot F_a \max \right]$$

în care înlocuind valorile, se obține:

$$F_{pr} \geq \frac{1}{2} \left[ \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} 208,820 + \frac{160 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 270,003 + \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 341,192 + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} 323,011 + \frac{\sqrt{2}}{80 \cdot 0,5} 1084,444 - \frac{1}{2} \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 208,820 + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{160}{220} \right) 341,192 + \frac{\sqrt{2}}{2} 323,011 \right]$$

adică:  $F_{pr} \geq 6,593$

Tinând seama și de dispunerea sistemului de prestringere, adică de condiția  $x \geq \frac{1}{2} (d_{TH} + d_{SR})$  rezultă:  $x = 24$  mm, sau

$$F_{pr} \geq 68,686 \frac{80 - 24}{80} = 48,072 \text{ daN}$$

Se poate deci admite:  $F_{pr} = 50$  daN.

### 3.4.2. Forțele pe traductoare

#### 3.4.2.1. La găurire

Se vor calcula valorile extreme, la o forță de prestringere constantă. Deci:

$$F_{TR1 \text{ max}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a \text{ max} + \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} M_g \text{ max} \right] + \frac{x}{l} F_{pr}$$

adică

$$F_{TR1 \text{ max}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 323,011 + \frac{\frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 1084,444 \right] + \frac{24}{80} 50$$

din care

$$F_{TR1 \text{ max}} = 112,260 \text{ daN}$$

$$F_{TR1 \text{ min}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a \text{ min} + \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} M_g \text{ min} \right] + \frac{x}{l} F_{pr}$$

adică

$$F_{TR1 \text{ min}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 136,164 + \frac{\frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 418,111 \right] + \frac{24}{80} 50$$

din care de asemenea  $F_{TR1 \text{ min}} = 64,315$  daN

Pentru al doilea traductor

$$F_{TR2 \text{ max}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a \text{ max} - \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} M_g \text{ max} \right] + \frac{l-x}{l} F_{pr}$$

adică

$$F_{TR2 \text{ max}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 323,011 - \frac{\frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 1084,44 \right] + \frac{80-24}{80} 50$$

se obține

$$F_{TR2 \text{ max}} = 133,134 \text{ daN}$$

De asemeni:

$$F_{TR2 \text{ min}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a \text{ min} - \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} M_g \text{ min} \right] + \frac{l-x}{l} F_{pr}$$

adică

$$F_{TR2 \text{ min}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 136,164 - \frac{\frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 418,111 \right] + \frac{80-24}{80} 50$$

se obține

$$F_{TR2 \text{ min}} = 123,915 \text{ daN}$$

#### 3.4.2.2. La strunjire cu DPS dispus orizontal

Si in acest caz se vor calcula valorile extreme, pentru

$L_c \text{ max}$ ,  $L_c \text{ min}$ ,  $r_s \text{ max}$ ,  $r_s \text{ min}$ ,  $F_{\text{max}}$  și  $F_{\text{min}}$ . Adică in:

$$F_{TR1 \max} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{r_s \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{x \max} + \right. \\ \left. + \frac{L_c \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{y \max} + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c \max}{L_T} + \frac{r_s \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{z \max} \right] + \\ + \frac{x}{l} F_{pr}$$

se înlocuiesc valorile și se obține:

$$F_{TR1 \max} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} - \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 208,820 + \frac{160 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 270,003 + \right. \\ \left. + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{160}{220} + \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 341,192 \right] + \frac{24}{80} \cdot 50$$

respectiv  $F_{TR1 \max} = 762,150 \text{ daN}$

iar pentru

$$F_{TR1 \min} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_s \min \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{x \min} + \frac{L_c \min \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{y \min} + \right. \\ \left. + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c \min}{L_T} + \frac{r_s \min \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{z \min} \right] + \frac{x}{l} F_{pr}$$

se obține

$$F_{TR1 \min} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} - \frac{10 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 132,638 + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 163,692 + \right. \\ \left. + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{80}{220} + \frac{10 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 207,318 \right] + \frac{24}{80} \cdot 50$$

respectiv  $F_{TR1 \min} = 319,703 \text{ daN}$ .

Analog:

$$F_{TR2 \max} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{r_s \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{x \max} - \frac{L_c \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{y \max} + \right. \\ \left. + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c \max}{L_T} - \frac{r_s \max \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{z \max} \right] + \frac{l-x}{l} F_{pr}$$

sau după înlocuirea valorilor

$$F_{TR2 \max} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 208,820 - \frac{160 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 270,003 + \right. \\ \left. + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{80}{220} - \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 341,192 \right] + \frac{80 - 24}{80} \cdot 50$$

rezultă  $F_{TR2 \max} = 1,315 \text{ daN}$

De asemenea:

$$F_{TR2 \min} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{r_s \min \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{x \min} - \frac{L_c \min \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{y \min} + \right. \\ \left. + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c \min}{L_T} - \frac{r_s \min \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{z \min} \right] + \frac{l-x}{l} F_{pr}$$

iar valoric:

$$F_{TR2 \min} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{10 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 132,658 - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 163,692 + \right. \\ \left. + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{80}{220} - \frac{10 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 207,318 \right] + \frac{80-24}{80} \cdot 50 ;$$

respectiv  $F_{TR2 \min} = 115,103 \text{ daN}$

### 3.4.2.3. La strunjire+gaurire cu DPS orizontal

$$F_{TR1 \max} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_{s \max} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{x \max} + \frac{L_{c \max} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{y \max} + \right. \\ \left. + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c \max}}{L_T} + \frac{r_{s \max} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{z \max} + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_{a \max} + \right. \\ \left. + \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} M_{g \max} \right] + \frac{x}{\ell} F_{pr}$$

sau după inlocuirea valorilor:

$$F_{TR1 \max} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} - \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 208,820 + \frac{160 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 270,003 + \right. \\ \left. + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{160}{220} + \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 341,192 + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 323,011 + \right. \\ \left. + \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{1084,444}{80 \cdot 0,5} \right] + \frac{24}{80} 50 ;$$

se obține :  $F_{TR1 \max} = 874,410 \text{ daN}$

$$F_{TR1 \min} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_{s \min} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{x \min} + \frac{L_{c \min} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{y \min} + \right. \\ \left. + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c \min}}{L_T} + \frac{r_{s \min} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{z \min} + \left( \cos \delta - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_{a \min} + \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} M_{g \min} \right] + \frac{x}{\ell} F_{pr}$$

adică:

$$F_{TR1 \min} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} - \frac{10 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 132,658 + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 163,692 + \right. \\ \left. + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{80}{220} + \frac{10 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 207,318 + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 136,164 + \right. \\ \left. + \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{418,111}{80 \cdot 0,5} \right] + \frac{24}{80} 50 ;$$

se obține  $F_{TR1 \min} = 384,018 \text{ daN}$  .

$$F_{TR2 \max} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{r_{s \max} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{x \max} - \frac{L_{c \max} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{y \max} + \right. \\ \left. + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c \max}}{L_T} - \frac{r_{s \max} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{z \max} + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_{a \max} - \right. \\ \left. - \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} M_{g \max} \right] + \frac{l-x}{l} F_{pr}$$

adică

$$F_{TR2 \max} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 208,820 - \frac{160 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 270,003 + \right. \\ \left. + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{160}{220} - \frac{20 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 341,192 + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 523,011 - \right. \\ \left. - \frac{\frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 1084,444 \right] + \frac{80-24}{20} 50;$$

se obține

$$F_{TR2 \max} = 134,449 \text{ daN}$$

$$F_{TR2 \min} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{r_{s \min} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{x \min} - \frac{L_{c \min} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} F_{y \min} + \right. \\ \left. + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c \min}}{L_T} - \frac{r_{s \min} \cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} \right) F_{z \min} + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_{a \min} - \right. \\ \left. - \frac{\cos \delta}{2 \rho \sin \alpha} M_{g \min} \right] + \frac{l-x}{l} F_{pr}$$

adică

$$F_{TR2 \min} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{10 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 132,658 - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 163,692 + \right. \\ \left. + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{80}{220} - \frac{10 \frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} \right) 207,318 + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 136,164 - \right. \\ \left. - \frac{\frac{\sqrt{2}}{2}}{80 \cdot 0,5} 418,111 \right] + \frac{80-24}{20} 50$$

se obține

$$F_{TR2 \min} = 239,018 \text{ daN}$$

### 3.5. Considerarea rigidității PLD

După cum s-a menționat în cadrul considerațiilor generale a prezentului capitol (paragraful 3.1), placa dinamometrică PLD care transmite forțele la traductoare este foarte rigidă după două direcții și foarte elastică după a treia direcție, astfel ca să transmită forțele la traductoare, practic fără nici o eronare, tocmai după direcția elasticității maxime. În toate determinările forțelor pe traductoare tratate în cele de mai sus s-a considerat transmiterea riguroasă a tuturor forțelor fără a ține cont că modulul de rezistență -  $W$  în  $[\text{cm}^3]$  după celelalte două direcții cu rigiditate este de cca

80 ori mai mare . Ca rezultat, o parte din componentele forțelor și momentelor și anume cele care solicită PLD după direcțiile în care este rigidă, vor transmite practic forțe neglijabile la traductoare, deoarece acestea vor fi preluate de rigiditatea PLD. Cu alte cuvinte în determinările efectuate nu s-a ținut cont de rolul lui PLD, special concepută conform celor menționate. Ținând seama de acestea, relațiile forțelor pe traductoare se pot simplifica, ceea ce a și fost de fapt scopul introducerii unei astfel de plăci, denumită convențional „dinamometrică” - PLD

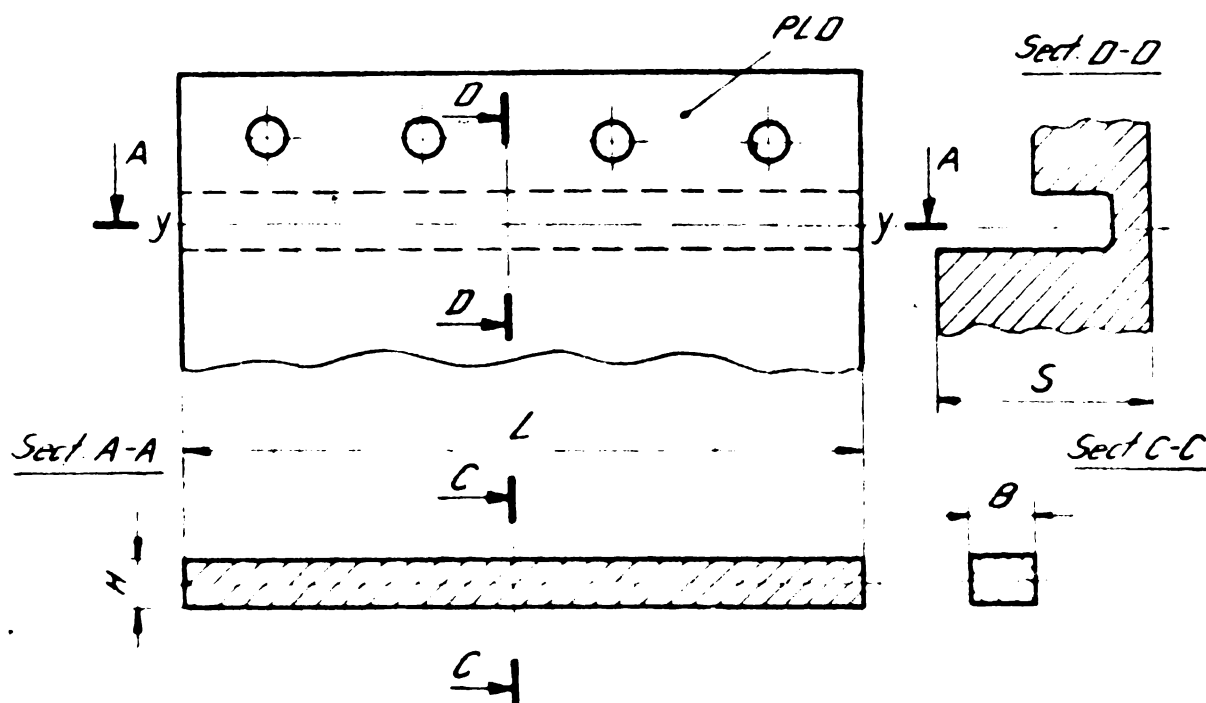


Fig.35

Dacă se analizează secțiunea alăbită [9] a plăcii dinamometrice (PLD) se constată următoarele: Pentru  $H = 0,3 \text{ cm}$ ;  $B = 0,4 \text{ cm}$ ;  $L = 24 \text{ cm}$ . Modulul de rezistență al secțiunii alăbite în raport cu  $x$  este

$$W_x = \frac{HL^2}{6} = \frac{0,3 \cdot 24^2}{6} = 28,80 \text{ cm}^3 \quad (3.65)$$

Modulul de rezistență al secțiunii alăbite în raport cu axa  $y$  este:

$$W_y = \frac{LH^2}{6} = \frac{24 \cdot 0,3^2}{6} = 0,36 \text{ cm}^3 \quad (3.66)$$

Făcând rapoartele modulelor de rezistență obținem:

$$\frac{W_x}{W_y} = \frac{28,80}{0,36} = 80 \quad (3.67)$$

Modulul de rezistență  $W_x$  este, deci, de 80 ori mai mare decât  $W_y$  și în consecință momentele de la găurire, alezare etc, deci cu vectorul după axa  $x - x$ , se vor transmite în măsură mult mai redusă la traductoare. Aceeași situație se întâmplă și cu forțele care dau momente după aceeași direcție.

În această situație, neglijând efectul produs de forțele și momentele care acționează după secțiunea cu  $W_x$  maxim, rezultă că forțele pe traductoare pentru diferite cazuri, vor fi cele care urmează.

A. La prelucrarea succesivă

a) Cazul strunjirii cu DPS dispus orizontal

$$F_{TR1} = F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ F_x \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) + F_z \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) \right] \quad (3.68)$$

b) Cazul strunjirii cu DPS dispus vertical

$$F_{TR1} = F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{F_s}{L_T} \right) F_x - \left( \sin \delta + \frac{H \cos \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) F_y \right] \quad (3.69)$$

c) Cazul găuririi pe SR

$$F_{TR1} = F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right] F_a \quad (3.70)$$

B. La prelucrarea simultană

a) Cazul strunjire+strunjire cu DPS dispus orizontal

$$F_{TR1} = F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) (F_{x1} + F_{x2}) + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c1}}{L_T} + \frac{L_{c2}}{L_T} \right) (F_{z1} + F_{z2}) \right] \quad (3.71)$$

b) Cazul strunjire+strunjire cu DPS dispus vertical

$$F_{TR1} = F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{F_{s1}}{L_T} - \frac{F_{s2}}{L_T} \right) (F_{x1} + F_{x2}) - \left( \sin \delta + \frac{H \cos \delta}{L_T} + \frac{L_{c1}}{L_T} + \frac{L_{c2}}{L_T} \right) (F_{y1} + F_{y2}) \right] \quad (3.72)$$

c) Cazul găurire+strunjire cu DPS dispus orizontal

$$F_{TR1} = F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_x + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) F_z + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a \right] \quad (3.73)$$

d) Cazul găurire + strunjire cu DPS dispus vertical

$$F_{TR1} = F_{TR2} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{F_s}{L_T} \right) F_x - \left( \sin \delta + \frac{H \cos \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) F_y + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a \right] \quad (3.74)$$



Exemplu de calcul

Pentru:

$$L_c \max = 160 \text{ mm}; L_c \min = 80 \text{ mm}; r_s \max = 30 \text{ mm}; r_s \min = 10 \text{ mm}; H = 80 \text{ mm};$$

$$\beta = 80 \text{ mm}; \alpha = 30^\circ; \delta = 45^\circ; L_T = 220 \text{ mm}, \text{ rezultă:}$$

A. La prelucrarea succesivă

a) La găurire pe SR

$$F_{TR \min} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a \min \right] = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) \right] 136,164 =$$

$$= 30,637 \text{ daN}$$

$$F_{TR \max} = \frac{1}{2} \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a \max = \frac{1}{2} \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 323,011 =$$

$$= 72,677 \text{ daN}$$

b) La strunjire cu DPS dispus orizontal

$$F_{TR \min} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_x \min + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c \min}{L_T} \right) F_{z \min} \right] =$$

$$= \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 132,658 + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{80}{220} \right) 207,318 \right] =$$

$$= 167,470 \text{ daN.}$$

$$F_{TR \max} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_x \max + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c \max}{L_T} \right) F_{z \max} \right] =$$

$$= \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 208,820 + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{160}{220} \right) 341,192 \right] =$$

$$= 335,508 \text{ daN}$$

c) Strunjire cu DPS dispus vertical

$$F_{TR \min} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_s \min}{L_T} \right) F_{x \min} - \left( \sin \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c \min}{L_T} \right) F_{y \min} \right] =$$

$$= \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} - \frac{10}{220} \right) 132,658 - \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{80}{220} \right) 163,692 \right] =$$

$$= -94,547 \text{ daN.}$$

$$F_{TR \max} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_s \max}{L_T} \right) F_{x \max} - \left( \sin \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c \max}{L_T} \right) F_{y \max} \right] =$$

$$= \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} - \frac{20}{220} \right) 208,820 - \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{160}{220} \right) 270,003 \right] =$$

$$= -218,66 \text{ daN.}$$

**B. La prelucrarea simultană**

**a) La găurire + strănjire cu DPS dispus orizontal**

$$\begin{aligned}
 F_{TR \min} &= \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \vartheta - \frac{H \sin \vartheta}{L_T} \right) F_{x \min} + \left( \cos \vartheta + \frac{H \sin \vartheta}{L_T} + \right. \right. \\
 &+ \left. \frac{L_c \min}{L_T} \right) F_{z \min} + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_{a \min} \Big] = \\
 &= \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 132,658 + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{80}{220} \right) 207,318 + \right. \\
 &+ \left. \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 207,318 + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 136,164 \right] = 198,107 \text{ daN}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{TR \max} &= \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \vartheta - \frac{H \sin \vartheta}{L_T} \right) F_{x \max} + \left( \cos \vartheta + \frac{H \sin \vartheta}{L_T} \right) + \right. \\
 &+ \left. \frac{L_c \max}{L_T} \right) F_{z \max} + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_{a \max} \Big] = \\
 &= \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 208,820 + \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{160}{220} \right) 341,192 + \right. \\
 &+ \left. \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 323,011 \right] = 408,185 \text{ daN.}
 \end{aligned}$$

**b) La găurire + strănjire cu DPS dispus vertical**

$$\begin{aligned}
 F_{TR \min} &= \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \vartheta - \frac{H \sin \vartheta}{L_T} - \frac{F_s \min}{L_T} \right) F_{x \min} - \left( \sin \vartheta + \frac{H \cos \vartheta}{L_T} + \right. \right. \\
 &+ \left. \frac{L_c \min}{L_T} \right) F_{y \min} + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_{a \min} \Big] = \\
 &= \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} - \frac{10}{220} \right) 132,620 - \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{80}{220} \right) 163,692 + \right. \\
 &+ \left. \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 136,164 \right] = -63,910 \text{ daN}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{TR \max} &= \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \vartheta - \frac{H \sin \vartheta}{L_T} - \frac{F_s \max}{L_T} \right) F_{x \max} - \left( \sin \vartheta + \frac{H \cos \vartheta}{L_T} + \right. \right. \\
 &+ \left. \frac{L_c \max}{L_T} \right) F_{y \max} + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_{a \max} \Big] = \\
 &= \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} - \frac{20}{220} \right) 208,820 - \left( \frac{\sqrt{2}}{2} + \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} + \frac{160}{220} \right) 270,005 + \right. \\
 &+ \left. \left( \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{80 \frac{\sqrt{2}}{2}}{220} \right) 323,011 \right] = -145,983 \text{ daN.}
 \end{aligned}$$

Rezultă că pentru a nu avea situații de descărcare a traductoarelor, trebuie ca dispozitivul de prindere și instalare a sculelor să fie dispus în mod obligatoriu în plan orizontal. În această situație, forțele din procesul de aşchiere care se măsoară de traductoarele din punte se pot calcula cu relațiile prezentate sintetic în tabelul II. Rezultă de asemenea că forța de prestringere în ipotezele actuale va trebui să realizeze numai o sensibilizare a sistemului de măsurare prin eliminarea eventualelor jocuri posibile între placa dinamometrică (PLD) și traductoarele sistemului (TR).

Se mai menționează că placa a fost admisă practic fără o rigiditate după o direcție, asemenea unei articulații, tocmai pentru a se prelua forțele de către traductoarele magnetoelastice, care asigură în schimb o rezemare rigidă. Având rigiditate după celelalte două direcții prin însăși construcția PLD, se realizează în ansamblu un CR rigid, deși este un element traductor, proprietate deosebit de importantă pentru o MU modernă.

Tabolul II

Forțele pe traductoare ( $F_{TR}$ )	
Felul prin- derii scu- lelor	
Gurire	$F_{TR} = \frac{1}{2} \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a$
Cu DFS orizontal	$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_x + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) F_s \right]$
Strunjire	Cu DPS vertical
	$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_e}{L_T} \right) F_x - \left( \sin \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) F_y \right]$
Strunjire + Strunjire	Cu DPS orizontal
	$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) (F_{x1} + F_{x2}) + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{e1}}{L_T} + \frac{L_{e2}}{L_T} \right) (F_{y1} + F_{y2}) \right]$
	Cu DPS vertical
	$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_{e1}}{L_T} - \frac{r_{e2}}{L_T} \right) (F_{x1} + F_{x2}) - \left( \sin \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{e1}}{L_T} + \frac{L_{e2}}{L_T} \right) (F_{y1} + F_{y2}) \right]$
Gurire + strunjire	Cu DFS orizontal
	$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_x + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) F_s + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a \right]$
	Cu DPS vertical
	$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{r_e}{L_T} \right) F_x - \left( \sin \delta + \frac{H \cos \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) F_y + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a \right]$

#### 4. ASPECTE SPECIFICE ALE PARAMETRILOR REGIMULUI PE STRUNGUL REVOLVER IN VEDEREA COMENZII ADAPTIVE

##### 4.1. Observații prealabile

După cum s-a menționat în paragraful 3.1, multitudinea cazurilor tehnologice concrete posibile pe SR se pot clasifica și respectiv selecta în prelucrări succesive și prelucrări simultane. La prelucrările succesive, din punct de vedere al determinării regimului, nu este cazul să se considere situații specifice. Metodica, sau algoritmul în cazul CA, trebuie să fie cel utilizat la mașina tipică în cauză: strung, mașină de găurit, mașină de frezat etc. De aceea, prelucrarea succesivă nu se va trata în prezenta. Evident situația este diferită la prelucrarea simultană.

Se constată că în literatura de specialitate există pentru prelucrarea simultană o serie de ipoteze de calcul care afectează nefavorabil capacitatea de prelucrare a SR. Astfel se consideră de exemplu că timpul pentru înlocuirea și reglarea garniturii de scule precum și economicitatea exploatarei sculelor, nu depinde de faptul că sculele se înlocuiesc câte una, la opriri separate ale mașinii, sau toate la o singură oprire. La schimbarea câte una, durata totală a schimbării va fi mai mare, dar gradul de utilizare va fi mai bun. La schimbarea sculelor într-o oprire, se pot obține durate totale de schimbare mai scurte, însă trebuie totodată ca la fiecare durabilitatea să se epuizeze practic în același timp, cerință care nu se regăsește în prezent în literatura de specialitate. Se constată apoi, în continuare, că se consideră egali coeficienții și exponenții din relațiile vitezelor [45] pentru toate sculele care se schimbă la o oprire, ceea ce nu este exact.

Se afirmă că ipotezele făcute introduc o eroare mică de calcul a regimurilor de așchiere la prelucrarea simultană, eroare care poate fi înlăturată prin încercări experimentale. Efectul economic (după cum s-a dedus din calcule) este însă sensibil afectat de aceste ipoteze, deoarece încercările experimentale necesare pentru stabilirea parametrilor optimi ai regimului de așchiere, pe lângă faptul că sînt costisitoare, nu sînt suficient de relevante, ele neputînd să țină seama de legea (de fapt necunoscută) de variație a adăsurilor de prelucrare de la o piesă la alta, de variație a durității de la un lot de piese la altul, sau chiar de la aceeași piesă precum și de alți factori perturbatori.

După diferite date bibliografice [40], [64], eficiența economică a prelucrării pe SR este afectată în sens negativ mai mult decît de

ereriile unui regim de aşchiere de faptul că sculele trebuie înlocuite câte una la o oprire în vederea reaşchierii, după un anumit număr de cicluri de prelucrare, respectiv de piese prelucrate. Se observă deci că datorită timpilor ajutători şi ponderii diferite a acestora în durata ciclului de lucru este greu de stăpinit numărul de piese la care poate rezista o sculă pentru o anumită operaţie bine stabilită. Pe baza diferitelor aprecieri şi calcule, efectuate în cadrul prezentei teze, s-a observat totodată însă că este posibil a stabili astfel regimurile, pentru fiecare sculă şi la fiecare fază încît să se ajungă după un anumit număr de piese şi respectiv de cicluri, ca toate sculele să-şi epuizeze durabilitatea practic în acelaşi timp. Prin aceasta se poate asigura deci un efect economic, pozitiv mai important, motiv pentru care, probabil s-a şi realizat în Japonia [82] capul revolver cu coreană amovibilă, la care sculele fixate în coreana respectivă sînt înlocuite toate deodată prin schimbarea acestei coreane cu alta avînd sculele prereglate la cotă în afara maşinii. Prin urmare, posibilitatea obţinerii acestui efect rezidă tot în conducerea regimului de aşchiere însă, evident este foarte greu de realizat o astfel de conducere pe bază de programare şi de aceea se consideră că ea nu se poate realiza decît de o CA. Înlocuirea odată a tuturor sculelor constituie unul din aspectele specifice, care se va urmări în prezentul capitol şi care asigură o eficienţă pozitivă chiar şi cu un CR obişnuit, fără coreană amovibilă. Cum însă coreana amovibilă este mai eficientă în condiţiile conducerii regimului prin CA astfel încît durabilitatea sculelor să se epuizeze la un număr egal de cicluri de prelucrare, CR cu coreană amovibilă şi deci cu schimbarea odată a tuturor sculelor se impune pentru SR cu CA şi invers.

Cele menţionate sînt importante dacă se are în vedere că în unele lucrări [25], [28], [64], analizîndu-se condiţiile regimului la prelucrarea simultană pe SR, se ajunge la concluzia că, o parte din scule, lucrează în condiţii nefavorabile la intrarea în aşchiere, ceea ce duce la mărirea numărului de ruperi (spargerii) a sculelor. Totodată în aceleaşi lucrări observîndu-se că la prelucrarea simultană forţa rezultantă creşte, se recomandă ca urmare a acestor două situaţii, scăderea încărcării prin trecerea la regimuri mai uşoare. Cum această trecere urmează a fi aleasă arbitrar, rezultă evident, cel mai frecvent, o exploatare neraţională a maşinii prin faptul că nu se lucrează cu forţele maxime admise din punct de vedere tehnologic.

Faţă de cele de mai sus, rezultă că este posibil şi necesar totodată, ca prin CA să se conducă regimul astfel ca să se efectueze înlocuirea odată a tuturor sculelor, deci utilizarea raţională a capaci-

tății de așchiere a acestora și apoi să se lucreze cu forțe maxime admise din punct de vedere tehnologic, adică să se utilizeze întreaga capacitate de încărcare, a STE. Aceste două aspecte se vor urmări în cele ce urmează.

#### 4.2. Situația la diferite cazuri de simultaneitate

Cunoscând faptul că SR cu axă verticală a CR au pe lângă sania CR și o sanie transversală, atunci apar următoarele aspecte:

A.- Prelucrarea simultană se face cu sculele fixate pe același cărucier (cărucierul CR) -fig.36. Deci sculele lucrează cu același avans care în stadiul actual, fără CA este de obicei avansul impus de scula cu durabilitatea cea mai mică și reprezintă cazul cel mai frecvent de prelucrare simultană pe SR și el poate evident avea loc și la un CR având axa înclinată. Acest caz se poate realiza în funcție de situația concretă de lucru cu scule de aceeași categorie (ex.fig.36) sau cu scule din categorii diferite (fig.37).

B.- Prelucrarea simultană cu sculele fixate pe cărucieare diferite: cărucierul capului revolver și cărucierul saniei transversale.

În acest caz de prelucrare (fig.38) mai multe scule simultan dispuse pe cărucieare diferite este cel mai probabil sau chiar sigur că sculele vor așchia cu avansuri diferite. Fiind mai multe lanțuri cinematice de

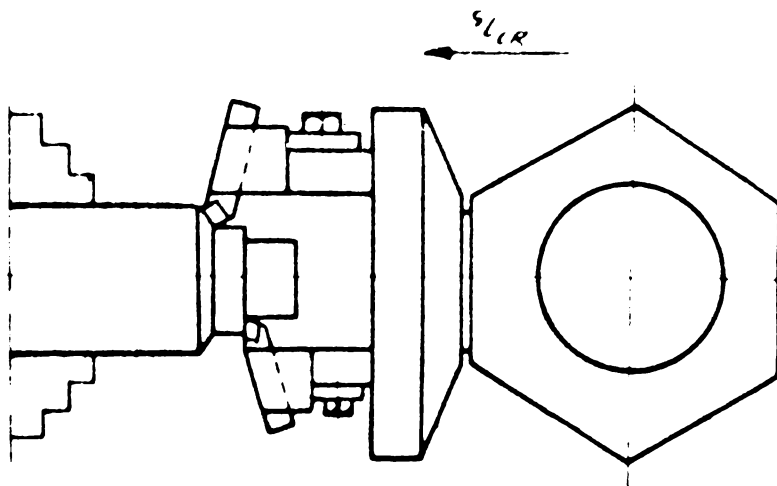


Fig.36

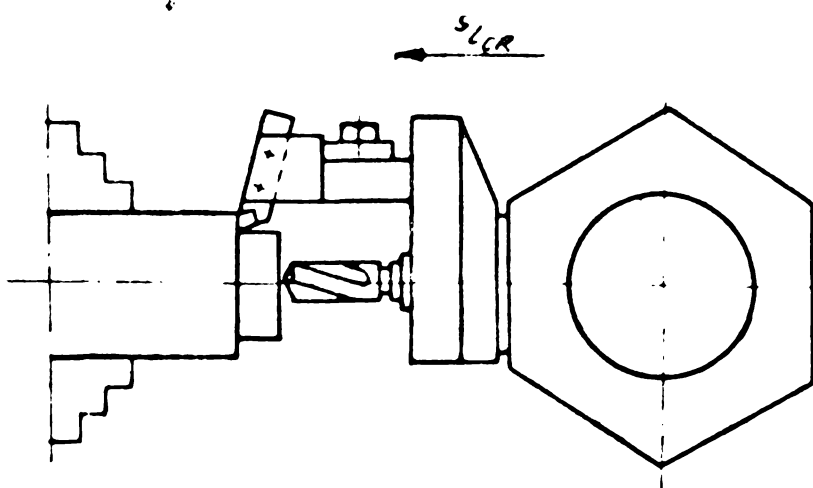


Fig.37

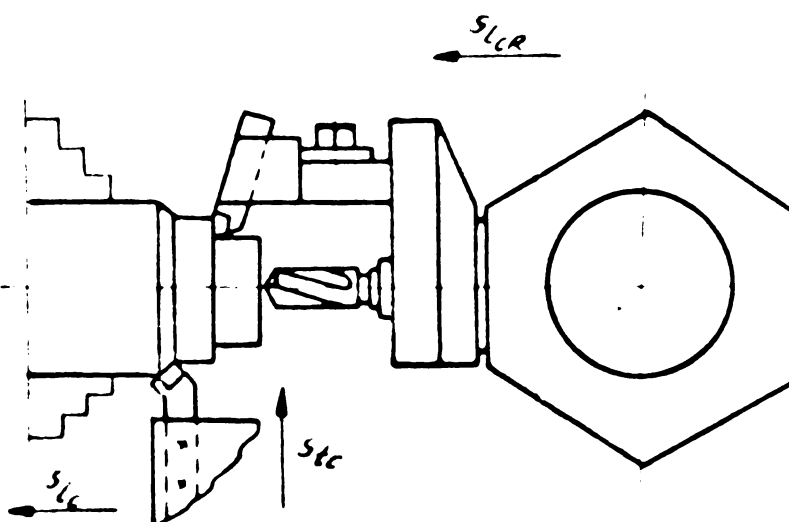


Fig.38



avans, din punct de vedere al CA pentru acționarea de avans nu interesează decât fiecare lanț cinematic luat individual. Prin urmare, în acest caz, ar trebui să avem un număr egal de bucle de reglare pentru CA a avansurilor. Problema rămânând deschisă numai pentru viteză unde acestea trebuie combinate, din punct de vedere al soluției pentru avans fiind practic o multiplicare, care nu poate ridica probleme deosebite. De aceea, prezentul material poate constitui o serieasă bază de plecare în vederea stabilirii unui algoritm pentru reglarea vitezei la prelucrarea simultană cu scule dispuse pe cărucioare diferite. În schimb pentru determinarea și instalarea avansului prin CA, ceea ce constituie domeniul esențial al tezei de față, faptul că avem mai multe lanțuri cinematice, deci mai multe CA pentru avans nu impune o tratare separată și nu va fi reluat în cele ce urmează, deoarece nu impune situații care să deosebească SR de mașinile ce realizează un singur precedeu tipic. Se apreciază deci ca tipic pentru SR, cazul de prelucrare simultană cu câteva scule, fixate pe același cărucior al CR; la acestea avansul va trebui instalat, în condițiile CA de o singură buclă de reglare, iar turația AP-lui, va avea, la un eventual sistem complex de asemenea o singură comandă. Ca urmare, în cele ce urmează se vor considera, analog celor anterioare aceleași cazuri de simultaneitate, adică: strunjire + strunjire și strunjire+găurire, pentru care se va urmări utilizarea capacității sculelor și a celei de încărcare a STE. În ambele situații va trebui evident să se considere forțele care acționează pe traductoare și care au fost demonstrate la paragraful 3.3. După cum se constată din tabelele I și II, forțele pe traductoare depind de o serie de parametri constructivi și evident inclusiv de componentele  $F_x$ ,  $F_y$  și  $F_z$ . Cum acestea, la rândul lor, depind de avansuri de adâncimi și de parametrii cazului concret tehnologic, pentru a se ajunge la avansurile care ne dau forțe maxime de încărcare și la viteze care să epuizeze durabilitatea sculelor, va trebui evident ca să se exprime aceste componente din expresiile forțelor pe traductoare în funcție de parametrii regimului. Se va considera întâi un caz general și apoi se va trece la cele două situații.

#### 4.2.1. Forța care determină avansul

După cum s-a menționat în paragrafele anterioare, asupra traductoarelor acționează forțe conform tabelului I și II. Sistemul de CA va trebui ca să compare această forță pe traductoare cu o forță de referință și să stabilească avansul în funcție de aceasta.

Conform logicii și altor sisteme de CA pentru avans realizate până în prezent pe strunguri, se va stabili avansul maxim admisibil

din punct de vedere tehnologic atunci cind forța pe traductoare va fi maximă și respectiv egală cu forța maximă de referință- $F_r$ , pentru momentul respectiv. In următoarele vom considera că se realizează tocmai această situație și deci, avansul care se va determina pe baza forței  $F_{TR \text{ max ad}}$  va fi tocmai avansul maxim admis din punct de vedere tehnologic. Pentru aceasta trebuie să se considere expresiile deduse a forței pe traductoare. Intr-un caz general, cind există și strunjire și găurire, pe baza tabelului I și respectiv tabelului II se poate scrie

$$T_{TR} = k(k_1 F_x + k_2 F_y + k_3 F_z + k_4 F_a + k_5 M_g) \quad (4.1)$$

unde:

$$\begin{aligned} F_x &= C_{Fx} \cdot t^{X_{Fx}} \cdot s^{Y_{Fy}} \\ F_y &= C_{Fy} \cdot t^{X_{Fy}} \cdot s^{Y_{Fy}} \\ F_z &= C_{Fz} \cdot t^{X_{Fz}} \cdot s^{Y_{Fz}} \\ F_a &= C_{Fa} \cdot d^{X_{Fa}} \cdot s^{Y_{Fa}} \\ M_g &= C_M \cdot d^M \cdot s^M \end{aligned}$$

După cum se constată in condițiile unor exponenți ai avansului ( $Y_{Xz}$ ;  $Y_{Fy}$ ;  $Y_{Fz}$ ;  $Y_{Fa}$  și  $Y_M$ )diferiți, matematic este practic imposibil a determina in mod operativ, avansul pe baza forței așa cum se face de exemplu la strunjire simplă prin relația:

$$F_z = C_{Fz} \cdot t^{X_{Fz}} \cdot s^{Y_{Fz}}$$

și din care, după cum se știe avansul permis de forță este dat de:

$$s = \sqrt{\frac{F_z}{C_{Fz} \cdot t^{X_{Fz}}}} = \sqrt{\frac{F_r}{C_{Fz} \cdot t^{X_{Fz}}}} \quad (4.2)$$

Pentru a se ajunge la o rezolvare analoagă, valabilă și pentru expresia 4.1, se va urmări o aproximare, care să permită o rezolvare de forma (4.2). In acest scop se analizează valorile exponenților avansului la diferite procedee de prelucrare date in literatură [24], [25], [29], [30], [45], se constată că din 57 de valori pentru  $Y_{Fa}$ , acesta variază între limitele  $0,63 \div 0,76$  iar pentru  $Y_{Fz}$  de asemenea se poate constata că variază între limitele  $0,65 \div 0,75$ , pe cind  $Y_{Fz} = Y_{Fy} = 0,7$ . De altfel, in lucrarea [30] s-a demonstrat că aproximările  $X_{Fx} = X_{Fy} = X_{Fz}$  și  $Y_{Fx} = Y_{Fy} = Y_{Fz}$  sînt posibile.

Pentru a vedea dacă și in acest caz este posibilă aproximarea:

$$Y_{Fx} = Y_{Fy} = Y_{Fz} = Y_{Fa} = Y_M = 0,72, \quad (4.3)$$

se vor analiza cîteva cazuri concrete de prelucrare între limitele minim și maxim de variație a forțelor și momentelor, intilnite la prelucrările pe SR.

A - cu coeficient normal de avans

a) strunjire Se consideră: materialul OL-50;  $t = 2,5$  și sculă din oțel rapid pentru  $s_{\min} = 0,25$  mm/rot; din 45 rezultă  $X_{Fz} = 1$  și  $Y_{Fz} = 0,75$ ;  $C_{Fz} = 225$  deci

$$F_{z \min} = C_{Fz} \cdot t^{X_{Fz}} \cdot s^{Y_{Fz}} = 225 \cdot 2,5^1 \cdot 0,25^{0,75} = 198,873 \text{ daN}$$

pentru  $s_{\max} = 0,5$  mm/rot, rezultă

$$F_{z \max} = C_{Fz} \cdot t^{X_{Fz}} \cdot s^{Y_{Fz}} = 225 \cdot 2,5^1 \cdot 0,5^{0,75} = 334,464 \text{ daN}$$

Forța radială din 26 rezultă  $C_{Fy} = 195$ ;  $Y_{Fy} = 0,9$ ;  $Y_{Fz} = 0,75$  deci pentru  $s_{\min} = 0,25$  mm/rot. rezultă

$$F_{y \min} = C_{Fy} \cdot t^{Y_{Fy}} \cdot s^{Y_{Fz}} = 195 \cdot 2,5^{0,9} \cdot 0,25^{0,75} = 157,019 \text{ daN}$$

pentru  $s_{\max} = 0,5$  mm/rot rezultă

$$F_{y \max} = C_{Fy} \cdot t^{Y_{Fy}} \cdot s^{Y_{Fz}} = 195 \cdot 2,5^{0,9} \cdot 0,5^{0,75} = 264,220 \text{ daN}$$

Forța axială din [45] rezultă  $C_{Fx} = 111$ ;  $X_{Fx} = 1,2$ ;  $Y_{Fx} = 0,65$  deci pentru  $s_{\min} = 0,25$  mm/rot rezultă

$$F_{x \min} = C_{Fx} \cdot t^{X_{Fx}} \cdot s^{Y_{Fx}} = 111 \cdot 2,5^{1,2} \cdot 0,25^{0,65} = 135,324 \text{ daN}$$

pentru  $s_{\max} = 0,5$  mm/rot

$$F_{x \max} = C_{Fx} \cdot t^{X_{Fx}} \cdot s^{Y_{Fx}} = 111 \cdot 2,5^{1,2} \cdot 0,5^{0,65} = 212,319 \text{ daN}$$

b) Găurire Se consideră  $d_b = 12$  mm; material OL 50 și scula din oțel rapid.

Pentru  $s_{\min} = 0,06$  mm/rot din 45 rezultă  $C_{Fa} = 84,7$ ;  $X_{Fa} = 1$ ;  $Y_{Fa} = 0,7$  rezultă

$$F_{a \min} = C_{Fa} \cdot d^{X_{Fa}} \cdot s^{Y_{Fa}} = 84,7 \cdot 12^1 \cdot 0,06^{0,7} = 141,787 \text{ daN}$$

pentru  $s_{\max} = 0,2$  mm/rot rezultă

$$F_{a \max} = C_{Fa} \cdot d^{X_{Fa}} \cdot s^{Y_{Fa}} = 84,7 \cdot 12^1 \cdot 0,2^{0,7} = 329,446 \text{ daN}$$

Momentul la găurire, din [45] rezultă  $C_M = 33,8$ ;  $X_M = 1,9$ ;  $Y_M = 0,8$  pentru  $s_{\min} = 0,06$  mm/rot rezultă

$$M_{g \min} = C_M \cdot d^{X_M} \cdot s^{Y_M} = 33,8 \cdot 12^{1,9} \cdot 0,06^{0,8} = 398,611 \text{ daN.cm}$$

pentru  $s_{\max} = 0,2$  mm/rot rezultă

$$M_{g \max} = C_M \cdot d^{X_M} \cdot s^{Y_M} = 33,8 \cdot 12^{1,9} \cdot 0,2^{0,8} = 1043,981 \text{ daN.cm}$$

**B. Cu coeficient pentru avans aproximat ( $Y = 0,72$ )**

a) Strunjire - (aceleași condiții, adică OL 50,  $t = 2,5$  mm, sculă din oțel rapid)

pentru  $s_{min} = 0,25$  mm/rot rezultă

$$F_{z \min} = 225 \cdot 2,5^1 \cdot 0,25^{0,72} = 207,318 \text{ daN}$$

pentru  $s_{max} = 0,5$  mm/rot rezultă

$$F_{z \max} = 225 \cdot 2,5 \cdot 0,5^{0,72} = 341,492 \text{ daN}$$

Forța radială:

pentru  $s_{min} = 0,25$  mm/rot rezultă

$$F_{y \min} = 195 \cdot 2,5^{0,9} \cdot 0,25^{0,72} = 163,692 \text{ daN}$$

pentru  $s_{max} = 0,5$  mm/rot rezultă

$$F_{y \max} = 195 \cdot 2,5^{0,9} \cdot 0,5^{0,72} = 270,003 \text{ daN}$$

Forța axială:

pentru  $s_{min} = 0,25$  mm/rot rezultă

$$F_{x \min} = 111 \cdot 2,5^{1,2} \cdot 0,25^{0,72} = 132,658 \text{ daN}$$

pentru  $s_{max} = 0,5$  mm/rot rezultă

$$F_{x \max} = 111 \cdot 2,5^{1,2} \cdot 0,5^{0,72} = 208,820 \text{ daN}$$

b) Găurire (aceleași condiții adică OL 50,  $d_b = 12$  mm și sculă din oțel rapid)

pentru  $s_{min} = 0,06$  mm/rot rezultă

$$F_a \min = 84,7 \cdot 12^1 \cdot 0,06^{0,72} = 136,164 \text{ daN}$$

pentru  $s_{max} = 0,2$  mm/rot rezultă

$$F_a \max = 84,7 \cdot 12^1 \cdot 0,2^{0,72} = 323,011 \text{ daN}$$

Momentul de găurire

pentru  $s_{min} = 0,06$  mm/rot

$$M_g \min = 33,8^{1,9} \cdot 0,06^{0,72} = 418,111 \text{ daN cm}$$

pentru  $s_{max} = 0,26$  mm/rot

$$M_g \max = 33,8 \cdot 12^{1,9} \cdot 0,2^{0,72} = 1084,444 \text{ daN cm}$$

Rezultate ce sînt centralizate în tabelul III

Mărimea	Cu coeficient aproximat(Y)	Cu coeficient real ( $Y_{F_x}, Y_{F_y}, Y_{F_z}, Y_{F_a}, Y_M$ )	Diferența	Eroarea de calcul %
$F_{z \min}$	207,318	198,873	+8,445	4,073
$F_{z \max}$	341,192	334,464	+6,728	1,971
$F_{y \min}$	163,692	157,019	+6,673	4,076
$F_{y \max}$	270,003	264,220	+5,783	2,14
$F_{x \min}$	132,658	135,324	-2,666	2,0
$F_{x \max}$	208,820	212,319	-3,499	1,675

Tabelul III (continuare)

Mărimea	Cu coeficient aproximat (Y)	Cu coeficient real (Y <sub>Fx</sub> , Y <sub>Fy</sub> , Y <sub>Fz</sub> , Y <sub>Fa</sub> , Y <sub>M</sub> )	Diferența	Eroarea de calcul
F <sub>a min</sub>	136,164	141,787	-5,623	4,12
F <sub>a max</sub>	323,011	329,446	-6,435	1,99
M <sub>g min</sub>	418,111	398,611	+19,130	4,575
M <sub>g max</sub>	1084,444	1043,981	+40,463	3,731

Se poate constata că eroarea de calcul este 5%, în consecință, fără a afecta considerabil precizia de calcul se poate aproxima

$$Y_{F_x} = Y_{F_y} + Y_{F_z} + Y_{F_a} = Y_M = Y = 0,72$$

Rezultă deci că forța pe traductor  $F_{TR}$ , respectiv relația (4.1) se poate scrie în forma:

$$F_{TR} = k \cdot s^Y \left( k_1 C_{F_x} \cdot t^{X_{F_x}} + k_2 C_{F_y} \cdot t^{X_{F_y}} + k_3 C_{F_z} \cdot t^{X_{F_z}} + k_4 C_{F_a} \cdot d^{X_{F_a}} + k_5 C_M \cdot d^{X_M} \right) \quad (4.4)$$

în care dacă notăm cu  $\varphi_1 = k_1 C_{F_x}$ ;  $\varphi_2 = k_2 C_{F_y}$ ;  $\varphi_3 = k_3 C_{F_z}$ ;  $\varphi_4 = k_4 C_{F_a}$  și  $\varphi_5 = k_5 C_M$  va rezulta:

$$F_{TR} = k \cdot s^Y (\varphi_1 \cdot t^{X_{F_x}} + \varphi_2 \cdot t^{X_{F_y}} + \varphi_3 \cdot t^{X_{F_z}} + \varphi_4 \cdot t^{X_{F_a}} + \varphi_5 \cdot t^{X_M}) \quad (4.5)$$

Această relație (4.5) o vom utiliza deci, particularizată pentru cele două cazuri tipice de simultaneitate menționate mai sus.

#### 4.2.2. Cazul strunjire + strunjire

După cum se observă, neexistând găurire în relația (4.1)  $F_g = 0$  și  $M_g = 0$ . Rezultă că în relația (4.5),  $\varphi_4 = 0$  și  $\varphi_5 = 0$ . În consecință  $F_{TR}$  va deveni:

$$F_{TR} = k \cdot s^Y (\varphi_1 \cdot t^{X_{F_x}} + \varphi_2 \cdot t^{X_{F_y}} + \varphi_3 \cdot t^{X_{F_z}}) \quad (4.6)$$

Schema unei prelucrări simultane cu două cuțite, considerată ca tipică pentru acest caz este redată în fig.39. În fig.42,b, este redată schema ciclului de lucru pentru acest caz. Se observă că pentru o încărcare cu forța maxim admisibilă este necesar ca să existe un avans când acționează numai un cuțit pe adâncimea  $t_1$  și un alt avans  $-s_{2c}$  când acționează două cuțite pe adâncimea  $t_{2c} = t_1 + t_2$ . Deoarece analizăm numai prelucrarea simultană, se observă că avansul respectiv  $-s_{2c}$  ținând seama de relația (4.2) se va obține din relația 4.6, adică:

$$s_{2c} = \sqrt{\frac{k_{2c} \cdot F_r}{\varphi_1 \cdot t_{2c}^{X_{F_x}} + \varphi_2 \cdot t_{2c}^{X_{F_y}} + \varphi_3 \cdot t_{2c}^{X_{F_z}}}} \quad (4.7)$$

Tinând seama că  $F_r = F_{\max.ad.teh}$  și că sistemul de CA asigură  $F_r = F_{TR}$ , rezultă că:

$$s_{2c} = \sqrt{\frac{k_{2c} \cdot F_r}{\psi_1 t_{2c}^{X_{Fx}} + \psi_2 t_{2c}^{X_{Fy}} + \psi_3 t_{2c}^{X_{Fz}}}} = s_{\max.ad.teh} \quad (4.8)$$

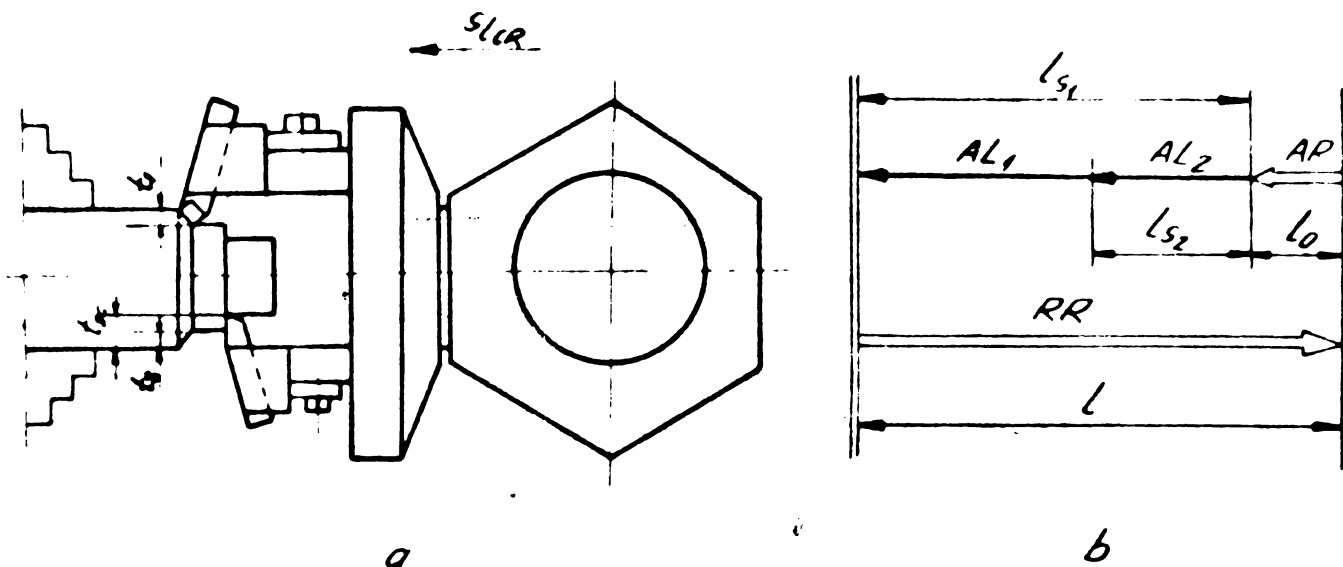


Fig. 39

Pe porțiunea unde lucrează un singur cuțit (fig. 39) cu adâncimea  $t_1$ , avansul maxim admis din punct de vedere tehnologic va fi:

$$s_{1c} = \sqrt{\frac{k_{1c} F_r}{\psi_1 t_{1c}^{X_{Fx}} + \psi_2 t_{1c}^{X_{Fy}} + \psi_3 t_{1c}^{X_{Fz}}}} = s_{\max ad teh} \quad (4.9)$$

După cum s-a menționat însă forța maxim admisibilă din punct de vedere tehnologic trebuie să fie aceeași atât la faza cu  $s_{1c}$  cât și la faza cu  $s_{2c}$ . Prin urmare, pe baza relației (4.6) se poate scrie:

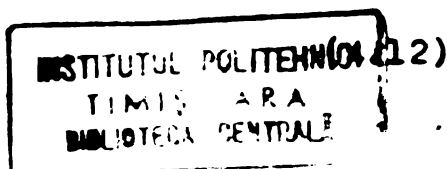
$$\left. \begin{aligned} k_{2c} \cdot s_{2c} (\psi_1 t_{2c}^{X_{Fx}} + \psi_2 t_{2c}^{X_{Fy}} + \psi_3 t_{2c}^{X_{Fz}}) &= \\ = k_{1c} s_{1c} (\psi_1 t_{1c}^{X_{Fx}} + \psi_2 t_{1c}^{X_{Fy}} + \psi_3 t_{1c}^{X_{Fz}}) & \end{aligned} \right\} \quad (4.10)$$

Din [24] tabelul 4.1, se găsesc coeficienții pentru adâncimea de așchiere și anume  $X_{Fy} = 0,9$ ;  $X_{Fx} = 1,1$ ;  $X_{Fz} = 1$ ; primii doi se pot aproxima la:  $X_{Fy} \approx 1$  și  $X_{Fx} \approx 1$ . Deci, relația (4.10) devine:

$$k_c \cdot s_{2c} \cdot t_{2c} (\psi_1 + \psi_2 + \psi_3) = k_c \cdot s_{1c} t_{1c} (\psi_1 + \psi_2 + \psi_3), \quad (4.11)$$

în care dacă notăm:

$$\left. \begin{aligned} \psi_{2c} &= k_{2c} (\psi_1 + \psi_2 + \psi_3) \\ \text{și } \psi_{1c} &= k_{1c} (\psi_1 + \psi_2 + \psi_3) \end{aligned} \right\}$$





se obține: 
$$\gamma_{2c} \cdot s_{2c}^I \cdot t_{2c} - \gamma_{1c} \cdot s_{1c}^I \cdot t_{1c} = 0 \quad (4.13)$$

Prin expresia (4.13) se precizează deci relația de legătură între adâncimi, avansuri și parametrii constructivi, conform (4.12) respectiv (4.4) și tabelele I și II, astfel ca să lucreze la capacitatea maximă de încărcare a mașinii, adică cu forța maximă admisă din punct de vedere tehnologic.

Pentru același caz - strunjire + strunjire, se va analiza posibilitatea de a epuiza, după un număr de cicluri egal, durabilitatea ambelor scule, adică să se ajungă la schimbarea odată a ambelor scule la aceeași oprire a mașinii.

Din punct de vedere economic, prelucrarea pe SR este eficientă atunci când ambele scule ajung la uzura limită în același moment, deci când schimbarea ambelor cușite se face după același număr de cicluri. Pentru aceasta trebuie ca durabilitățile economice ale celor două scule să se afle într-un anumit raport determinat de cota de participare a fiecărei scule în ciclul de lucru ( fig. 40).

Dacă notăm cu:

$n_{1c}$  - numărul de cicluri permis de durabilitatea economică la prelucrarea cu un singur cușit;

$n_{2c}$  - numărul de cicluri permis de durabilitatea economică la prelucrarea cu două cușite,

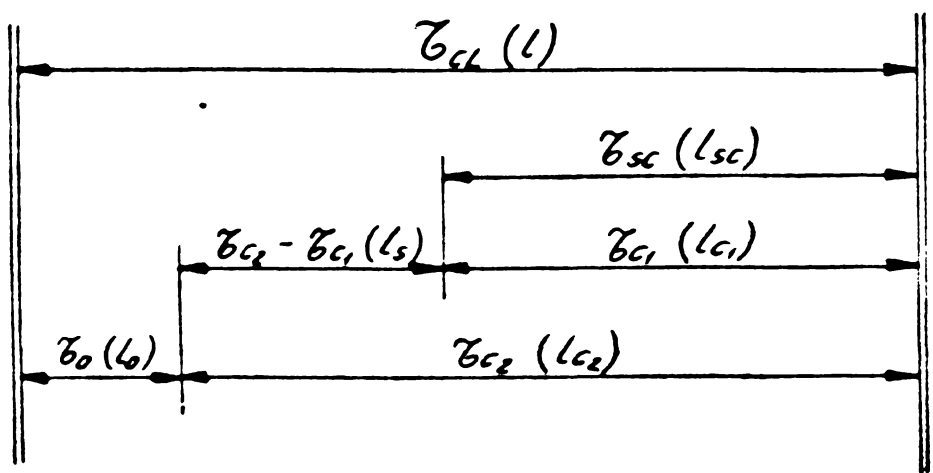


Fig.40

atunci pentru a le înlocui deodată, va trebui să avem satisfăcută condiția:

$$n_{2c} = n_{1c} \quad (4.14)$$

Exprimând numărul de cicluri [8] în cazul analizat se obține:

$$n_{2c} = \frac{T_{sc}}{(\tau_{c2} - \tau_{c1}) + \tau_{c1}} \quad (4.15)$$

unde 
$$\tau_{c2} = \frac{1}{n_{AP}} \cdot \frac{l_s}{s_{1c}} + \frac{l_{c1}}{s_{2c}} \quad (4.16)$$

dar  $n_{1c} = \frac{T_{1c}}{\tau_{c1}} \quad (4.17)$

unde: 
$$\tau_{c1} = \frac{1}{n_{AP}} \cdot \frac{l_{c1}}{s_{1c}} = \frac{l_{c2} - l_s}{n_{AP} - s_{1c}} \quad (4.18)$$



Se vor lua in discutie atat cazul de prelucrare la  $n_{AP} = \text{const.}$  cît și cazul  $n_{AP}$  variabil, adică turația să varieze odată cu trecerea de la  $s_{1c}$  la  $s_{2c}$ .

1. Cazul  $n_{AP} = \text{constant}$

rezultă

$$n_{2c} = \frac{n_{AP} \cdot s_{1c} \cdot s_{2c} \cdot T_{2c}}{l_s \cdot s_{2c} \cdot t_{c1} \cdot s_{1c}} = n_{1c} = \frac{n_{AP} \cdot s_{1c} \cdot T_{1c}}{l_{c1}} \quad \text{adică}$$

$$\frac{s_{2c} \cdot l_{c1}}{l_s \cdot s_{2c} + l_c \cdot s_{1c}} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0 \quad (4.19)$$

Pentru a se lucra la încărcarea maximă, deci cu avansul maxim admis din punct de vedere tehnologic, în relația (4.19) va trebui să înlocuim avansurile din relațiile (4.8) și (4.9) obținînd:

$$\left. \begin{aligned} & l_{c1} \sqrt{\frac{k_{2c} F_r}{\varphi_1^{t_{2c}} + \varphi_2^{t_{2c}} + \varphi_3^{t_{2c}}}} \\ & l_s \sqrt{\frac{k_{2c} F_r}{\varphi_1^{t_{2c}} X_{F_x} + \varphi_2^{t_{2c}} X_{F_y} + \varphi_3^{t_{2c}} X_{F_z}}} + l_{c1} \sqrt{\frac{k_{1c} F_r}{\varphi_1^{t_{1c}} X_{F_x} + \varphi_2^{t_{1c}} X_{F_y} + \varphi_3^{t_{1c}} X_{F_z}}} \end{aligned} \right\} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0 ; \quad (4.20)$$

se obține:

$$\frac{k_{2c} \cdot c_1 (\varphi_1^{t_{1c}} X_{F_x} + \varphi_2^{t_{1c}} X_{F_y} + \varphi_3^{t_{1c}} X_{F_z})}{k_{2c} \cdot c_1 (\varphi_1^{t_{1c}} X_{F_x} + \varphi_2^{t_{1c}} X_{F_y} + \varphi_3^{t_{1c}} X_{F_z}) + k_{1c} \cdot c_1 (\varphi_1^{t_{2c}} X_{F_x} + \varphi_2^{t_{2c}} X_{F_y} + \varphi_3^{t_{2c}} X_{F_z})} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0 \quad (4.21)$$

dar pentru  $X_{F_z} = 1$ ;  $X_{F_x} = 1,1$  și  $X_{F_y} = 0,9 \approx 1$  se obține:

$$\frac{k_{2c} \cdot c_1 \cdot t_{1c} (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)}{k_{2c} \cdot s \cdot t_{1c} (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3) + k_{1c} \cdot c_1 \cdot t_{2c} (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0, \quad (4.22)$$

sau aducînd la o formă mai simplă:

$$\frac{l_{c1} \cdot t_{1c} \cdot \varphi_{2c}}{l_s \cdot t_{1c} \cdot \varphi_{2c} + l_{c1} \cdot t_{2c} \cdot \varphi_{1c}} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0 \quad (4.23)$$

Din condiția atât a încărcării maxime - relația (4.13) - cît și din condiția folosirii raționale a sculelor - relația (4.23) - rezultă sistemul:

$$\left. \begin{aligned} l_3 \cdot t_{1c} \cdot \psi_{2c} - \psi_{1c} \cdot s_{1c}^Y \cdot t_{1c} &= 0 \\ \frac{l_{c1} \cdot t_{1c} \cdot \psi_{2c}}{l_3 \cdot t_{1c} \cdot \psi_{2c} + l_{c1} \cdot t_{2c} \cdot \psi_{1c}} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.24)$$

Deci din prima ecuație a sistemului empiricăm valoarea lui  $t_{2c}$  și o înlocuim în a doua ecuație a sistemului, se obține:

$$\frac{l_{c1} \cdot t_{1c} \cdot \psi_{2c}}{l_3 \cdot t_{1c} \cdot \psi_{2c} + \frac{\psi_{1c}}{\psi_{2c}} \cdot \left(\frac{s_{1c}}{s_{2c}}\right)^Y \cdot t_{1c} \cdot \psi_{1c} \cdot l_{c1}} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0$$

sau

$$\frac{l_{c1} \cdot \psi_{2c}^2 \cdot s_{2c}^Y}{l_3 \cdot \psi_{2c}^2 \cdot s_{2c}^Y + l_{c1} \cdot \psi_{1c}^2 \cdot s_{1c}^Y} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0 \quad (4.25)$$

Cind această relație este satisfăcută, rezultă că prelucrarea se face cu avansul maxim admis din punct de vedere tehnologic și totodată cu exploatarea rațională a sculelor (înlocuirea sculelor se face odată, după numărul maxim de cicluri).

## 2. Cazul $n_{AP}$ variabil

deci  $n_{AP1c} \neq n_{AP2c}$

punind condiția ca numărul de cicluri să fie egal se obține:

$$\frac{n_{AP2} \cdot s_{1c} \cdot s_{2c} \cdot T_{2c}}{l_3 \cdot s_{2c} + l_{c1} \cdot s_{1c}} = n_{1c} = \frac{n_{AP1} \cdot s_{1c} \cdot T_{1c}}{l_3} \quad \text{adică}$$

$$\frac{n_{AP2}}{n_{AP1}} \cdot \frac{s_{2c} \cdot l_{c1}}{s \cdot s_{2c} \cdot c1 \cdot s_{1c}} \cdot \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0 \quad (4.26)$$

Pentru ca și în acest caz să se asigure forța maxim admisă din punct de vedere tehnologic, trebuie să înlocuim în relația (4.26) avansurile date de relațiile (4.8) și (4.9) - obținînd:

$$\frac{n_{AP2}}{n_{AP1}} \cdot \frac{l_{c1} \cdot \sqrt{\frac{k_{2c} \cdot F_r}{\psi_{1c}^2 t_{1c}^2 F_x + \psi_{2c}^2 t_{2c}^2 F_y + \psi_{3c}^2 t_{3c}^2 F_z}}}{l_3 \cdot \sqrt{\frac{k_{2c} \cdot F_r}{\psi_{1c}^2 t_{1c}^2 F_x + \psi_{2c}^2 t_{2c}^2 F_y + \psi_{3c}^2 t_{3c}^2 F_z}} + l_{c1} \cdot \sqrt{\frac{k_{2c} \cdot F_r}{\psi_{1c}^2 t_{1c}^2 F_x + \psi_{2c}^2 t_{2c}^2 F_y + \psi_{3c}^2 t_{3c}^2 F_z}}} = 0 \quad (4.27)$$

$\frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0$ ;

în final se obține:

$$\frac{n_{AP2}}{n_{AP1}} \cdot \frac{l_{c1} \cdot t_{1c} \cdot \psi_{2c}}{l_3 \cdot t_{1c} \cdot \psi_{2c} + l_{c1} \cdot s_{2c} \cdot \psi_{1c}} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0 \quad (4.28)$$

Din condiția încălzirii maxime admise din punct de vedere tehnologic (relația 4.13) și din condiția folosirii raționale a sculelor

scrisă - relația (4.28) - se obține sistemul:

$$\left. \begin{aligned} \psi_{2c} \cdot s_{2c}^Y \cdot t_{2c} - \psi_{1c} \cdot s_{1c}^Y \cdot t_{1c} &= 0 \\ \frac{n_{AP2}}{n_{AP1}} \cdot \frac{l_{c1} \cdot t_{1c} \cdot \psi_{2c}}{l_s \cdot t_{1c} \cdot \psi_{2c} + l_{c1} \cdot t_{2c} \cdot \psi_{1c}} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.29)$$

Dacă din prima ecuație explicităm valoarea lui  $t_{2c}$  și o înlocuim în a doua ecuație a sistemului se obține:

$$\frac{l_{c1} \cdot t_{1c} \cdot \psi_{2c}}{l_s \cdot t_{1c} \cdot \psi_{2c} + \frac{\psi_{1c}}{\psi_{2c}} \cdot \frac{s_{1c}^Y}{s_{2c}^Y} \cdot t_{1c} \cdot \psi_{1c} \cdot l_{c1}} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0$$

sau

$$\frac{n_{AP2}}{n_{AP1}} \cdot \frac{l_{c1} \cdot \psi_{2c}^2 \cdot s_{2c}^Y}{l_s \cdot \psi_{2c}^2 \cdot s_{2c}^Y + \psi_{1c}^2 \cdot s_{1c}^Y \cdot l_{c1}} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0 \quad (4.30)$$

Din analiza relației (4.30) se poate observa că posibilitățile reale de a fi satisfăcută sînt mai numeroase deoarece intervin și valorile turațiilor arborelui principal care în acest caz sînt diferite. De asemenea, după cum se poate constata, atât  $n_{AP1}$  cît și  $n_{AP2}$  trebuie să depindă de viteza economică și respectiv de raportul durabilităților economice. Dacă se ține seama de această dependență turațiile  $n_{AP1}$  și  $n_{AP2}$  trebuiesc exprimate în funcție de  $T_{1c}$  și  $T_{2c}$ . Din figura 40 se poate constata că pentru distanța  $l_{c1}$  cînd lucrează numai cu un singur cuțit, se poate scrie:

$$n_{AP1} = \frac{v_{1c}}{\pi \cdot d_{s1}} = \frac{C_{v1}}{T_{1c}^m \cdot T_{1c}^{Xv} \cdot \pi} \quad (4.31)$$

În timpul fazei de lucru simultan, avansul se va modifica trecînd la valoarea  $s_{2c}$ , deci la al doilea cuțit vom avea

$$n_{AP2} = \frac{v_{2c}}{\pi \cdot d_{s1}} = \frac{C_{v2}}{T_{2c}^m \cdot s_{2c}^{Yv} \cdot t_{2c}^{Xv} \cdot \pi} \quad (4.32)$$

Făcînd raportul între relațiile (4.31) și (4.32) se obține:

$$\frac{n_{AP2}}{n_{AP1}} = \frac{C_{v2}}{T_{2c}^m \cdot s_{2c}^{Yv} \cdot t_{2c}^{Xv}} \cdot \frac{T_{1c}^m \cdot s_{1c}^{Yv} \cdot t_{1c}^{Xv}}{C_{v1}} \quad (4.33)$$

Înlocuind în (4.30) se obține:

$$\left( \frac{T_{1c}}{T_{2c}} \right)^m \cdot \left( \frac{s_{1c}}{s_{2c}} \right)^m \cdot \left( \frac{t_{1c}}{t_{2c}} \right)^m \cdot \frac{C_{v2}}{C_{v1}} \cdot \frac{l_{c1} \cdot \psi_{2c}^2 \cdot s_{2c}^Y}{l_s \cdot \psi_{2c}^2 \cdot s_{2c}^Y + l_{c1} \cdot \psi_{1c} \cdot s_{1c}^Y} - \frac{T_{1c}}{T_{2c}} = 0 \quad (4.34)$$

Dacă această ecuație este satisfăcută, rezultă că în cazurile respective de prelucrare se utilizează forța maximă admisă din punct de vedere și capacitatea de așchiere a sculei

agchiitoare, adică se lucrează cu vitezele economice.

4.2.3. Cazul (găurire + strunjire).

Schema tehnologică tipică pentru această prelucrare simultană este redată în figura 41.

Pentru analizarea acestui caz de prelucrare se pornește de asemenea de la forța pe traductoare care în acest caz are forma:

$$F_{TR} = k \cdot s^Y (\varphi_1 \cdot t^{X_{Fx}} + \varphi_2 \cdot t^{X_{Fz}} + \varphi_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \varphi_5 \cdot d^{X_M}) = F_T, \quad (4.35)$$

reprezintă forța măsurată cu ajutorul elementului de măsurare conceput și prezentat în paragraful 3.1. Pentru a se utiliza capacitatea de încărcare a STE, adică pentru a avea forțele maxime admisibile la virfurile sculelor, este necesar de asemenea ca forța dată de (4.35) să corespundă forței maxime de referință admisibilă din punct de vedere tehnologic -  $F_T$ .

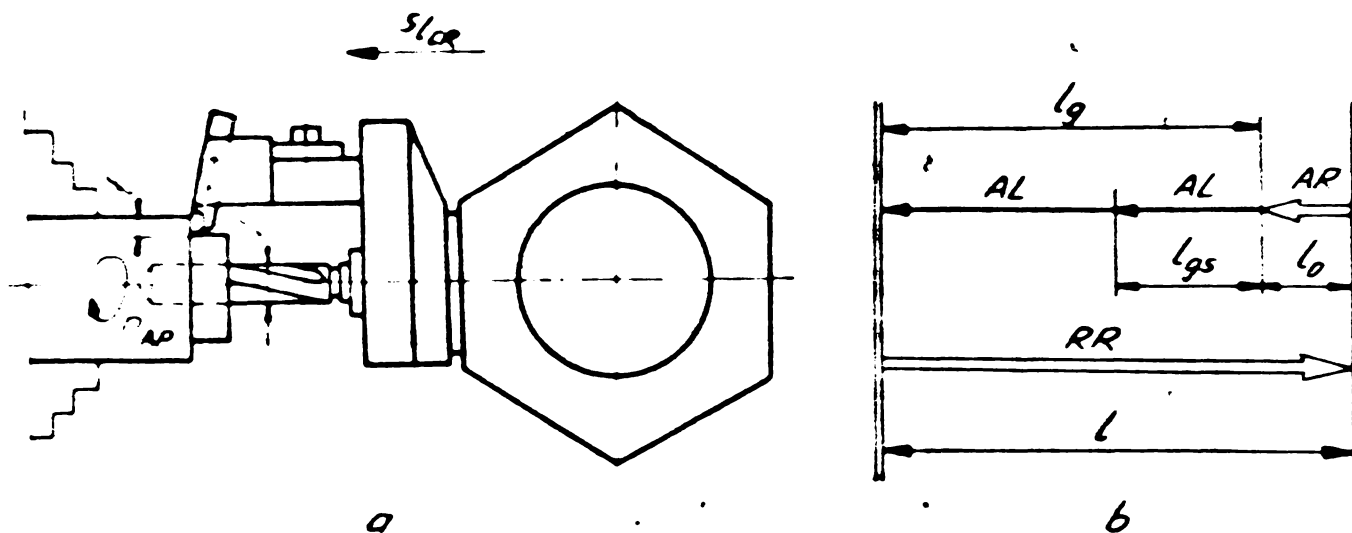


Fig. 41

În urmare din această relație se poate obține avansul maxim admisibil adică:

$$s_c = \sqrt[3]{\frac{k_c \cdot F_T}{\varphi_1 \cdot t^{X_{Fx}} + \varphi_2 \cdot t^{X_{Fz}} + \varphi_3 \cdot t^{X_{Fz}} + \varphi_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \varphi_5 \cdot d^{X_M}}} = s_{\max \text{ ad teh}} \quad (4.36)$$

Pentru porțiunea în care prelucrarea se execută numai cu o singură sculă, de exemplu pentru găurire, forța ia forma:

$$F_{TR} = k \cdot s^Y (\varphi_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \varphi_5 \cdot d^{X_M}) = F_T \quad (4.37)$$

Iar avansul  $s_g$  permis de această forță de găurire este diferit de cel de pe porțiunea de lucru simultan, fiind dat de expresia:

$$s_g = \sqrt[3]{\frac{k \cdot F_T}{\varphi_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \varphi_5 \cdot d^{X_M}}} = s_{\max \text{ ad teh}} \quad (4.38)$$

Pentru a asigura încărcarea maximă admisă din punct de vedere tehnologic, atât pe porțiunea de lucru simultan, cât și pe porțiunea

de lucru cu o singură scală, este necesar să existe egalitatea:

$$\left. \begin{aligned} k_c \cdot s_c^Y (\psi_1 t^{X_{Fx}} + \psi_2 t^{X_{Fy}} + \psi_3 t^{X_{Fz}} + \psi_4 d^{X_{Fa}} + \psi_5 d^{X_M}) = \\ = k_g s_g^Y (\psi_4 d^{X_{Fa}} + \psi_5 d^{X_M}). \end{aligned} \right\} \quad (4.39)$$

Dar din 9 rezultă  $X_{Fz} = 1$ ;  $X_{Fa} = 1$  și că  $X_{Px} = 1,1$ ;  $X_{Fy} = 0,9$ . Procedind analog la aproximarea  $X_{Fx} = 1,1 \approx 1$ ;  $X_{Fy} = 0,9 \approx 1$  și notînd :

$$\psi_c = k_c (\psi_1 + \psi_2 + \psi_3); \quad \psi_{Fa} = k_r \cdot \psi_4; \quad \psi_M = k_r \cdot \psi_5; \quad \psi_4 = k_c \cdot \psi_4 \text{ și } \psi_5 = k_c \cdot \psi_5$$

unde  $k_r = \frac{k_g}{k_c}$ , ecuația (4.39) devine:

$$s_c^Y \cdot t \cdot \psi_c + (\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M}) (s_c^Y - s_g^Y \cdot k_r) = 0. \quad (4.40)$$

Rezultă că pentru a avea la ambele faze o încărcare a STE la limita maxim admisă, la o anumită adîncime de așchiere (deci la o anumită valoare pentru  $t$  și  $d$ ) se impune ca între avansul de lucru ( $s_c$ ) în condiții de simultaneitate și avansul de lucru cu o singură scală ( $s_g$ ) să existe un anumit raport și anume cel dat de relația (4.40).

Se analizează acum, asemenea cazului precedent, posibilitatea de a se ajunge la schimbarea odată a ambelor scule, adică pentru ca acestea să fie utilizate rațional, trebuie ca numărul de cicluri ( $n_{cL}$ ) la ambele scule să fie același cu toate că timpul efectiv de lucru al acestora diferă. Pentru aceasta trebuie ca durabilitățile economice ale celor două scule să se afle într-un anumit raport determinat de cota de participare a fiecărei scule în ciclul de lucru (fig.42). Astfel dacă notăm cu:

$n_{cLs}$  - numărul de cicluri permis de durabilitatea economică a cutitului de strung;

$n_{cLg}$  - numărul de cicluri permis de durabilitatea economică a burghiului,

conform celor arătate mai sus, trebuie să avem satisfăcută condiția:

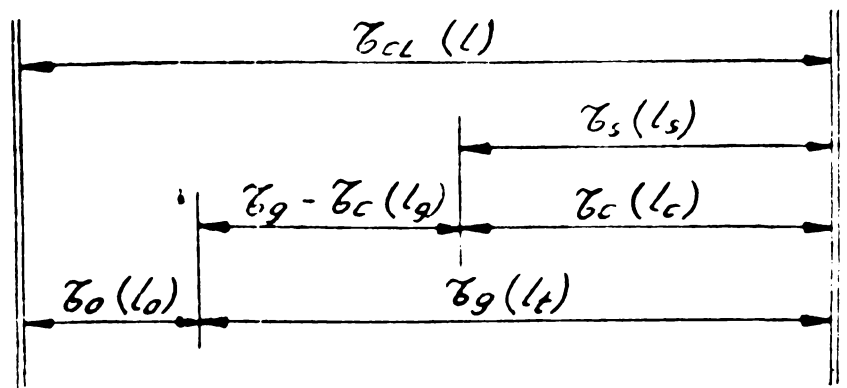


Fig.42

$$n_{cLs} = n_{cLg} \quad (4.41)$$

Exprimînd numărul de cicluri în funcție de timp, se obține:

$$n_{cLg} = \frac{T}{(\tau_g - \tau_c) + \tau_c} = \frac{T}{\tau_g} \quad (4.42)$$

unde

$$\tau_g = \frac{1}{n_{AP}} \cdot \left( \frac{l_g}{s_g} + \frac{l_c}{s_c} \right)$$

INSTITUTUL POLITEHNIC  
TIMIȘARA  
BIBLIOTECA CENTRALĂ (4.43)

iar 
$$n_{cLs} = \frac{T_{cut}}{\tau_s} = \frac{T_{cut}}{\tau_c} \text{ și în care: } \quad (4.44)$$

$$\tau_s = \tau_c = \frac{1}{n_{AP}} \cdot \frac{l_c}{s_0} ; \quad (4.45)$$

Se vor lua în discuție atât cazul de prelucrare la  $n_{AP} = \text{constant}$  cât și la  $n_{APG} \neq n_{APs}$ , adică cu turații de valori diferite la cele două faze.

1. Cazul  $n_{AP} = \text{constant}$

rezultă că avem:

$$n_{cLG} = \frac{n_{AP} \cdot s_c \cdot s_g \cdot T_g}{s_c \cdot l_g + s_g \cdot l_c} \approx n_{cLs} = \frac{n_{AP} \cdot s_c \cdot T_{cut}}{l_c} \quad (4.46)$$

adică :

$$\frac{s_g \cdot l_c}{s_c \cdot l_g + s_g \cdot l_c} = \frac{T_{cut}}{T_g} \quad (4.46)$$

Pentru a se lucra la încărcarea maximă, deci cu  $F_r$ , va trebui să înlocuim expresiile (4.36) și (4.38) pentru avans în ecuația (4.46) obținind astfel:

$$l_c \sqrt{\frac{k_g \cdot F_r}{\psi_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \psi_5 \cdot d^{X_M}}} + l_g \sqrt{\frac{k_c \cdot F_r}{\psi_1 \cdot t^{X_{Fx}} + \psi_2 \cdot t^{X_{Fy}} + \psi_3 \cdot t^{X_{Fz}} + \psi_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \psi_5 \cdot d^{X_M}}} - \frac{T_{cut}}{T_g} = 0 \quad (4.47)$$

sau operind:

$$\frac{k_c \cdot l_c (\psi_1 \cdot t^{X_{Fx}} + \psi_2 \cdot t^{X_{Fy}} + \psi_3 \cdot t^{X_{Fz}} + \psi_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \psi_5 \cdot d^{X_M})}{k_c \cdot l_g (\psi_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \psi_5 \cdot d^{X_M}) + k_g \cdot l_c (\psi_1 \cdot t^{X_{Fx}} + \psi_2 \cdot t^{X_{Fy}} + \psi_3 \cdot t^{X_{Fz}} + \psi_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \psi_5 \cdot d^{X_M})} - \frac{T_{cut}}{T_g} = 0 ; \quad (4.48)$$

Ținând însă cont că  $X_{Fz} = 1$ ;  $X_{Fa} = 1$ ;  $X_{Fy} = 0,9 \approx 1$  și  $X_{Fx} = 1,1 \approx 1$ , expresia (4.48) devine:

$$\frac{l_c \cdot t \cdot \psi_c + l_c (\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M})}{l_c \cdot k_r \cdot \psi_c \cdot t + (l_g + c \cdot k_r) (\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M})} - \frac{T_{cut}}{T_g} = 0 . \quad (4.49)$$

Din condiția atât a încărcării maxime - relația (4.40) cât și din condiția folosirii raționale a sculelor ce lucrează simultan - relația (4.49) rezultă sistemul:

$$\left. \begin{aligned} s_c^Y \cdot \psi_c \cdot t + s_c^Y (\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M}) (s_c^Y - k_r \cdot s_g^Y) &= 0 \\ l_c \cdot \psi_c \cdot t + l_c (\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M}) & \\ \hline l_c \cdot k_r \cdot \psi_c \cdot t + (l_g - l_c \cdot k_r) (\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M}) &- \frac{T_{cut}}{T_g} = 0 \end{aligned} \right\} (4.50)$$

Dacă din prima ecuația a acestui sistem explicităm valoarea lui  $t$  și o înlocuim în a doua, se va obține:

$$\left. \begin{aligned} l_c \cdot \psi_c \frac{(s_g^Y \cdot k_r - s_c^Y) (\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M})}{s_c^Y \cdot \psi_c} + l_c (\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M}) & \\ \hline l_c \cdot k_r \cdot \psi_c \frac{(s_g^Y \cdot k_r - s_c^Y) (\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M})}{s_c^Y \cdot \psi_c} + (l_g - k_r \cdot l_c) (\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M}) & \\ - \frac{T_{cut}}{T_g} = 0 ; & \end{aligned} \right\} (4.51)$$

adică, după efectuarea operațiilor:

$$\frac{k_r \cdot l_c \cdot s_g^Y}{k_r l_c (k_r s_g^Y - s_c^Y - 1) + l_g \cdot s_c^Y} = \frac{T_{cut}}{T_g} \quad (4.52)$$

Cînd această relație este satisfăcută, înseamnă că prelucrarea se realizează cu încărcarea maxim admisă din punct de vedere tehnologic și cu schimbarea odată a tuturer sculelor, după un număr maxim de cicluri deci în condiții de economicitate maximă.

Această posibilitate, demonstrată prin cele de mai sus, este realistă și se poate aplica fără complicații prin conducerea regimului cu CA. Drept exemplificare numerică se preiau un grup de valori din literatura de specialitate [24], [45]. Astfel la prelucrarea oțelului cu scule din oțel rapid Rp 3, pentru secțiuni de cașit  $10 \times 10$ , se recomandă o durabilitate  $T_{cut} = 30$  min, iar pentru un burghiu cu  $\phi_3 = 11-20$ , durabilitatea medie recomandată este  $T_g = 20$  min. Considerînd în continuare că în faza de lucru cu cîte o sculă ( $s_c$  și  $s_g$ ), pentru strunjirea cu  $t = 2,5$  mm (la SR rareori se folosesc adîncimi mai mari de așchiere), a pieselor din oțel cu  $\phi < 40$  mm, avansurile maxime admise sînt  $s_g = 0,2 \div 0,4$  mm/rot și apoi pentru găurirea oțelului cu  $\phi_0 = 11-20$  mm, avansurile maxime sînt  $s_g = 0,26 \div 0,4$ ; se vor alege apoi corespunzător și valorile pentru faza de prelucrare simultană cu două scule. Din [24], tabelul 1.22, recomandă la prelucrarea oțelului cu  $\phi = 25 \div 40$  și  $t = 2,5$  mm, un avans admisibil  $s_c = 0,3 \div 0,5$  mm/rot. Dacă se admite  $s_g = 0,4$  mm/rot;  $s_c = 0,3$  mm/rot;  $l_g = l_c = 30$  mm și  $l_g = 50$  mm, pentru  $k_r = \frac{k_g}{k_c} = 3$  și toate aceste valori (inclusiv din



eliniatului precedent) se înlocuiesc în (4.52), termenul din stînga va avea valoarea:

$$\frac{3 \cdot 30 \cdot 0,4^{0,72}}{3 \cdot 30(3,0,4^{0,72} - 0,3^{0,72} - 1) + 50 \cdot 0,3^{0,72}} = 1,306,$$

iar termenul din dreapta valoarea:

$$\frac{T_{cut}}{T_g} = \frac{30}{22} = 1,363.$$

Evident, o diferență de 0,064 este neglijabilă și prin urmare rezultă corectitudinea relației (4.52) și respectiv realismul său.

Cazul 2 - Prelucrarea la  $n_{APG}$  și  $n_{APs}$

S-a menționat că trebuie asigurată condiția:

$$n_{cLg} = n_{cLs} \quad (4.53)$$

adică:

$$n_{cL} = \frac{n_{APG} \cdot s_c \cdot s_g \cdot T_g}{s_c \cdot l_g + s_g \cdot l_c} = n_{cLs} = \frac{n_{APs} \cdot s_c \cdot T_{cut}}{l_c}; \quad (4.54)$$

rezultă deci:

$$\frac{n_{APG}}{n_{APs}} \cdot \frac{s_g \cdot l_c}{s_c \cdot l_g + s_g \cdot l_c} - \frac{T_{cut}}{T_g} = 0 \quad (4.55)$$

Pentru ca și în acest caz să se asigure forța maximă admisă din punct de vedere tehnologic, trebuie să înlocuim în relația (4.55) avansurile date de relațiile (4.36) și (4.38) obținînd:

$$\frac{n_{APG}}{n_{APs}} \cdot \frac{l_c \sqrt{\frac{k_g \cdot F_r}{\gamma_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \gamma_5 \cdot d^{X_M}}}}{l_g \sqrt{\frac{k_r \cdot F_r}{\gamma_1 \cdot t^{X_{Fx}} + \gamma_2 \cdot t^{X_{Fy}} + \gamma_3 \cdot t^{X_{Fz}} + \gamma_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \gamma_5 \cdot d^{X_M}}} + l_c \sqrt{\frac{k_r \cdot F_r}{\gamma_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \gamma_5 \cdot d^{X_M}}}} - \frac{T_{cut}}{T_g} = 0 \quad (4.56)$$

sau:

$$\frac{n_{APG}}{n_{APs}} \cdot \frac{l_c \cdot k_g (\gamma_1 \cdot t^{X_{Fx}} + \gamma_2 \cdot t^{X_{Fy}} + \gamma_3 \cdot t^{X_{Fz}} + \gamma_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \gamma_5 \cdot d^{X_M})}{k_c \cdot l_g (\gamma_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \gamma_5 \cdot d^{X_M}) + k_g \cdot l_c (\gamma_1 \cdot t^{X_{Fx}} + \gamma_2 \cdot t^{X_{Fy}} + \gamma_3 \cdot t^{X_{Fz}} + \gamma_4 \cdot d^{X_{Fa}} + \gamma_5 \cdot d^{X_M})} - \frac{T_{cut}}{T_g} = 0 \quad (4.57)$$

dar pentru  $X_{Fz} = 1$ ;  $X_{Fx} = 1,1 \approx 1$ ;  $X_{Fy} = 0,9 \approx 1$  și  $X_{Fa} = 1$ , se obțin

$$\frac{n_{APG}}{n_{APs}} \cdot \frac{l_c \cdot t \cdot \gamma_c + l_c (\gamma_4 \cdot d + \gamma_5 \cdot d^{X_M})}{k_r \cdot l_c \cdot t + (l_g + l_c \cdot k_r) (\gamma_4 \cdot d + \gamma_5 \cdot d^{X_M})} - \frac{T_{cut}}{T_g} = 0 \quad (4.58)$$

Din condiția încărcării maxime admise din punct de vedere tehnologic - relația (4.40) - și din condiția folosirii raționale a sculelor la turații diferite - relația (4.58) - rezultă sistemul:

$$\left. \begin{aligned} s_c^Y \cdot l_c \cdot t + (s_c^Y - s_g^Y \cdot k_r)(\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M}) &= 0 \\ \frac{n_{APG}}{n_{APs}} \cdot \frac{l_c \cdot \psi_c \cdot t + l_c(\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M})}{l_c \cdot k_r \cdot \psi_c \cdot t + (l_g + k_r \cdot l_c)(\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M})} - \frac{T_{cut}}{T_g} &= 0 \end{aligned} \right\} (4.59)$$

Dacă din prima ecuație scoatem valoarea lui  $t$  și o înlocuim în ecuația a doua a sistemului, se va obține:

$$\left. \begin{aligned} \frac{n_{APG}}{n_{APs}} \cdot \frac{l_c \cdot \psi_c \cdot \frac{(s_g^Y k_r - s_c^Y)(\psi_4 d + \psi_5 d^{X_M})}{s_c^Y \cdot \psi_c} + l_c(\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^{X_M})}{\frac{(s_g^Y k_r - s_c^Y)(\psi_4 d + \psi_5 \cdot d^{X_M})}{s_c^Y \cdot \psi_c} + (l_g + k_r \cdot l_c)(\psi_4 d + \psi_5 d^{X_M})} - \frac{T_{cut}}{T_g} &= 0 \end{aligned} \right\} (4.60)$$

adică după efectuarea calculelor:

$$\frac{n_{APG}}{n_{APs}} \cdot \frac{k_r \cdot l_c \cdot s_g^Y}{k_r \cdot l_c (k_r \cdot s_g^Y - s_c^Y - 1) + l_g \cdot s_c^Y} - \frac{T_{cut}}{T_g} = 0 \quad (4.61)$$

Din analiza relației (4.61) se poate constata că posibilitățile reale de a fi satisfăcute sînt mai numeroase deoarece intervin și valorile turațiilor arborelui principal care în acest caz sînt diferite.

De asemenea, după cum se poate constata din (4.61), atât  $n_{APG}$  cît și  $n_{APs}$  trebuie să depindă de viteza economică și respectiv de raportul durabilităților economice. Dacă se ține seama de această dependență, turațiile  $n_{APG}$  și  $n_{APs}$  pot fi exprimate în funcție de  $T_g$  și respectiv  $T_{cut}$ , ceea ce se operează în următoarele. Astfel din fig. 44 se poate constata că pentru  $l_g$  unde lucrează numai burghiul avem:

$$n_{APG} = \frac{v_g}{\pi \cdot d_b} = \frac{C_v \cdot d_b^{z-1}}{T_g^m \cdot s_g^Y \cdot \pi} \quad (4.62)$$

În timpul fazei simultane (găurire + strunjire), avansul se modifică trecînd la valoarea  $s_c$  și deci pentru burghiul vom avea:

$$n_{APc} = \frac{v_g}{\pi d_b} = \frac{C_{vg} d_b^{z-1}}{T_{gc}^m \cdot s_c^Y \cdot \pi} \quad (4.63)$$

Pe de altă parte, în aceeași fază a prelucrării simultane pentru cașitul de strung trebuie să avem:

$$n_{APs} = \frac{v_{sc}}{\pi d_s} = \frac{C_{vs}}{T_{cut}^m \cdot s_c^{Y_v} \cdot t^{X_v} \cdot d_s \cdot \bar{H}} ; \quad (4.64)$$

dar la faza simultană (prelucrare combinată), turația este aceeași, atât pentru găurire, cât și pentru strunjire, adică:  $n_{APc} = n_{APs}$  și deci relațiile (4.63) și (4.64) se egalează obținându-se:

$$\frac{C_{vg} \cdot d_b^{z-1}}{T_{gc}^m \cdot s_c^{Y_v} \cdot \bar{H}} = \frac{C_{vs}}{T_{cut}^m \cdot s_c^{Y_v} \cdot t^{X_v} \cdot d_s \cdot \bar{H}} \quad (4.65)$$

Totodată dacă se reia raportul dintre relațiile (4.62) și (4.63) se obține:

$$\frac{n_{APG}}{n_{APc}} = \frac{C_v \cdot d_b^{z-1}}{T_g^m \cdot s_g^{Y_v} \cdot \bar{H}} \cdot \frac{T_{gc}^m \cdot s_c^{Y_v} \cdot \bar{H}}{C_{vg} \cdot d_b^{z-1}} \text{ de unde se obține:}$$

$$T_{gc}^m = \frac{n_{APG}}{n_{APc}} \cdot \frac{C_{vg} \cdot T_g^m \cdot s_g^{Y_v}}{C_v \cdot s_c^{Y_v}} \quad (4.66)$$

care înlocuindu-se în relația (4.65), permite determinarea raportului:

$$\frac{n_{APG}}{n_{APc}} = \frac{C_v \cdot d_b^{z-1} \cdot T_{cut}^m \cdot t^{X_v} \cdot d_s}{C_{vs} \cdot T_g^m \cdot s_g^{Y_v}} \quad (4.67)$$

Dacă în această relație înlocuim valoarea adâncimii de aşchiere ( $t$ ) dedusă din relația (4.40) - relație care provine din condiția încărcării maxim admise tehnologic - rezultă:

$$\frac{n_{APG}}{n_{APc}} = \frac{C_v \cdot d_b^{z-1} \cdot T_{cut}^m \cdot d_s}{C_{vs} \cdot T_g^m \cdot s_g^{Y_v}} \cdot \frac{(k_r \cdot s_c^Y - s_c^Y)(\psi_4 \cdot d + \psi_5 \cdot d^M)}{s_c^Y \cdot l_c} \quad (4.68)$$

și înlocuind acest raport în relația (4.61) se obține:

$$\left(\frac{T_{cut}}{T_g}\right)^m \cdot \frac{C_v \cdot d_b^{z-1} \cdot d_s}{C_{vs} \cdot s_g^{Y_v}} \cdot \frac{k_r \cdot l_c \cdot s_c^Y (\psi_4 d + \psi_5 d^M)}{s_c^Y \psi_c} - \frac{T_{cut}}{T_g} = 0 \quad (4.69)$$

Prin urmare, în condițiile încărcării maxim admisibile, a schimbării odată a sculelor (epuizarea în același moment a durabilității sculelor de la o poziție a CR) și a turațiilor diferite pentru faza de lucru cu o singură sculă și combinat cu două scule, între parametrii concreți ai cazului tehnologic se respectă ecuația (4.69). Cum sint determinate valorile  $T_{cut}$  și  $T_g$ , urmează că avansurile stabilite prin CA conform relațiilor anterioare, la parametrii concreți ai prelucrării, vor respecta ecuația (4.69) în care variabila este raportul  $\frac{T_{cut}}{T_g}$  la puterea  $m$  și  $l$ ;

Dacă se notează:

$$A = \frac{C_v \cdot d^{z-1} \cdot d}{C_{vs} \cdot s_g} \cdot \frac{k_r \cdot c \cdot s^v (4d + 5d^M)}{s_c \cdot c}; \quad x = \frac{T_{cut}}{T_g} \quad (4.70)$$

ecuația (4.69) devine:

$$A \cdot x^m - x = 0; \quad \text{în care } 0 < m < 1 \quad (4.71)$$

sau:

$$Ax^m = x; \quad \text{respectiv } A = x^{1-m} \quad (4.72)$$

deci valoarea lui  $x$  va fi:

$$x = \sqrt[1-m]{A} = A^{\frac{1}{1-m}} = \frac{T_{cut}}{T_g} \quad (4.73)$$

Ținând seama de valorile concrete ale exponentului  $m$  totdeauna  $1 < \frac{1}{1-m} < 2$ , se poate deduce deci că există o singură valoare a raportului  $\frac{T_{cut}}{T_g}$  care satisface ecuația (4.69), respectiv (4.73), pentru care se obține utilizarea capacității sculelor (de la poziția respectivă a CR) și a capacității de încărcare a STE. Toate acestea evident cu condiția ca turajii AP să fie stabilite pe baza durabilităților economice, adică conform relațiilor (4.62) și (4.63).

Din expresia (4.73) mai rezultă că stabilirea unui regim economic pentru toate pozițiile CR este realistă și totodată posibilă practic.

## 5. ALGORITMUL SISTEMULUI DE COMANDA ADAPTIVA

### 5.1. Generalități

Necesitatea unui algoritm, cărui să-i corespundă funcționarea oricărui sistem de CA, reclamă punerea la punct a metodelor științifice de determinare a optimaului economic. Acestea au fost dezvoltate esențial în ultimii ani însă au suficiente lacune. De altfel, este relativ dificil a găsi optimal economic al unei combinații de trei variabile (la așchiere) cu anumite condiții pentru un caz tehnologic concret. Obținerea optimaului economic trebuie considerată nu numai la utilizarea capacităților sculei (cum este admis în multe lucrări) ci și a capacității STE (conținând MU) și care introduce așa numitele restricții sau limite pentru forțe, putere disponibilă, stabilitate și precizie. La așchiere, în majoritatea absolută a cazurilor concrete, regimul este limitat de aceste „restricții”, mai corect condiții, ceea ce constituie de fapt situații normale, din punct de vedere tehnologic

De altfel, pe o MU un singur regim [23], [24] dintr-un întreg interval posibil (punctul SP fig.43) poate utiliza atât puterea disponibilă (limitată de dreapta MU) cât și capacitatea de așchiere a sculei (limitată de dreapta SP) regim a cărui probabilitate de instalare este practic nulă. Astfel așa numita optimizare (stabilirea datelor regimului optim) trebuie să se refere la situații normale când rezultă „puncte de optim” în funcție de condiții, din care durabilitatea sculei așchietoare nu este decât numai una din aceste condiții.

În literatura de specialitate [23], [24], [25], [28], [44], se precizează necesitatea măririi avansului în limita permisă de condiții (rigiditatea STE, rezistența verigilor executante, etc) și se arată că nu există un minim al prețului de cost combinat pentru S și v, ci numai în funcție de v, iar valoarea acestuia se micșorează cu creșterea avansului (fig.44).

Din fig. 44 rezultă că în conformitate cu proprietățile curbelor „izocoste” (curbe de cost constant), cu cât acestea sînt situate mai spre dreapta, cu atât ele corespund unor valori mai mici pentru prețul de cost al prelucrării / cm<sup>3</sup> așchiat. Din această cauză

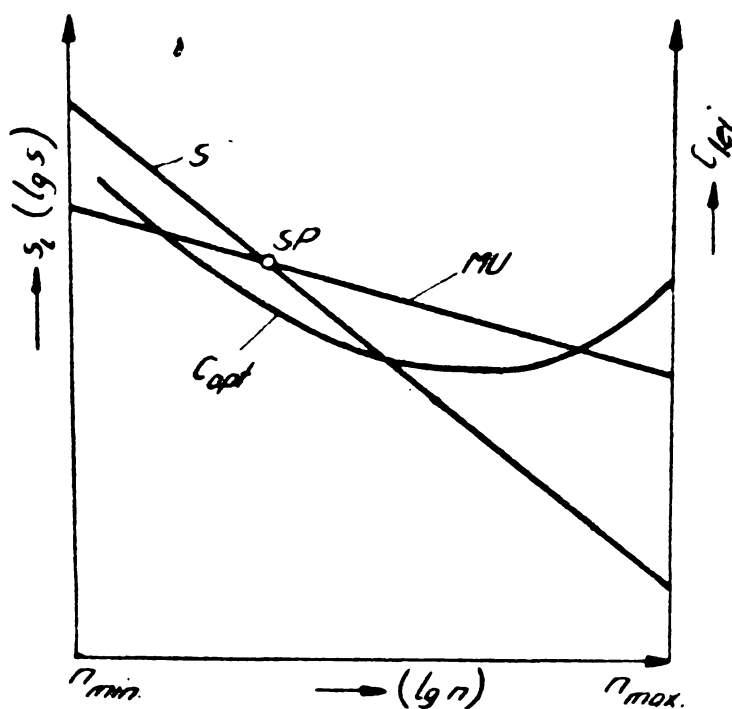


Fig.43

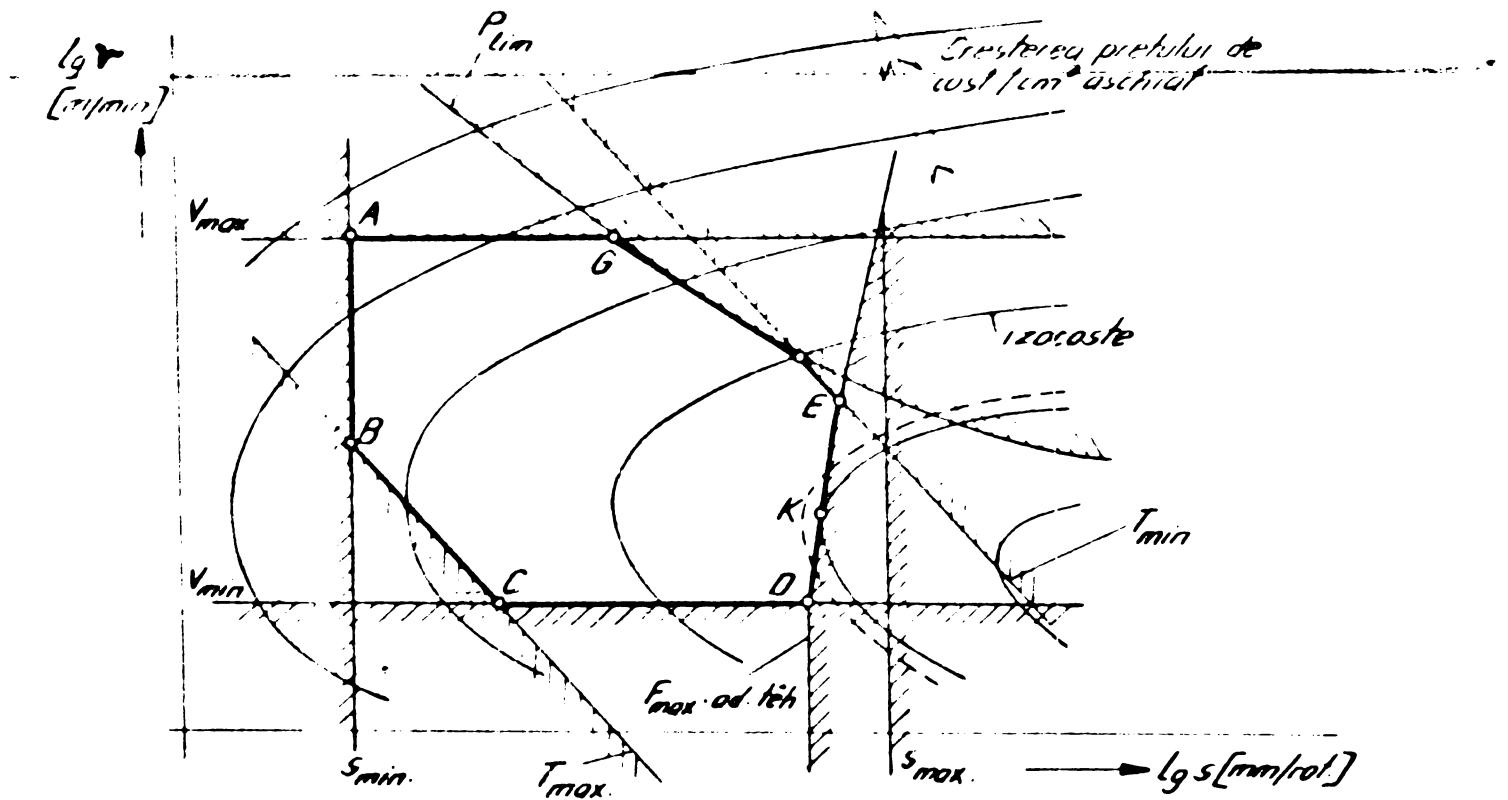


Fig. 44

regimul corespunzător de prelucrare se află în zona de tangență a liniei de limitare a  $F_{max\ ad\ teh}$  cu izocosta respectivă (punctul K).

În ultimul timp, în ceea ce privește condițiile impuse de sculă, respectiv capacitatea acesteia, în locul durabilității  $T$  se impun [40] indicatori ai uzurii și uzurii sculei prin care se apreciază „stabilitatea dimensională” în timp a acesteia, proprietate foarte importantă, mai ales pentru MU cu ciclul automatizat cum sînt strungurile revolver. În acest scop sînt definite [40]:

$h_{rrl}$  - uzura radială relativă, raportată la lungime, în  $\frac{\mu m}{cm}$  ;

$h_{rrs}$  - uzura radială relativă, raportată la suprafață,  $\frac{\mu m}{10^3\ cm^2}$  ;

$v_h$  - viteza de uzură radială, de obicei în  $\frac{\mu m}{min}$  .

Indiscutabil, optim va fi acel regim în care se va obține o viteză de uzură  $v_h$  sau o uzură relativă  $h_{rr}$  minimă, deoarece va rezulta o precizie mărită a piesei și o durabilitate maximă, corespunzînd temperaturii optime a tăgului sculei.

La diferite avansuri și adîncimi de așchiere, curbele  $h_{rrl}$  și mai clar  $h_{rrs}$ , au minimuri a căror valori absolute scad în toate situațiile cu creșterea avansului după cum se vede din exemplele [40] prezentate în figura 45 pentru adîncimea de așchiere  $t = 1\ mm$  și  $t = 2\ mm$ .

Temperatura tăgului  $\theta^\circ$  factor esențial pentru uzură, este constantă pentru valorile  $s_{min}$  și respectiv optimă. Scăderea minimumului

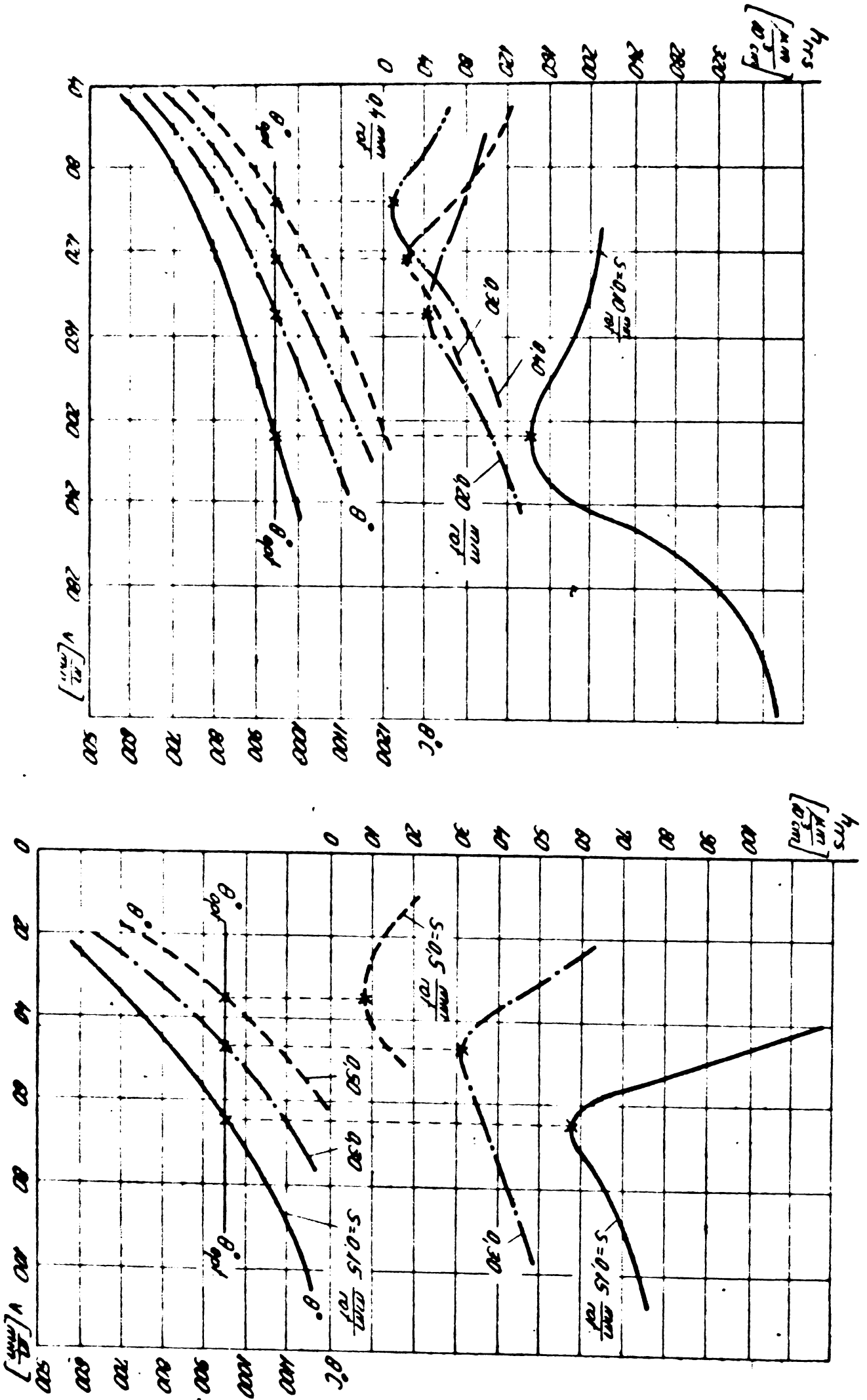


FIG. 45



h<sub>rrs min</sub> la un avans crescător, dovedește odată în plus necesitatea de a se lucra cu avansul maxim admisibil din punct de vedere tehnologic (permis de condiții), și pentru care se deduce apoi viteza de așchiere corespunzătoare.

Concluziile de mai sus, bazate pe „stabilitatea dimensională a sculei” privesc la modal concret numai prelucrarea prin strunjire dar principial se extind și la alte procedee de prelucrare prin așchiere, întâlnite pe strungarile revolver, pentru care încă nu există stabilite curbe concrete.

In cazul strungului revolver, la determinarea soluției generale a sistemului de CA, se pornește de la analiza cazurilor tehnologice tipice de prelucrare. Este vorba de prelucrarea cu mai multe scule care ridică problema modalității de măsurare a forțelor din procesul de așchiere, problemă tratată în paragraful 3.1 și soluționată prin sistemul de măsurare cu cap revolver inclinat. In consecință, se ține seama de forțele pe traductoare, care dau implicit tensiunea din diagonala punții ( $U_{dp}$ ) pentru această soluție.

Pentru a elabora sistemul de CA trebuie ca în paralel să se stabilească algoritmul care, după cum se știe, reprezintă metoda de lucru a sistemului de CA [1], [3], [7], [41] adică modalitatea de stabilire a regimului corespunzător de așchiere astfel încât el să poată fi instalat prin logica sistemului de CA.

In cazul strungului revolver, problema apare destul de complexă, datorită faptului că în relațiile forțelor pe traductoare (tabel I și II) apar mai multe componente ale forței de așchiere și în plus aceste forțe depind și de parametrii constructivi ai sistemului de măsurare conceput, ele necorespunzând unei forțe maxime de avans ( $F_{max,av}$ ), nici forței care soliciță STE ( $F_{rg.STE}$ ) și evident nici calității suprafeței, aceste forțe constituind mărimile ce limitează în primul rând avansul. Pe de altă parte, alegerea unui alt sistem de măsură (alt mod de dispunere al traductoarelor) ar fi dus inevitabil la lipsa de universalitate în măsurare, adică la lipsa posibilității de a măsura o rezultantă semnificativă a forțelor de așchiere la oricare din procedee, precum și la combinațiile acestora. Dată fiind această situație, este necesar a se relua examinarea relațiilor pentru forțele pe traductoarele sistemului de măsurare în vederea evidențierii părții corespunzătoare de influență (coincidență) între  $F_{TH}$  și forțele care determină limitările avansului. In principial, limitarea avansului se realizează de către rezistența sculei și de rezistența mecanismului de avans. Limitarea avansului în funcție de rigiditatea piesei de prelucrat este întâlnită la prelucrarea pieselor cu  $\frac{L}{D} < 7$  [27], [44] și la strungarile

revolver, nu este cazul. De asemenea limitarea avansului de către rigiditatea dispozitivului de prindere și instalare a sculei nu se va lua în discuție datorită faptului că acestea, prin construcția lor, au o rigiditate mult mai mare decât a sculelor așchietoare (pe SR se prelucreză piese scurte și deci lungimile de consolaj sînd reduse)

### 5.2. Limitarea avansului de către capacitatea de încărcare a STE

În majoritatea cazurilor, pe SR se execută prelucrări de degroșare și semifinisare, adaosul de prelucrare îndepărtîndu-se într-o singură trecere. Sculele folosite la prelucrările pe SR sînt prinse prin intermediul unor dispozitive de prindere și instalare de construcție specială. Datorită acestor dispozitive, sculele folosite, ca de exemplu cușitele, au secțiunea mai redusă decât la strungul normal și deci în cazul prelucrării pe SR, elementul cel mai slab din rigiditatea STE îl constituie sculele. Dintre acestea, cea mai slabă este de regulă burghiul, al cărui moment rezistent maxim poate fi depășit cu ușurință, atunci cînd la arborele principal al SR se dispune de un cuplu motor mult mai mare. De aceea se consideră că limitarea încărcării de către sculă se reduce mai întîi la limitarea de către burghiu .

#### 5.2.1. Limitarea avansului de către rezistența burghiului

Prin specificul pieselor ce se prelucreză pe strungurile revolver  $\frac{L}{D} < 4$  rezultă că este foarte puțin probabil întîlnirea găuririi adînci pe SR. Totuși, la prelucrarea găurilor de diametru mic, avansul poate fi limitat de rezistența burghiului. Ținînd seama că burghiul este sollicitat la torsiune de  $M_g$  și la compresiune de  $F_a$  [37], pentru  $M_g = kF_a$  rezultă:

$$\bar{\sigma}_{\max} = (1 + k) \frac{F_a}{W_p} \quad (5.1)$$

și în care:

$k = 1,37$  = coeficient care ține seama de influența sollicitării date de  $M_g$ , determinat pe cale experimentală;

$F_a$  = forța axială la găurire (daN);

$W_p$  = modul de rezistență polar ( $\text{mm}^3$ ).

Cum experimental s-a găsit că  $W_p = 0,03 d^3$ , rezultă că în mod practic

$$\bar{\sigma}_{\max} = \frac{2,37 F_a}{0,02 d^3} \quad (5.2)$$

Din considerente de rezistență a burghiului elicoidal trebuie să se respecte condiția

$$\bar{\sigma}_{\max} \leq \frac{\sqrt{r}}{n} \quad (5.3)$$

unde:  $\sqrt{r}$  = rezistența la rupere (pentru oțel rapid  $\sqrt{r} = 210 \text{ daN/mm}^2$ );

$n$  = coeficient de siguranță (pentru prelucrarea oțelului,  
 $n = 2,5$ )

Rezultă că se obține

$$\sigma_r = \frac{2,37 F_a \cdot n}{0,02 d^3} \quad (5.4)$$

Scula va fi utilizată la încărcarea nominală, adică se va lucra la limita permisă de rezistență a acesteia, cînd

$$F_a = \frac{0,02 d^3 \sigma_r}{2,37 \cdot n} = F_a \text{ max sc} \quad (5.5)$$

După cum rezultă înșă din tab.II (cap.III), în condițiile considerării rigidității plăcii dinamometrice - PLD, forța pe traductoare este dată de relația (3.70) în care  $F_a$  devine forța axială din expresia (5.5). Prin urmare, pentru a se putea compara  $F_a \text{ max sc}$  cu forța măsurată de traductoare, este necesar ca prima să fie multiplicată cu factorul:

$$A_b = \frac{1}{2} \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) ; \quad (5.6)$$

Adică mărimea care va trebui să se compare cu  $F_{TR}$ , la același coeficient de proporționalitate, este

$$F_a \text{ max ad sc} = A_b \cdot F_a \text{ max sc} ; \quad (5.7)$$

Cînd aceasta este mai mică decît alte forțe limitative, va deveni forță de referință -  $F_r$ ; adică maxim admisibilă pentru sistem.

### 5.2.2. Limitarea avansului de precizia de prelucrare

Sub acțiunea forței de așchiere, virful cușitului de strung și dispozitivul port-sculă (DPS-schima din fig.14) suferă o încovoiere elastică „ $\delta$ ”, ceea ce face ca diametrul piesei strunjite să crească cel mult cu  $2\delta$  [23] (fig.46) . Pentru ca prelucrarea să se facă în limitele cîmpului de toleranță -  $T$ , trebuie ca  $\delta \leq 0,5 T$ . Deformația la virful cușitului este dată de relația:

$$\delta = \frac{F_z (l + L_c)^3}{3 \cdot E \cdot I_x} \quad (5.8)$$

unde:

$L_c$  - lungimea de consolaj a DPS, conform fig.14;

$F_z$  - componente tangențială a forței de așchiere;

$l$  - depărtarea virfului cușitului față de reazem; conform fig.46.

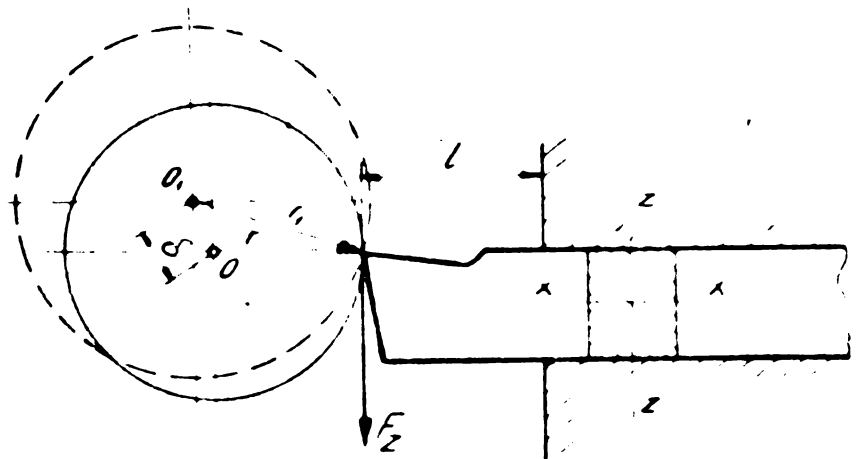


Fig.46

E - modulul de elasticitate;

$I_x$  - momentul de inerție față de axa x-x.

Rezultă că:

$$F_z = \frac{3.E.I_x}{(\ell + L_c)^3} \quad (5.9)$$

Dacă se admite un  $\delta_{\text{max.ad.}}$  din condiția de precizie și stabilitate a procesului, vom avea un  $F_{z.\text{max.nec}}$ , adică se scrie:

$$F_{z \text{ max.nec.}} = \frac{3.E.I_x \cdot \delta_{\text{max.ad.}}}{(\ell + L_c)^3} \quad (5.10)$$

După cum rezultă de asemenea din tabelul II (cap.III), analog celor din paragraful 5.2.2. forța pe traductoare pentru acest caz este dată de relația (3.68) corespunzătoare la dispunerea DPS orizontal ca fiind mai semnificativ pentru deformație. Se observă că în această relație (3.68) forța  $F_z$  este tocmai cea care provoacă deformația: „ $\delta$ ” conform fig.46 și conform relației (5.8). Dacă se consideră, în continuare, această expresie (3.68) se observă că ea poate fi exprimată numai în funcție de această forță  $F_z$ , adică din:

$$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos\delta - \frac{H \sin\delta}{L_T} \right) F_x + \left( \cos\delta + \frac{H \sin\delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) F_z \right] \quad (3.68)$$

înlocuind:  $F_x = 0,2; F_z = \beta F_z$ , se obține:

$$F_{TR} = F_z \cdot \frac{1}{2} \left[ \left( \cos\delta - \frac{H \sin\delta}{L_T} \right) \beta + \cos\delta + \frac{H \sin\delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right]; \quad (5.11)$$

Dacă se notează:

$$A_{pr} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos\delta - \frac{H \sin\delta}{L_T} \right) \beta + \cos\delta + \frac{H \sin\delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right]; \quad (5.12)$$

în care se observă că toate mărimile cu excepția coeficientului care este și el cunoscut sînt constante constructive ale CR cu axa înclinată, se obține:

$$F_{TR} = A_{pr} \cdot F_z \quad (5.13)$$

Această forță trebuie să se compare cu forța  $F_z$  admisă de precizie, adică  $F_{z \text{ max.prec.}}$ , dat de expresia (5.10) comparație care trebuie să se facă de asemenea la același coeficient de proporționalitate, adică, va trebui ca:

$$F_{z \text{ max.ad.prec.}} = A_{pr} \cdot F_{z \text{ max.prec.}} \quad (5.14)$$

Cînd forța  $F_{z \text{ max.ad.prec.}}$  este mai mică decît alte forțe limitative, ea va deveni forță de referință -  $F_r$ , adică maxim admisibilă pentru sistem.

### 5.3. Limitarea avansului de către mecanismul de avans

Această verificare se face comparând forța axială de așchiere (suma componentelor ei) cu forța admisă de mecanismul de avans. Mărimea forței admise de mecanismul de avans ( $F_{av}$ ) se determină din condiția de rezistență la uzură și strivire a dintelui pinionului cremalieriei (la strungurile revolver, sania CR realizează mișcarea de avans de obicei prin intermediul cuplului cinematic pinion-cremalieră).

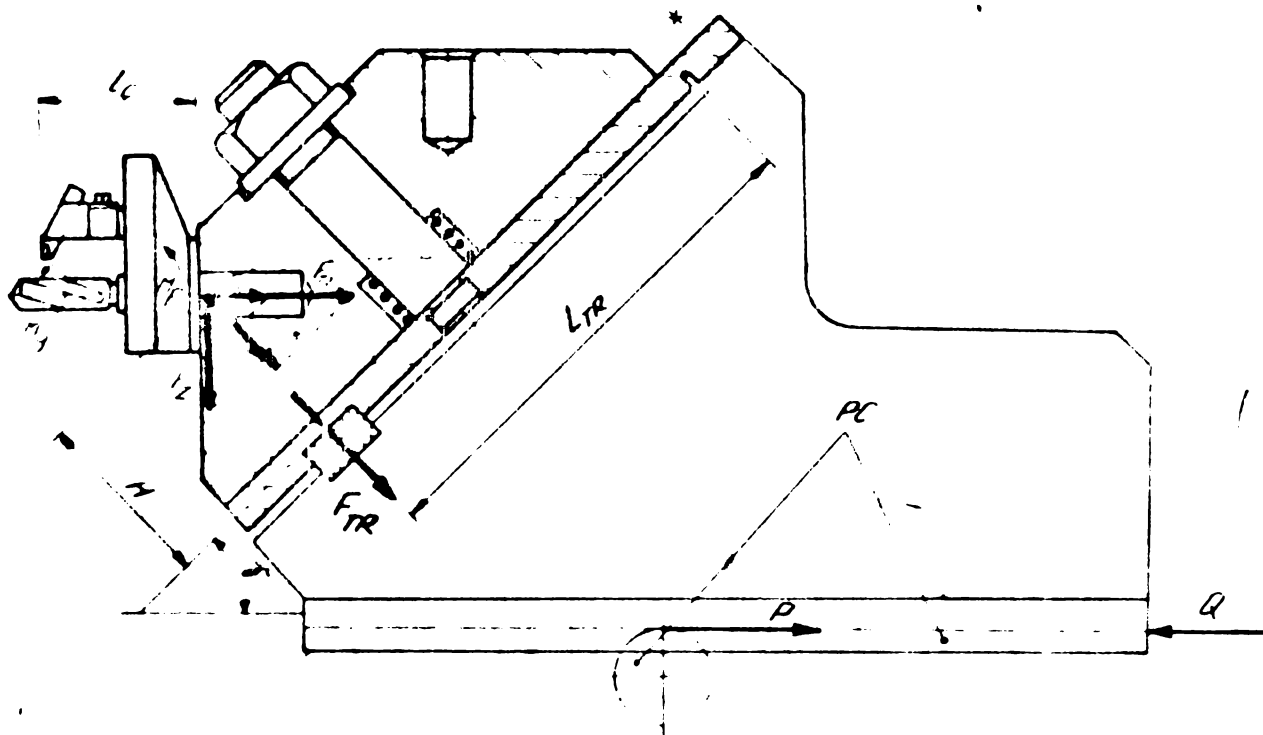


Fig. 47

Forța necesară pentru deplasarea saniei longitudinale a capului revolver, dacă se neglijează greutatea proprie, este dată de relațiile [45] :

- pentru strunjire

$$Q_s = F_x + \mu(F_y + F_z) \quad [\text{daN}] \quad (5.15)$$

unde prin  $\mu F_y$  și  $\mu F_z$  se ține seama de frecările din ghidaje introduse de aceste componente ale forței de așchiere.

- pentru găurire

$$Q_g = F_a + \mu F_{Mg} \quad [\text{daN}] \quad (5.16)$$

unde  $\mu F_{Mg}$  este forța de frecare de pe ghidajele cărucierului CR datorită momentului de găurire.

- găurire + strunjire

Forța necesară pentru deplasare și care solicită mecanismul de avans va rezulta prin suprapunerea efectelor, adică:

$$Q_{gs} = F_x + F_a + \mu(F_y + F_z + F_{Mg}) = Q_g + Q_s \quad (5.17)$$

în care  $Q_s$  și  $Q_g$  sînt respectiv conform expresiilor (5.15) și (5.16).

În toate cazurile trebuie ca forța maximă pe care o poate suporta dintele pinionului -  $F_{av \max}$ , să fie mai mare decît forța necesară

pentru deplasarea saniei capului revolver, adică

$$F_{av \max} \geq Q \quad (5.18)$$

și aceasta la toate prelucrările tipice, în speță găurire, strunjire și combinațiile lor.

Totodată, asemănător celor din paragraful 5.2, trebuie ținut cont că pentru forțele  $F_x$ ,  $F_y$  și  $F_z$ , care acționează asupra mecanismului de avans conform relațiilor (5.15) și (5.16), în tractoare apar alte forțe, conform tabelului II din cap.3. În consecință, trebuie realizată și în acest caz o „aducere la același numitor”, respectiv la același coeficient de analogie, pentru aceleași prelucrări tipice.

### 5.3.1. Cazul găuririi

În acest caz, forța la tractoarele sistemului de măsurare ( $F_{TR}$ ) în conformitate cu determinările de la paragraful 3.1, se va putea scrie sub forma:

$$F_{TR} = A \cdot F_a \quad (5.19)$$

unde  $A = \frac{1}{2} \left( \cos \gamma - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right)$ , iar  $F_a$  - forța axială la burghia în procesul de găurire.

Pe de altă parte, ținând seama că  $F_{Mg} = k F_a$ , forța maximă admisă de mecanismul de avans conform relației (5.16) se poate scrie, pentru limita prevăzută de (5.18) sub forma:

$$F_{av \max} = F_{a \max} + \mu F_{Mg} = (1 + k\mu) F_{a \max}, \quad (5.20)$$

unde  $(1 + k\mu) > 1$ .

Prin urmare forța axială maximă la burghia -  $F_{a \max}$  trebuie să satisfacă întotdeauna inegalitatea  $F_{a \max} < F_{av \max}$ . Totodată, după cum s-a menționat, datorită construcției sistemului de măsurare și conform relației (5.19) avem:

$$F_{TR \max} = A_b \cdot F_{a \max} \quad (5.21)$$

Pentru ca prin elementul de comparare să se asigure că  $F_{av \max}$  la mecanismul de avans nu va fi depășit, este necesar deci ca această valoare să fie împărțită cu  $(1 + k\mu)$  și totodată înmulțită cu  $A_b$ , adică la elementul de comparare se va transmite pe de o parte  $F_{TR} = A_b \cdot F_a$ , iar pe de altă parte  $\frac{A_b}{1 + k\mu} \cdot F_{av \max}$ . Dacă aceasta este o forță limitativă, atunci la realizarea egalității:

$$\frac{A_b}{1 + k\mu} \cdot F_{av \max} = A_b \cdot F_a \quad (5.22)$$

avansul va fi staționar și va crește sau va scădea dacă respectiv  $F_a$  va scădea sau va crește.

Din cele de mai sus rezultă că în partea de formare a mărimii de



referință, caracteristica constantă a construcției mașinii care este  $F_{av.max}$  va fi admisă la același coeficient de analogie pentru comparare cu  $F_{TR}$  prin multiplicare cu  $k_{avg} = \frac{A_c}{1 + k/\mu}$ . (5.23)

De această situație se ține cont la formarea soluției sistemului, avându-se în vedere că  $F_{av.max}$  nu depinde de poziția CR, ci de cazul de prelucrare, care însă poate diferi cu poziția aceluiași CR.

### 5.3.2 Strunjirea cu un singur cuțit

Pentru oricare alt procedeu decît găurirea este necesar ca să se exprime diferitele componente ce lucrează asupra elementului de măsurare prin intermediul componentei axiale care împreună cu forța de frecare, dă forța axială la cărucierul CR și pe care trebuie să o învingă mecanismul de avans. Pentru diferite strunjiri forța de evans este dată prin expresia (5.15). Înlocuind în aceasta pe  $F_y$  și  $F_z$  conform notațiilor:

$$\begin{aligned} F_x &= \beta \cdot F_z & \text{și respectiv} & F_z = \frac{1}{\beta} \cdot F_x \\ F_y &= \lambda \cdot F_z & & F_y = \frac{\lambda}{\beta} F_x \end{aligned} \quad (5.24)$$

se obține:

$$Q = F_x \cdot \left(1 + \frac{\lambda + 1}{\beta}\right) \text{ în care } F_x \text{ - forța axială la cuțit. (5.25)}$$

Conform relației (5.15) și analog lui (5.20),

$$F_{av.max} = \left(1 + \frac{\lambda + 1}{\beta}\right) F_{x.max}. \quad (5.26)$$

Pe de altă parte, forța din traductor care trebuie să fie transmisă la același element de comparare, conform tabelului II (cap.3), la dispunerea DPS orizontal are expresia (3.68), adică

$$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_x + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) F_z \right] \quad (3.68)$$

Introducînd  $F_z$  conform notației (5.23), va rezulta:

$$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{1}{\beta} \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) \right) F_x = A_{so} \cdot F_x \right] \quad (5.27)$$

și unde deci

$$A_{so} = \frac{1}{2} \left[ \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{1}{\beta} \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) \right] \quad (5.28)$$

Prin urmare forța  $F_{TR}$  va trebui să se compare cu  $F_{av.max}$ . Aplicînd același raționament de la paragraful 5.3.1 adică ținînd cont că  $F_{x.max} < F_{av.max}$ , rezultă că în vederea comparării cu  $F_{TR}$ , la formarea mărimii de referință,  $F_{av.max}$ , va fi înmulțit cu coeficientul

$$k_{avso} = \frac{A_{so}}{1 + \frac{\lambda + 1}{\beta}} = \frac{\beta \cdot A_{so}}{1 + \lambda + \beta}. \quad (5.29)$$

Se reamintește că valoarea  $F_{av.max}$  este constanta mașinii.

La strunjirea cu DPS vertical, expresia forței din traductoare



este (3.69). Inlocuind in aceasta pe  $F_y$  cu relația din (5,24) se obține analog:

$$F_{TR} = A_{sv} \cdot F_x \quad \text{in care } A_{sv} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} - \frac{F_s}{L_T} \right) - \sin \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right] \quad (5.30)$$

In vederea comparării  $F_{av.max}$  se va înmulți cu:

$$k_{av.sv} = \frac{\beta \cdot A_{sv}}{1 + \lambda + \beta} \quad (5.31)$$

### 5.3.3. Cazul strunjire + strunjire

Si in acest caz este necesar să se exprime componentele care acționează asupra elementului de măsurare prin intermediul componentei axiale care împreună cu forța de frecare din ghidaje dă forța axială la cărucierul saniei CR și pe care trebuie să o învingă mecanismul de avans. Forța de avans este dată de expresia (5.15) in care inlocuind, conform notațiilor (5.24) pe  $F_y$  și  $F_z$  se obține:

$$Q = (F_{x1} + F_{x2}) \left( 1 + \frac{\lambda + 1}{\beta} \right) \quad (5.32)$$

iar conform relației (5.15) și analog lui (5.20) se obține:

$$F_{av.max} = 1 + \frac{\lambda + 1}{\beta} (F_{x1 max} + F_{x2 max}) \quad (5.33)$$

Pe de altă parte, forța din traductor care trebuie să fie transmisă spre comparare la același element de comparare, conform tabelului II (cap.3), la dispunerea DPS orizontal are expresia (3.71) adică

$$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) (F_{x1} + F_{x2}) + \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c1}}{L_T} + \frac{L_{c2}}{L_T} \right) (F_{z1} + F_{z2}) \right] \quad (3.71)$$

Introducând  $F_z$  conform notației (5.23) va rezulta:

$$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) (F_{x1} + F_{x2}) + \frac{1}{\beta^2} \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c1}}{L_T} + \frac{L_{c2}}{L_T} \right) (F_{x1} + F_{x2}) \right] = B_{so} (F_{x1} + F_{x2}) \quad (5.34)$$

și in care:

$$B_{so} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) (F_{x1} + F_{x2}) + \frac{1}{\beta^2} \left( \cos \delta + \frac{H \sin \delta}{L_T} + \frac{L_{c1}}{L_T} + \frac{L_{c2}}{L_T} \right) (F_{x1} + F_{x2}) \right] \quad (5.35)$$

Tinind cont că, in conformitate cu raționamentul de la paragraful 5.31,  $(F_{x1 max} + F_{x2 max}) < F_{av.max}$ , rezultă că la formarea mărimii de referință,  $F_{av max}$  va trebui să fie înmulțit cu coeficientul

$$k_{av.so} = \frac{\beta \cdot B_{so}}{1 + \lambda + \beta} \quad (5.36)$$

La strunjirea cu DPS vertical, expresia forței pe traductoare este (3.72). Inlocuind în aceasta componentele  $F_y$  conform notației (5.2 (5.24) se obține în mod analog:

$$F_{TR} = B_{sv} \cdot (F_{x1} + F_{x2}) \quad (5.37)$$

în care:

$$B_{sv} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos\delta - \frac{H \sin\delta}{L_T} - \frac{r_{c1}}{L_T} - \frac{r_{c2}}{L_T} \right) - \left( \sin\delta + \frac{H \sin\delta}{L_T} + \frac{L_{c1}}{L_T} + \frac{L_{c2}}{L_T} \right) \cdot \left( \frac{\lambda}{\beta} \right)^2 \right] \quad (5.38)$$

iar în vederea comparării  $F_{av.max}$  se va înmulți cu coeficientul:

$$k_{av.sv} = \frac{\beta \cdot B_{sv}}{1 + \lambda + \beta} \quad (5.39)$$

#### 5.3.4. Cazul găurire + strunjire

Raționamentele generale pentru transmiterea la elementul de comparație se mențin analoge cu cele de la cazul 5.3.1 și 5.3.2, evident prin suprapunerea efectelor.

La prelucrarea cu DPS orizontal, forța pe traductor conform (3.73) și tabelului II (cap.3) este:

$$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos\delta - \frac{H \sin\delta}{L_T} \right) F_x + \left( \cos\delta + \frac{H \sin\delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) F_z + \left( \cos\delta - \frac{H \sin\delta}{L_T} \right) F_a \right] \quad (3.73)$$

Inlocuind pe  $F_z$  conform notației din (5.24) și ținând cont de faptul că la găurire și la strunjire cu DPS dispus orizontal forțele  $F_a$  și  $F_x$  se transmit în  $F_{TR}$  prin același coeficient, se introduce  $F_x$  în loc de  $F_a$ . Ca rezultat ecuația (3.73) devine:

$F_{TR} = A_{gso} \cdot F_{xa}$  în care

$$A_{gso} = \frac{1}{2} \left[ 2 \left( \cos\delta - \frac{H \sin\delta}{L_T} \right) + \frac{1}{\beta} \left( \cos\delta + \frac{H \sin\delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) \right] \quad (3.40)$$

și în care  $F_{xa}$  - forța echivalentă axială, rezultantă măsurată direct pe traductor, indiferent de mărimile separate  $F_x$  și  $F_a$ .

Ca urmare, față de cele obținute la acest caz cu găurire+strunjire avînd DPS orizontal, valoarea  $F_{av.max}$ , în vederea comparării se va înmulți cu coeficientul

$$k_{avgso} = \frac{A_{gso}}{1 + k\mu} \quad (5.41)$$

La găurire+strunjire cu DPS dispus vertical, componenta  $F_x$  de la strunjire se transmite la traductoarele sistemului de măsurare cu un coeficient diferit față de  $F_a$  și anume micșorată cu termenul  $\frac{r_s}{L_T} F_x$ , după cum se observă din tabelul II (cap.3) și expresia (3.74).

Reluând-o pe aceasta și înlocuind  $F_y$  din (5.24) se obține:

$$F_{TR} = \frac{1}{2} \left[ \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_x - \frac{r_s}{L_T} F_x - \left( \sin \delta + \frac{H \cos \delta}{L_T} + \frac{L_c}{L_T} \right) \frac{\lambda}{\beta} F_x + \right. \\ \left. + \left( \cos \delta - \frac{H \sin \delta}{L_T} \right) F_a = A_b (F_x + F_a) - \frac{r_s}{2L_T} F_x - (A_{so} - A_b) F_x \right] \quad (5.42)$$

Luând în considerare efectul identic al forțelor  $F_a$  și  $F_x$  asupra mecanismului de avans, ca și în situația precedentă se va introduce  $F_x$  în loc de  $F_a$ , netindu-se de asemenea  $F_{xa}$  - forța axială echivalentă.

În aceste condiții (5.42) devine:

$$F_{TR} = A_{gsv} \cdot F_{xa} \quad \text{în care} \quad A_{gsv} = 3 A_g - \frac{r_s}{2L_T} - A_{so} \quad (5.43)$$

Pe de altă parte, relația forței necesară pentru deplasarea căruciorului CR,  $Q_{gs}$ , conform relației (5.17) trebuie să învingă e rezistență prevenită de la găurire  $Q_g$  și una prevenită de la strunjire  $Q_s$ . În consecință, pentru acest caz, caracteristica constantă a mașinii, adică  $F_{av.max}$ . în vederea comparării, trebuie să fie multiplicată cu coeficientul care rezultă formînd:

$$Q_{gs} = Q_g + Q_s = (1 + k\mu) F_a + \left( 1 + \frac{\lambda + 1}{\beta} \right) F_x = (2 + k\mu + \frac{1 + \lambda}{\beta}) F_{xa} \quad (5.44)$$

adică se va multiplica cu :

$$k_{avgsv} = \frac{A_{gsv}}{2 + k + \frac{1 + \lambda}{\beta}} \quad (5.45)$$

în care  $A_{gsv}$  este conform relației (5.43).

Din cele de mai sus, cuprinse în paragraful 5.3, rezultă că pentru diferite cazuri de prelucrare se va introduce pentru comparație forța maximă permisă de mecanismul de avans -  $F_{av.max}$ , numai modificată cu un coeficient care diferă de la un caz de prelucrare la altul. Cum însă cazurile de prelucrare pot să difere de la o poziție la alta a CR, urmează că respectivul coeficient poate fi legat de poziția CR.

#### 5.4. Algoritm și soluția sistemului de CA

În analiza celor prezentate mai sus în paragrafele 5.2 și 5.3, se constată că există multe valori de forțe care pot forma în final forța de referință (maxim admisă -  $F_r$ ) și care trebuie să se compare într-un element de comparație cu forța pe traductoare -  $F_{TR}$ . O problemă esențială la concretizarea algoritmului și a soluției generale a sistemului de CA constă în a stabili modul în care se selectează cea mai mică dintre mărimile acestor forțe și care evident va dicta valoarea forței  $F_r$ . Această alegere a celei mai mici valori se va face prin elemente numite „de selecție” (ES) după terminologia colectivului de MU de la I.P.T.V. Timișoara.

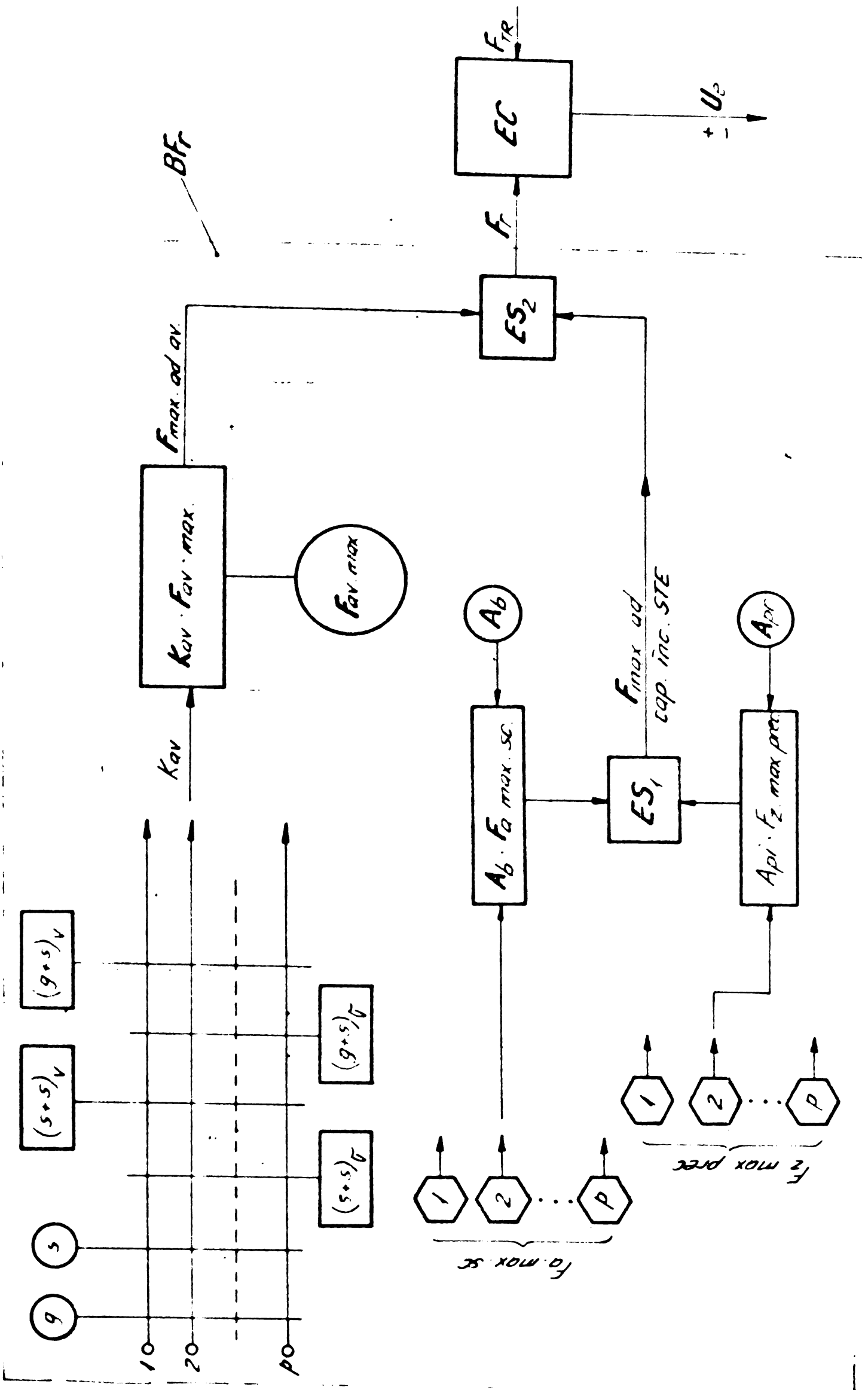


Fig. 48

După cum rezultă din paragrafele anterioare, la formarea mărimii de referință este necesar să se introducă pentru fiecare poziție  $F_{a.max.sc}$ ,  $F_{z.max.prec}$  și cazul de prelucrare din cele 6 cazuri disponibile:  $g$ -găurire;  $s$ -strunjire;  $(s+s)_o$ -strunjire+strunjire cu DPS dispus orizontal,  $(s+s)_v$ -strunjire+strunjire cu DPS dispus vertical;  $(g+s)_o$ -găurire+strunjire cu DPS dispus orizontal și  $(g+s)_v$ -găurire+strunjire cu DPS dispus vertical. După cum se observă din reprezentarea simbolică dată în fig.48, pentru aceasta este suficientă o „figă” cu posibilități de conectare pentru toate pozițiile CR și pentru toate cazurile de prelucrare. Evident pentru o poziție a CR se va alege numai un caz, conform operației tehnologice. Indiferent de poziția CR se introduce  $F_{av.max}$  (stabilită prin construcția mașinii)  $A_b$  (stabilită de asemenea prin construcția mașinii) și  $A_{pr}$ , care eventual se modifică cu raportul  $\beta = \frac{k_x}{F_z}$ , restul parametrilor de care depinde fiind stabiliți la construcția mașinii.

Pe baza înmulțirii  $A_b \cdot F_{a.max.sc}$  și respectiv a înmulțirii  $A_b \cdot F_{z.max.prec}$  se dispune de valorile forțelor limitative datorită sculei și respectiv datorită preciziei, care limitează capacitatea de încărcare a STE și care sînt astfel pregătite în forma corespunzătoare pentru  $F_r$ . Elementul de selecție  $ES_1$  va alege pe cea mai mică dintre aceste valori și o va transmite la elementul de selecție  $ES_2$ . În acesta se va selecta în continuare valoarea cea mai mică dintre  $F_{max.ad.}$  de capacitatea de încărcare a STE și  $F_{max.ad.}$  de mecanismul de avans, transmițindu-se la elementul de comparație EC, cea mai mică dintre aceste valori, deci cea limitativă și bineînțeles cu coeficientul de analogie corespunzător forței pe traductoare -  $F_{TR}$ .

În elementul de comparație EC (de scădere algebrică) se va compara forța de referință  $F_r$  cu forța pe traductoare  $F_{TR}$ . Dacă:

$$\begin{aligned}
 F_{TR} &= F_r & \text{atunci } s & \text{- staționar, deoarece } s = s_{max.ad.teh}. \\
 F_{TR} &< F_r & \text{atunci } s & \uparrow \text{ deoarece } s < s_{max.ad.teh} \\
 F_{TR} &> F_r & \text{atunci } s & \downarrow \text{ deoarece } s > s_{max.ad.teh}
 \end{aligned}
 \tag{5.46}$$

Cu această logică a utilizării mărimii de referință se obține schema bloc a sistemului de CA, prezentată în fig. 49 în care  $BF_r$  - blocul de formare al mărimii de referință (fig.48). Blocurile componente, conform figurii 49 sînt: EC - element de comparare; EA - element de amplificare, EM - element de măsurare,  $EE_x$  - element de execuție și  $AA_v$  - acționarea de avans a mașinii.

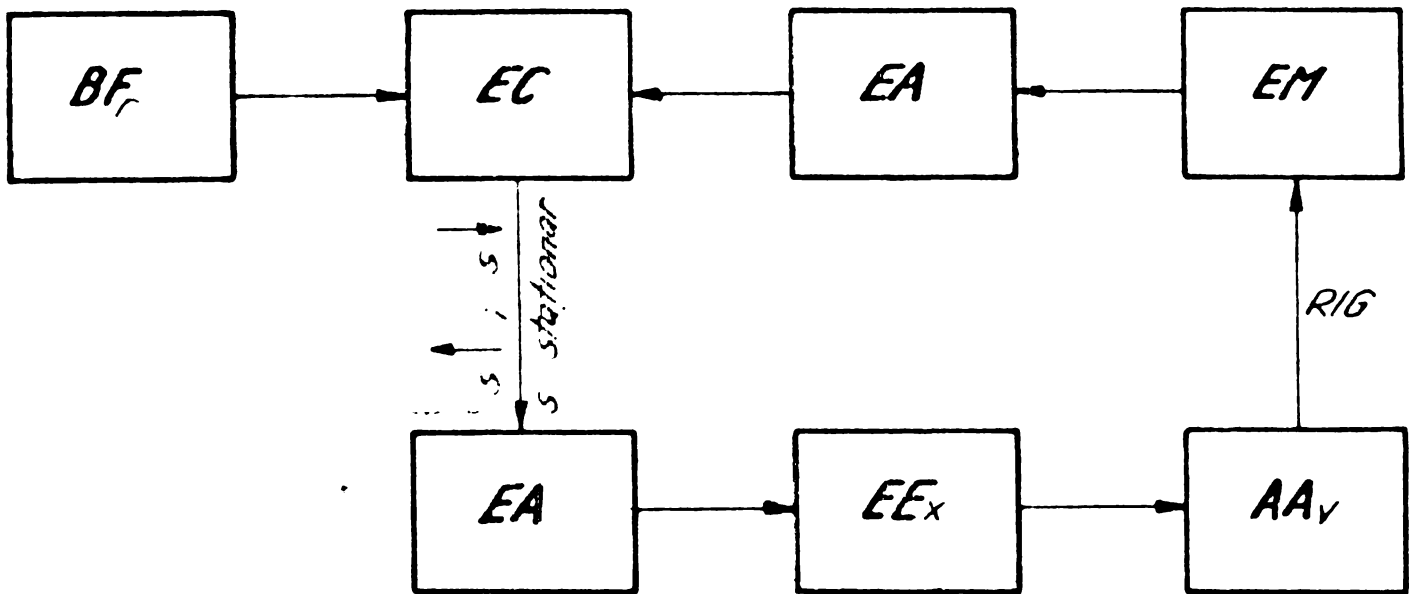


Fig. 49

După cum se cunoaște de la alte realizări pe plan mondial precum și din prezentările anterioare, de la A A<sub>v</sub> se acționează căruciorul CR cu sistemul de măsură bazat pe placă dinamometrică, obținându-se astfel reacția inversă generală - RIG.

## 6. ACTIONAREA DE AVANS PENTRU STRUNGUL REVOLVER CU SISTEM DE COMANDA ADAPTIVA

### 6.1. Considerații prealabile

După cum se știe pe SR se realizează procedee de prelucrare bazate pe mișcări compuse. Acestea pot fi realizate prin diferite structuri cinematice. Tendințele de extindere ale posibilităților tehnologice, de soluționare a construcției acționărilor prin mijloace tehnice diferite și de simplificare a adaptearelor pentru CN, ridică cu insistență progresivă problema lanțurilor cinematice independente, care au început să se răspândească intrucitva mai mult la strungurile revolver.

Extinderea lor însă este legată de soluționarea câtorva probleme, care sînt legate implicit de extinderea CA la mai multe mișcări executante. In cazul strunjirii, traiectoria relativă a avansului este o curbă în spațiu, obținută prin efectuarea simultană în anumită corelare a mișcărilor componente. Fiind vorba de o elice, va interesă în primul rînd combinările mișcării de rotație cu cea liniară, obținută în mod obișnuit prin lanțurile din fig. 50.

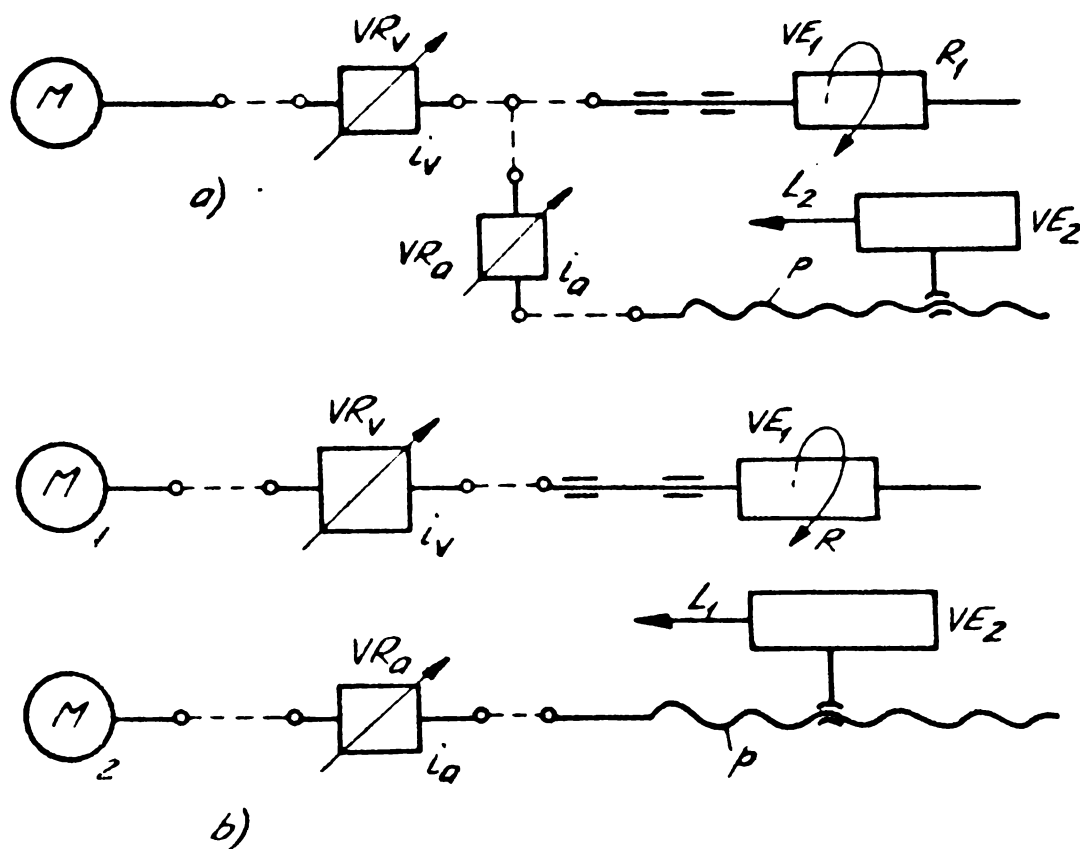


Fig.50

Dacă:

$i_v$  - raportul de transmitere la veriga de reglare  $VR_v$

$i_a$  - raportul de transmitere la veriga de reglare  $VR_a$

$\psi_{1,2}$  - unghiul de rotire la  $VE_1$  sau  $VE_2$ .

Se știe că legătura funcțională între mișcări trebuie să fie liniară și dată de lanțul compus de



$$\varphi_1 \cdot i_a \cdot i_c = \varphi_2 \quad (6.1)$$

unde  $i_c$  - raportul de transmitere constant între  $VE_1$  și  $VE_2$ .

Dacă elicea care se formează trebuie să aibă pasul  $T$ , iar deplasarea unitară la mecanismul de transformare (șurub-piuliță) este  $p$ , atunci (6.1) devine:

$$i_c \cdot i_a \cdot p = T \quad (6.2)$$

Se poate observa că  $i_v$  nu intră în relația (6.2) care asigură formarea unei elici cu pasul  $T$  bine determinat și că totul depinde de  $i_a$ . Cum însă forțele de încărcare din proces sînt o funcție de  $T$  (pe lîngă rigiditatea  $R$  a STE, rezistența sculei și a mecanismului, calitatea suprafeței -  $H$  etc) adică:

$$F = f(T, R, \bar{v}, H), \quad (6.3)$$

rezultă că la condiția primă de stabilire prin CA a forței  $F$  conform celei de referință  $F_r$ , adică la  $F < F_r$  sau  $F > F_r$ , nu va influența cu nimic  $i_v$ .

Dacă se introduce și a doua mărime de referință, respectiv  $v = v_r$ , unde  $v_r$  - viteza rezultată pe bază de date introduse și măsurări din proces prin sistemul de CA, urmează că restabilirea în permanență a egalității

$$i_r = \frac{v_r}{n_{\text{mot}} \cdot \pi \cdot \phi_1 \cdot i_{cl}} \quad (6.4)$$

nu va provoca nici o variație pasului  $T$  și nici nu se va schimba relația:

$$F = f(T, R, \bar{v}, H) = F_r \quad (6.5)$$

Este deci posibil a se respecta cîte una sau simultan condițiile:

$$F = F_r \text{ și } v = v_r \quad (6.6)$$

prin sistemul de CA, fără perturbări ale generării elicei, încărcării mașinii, calității suprafeței etc.

În cazul lanțurilor cinematice independente (Fig.50), vitezele verigilor sînt date de:

$$v_R = \pi \cdot \phi_1 \cdot n_{\text{mot } 1} \cdot i_{cl} \cdot i_v \quad (6.7)$$

$$\text{și } v_L = n_{\text{mot } 2} \cdot i_{c2} \cdot i_a \cdot p$$

Tinînd seama că  $n_{\text{mot } 1}$  și  $n_{\text{mot } 2}$  sînt în primă aproximație constante, dacă reglarea se face prin  $i_v$  și  $i_a$ , urmează că pentru a avea un anumit  $T$ , trebuind deci să existe un anumit raport  $v_R/v_L$ , în mod obligatoriu va trebui să se varieze fie  $i_v$ , fie  $i_a$ , nu numai pentru a satisface condiția (6.6) ci și pentru a îndeplini legătura funcțională (6.1) în forma sa cea mai generală:

$$\varphi_1 \cdot A = \varphi_2 \text{ sau } x = By; \quad (6.8)$$

unde  $x$  și  $y$  sînt spațiile parcurse de  $VE_1$  și  $VE_2$ . Dacă se admite că sistemul de CA satisface prima relație (6.6), rezultă că la tendința de a satisface pe dea de a doua, chiar cînd din proces sau din sistemul pentru  $F_r$  nu se produce nici o schimbare, se va provoca o perturbație care va afecta valoarea lui  $T$  și obligatoriu va fi nevoie de un nou proces tranzitoriu pentru stabilirea egalității (6.3). Aceasta duce la serioase complicații. Dacă se ține seama și de faptul că mai există pericolul „nestabilității cinematice” și că durata tranzitorie este condiționată chiar și în cazul lanțului cinematic compus, de către condiția [84]

$$\tau_{tr} \geq \frac{I_a - 1}{I_a \left( \frac{v}{\pi \phi} - 1 \right) - \left( \frac{1}{\pi \phi} \right) (1 - v)} \quad (6.9)$$

în care  $I_a$  - intervalul de reglare al avansului, urmează că formarea elicei va avea loc cu un pas în permanență variabil, ceea ce practic poate să ducă la imposibilitatea stabilirii condiției (6.6). Apare deci ca necesară prezența unor elemente sau componente care să asigure menținerea condiției (6.3) și respectiv a mărimii momentane  $T$ , respectiv a avansului  $s$  în mm/rot, indiferent de  $i_v$ , sau indiferent de procesele tranzitorii realizate de sistemul de CA pentru stabilirea egalității  $v = v_r$ . Aceste componente sau verigi trebuie să lucreze în deplină sincronizare cu partea CA care stabilește egalitatea  $v = v_r$  și astfel ca orice eroare a pasului  $T$ , de la cel stabilit prin (6.3) să intre în limitele de insensibilitate pentru încărcarea  $F$ . Problema este complexă deoarece nu se cunosc nici un fel de cercetări teoretice sau experimentale cu acest scop, în afară de cele ale colectivului condus de Prof. Dr. ing. Eugen Dodon și nu se cunosc nici un sistem de CA la SR care să respecte condițiile (6.6) simultan, adică pe baza unor date măsurate în proces și evident avînd totodată și lanțuri cinematice independente.

Din analiza diferitelor variante și a unor cazuri tehnologice concrete [66] ținînd seama de preciziile și erorile atât a măsurării parametrilor în proces și a prelucrării semnalelor în sistem precum și de duratele proceselor tranzitorii, corelate cu condițiile de eliminare a nestabilității cinematice s-a ajuns la concluzia realizării acționării de avans independent a SR cu acționarea principală pe cale mecanică, cu ajutorul unui mecanism de însumare (fig. 51).

După cum se observă, mecanismul de însumare este interpus între veriga reglabilă de avans și veriga executantă  $VE_2$ . La schimbarea valorii  $i_v$ , conform semnalului primit de la BCA, nu se mai

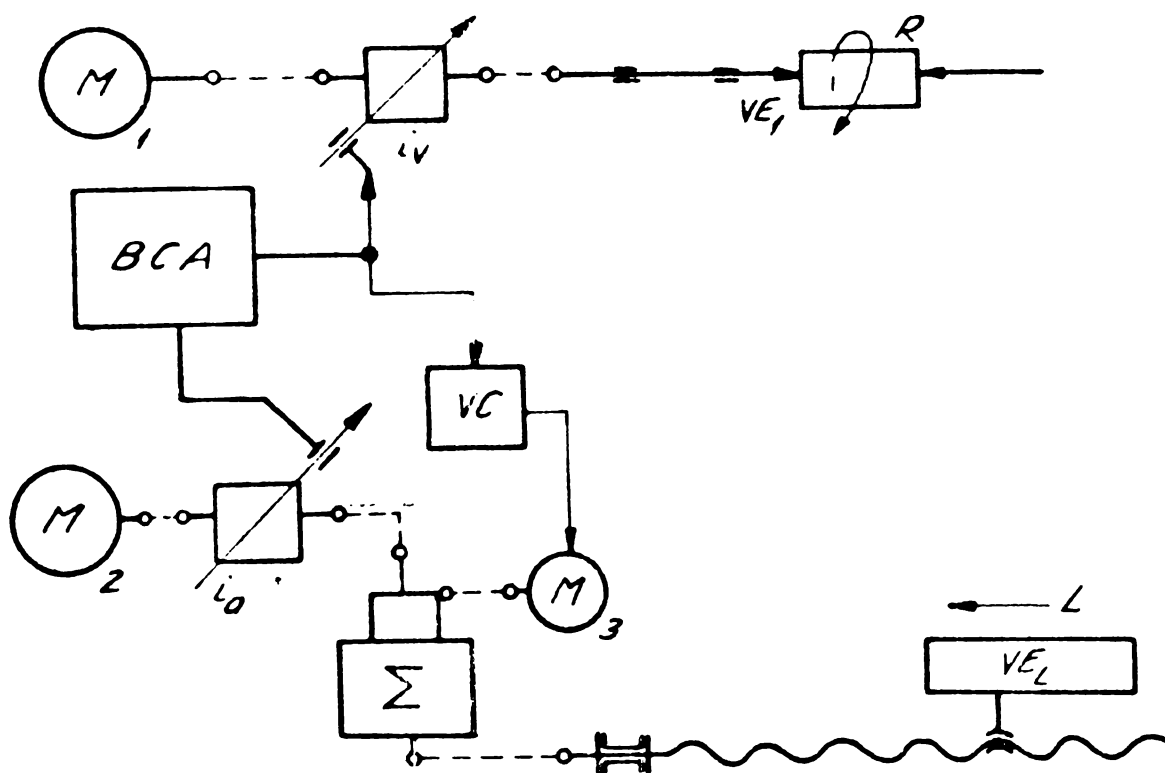


Fig.51

comandă și  $i_a$ . Semnalul pentru  $j_v$  se va transmite însă simultan și la veriga de corelare (VC) care va da comanda corespunzătoare la  $M_3$ .

Mișcarea lui  $M_3$  se va compune cu mișcarea reglată prin  $i_a$  astfel ca să se respecte condițiile menționate mai sus.

Realizarea corelării pe cale mecanică, simplifică foarte mult componentele electronice și problemele pe care le ridică blocul de CA. Veriga de corelare este simplă iar pentru componentele din BCA sînt condiții realiste de materializare pe bază de „IC”-uri (circuite integrate) în condițiile de care se dispune intern. Soluția a fost concretizată și încercată practic în condiții de laborator pe SRV-40. În acest scop s-a realizat un montaj pentru acționarea de avans la care atât  $M_2$  cît și  $M_3$  au fost hidromotoare rotative. Calitățile dinamice ridicate ale acestora (sînt de tip orbital) elimină posibilitatea unor prejudicii ce s-ar putea aduce funcționalității datorită duratelor tranzitorii mari din motoare și deci o dificultate în aprecierea calităților generale ale soluției. După cum rezultă din fig. 51, unul din hidromotoare este „rezervat” pentru a executa variația conform semnalelor primite de la componentele electronice ale CA pentru avans (acesta poate fi cu rol de xrină - deci să funcționeze în regim de pompă), iar al doilea are rolul de a introduce o mișcare conform semnalelor de la veriga de corelare. Neexistînd o construcție a CA pentru viteză în cazul concretizat, s-au introdus semnale de comandă prin

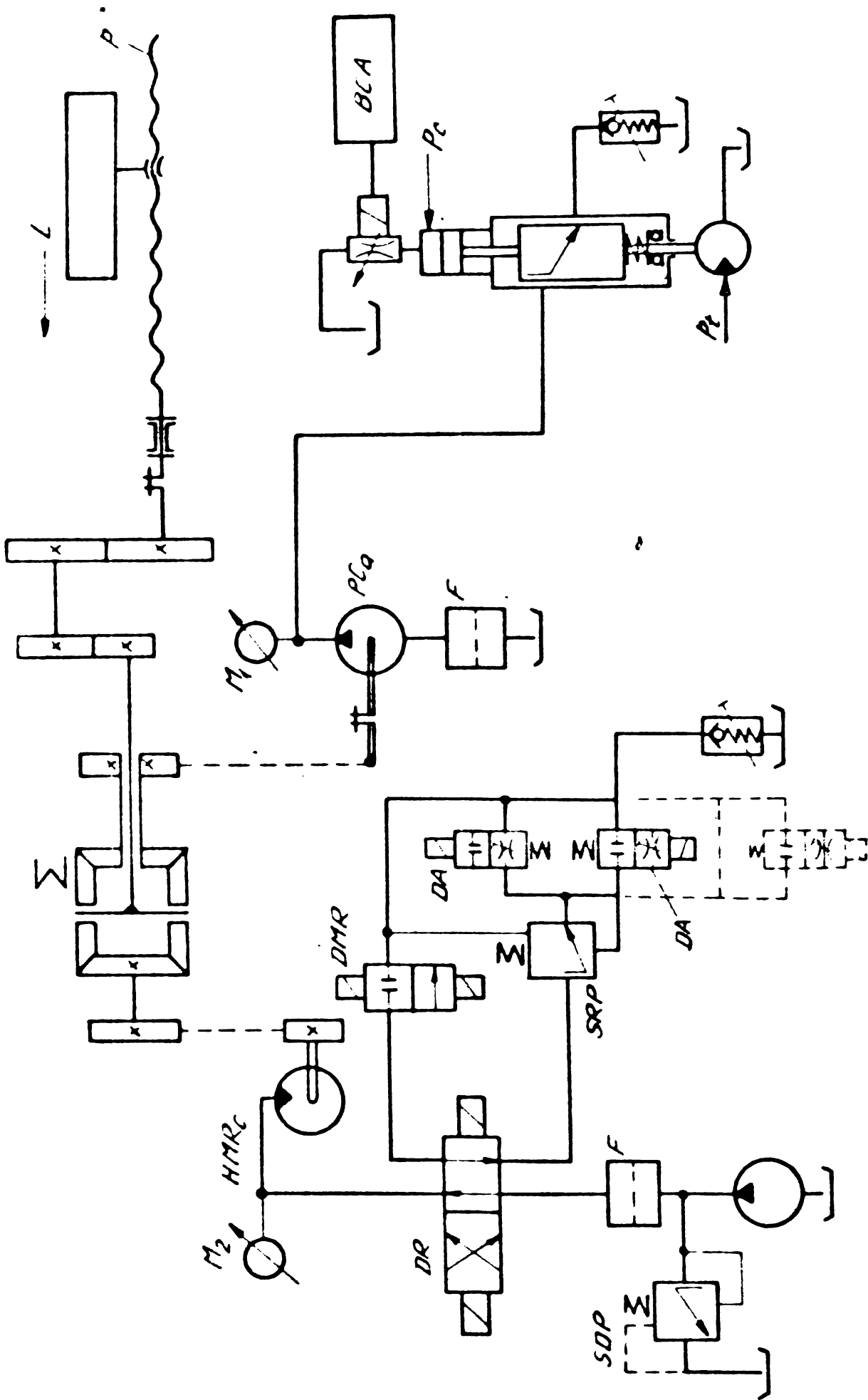


FIG. 52

elemente de modelare, ceea ce nu schimbă cu nimic comportarea în practică a soluției. În fig. 52 este redată schema de principiu hidrostatică și mecanică iar o fotografie în fig. 53.

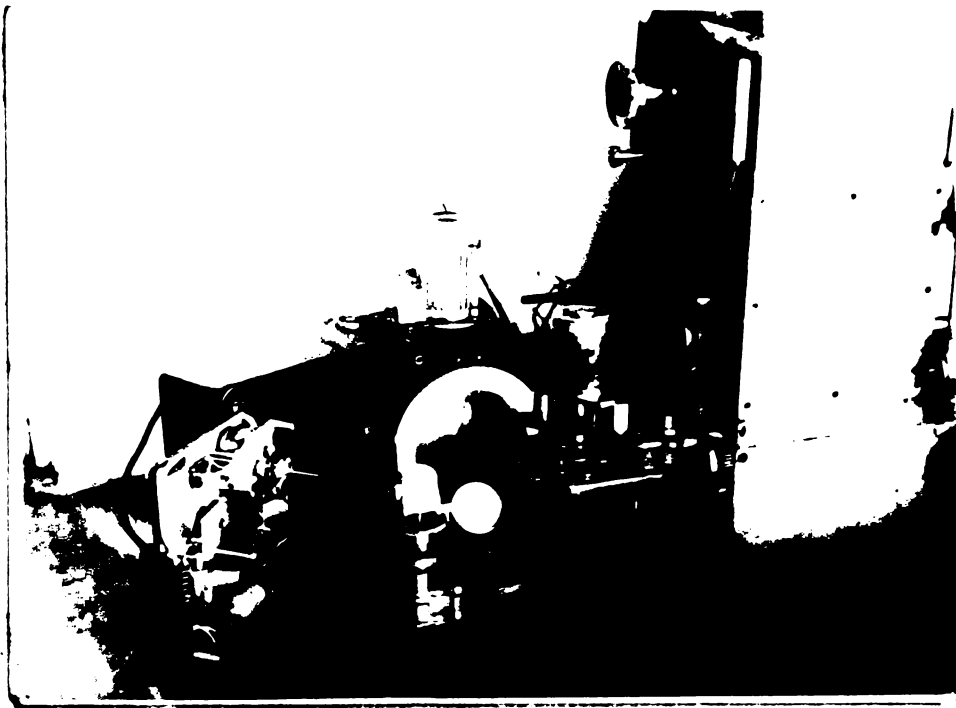


Fig.53

Blocul comenzii adaptive BCA, înlocuit în experimentări printr-un element de modelare manual, efectua comanda amplificatorului electrohidrostatic AEN pe hidromotorul respectiv. Veriga de corelare comanda hidromotorul  $HMR_c$ . În acest scop s-au experimentat schimbări între două valori ale verigei  $i_v$  și două valori  $v_L$ , obținute prin rezistențele ajustabile introduse de distribuitorul DA, fiecare formând împreună cu supapa respectivă (SKP) un regulator de viteză montat la ieșire. Evident în acest scop, veriga  $i_v$ , respectiv cutia de viteză a mișcării principale a strungului a fost comandată prin cuplaje electromagnetice la rapoartele respective. Semnalul de comandă s-a dat prin același aparat (releu) intermediar, atât la distribuitorul DA cât și la cuplajele electromagnetice. Valorile rezistențelor ajustabile din DA au fost potrivite corespunzător, având agentul hidraulic la regim termic stabilizat, astfel ca la schema concretă a experimentărilor să se asigure funcția corélării. Prin schimbarea ajustărilor din DA se poate trece la alte rapoarte  $i_v$  ca să se verifice soluția într-un interval mai mare al rapoartelor.

Principalul indicator, pentru aprecierea unui astfel de soluții trebuie să fie constanta pasului elicei generale pentru diferite valori  $v_L$ , atunci când se schimbă  $i_v$ . Această „constantă” s-a putut aprecia pe însăși piesa prelucrată în condițiile unei ascuțiri speciale a vârfului cușitului. La existența unor erori, acestea se

reflectă suficient de precis în rizurile lăuate de vârful cuțitului pe piesă și se pot chiar măsura după o metodă adecvată. De altfel, citirea cu ochiul liber sau cu o lupă este de multe ori edificatoare.

Important este faptul că erorile de corelare observate la această instalație experimentală au fost suficient de mici, neprezentând pericolul pătrunderii în intervalul de insensibilitate a sistemului de CA. Informativ, referitor la instalația experimentală, se mai menționează că reversarea HMR<sub>c</sub>-lui este necesară nu pentru cursele de lucru ci pentru retragerea rapidă. Se poate observa că pentru această fază, se comandă distribuitorul pentru mers rapid DMR, care scurtcircuitează atât distribuitorul de reversare DR, cât și regulatorul de viteză (SRR + DA). Cât privește partea mecanică, aceasta a fost astfel elaborată, încât modificările în verigile SRV-40- cu care s-au făcut încercările să fie minime. Soluția mecanică a permis erori mai mici; are o comandă mai simplă, respectiv CA în acest caz se simplifică, însă ocupă spațiu în ansamblul mașinii, poate oferi surprize în procesele tranzitorii și crează unele complicații în comanda motorului de corelare. Totuși soluția prezintă o caracteristică de „rigiditate” care trebuie luată în considerație.

## 6.2. Acționarea hidrostatică a avansului

În realizarea modului experimental al CA pe SR, s-a ales, după cum rezultă din fig.53, o soluție hidrostatică pentru acționarea de avans. Aceasta datorită avantajelor remarcabile pe care le prezintă acționările hidrostatice și care au condus la o largă răspândire în construcția mașinilor-unelte [41], [43] și în mod cu totul special în acționarea de avans.

Se observă de asemenea că s-a recurs la motorul hidrostatic rotativ, care prezintă unele avantaje (calități dinamice), inclusiv în comparație cu motoarele electrice de curent continuu [38].

Pe planul performanțelor, între diferite tipuri de hidromotoare rotative, cel orbital se bucură de o superioritate substanțială față - de exemplu - de motorul electric. Examinarea comparativă cu ultimul arată că puterea volumică a motorului electric este mult inferioară, fiind limitată [51] pe de o parte de factorul de încălzire (pierderile de căldură trebuie să fie evacuate în mod forțat prin mijloace artificiale) contrar celor ce se petrec în hidromotor unde lichidul însuși evacuează căldura; apoi este limitată inducția magnetică la  $2 \text{ WB/m}^2$ , ceea ce corespunde, cu titlu comparativ, [37] unei densități energetice volumice de  $16 \text{ daN/cm}^2$ , valoare



mult depășită la toate tipurile de hidromotoare. Deci, la volum egal, motorul hidraulic - în speță cel orbital dezvoltă o putere de ordinul a zece ori mai mare decât motorul electric, iar constanta de timp este de aproximativ 100 de ori mai mică decât a motorului electric de aceeași putere [37].

Cum viteza de răspuns a unui dispozitiv de comandă depinde în mod esențial de valoarea constantă de timp, aceasta constituie motivul principal pentru care s-a ales soluția hidrostatică la realizarea acționării pentru SR cu CA a avansului, din cadrul prezentei teze.

### 6.3. Parametrii motorului hidraulic orbital

Mărimile ce caracterizează regimul tranzitoriu al acestor motoare hidraulice sînt [37]:

a) pulsația proprie neamortizată, dată de relația:

$$\omega_n = \frac{1}{\sqrt{T_o \cdot T_{ho}}} \quad (6.10)$$

unde:

$T_o$  - constanta de timp mecanică

$T_{ho}$  - constanta de timp hidraulică

b) amortizarea

$$z = \frac{\alpha_o}{2} \sqrt{\frac{T_o}{T_{ho}}} \quad (6.11)$$

unde  $\alpha_o$  - coeficient de pierderi volumice.

Datorită faptului că masa principalei piese ce se află în mișcare de rotație (bucșa de distribuție solidară cu arborele de ieșire) este distribuită axial, inerția proprie este în general neglijabilă. Constanta de timp hidraulică  $T_{ho}$ , depinde de volumul de ulei sub presiune și de coeficientul de compresibilitate al uleiului astfel că:

$$T_{ho} = \frac{p_o}{2} (1 + k) T_b \quad (6.12)$$

unde:

$p_o$  - presiune nominală

$k$  - inversul coeficientului de compresibilitate al uleiului (pentru uleiul hidraulic,  $= 15.000 \text{ daN/cm}^2$ );

$T_b$  - timpul de baleiaj al volumului util al motorului;

$k$  - coeficient ce ține seama de volumele sub presiune din volumul motorului hidraulic și care suferă o variație.

#### Exemplu numeric:

Din diagrama cu caracteristicile motorului hidraulic orbital OMK-50 folosit (fig.54) rezultă că pentru domeniul momentelor necesare acționării de avans (pînă la 3 daN.m) rezultă că este suficientă



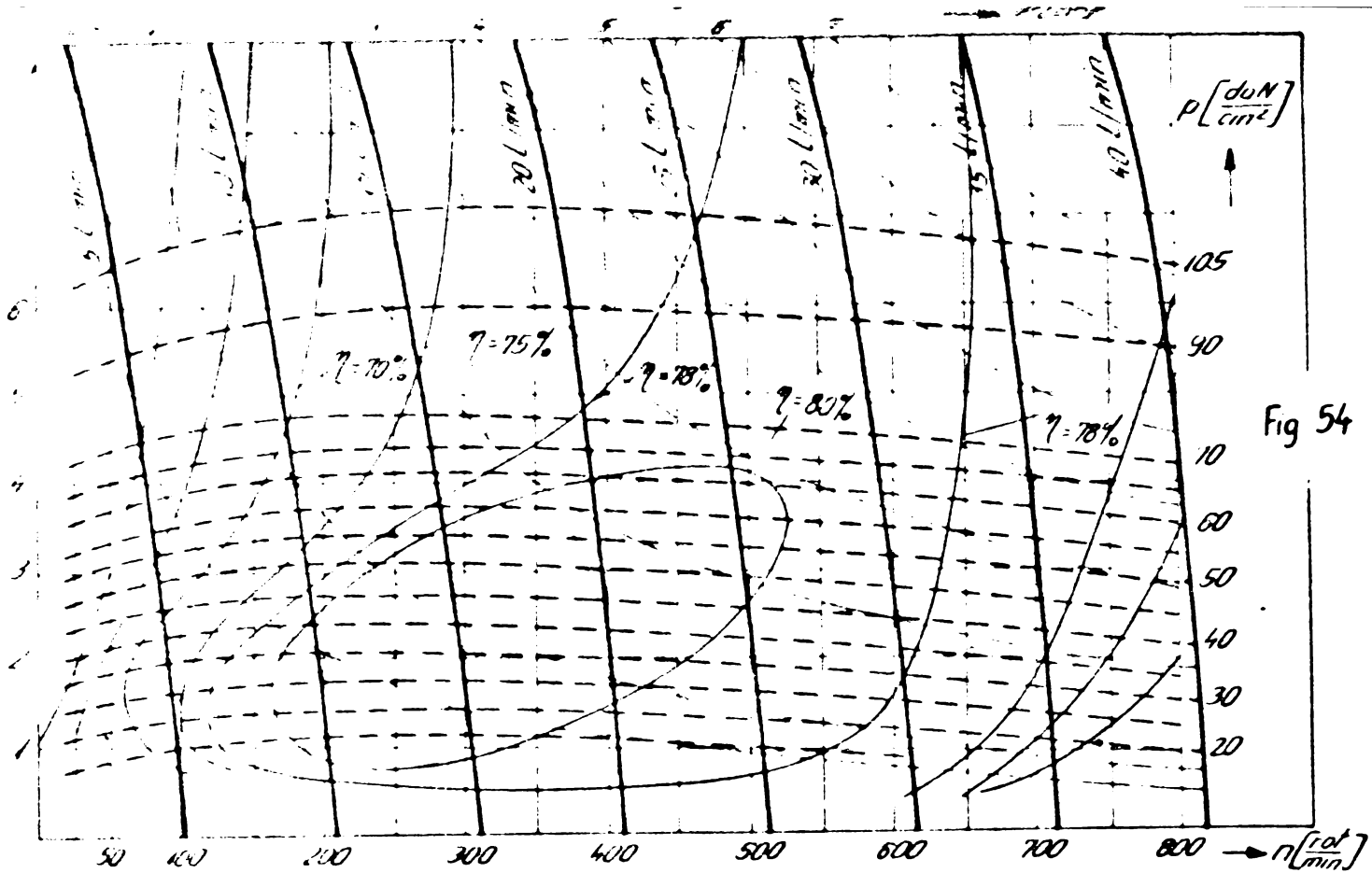


Fig 54

o presiune nominală  $p_0 = 50 \text{ daN/cm}^2$ . Motorul hidraulic folosit a atins la cuplul nominal turajia nominală în 1 s.

Pentru un coeficient de pierderi volumice  $\alpha_0 = 0,02$ ;  $k = 20$  și pentru  $T_b = 0,04 \text{ s}$  (valori recomandate de firma constructoare Danfoss) rezultă:

a) constanta de timp hidraulică

$$T_{ho} = \frac{p_0}{2} (1+k) T_b = \frac{50}{2 \times 15.000} (1+ 20) \times 0,04 = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ s} \quad (6.13)$$

b) Pulsația proprie neamortizată

$$\omega_n = \frac{1}{\sqrt{T_0 \cdot T_{ho}}} = \frac{1}{\sqrt{1,0,0014}} = \frac{1}{0,0374} = 26,737 \text{ rad/s} \quad (6.14)$$

c) coeficientul de amortizare

$$z = \frac{\alpha_0}{2} \sqrt{\frac{T_0}{T_{ho}}} = \frac{0,02}{2} \sqrt{\frac{1}{0,0014}} = 0,267 \quad (6.15)$$

d) frecvența proprie

$$\gamma = \frac{\omega_n}{2} = \frac{26,726}{2} = 13,363 \text{ Hz} \quad (6.16)$$

Pentru a evidenția avantajele introduse de folosirea motorului hidraulic orbital față de motorul hidraulic liniar se prezintă într-o situație comparativă principalii parametri (tabelul IV).

Tabelul IV

Parametrul	Motor hidraulic orbital	Motor hidraulic liniar
$\alpha_0$	0,02	0,01
k	20	1
$T_b$	0,04 s	10 s

Tabelul IV (continuare)

Parametrul	Motor hidraulic orbital	Motor hidraulic liniar
$T_{ho}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$ s	0,075 s
$n$	26,737 rad/s	3,65 rad/s
$\omega$	4.255 Hz	0,6 Hz
$Z$	0,267	0,02

Se poate constata superioritatea evidentă a motorului hidraulic orbital față de motorul hidraulic liniar, atât din punct de vedere al frecvenței proprii cât și din acela al amortizării, cu toate că pierderile volumice sînt mai mari la cel orbital.

Totocată se speră [38] că valoarea lui  $k$  să atingă valori de ordinul (5 ÷ 10), ceea ce va conduce la dublarea frecvenței proprii și a coeficientului de amortizare.

#### 6.4. Calculul cinematic al acționării de avans

Pentru stabilitatea sistemului în timpul procesului de așchiere, condiția esențială ce trebuie respectată constă în a menține mărimea avansului constantă pe o rotație a arborelui principal, atunci cînd se schimbă turația dar se menține egalitatea  $F_r = F_{TR}$  la sistemul de CA.

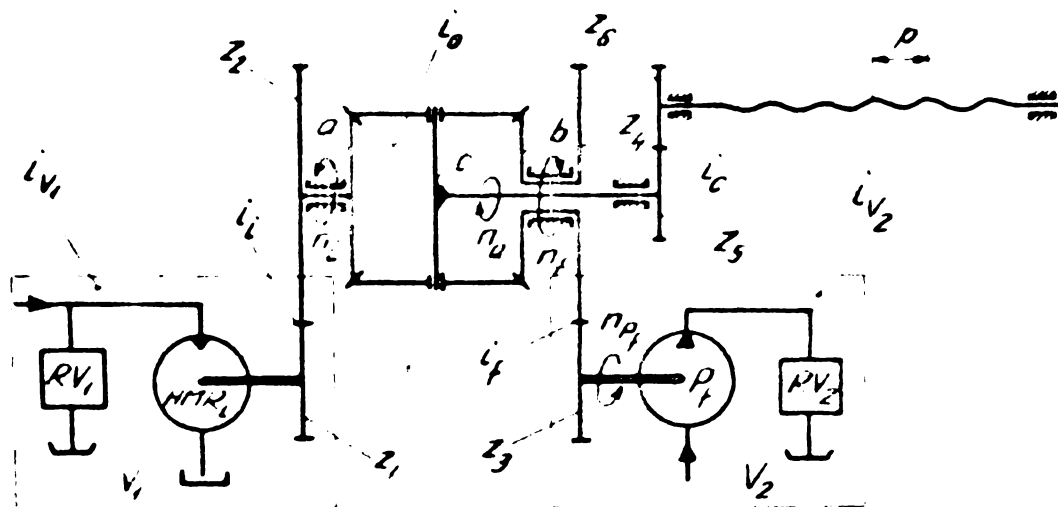


Fig.55

În figura 55 sînt prezentate principalele elemente care compun schema de principiu a mecanismului de avans independent. Se observă că unul din hidromotoare lucrează în regim de frînă ( $P_f$ ). Turația ( $n_a$ ) pentru mecanismul diferențial, este dată de

$$2n_a = n_i + n_f. \quad (6.17)$$

Condiția esențială ce trebuie să fie respectată este:  $2n_a < n_f$ . În caz contrar, adică pentru  $2n_a > n_f$ , cinematica sistemului se strică

și procesul poate intra în instabilitate.

În scopul realizării mișcărilor dorite în sistem este necesar ca ambele hidromotoare să aibă același sens de rotație.

Din schema de principiu se observă că întreg intervalul de reglare (I) se poate obține continuu, cu ajutorul hidromotoarelor orbitale utilizate. Astfel se obține:

$$I = \frac{s_{\max}}{s_{\min}} = \frac{1,12}{0,05} = 22,4 \quad (6.18)$$

unde avansul maxim este dat de relația:

$$s_{\max} = \frac{n_{a \max} \cdot p \cdot i_c}{n_{AP}} \text{ mm/rot} \quad (6.19)$$

și în care:

$$n_{a \max} = \frac{n_i \cdot i_i + n_f \max \cdot i_f}{2} \text{ [rot/l rot AP]} \quad (6.20)$$

Avansul minim este dat de relația:

$$s_{\min} = \frac{n_{a \min} \cdot p \cdot i_c}{2} \text{ [mm/rot]} \quad (6.21)$$

și unde

$$n_{a \min} = \frac{n_i \cdot i_i + n_f \min \cdot i_f}{2} \text{ [rot/l rot AP]} \quad (6.22)$$

$i_c = \frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{1,76} =$  raportul de transmitere din căruciorul CR,

Pentru modificarea avansului trebuie să se modifice  $n_f$  iar  $n_i$  se menține constant pentru o turație dată a arborelui principal ( $n_{AP}$ ). Turațiile ( $n_i$ ) se schimbă numai la saltul de turație al arborelui principal.

Hidromotoarele orbitale (OMR-50) utilizate la acționarea mecanismului de avans au turația maximă  $n_{HMR \max} = 800$  rot/min iar turația minimă de funcționare stabilită este  $n_{HMR \min} = 35$  rot/min.

$$\frac{n_{HMR \max}}{n_{HMR \min}} = \frac{800}{35} = 22,9 ; \quad (6.23)$$

Rezultă că intervalul de reglare oferit de aceste motoare hidraulice este acoperitor:

Trebuie însă de văzut dacă turațiile maximă și minimă de la ieșire din mecanismul diferențial, acoperă intervalul de reglare necesar. Acest interval se determină din raportul relațiilor (6.20) și (6.22), adică

$$I = \frac{n_{a \max}}{n_{a \min}} = \frac{n_i \cdot i_i + n_f \max \cdot i_f}{n_i \cdot i_i + n_f \min \cdot i_f} \quad (6.24)$$

Este deci necesar să se stabilească mărimea valorilor ce trebuie reglate în timpul procesului de așchiere pentru păstrarea unui avans constant pe rotație.

Pentru determinarea celor două extreme ale intervalului I adică  $n_{a \max}$  și  $n_{a \min}$  se pleacă de la mărimea maximă și minimă a avansului,

$$s_{\min} = 0,05 \text{ mm/rot}; \quad p = 6 \text{ mm}$$

$$i_c = \frac{1}{1,76} = \text{raportul de transmitere din cutia cărucierului serie CK.}$$

$$n_a = \frac{s}{p \cdot i_c} \quad (6.25)$$

de unde pentru  $s_{\min}$  vom avea:

$$n_{a \min} = \frac{s_{\min}}{p \cdot i_c} = \frac{0,05}{6 \cdot \frac{1}{1,76}} = 0,0146 \text{ rot/l rot AP,}$$

iar pentru  $s_{\max} = 1,12 \text{ mm/rot}$  vom avea:

$$n_{a \max} = \frac{s_{\max}}{p \cdot i_c} = \frac{1,12}{6 \cdot \frac{1}{1,76}} = 0,328 \text{ rot/l rot AP}$$

Pentru verificarea intervalului de reglare se face raportul:

$$\frac{n_{a \max}}{n_{a \min}} = \frac{0,328}{0,0146} = 22,46 = I$$

Cunoscând mărimile avansului  $s_{\max}$  și  $s_{\min}$ , se vor determina valorile turației hidromotorului de frinare ( $P_f$ ) folosind relațiile (6.11) și (6.13). La o rotație a arborelui principal:

$$n_f = \frac{2n_s - n_i \cdot i_c}{i_f} \text{ rot/min.} \quad (6.26)$$

De asemenea, cunoscând valorile maxime și minime ale turațiilor hidromotorului  $HMR_1$ , cu care se acoperă intervalul de reglare al avansului precum și raporturile de transmitere  $i_i$  și  $i_f$  se poate determina mărimea turației  $n_{Pf}$  a hidromotorului de frinare:

La o turație dată a arborelui principal, pentru avansul minim rezultă:

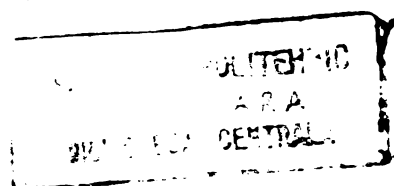
$$n_{Pf \min} = \frac{2s_{\min} - n_i \cdot p \cdot i_c \cdot i_i}{p \cdot i_f \cdot i_c} \cdot n_{AP} \quad (6.27)$$

relația s-a obținut prin introducerea în relația (6.26) a relației (6.25).

Pentru valoarea maximă a avansului se obține o turație maximă la hidromotorul de frinare, astfel:

$$n_{Pf \max} = \frac{2s_{\max} - n_i \cdot p \cdot i_c \cdot i_i}{p \cdot i_f \cdot i_c} \cdot n_{AP} \quad (6.28)$$

După cum se poate constata, soluția adoptată pentru acționarea de avans, permite indici mai ridicați de funcționare și în consecință performanțe mai bune pentru sistemul de CA al SR.



## 7. SISTEMUL EXPERIMENTAL DE CA A AVANSULUI

În urma încercărilor experimentale efectuate asupra componentelor sistemului de CA precum și a părților electrice și hidrostactice s-a procedat la realizarea montajului de laborator pe strungul revolver SKV-40 fabricat de Uzina de Strunguri din Arad.

Montajul de laborator al întregii instalații este prezentat în fotografiile din fig. 56.

În fotografia 56-a se observă în partea stângă acționarea de avans independent cu mecanism diferențial și motoare hidraulice orbitale tip CMR-50. Alături de cutia avansului se află grupurile hidraulice pentru alimentarea motoarelor hidraulice ale cutiei de avansuri și pentru comanda AEM. Pe capacul cutiei de viteze se pot observa piese de diferite configurații cu ajutorul cărora s-au făcut prelucrările experimentale cu sistemul de CA. De asemenea, tot pe capacul cutiei de viteze se află și

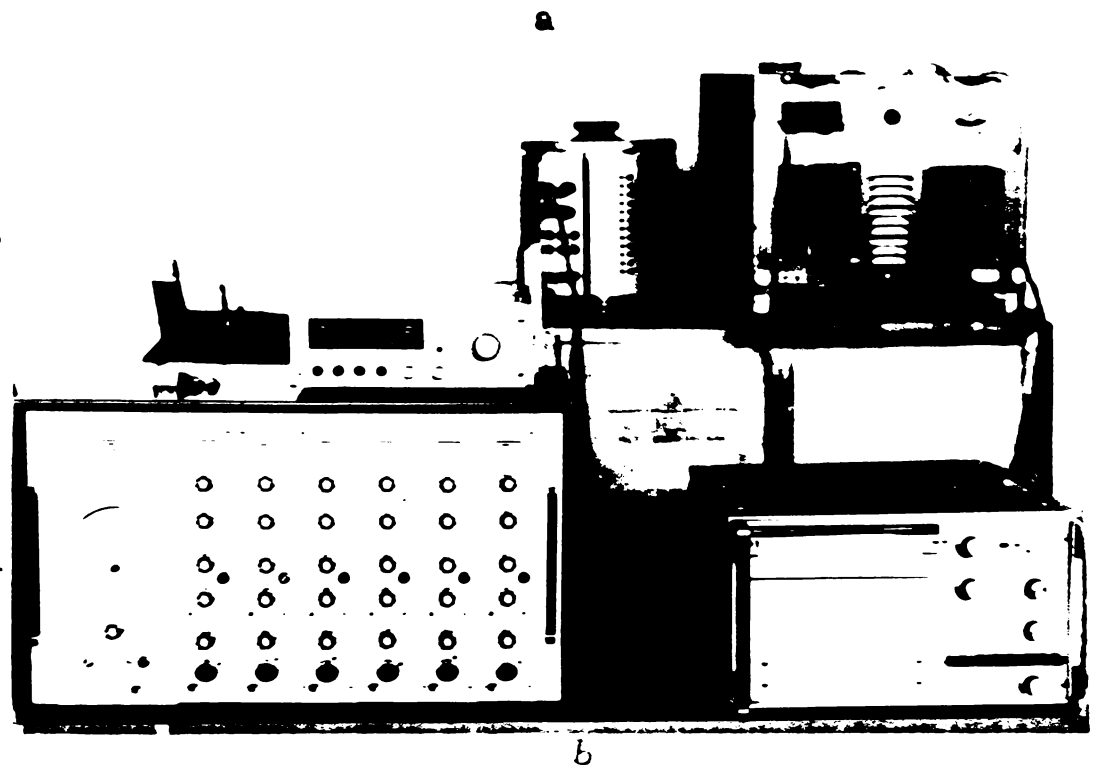
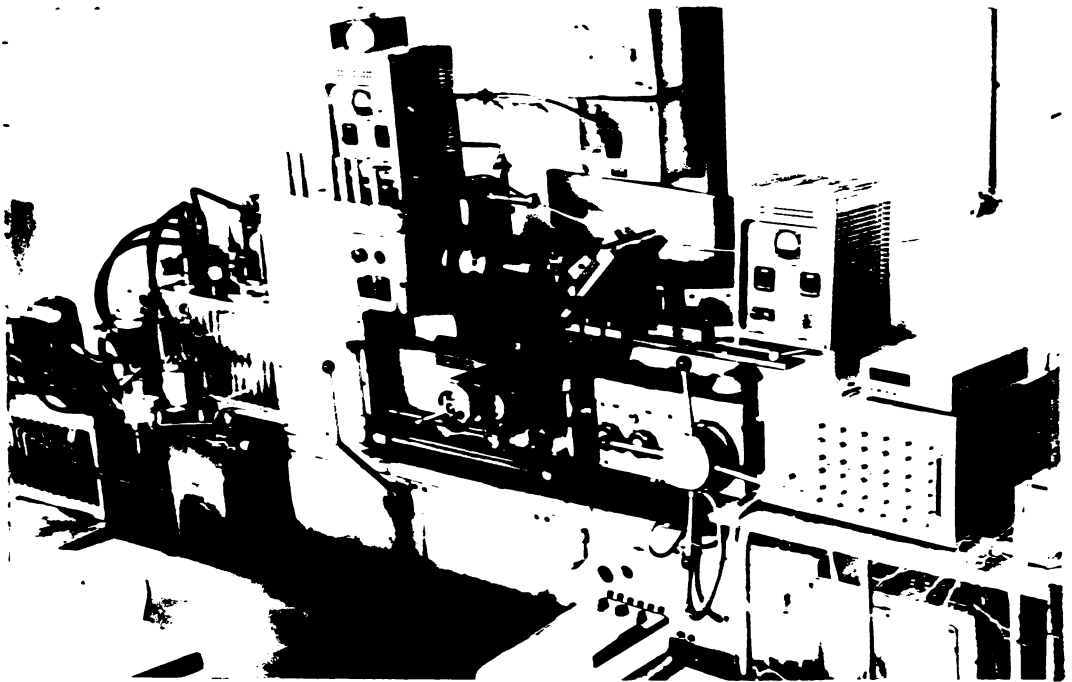


Fig. 56

sursa de alimentare pentru electromagnetul AEM -ului. Pe această sursă de c.c. se află și aparatul indicator tip ENG 8/1c al tahogeneratorului DEUTA WERKE tip EF 43 f, montat pe bara de avansuri.

Pe sania transversală se poate observa capul revolver care conține traductoarele pentru măsurarea forțelor din procesul de așchiere

În centrul fotografiei 56,b se observă puntea HBM (Hotingen Baldwin Messtechnik) - tip KWS 6A-5 cu unitatea de alimentare NE 6, amplificator IVE-01A și galvanometrul, în dreapta înregistratorul tip Honeywell-Visicorder 2206 cu patru canale (spoturi) iar deasupra punții tensometrice, multimetru digital HOERWALL 661, clasa de precizie 0,1.

În fotografia din fig.57 a se observă capul revolver cu axa înclinată la  $45^{\circ}$  în timpul etalonării sistemului de măsurare al forțelor cu ajutorul unui dinamometru tip PGH, (KRAFTMESSGERATE HALLE/SAALE).

În fotografia 57,b, se observă instalația hidrostatică formată din grupul hidraulic pentru comandă (cel din stânga), grupul hidraulic cu sistem de stabilizare a regimului termic al uleiului prin intermediul unui termostat LNFQS și al unei electrovalve tip HERION pe circuitul de răcire forțată, grup care deservește motoarele hidraulice orbitale tip CMR-50 ale cutiei de avansuri (în dreapta). În centrul fotografiei se observă ALM-ul cu conexiunile siste-



Fig.57



alului hidrostatic al acționării de avans. În fotografia din fig. 57, se poate observa motorul hidraulic orbital tip OMR-50, a cărui turație se reglează cu ajutorul regulatorului de viteză tip „Balanta” Sibiu, precum și tahogeneratoarele de pe HMR, și bara de avansuri. Restul instalației se observă în fotografia din figura

58 care prezintă, în centru, generatorul de frecvență pentru alimentarea traductoarelor magnetoelastice, potențiometrul cu cursor liniar pentru instalarea mărimii (tensiunii) de referință, în dreapta sursa de curent continuu, autotransformatorul și osciloscopul de serviciu tip E O 101.

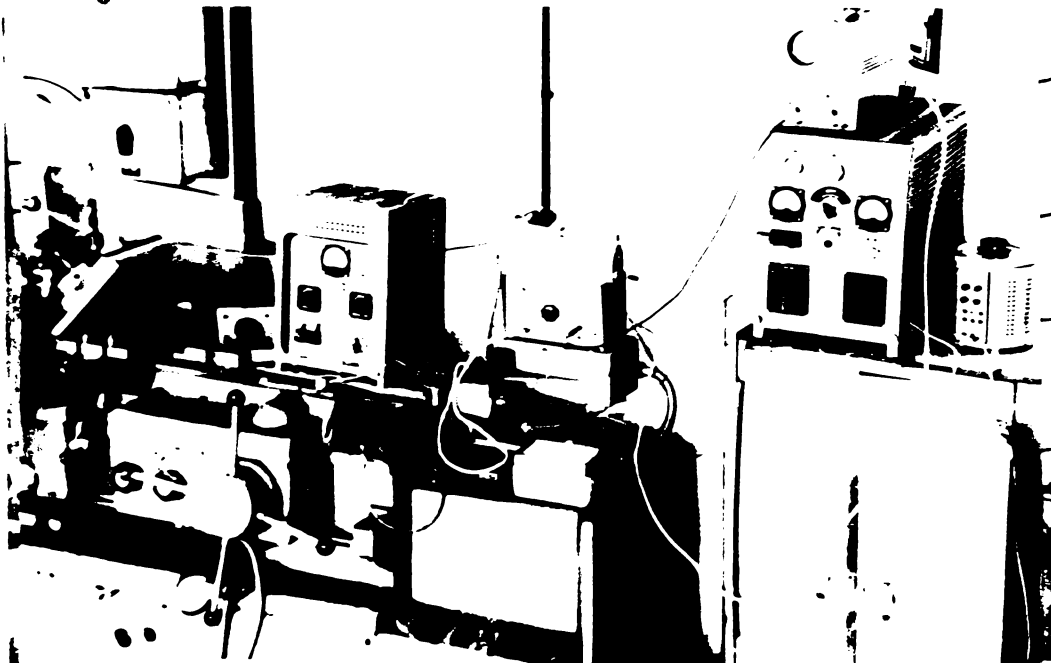


Fig. 58

Întreaga instalație constituie un montaj de laborator pentru determinarea valorilor optime a unor parametri și pentru experimentarea soluției în ansamblu. Volumul sistemului de CA în varianta finală, prin folosirea unor componente pe bază de circuit integrate, devine mult mai mic asigurând în același timp performanțe superioare.

### 7.1. Obiectivele și metodică încercărilor

Prin încercările experimentale s-a urmărit rezolvarea pe de o parte a unor probleme referitoare la determinarea mărimilor corespunzătoare de reglaj astfel încât sistemul să dispună de sensibilitate suficientă și viteză de reacție cât mai mare iar pe de altă parte confirmarea practică a metodicii de reglare a avansului în conformitate cu algoritmul sistemului.

Înainte începerii operațiilor de reglaj întreaga instalație electrică, electronică și hidrostatică a fost adusă la regimul termic normal de funcționare.

Piese pe care au fost făcute încercările au fost confecționate din 40 C 10 și OLC 45 având legi diferite de variație a adaosului de prelucrare și anumite porțiuni de ieșire a cuștitului.

În vederea reglării sistemului astfel ca acesta să funcționeze în conformitate cu logica oferită de algoritmul, s-a introdus în sistem, cu ajutorul unui potențiometru o tensiune de referință, corespunzătoare diferitelor forțe între care mai frecvent de 120 daN.



In această situație, s-a procedat apoi la reglarea poziției sertarului AEH cu ajutorul șurubului și arcului de reglaj pentru instalarea unui avans de 0,28 mm/rot, controlat cu ajutorul unui tahogenerator montat pe bara de avansuri.

Obiectivele urmărite din punct de vedere tehnologic au fost următoarele:

- funcționalitatea sistemului
- menținerea avansului în mm/rot la schimbarea turației arborelui AP
- rigiditatea CR
- aspecte asupra comportării dinamice

Înainte de începerea propriuzise a încercărilor de prelucrare prin așchiere au fost eliminate abaterile de formă ale piesei. Măsurările dimensiunilor s-au făcut cu un micrometru.

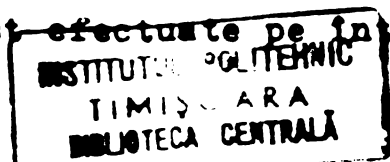
## 7.2. Rezultatele încercărilor

### 7.2.1. Funcționalitatea sistemului

In figura 59 este prezentată schema funcțională a sistemului de CA a avansului la strungul revolver SRV-40. Sculele prinse în dispozitivul de prindere și instalare (DPS) transmit o forță reprezentativă (proporțională cu forțele și momentele din procesul de așchiere) care acționează asupra traductoarelor (TR) ale elementului de măsurare (EM) a forțelor din capul revolver CR.

Din diagonala punții elementului de măsurare EM, va rezulta o tensiune  $U_{dp} = f(F_a; F_x; F_y; F_z)$  care se compară în elementul de comparare -Ec cu tensiunea  $U_{Fr}$ , proporțională cu forța permisă de sistemul de încărcare, determinată după algoritmul prezentat în fig.49 și formată prin blocul  $B_{Fr}$  de modelare a mărimii de referință. Rezultatul comparării,  $\pm \Delta U_e$  se va amplifica cu ajutorul unui amplificator cu factor de amplificare ajustabil, obținându-se  $\pm k_1 \Delta U_e$  care acționând asupra bobinei mobile (bm) a amplificatorului electrohidrostatic (AEH) montat pe circuitul de refulare al motorului hidraulic de frinare ( $P_f$ ), va modifica în mod corespunzător (în conformitate cu algoritmul sistemului) avansul prin intermediul mecanismului diferențial DIF, modificare posibil de urmărit la tahogeneratorul THG<sub>a</sub> legat la bara acționării de avans.

Din probele de încercare efectuate cu piese de diferite forme, la care s-a creat în mod artificial variație de adâncime pe lângă alte mărimi perturbatoare s-a constatat că sistemul funcționează foarte bine, executând stabilirea avansului astfel ca să se mențină anumite forțe axiale sau tangențiale la sculele din CR, după cum a fost introdusă mărimea de referință. Încercările au fost efectuate pe înreg



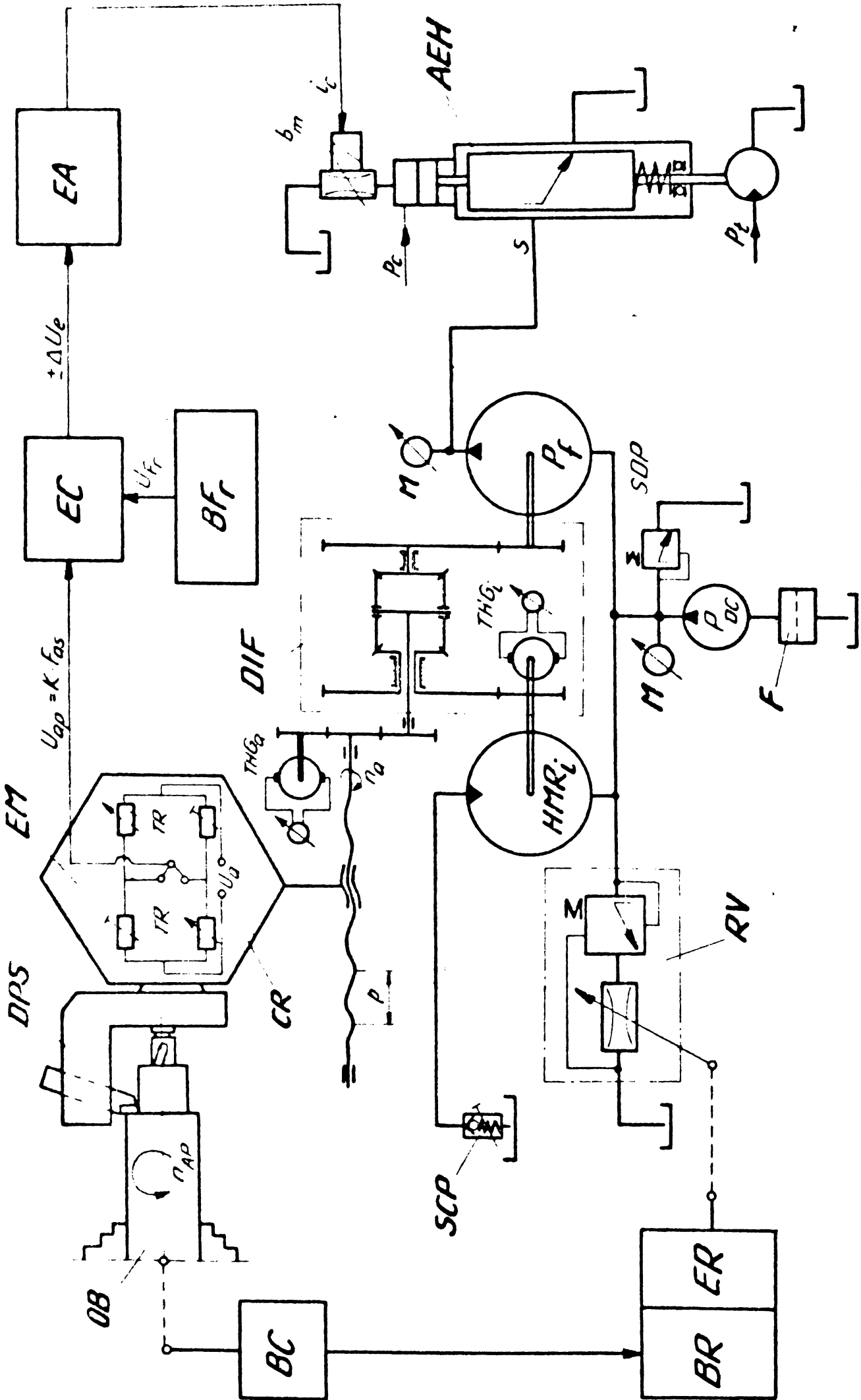


FIG. 59

intervalul de funcționare al avansului, mărimi de forțe și turații. Aceste intervale au fost alese în domeniul mărimilor cele mai frecvent întâlnite la SR. Nu au existat cazuri de instabilitate a sistemului sau de reacție întârziate. În probele de funcționare s-a urmărit în mod deosebit menținerea avansului în mm/rot atunci când CA trebuia să mențină avansul staționar însă, de exemplu ca urmare a modificării diametrului, trebuia schimbată turația AP-ului.

### 7.2.2. Menținerea avansului în mm/rot la schimbarea $n_{AP}$

Corelarea turației arborelui principal cu avansul în cazul sistemului de CA, atunci când dintr-un motiv sau altul trebuie modificată turația AP, constituie una din principalele condiții de păstrare a stabilității cinematice a procesului de așchiere.

Astfel din schéma prezentată în fig. 60, rezultă că hidromotorul  $HMR_1$  care realizează acționarea, trebuie să realizeze un salt de turație proporțional cu rația turației de la arborele principal, astfel încât avansul la o rotație a arborelui principal să se mențină staționar, cu condiția evidentă ca această menținere să se impună de CA, adică la egalitatea  $F_{TR} = F_r$  în limitele spațiului de insensibilitate.

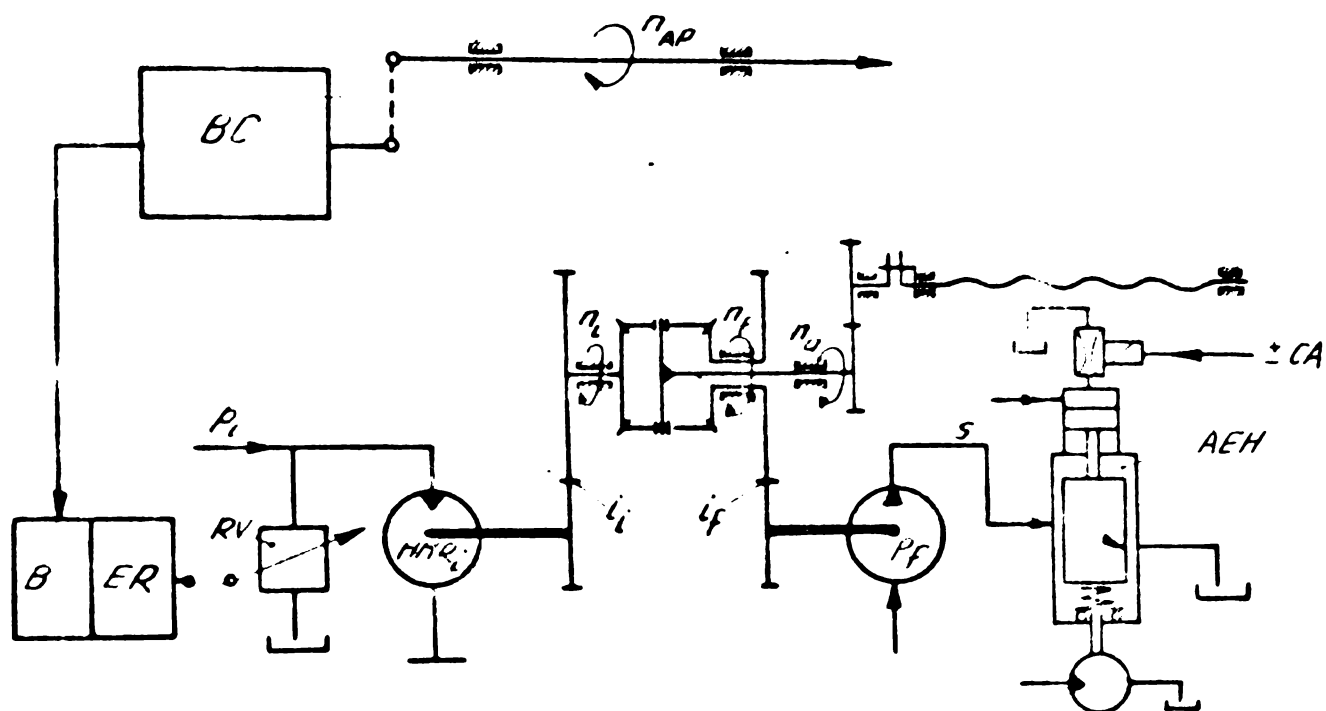


Fig.60

În figura 60 este prezentată schéma principală simplificată a acționării de avans în care se poate observa că saltul de turație la AP trece prin blocul de comandă (BC) care transmite în mod automat comanda la blocul de recepție al comenzii (BR) iar de aici la elementul de reglare (ER) al regulatorului de viteză RV prin intermediul căruia se reglează avansul.

Plecând de la condiția ca avansul să fie constant pe o rotație a

arborelui principal, turația de ieșire  $n_a$  se exprimă cu relația:

$$n_a = \frac{s}{p \cdot i_c} \text{ [rot/l rot AP]}$$

Din relația (6.20) generalizată se determină turația  $n_i$ , astfel:

$$n_i = \frac{2n_a - z_f \cdot i_f}{i_i} \text{ [rot/l rot AP]} \quad (7.1)$$

Dar turația  $n_a$  în rot/min va fi:

$$n_{a1} = n_a \cdot n_{AP} \text{ [rot/min]}$$

adică turația de intrare în mecanismul diferențial va fi:

$$n_i = \frac{2n_{a1} - z_f \cdot i_f}{i_i} \text{ [rot/min]} \quad (7.2)$$

Stabilirea turației hidromotorului de frinare ( $P_f$ ) necesară realizării avansurilor dorite se obține plecând de la turația maximă necesară pentru realizarea avansului maxim. Din considerente cinematice s-a stabilit că  $n_{Pf \max} = 690$  rot/min (pentru valori mai mari,  $n_{HMR i}$  depășește turația maximă ce o poate realiza, adică depășește  $n_{HMR i \max} = 800$  rot/min), acesta corespunzând avansului maxim,  $s_{\max} = 1.12$  mm/rot

Cunoscându-se turația hidromotorului de frinare ( $P_f$ ), corespunzătoare avansului maxim  $s_{\max}$ , pentru celelalte valori ale avansului, turația hidromotorului de frinare se stabilește cu relația:

$$n_{Pf} = \frac{s}{s_{\max}} \cdot n_{Pf \max} \quad (7.3)$$

Revenind la relația (7.2), prin înlocuirea valorilor concrete ale rapoartelor de transmitere  $i_f$  și  $i_a$  se obține:

$$n_i = n_{HMR i} \cdot i_i = n_{HMR i} \cdot \frac{1}{2}$$

$$n_f = n_{Pf} \cdot i_f = n_{Pf} \cdot \frac{1}{4}$$

care introduse în relația (7.2) permit să se determine:

$$n_{HMR i} = 4n_a - \frac{1}{2} n_{Pf} \quad (7.4)$$

Cu toate că turațiile hidromotoarelor folosite acoperă întreg intervalul de reglare al avansurilor, din considerente de ordin cinematic, se vor alege combinații raționale posibile din punct de vedere practic, împărțind domeniul turațiilor AP și al avansurilor în cîte două subdomenii ce corespund prelucrărilor pe strungul revolver și anume prelucrări de degrogare și finisare. Se menționează că această împărțire se impune și din punct de vedere al necesităților tehnologice curente la prelucrările pe strunguri în general și inclusiv la SR.

În tabelul V se prezintă pentru cazul strungului revolver SRV, împărțirea turațiilor și avansurilor în două subdomenii.

TABELUL V

Turația arborelui principal	Domeniul avansurilor	Avansul s [mm/rot]		Observații	
		0,05 - 0,28	0,14 - 1,12		
45				Pentru operația de degroșare	
71					
90					
112					
140					
180					
224					
280					
355					
450					
560					
710					Pentru operația de finisare
900					
1120					
1400					
2240					

Se poate observa că subdomeniul turațiilor joase ( $45 \div 560 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$ ) corespunde la domeniul avansurilor mari ( $0,14 \div 1,12 \text{ mm/rot}$ ) și se întâlnesc în cazul operațiilor de degroșare, iar subdomeniul turațiilor ridicate ( $710 \div 2240 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$ ) corespunde la domeniul avansurilor mici ( $0,05 \div 0,28 \text{ mm/rot}$ ) și se întâlnesc la operațiile de finisare. Se mai poate observa, de asemenea, existența unei zone comune (turațiile  $n_{AP} = 280, 355, 450$  și  $560 \text{ rot/min}$ ) prin care se obține întreg intervalul avansurilor.

În conformitate cu cinematica mecanismului de avans independent se impune a determina turațiile hidromotorului  $n_{HMR}$  și la avans constant, dar la diferite turații la arborele principal. Pentru aceasta se folosește relația (7.4) pentru determinarea acestor turații.

#### 7.2.2.1. Parametrii acționării cu avans independent

Din analiza cinematică a acționării de avans s-a putut constata că reglarea continuă a avansului se realizează cu ajutorul hidromotorului de frinare ( $P_f$ ) care este comandat prin intermediul amplificatorului electrohidrostatic AEH, de către comanda adaptivă.

Pentru aceasta este necesar să se cunoască turația  $n_a$  care definește mărimea avansului - s cu relația (6.25) și de aici turația hidromotorului de frinare ( $n_{PF}$ ), folosind relația (7.3).

Turațiile  $n_{PF}$  (tabelul VI) se realizează de hidromotorul de frinare comandat prin intermediul AEH de către semnalul primit de la CA.

Problema care se pune în continuare este stabilirea turației

Tabelul VI

Avansul $s$ mm / rot	0,05	0,07	0,1	0,14	0,2	0,28	0,4	0,56	1,12
Turația $n_{pr}$ rot/min	4,46	6,25	8,92	12,5	17,65	25	35,7	50	100

$n_{HMR i}$  la intrare în hidrometorul prin care trebuie să se realizeze menținerea unui avans constant la o rotație a AP. Aceasta se obține cu ajutorul relației (6.24) iar valorile astfel determinate evident în funcție de turațiile la AP și anume din subdomeniul turațiilor joase ale acestuia sînt prezentate în tabelul VII.

Tabelul VII

Nr. crt.	Turația arborelui principal, $n_{AP}$ rot/min	Avansul $s = 1,12$ mm/rot		Avansul $s = 0,14$ mm/rot	
		Turația $n_a$ rot/min	Turația $n_{HMR i}$ rot/min	Turația $n_a$ rot/min	Turația $n_{HMR i}$ rot/min
1	45	14,81	6,2	1,8	1
2	71	22,35	43	2,91	5,39
3	90	29,6	68,4	3,69	8,5
4	112	36,84	97,39	4,59	12,11
5	140	46,06	134,24	5,74	16,71
6	160	59,2	186,8	7,38	23,27
7	224	73,69	244,76	9,18	30,47
8	280	92,12	318,48	11,48	39,67
9	355	116,79	417,16	14,55	57,95
10	450	148,05	542,2	18,45	67,55
11	560	184,24	686,96	22,96	85,59

În tabelul VIII se prezintă turațiile  $n_{HMR i}$  pentru cel de al doilea subdomeniu de turații ale arborelui principal (turațiile ridicate) cărui să îi corespund alte mărimi de avans, astfel:

Tabelul VIII

Nr. crt.	Turația arborelui princip., $n_{AP}$ rot/min	Avansul $s = 0,28$ mm/rot		Avansul $s = 0,05$ mm/rot	
		Turația $n_a$ rot/min	Turația $n_{HMR i}$ rot/min	Turația $n_a$ rot/min	Turația $n_{HMR i}$ rot/min
1	280	22,96	79,34	4,2	14,6



Tabelul VIII (continuare)

Nr. crt.	Turația arborelui principal, $n_{AP}$ rot/min	Avansul $s = 0,28$ mm/rot		Avansul $s = 0,05$ mm/rot	
		Turația $n_s$ rot/min	Turația $n_{HMR i}$ rot/min	Turația $n_s$ rot/min	Turația $n_{HMR i}$ rot/min
2.	355	29,11	113,94	5,32	19,08
3.	450	36,9	135,1	6,75	24,48
4.	560	45,92	171,18	8,4	31,4
5.	710	58,22	210,38	10,65	40,4
6.	900	73,8	282,7	13,5	51,8
7.	1120	91,84	356,86	16,8	65,0
8.	1400	114,8	466,7	21,0	81,8
9.	2240	183,68	722,22	33,6	132,2

Cunoscând turația celor două hidromotoare ( $HMR_i$ ) și ( $P_f$ ) se pot determina debitele necesare pentru obținerea acestor turații; cunoscând că pentru CMR-50, debitul necesar obținerii turației maxime  $n_{max} = 800$  rot/min, este  $Q = 40$  l/min, se pot calcula debitele necesare pentru celelalte turații cu ajutorul relației:

$$Q = \frac{n_i \cdot Q_{max}}{n_{HMR max}} \text{ l/min} \quad (7.5)$$

În tabelul IX, sînt indicate debitele corespunzătoare turațiilor  $n_{HMR i}$  pentru primul subdomeniu de turații ale arborelui principal.

Tabelul IX

Nr. crt.	Turația arborelui principal, $n_{AP}$ rot/min	Avansul $s = 1,12$ mm/rot		Avansul $s = 0,14$ mm/rot	
		Turația $n_{HMR i}$ rot/min	Debitul $Q$ l/min	Turația $n_{HMR i}$ rot/min	Debitul $Q$ l/min
1	45	6,2	0,31	1	0,05
2	71	43	2,150	5,39	0,27
3	90	68,4	3,42	8,5	0,425
4	112	97,39	4,87	12,11	0,605
5	140	134,24	6,71	16,71	0,836
6	180	186,8	9,34	23,27	1,16
7	224	244,76	12,23	30,47	1,52
8	280	318,48	15,92	39,67	1,98
9	355	417,6	20,35	51,95	2,59
10	450	542,2	27,11	67,55	3,32
11	560	680,96	34,34	86,59	4,33



In tabelul X sînt indicate valorile debitelor corespunzătoare turațiilor  $n_{HMR i}$  pentru cel de al doilea subdomeniu de turații ale arborelui principal.

Tabelul X

Nr. crt.	Turația arborelui principal, $n_{AP}$ rot/min	Avansul $s = 0,28$ mm / rot		Avansul $s = 0,05$ mm/rot	
		Turația $n_{HMR i}$ rot/min	Debitul $Q$ l/min	Turația $n_{HMR i}$ rot/min	Debitul $Q$ l/min
1	200	79,34	3,96	14,6	0,73
2	355	113,94	5,69	19,08	0,95
3	450	135,1	6,75	24,48	1,22
4	560	171,18	8,55	31,40	1,57
5	710	210,38	10,51	40,40	2,02
6	900	282,7	14,13	51,80	2,59
7	1120	356,86	17,84	65,0	3,25
8	1400	466,7	23,33	81,80	4,09
9	2240	722,22	36,10	132,20	6,61

Pentru turația hidromotorului de frinare ( $n_{pf}$ ), debitul se determină cu aceeași relație (7.5), dar pentru că avansul se reglează continuu prin CA se vor stabili doar debitele corespunzătoare avansurilor extreme din cele două subdomenii adică:

Tabelul XI

Nr. crt.	Avansul $s$ mm/rot	Turația hidromotorului de frinare $n_{pf}$ rot/min	Debitul $Q$ l/min
1	0,05	4,46	0,22
2	0,14	12,5	0,62
3	0,28	25	1,25
4	1,12	100	5

In diagrama din fig.61 este reprezentată în coordonate logaritmice variația debitului necesar pentru realizarea  $n_{HMR i}$  la întregul interval de reglare al turațiilor arborelui principal.

Variația turației arborelui HMR<sub>i</sub> în funcție de turația arborelui principal este prezentată de asemenea în coordonate logaritmice în fig. 62 iar variația turației hidromotorului de frinare ( $n_{pf}$ ) în funcție de avans este prezentată în fig.63.

Din analiza cinematicii sistemului de avans independent cu două hidromotore orbitale și mecanism diferențial se poate constata că

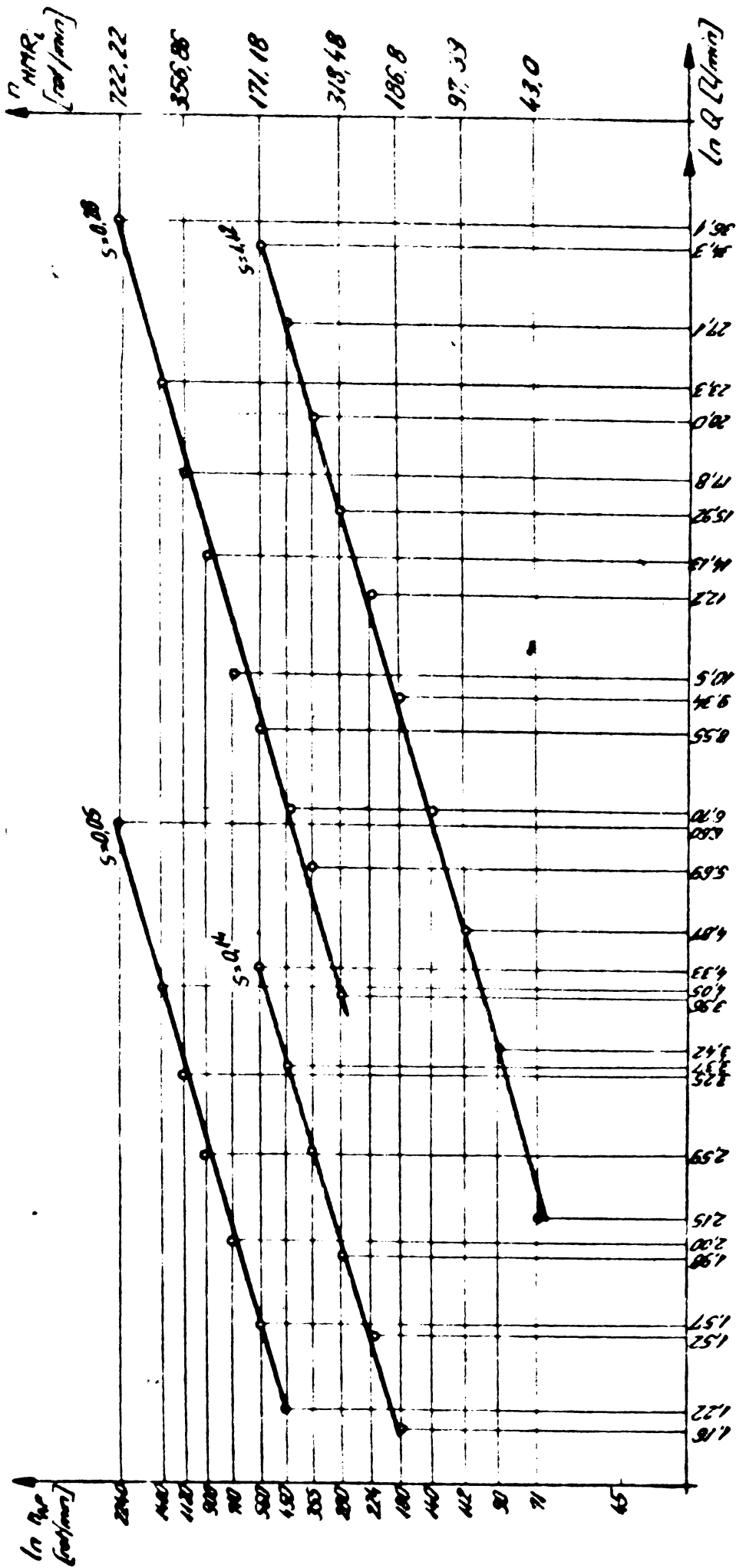


FIG.61

$lg \sigma_{\text{max}}$

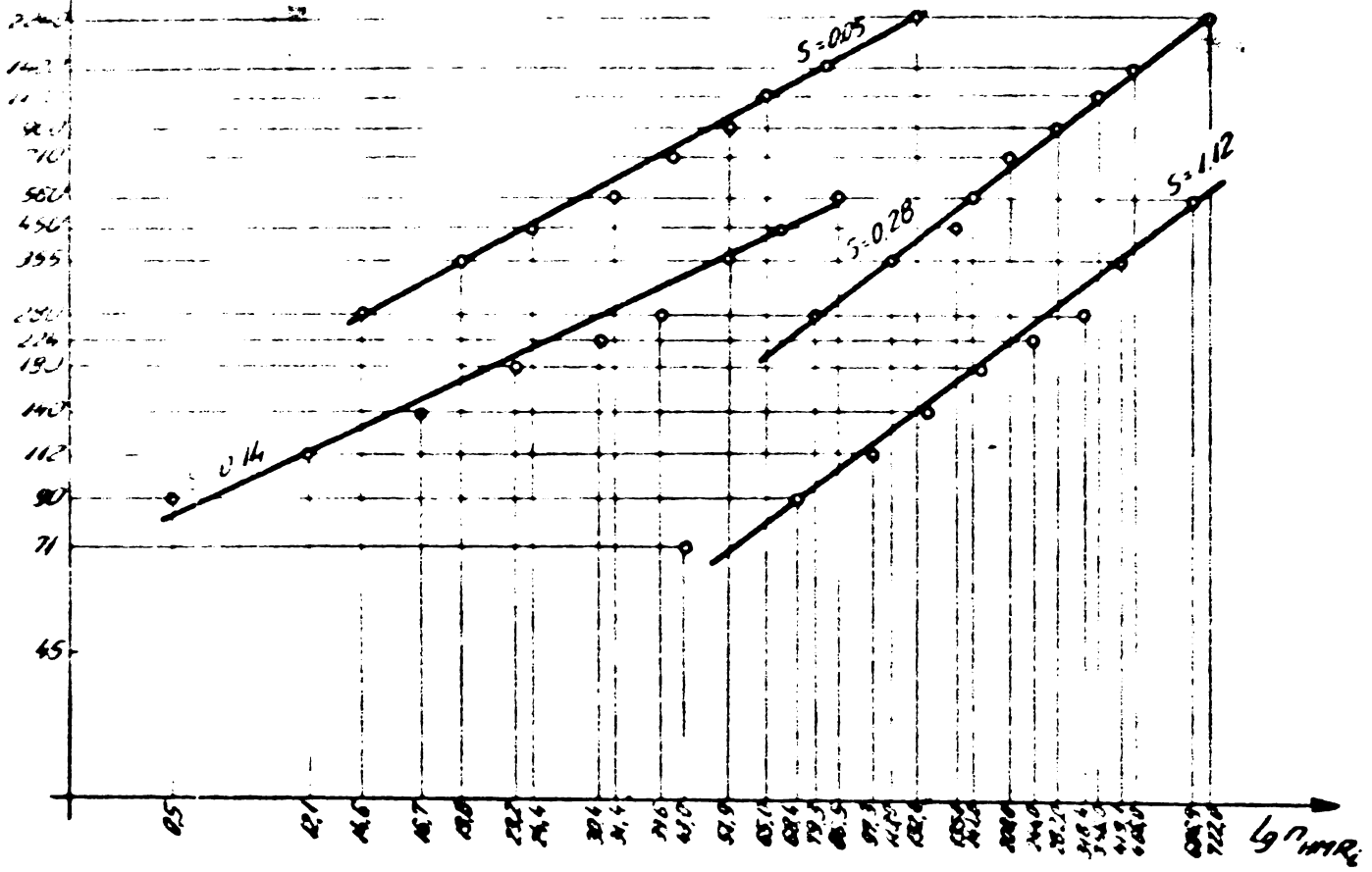


Fig 62

$lg s$

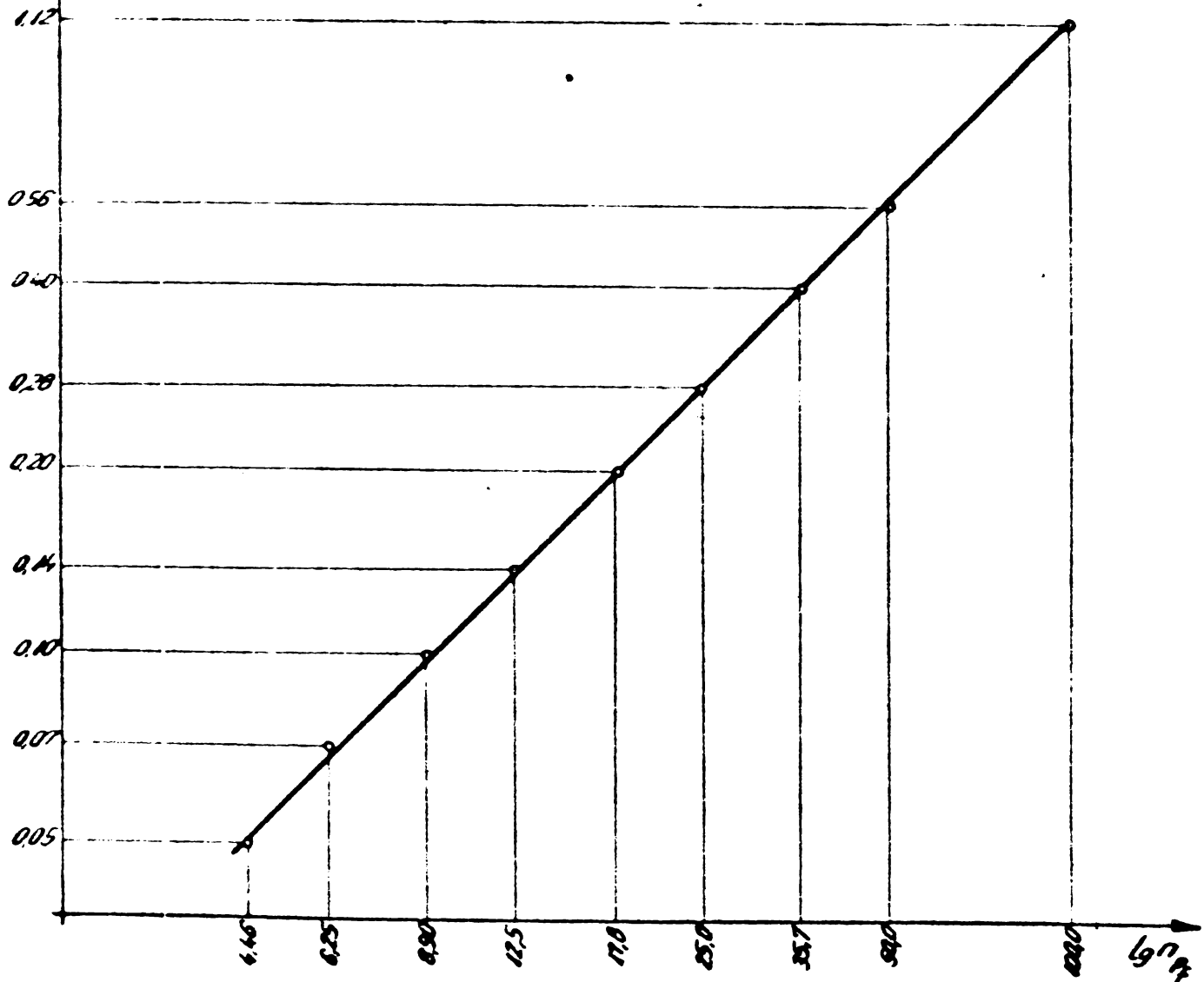


Fig 63

acestea acoperă intervalul total de reglare dar împărțind intervalul vitezelor în două subdomenii pe care se pot executa operații de degroșare la turații cuprinse între (45 ÷ 710) rot/min cu avansuri cuprinse între (0,14 ÷ 1,12) mm/rot și operații de finisare la turații cuprinse între (355 ÷ 2240) rot/min și cu avansuri cuprinse între (0,05 ÷ 0,23) mm/rot. Se poate, de asemenea, constata că există un domeniu de turații ce se suprapune peste ambele intervale de reglare a avansului, este vorba de turațiile 355, 450, și 710 rot/min.

#### 7.2.2.2. Rezultatele măsurărilor

Pentru a se verifica în mod expres gradul în care s-a menținut avansul în mm/rot la schimbarea turației AP, s-au efectuat o serie de încercări speciale cu sistemul de acționare și subansamblele menționate anterior.

Pentru ca eventuale schimbări ale regimului staționar al CA (inclusiv în intervalul de instabilitate al acesteia) să nu afecteze modul de funcționare și de apreciere al părții având rolul de menținere al avansului, s-a scos CA stabilindu-se prin introducerea manuală a unui semnal fix, o valoare de avans care astfel a rămas riguros constantă. Modelul experimental al întregii mașini, a fost prevăzut cu sincronizare pe cale electrică între turația AP și turația hidromotorului pentru menținerea avansului - HMR<sub>1</sub>. Adică, atunci când releul intermediar închidea sau deschidea circuite de alimentare și deci de comandă a cuplajelor electromagnetice din acționarea principală, practic instantaneu, de la același releu intermediar se comanda printr-un distribuitor DA (fig.52) prereglat la valoarea corespunzătoare de debit, trecerea la turația prereglată a lui HMR<sub>1</sub>. După cum este simbolizat și în fig. 57, rezistența hidraulică a fiecărui distribuitor DA se află în cadrul regulatorului de viteză RV.

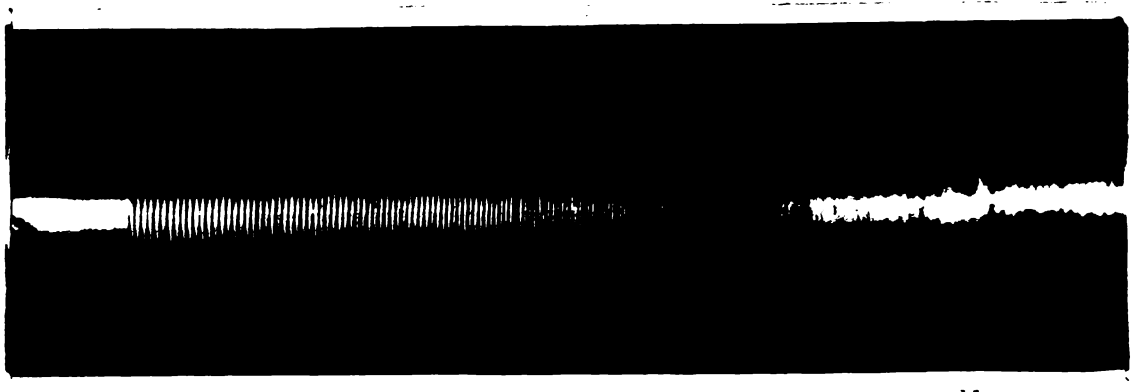
Din cele menționate se observă că la duratele tranzitorii egale ale distribuitorului și cuplajului electromagnetic din acționarea principală rezultatul nu poate fi decât favorabil, respectiv nu se vor putea observa, chiar pentru timp foarte scurt, variația avansului. Realmente este însă foarte greu a stabili efectiv durate tranzitorii riguros egale, atât pentru tot lanțul de elemente de la releul intermediar pe traseul acționării principale până la piesă cit și de la același releu pe tot traseul de avans până la virful cuțitului. Pe ambele aceste trasee cuplajul electromagnetic, pe de o parte, și electromagnetul distribuitorului pe de alta, constituie două elemente cu influențe importante în egalizarea acestor durate tranzitorii, mai ales că, se știe, tehnica comenzilor acestora cunoaște suficiente posibilități de ajustare a duratelor tranzitorii a fiecăreia.

Moarte acestea însă la o apreciere riguroasă a situației, după cum s-a constatat din încercările experimentale, cerințele practice ca să nu rezulte variații sensibile sau deranjamente ale avansului sînt mult mai reduse. În concret, pentru instalația realizată nu au fost necesare ajustări a duratelor tranzitorii. Chiar dacă însă astfel de ajustări ar fi necesare, este clar că în primul rînd se va putea interveni la constantele de timp ale bobinei și electromagnetului, ceea ce nu constituie o problemă.

Efectuarea încercărilor a constat din comandarea pe o piesă special pregătită a unui număr mare de comutări a turației și deci implicit și a turației motorului hidraulic  $HMK_1$ , adică și a avansului în  $mm/min$  între valorile prestabilite pentru a se menține  $s -$  în  $mm/rot$ . Pentru verificare, s-a adoptat controlul pasului elicei traiectoriei relative în diferite porțiuni a acesteia și în speță în zonele de comutare a turației  $n_{AP}$ . Pentru aceasta, virful cuțitului a fost pregătit special (metodă de control a avansului introdusă și verificată la colectivul de LU de la IPTV Timișoara). Verificarea pasului între puncte foarte apropiate ale traiectoriei s-a făcut cu ajutorul unui microscop optic cu gradul diviziunii de ordinul micronilor. Valorile de avans între care s-au făcut comutările au variat între  $0,04 mm/rot - 0,6 mm/rot$ . Era esențial să se verifice la avansuri mici deoarece la avansuri mai mari, eventualele diferențe pierzîndu-și din importanță, nu mai era cazul. Una din piesele rezultate din experiență este prezentată în fotografiile din fig. 64. Se observă, în parte chiar cu ochiul liber constanța avansului inclusiv în zonele de comutare. Din măsurătorile cu microscopul, s-a constatat că erorile sînt de ordinul micronilor (cca  $3 \div 7 \mu m$ ) iar la avansuri mai mari ( $0,5 \div 0,6 mm/rot$ ) de ordinul a  $1 \div 2$  sutimi.

Pentru o siguranță sporită în aprecierea rezultatelor (citirea cu microscopul este destul de greoaie în ceea ce privește aprecierea liniei elicei pe suprafața piesei) s-a recurs și la măsurarea calității suprafeței cu ajutorul unui rugozimetru prevăzut cu sistem de înregistrare. Principalele diagrame obținute sînt redată în aceeași figură 64. Evident, ele au fost ridicate în zonele de schimbare a turațiilor  $n_{AP}$ . Se observă numai ușoare variații ale rugozității suprafeței, variații care pot fi neglijate.

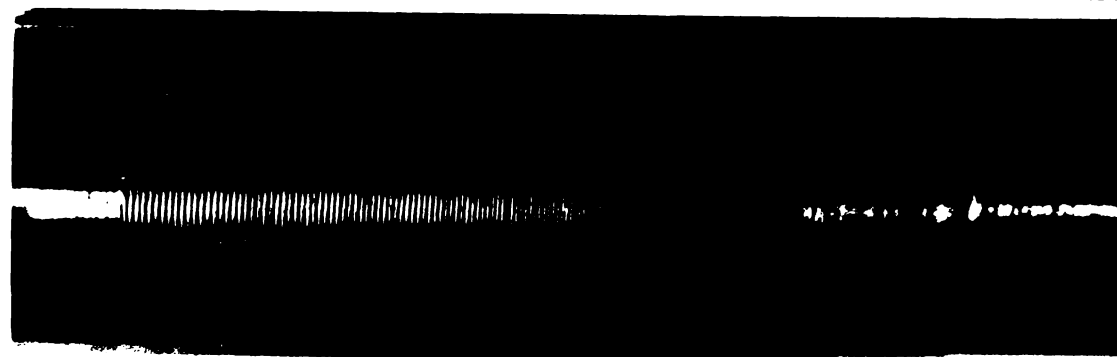
În concluzie, soluția experimentată pentru menținerea constantă a avansului în  $mm/rot$  la acționarea de avans independentă, atunci cînd se schimbă turația la AP, este corespunzătoare cerințelor de funcționare pe SR.



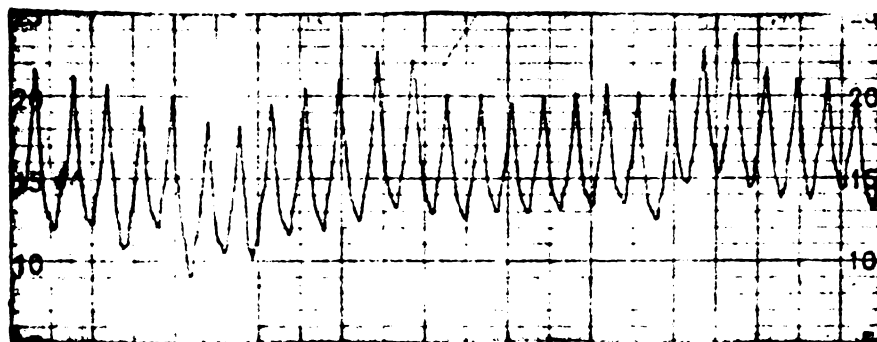
①  $b = 0,04 \text{ mm/rot.}$



$R_a = 2,5 \mu\text{m}$



②  $b = 0,1 \text{ mm/rot.}$

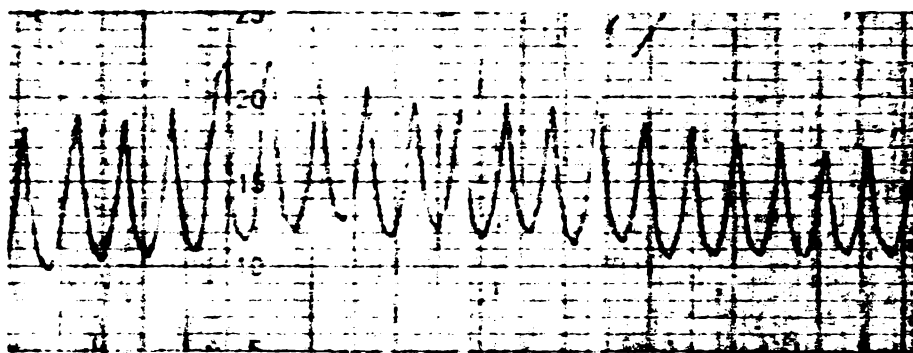


$R_a = 4 \mu\text{m}$

Fig.64



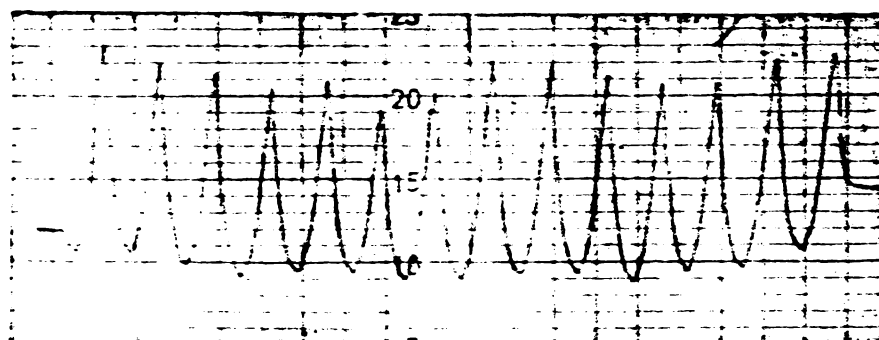
③  $b = 0,24 \text{ mm/rot.}$



$R_a = 8,5 \mu\text{m}$



④  $b = 0,58 \text{ mm/rot.}$



$R_a = 10,5 \mu\text{m}$

Fig-64



### 7.2.3. Rigiditatea CR

După cum s-a prezentat în cap. III, elementul de măsurare al sistemului de CA este CR cu bază înclinată la  $45^\circ$ . S-a specificat că o astfel de soluție, deși a provocat o serie întreagă de dificultăți teoretice, este singura care permite măsurarea unor forțe semnificative la toate procedeele de prelucrare întâlnite pe SR. Se știe de asemenea că introducerea traductoarelor într-un element de măsură pentru forțe poate pune problema schimbărilor de rigiditate a elementului - respectiv în cazul de față al CR. Deși traductorul magnetoelastic utilizat la construcția sistemului se caracterizează tocmai prin rigiditatea sa maximă, s-a considerat totuși ca necesar să se verifice experimental rigiditatea CR, aceasta și din alt punct de vedere. Conform celor prezentate în cap. III, s-a contat în mod esențial pe rigiditatea după o anumită direcție a plăcii dinamometrice - PLD și respectiv pe simplificarea relațiilor pentru forțele de pe traductoare în condițiile acestei rigidități. Prin determinarea experimentală a rigidității la solicitările tipice cazurilor de prelucrare, s-a urmărit totodată să se verifice și realismul celor scontate la calculul forțelor pe traductoare cu considerarea rigidității plăcii PLD după cele două direcții.

Verificările au urmărit determinarea deformațiilor elementului sensibil al sistemului de măsurare, anume placa dinamometrică PLD. În acest sens au fost realizate montajele din fig. 65, 66 și 67, care au oferit posibilitatea determinării deformațiilor la placa dinamometrică în cazul solicitărilor simple și complexe astfel:

În fig. 65 se observă cum au fost simulate deformațiile produse de forța axială  $F_x$  și de forța principală cu ajutorul dinamometrelor care acționează asupra dispozitivului de prindere și instalare (DPS), deformații facilitate în principal de secțiunea slăbită (h, b) și citite la comparatorul de microni C dispus în apropierea locului de reducere (conform denumirii din cap. III) a sistemului forțelor de așchiere (intrarea în CR). Curba 1 prezintă variația deformației cu încărcarea în cazul plăcii dinamometrice nerezemată pe traductoarele sistemului de măsurare (în stare liberă) iar curba 2, variația deformației cu forța de încărcare în cazul rezemării PLD pe traductoare și cu forța de prestringere pentru preluarea jecurilor și a deformațiilor inițiale.

Din schița dată în fig. 66, se observă că prin piesa DPS și cheia dinamometrică CHD, a fost încărcat sistemul de măsurare cu momente echivalente celor date de forțele și momentele procesului de așchiere, iar deformațiile au fost citite la două comparatoare (C) montate la

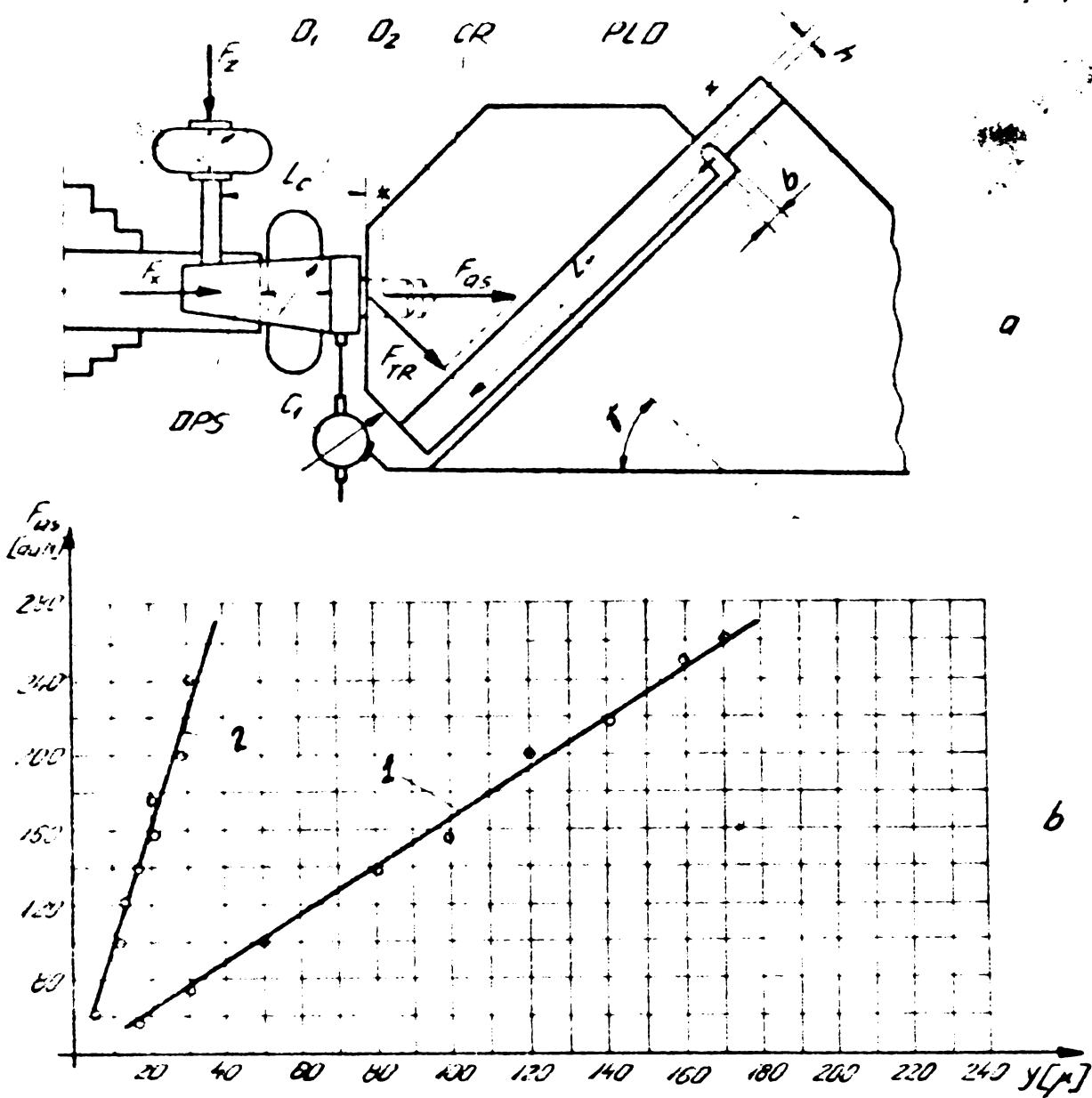


Fig. 65

părțile laterale ale plăcii dinamometrice (PLD). Încărcarea s-a realizat în ambele sensuri, cu placa dinamometrică în stare liberă (nerezemată pe traductoare și fără prestringere) și cu placa dinamometrică rezemată pe cele două traductoare ale sistemului de măsurare în condițiile unei prestringeri de sensibilizare iar rezultatele sînt prezentate în diagrama din fig. 66, b.

În fig. 67 sînt prezentate curbele de variație a deformațiilor plăcii dinamometrice în cazul încărcării cu forțe și momente proporționale cu cele din procesul de așchiere.

Și în acest caz încărcarea s-a făcut cu placa dinamometrică în stare liberă (nerezemată pe traductoare și fără prestringere), cu valorile obținute fiind trasată curba 1, precum și în stare de rezemare a plăcii dinamometrice pe traductoare și cu prestringere de sensibilizare a sistemului de măsurare, cu valorile din aceasta trasîndu-se curba 2.

În fig. 6.8 sînt prezentate fotografiile montajelor pentru determinarea experimentală a curbelor de rigiditate de mai sus, montaje

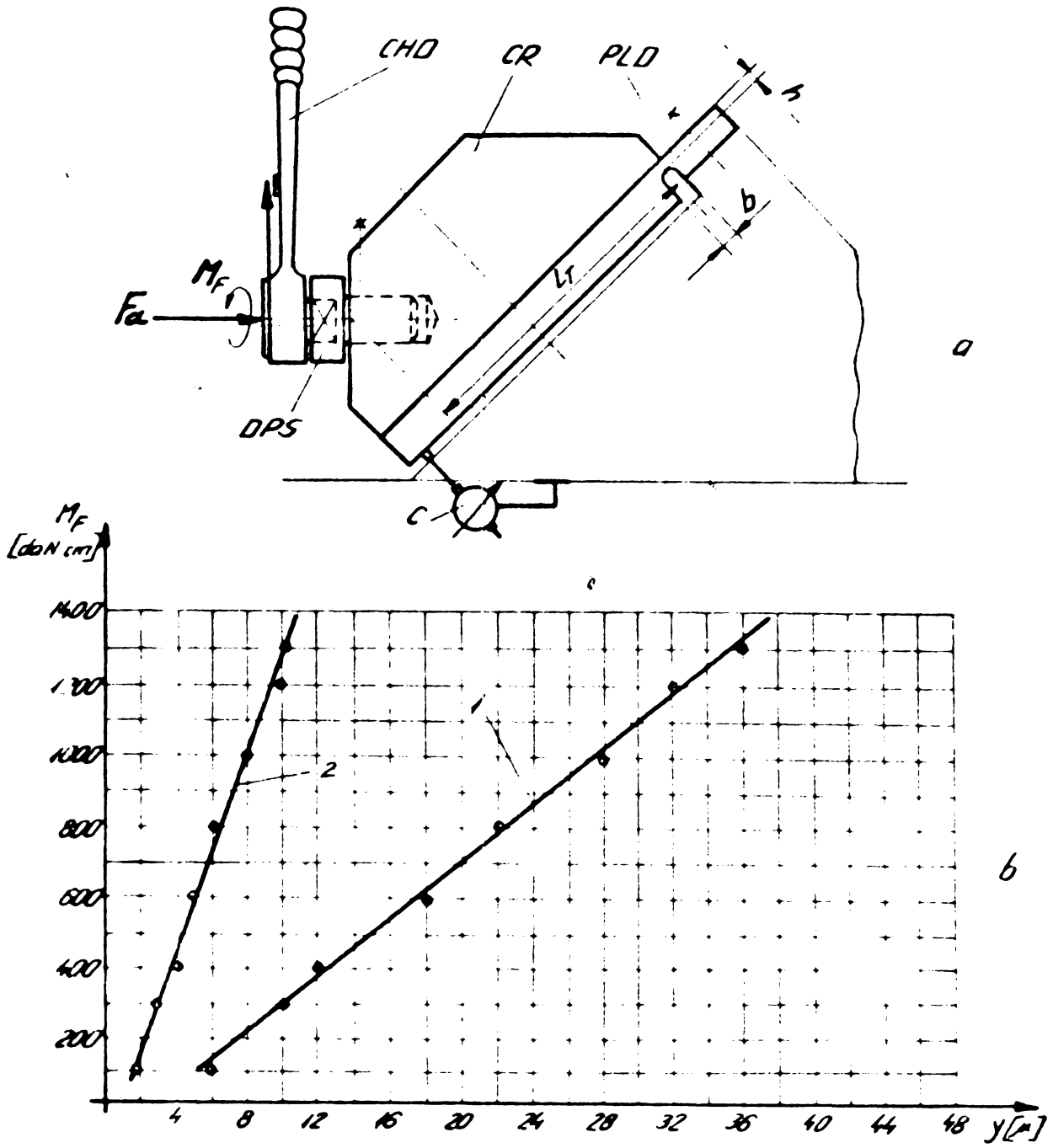


Fig. 66

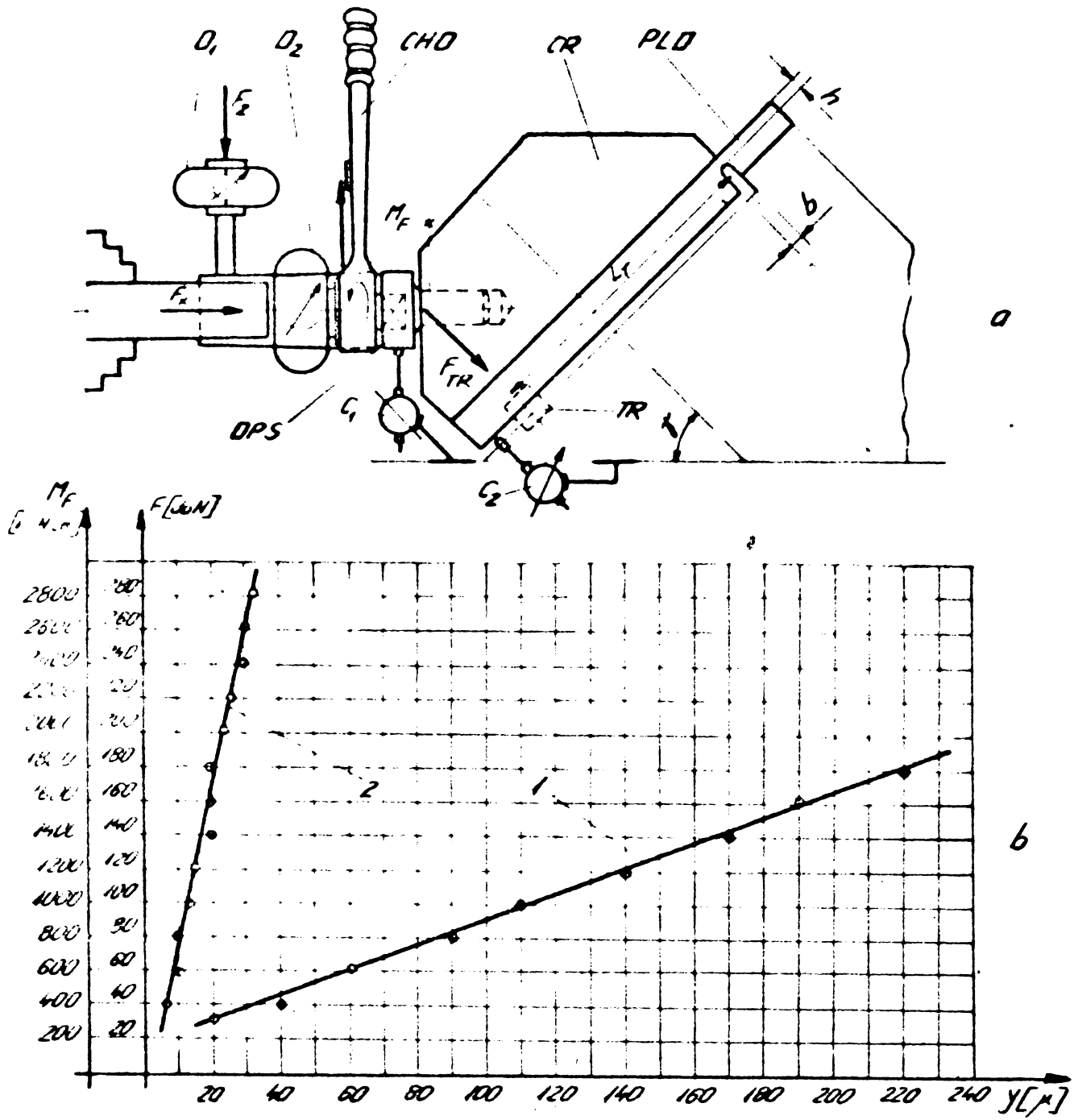
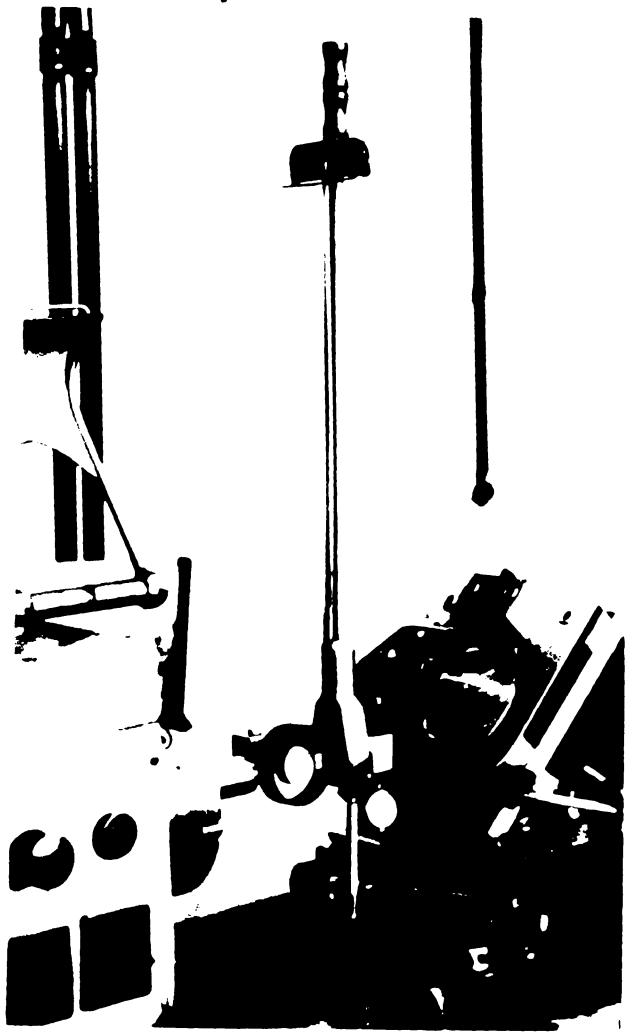
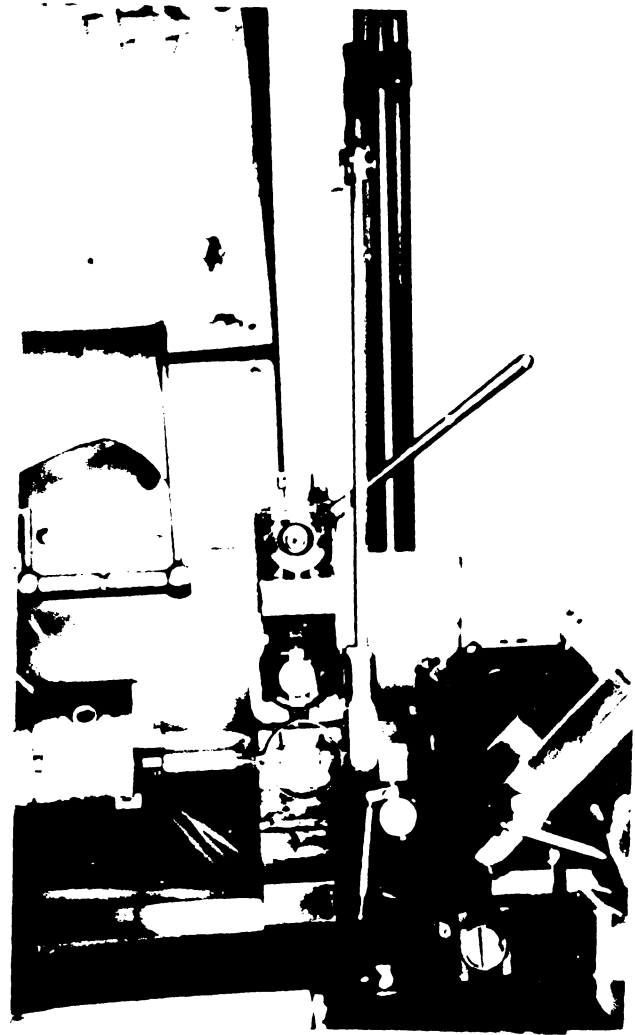


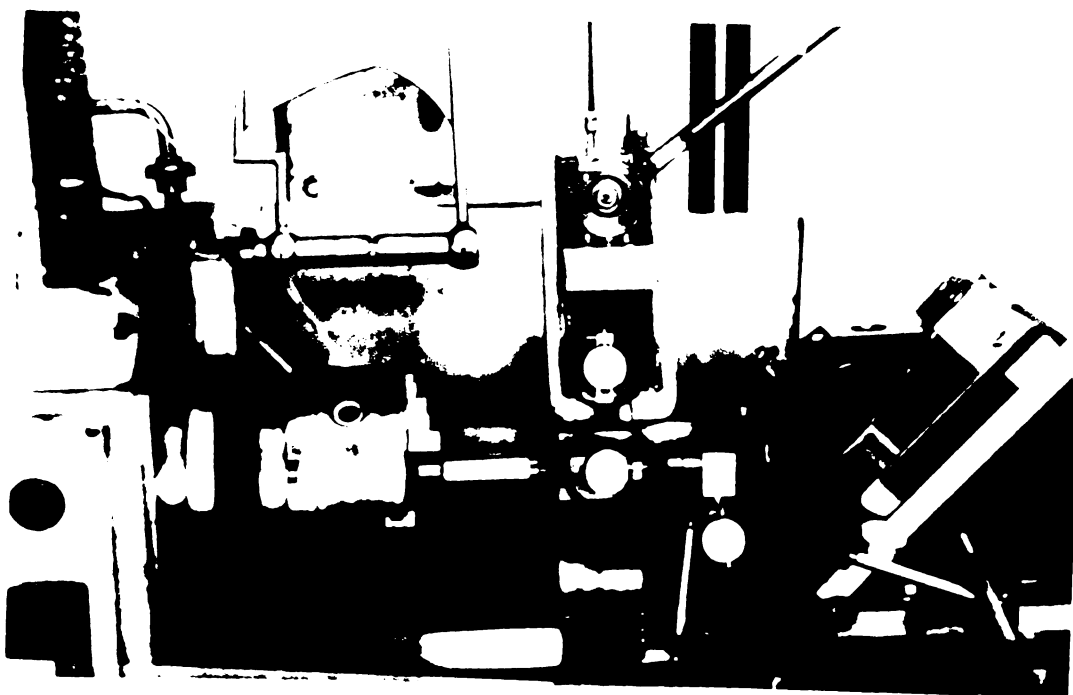
Fig.67



a



b



c

Fig. 68

INSTITUTUL POLITEHNIC  
TIMIȘOARA  
BIBLIOTECA CENTRALĂ

efectuate conform cu echemele din figurile 57, 58 și 59. În detaliu, fotografia din fig. 68-a, este a montajului pentru schema din fig. 66, cea din fig. 68 -b pentru fig. 67, iar cea din fig. 68-c pentru schema din fig. 65.

#### 7.2.4. Aspecte ale comportării dinamice

Studiul calităților dinamice ale unui sistem de CA, cu buclă închisă, constituie o problemă deosebită ca volum și cerințe și nici nu a constituit obiectul prezentei teze. Pe de altă parte, modelul experimental a fost realizat prin modificarea CR al unui strung SKV -40 de fabricație românească, prin demontarea acționării de avans și înlocuirea acestora cu o acționare de avans independentă prezentată în capitolul 6. După cum se vede din fotografiile redată în fig.56, 57 și 58, pentru montajul părții hidrostactice și inclusiv a unor componente mecanice s-au utilizat elemente de conexiune provizorii, normalizate etc. Astfel legăturile elementelor hidrostactice au fost realizate prin furtune elastice și care după cum se știe au rigiditate extrem de scăzută. Performanțele dinamice impun ca în părțile hidrostactice care influențează aceste performanțe, să se recurgă la o rigiditate maximă, atât a conductelor cit și a uleiului. Adică se impun montaje în plăci rigide și volume minime de ulei, ceea ce evident nu era economic pentru un model experimental, iar dintr-un punct de vedere, nici necesar. Subînțelegem prin aceasta că un model experimental care dă satisfacție funcțională - într-un montaj provizoriu de acest gen, va corespunde evident cerințelor de bază și într-un montaj definitiv cu rigiditate maximă. Studiul performanțelor dinamice, conform unor cerințe tipice pentru CA, (ceea ce constituie un capitol specific, dezvoltat deja pentru strunguri [16] .) ar avea deci utilitate pentru un prototip proiectat și realizat special, cu prelucrări constructive corespunzătoare și nu pentru un model experimental ale cărui caracteristici constructive nu se vor mai repeta la o altă mașină de același gen. Totuși, pentru o edificare asupra corectitudinii de funcționare a sistemului și mai ales asupra erorilor dinamice s-au efectuat înregistrări ale acestora .

Măsurătorile s-au efectuat cu un tahogenerator montat la bara de avansuri și cu însuși traductoarele sistemului de CA, adică s-a urmărit mărimea reglabilă (forța) și mărimea de execuție (avansul). Înregistrările au fost efectuate cu ajutorul unui oscilograf cu bucle de tip Honeywell-Visicorder 2206, iar tahogeneratorul a fost model EF 43 P al firmei DEUTA WERKE.

În paralel semnalele de la tahogenerator - deci pentru mărimea

avansului și de la elementul de măsurare a forțelor din procesul de aşchiere, au fost observate cu ajutorul multimetrului digital Honeywell - 661 clasa de precizie 0,1, capitolul 7, fig.56, 57 și 58.

Pentru efectuarea măsurătorilor s-a pregătit o piesă specială din care un exemplu se vede în fotografia din fig. 69.

Fig.69

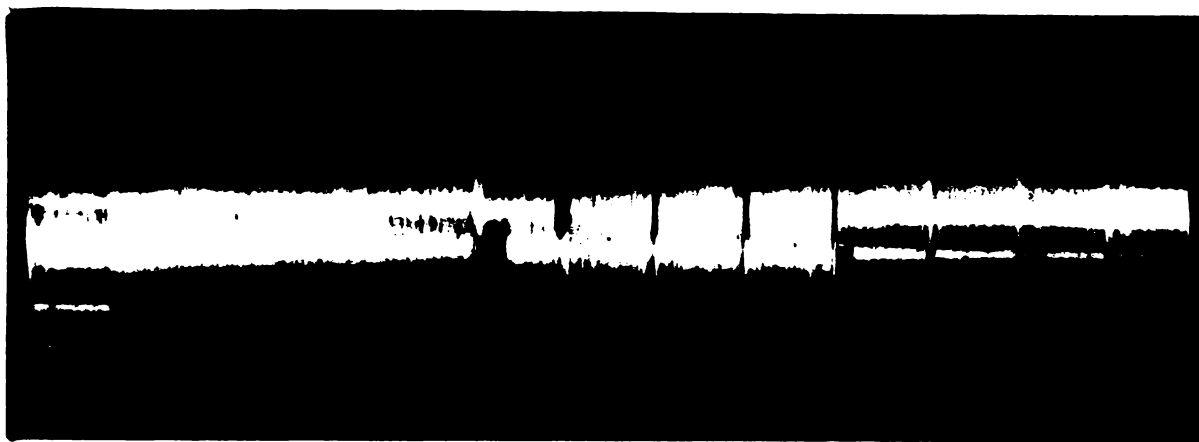
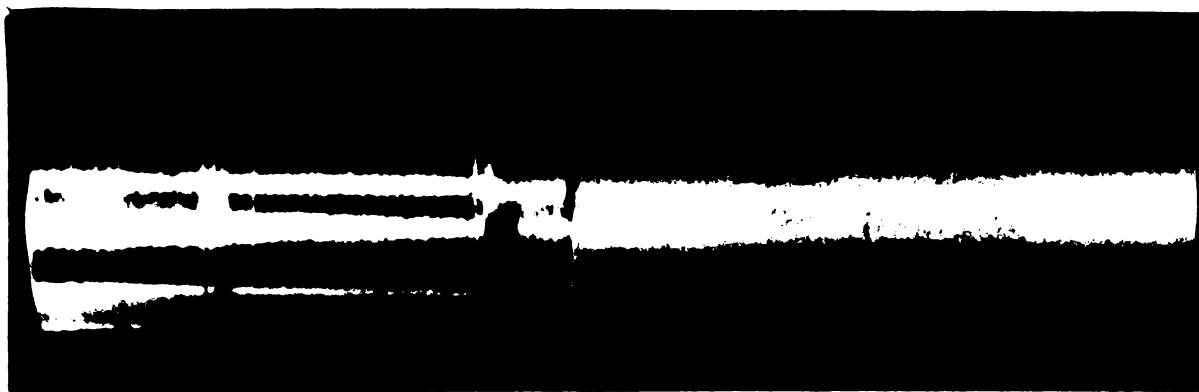


Fig.70



În fig. 70 este prezentată piesa după prelucrare.

Pentru a dispune de necesitatea schimbării avansului fără o conducere automată a ciclului cotelor (o comandă numerică, sistem de copie etc) s-a recurs la prelucrarea prealabilă a piesei în trepte simetrice (fig.69) și la strunjirea de cilindrare a piesei astfel pregătite. S-a urmărit deci o metodică stabilită pentru sisteme similare la colectivul de MU de la IPTV Timișoara 16 . Treptele piesei au fost simetrice, cu înălțimi de aşchiere egale, adică pe porțiuni simetrice adâncimile de aşchiere erau suficient de exact, egale. Valorile înregistrate ale forței pe traductor -  $F_{TR}$ , pentru una din măsurători sînt redată în fig. 71,a și 72, a , Prima pentru partea crescătoare a treptelor și a doua pentru partea descrescătoare a treptelor. Forța de referință a fost constantă și în consecință și forța  $F_{TR}$  s-a menținut constantă, după cum se poate observa din fig. 71,a și 72,a. Forța s-a putut menține constantă, evident ca urmare a unei reglări corespunzătoare a avansului. Grafic se determină că forța  $F_{TR}$  a fost de 68 daN și practic s-a menținut în intervalul de



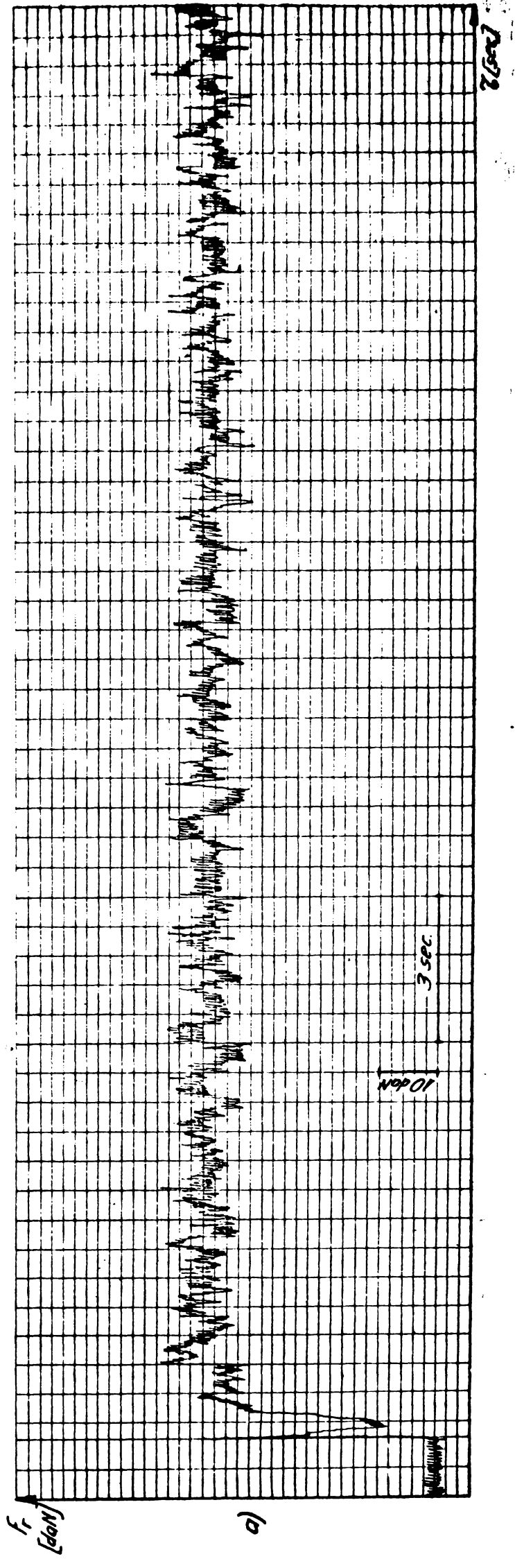
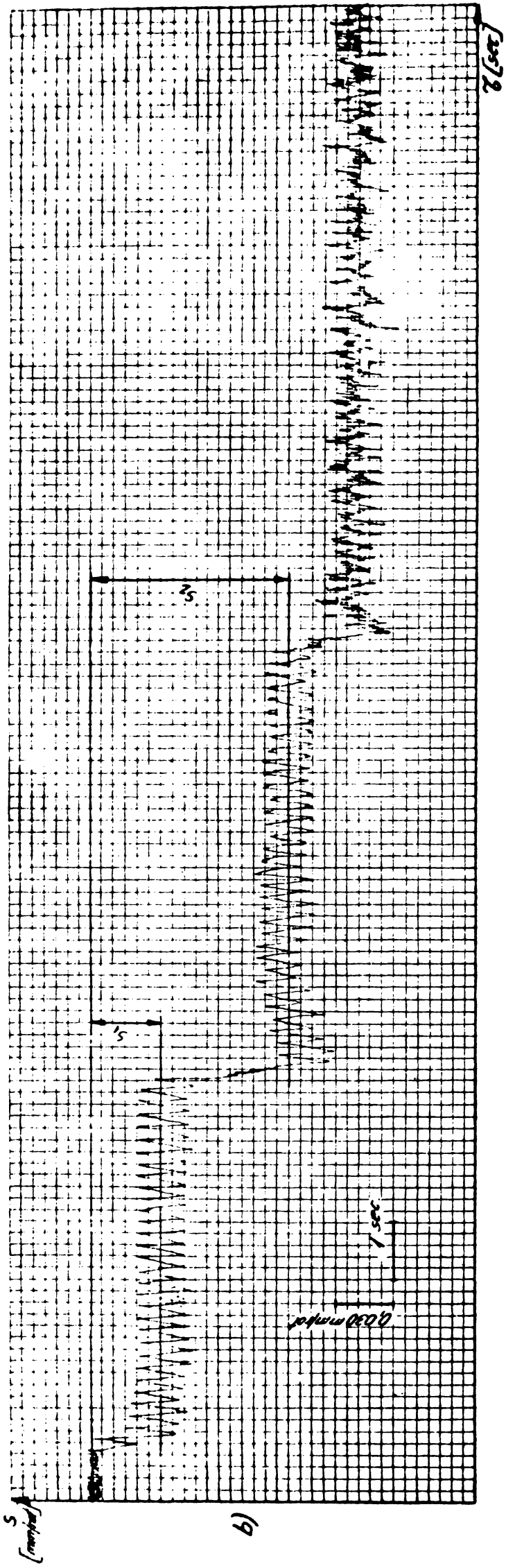


Fig. 71

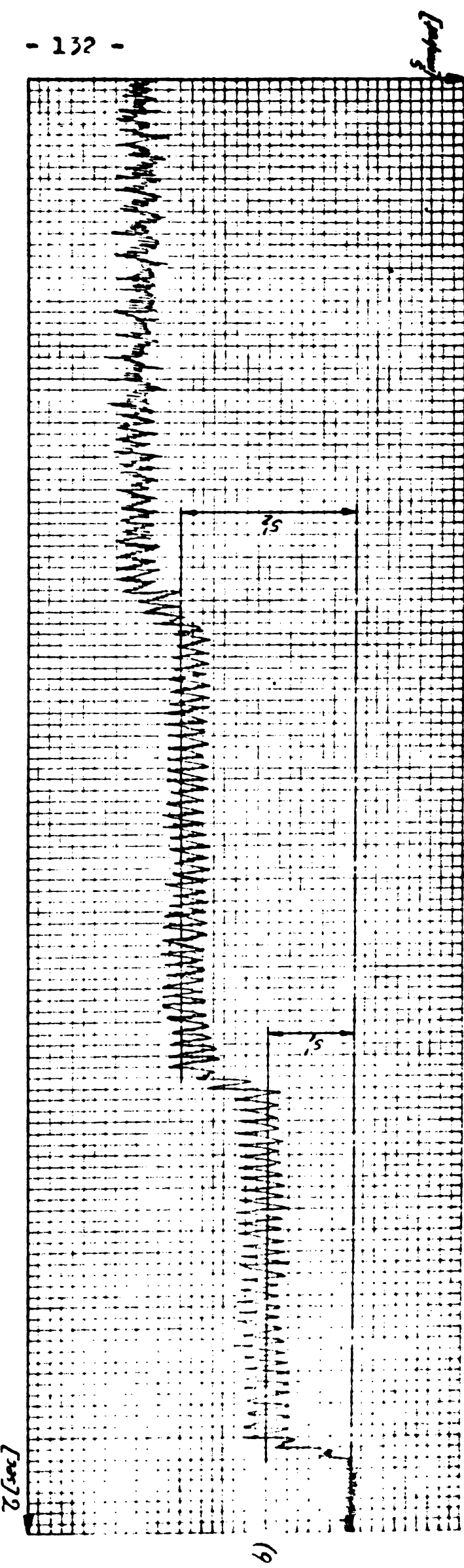
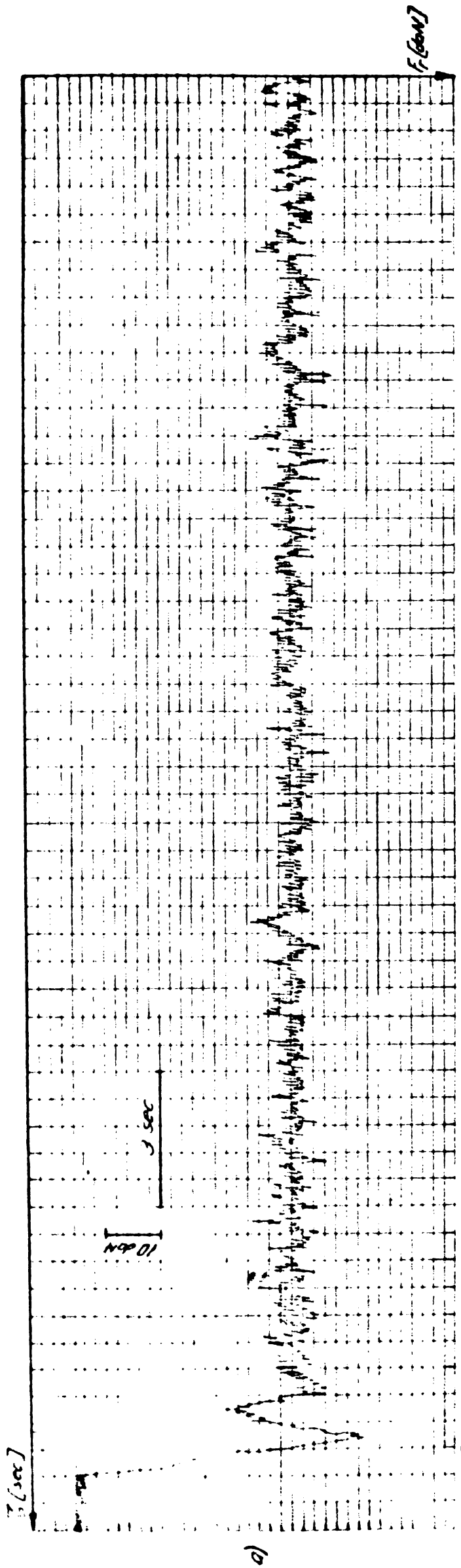


FIG. 72

+ 5 daN. Creșterea forței la pătrunderea sculei în material și scăderea sa la ieșire s-a efectuat în cca 0,6 secunde. Aceasta este însă determinat în principiu de timpul de pătrundere care depinde de cazul tehnologic și nu de CA. Eroarea dinamică a CA se poate urmări la curba de variație a avansului.

După cum rezultă din măsurătorile grafice pe diagramă, trecerea de la un avans la altul s-a făcut în cca 0,2 secunde și după cum se vede cu o ușoară suprareglare în cazul scăderii avansului (fig.71,b), suprareglare care nu se mai observă la creșterea avansului (fig.71,b). Relativ vizibilă este eroarea dinamică numai la pătrundere în material și la ieșirea din acesta.

Fără a se trece la determinări prea exacte, se constată că aceste erori dinamice sînt minime. Oricum însă, performanțele acestui indicator vor merita să fie determinate mai exact numai pe un prototip reproductibil. Ceea ce este mai important pentru modelul experimental, se referă la eroarea staționară și respectiv la avansul pe care l-a stabilit sistemul de CA pentru adîncimile egale din cele două părți simetrice ale piesei. După cum rezultă din fig. 71,b și fig. 72,b, valorile de avans intermediare  $s_1$ ,  $s_2$  și  $s'_1$ ,  $s'_2$ , pentru adîncimi egale de aşchiere au fost restabilite cu o abatere de 0,006 mm/rot, care este o eroare staționară absolută. Aceasta dovedește o funcționare corespunzătoare a sistemului și demonstrează în mare, corectitudinea de stabilire automată a avansului de către sistemul de CA în soluția elaborată și realizată în cadrul prezentei teze.

## 8. CONCLUZII GENERALE

1.- SR ce se produc în prezent pe plan mondial sînt de regulă cu comenzi program pentru regimul de aşchiere şi alegerea sculei şi cu CN pentru cursele sculelor. După cum a rezultat din exploatarea lor, au o serie de neajunsuri legate de existenţa programelor şi în general cunoscute.

2.- În ceea ce priveşte stadiul actual pe plan mondial se poate constata că nu sînt cunoscute publicaţii sau alte date despre SR cu CA iar documentaţia existentă în această privinţă, pe lângă lucrările colectivului de MU de la IPTV, se compune numai dintr-un număr foarte restrîns de informaţii şi cu caracter general. În lucrare, printr-o analiză critică a modelelor existente în literatura de specialitate care sînt prezentate şi ca strunguri normale, au putut fi obţinute unele concluzii cu privire la componenţa şi construcţia pe care trebuie să o aibe un sistem de CA pentru strunguri în general şi în măsură foarte redusă pentru SR.

3.- Necesitatea determinării exacte a regimurilor de aşchiere pe SR, a pus implicit problema stabilirii corecte a forţelor care încarcă verigile executante, forţe care trebuie cunoscute pentru a soluţiona în mod corespunzător problema CA deoarece, după cum se ştie, forţele de aşchiere constituie principalele mărimi care se măsoară în vederea stabilirii regimului prin CA. În cazul SR fiind vorba de situaţii în care mai multe scule lucrează simultan se pune problema modului în care se măsoară fie forţa totală fie forţa la fiecare sculă, problemă netratată încă în literatura de specialitate. Pentru a o soluţiona a fost necesară reconsiderarea construcţiei CR astfel încît să fie posibilă măsurarea unei scheme de forţe la oricare dintre procedee sau combinaţii ale acestora.

Din studiile efectuate asupra CR s-a concluzionat că scopul de mai sus nu se poate ajunge în mod satisfăcător cu CR avînd axa orizontală sau verticală. Posibilităţi suficiente a oferit însă CR cu axa înclinată la  $45^{\circ}$  şi ca urmare s-a recurs la această construcţie soluţionîndu-se în această conjunctură şi problema modalităţii de stabilire a forţelor pe traductoare -  $F_{TR}$ , expresiile matematice obţinute din demonstraţiile respective fiind prezentate în tabelul I şi tabelul II (cap.III) Soluţia cu CR cu axă înclinată la  $45^{\circ}$  a permis să se ajungă la un mod corespunzător de măsurarea forţelor pe baza căruia s-a putu realiza controlul şi respectiv stabilirea automată a avansului economic prin CA.



4.- Multitudinea cazurilor tehnologice concrete posibile pe SR se pot clasifica și respectiv selecta în prelucrări succesive și prelucrări simultane. După diferite date bibliografice, eficiența economică a prelucrării pe SK este afectată în sens negativ mai mult decât de erorile unui regim de așchiere de faptul că sculele trebuie înlocuite câte una în vederea reascuțirii, după un anumit număr de cicluri de prelucrare. Datorită timpilor ajutători și prinderii diferite a acestora în durata ciclului de lucru, este greu de stăpinit numărul de piese la care poate rezista o sculă pentru o anumită operație tehnologică bine stabilită. Pe baza diferitelor aprecieri și calcule efectuate în cadrul prezentei teze s-a observat că este posibil să se stabilească astfel regimurile pentru fiecare sculă și la fiecare fază încât să se ajungă după un anumit număr de piese și respectiv de cicluri, ca toate sculele să-și epuizeze durabilitatea practic în același timp. Prin aceasta se poate asigura deci un efect economic pozitiv mai important care rezidă în conducerea regimului de așchiere cu CA astfel ca să se efectueze înlocuirea odată a tuturor sculelor, deci utilizarea rațională a capacității de așchiere a acestora și apoi să se lucreze cu forțe maxim admise din p.d.v. tehnologic, adică să se utilizeze întreaga capacitate de încărcare a STE. Aceste două aspecte au fost urmărite și demonstrate din p.d.v. teoretic și practic prin relațiile originale din cap.IV.

5.- Necesitatea unui algoritm cărui să-i corespundă funcționarea oricărui sistem de CA, reclamă punerea la punct a metodelor științifice de determinare a optimumului economic. Acestea au fost dezvoltate esențial în ultimii ani însă au suficiente lacune.

În cazul SR la determinarea soluției generale a sistemului de CA s-a pornit de la analiza anumitor cazuri tehnologice tipice de prelucrare iar pentru elaborarea sistemului a trebuit ca în paralel să se stabilească și algoritmul său, astfel încât el să poată fi instalat prin logica sistemului de CA. Pentru SR problema este destul de complexă datorită faptului că în relațiile forțelor pe traductoare (tabelul I și tabelul II) apar mai multe componente ale forțelor de așchiere și în plus aceste forțe depind și de parametrii constructivi ai sistemului de măsurare conceput, ele necorespunzând nici unui caz cunoscut, cazuri bazate pe existența unei singure forțe de așchiere. Forțele de lucru constituie de fapt mărimile ce limitează în primul rând avansul. Pornind de la examinarea relațiilor pentru forțele pe traductoare -  $F_{TR}$  s-a evidențiat partea corespunzătoare

de influență între  $F_{TR}$  și forțele care determină limitările avansului. S-a constatat în felul acesta (paragraful 5.2 și paragraful 5.3) că există mai multe valori care pot forma în final forța de referință (maxim admisă -  $F_r$ ) și care trebuie să se compare într-un element de comparare cu forța pe traductoare -  $F_{TR}$ . O problemă esențială la concretizarea algoritmului și a soluției generale a sistemului de CA, a constituit-o modul în care se selectează cea mai mică dintre mărimile acestor forțe și care, evident, va dicta valoarea  $F_r$ . Această alegere a celei mai mici valori se face prin anumite elemente speciale. Cu acestea s-a obținut schema bloc a sistemului de CA pentru SK, care apoi a fost realizată și experimentată.

6.- Tendințele de extindere ale posibilităților tehnologice, de soluționare a construcției acționărilor prin mijloace tehnice diferite, ridică cu insistență problema lanțurilor cinematice independente care au început să se răspândească intrucîtva mai mult la SR. Extinderea lor însă este legată de soluționarea citorva probleme care privesc și CA. Din analiza diferitelor variante și a unor cazuri tehnologice concrete și ținînd seama de preciziile și erorile atât a măsurării parametrilor în proces cit și a prelucrării semnalelor în sistem și de duratele proceselor tranzitorii, corelate cu condițiile de eliminare a nestabilității cinematice, s-a ajuns la concluzia realizării acționării de avans independente, cu ajutorul unui mecanism diferențial, soluție concretizată și încercată practic în condiții de laborator. Principalul indicator pentru aprecierea unei astfel de soluții l-a constituit menținerea constantă a avansului din regimul staționar la schimbarea turației arborelui principal, „constantă” care s-a apreciat prin măsurători pe însăși piesa prelucrată. Erorile de corelare observate au fost suficient de mici, neprezentînd pericolul pătrunderii în intervalul de insensibilitate a sistemului de CA. Soluția adoptată pentru acționarea de avans, permite indici mai ridicați de funcționare și în consecință performanțe mai bune pentru sistemul de CA al SR.

7.- În urma încercărilor experimentale efectuate asupra sistemului de CA s-a urmărit ca prin montajul de laborator, realizat prin modificarea strungului SRV-40, produs de I.S.Arad, determinarea principalelor măsurări de reglaj astfel încît să se obțină o sensibilitate suficientă și viteză de reacție cît mai mare, pe de o parte, iar pe de altă parte confirmarea practică a metodicii de reglare a avansului în conformitate cu algoritmul sistemului.

Încercările au fost efectuate pe întreg intervalul de funcționare al avansului, mărimi de forțe și turații. Aceste intervale au fost

alese în domeniul mărimilor cele mai frecvent întâlnite pe SR. Nu au existat cazuri de nestabilitate a sistemului sau reacții întârziate. Elementul de măsurare al sistemului de CA, CR cu placa înclinată la  $45^{\circ}$ , deși a provocat o serie întreagă de dificultăți teoretice, este singura soluție care permite măsurarea unor forțe semnificative la toate procedeele de prelucrare întâlnite pe SR. Introducerea traductoarelor într-un element de măsură pentru forțe poate pune problema schimbărilor de rigiditate a elementului respectiv în cazul de față al CR. De aceea s-a considerat ca necesar și s-a verificat experimental rigiditatea CR, urmărindu-se astfel și realismul celor scontate la calculul forțelor pe traductoare cu considerarea rigidității unei plăci dinamometrice care intră în construcția CR.

Pentru o edificare asupra corectitudinii în funcționare a sistemului de CA și mai ales asupra erorilor staționare, s-au efectuat înregistrări ale acestora, recurgându-se la prelucrarea unei piese special pregătită, pentru a dispune de necesitatea schimbării avansului fără o conducere automată a ciclului cotelor. Eroarea dinamică s-a putut urmări la curba de variație a avansului, care a fost de asemenea înregistrată. S-a constatat că aceste erori dinamice sînt minime. Ceea ce este mai important pentru modelul experimental, se referă la eroarea staționară și respectiv la avansul pe care l-a stabilit sistemul de CA pentru adîncimile egale din două părți simetrice ale piesei. Această eroare staționară dovedește o funcționare corespunzătoare a sistemului și evidențiază în mare corectitudinea de stabilire automată a avansului de către sistemul de CA în soluția elaborată și realizată în cadrul prezentei teze.



B I B L I O G R A F I E

1. I.A.M. ABACUMOV s.a. Algoritmația procesa prodolinogo tocenia. (Algoritmul procesului de strunjire). Stanki i instrument , nr.9 /1972;
2. BRONSTEIN S.B KUSNIR, E. Calculul avansului la strunjirea pe strunguri cu comandă adaptivă. Stanki i instrument nr.8/1974;
3. BELIN, L și LEVIN, A. Rasciet sistem stabilizații silogove parametra procesa rezania. Stanki i instrument nr.8/1974;
4. BALACSIN, B.S. Perspektiven der andwedung des AC-system an werkzeug maschinen mit dem ziel steuerung und optimierung technologischer prozesse. Fertigungstechnik und betrieb nr.21/1971;
5. BALACSIN, B.S. Samopodnaistraivaiusceihsia stanki - Moskva, 1965;
6. BALACSIN, B.S. Samopodnaistraivaiusceihsia stanki - Moskva, 1965;
7. BAZROV, B.M. Metodi povisenia tacinosti obrabotki detalei tipa tel vrascenia posredstvom adaptivneva upravlenia. Stanki i instrument nr. 3/ 1973;
8. BARANOV, B.A. Normarea tehnică în uzinele, constructoare de mașini (traducere din limba rusă). Ed. tehnică, București, 1960;
9. BUZDUCAN, GH. Rezistența materialelor. Ed. tehnică, Buc. 1970;
10. BOTEZ, E. Mașini-unelte, vol. II. Automatica. Ed. tehnică, București, 1972;
11. BOTEZ, E. Mașini-unelte, vol. III. Dinamica și organelogia mașinilor-unelte. Ed. tehnică, București, 1973;
12. BALACSIN, B.S. Samopodnaistraivaiusceihsia stanki. Moskva, 1974;
13. CATO CAO GIUSEPPE și FRANCESCO GIUSI Temperatura de taglie: Misurazione e regolazione in proces CNR. Programa di ricerca sull'automazione. Milano, 1970;
14. CALIN SERGIU s.a. Sisteme automate adaptive și optimale. Editura tehnică, București, 1971;
15. CEDIGHIAN, S. Materiale magnetice. Editura tehnică, București, 1974;
16. DODON, E. Asupra reglării automate a regimului de aşchiere la strunguri. Probleme de automatizare. Editura Academiei R.S.R., 1957;
17. DODON, E. Comanda adaptivă a mașinilor-unelte. Catedra de TCM a I.P.T.V. Timișoara, 1975;
18. DODON, E și colectivul Studiul asupra dezvoltării actuale pe plan mondial a mașinilor-unelte cu comandă adaptivă. Contract de cercetare cu ICPMUA, Buc., 1971;

19. DODON, E. Asupra utilizării traductoarelor magnetoelastice în automatizarea mașinilor-unelte. Academia R.S.R., Baza Timișoara, 1958;
20. DODON, E și BUZULIC, D. Sensibilitatea relativă a traductoarelor magnetoelastice, la diferite frecvențe. Probleme de automatizare. Sesiunea de comunicări 1967. Editura Academiei R.S.R., 1969;
21. DODON, E. Sisteme de automatizare și transmisii hidraulice și electrohidraulice la mașini-unelte. Automatica și electronica nr. 1, 1969;
22. DODON, E. Curs de mașini-unelte. I.P.T.V. Timișoara, 1975;
23. DUCA, Z. Contribuții la metoda de calcul a regimurilor optime de așchiere. Buletinul Instit. Polit. București, 1957;
24. DUCA, Z. Bazele tehnologice ale prelucrărilor pe mașini-unelte. Ed. didactică și pedagogică, București, 1969;
25. DRĂGHICI, GH. Bazele tehnice ale proiectării proceselor tehnologice în construcția de mașini. Ed. tehnică, Buc., 1971;
26. DODOC, P. Strunjirea de înaltă precizie. Editura tehnică, București, 1970;
27. DREUCEAN, A. Mașini-unelte și prelucrări prin așchiere. Ed. didactică și pedagogică, București, 1968;
28. ETIN, A. Cinematiceskii analiz metodov obrabotki metalov rezaniem, Moskva, 1964;
29. ETIN, A. Raschiot i regulirovanie rejimov rezania dlia obrabotki na metalorejucih stankah. In Vestnik mašinostroenia, nr. 5 și 7, 1972;
30. GOZMAN, B. și PIKOVKI, D. Issledovanie peredatocnoi funkții protessa rezania kak zrena adaptivnoi sistemf. Stanki i instrumentf, nr. 8/1974;
31. GLUSKO, V.V. s.s. Avtomatizieskoe regulirovanie rejimov rezania na dvuh-supportnih tokarnih stankah. Stanki i instrument nr. 6/1973;
32. GLUMANIUK, N.M. Magnitoprughie datciki v avtomatike. Kiev, Izdatlistfo „Tehnica”, 1965;
33. KAZINCZY, L. Determinarea teoretică a forței de așchiere la strunjire. Industrie anzeiger 94, nr. 5, 1972;
34. LATTER, W ș.a. Werkzeugmaschinen- antriebe ver- besserte druckglessetechnik. In Werkstatt und betrieb, nr. 2/1970;
35. LEDERGERBER, A. Adaptive regelung bei der drehbearbeitung. Industrie anzeiger nr. 70/71/1970;

36. LANGHEINRICH, G. Determinarea prin calcul a condițiilor de aşchiere la strunjire. T.Z. Für praktische metallbearbeitung 66, nr.6/1972;
37. LAZARESCU, I. Calculul și construcția sculelor aşchietoare. Ed. tehnică, București, 1962.
38. LERCHS, E. Sisteme de reglare hidraulice. Journée internationale sur les commandes la logique et les asservissements hydrauliques, Charleroi nr.22-24/1966;
39. MAZOND, M. Stadiul actual și perspectivele comenzii adaptive. Mecanique materiaux electric nr.2/1972;
40. MAKAROV, A.D. ș.a. Iznos i stoikosti rejuscih instrumentov. Maşinostroenie, 1966;
41. MALAHOV, P.N. Avtomaticeskoe regulirovanie scorosti rejania v zavisinosti ot temperaturi rejuscii kromki rezta. Vestnik maşinostroenie nr.4/1955;
42. NEWELSON, M.S. ș.a. Isledovanie tocnosti obrabotki na tokarno revoli-vernom stanke k țelin viboram optimalinove algoritma upravlenia. Stanki i instrumenti nr.3/1973;
43. OPREAN AUREL Sisteme hidrostactice ale maşinilor-unelte. Ed. tehnică, București, 1966;
44. OPREAN AUREL Acționări hidraulice. Ed. tehnică, București, 1976;
45. PICOS, C. ș.a. Calculul adausurilor de prelucrare și al regimurilor de aşchiere. Ed. tehnică, București, 1974;
46. PONOMAREV, S.D. Calculul de rezistență în construcții de maşini (traducere din limba rusă). Ed. tehnică, Buc. 1963;
47. PENESCU, T. ș.a. Măsurarea presiunilor în tehnică. Ed. tehnică, 1968;
48. POP, I. Calculul și construcția sculelor aşchietoare. Curs litografiat, Facult. mecanică, Timișoara;
49. RIGAN, I. ș.a. Alegerea regimurilor de lucru pe maşini-unelte echipate cu sisteme de comandă adaptivă. Stanki i instrumenti, nr.8/1974;
50. RADULESCU, V. Soluții moderne de comandă a maşinilor-unelte. Comunicare la sesiunea științifică, organizată de Institutul de Inv. superior, Pitești, 1975
51. REZNIKOV, N.I. Skorostroe rezanie metalov s bolisimi podaciami, Moskva, 1957;
52. RADULESCU, V. Modificări constructive și tehnologice la motoarele hidraulice orbitale. Cea de a doua conferință din domeniul proceselor și utilajelor de prelucrare la rece, 26-27 oct., 1973, Timișoara.

53. SOLOMENTEV, M.      Optimizația procesa obrabotki s pomogciu adap-  
BASIN, A.              tivnovo upravlenia iznosom instrumenta. Stanki i  
                                 instrument nr.8/1974;
54. SOLOMENTEV, M.      Optimizația procesa obrabotki na stankah i ispo-  
                                 lizovaniem mnogo marnih avtomaticheskikh upravle-  
                                 nia. Stankii instrument, nr. 3/1973;
55. SCHENKE, L.            Instalații de comandă adaptivă. Wt.z.ind.fertig.  
                                 nr.61/1971;
56. STUTE, G.              Eine adaptive control einrichtung für drehmaschi-  
AUGUSTIN, G.            nen. Wt.z.ind.Fertig.nr.62/1971;
57. SOKOLOVSKI, P.A.      Precizia prelucrării mecanice și metodele pantru  
                                 mărirea ei. Editura tehnică, București, 1974;
58. STUTE, G.g.a.        Adaptive control beim drehen. Wt.z.ind.fertig.nr.  
                                 61/Stuttgart, 1971;
59. SWEEREY, G.+        An assessment of diferent methods of dinamik cu-  
SADEK                    tig force analyssis. Machinery and production-  
                                 engineering vol.119, nr.3o78 din 1971;
60. SIMON, W.            Conducerea numerică a mașinilor-unelte. Traduce-  
                                 re din limba germană. Ed.tehnică, București,1974;
61. SIROTIN, A.A.        Optimizația procesa rezania pri tokarnoi obrabo-  
LEBEDEV, S.A.        te. Stanki i instrumenti, nr.11/1973;
62. TVERSKOI, M.M.      Avtomaticheskaiia optimizația rejima rezania pri  
                                 obrabotke instrumentov maloi procinosti. Stanki  
                                 i instrumenti nr.9/1972;
63. TAKEYAMA, H.        Comanda de optimizare la prelucrarea prin aşchi-  
                                 ere la strung. Werkstatt und betrieb nr.9 din 1970;
64. TEMCIN, G.I.        Mnogoinstrumentnie naladki. Teoria i rasciot,  
                                 Moskva, 1963.
65. ULRICH, P.            Dispozitive de reglare adaptivă la mașinile-unel-  
                                 te.Fertigungstechnik-Betrieb nr.21/1971.
66. URDEA G.            Comanda adaptivă la mașini de rectificat exterior  
                                 între virfuri. Teza de doctorat I.P.T.V.Timișoara-  
                                 1975;
67. VELIKONOV, K.M.    Ekonomiknie rejimi rezania metalov. Leningrad,  
                                 1972;
68. VAIDA A, g.a.        Mașini+unelte.Ed.didactică și pedagogică, București,  
                                 1970;
69. VELIKONOV, M.K.    Ekonomiknie rejimi rezania metalov.Leningrad,  
NOVOJILOV, I.V.        Mașinostroenie, 1972;
70. WEILL, R.            Optimizarea operațiilor de uzinare cu ajutorul  
                                 modelelor. Jurnal de studii G.A.M.I., ISMCM, 1971;

71. ZILBERMAN, Z.B. Modelizarea acționărilor electrice. Traducere din limba rusă. Ed.tehnică, Buc. 1963.
72. \* \* \* Adaptive control machining time(Ben ix dynapath) 1500 Machinery - New York, vol 76# nr.15.
73. \* \* \* Debutul sistemului de comandă adaptivă „compact” Steel nr.18/1968;
74. \* \* \* Catalog de elemente hidraulice modernizate. I.C.P.T.C.M. - București.
75. \* \* \* Moteurs hydrauliques et accessoires. Printed in Denmark by Danfoss lithd 1973;
76. \* \* \* Reglarea adaptivă a mașinilor-unelte. Automatizări și telecomenzi, nr.11/1971;
77. \* \* \* Stas 1590/1971. Semne convenționale pentru aparataje și instalații electrotehnice.
78. \* \* \* STAS 7145/1965 Semne convenționale ale acționării hidrostactice și pneumostatice.
79. \* \* \* Moderne kraftübertragung Hydraulische ORBIT Motoren. Prospekte al firmei Danfoss.Danemarca, 1970.
80. \* \* \* Olhydraulische komponenten, prospect al firmei Danfoss, Danemarca, 1970;
81. \* \* \* Heyligenstaedt Adaptive Regelung für drehmaschinen (ACC).
82. \* \* \* Mazak Turing M-R can be used as Adaptive Controlled N/G lathe; Aich; Prel.Japan Yamazaki.
83. \* \* \* Adaptives Regelsystem ACEMA- DFR 400 x 1250 NS-S /AC.
84. DODON, E,  
URDEA, G  
MLADIN, E  
RADULESCU, V  
PACURARU, L  
EGLER, I Soluționarea comenzii adaptive la mașini-unelte aşchiitoare, cu mișcări compuse și lanțuri de avans independente. Institutul politehnic Timișoara, 1975, Catedra TCM.

C U P R I N S

	<u>Pag.</u>
1. INTRODUCERE . . . . .	1
1.1. Comanda adaptivă la mașini-unelte . . . . .	3
1.2. Aplicarea CA la strungul revolver . . . . .	5
2. ANALIZA SISTEMELOR DE COMANDA ADAPTIVA EXISTENTE PE PLAN MONDIAL, PENTRU STRUNGURILE REVOLVER . . . . .	7
2.1. Probleme generale . . . . .	7
2.2. Compunerea generală a sistemelor de CA întâlnite la SR . . . . .	7
2.3. Traductoare folosite de sortimente de CA la SR	11
2.3.1. Traductoare pentru măsurarea forțelor . . . . .	13
2.3.2. Traductoare pentru măsurarea cuplurilor . . . . .	13
2.3.3. Alte traductoare . . . . .	14
2.4. Concluzii asupra studiului actual. . . . .	15
3. ANALIZA MODULUI DE INCARCARE A VERIGILOR EXECUTANTE. LA PRELUCRARILE PE STRUNGURILE REVOLVER . . . . .	18
3.1. Considerații generale . . . . .	18
3.2. Determinarea forțelor pe traductoare la prelucrarea succesivă . . . . .	23
3.2.1. Cazul strunjirii . . . . .	23
3.2.2. Cazul găuririi . . . . .	27
3.3. Determinarea forțelor pe traductoare la prelucrarea simultană. . . . .	29
3.3.1. Cazul strunjire + strunjire . . . . .	29
3.3.2. Cazul găurire + strunjire . . . . .	37
3.4. Exemple de calcul . . . . .	44
3.4.1. Forța de prestrângere . . . . .	46
3.4.1.1. Cazul strunjirii cu DPS orizontal . . . . .	47
3.4.1.2. Cazul găurire+strunjire cu DPS orizontal	47
3.4.2. Forțele pe traductoare. : : . . . . .	48
3.4.2.1. La găurire . . . . .	48
3.4.2.2. La strunjire. : : . . . . .	48
3.4.2.3. La strunjire + găurire. . . . .	49
3.5. Considerarea rigidității PLD. . . . .	50
4. ASPECTE SPECIFICE A PARAMETRILOR REGIULUI PE STRUNGUL REVOLVER, IN VEDEREA COMENZII ADAPTIVE. . . . .	58
4.1. Observații prealabile. . . . .	58
4.2. Situația la diferite cazuri de simultaneitate . . . . .	60



	<u>Pag</u>
4.2.1. Forța care determină avansul . . . . .	61
4.2.2. Cazul strunjire + strunjire . . . . .	65
4.2.3. Cazul găurire+ strunjire . . . . .	71
5. ALGORITMUL SISTEMULUI DE COMANDA ADAPTIVA . . . . .	79
5.1. Generalități . . . . .	79
5.2. Limitarea avansului de către capacitatea de încărcare a STE . . . . .	83
5.2.1. Limitarea avansului de către rezistența burghiului. . . . .	83
5.2.2. Limitarea avansului de către precizia de prelucrare. . . . .	84
5.3. Limitarea avansului de către mecanismul de avans .	86
5.3.1. Cazul găuririi . . . . .	87
5.3.2. Strunjirea cu un singur cuțit . . . . .	88
5.3.3. Cazul strunjire + strunjire. . . . .	89
5.3.4. Cazul găurire + strunjire . . . . .	90
5.4. Algoritmul și soluția sistemului de CA . . . . .	91
6. ACTIONAREA DE AVANS PENTRU SR CU CA . . . . .	95
6.1. Considerații prealabile. . . . .	95
6.2. Acționarea hidrostatică a avansului. . . . .	101
6.3. Parametrii motorului hidraulic orbital . . . . .	102
6.4. Calculul cinematic al acționării de avans . . . . .	104
7. SISTEMUL EXPERIMENTAL DE CA A AVANSULUI . . . . .	107
7.1. Obiectivele și metodica încercărilor. . . . .	109
7.2. Rezultatele încercărilor . . . . .	110
7.2.1. Funcționalitatea sistemului. . . . .	110
7.2.2. Menținerea avansului în mm/rot la schimbarea $n_{AP}$ . . . . .	112
7.2.2.1. Parametrii acționării cu avans independent . . . . .	114
7.2.2.2. Rezultatele măsurătorilor . . . . .	120
7.2.3. Rigiditatea CR . . . . .	124
7.2.4. Aspecte asupra comportării dinamice. . . . .	
8. CONCLUZII GENERALE . . . . .	134
BIBLIOGRAFIE . . . . .	138