

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VUIA” TIMISOARA

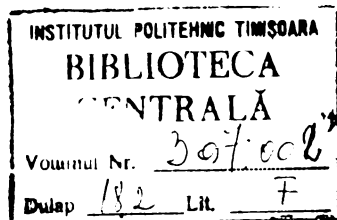
Ing. GAVRIL URDEA

TEZA DE DOCTORAT
COMANDA ADAPTIVA
LA MASINI DE RECTIFICAT ROTUND EXTERIOR
INTRE VIRFURI

Conducător științific
Prof.dr.ing. Eugen Dodon

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

- 1975 -



1. INTRODUCERE

9

1.1. LOCUL COMENZILOR ADAPTIVE IN DEZVOLTAREA MASINILOR - UNELTE

Nivelul de dezvoltare a industriei de mașini-unelte, condiționează dezvoltarea tuturor întreprinderilor constructoare de mașini, influențează capacitatea de producție a acestora și determină progresul tehnic al întregii industrii. Acestea sînt motivele care explică dezvoltarea impetuoasă a tuturor tipurilor de mașini-unelte, creșterea gradului lor de automatizare.

Perfecționarea mașinilor-unelte are drept scop reducerea costului de prelucrare a pieselor care este determinat în mare măsură de timpul de prelucrare cu componentele sale timpul de bază și timpul auxiliar.

Atît timp cît sculele nu permiteau executarea prelucrărilor cu viteze ridicate timpul de bază era relativ mare față de timpul auxiliar. Mașinile-unelte care se foloseau aveau o construcție relativ simplă cu ranoarte mici de reglare a turațiilor și avansurilor și valori reduse ale acestora.

Apariția sculelor așchietoare, din carburi metalice minc-rălo-ceramice, etc., cu capacități așchietoare superioare au permis executarea pieselor cu viteze de așchiere mult mai mari, ajungîndu-se pînă la 15...20 m/s. Acest progres în obținerea materialelor pentru scule a impus modificări esențiale în construcția mașinilor-unelte. Au apărut mașini-unelte mai robuste, cu viteze mai ridicate și cu stabilitate mai mare la vibrații. Ca o consecință a acestui fapt apare o micșorare a timpului de bază, comparativ cu timpul auxiliar.

Cercetările au fost orientate spre reducerea timpilor auxiliari. Astfel, apar mașinile-unelte cu comenzi-program.

Inzestrarea pe scară largă a mașinilor-unelte cu comenzi program și echiparea lor cu sisteme auxiliare (de control activ, reinstalare automată la cotă, înlocuire automată a sculelor) au contribuit în mare măsură la reducerea timpilor auxiliari, la creșterea siguranței în funcționare și a preciziei de prelucrare. In acest mod s-a redus substanțial timpul auxiliar, timpul de bază rămînînd același.

Se poate spune, că în etapa actuală se urmărește din nou reducerea timpilor de bază prin două metode:

- prima metodă, tradițională, se bazează pe găsirea unor materiale noi pentru scule care să permită, în continuare, creșterea vitezei de așchiere. Ca exemplu poate fi dată rectificarea cu vitezei ale pietrei pînă la 150m/s.
- a doua metodă se bazează pe utilizarea comenzilor adaptive.

Prin comanda adaptivă (CA) a unei mașini-unelte se înțelege un sistem de automatizare a prelucrării care pe baza informațiilor primite de la măsurările de referință (forțe, puteri, costuri de prelucrare, indici de calitate a piesei, capacitate productivă, etc.) și a informațiilor provenite prin măsurarea unor parametri a regimului de așchiere, chiar în timpul desfășurării procesului, prelucrate potrivit unei anumite strategii, reglează parametrii regimului de așchiere astfel ca să se obțină un efect tehnico-economic optim.

Dat fiind faptul că această CA reglează parametrii regimului pe baza informațiilor curente primite chiar în timpul desfășurării procesului, adică mașina se autoadaptează optim la condițiile mereu schimbate de așchiere, acest sistem de comenzi constituie cea mai modernă și științifică etapă în dezvoltarea mașinilor-unelte.

După cercetările de prognoză ale firmei Cincinnati Milacron [38] și a Institutului de tehnologie din Michigan [79] se prevede ca pînă în anul 1985 majoritatea mașinilor-unelte să fie construite cu comenzi adaptive.

Construcția mașinilor-unelte cu CA prezintă următoarele avantaje:

- reducerea cheltuielilor de proiectare a proceselor tehnologice și de înscriere a lor pe portprograme;
- desfășurarea procesului de prelucrare cu cele mai corespunzătoare regimuri de lucru, în funcție de scopul urmărit;
- compensarea automată a tuturor erorilor provocate de factorii sistematici sau întâmplători;
- protejarea implicită contra supraîncărcărilor sistemului tehnologic elastic (STE);
- posibilitatea deservirii mai multor mașini de către un singur muncitor.

Avantajele, evidente ale mașinilor cu CA, au determinat, pe plan mondial, vaste cercetări referitoare la studiul proceselor de prelucrare, la realizarea unor subansamble, noduri și elemente adecvate automatizărilor cât și realizării efective a diferitelor tipuri de MU cu comenzi adaptive.

În literatură se întâlnește frecvent clasificarea comenzilor adaptive în două grupe mari și anume: CA cu valori limită (ACC) și CA de optimizare (ACO).

O astfel de împărțire nu ține cont de factorii tehnologici reali, care limitează regimul și deci nu este concludentă și nici suficient de definitorie.

O clasificare mai completă a comenzilor adaptive se poate face în funcție de criteriile de optimizare. Până în prezent criteriile de optimizare acceptate de către majoritatea cercetătorilor și evidențiate în lucrările [2], [3], [4], [5], [17], [36], [39], [61], [75], este:

- costul operației de prelucrare C , în lei/buc;
- capacitatea de producție N , în buc/oră.
- realizarea (respectarea) anumitor indici de calitate - R (ca de exemplu; precizia dimensională, de formă calitatea suprafeței).

Criteriile de mai sus pot constitui fiecare în parte criteriu de optimizare sau se pot combina între ele dând naștere la următoarele criterii:

$$\begin{aligned} O_1 &= f(C); O_2 = f(N); O_3 = f(R); O_4 = f(C, R); \\ O_5 &= f(N, R); O_6 = f(N, C); O_7 = f(C, N, R). \end{aligned}$$

Clasificarea comenzilor adaptive pe baza criteriilor de optimizare $O_1 \dots O_7$, definește mai clar și mai precis funcția comenzii adaptive respective.

Dintre posibilitățile de optimizare enumerate cele mai eficiente în practică sînt acelea care țin seama de două și trei criterii. Acestea însă sînt mult mai complexe și cuprind în toate cazurile calculatoare electronice care prelucrează, în timp util, după o anumită strategie informațiile provenite din proces și comandă corespunzător mașina-unealtă.

În prezenta lucrare se urmărește studierea, conceperea, realizarea și încercarea unei CA pentru mașinile de rectificat rotund exterior între vîrfuri prin intermediul căreia să se obțină o creștere a capacității productive a mașinilor de acest tip precum și

a performanțelor privind precizia dimensională și de formă a pieselor.

1.2. FACTORII CARE IMPUN INTRODUCEREA COMENZILOR ADAPTIVE LA MASINILE DE RECTIFICAT

Este cunoscut de către toți cercetătorii din domeniul prelucrărilor prin rectificare, că acest proces este relativ complex atât datorită numărului mare de parametri ai procesului, cât și datorită variației caracteristicilor așchietoare ale granulelor abrazive, chiar în cursul unei operații. Aceasta creează dificultăți în cercetarea teoretică și experimentală a acestor genuri de prelucrări.

În ansamblu factorii care influențează procesul de rectificare sînt:

1. Piatra de rectificat:

- materialul, dimensiunile și forma granulelor abrazive
- materialul liantului
- structura
- duritatea
- dimensiunile discului.

2. Piesa de rectificat:

- duritatea
- forma și dimensiunile

3. Mașina-uncaltă și dispozitivele folosite:

- precizia geometrică
- rigiditatea

4. Regimul de așchiere:

- viteza pietrei
- turația piesei
- viteza de avans a mesei
- adîncimea de așchiere.

5. Lichidul de răcire

6. Scula de corecție - material

7. Regimul de corectare:

- viteza de avans a sculei de corecție
- adîncimea stratului de corecție.

Cuprinderea tuturor acestor-factori și a modificările lor din timpul operației, în expresii matematice care să servească la

stabilirea parametrilor optimi de rectificare este o problemă imposibilă în stadiul actual, cu atât mai mult cu cât o mare parte dintre parametri, arătați mai sus, se modifică în timp.

Tot odată trebuie precizat că valorile parametrilor reali de aşchiere, adică a celor realizați efectiv în proces și în special adâncimea de rectificare, sînt mai mici decît valorile parametrilor reglați pe mașină. Mai mult, ei nu se păstrează constanți chiar în timpul unei treceri în primul rînd datorită variației rigidității STE cu dimensiunile piesei și sculei, și în al doilea rînd datorită uzării granulelor abrazive.

La rectificare modificarea parametrilor de aşchiere în timp este relativ mult mai mare decît la alte procedee de prelucrare cu scule cu geometrie mai stabilă în timp decît a granulelor abrazive. Deci nici nu se pot cunoaște pe căile existente datele corecte ale regimului de aşchiere.

Micșorarea adâncimii de aşchiere duce în primul rînd la micșorarea componentei F_y și se reflectă negativ asupra capacității productive a mașinii. În plus deformațiile mașinii fiind diferite în lungul piesei (prelucrare între vîrfuri) rezultă că F_y are valori diferite și în consecință va fi afectată precizia dimensională și de formă a piesei.

Eroarea produsă de variația rigidității STE este sistematică și poate fi eliminată numai printr-o variație corespunzătoare a componentei F_y , lucru pe care îl poate rezolva numai CA și numai anumite soluții a acestuia.

Tot datorită deformațiilor STE erorile de formă care apar la faza de degroșare se transmit la faza de finisare și la faza de destindere. Eliminarea acestor erori la ultima fază impune executarea unui număr mare de treceri ceea ce duce la micșorarea capacității de producție a mașinii. Nici acest aspect nu poate fi rezolvat de către mașinile de rectificat fără CA.

O CA poate introduce automat valoarea optimă a forței F_y , și deci poate elimina erorile de formă chiar de la început, timpul fazei de destindere limitîndu-se doar la obținerea unor rugozități corespunzătoare, prevăzută inițial.

În condițiile eliminării erorilor de formă, deci în condițiile existenței CA, se reduce de cca 3-9 ori timpul de oprire a procesului pentru efectuarea măsurătorilor.

Din analiza ciclului de rectificare rezultă că la început

(la pătrunderea pietrei în material) se produce o tensionare a elementelor STE, iar pe măsura creșterii solicitării, adâncimea reală se apropie ca valoare de cea nominală (reglată la mașină), mașina ajungînd la capacitatea productivă maximă numai după un anumit timp. Din cercetările teoretice și experimentale s-a constatat că acest timp poate fi redus cu 40 ... 60%, dacă se lucrează cu valori mai mari ale avansului transversal (de cca 2 ... 4 ori) la faza de pătrundere față de valoarea avansului transversal în faza regimului cînd se lucrează cu valoare constantă a componentei F_y . Această reducere a fazei de pătrundere duce la creșterea capacității productive a mașinii.

Cercetările efectuate în Japonia, RFG, Belgia, URSS și alte țări [35], [47], [59] au pus în evidență relații între rugozitatea suprafeței rectificate și componenta F_y . Rezultă de aici că însăși calitatea suprafeței rectificate ar putea fi controlată prin intermediul CA, care ar avea ca parametru de referință componenta F_y . Acest control nu poate fi rezolvat pe mașinile de rectificat tradiționale.

O problemă care se referă atît la condițiile de exploatare a mașinii cît și la obținerea unor suprafețe rectificate fără fisuri și arsuri (nete moi) este aceea legată de prelucrările cu parametrii de lucru reglați, constanți. Dezavantajul constă în aceea că în cazul variației adaosului de prelucrare sau a durității materialului, temperatura din zona de așchiere depășește limitele admise, ceea ce poate crea condițiile apariției defectelor de suprafață amintite mai sus. Concomitent cu creșterea temperaturii cresc și componentele forțelor de așchiere care creează pericole de supraîncărcare a mașinii și chiar accidente.

Prin intermediul CA, care comandă parametrii principali funcție de anumite valori prestabilite a componentei F_y , pericolele de mai sus pot fi eliminate complet.

O altă problemă nerezolvată pe mașinile de rectificat existente (fără CA) este aceea de stabilire a timpului, a momentului cînd se impune corectarea pietrei abrazive. La baza stabilirii durabilității unei pietre, încă nu sînt răspîndite criteriile obiective bine precizate. Atît timp cît în cercetările de laborator și mai ales în întreprinderile industriale corecția pietrei se bazează pe aprecieri subiective, se vor obține dispersii mari ale dimensiunilor și defecte de suprafață. Din nou momentul în care se impune corectarea pietrei poate fi stabilit numai prin CA.

Construcția mașinilor de rectificat cu CA ar rezolva parte din problemele enumerate mai sus, contribuind la creșterea capacității productive, a preciziei dimensionale și la obținerea unor suprafețe fără defect.

2. ANALIZA COMENZILOR ADAPTIVE PENTRU MASINILE DE RECTIFICAT, PE PLAN MONDIAL

2.1. Probleme generale

În prezent, tendințele de dezvoltare pe plan mondial a mașinilor de rectificat sînt orientate în următoarele direcții:

- înzestrarea unui număr tot mai mare de mașini de rectificat cu comenzi numerice;
- construcția mașinilor de rectificat cu viteze periferice ale pietrei foarte mari, 60...100 m/s sau chiar mai mari;
- găsirea soluțiilor pentru mașinile cu comenzi adaptive, cît și cu comenzi numerice combinate cu comenzi adaptive.

În cadrul primei direcții, se apreciază că majoritatea problemelor tehnico-științifice sînt rezolvate. Dezvoltarea mașinilor de rectificat cu viteze ridicate ale pietrelor este încă condiționată de găsirea unor lianți mai buni și mai rezistenți. Din punct de vedere constructiv astfel de mașini trebuie să fie mai robuste și cu putere de antrenare a pietrei mai mare.

Cea de a treia direcție de dezvoltare este caracterizată de un înalt grad de automatizare deoarece urmărește reglarea parametrilor de așchiere folosind comanda adaptivă, precum și comanda ciclului cotelor prin intermediul comenzii numerice.

În momentul de față, cele mai perfecționate mașini-unelte sînt cele cu comenzi numerice și comenzi adaptive.

Față de alte tipuri de mașini-unelte, la mașinile de rectificat, comenzile adaptive au fost dezvoltate mai puțin din cauza necunoașterii, încă, suficient de complet, a influențelor diferiților factori asupra calității pieselor rectificate precum și a interdependenței acestor factori. În prezent se desfășoară vaste cercetări referitoare la cunoașterea fenomenelor care au loc la

rectificare. Procesul de rectificare este studiat în centre de cercetări din R.F.G., Belgia, Franța, U.R.S.S., Japonia, etc. [3], [12], [36], [41], [42], . Numai o cunoaștere profundă a fenomenelor care apar în procesul de rectificare permite elaborarea celei mai adecvate strategii privind conceperea și realizarea unor comenzi adaptive eficiente.

Cu toate dificultățile semnalate, în unele țări ca Japonia, U.R.S.S., S.U.A., Italia, RDG, au fost concepute, realizate și încercate diferite tipuri de comenzi adaptive [5], [39], [79], [80], [92].

Majoritatea cercetătorilor din domeniul prelucrărilor prin rectificare sînt de părere că principalul factor care determină procesul de așchiere este componenta radicală F_y a forței de rectificare, motiv pentru care aproape toate comenzile adaptive, cunoscute pînă în prezent, o admit ca mărime de referință și în funcție de valoarea ei modifică unul ^{sau doi} din parametrii regimului de așchiere.

În cadrul unităților de cercetare, din țările amintite mai sus, au fost concepute, realizate și încercate comenzi adaptive avînd ca mărime de referință componenta F_y a forței de așchiere, pentru următoarele tipuri de mașini de rectificat:

- rotund exterior între vîrfuri;
- rotund interior;
- plan cu periferia pietrei;
- arbori canelați;
- inele de rulmenți.

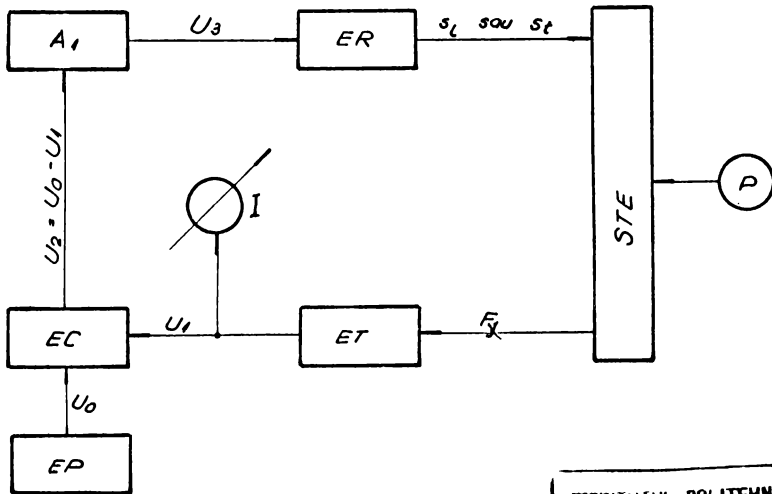
În cele ce urmează se face o prezentare analitică a acestora.

2.2. Comenzi adaptive pentru mașini de rectificat rotund exterior între vîrfuri.

Schema bloc a unei comenzi adaptive pentru aceste tipuri de mașini este prezentată în figura 1, [2], [3], [4], [5].

Forța F_y este măsurată continuu cu ajutorul unui element traductor ET, care transmite un semnal electric U_1 (proporțional cu mărimea F_y), la elementul de comparare EC și la aparatul indicator I. Semnalul U_1 se compară cu semnalul U_0 , care corespunde valorii de referință a forței F_y , obținut de la elementul EP de stabilire a încărcării cu forțe. Rezultatul comparării sub forma semnalului U_2 , ($U_2=U_0-U_1$), se transmite la amplificatorul A_1 și din care se obține semnalul U_3 . Elementul de reglare ER, în funcție

de mărimea și semnul lui U_3 , modifică în mod corespunzător, avansul longitudinal s_1 al piesei sau avansul transversal s_t al păpușii pietrei.



INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

Fig. 1. Schema bloc a unei C.A.

Elementul traductor, s-a ales astfel că transformă deformația elastică a unui element din STE, proporțională cu forța F_y , în semnale electrice. În general unui asemenea element, i se pun următoarele condiții :

- să fie amplasat cât mai aproape de punctul de aplicație a forțelor rezultate din procesul de rectificare;
- să nu complice comanda mașinii;
- să nu micșoreze posibilitățile tehnologice ale mașinii;
- să nu micșoreze rigiditatea mașinii și a STE.

Aceste cerințe nu au fost respectate în întregime la construcția elementului traductor folosit la sistemul de mai sus fig.2. Acesta se compune din butucul B asigurat contra deplasărilor axiale. Pe butuc se poate deplasa axial în ambele sensuri (cu valori mici) suportul S care este solidarizat cu păpușa pietrei de rectificat. Poziția axială a suportului S, în stare de repaos, este asigurată de două arcuri taler At. În butucul B este presat paharul P, prevăzut cu o bilă, pe care se sprijină pîrghia Pa... Celălalt capăt al pîrghiei apasă pe tija traductorului inductiv T, fixat pe suportul S. Palpatorul Pa este susținut de un arc lamelar.

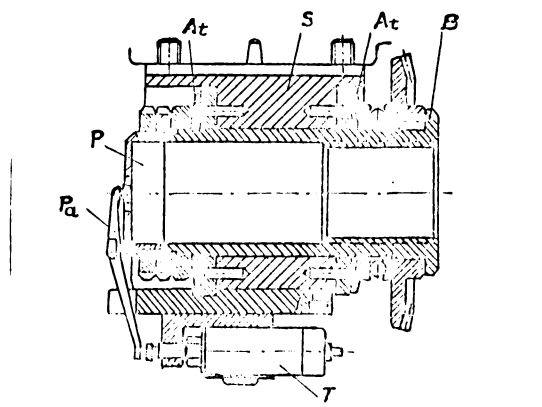


Fig.2. Element traductor cu arc taler

La schimbarea forței radiale F_y , păpușa pietrei cu suportul B se deplasează, într-un sens sau altul, deformând proporțional arcurile A_t . Mărimile deplasărilor sînt transformate în semnale electrice de către traductorul inductiv T, prin intermediul părușii P_a .

Dezavantajele elementului traductor prezentat constau în aceea că micșorează rigiditatea mașinii, iar existența arcului este o sursă de vibrații. Apoi este și departe de sculă.

Pe baza schemei bloc și utilizînd elementul traductor prezentat, s-a realizat o C.A. care în funcție de valoarea componentei F_y modifică *doi parametrii* [1], [2].

Practic realizarea acestei C.A. a impus unele modificări în construcția mașinii ^{care} să permită schimbările corespunzătoare ale vitezei de deplasare a mesei și a turației obiectului. C.A. care a realizat aceste schimbări, se prezintă în figura 3, [2].

Pe păpușa pietrei de rectificat PP este fixat elementul traductor (redat în fig.2) care măsoară permanent forța radială F_y . Semnalul electric al acestuia se transmite la elementul de comparație EC în care intră și semnalul U_0 corespunzător forței programate, de la elementul de programare EP. Semnalul U_2 de la ieșirea din EC, după amplificare în A, sub forma semnalului U_3 , se transmite la motorul M care modifică în mod corespunzător poziția cursorului autotransformatorului AT și poziția elementului de reglare a

droselul DR prin roțile dințate RD și pârghia P. Prin modificarea corespunzătoare a cursorului autotransformatorului AT se modifică curentul în bobinele motorului de curent continuu M_1 și deci turația obiectului n_0 . Modificând poziția de reglare a droselului DR se modifică secțiunea de curgere a acestuia și deci viteza de deplasare a mesci.

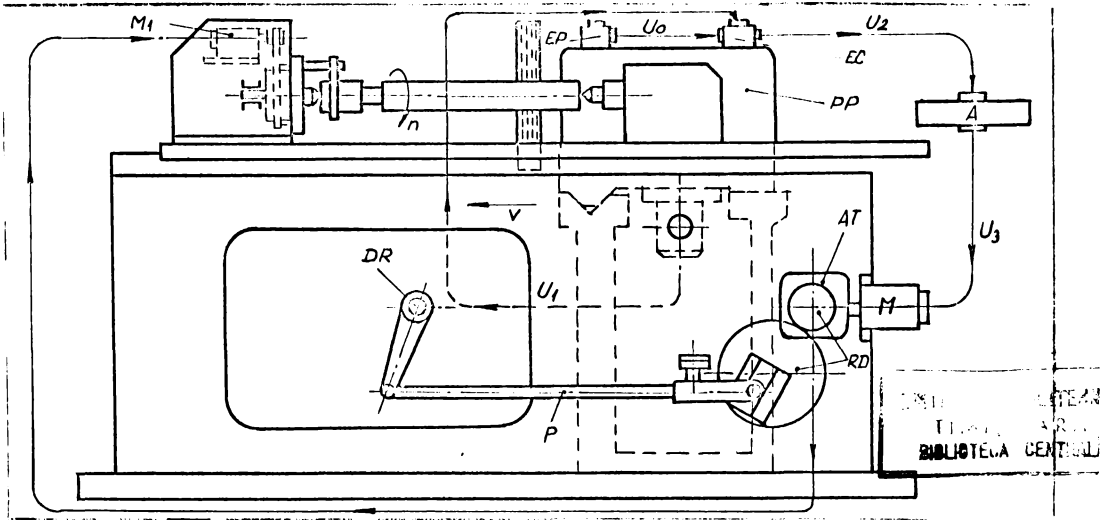


Fig.3. C.A. a mașinii de rectificat realizată de către Hudobin.

Modificarea celor două mărimi se face astfel ca valoarea avansului longitudinal s_1 , pe o rotație a piesei să rămână constantă.

Pe perioada pătrunderii pietrei de rectificat în material, C.A. este deconectată. Faza de pătrundere se comandă printr-un releu maximal de curent străbătut de curentul ce alimentează motorul electric al pietrei de rectificat. Prin urmare la o anumită valoare a curentului (care se poate regla) corespunzătoare unei anumite valori a forței radiale F_y , releul maximal de curent cuplează C.A. descrisă.

Comanda corecției pietrei de rectificat și trecerea de la faza de degroșare la finisare și apoi la faza de destindere se comandă de către dispozitivul de control activ iar mărimea forței radiale F_y , la faza de degroșare și finisare se poate regla cu ajutorul schemei electrice de comandă a mașinii.

Folosind C.A. pe mașina de rectificat Md. 3151 s-a obținut o creștere a capacității productive cu 45% mai mare decât în cazul

prelucrării fără C.A., precum și o calitate superioară a pieselor rectificatice.

Dezavantajele C.A. prezentate mai sus, sînt:

- utilizează elementul traductor din figura 2 cu dezavantajele precizate anterior;
- reglarea turației motorului M_1 de antrenare a piesei printr-un autotransformator este greoaie și insuficient de sensibilă;
- droșelul folosit la reglarea vitezei de deplasare a mesei mașinii necesită un cuplu mare de comandă;
- din prezentare rezultă că nu există o precizare în legătură cu elementul pentru programarea valorii componentei radiale F_y a forței de așchiere în funcție de deplasare, problemă foarte importantă în cazul rectificării pieselor relativ svelte, între vîrfuri.

În general semnalele obținute de la traductor necesită amplificări mari pentru a putea antrena elementele de execuție.

Pentru rectificările numai cu avans transversal s_t s-a încercat o C.A. (fig.4) care pentru menținerea constantă a forței radiale F_y , modifică turația n_p a piesei [3].

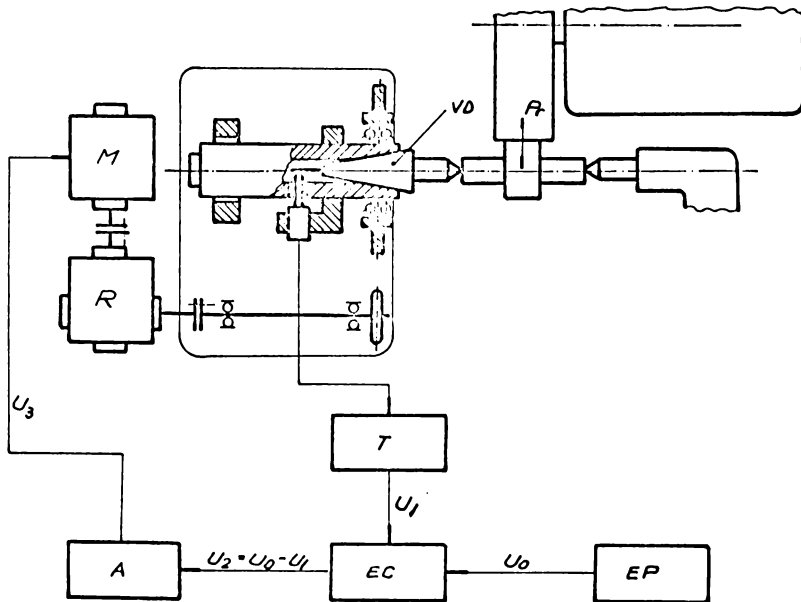


Fig.4. C.A. pentru mașini de rectificat cu avans transversal.

Funcționarea sistemului prezentat în figura 4 se bazează pe același principiu ca și cel prezentat anterior însă folosește traductorul redat în figura 5, care este un variator inductiv VD, fixat prin suprafața conică în corpul C cu ajutorul piuliței P. Pe capătul Ct al tijei de măsurare Tm este montată armătura A din oțel moale, care este dispusă în joc dintre traductoarele inductive Ti. La încărcarea vîrfurilor cu forțe verticale capătul tijei de măsurare împreună cu armătura se deplasează, schimbînd astfel mărimea semnalului dat de traductoare. Surubul S servește la deplasarea bobinelor traductoarelor în vederea reglării, iar pîrghiile P la fixarea acestora în poziție.

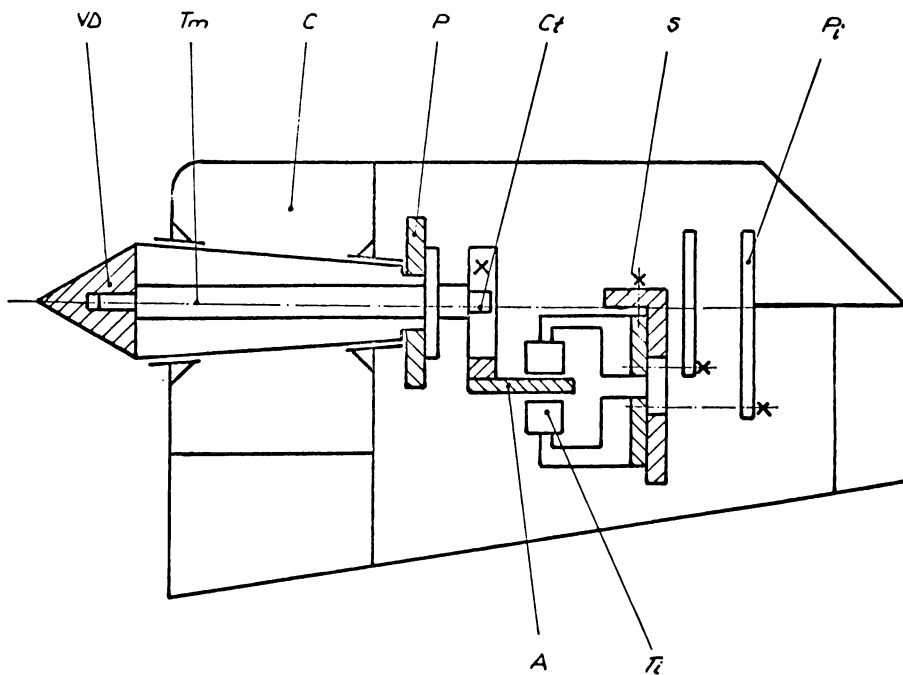
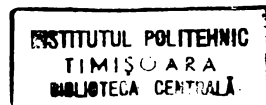


Fig.5. Element traductor cu tijă.

În cazul folosirii acestei C.A. pe o mașină de rectificat Md 3151, la rectificarea cu avans de pătrundere precizia de prelucrare a crescut de două ori iar capacitatea productivă cu 20 % față de rectificarea fără C...



Mașina de rectificat rotund exterior GON2oA-C

În toamna anului 1970 la Expoziția de mașini-unelte de la Osaka, firma japoneză TOYODA a expus primul model de mașină de rectificat rotund exterior cu comandă numerică și adaptivă GON 2oA-C (figura 6), [75], [77], [93], model care este comercializat.

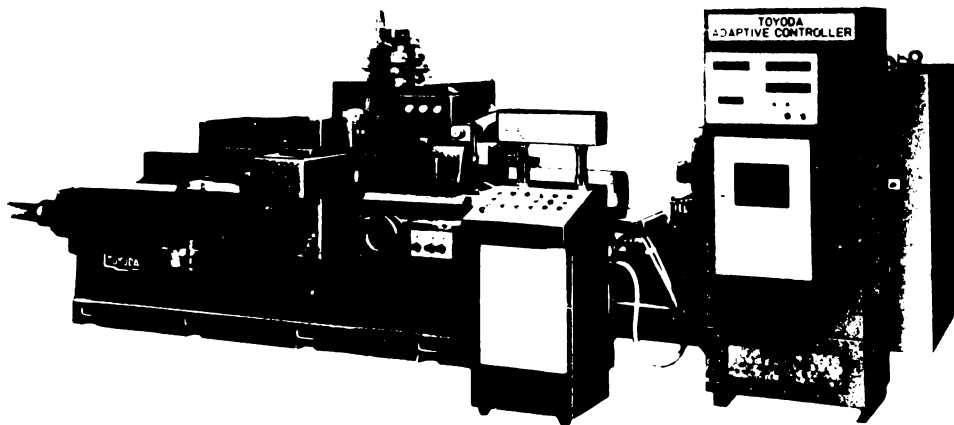


Fig.6. Mașina de rectificat cu C.A. model GON2oA-C

La această mașină se comandă prin program sau numeric următorii parametrii:

- mărimea avansului de apropiere rapidă a pietrei către obiect între limitele 5...1200 mm/min;
- poziția de trecere de la avansul rapid la avansul de lucru, funcție de diametrul obiectului;
- valorile inițiale ale avansurilor transversale, la fazele de degroșare și finisare;
- avansul transversal în faza de destindere între limitele de 3...150 μ m. Acest avans se realizează prin deplasarea transversală numai a arborelui pietrei de rectificat, susținut hidrostatic prin intermediul unei servosupape;
- retragera rapidă a păpușii pietrei, în poziția inițială. Verificarea acestei poziții se realizează printr-un semnal de coincidență.

Datele necesare (și memorate) pentru C A sînt:

- Forța F_y de referință (pentru fazele de degroșare și finisare);

- valoarea limită a cantității de material ce trebuie îndepărtat între două corecții ale pietrei, precum și factorii de compensare pentru diferitele materiale.

C.A. a mașinii reglează parametrii de aşchiere numai la rectificările cu avans transversal și la fazele de degroșare și finisare. În cele două faze, avansul păpușii pietrei și turația obiectului se reglează astfel încât componenta reală F_y a forței de rectificare să se păstreze egală cu valoarea ei de referință. Componenta F_y se măsoară prin variația presiunii din lagărul anterior al arborelui principal.

Cantitatea limită de material îndepărtat între două corecții se stabilește prin calcularea permanentă a acesteia de către un calculator la care se trimit valorile curente ale diametrului piesei.

Cînd s-a ajuns la îndepărtarea cantității limită de material se dă semnalul și se execută corecția pietrei.

Poziția capului de rectificat se compensează automat în funcție de valoarea corectării.

Avantajele C.A. de la mașina GON 20 A-C constau în următoarele:

- măsoară componenta F_y cu ajutorul unor elemente traductoare cu semiconductori, prin intermediul variației presiunii din lagărul anterior al arborelui principal. În acest mod nu se reduce rigiditatea mașinii și nici posibilitățile tehnologice a acesteia.
- comandă automat corecția pietrei stabilind valoarea cantității limită de material îndepărtat.

Dezavantajele acestei C.A. constau în aceea că se utilizează numai la rectificările cu avans transversal și nu compensează erorile produse de variația rigidității STE.

2.3. C.A. pentru mașinile de rectificat rotund interior.

La soluțiile cunoscute [3], [4], se menține constantă forța radială F_y , folosind la unele ca element de reglare un amplificator hidraulic cu transformator electromecanic (vezi figura 7).

În procesul de rectificare mărimea F_y se măsoară continuu cu ajutorul elementului elastic ET și a traductorului inductiv TI, care este rigidizat în corpul păpușii pietrei de rectificat PP. Elementul traductor se compune din două inele prevăzute cu capete elastice.

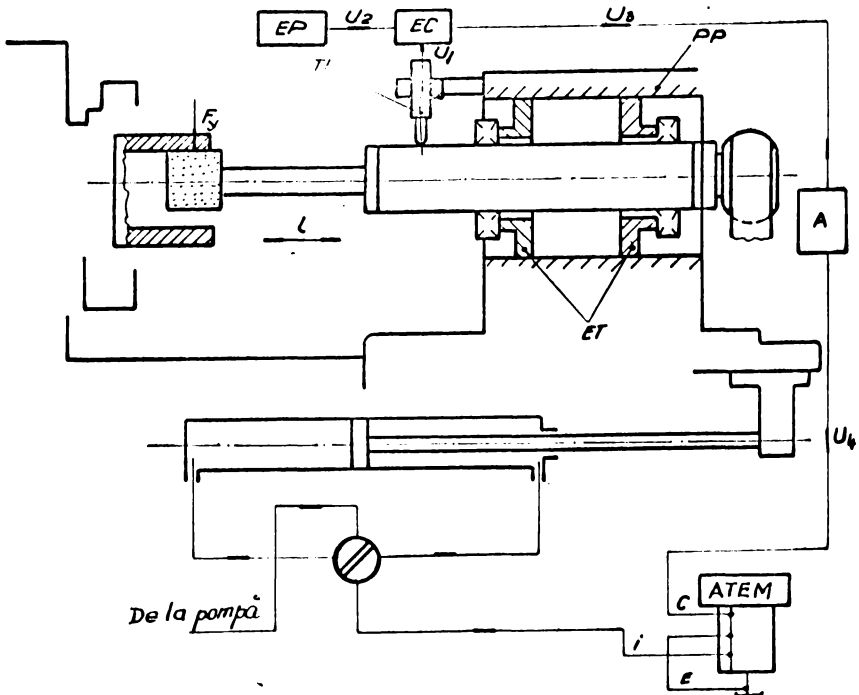


Fig.7. C.A.pentru mașini de rectificat interior cu ATEM

Semnalul electric U_1 , proporțional cu mărimea forței radiale F_y , de la traductorul inductiv TI intră în elementul de comparare EC, în care intră de asemenea semnalul U_2 proporțional cu mărimea forței radiale de referință (dată de elementul de programare EP). Semnalul rezultat în urma comparării $U_3 = U_2 - U_1$ se amplifică pînă la valoarea U_4 care se transmite la amplificatorul cu transformator electromecanic ATEM. Acesta din urmă produce deplasarea corespunzătoare a avansului longitudinal s_1 pînă cînd rezultatul comparării devine nul.

Se precizează că această CA a fost realizată pentru mașina de rectificat rotund interior model 3 A 227 (URSS).

În figura 8 se prezintă schema electrică pentru comanda amplificatorului cu transformator electromecanic de la traductorul inductiv TI tip BV - 844.

Bobinele L_1 și L_2 ale traductorului inductiv TI sînt introduse într-o punte formată cu rezistențele R_1, R_2, R_3 și R_4 . Rezistențele variabile R_2 și R_3 servesc la echilibrarea după amplitudine a punții (R_2 pentru reglarea grosieră, R_3 pentru reglarea fină), iar R_4 pentru echilibrarea după fază. Deoarece miezul

bobinelor traductorului introduce neliniarități (apar armonice cu frecvențe superioare frecvenței tensiunii de alimentare a traductorului) după traductor sînt montate două filtre de frecvență joasă $R_5 C_1$ și $R_6 C_2$. Semnalul, după ce a străbătut filtrele, intră într-un amplificator cu două trepte de frecvență joasă format din două triode 6 N 2 P (tubul T_1).

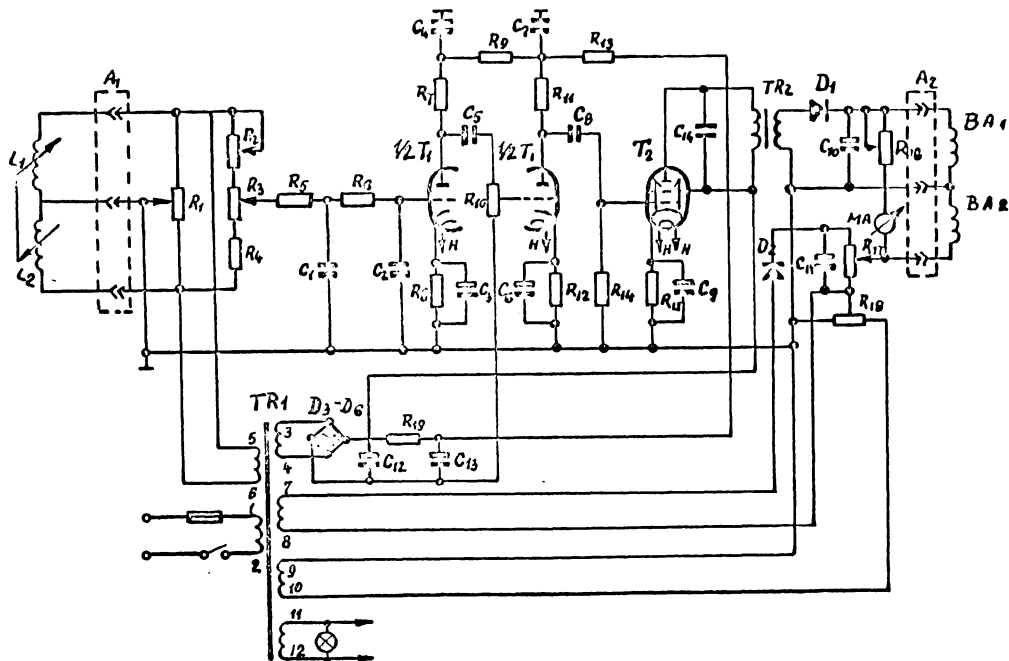


Fig.8. Schema electrică a C.A. pentru mașini de rectificat interior

Rezistența variabilă R_{10} servește la reglarea coeficientului de amplificare. Mai departe semnalul intră în ultima treaptă (Tubul T_2 tip 6 P₁ P) care lucrează în regim de amplificare a puterii. Ultima treaptă are la ieșire un transformator TR'2 pentru adaptarea rezistenței anodice de încărcare a tubului și rezistenței bobinei BA 1 a ATEM. Semnalul pătrunde în bobina BA 1 după ce a trecut prin dioda D 1 cu semiconductori. În același timp, bobinei BA 2, prin intermediul diodei cu semiconductori D 2, i se aplică o tensiune de referință de la transformatorul de putere, măsurimea căreia se poate regla cu potențiometrul R 17. Această tensiune produce un câmp magnetic de sens contrar câmpului magnetic

produs de bobina BA 1 și servește la compensarea curenților reziduali ai bobinei BA 1, la echilibrarea schemei. Acesta crează semnalul de referință în sistem.

Pentru eliminarea frecării mixte dintre elementele mobile ale ATEM, suolimentar, bobinei BA 2 i se transmite o tensiune variabilă pentru crearea unei mișcări oscilatorii cu frecvența de 50 Hz. Amplitudinea oscilațiilor se reglează cu potențiometrul R_{18} . Pentru vizualizarea stării schemei servește microampermetrul MA. Alimentarea schemei se face de la rețeaua de curent alternativ prin transformatorul de putere TR 1.

În ceea ce privește mărimea forței de referință, nu se dă indicații privind modul de obținere a ei.

Pută de sistemul descris pentru mașinile de rectificat rotund exterior, sistemul prezentat mai sus este mai perfecționat. Semnalul dat de către traductorul inductiv necesită amplificări mai mici pentru comanda ATEM.

Procesul tranzitoriu are o durată mai scurtă iar sistemul în ansamblu o sensibilitate sporită. Folosește însă un element traductor inductiv, bazat pe deformațiile elastice ceea ce constituie o sursă de vibrații și de deformații.

Intrucât sistemul modifică numai avansul longitudinal al mesei și nu și turația obiectului, înseamnă că suprafața prelucrată va avea microneregularități diferite pe diferite porțiuni cilindrice, ceea ce constituie un dezavantaj important. Acest lucru poate fi eliminat în contul creșterii complexității C.A.

Mașina de rectificat rotund interior cu forță controlată.

În anul 1964 firma „HEALD” din S.U.A. a realizat o mașină de rectificat rotund cu o înaltă capacitate productivă și care asigură precizie ridicată a alezajelor cilindrice și conice rectificate [92].

Acești doi indici, calitativ superiori, sînt asigurați prin aceea că rectificarea se execută cu forță radială controlată, valoarea ei fiind modificată în funcție de consolajul pinolei pietrei, prin pivotarea păpușii pietrei de rectificat în jurul punctului S, după cum se vede în figura 9. Rotirea păpușii pietrei se face astfel încît prin controlarea forței radiale să rezulte alezaje cu precizie ridicată.

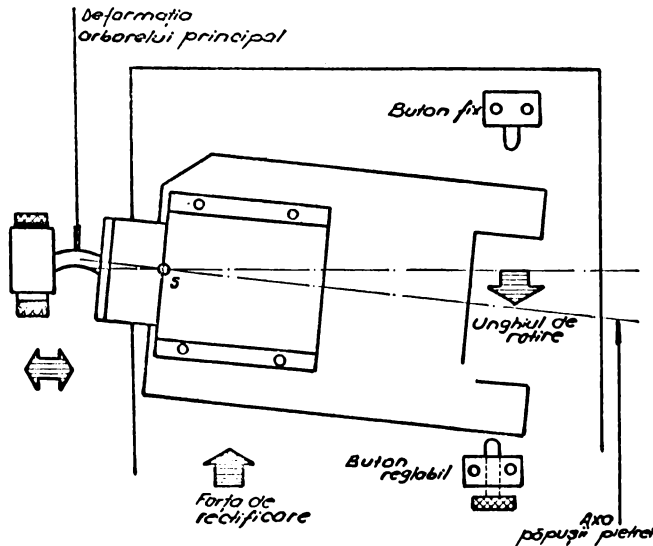


Fig.9. Principiul rectificării interior cu forță controlată HEALD

Sistemul de comandă al mașinii asigură în circuitul hidrostatic de acționare presiune mare la degroșare și presiune mică la finisare, modificând și în acest mod forța radială.

Prin urmare C.A. a mașinii de mai sus controlează forța radială de rectificare funcție de consolajul pietrei de rectificat prin intermediul rotirii păpușii pietrei și numai la trecerea de la o fază la alta prin modificarea adâncimii de rectificare.

2.4. C.A. pentru mașini de rectificat plan.

Schema unei C.A. de acest gen (figura 10) [2] se deosebește de cele anterioare prin elementul traductor ET, care în acest caz este un traductor de putere, respectiv un transformator de curent.

C.A. asigură menținerea constantă a puterii absorbite de către motorul de antrenare a pietrei modificând după necesitate mărimea avansului longitudinal al mesei, cu un ATEM. Sistemul în acest caz se simplifică mult. Curentul dintr-o fază a motorului care antrenează piatra de rectificat este proporțional cu forța tangențială la rectificare F_z , respectiv într-o oarecare măsură cu componenta radială F_y . Pe măsura uzării, raportul F_y/F_z se schimbă, ceea ce afectează precizia de prelucrare.

Circuitul de măsurare al forței F_y se compune din elementul traductor ET (fig.5), amplificatoarele liniare A_1 și A_2 , cu legătură inversă programată în funcție de deplasarea x a pietrei de rectificat PR, un element de detectare K_d și aparatul indicator I_1 .

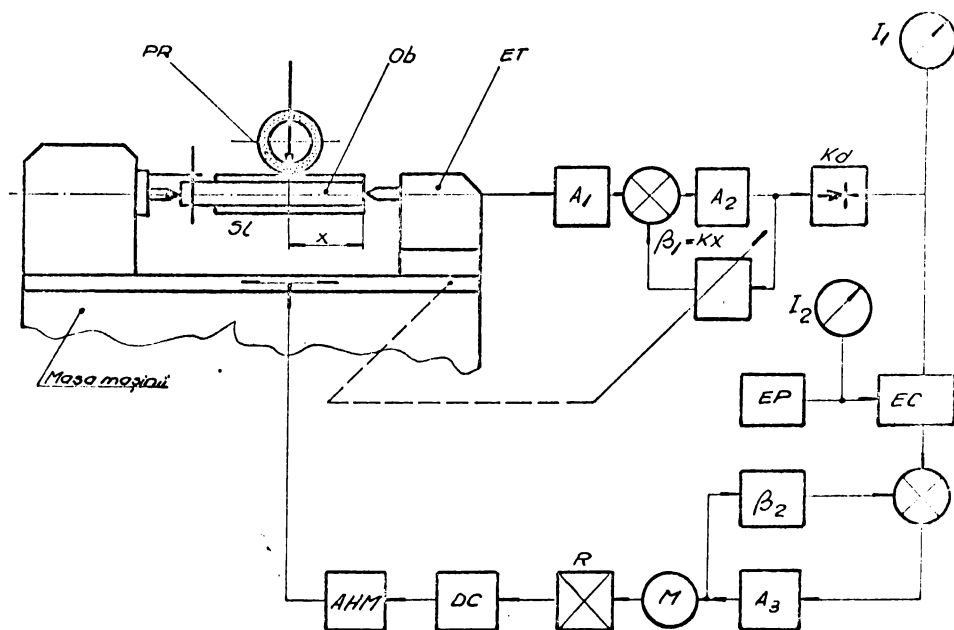


Fig.11. C.A. pentru mașini de rectificat arbori canelați.

Semnalul de la elementul de măsurare intră într-un element de comparație EC cu relec, în care se compară permanent cu valoarea de referință a forței radiale, dată de elementele de programare. Valoarea acesteia din urmă se vizualizează la aparatul indicator. Rezultatul comparației, după amplificare în A_3 , intră în motorul electric M prevăzut cu frână electromagnetică. Acesta prin reductorul R și distribuitorul de comandă DC, acționează asupra elementului de reglare al avansului longitudinal s_1 al mesei, din acționarea hidraulică AHM a acesteia.

Dacă semnalul corespunzător forței programate, este mai mare decât cel corespunzător forței radiale măsurate, se comandă creșterea vitezei de deplasare a mesei (s_1) iar în caz contrar micșorarea acesteia.

Cu sistemul prezentat a fost înzestrată mașina semiautomată de rectificat arbori canelați M_345 (URSS).

În schemă sînt introduse următoarele legături inverse:

- o legătură negativă după tensiune ($-\alpha$);
- o legătură pozitivă după curent ($\beta_1 I$) și în serie cu aceasta, o verigă de corecție K_1 ;
- un bloc de întrerupere după curent cu coeficientul β_2 .

Al doilea subsistem realizează avansul transversal al pietrei de rectificat menținînd constantă valoarea maximă admisibilă a acestuia astfel încît, în procesul de prelucrare, să nu apară arsuri și să se utilizeze puterea motorului de antrenare al pietrei de rectificare. Semnalul U proporțional cu puterea P se transmite blocului de putere BP compus din traductorul de curent de sarcină I_s cu compensator pentru curentul de mers în gol I_g (U_g) și blocul de înmulțire.

A doua acțiune de comandă pentru subsistemul cu relec o constituie adaosul de prelucrare h al semifabricatului. Legătura inversă principală o constituie mărimea adaosului de prelucrare îndebîrtat h_d , obținut prin integrarea vitezei de avans s_d . Valoarea curentă a adaosului de prelucrare care rămîne Δh determină instalarea după putere $[U_i^2 (\Delta h)]$. La scăderea lui P sub o valoare mai mică decît cea prestabilită, relecul cuplează motorul de avans DA la sursa de alimentare. Motorul DA transmite mișcarea de rotație printr-un reductor suportului transversal ST , care posedă momentul de inerție I_{st} și momentul de frecare M_{st} . Reductorul reprezintă elementul neliniar $EN 1$, care include și jocurile echivalente J_1 , momentul M_{su} de frecare uscată și veriga elastică VE . Rotația arborelui de ieșire al reductorului se transformă cu raportul ρ , în mișcare rectilinie alternativă cu viteza S_{M2} , a suportului transversal.

Asupra dinamicii procesului de rectificare influențează esențial rigiditatea arborelui pietrei de rectificat (modelată prin elementul $EN 2$) care produce micșorarea lui S_{M2} pînă la valoarea S_{M1} . Uzura pietrei de rectificat, care creează legătura inversă pentru subsistemul cu relec, se imită printr-o caracteristică neliniară de viteză a uzurii S_{up} , a pietrei de rectificat funcție de S_d . Prin aceasta elementul neliniar $EN 2$ ține cont de influența diametrului pietrei de rectificat.

Folosirea în sistem a două acționări reglabile continuu a fost necesară pentru asigurarea unei înalte capacități productive a automatului și a unei înalte calități a prelucrării.

Din cele prezentate mai sus rezultă că sistemul menține constantă viteza de aşchiere a pietrei de rectificat luînd în considerare atît uzura pietrei în timpul lucrului cît şi variaţia diametrului în urma corecţiei. Se justifică menţinerea constantă a vitezei prin aceea că în cazul micşorării vitezei faţă de cea iniţială, creşte viteza de uzură a pietrei de rectificat (granulele sînt solicitate mai mult), capacitatea de aşchiere scade şi rugozitatea suprafeţei creşte.

Prelucrarea cu viteză periferică constantă a pietrei este acceptabilă în cazul automatului de mai sus, însă aceasta ar trebui să aibe valori cît mai mari. Un dezavantaj al acestei CA constă în aceea că diametrul pietrei de rectificat este măsurat indirect prin intermediul adaosului de prelucrare îndepărtat şi a valorii corecţiei. Soluţia este valabilă în cazul producţiei de masă unde se prelucreză piese de aceeaşi tipodimensiune şi din acelaşi material.

A doua problemă pe care o rezolvă sistemul este reglarea mărimii avansului transversal astfel încît puterile consumate să aibă valorile precizate în prealabil (de referinţă). Soluţia a fost aplicată şi la alte CA (cuprinse în prezenta lucrare) unde şi s-a arătat dezavantajele.

Criteriul de durabilitate a pietrei de rectificat este apreciat şi comandat după cantitatea de material îndepărtat, (în volum). Această soluţie a putut fi aplicată la producţia de masă deoarece se rectifică un singur material. La o maşină de rectificat pentru producţia individuală şi de serie mică, care prelucreză piese din materiale diferite, rezolvarea problemei este mai dificilă. Totuşi trebuie avută în vedere întrucît ea are importanţă şi există deja sistemul japonez al firmei Toyoda, care stabileşte valoarea limită a cantităţii de material îndepărtat ţinînd cont şi de calităţile diferitelor materiale.

2.7. C O N C L U Z I I

Din cele prezentate mai sus rezultă că pe plan mondial se desfăşoară intense cercetări privind introducerea comenzilor adaptive la maşinile de rectificat.

Majoritatea sistemelor prezentate admit ca mărime de referinţă componenta radială F_y a forţei de rectificare cu care se

compară permanent componenta reală a aceleiași forțe, măsurată permanent cu traductoare. Mai puțin răspândite și mai puțin perfecționate sînt C.A. care folosesc puterea de antrenare a pietrei ca mărime de referință.

Elementele traductoare folosite la C.A. prezentate sînt de diferite construcții și se bazează pe diferite principii: mecanice (bazate pe deformațiile elastice), inductive, de putere, și cu semiconductori pentru măsurarea variațiilor de presiune în lagărele arborelui pietrei.

Dintre toate elementele traductoare cele mai perfecționate sînt ultimele, întrucît sînt foarte apropiate de locul de acțiune al forțelor și prezintă siguranță mare în funcționare.

C.A. descrise, reglează unul sau doi parametri ai regimului de rectificare și anume: viteza de avans a mesei v_m sau viteza de avans transversal s_t și turația obiectului n_o . În plus C.A. a mașinii GON 20A-C controlează și cantitatea limită de material, ținînd cont și de diferite calități de materiale.

Nici o C.A. cunoscută, nu permite prelucrarea adaptiv atît cu s_l cît și cu s_t .

Probleme deosebite apar la sfîrșitul trecerilor cînd datorită micșorării forței radiale, C.A. mărește corespunzător parametrul reglați, efect ce trebuie înlăturat. Unele din sistemele prezentate rezolvă această problemă prin aceea că decuplează C.A. la sfîrșitul trecerii, iar printr-un releu maximal de curent comandă pătrunderea pietrei de rectificat. În momentul realizării forței radiale cuplează C.A.

Dezavantajul metodei constă în folosirea releului maximal de curent care măsoară indirect și cu erori componenta radială F_y a forței de așchiere.

Asigurarea unor avansuri de pătrundere foarte mici a fost posibilă prin utilizarea sistemelor de ghidare cu frecare de rostogolire sau cu sustentăție hidrostatică. Si din acest punct de vedere se apreciază din nou sistemul de avans al arborelui pietrei folosit în ultima fază de rectificare, de la mașina de rectificat GON 20A-C (Japonia).

Dintre elementele de automatizare folosite, cele mai avantajoase sînt acelea care au momente mici de comandă (ATEM). Semnalele pentru comanda acestora necesită amplificări reduse.

Comanda trecerii de la o fază la alta a operației de rectificare a fost realizată prin dispozitivul de control activ sau prin C.N. la mașina GON 20A-C.

Din cele de mai sus rezultă modificările ce trebuie făcute unei mașini de rectificat rotund exterior pentru a o înzestra cu C.A

- arborele principal al pietrei să fie prevăzut cu susținere hidrostatică;
- sistem de ghidare cu frecare de rostogolire sau cu susținere hidrostatică a arborelui pietrei de rectificat;
- hidromotor rotativ pentru antrenarea obiectului;
- sistem de încărcare cu forțe de referință;
- înzestrarea mașinii cu dispozitiv de control activ;
- introducerea în sistemul hidrostatic a elementelor de automatizare cu cuplu mic de comandă;
- sistem de corecție a pietrei de rectificat cu posibilități de automatizare.

3. REGIMUL DE AȘCHIERE ÎN CONDIȚIILE C.A.

3.1. Aspecte ale fenomenelor fizice la rectificare.

Acestea au constituit obiectul mai multor studii, însă mai sînt suficiente probleme neclarificate. De aceea teoretic și prin experimentări s-au urmărit unele probleme ce interesează regimul de așchiere și implicit C.A.

Datorită numărului foarte mare de granule de pe periferia discului, avansul pe o granulă este foarte mic iar grosimea așchiei mică și variabilă începînd de la zero. Datorită razei de bontire a granulei de ordinul a $20...30 \mu\text{m}$, în prima fază, granula începe a se tîrî pe suprafața de așchiere cu o presiune radială și cu forțe de frecare treptat crescătoare, producînd o strivire (ecruisare) a stratului superficial. Apoi, pe măsură ce stratul de așchiere se îngroașă, granula pătrunde în el, producînd la început numai o sgîrietură cu o ușoară refluxare de material în față și lateral și abia ceva mai tîrziu detașează așchia. Fenomenele de strivire și sgîriere din primele faze sînt cu atît mai intense, cu cît grosimea așchiei este mai mică și cu cît raza de bontire a granulelor este mai mare.

La trecerea granulei prin adaosul de prelucrare cu viteze foarte mari ($20...100 \text{ m/s}$) și cu forțe de frecare mari, se produce o ridicare de temperatură pînă la $900...1200^\circ\text{C}$. Această temperatură ridicată, precum și presiunea mare pe suprafața de așchiere, face ca și în stratul superficial al suprafeței prelucrate să aibă loc transformări fizice ca: ecruisarea și texturarea constituienților metalografici, precum și o transformare a soluției solide și a structurii. Încălzirile care sînt cu mult peste punctele de transformare A_{c1} , A_{c3} și răcirile brusce, provocate de lichidul de răcire, duc la transformări de faze și structurale (M cubică $\rightarrow A$ la încălzire și $A \rightarrow M$ tetragonală de răcire). Aceste transformări fiind însoțite de variații de volum, determină apariția tensiunilor interne de întindere și apoi de compresiune.

Valorile acestor tensiuni pot depăși limita de rupere a materialului provocînd fisuri.

La rectificările fără răcire, temperatura obiectului poate oscila între 20° ... 350°C . Temperaturile dinspre limita superioară de 200° ... 350°C favorizează autorevenirea straturilor inferioare. Prin acest fenomen martensita tetragonală și austenita reziduală se transformă în martensită cubică, are loc o micșorare de volum (2...4,5) și deci o micșorare a tensiunilor interne. Din acest punct de vedere, răcirea la rectificare este dezavantajoasă.

Amplasarea valorii temperaturii din zona de contact în afară de caracteristicile pietrei abrazive și a materialului o influențează și pe parametrii regimului de așchiere.

Temperatura în zona de contact crește cu creșterea vitezei abrazive după o lege exponențială, valorile exponenților fiind cuprinse între 0,25...0,35. S-a constatat, de asemenea, că coeficientul de accelerare scade cu creșterea diametrului pietrei, tot exact, coeficientul având valoarea cea 0,25. Micșorarea granulației pietrei duce la micșorarea temperaturii iar creșterea durității duce la mărirea acesteia. Creșterea porozității pietrei reduce șansele de apariție a fisurilor.

Temperatura de rectificare crește în măsură mult mai mare cu creșterea adâncimii de așchiere și cu reducerea vitezei de rotație a piesei.

În consecință, rectificarea cu parametri de așchiere necorespunzători provoacă fisuri în straturile superficiale.

Fisurile datorită rectificării diferă de fisurile apărute în urma tratamentului termic, prin aceea că ele nu pătrund în material decât pe o adâncime mică, de câteva zecimi de milimetru. Adâncimea acestor fisuri nu depășește adâncimea stratului dur, direcția lor fiind perpendiculară pe direcția de rotire a pietrei, putându-se prezenta uneori și sub formă de rețea.

Fisurile provenite de la rectificare sînt foarte fine și din acest motiv rareori pot fi depistate cu ochiul liber.

După cum s-a arătat în [69], evitarea apariției fisurilor la diferite materiale este posibilă numai printr-o alegere corespunzătoare a parametrilor reali de așchiere.

În scopul evitării apariției defectelor (arsuri, fisuri), pe suprafața rectificată, la elaborarea strategiei comenzii adaptive trebuie să se aibe în vedere acest aspect, deosebit de important. Dat fiind faptul că valorile parametrilor și starea periferiei pietrei determină mărimea componentei F_y , înseamnă că

există posibilitatea evitării defectelor de suprafață prin intermediul controlării mărimii acestei forțe. Nu este cunoscută, pînă în prezent, formularea acestei posibilități, deși s-au urmărit lucrările de specialitate din acest domeniu. Metodologia actuală de stabilire a parametrilor regimurilor de așchiere nu ține seama de acest aspect, și chiar dacă l-ar lua în considerare, nu l-ar putea rezolva integral din cauza schimbărilor valorilor parametrilor chiar în timpul desfășurării procesului.

3.2. Analiza metodologiei actuale de stabilire a parametrilor regimului de rectificarea rotund exterioră între vîrfuri.

Datele inițiale care stau la baza stabilirii parametrilor regimului de rectificarea sînt: desenul de execuție al piesei, caracteristicile mașinii pe care se execută rectificarea și caracteristicile pietrei de rectificat.

În primul rînd se recomandă ca adaosul de prelucrare să fie îndepărtat 80% la faza de degroșare iar 20% la faza de finisare.

Se trece apoi la determinarea avansului longitudinal s_1 care la faza de degroșare se alege în funcție de diametrul piesei iar la cea de finisare în funcție de rugozitatea ce trebuie să fie obținută [58].

Pe bază de tabele se stabilește valoarea avansului transversal funcție de viteza avansului principal și diametrul obiectului la degroșare, iar la finisare în funcție de valoarea avansului longitudinal, viteza avansului principal și diametrul obiectului.

Durabilitatea economică a pietrei se alege în funcție de clasele de precizie la care trebuie prelucrată piesa, raza de curbură a muchiei și raza de racordare a muchiei pietrei.

Avînd datele de mai sus, eventual corectate, se trece la calculul vitezei periferice a piesei, după cum urmează:

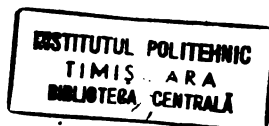
- la rectificarea cu avans longitudinal:

$$v_p = \frac{0,17 \cdot d^{0,3}}{T^{0,5} \cdot \beta \cdot t} K_1 \cdot K_2 \quad [\text{m/min}]; \quad (1)$$

- la rectificarea prin pătrundere :

$$v_p = \frac{0,16 \cdot d^{0,3}}{T^{0,5} \cdot t} \left[\frac{1}{\beta} \right]$$

în care: d este diametrul suprafeței care se prelucurează, în mm;



α - durabilitatea economică a pietrei abrazive, în mm,
 β - avansul longitudinal în fracțiuni din înălțimea discului;
 t - adâncimea de pătrundere, mm/cursă sau mm/c.d. la rec-
 tificarea cu avans de trecere sau mm/rot. la recti-
 ficarea prin pătrundere;

K_1 - 0,95...1,05, coeficient care ține seama de natura ma-
 terialului care se rectifică;

K_2 - 0,82...1,12, coeficient care ține seama de diametrul
 discului abraziv.

Valoarea vitezei periferice a piesei mai poate fi extrasă
 direct din normative. Se determină apoi turația respectivă.

Etapa următoare conține calculul componentei principale F_z
 a forței de așchiere și o verificare a puterilor de acționare a
 pietrei și respectiv a obiectului.

Componenta F_z se determină cu relația:

$$F_z = C_F \cdot V_p^{0,7} \cdot s_1^{0,7} \cdot t^{0,6} \quad [\text{daN}], \quad (3)$$

în care: C_F = 2,0...2,2, coeficient care ține seama de natura ma-
 terialului de rectificat;

V_p - viteza periferică a piesei, în m/min;

s_1 - avansul longitudinal, în mm;

t - adâncimea de așchiere, în mm.

Pentru determinarea aceleiași componente în [27], [49],
 [75] este prezentată o altă relație dedusă în funcție de apăsura
 specifică pe granulă și de numărul de granule pe generatoarea piet-
 rei, considerînd detașarea așchii la rectificare analoagă cu for-
 marea așchii la frezare.

Această relație este:

$$F_z^0 = K \cdot \frac{B^m}{e^\mu} \cdot \left(\frac{V_p}{120 V_d} \right)^{1-\mu} \sin^{1-\mu} \phi_{a \max} \quad (4)$$

în care:

K - este rezistența de așchiere în (daN/mm²) ca o constantă
 a materialului de rectificat, depinzînd și de caracte-
 risticile pietrei abrazive;

B și e - înălțimea discului și distanța dintre granule,
 ambele în mm;

μ = 0,3...0,6 coeficient care depinde de prelucrabilitatea
 materialului și de starea de uzură a tăișului granulei
 abrazive;

r și V_d - raza și viteza periferică a discului de rectificat, în mm și respectiv în m/s;

V_p - viteza de avans a piesei în punctul de contact, în m/min;

γ - unghiul de contact în radiani, a cărei expresie depinde de tipul de rectificare, expresii care sînt identice cu ale unghiului de contact la tipurile de frezare analoage;

ϕ_{amax} - unghiul la care grosimea așchii este maximă și care depinde de tipul de rectificare (respectiv de frezare). La rectificarea cu periferia discului $\phi_{amax} = \chi = 2 \sqrt{\frac{t}{D}}$ radiani, t fiind adîncimea de așchiere iar D diametrul discului abraziv.

Puterea efectivă pentru acționarea discului se determină cu relațiile:

- la rectificarea cu avans longitudinal :

$$P_e = 0,208 \cdot V_p^{0,7} \cdot s_1^{0,7} \cdot t^{0,7} \cdot d^{0,25} \cdot B^{0,25} \cdot k_1 \cdot k_2 \quad (5)$$

- la rectificarea cu avans de pătrundere;

$$P_e = 0,132 \cdot V_p^{0,7} \cdot t^{0,7} \cdot d^{0,25} \cdot L_p \cdot k_1 \cdot k_2, \quad (6)$$

în care d este diametrul piesei care se prelucrează, în mm;

B - lățimea discului abraziv, în mm;

L_p - lungimea suprafeței de rectificat, în mm;

k_1 - coeficient care ține seama de duritatea discului, avînd valori cuprinse între 0,9...1,58;

k_2 - coeficient care ține seama de natura materialului avînd valori cuprinse între 0,9...1,2;

De asemenea puterea efectivă de antrenare a discului abraziv se poate determina și cu relația:

$$P_{ed} = \frac{F_z \cdot V_d}{75 \cdot 1,36} \quad [\text{kW}], \quad (7)$$

în care; F_z este componenta principală a forței de așchiere, în daN iar V_d viteza periferică a discului abraziv, în m/s.

Puterea pentru acționarea piesei se poate determina cu relația:

$$P_{ep} = \frac{F_z \cdot V_p}{75 \cdot 1,36} \quad [\text{kW}], \quad (8)$$

în care V_p este viteza piesei, în m/s iar F_z are aceeași semnificație ca și în relația (7).

În majoritatea întreprinderilor constructoare de mașini, alegerea parametrilor regimurilor la rectificare se face utilizând normativele elaborate de MICM.

Prin ambele metode se obțin valori orientative ale parametrilor de așchiere, ale forțelor și puterilor, mai mari decât valorile reale ale acestora. Această neconcordanță, se datorește faptului că nu se ia în considerare rigiditatea STE, aspect deosebit de important la prelucrările prin rectificare. Deformațiile STE micșorează pe lângă precizia de prelucrare, adâncimea reală de rectificare, ceea ce duce la micșorarea forțelor și puterii în așchiere. La rectificare, fenomenul se evidențiază mai mult decât la celelalte procedee, datorită faptului că deformația STE reprezintă o cotă relativ mai mare din adâncime.

Dintre metodele prezentate prima metodă este cel mai mult utilizată fiind mai simplă și cu posibilități de cunoaștere mai precisă a factorilor care intervin în relații.

În momentul când se pune problema stabilirii automate a încărcării unei mașini-unelte, ținând cont atât de economicitate cât și de precizia și calitatea suprafeței este absolut necesar să se cunoască amănunțit, sub toate aspectele, procesul de așchiere respectiv. Numai în acest mod se poate elabora strategia cea mai corespunzătoare în vederea conceperii unui sistem de comandă eficient.

Privind metodologia de determinare a parametrilor regimului de așchiere din acest punct de vedere, se pot constata următoarele:

În primul rând, parametrii sînt stabiliți fără a se ține seama de rigiditatea sistemului tehnologic elastic, ceea ce are două consecințe și anume:

- a) Din cauza deformațiilor elastice care apar în sistem, adâncimea reală de așchiere este mai mică decât cea reglată la mașină, scăzînd în acest mod capacitatea productivă a mașinii;
- b) Deformațiilor elastice, acționînd în mod variabil (mod practic necunoscut), au influență negativă în special asupra preciziei formei piesei.

În al doilea rînd această metodologie, nu cuprinde influența vitezei de așchiere a pietrei asupra calității suprafeței, asupra forțelor care apar în procesul de rectificare.

În al treilea rând, durabilitatea pietrei este apreciată la un anumit timp, fără să existe un criteriu obiectiv de apreciere a momentului în care piatra trebuie să fie corectată.

În al patrulea rând componenta F_y a forței de aşchiere este exprimată prin intermediul componentei F_z sub forma unui raport $\frac{F_y}{F_z} = K$, K -avînd valori supraunitare și variabile într-un anumit domeniu în perioada de durabilitate a pietrei. Valoarea limitei superioare a domeniului, dată de diverși cercetători, este diferită.

Dat fiind faptul că deformațiile sistemului tehnologic elastic, importante pentru precizie, depind în cea mai mare parte de valoarea componentei F_y , se impune cunoașterea mai exactă a ei, eventual controlul mărimii acesteia pentru ca în final să rezulte piese cât mai precise.

Un alt aspect legat de valoarea acestei forțe este acela că deformațiile sistemului tehnologic elastic variază în domeniul bidimensional de prelucrare al mașinii, ceea ce va provoca erori de formă ale pieselor la faza de degroșare, erori ce se vor păstra și la faza de finisare, transmițîndu-se în continuare, la scară mai redusă, și la faza de destindere. Numărul de treceri, la ultima fază, necesar pentru eliminarea erorilor de formă este relativ ridicat ceea ce și în acest mod reduce capacitatea productivă a mașinii.

În al cincilea rând, un aspect tot atît de neclar este acela a obținerii unei anumite rugozități funcție de valoarea avansului longitudinal și respectiv a avansului transversal. În general calitatea suprafeței se obține în urma fazei de destindere. Prin urmare, problema care se pune este aceea a ști cîte treceri sînt necesare la ultima fază, cunoscînd rugozitatea de la faza de finisare, pentru a se obține rugozitatea impusă. În cazul prelucrărilor cu astfel de regimuri de aşchiere rigide, se pare că numărul de treceri la faza de destindere este determinat de eliminarea erorilor de formă ale pieselor, prin revenirea treptată a sistemului la starea inițială, nedeformată. În concluzie se impune stabilirea unei relații între, rugozitatea finală, rugozitatea inițială, parametrii regimului și numărul de treceri.

În al șaselea rând, se subliniază de către diverși cercetători că asupra capacității aşchietoare a pietrei abrazive influențează materialul sculei de corectat precum și parametrii pro-

În lucrările din acest domeniu există însă prea puține date cu privire la acest aspect. În cazul unei comenzi automate eficiente și această problemă trebuie să fie bine pusă la punct.

În al șaptelea rând, o problemă care se referă la condițiile de exploatare a mașinii este aceea a dezavantajului prelucrării cu parametri de lucru reglați, constanți. Dezavantajul constă în aceea că în cazul variației adâncimii de așchiere sau a duriității materialului, forțele care apar pot duce la defectarea mașinii, la apariția pericolelor de accidentare sau la creșterea temperaturii în zonele de contact peste valorile admisibile care să dea naștere la defecte de suprafață (arsuri, fisuri, etc.).

În al optulea rând, datorită neclarităților expuse mai sus tehnologii, pentru siguranță, nu va prescrie parametrii regimului de așchiere rezultați din calcule ci parametrii cu valori mai reduse, apărând astfel o rezervă care duce la reducerea capacității productive a mașinii.

În al noulea rând, în condițiile actuale de elaborare a tehnologiilor de rectificare, volumul de timp necesar tehnologiilor pentru calculul regimurilor este relativ ridicat, ceea ce s-ar reduce foarte mult sau chiar total, în condițiile comenzii adaptive a mașinii.

Față de cele semnalate mai sus o influență mare asupra capacității productive a mașinii o are structura ciclului de rectificare, modul cum se realizează diferite faze ale acestuia, în sensul că volumul de material îndepărtat în unitatea de timp depinde de valoarea deformațiilor sistemului tehnologic și de legea de variație a acestora de-a lungul ciclului.

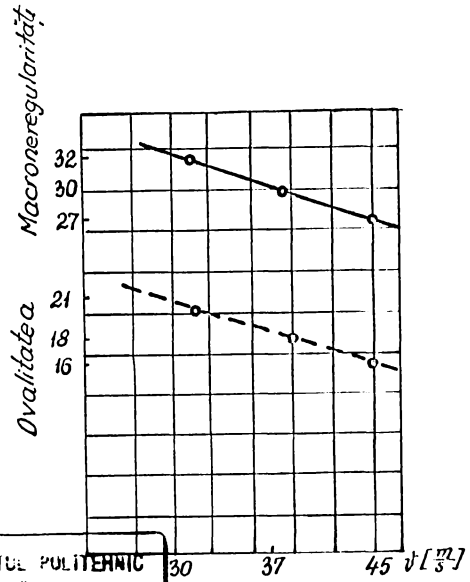
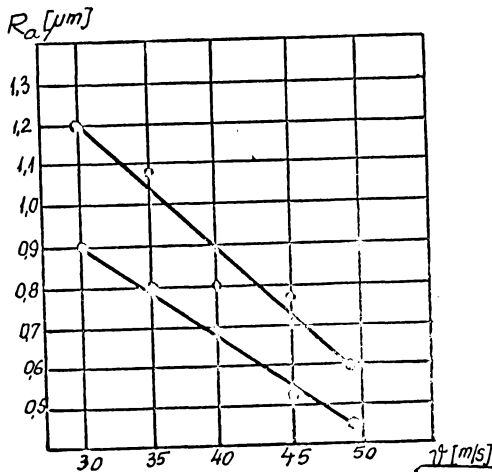
În scopul elaborării unei strategii cât mai corespunzătoare pentru realizarea comenzii adaptive se impune clarificarea problemelor enunțate mai sus.

3.2.1. Viteza periferică a discului la rectificare

Cercetările efectuate pînă în prezent au arătat că în domeniul vitezei periferice cuprinse între 6...12 m/s, discurile abrazive obișnuite lucrează cu autoascuțire, fără semne de îmbîcsire și cu viteză de uzură mare. La creșterea vitezei peste 12 m/s apar primele semne de îmbîcsire a granulelor iar de la 20 m/s în sus, viteza de îmbîcsire a granulelor devine importantă. Uzura discului abraziv scade cu creșterea vitezei periferice a acestuia. Ce mai mică viteză de uzură s-a observat la vitezele ale acestor discuri cuprinse între

În același timp lucrările [55], [68], [75], în contradicție cu rezultatele de mai sus obținute la VNIIS - Moscova, arată pe cale experimentală că odată cu creșterea vitezei periferice a discului, uzura pietrei crește. K. Watanabe [76] a justificat creșterea uzurii pe seama creșterii amplitudinii vibrațiilor, iar Pahlitzsch G. [55] prin creșterea temperaturii în zonele de contact combinată cu o creștere însemnată a șocurilor dinamice.

Dacă influența vitezei periferice a pietrei asupra uzurii ei este încă o problemă neclarificată complet, se știe și este verificat experimental faptul că cu cât crește viteza pietrei se îmbunătățește calitatea suprafeței (fig.13), precizia de formă a pieselor rectificate (fig.14) și capacitatea productivă.



INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘ OARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

Fig.13. Influența vitezei pietrei asupra rugozității suprafeței.

Fig.14. Influența vitezei pietrei asupra preciziei de prelucrare

Acestea sînt, de fapt, principalele motive care au dus la apariția mașinilor de rectificat cu viteze ale pietrei cuprinse între 80... 90 m/s.

Creșterea preciziei pieselor se explică prin aceea că odată cu creșterea vitezei periferice a pietrei scade forța de rectificare (ceea ce se vede în relația (4)), și respectiv componenta F_y , ceea ce duce la micșorarea deformărilor în sistemul tehnologic electric

Micșorarea rugozității suprafeței se datorește faptului că odată cu creșterea vitezei pietrei crește numărul de granule care participă în proces și se reduce adâncimea de așchiere ceea ce determină micșorarea înălțimilor asperităților.

În concluzie, în scopul obținerii unor piese precise în condiții de capacitate productivă maximă se impune a se lucra cu viteză periferică cât mai ridicată, permisă de piatră și de mașină.

3.2.2. Durabilitatea pietrei abrazive și criterii de durabilitate

În procesul de rectificare, în perioada dintre două corecții suprafața de lucru a pietrei se modifică, adică se îmbăcessește, mușchii active a granulelor se uzează, se măresc distanțele dintre granule, pe diferite granule se lipește metalul, etc. Ca rezultat se modifică proprietățile suprafeței pietrei, calitatea, macrogeometria. Pentru a se evita rebuturile este necesar a se stabili un criteriu obiectiv care să indice momentul de restabilire a proprietăților de așchiere a pietrei de rectificat.

Până în prezent nu se cunoaște un criteriu universal de durabilitate, alegerea lui depinzând de o serie de condiții tehnice ale prelucrării. În funcție de scopul urmărit se poate aprecia durabilitatea pietrei prin intermediul următorilor factori: creșterea erorilor de prelucrare, creșterea înălțimii micronegularităților, mărirea puterii și componente tangențiale, creșterea componente radiale, apariția arsurilor, amplificarea zgomotului, creșterea amplitudinii autooscilațiilor și cantitatea de material îndepărtat.

Mărirea erorii de prelucrare poate servi ca și criteriu de durabilitate în special la rectificările cu avans transversal când se măsoară erori de formă (abateri de la rectilinitate, micșorarea înălțimii vîrfurilor la rectificarea filetelor, etc), cu dispozitiv de control activ. Se recomandă în general la prelucrarea suprafețelor profilate.

Un criteriu mai eficient de apreciere a momentului când se impune corecția ar fi creșterea relativă a înălțimii (de 1,5 ... 2 ori) a rugozității suprafeței. La atingerea valorii rugozității impuse, elementul traductor transmite semnalul la dispozitivul de corecție a pietrei care execută reascuțirea acesteia.

Cercetările [42] au arătat o variație mică și neuniformă a puterii de rectificare (a pietrei) în perioada de durabilitate.

Spre deosebire de unele cazuri în care puterea crește cu 20...33% în alte cazuri se observă o menținere constantă sau chiar o micșorare a puterii la rectificarea de pătrundere în perioada de durabilitate. Micșorarea puterii la rectificare, evident, se explică prin mărirea razei de curbură a vîrfurilor granulelor și deci a micșorării numărului de granule așchietoare pe suprafața de lucru a pietrei. Din acest motiv puterea la rectificare nu poate să servească drept criteriu sigur pentru aprecierea durabilității.

Prin încercări experimentale s-a dovedit că în perioada de durabilitate componenta radială F_y a forței de așchiere crește. Folosirea unor aparate de mică inerție în ultimii ani, au arătat că crește nu numai valoarea medie a forței radiale dar și amplitudinea oscilațiilor acestei mărimi. S-a constatat, de asemenea, că amplitudinea oscilațiilor crește cu creșterea durabilității pietrei. Creșterea relativă a valorii maxime a forței radiale poate fi folosit drept criteriu de durabilitate.

La îmbărsirea granulelor și lipirea metalului pe suprafețele lor, într-o serie de cazuri apar arsuri pe suprafața rectificată. Apariția arsurilor poate avea loc și la regimuri ușoare de prelucrare. Din acest motiv apariția arsurilor poate fi admis criteriu de durabilitate, însă numai în anumite cazuri speciale, cîm aceste defecte de suprafață nu au prea mare importanță asupra funcționării ulterioare a piesei.

Unii cercetători au admis criteriu de durabilitate amplificarea și schimbarea caracterului zgomotului.

În practică aprecierea zgomotului este subiectivă. Greutatea constă în aceea că zgomotul la rectificare este denaturat de zgomotul atelierului și de asemenea, de zgomotul instalației de răcire.

Cercetările experimentale din ultimul timp au stabilit că schimbarea zgomotului la rectificare, în perioada de durabilitate apare ca urmare a procesului autooscilant provocat de uzura pietrei de rectificat [47]. Vibrațiile pot fi produse atât de cauze exterioare cît și de însăși procesul de așchiere. Frecvența oscilațiilor forțate se suprapune cu frecvența forțelor perturbatoare sau cu un submultiplu a acesteia.

Autooscilațiile au loc cu frecvențe apropiate de frecvența oscilației proprii a sistemului și depinde în principal de rigiditatea și masele sistemului. Frecvența autooscilațiilor este de

cea 300 perioade/sec, iar amplitudinea autooscilațiilor crește în în perioada de durabilitate, modificându-se însă și în funcție de parametrii regimului de aşchiere. În figurile 15, 16 și 17 sînt prezentate influențele principalelor parametri asupra mărimii amplitudinii autooscilațiilor

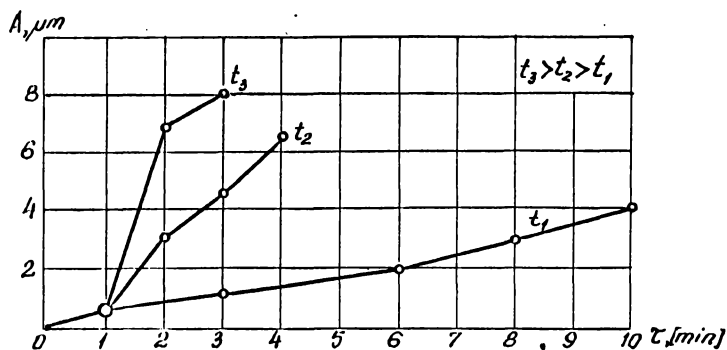


Fig.15. Influența adîncimii de rectificare asupra amplitudinii autooscilațiilor

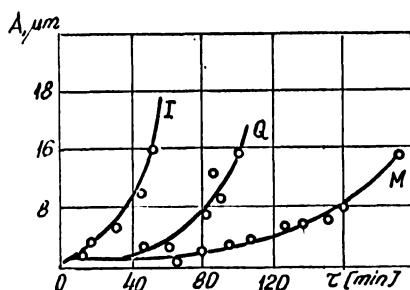
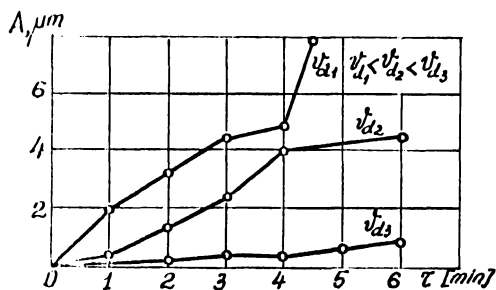


Fig.16. Influența vitezei pietrei asupra amplitudinii autooscilațiilor. Fig.17. Influența durității pietrei asupra amplitudinii autooscilațiilor.

Experiențele au arătat [48] că tipurile de avansuri (circular, longitudinal și transversal) influențează în aceeași măsură creșterea amplitudinii autooscilațiilor.

Apariția autooscilațiilor poate fi explicată în felul următor [48] : la încenutul prelucrării granulele de pe suprafața de lucru a pietrei au muchii ascuțite care sub acțiunea deformațiilor sistemului tehnologic elastic pătrund în piesa de prelucrat, deformează plastic stratul de material sub formă de aşchi. Pe măsura

uzării granulelor, acestea nu pot pătrunde suficient de adânc în material și în acest caz se mărește numărul granulelor la care aşchieria este înlocuită cu deformații plastice ale metalului. Lungimea de alunecare a granulei pe metal depinde de raza de rotunjire a vârfului. Cu cât mai mare este această rază, cu atât este mai lung drumul de alunecare a granulei fără să se degajeze aşchia, ceea ce face să crească lucrul mecanic de frecare. În plus, pe suprafețele granulelor se lipesc particule metalice și treptat are loc umplerea porilor pietrei. Acest lucru duce la accentuarea frecărilor dintre piatra de rectificat și obiect. Mărindu-se frecarea de alunecare apare o coeziune temporară între diferitele porțiuni ale pietrei de rectificat și obiectului, iar la atingerea unor anumite forțe are loc distrugerea contactului dintre ele. Astfel, acest fenomen se repetă periodic provocând astfel autooscilații de relaxare.

Schimbarea stării suprafeței pietrei în perioada de durabilitate poate fi evidențiată prin intermediul autooscilațiilor. Astfel creșterea amplitudinii oscilațiilor pot servi ca și criteriu obiectiv și sigur pentru automatizarea corecției pietrei de rectificat.

Pentru controlul mărimii amplitudinii și pentru realizarea semnalului de comandă a corecției pietrei sînt necesare construcții speciale, compuse dintr-un traductor de vibrații, filtru, care permite trecerea numai a autooscilațiilor și amplificator prin care se transmite comanda la elementul de conectare a mecanismului de corecție. Schema bloc a unui asemenea sistem se prezintă în figura 18.

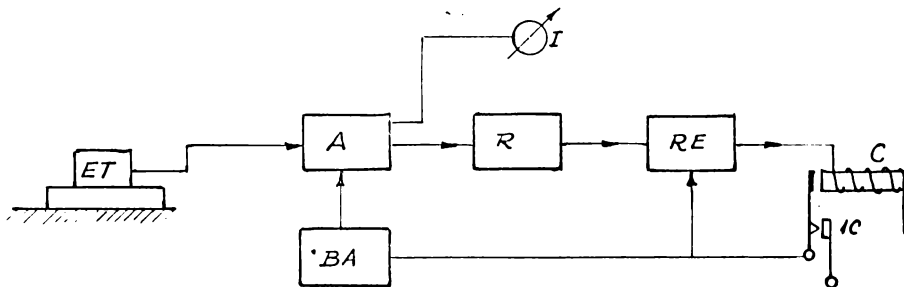


Fig. 18. Schema bloc a unui sistem de măsurare a autooscilațiilor.

În [75], durabilitatea pietrei de rectificat s-a stabilit experimental funcție de uzura care se obține la raza pietrei de rectificat de $10\ \mu\text{m}$ (granulația 60), respectiv $8\ \mu\text{m}$ (granulația 80) și $6\ \mu\text{m}$ (granulația 100). În timpul încercărilor s-au determinat cantitățile limită maxime de material (pentru diferite materiale) la care apar uzurile precizate. Un asemenea criteriu de durabilitate poate fi utilizat în condițiile în care mașina este înzestrată cu comandă numerică și cu un calculator care pe baza datelor inițiale și a cotelor curente privind poziția pietrei, primite de la comanda numerică, determină volumul de material îndepărtat de pe piesă. La atingerea volumului limită transmite comanda pentru corecția pietrei.

Dintre toate criteriile, în industrie este aplicat ultimul, pe mașina de rectificat exterior GON 20 A-C fabricată de firma japoneză Toyota.

În urma analizei criteriilor de durabilitate se ajunge la concluzia că cele mai corespunzătoare sînt: variația rugozității suprafeței, creșterea amplitudinii autooscilațiilor cantitatea limită de material.

Controlul durabilității pietrei prin intermediul variației rugozității suprafeței rectificate constituie încă o problemă tehnică practic nerezolvabilă datorită greutăților legate de realizarea unor aparate de măsurare a înălțimilor asperităților în condiții de producție. Problema este nerezolvată pe plan mondial.

Se poate aprecia, de asemenea, că nici criteriul de durabilitate bazat pe creșterea amplitudinii autooscilațiilor nu este pus la punct. Rezultatele cercetărilor în [46.], [47], [48], principal și în condiții de prelucrare restrînse, au arătat posibilitatea folosirii acestui criteriu. Dat fiind faptul că amplitudinea autooscilațiilor depinde atât de caracteristicile pietrelor, de calitatea materialului, de parametrii regimului, deci de un număr mare de factori, de modul de echilibrare a subansamblelor în mișcare, problema poate constitui subiectul unor cercetări ulterioare.

3.2.3. Influența parametrilor regimului de așchiere asupra componentelor forței de așchiere.

În vederea determinării deformațiilor sistemului tehnologic elastic și a proiectării elementelor componente ale sistemului de comandă al mașinii, se impune determinarea domeniilor de variație

ale componentelor forței de rectificare, ținând cont de domeniile practice de variație ale parametrilor reglabili pe mașina de rectificat rotund exterior între vîrfuri.

Cu expresiile (3) și (4) folosite la determinarea componentei principale F_z a forței de rectificare, se obțin valori orientative pentru componenta respectivă, deoarece nu se ține cont de rigiditatea sistemului tehnologic elastic pe care are loc prelucrarea.

Componenta radială F_y este exprimată în funcție de valoarea componentei F_z cu relații de forma $F_y = mF_z$, în care factorul de proporționalitate m are în general, o valoare supraunitară care crește cu tocirea și bontirea granulelor precum și cu creșterea coeficientului de frecare exterioară tangențială care variază între 0,3...0,6.

În cele ce urmează se vor reprezenta grafic valorile componentei F_z , calculată cu formula (3) precum și valorile aceleiași forțe și a componentei F_y determinate experimental.

La determinarea experimentală, o atenție deosebită s-a acordat componentelor F_z și F_y , componenta F_x avînd o valoare relativ redusă și cu influență mai mică asupra indicilor de bază ai procesului de rectificare.

În vederea măsurării ambelor componente F_z și F_y , în continuare se prezintă un element traductor, conceput, realizat și încercat de către autor [46].

Elementul traductor este compus din două vîrfuri dinamometrice montate, unul în alezajul arborelui păpușii obiectului iar celălalt în alezajul pinolei păpușii mobile.

Măsurarea forțelor se bazează pe deformațiile elastice ale elementelor sensibile ale vîrfurilor, care în final sînt transformate în semnale electrice cu ajutorul unor traductoare rezistive cu fir. Construcția simplificată a unui vîrf dinamometric este prezentată în figura 19.

Fiecare vîrf se caracterizează prin aceea că are o piesă 1 cu secțiuni mai mici în cele două plane (orizontal și vertical) însă egale între ele, ceea ce le conferă sensibilitate mai mare sub acțiunea componentelor F_z și F_y . Dat fiind faptul că aceasta constituie piesa de bază, construcția ei se reia în figura 20.

Pe cele patru suprafețe plane ale porțiunii slăbite de la piesa 1 au fost lipite traductoarele rezistive cu fir tip WG30/05

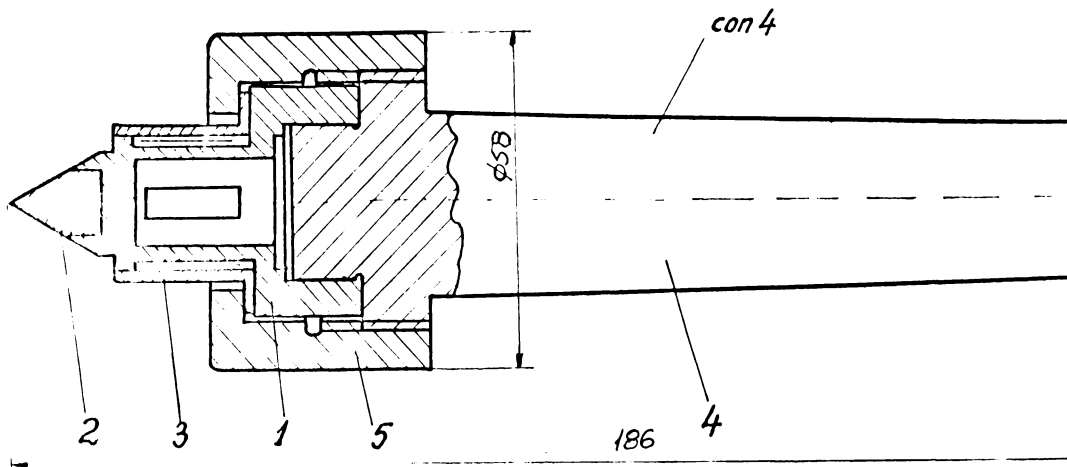


Fig. 19. Vîrf dinamometric

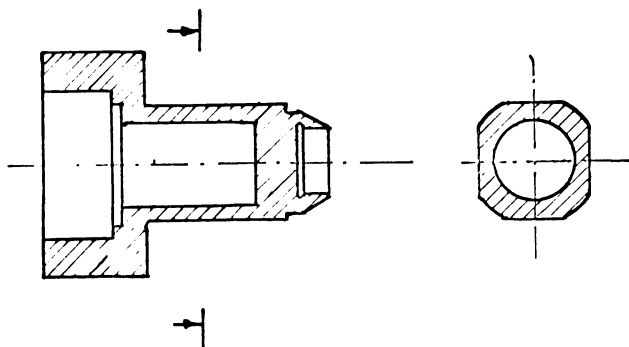


Fig.20 Piesa sensibilă a vârfului dinamometric

cu următoarele caracteristici:

- Lungimea bazei 6 mm;
- Rezistența $301\Omega \pm 0,5\%$;
- $\frac{\Delta R}{R} / \frac{\Delta I}{I}$ $1,75 \pm 1,5\%$;
- Curentul maxim 15 mA.

Datorită dispunerii traductoarelor în două plane perpendiculare este posibilă măsurarea simultană a celor două componente F_z și F_y ale forței de rectificare.

Modul de amplasare a celor 8(1...8) traductoare și punțile formate cu acestea sînt redată în figura 21. O asemenea amplasare în punte a traductorilor duce la obținerea unui semnal dublu, reținându-se simultan și compensarea variației de temperatură.

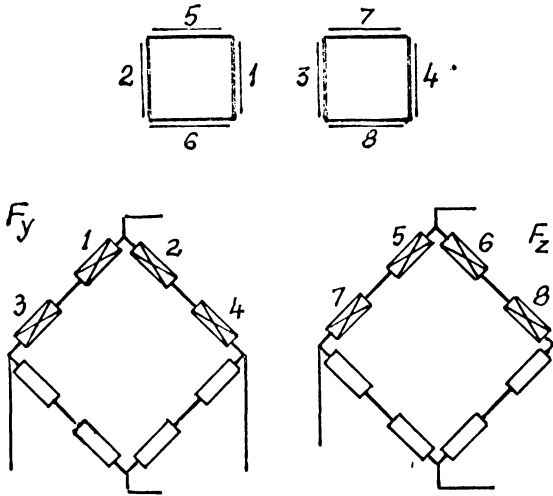


Fig. 21. Amplasarea traductoarelor rezistive.

Datorită faptului că măsurarea forțelor se face cu două vîrfuri, semnalele electrice obținute vor fi întotdeauna proporționale cu valorile componentelor F_z și F_y indiferent de poziția punctului de aplicație a forței de așchiere, de-a lungul piesei.

Fotografiile vîrfurilor dinamometrice executate și încercate în laboratorul catedrei sînt redatăe în figura 22a și b.

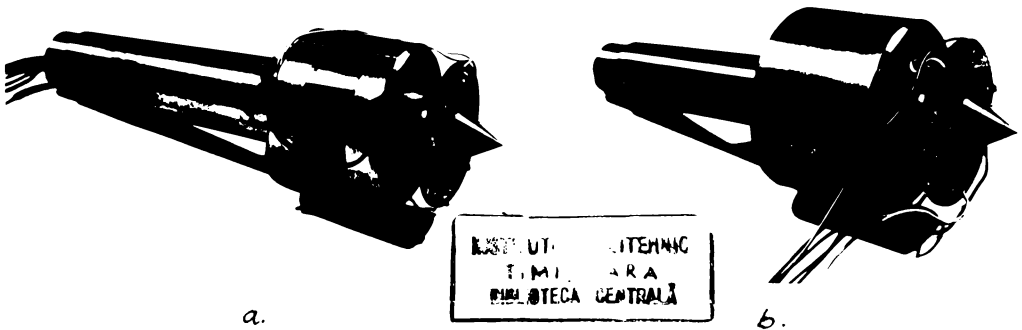


Fig.22 Fotografiiile vîrfurilor dinamometrice

Măsurarea forțelor cu vîrfurile dinamometrice prezentate se poate face numai cînd acestea au poziție fixă în timpul rectificării. La vîrfurile din figura 22a, conductorii electrice care fac legătura între traductoare și aparatul indicator sînt scoși printr-o gaură centrală a conului.

Pentru evitarea pătrunderii lichidului de răcire la traducătoare, orificiile prin care ies conductorii de la aceștia au fost etanșate corespunzător.

Etalonarea vîrfurilor dinamometrice s-a executat pe o mașină de rectificat universal tip KU250 x 750 (BK3).

Instalația pentru etalonare (vedere de sus) este redată în fig.23.

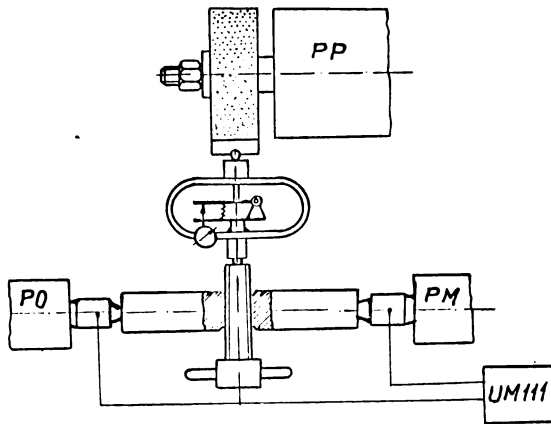


Fig.23. Instalația pentru etalonarea vîrfurilor dinamometrice.

Încărcarea cu forțe s-a făcut pînă la 50 daN, iar curba de etalonare, pentru cele două componente este aceeași (fig.24).

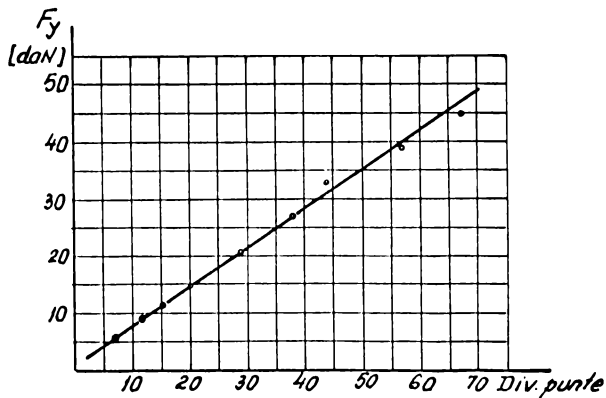


Fig.24. Diagrama de etalonare.

Puntea tensometrică folosită a fost de tipul R-P-T-UM 111.

În figura 25a și b se prezintă variațiile componentelor F_x și F_y în timpul procesului de așchiere, înregistrate cu oscilografu cu bucle tip 12 LS-1.

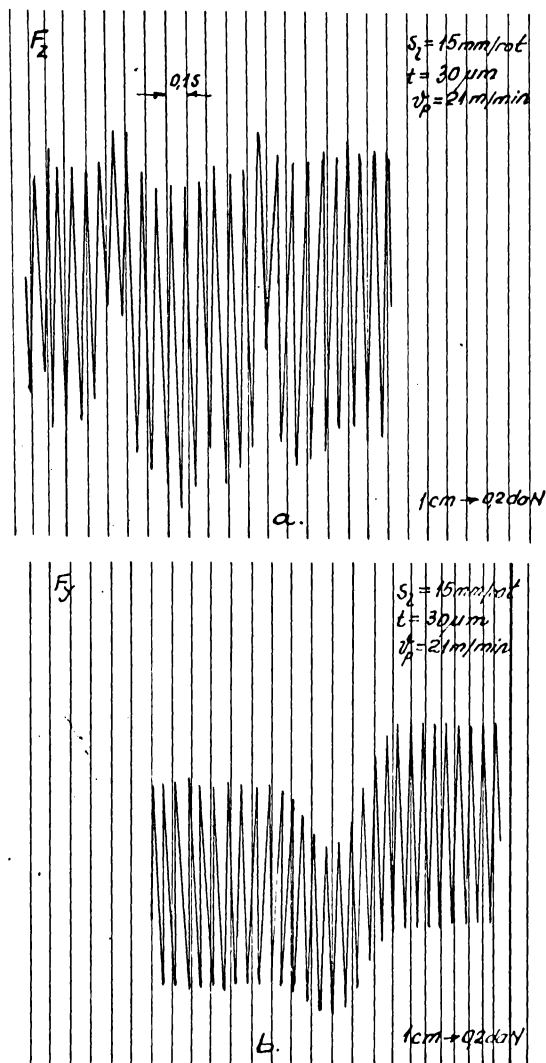


Fig. 25. Variațiile componentelor F_z și F_y la rectificare
Incercările experimentale au fost făcute cu o piatră de
rectificat cu următoarele caracteristici:

- Duritatea M
- Granulația 60
- Liant ceramic
- Electrocorindon

Materialul de rectificat OLC45 în stare călită.

Influența parametrilor regimului de rectificare asupra
componentei F_z , teoretic (calculată cu formula (3)) și asupra com-
ponentelor F_z și F_y rezultate experimental este redată în diagra-
mele din figura 26a,b,c,d,e,f și g.

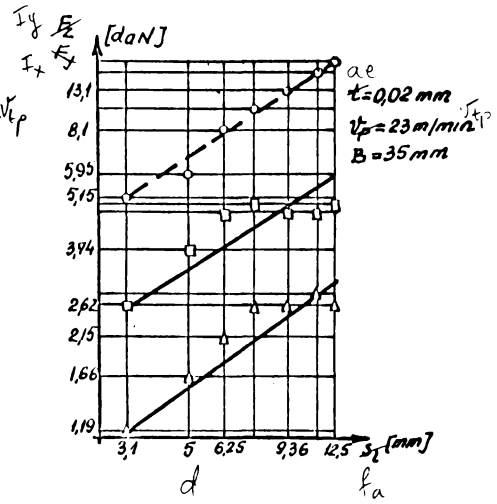
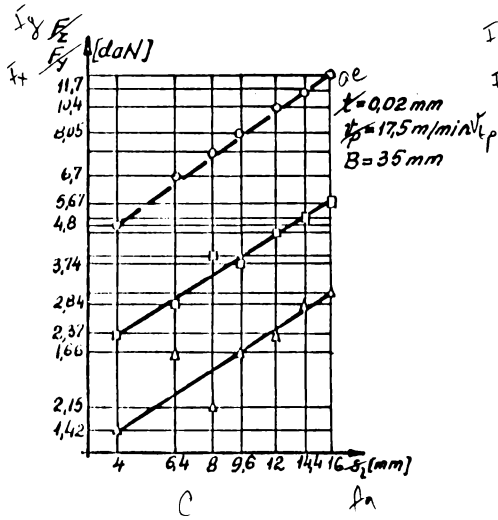
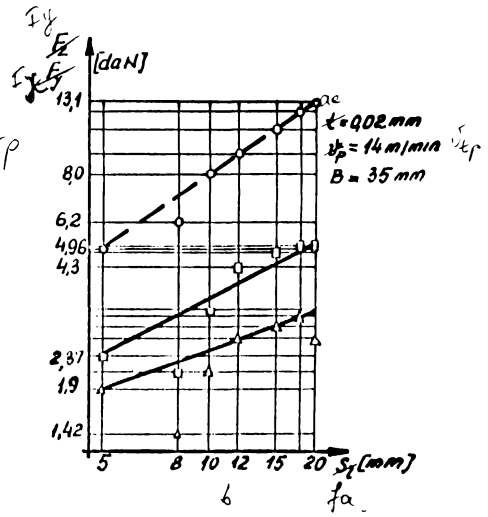
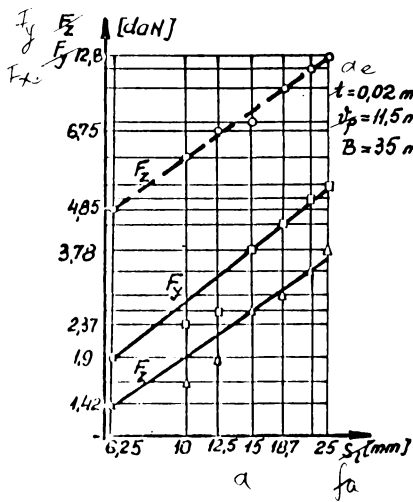


Fig. 26. Influența parametrilor de așchiere asupra componentelor F_x și F_y

F_y, F_z, F_x

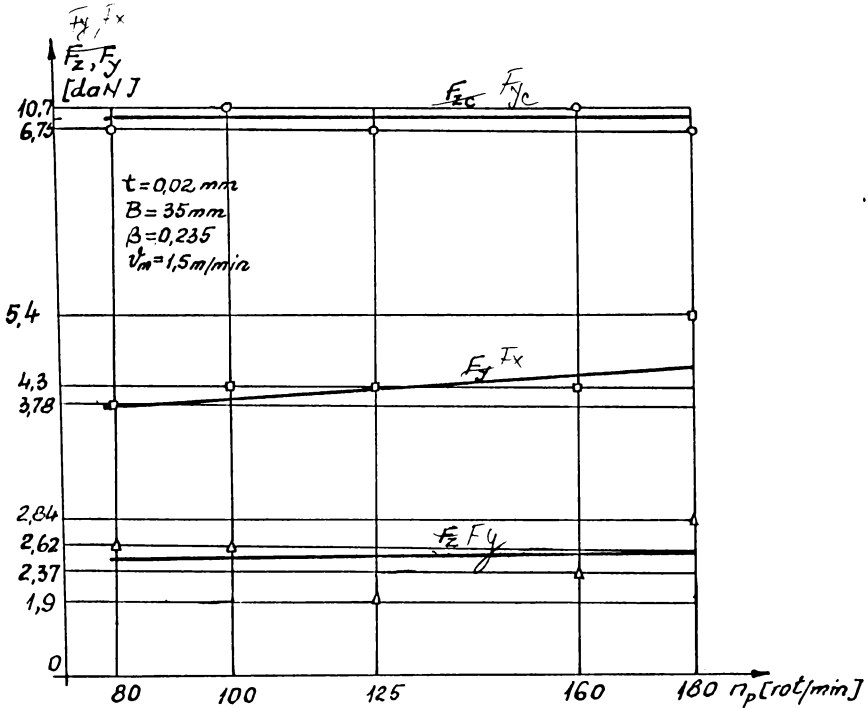
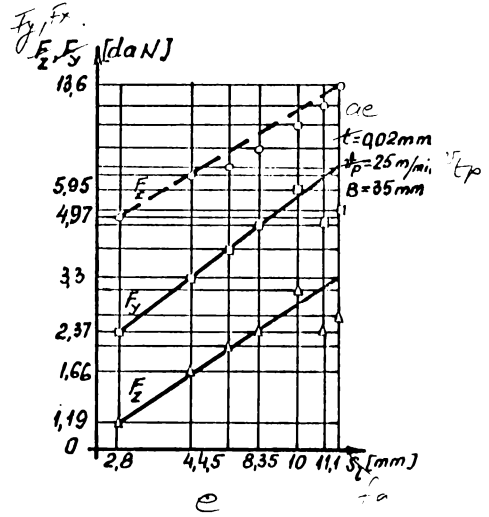
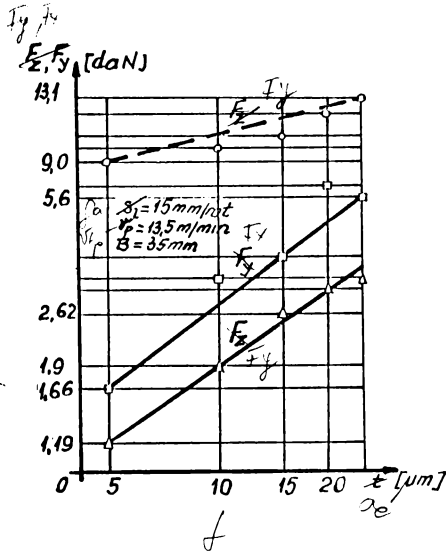


Fig. 26. Influența parametrilor de așchiere asupra componentelor F_x și F_y

Din analiza diagramelor rezultă următoarele concluzii:

- Valorile componentelor F_z și F_y determinate experimental sînt mai mici decît valorile calculate cu ajutorul formulelor (3). Această neconcordanță se datorește deformației STE. Fenomenul este mai accentuat în fazele de pătrundere a pietrei. Rezultă de aici că la stabilirea parametrilor de aşchiere la rectificare, în întreprinderile constructoare de mașini, ar trebui să se țină seama de rigiditatea STE pe care se execută prelucrarea. Aceasta este o sursă pentru creșterea capacității productive a mașinii.
- Valorile reale ale componentelor F_z și F_y sînt influențate în mai mare măsură de viteza de deplasare a mesei v_m (fig.26a,b,c,d,e) și mai puțin de turația n_p a piesei (fig.26g). Practic din această interdependență rezultă că obținerea unor anumitor valori ale celor două componente pot fi realizate prin modificarea corespunzătoare a vitezei v_m . Această concluzie este deosebit de importantă și va servi la compunerea părții CA pentru prelucrările cu avans longitudinal.
- La prelucrările de pătrundere componentele forței F_z și F_y depind de valorile avansului transversal (fig.26f), aspect de fapt, în principiu, cunoscut.
- În perioada de durabilitate a pietrei s-a constatat că raportul $\frac{F_y}{F_z}$ a variat avînd valori cuprinse între 1,2...3.

3.2.4. Analiza ciclului de lucru la rectificarea rotund exterioară, influența fazelor ciclului asupra capacității productive și calității pieselor rectificate.

Indepărtarea adaosului de prelucrare are loc după un ciclu în mai multe faze (fig.27) și anume: apropiere rapidă OA, pătrundere AB, prelucrarea cu forță relativ constantă BC și destinderea CF.

Forța de rectificare, limitată de rigiditatea STE produce o tensionare a elementelor componente ale STE, motiv pentru care avansul transversal real este mai mic decît avansul transversal reglat la mașină. Pe măsura creșterii comprimării STE se măresc și deformațiile în sistem și deci va crește și avansul transversal real.

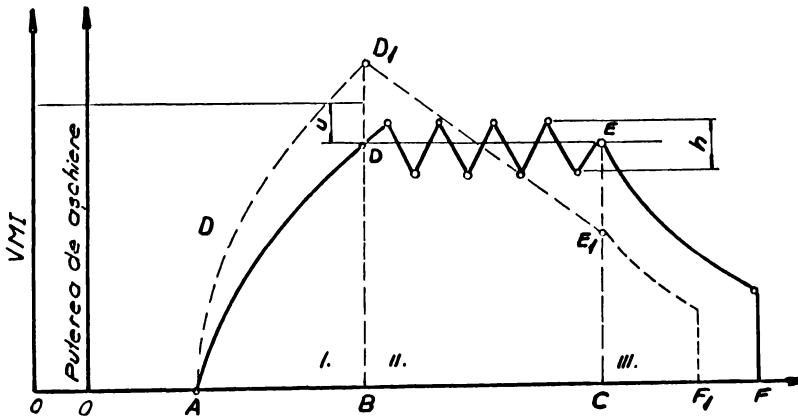


Fig. 27. Ciclul de lucru la rectificare

Astfel, prima etapă a procesului de rectificare se caracterizează printr-un regim nestabil de lucru, în timpul căreia se observă o creștere a materialului îndepărtat și a puterii necesare la aşchiere.

După [48] ecuația curbei de creștere a avansului de pătrundere s_t respectiv cu care este proporțional volumul de material îndepărtat este:

$$s_t = s_{t_0} \left(1 - e^{-\frac{s_{t_0} j \cdot t}{F_y}} \right) \quad (9)$$

în care s_t este valoarea curentă a avansului transversal;

s_{t_0} - valoarea reglată pe mașină a avansului transversal;

j - rigiditatea STE;

t - timpul.

Pentru reducerea fazei de pătrundere este necesar ca viteza deplasării transversale a păpușii pietrei să fie de i ori mai mare (de ex. $i=2...4$) decât la următoarele etape ale aşchierii. În această idee timpul de pătrundere t_p , poate fi determinat cu relația :

$$t_p = \frac{1}{2 \sqrt{i}} \frac{F_y}{s_{t_0}^j} \ln \frac{\sqrt{i} + k}{\sqrt{i} - k} \quad (10)$$

în care $k=0,9$ și reprezintă gradul de deformare a S.T.E. Semnificația celorlalte mărimi a fost precizată anterior.

Reducerea timpului t_p mai este posibilă și prin mărirea rigidității j a STE. În figura 28 se observă variația volumului de

material îndepărtat (V.M.I.) pentru diferite valori ale avansului transversal s_t și la diferite rigidități.

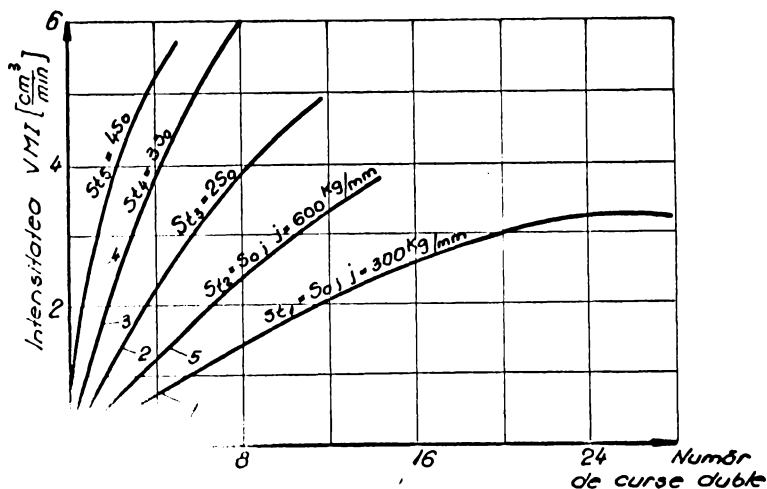


Fig. 28 Variația V.M.I. funcție de s_t și rigiditatea STE.

Folosindu-se avans transversal cu viteză mai mare la pătrundere, timpul de pătrundere t_p s-a redus de 4,7 ori.

La sfârșitul primei etape, în urma căreia s-a produs deformarea corespunzătoare a STE, V.M.I se menține la o valoare constantă, prelucrarea intrînd în a doua fază a rectificării cu avans transversal constant.

A doua etapă de rectificare poate fi executată în mai multe moduri.

În cazul lucrului cu avans transversal constant V.M.I și puterea de aşchiere rămîn mai mult sau mai puțin constante în tot decursul acestei etape, linia DE (fig.28) este dispusă paralelă cu absciselor. Pe porțiunea BC a diagramei se observă oscilațiile puterii și respectiv a V.M.I. Asemenea abateri se datoresc variațiilor avansului transversal s_t (pe o rotație a piesei sau pe o rotație dublă a mesei). În timpul încercărilor și a prelucrărilor de rectificare s-a constatat la mai multe mașini că avansul transversal nu este constant, valorile reale avînd, uneori, abateri mari față de cele nominale (reglate pe mașină). Amplitudinea oscilațiilor depinde de raportul dintre avansul real și valoarea totală a deformației STE (pe fig.28 raportul $\frac{h}{BD}$). Executarea rectificărilor

cu valori discrete ale avansului transversal, la capete de cursă și respectiv pe rotație a piesei produce solicitări necorespunzătoare S.T.E. Din acest motiv ar fi interesant de studiat rectificarea cu avans continuu.

Realizarea continuă a avansului transversal are avantajul că asigură desfășurarea continuă a procesului de îndepărtare a materialului la rectificarea rotundă exterioară, elimină solicitările pulsatorii ale STE și reduce amplitudinea oscilațiilor.

Cea de a doua etapă mai poate fi realizată după linia punctată D_1E_1 (fig.28).

La această variantă cantitatea cea mai mare de material se elimină după linia înclinată D_1E_1 . Spre deosebire de prima variantă, la aceasta, etapa de pătrundere se realizează cu avans rapid și se termină într-un punct deasupra condițiilor medii de îndepărtare a volumului de material. În astfel de cazuri, în etapa a doua viteza avansului transversal ne minut trebuie să se micșoreze treptat.

Micșorarea intensității de îndepărtare a materialului la sfârșitul celei de a doua etape permite reducerea timpului în fazei de destindere și îmbunătățirea preciziei și calității suprafeței.

A treia etapă a rectificării rotunde exterioare poartă denumirea de destindere. În timpul acestei faze STE deformat, tratat se întoarce în starea inițială nedeformată. Prin această revenire, se micșorează adâncimile de pătrundere a diferitelor granule abrazive ceea ce duce la îmbunătățirea calității suprafeței.

Curba de micșorare a tensionării y a S.T.E. și a V.M.I. are ecuația de mai jos, dată în [48] :

$$y = y_0 e^{-\frac{\sigma_0 j}{P_y} t} \quad (11)$$

în care y_0 este deformația sistemului la sfârșitul celei de a doua faze. Celelalte mărimi au fost explicate anterior.

În figura 29 se observă variația deformației y a S.T.E și a V.M.I.

Presupunând că, la această fază, valoarea deformației scade de la valoarea y_0 la valoarea ky_0 ($k < 1$) se poate determina timpul t a etapei de destindere în funcție de scriințele prelucrării cu relația [48],

$$t = \frac{2P_y}{\sigma_0 j} \left(\sqrt{\frac{1}{k}} - 1 \right). \quad (12)$$

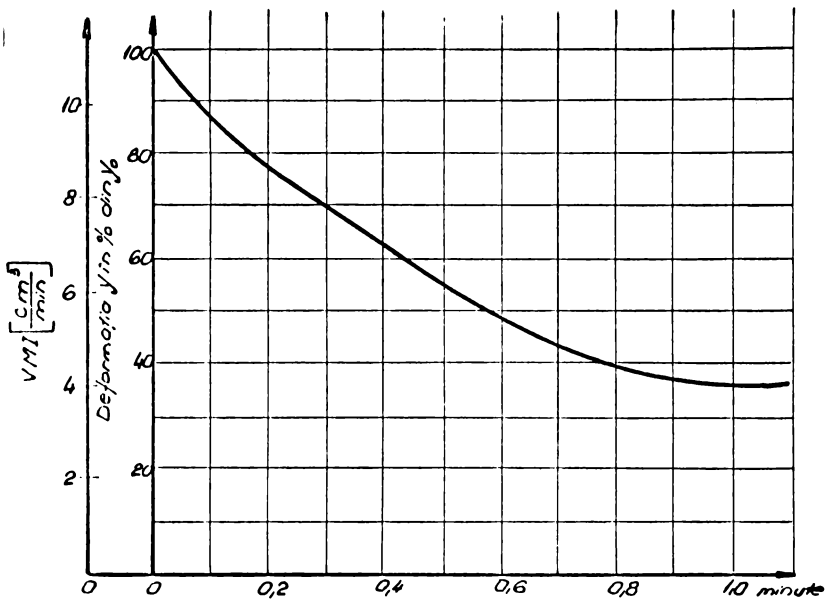


Fig.29. Variația deformației STE și a V.M.I. la faza de destindere

Reprezentarea timpului t în funcție de valorile lui k arată ca în figura 30.

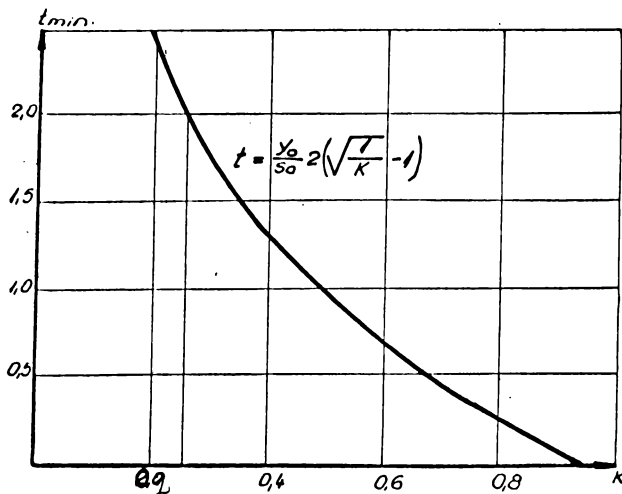


Fig. 30 Variația timpului fazei de destindere funcție de valorile lui k .

Analizând curbele de micșorare a V.M.I. la etapa de destindere (fig.29 și fig.30) se deduc următoarele concluzii:

- Timpul de destindere depinde de valoarea deformației S.T.E la etapa a doua de rectificare, de rigiditatea STE, de cerințele de precizie și calitate a suprafeței;
- Odată cu creșterea rigidității S.T.E. se reduce și timpul fazei de destindere;
- În condiții identice de rectificare, timpul de destindere depinde de raportul dintre deformația y_0 la începutul fazei de destindere și deformația ky_0 la sfârșitul aceleiași faze.

Analiza ciclului de **rectificare**, prezentată mai sus, s-a făcut în condițiile prelucrării pe o mașină de rectificat obișnuită, rezultând concluzii importante privind creșterea capacității productive a mașinii, a preciziei dimensionale și a calității suprafeței.

Relațiile prezentate anterior sînt mai puțin precise din cauză că atît rigiditatea STE cît și componenta F_y au fost admise mărimi constante, ceea ce nu corespunde întrutotul realității.

În cazul cînd mașina este concepută și realizată cu CA apar unele aspecte specifice dintre care cele mai importante sînt enumerate mai jos.

a) rectificarea numai cu avans transversal

Existența posibilității variației continue a vitezei de avans prin intermediul CA, funcție de o anumită valoare a forței F_y de referință elimină problemele fazelor prezentate mai sus. În condițiile C.A. la faza de pătrundere viteza avansului transversal va fi mai mare determinată de diferența mare între tensiunea corespunzătoare forței de referință și tensiunea corespunzătoare forței reale. Astfel se reduce timpul fazei de pătrundere. În continuare, mașina lucrează cu avans transversal constant pînă cînd s-a obținut precizia dorită, după care se decuplează C.A. avînd loc trecerea la faza de destindere. La această ultimă fază, se urmărește obținerea unei anumite rugozități.

b) rectificarea cu avans longitudinal

Pînă la realizarea componentei F_y de referință componentă căreia îi corespunde o anumită deformație a STE, față de pătrundere poate fi redusă prin admiterea unui avans transversal de cca 3 ori mai mare la prima trecere decît valoarea avansului la cea de a doua fază de rectificare.

Pericolul de supraîncărcare a mașinii se evită deoarece C.A. nu permite depășirea valorii forței de referință F_y , realizându-se astfel în timp scurt tensionarea la valoarea maxim admisibilă a S.T.E. respectiv la viteza maximă admisibilă de îndepărtare a adaosului de prelucrare.

Chiar în condițiile în care la faza de pătrundere se lucrează cu avansul transversal și nu mărit, componenta F_y de referință fiind mai mare decât componenta reală F_y , va provoca creșterea vitezei mesei în mod corespunzător în perioada de pătrundere, reducându-se și în această situație durata fazei de pătrundere, comparativ cu situația când mașina nu este construită cu C.A.

Faza de rectificare cu avans transversal constant pe fiecare cursă sau cursă dublă a mesei, în condițiile C.A. se desfășoară în mod asemănător cu a mașinilor fără C.A. Există însă unele particularități între cele două variante cu influență mare asupra preciziei de prelucrare și asupra duratei acestei faze și a fazei de destindere.

În primul rând, printr-o instalare automată a forței de referință F_y în câmpul bidimensional al mașinii, în funcție de rigiditatea variabilă a STE, la sfârșitul acestei faze se pot obține piese cu precizie ridicată a dimensiunilor și formei. Eroarea de formă produsă de rigiditatea STE nu se mai transmite la faza de destindere și, ca urmare, durata ultimei faze se poate stabili astfel încât să se obțină rugozitatea prescrisă.

În al doilea rând prin C.A. se vor elimina, la faza de pătrundere și la această fază erorile de formă ale semifabricatelor produse la prelucrările anterioare rectificării.

În al treilea rând existența C.A. elimină eventualele variații ale adaosului de prelucrare precum și ale duriității, stratului de material.

Datorită acestor particularități durata celei de a doua faze se micșorează în comparație cu durata aceleiași faze executate pe o mașină fără C.A.

Avînd în vedere că faza de destindere are ca scop obținerea rugozității impuse, este necesar să se cunoască mai bine valorile rugozităților la sfârșitul fazei a doua (respectiv funcție de F_y) și să se stabilească numărul de treceri pentru atingerea rugozității dorite.

3.2.5. Rigiditatea STE în condițiile rectificării rotunde exterioare între vîrfuri, folosind comanda adaptivă.

Din analiza ciclului de rectificare a rezultat că rigiditatea STE influențează atât precizia de prelucrare cît și durata ciclului, respectiv capacitatea productivă a mașinii-unelte.

Analiza ciclului de rectificare s-a făcut considerînd rigiditatea STE ca o mărime constantă ceea ce practic nu este adevărat. Plecînd de la rigiditățile diferite ale subsansamblelor mașinii, (părușa obiectului, părușa mobilă, părușa pietrei) și ale piesei prinse între vîrfuri, rezultă că și rigiditatea STE în câmpul bidimensional va lua diferite valori. În consecință, deformațiile elastice din STE, diferite în câmpul bidimensional al mașinii vor crea abateri de formă ale acesteia și rugozități diferite pe suprafața rectificată.

Ținînd cont de cele de mai sus, în cele ce urmează, se analizează influența rigidității STE asupra dimensiunii piesei considerată ca element de închidere a unui lanț de dimensiuni (fig.31), variația rigidității, fiind importantă pentru construcția noului model de mașină cu CA.

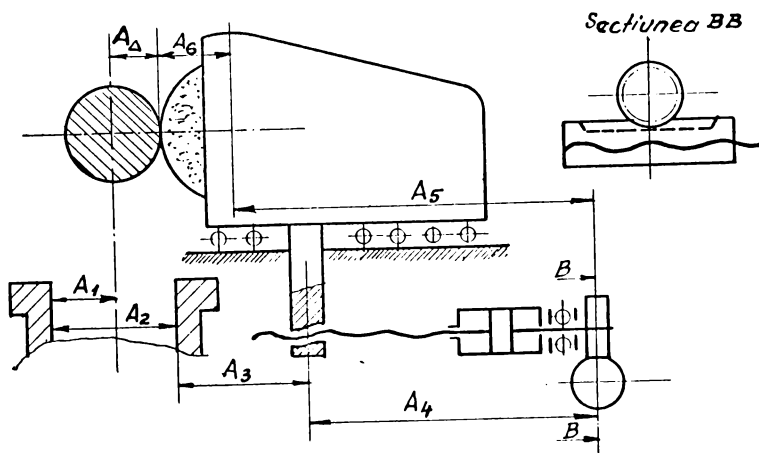


Fig.31. Lanțul de dimensiuni la rectificare

Obținerea preciziei dimensiunii piesei, respectiv a preciziei dimensiunii elementului de închidere al lanțului este posibilă prin controlul deformațiilor elastice în STE. Asupra acestora influențează o serie de factori a căror schimbare dă naștere la

erorile de prelucrare.

Mărimea erorii piesei prelucrate, pe un STE dat, depinde de suprapunerea influențelor tuturor factorilor care intră în STE și de caracterul schimbării lor în timp.

Factorii care influențează precizia de rectificare se pot împărți în două grupe: întâmplători și sistematici. Din grupa factorilor întâmplători fac parte: neuniformitatea adaosului de prelucrare, variația durității materialului, temperatura semifabricatelor, erorile de instalare, etc. Erori sistematice sînt: uzura dimensională a pietrei, schimbarea temperaturii, schimbarea rigidității STE după axa piesei.

În cazul rectificărilor, abateri relativ mari ale adaosului de prelucrare apar la primele treceri, deoarece erorile de instalare a semifabricatelor pe mașina de rectificat sînt diferite și în general mai mari decît cele de la instalarea pe mașina pe care s-a executat ultima operație înaintea rectificării. Această variație poate fi urmărită vizual, la primele treceri, fiind scădută în evidență prin variația fasciculului de scînteii. După primele treceri adaosul de prelucrare se uniformizează, însă eroarea de formă se transmite la toate fazele de rectificare.

Din cercetările efectuate [69] rezultă că duritatea variază mai puțin. Măsurătorile de duritate a arborilor secundari (lot de 60 buc) din 21CMC12 de la motoîncărcătoarele de 3 tone (produse de Întreprinderea Mecanică Timișoara), înainte de rectificare au scos în evidență diferențe de duritate de-a lungul suprafețelor unui arbore de cca 1...10 unități HRC. Prin urmare variația durității provoacă variații mai mici ale forței de rectificare. Erorile de reinstalare a păpușii pietrei față de semifabricat fiind în mare măsură de precizia lanțului cinematic pentru realizarea avansului transversal, de mărimea jocurilor din acest lanț. În general dispersia erorilor de instalare la mașina de rectificat universală este cuprinsă între 4. . . 6 μm .

Dintre erorile sistematice rigiditatea STE are influența cea mai mare asupra preciziei dimensionale și de formă a piesei și în consecință trebuie să i se acorde atenția cuvenită.

În scopul menținerii cît mai constante a dimensiunii piesei A_{Δ} (fig.31), pe toată lungimea, este necesar ca deformația STE sub acțiunea forțelor de așchiere să rămînă constantă. Adică:

$$y = \frac{F_e}{J_{STE}} = c \cdot t \quad (13)$$

în care j_{STE} este rigiditatea sistemului tehnologic elastic

F_e - forța echivalentă a cărei moment este egal cu suma momentelor componentelor forței de rectificare.

S-a menționat că j_{STE} din relația (13) este o mărime variabilă. Urmează de aici că pentru a menține deformația y la aceeași valoare trebuie să se modifice automat valoarea F_e .

Determinarea forței F_e se face considerînd schița din figura 32. Forța F_r este rezultanta componentelor F_z și F_y , componenta F_x avînd influență neglijabilă.

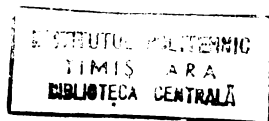
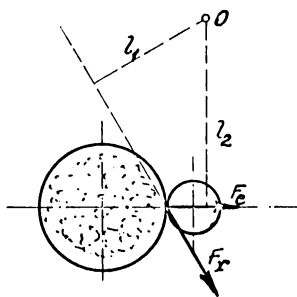


Fig.32. Forța F_e și F_r la rectificare

Din egalitatea momentelor forțelor față de polul momentan de rotație O, rezultă forța echivalentă

$$F_e = F_r \cdot \frac{l_2}{l_1} = F_r \varphi, \quad (14)$$

în care φ este rânortul celor două brațe.

Mărimile brațelor l_1 și l_2 pot fi determinate cunoscînd coordonatele a două puncte de aplicație succesivă a celor două forțe A și A' și respectiv B și B' (fig.33). Polul momentan al rotațiilor a celor două drepte A A' și B B' se găsește la intersecția perpendicularelor NN și N'N' pe mijlocul celor două drepte.

Ecuatiile celor două perpendiculare sînt:

$$\begin{aligned} \text{pentru } NN; \quad z-z_2 &= k_1(y-y_3) \\ \text{pentru } N'N'; \quad z-z_1' &= k_2(y-y_1') \end{aligned} \quad (15)$$

a căror intersecție dă coordonatele polului y_0 și z_0 .

Pentru aceasta se scrie amîndouă ecuațiile sub formă canonică;

$$\begin{cases} A y + B z + C = 0 \\ A' y + B' z + C' = 0 \end{cases} \quad (16)$$

unde $A = k_1$; $B = -1$ și $C = z_2 - k_1 y_2$; $A' = k_1'$; $B' = -1$ și $C' = z_2' - k_1' y_2'$

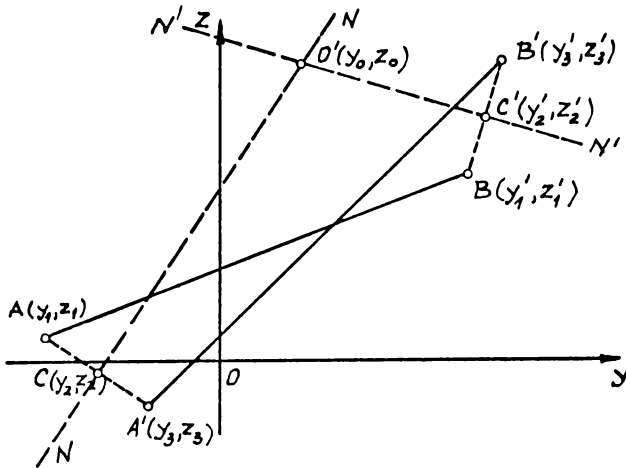


Fig. 33. Determinarea brațelor l_1 și l_2

Înlocuind valorile găsite în sistemul (16) și rezolvând în raport cu y și z , rezultă coordonatele polului

$$\begin{aligned} y_0 &= \frac{z_2' - z_2 + k_1 y_2 - k_1' y_2'}{k_1 - k_1'} \\ z_0 &= \frac{k_1 z_2' - k_1' z_2 + k_1 k_1' (y_2 - y_2')}{k_1 - k_1'} \end{aligned} \quad (17)$$

Având determinate coordonatele polului momentan de rotație se poate determina forța echivalentă F_e .

Introducerea forței echivalente F_e pentru determinarea deformațiilor elastice caracterizează mai deplin fenomenul concret, având în vedere caracterul variabil al forțelor de așchiere atât ca mărime cât și ca direcție.

În continuare se urmărește a se stabili dependența funcțională dintre deformațiile STE după direcția forței echivalente F_e și mărimea acestei forțe considerată constantă în primă aproximație. Mai întâi se vor analiza deformațiile părților componente ale mașinii de rectificat: păpușa mobilă și păpușa obiectului, obiectul și păpușa pietrei.

Se presupune că între vîrfurile mașinii se rectifică o piesă cilindrică cu diametrul d și cu lungimea L . La o asemenea prelucrare apar următoarele deformații:

1. Vîrfurile păpușilor, obiectului și mobile, se vor deplasa elastic cu valorile y_0 și y_m , care depind de mărimea, direcția și punctul de aplicație al forțelor de-a lungul piesei precum și de rigiditatea subansamblelor respective. La prelucrarea cu forță constantă pe măsura deplasării pietrei de-a lungul piesei, valorile y_0 și y_m se schimbă și în consecință axa piesei se va roti, descriind curba dată de ecuația cunoscută,

$$y_1 = \left(1 - \frac{x}{L}\right)^2 \frac{F_e}{J_0} + \left(\frac{x}{L}\right)^2 \frac{F_e}{J_m} \quad (18)$$

în care x este distanța de la punctul de aplicație al forței pînă la păpușa obiectului;

L - lungimea piesei.

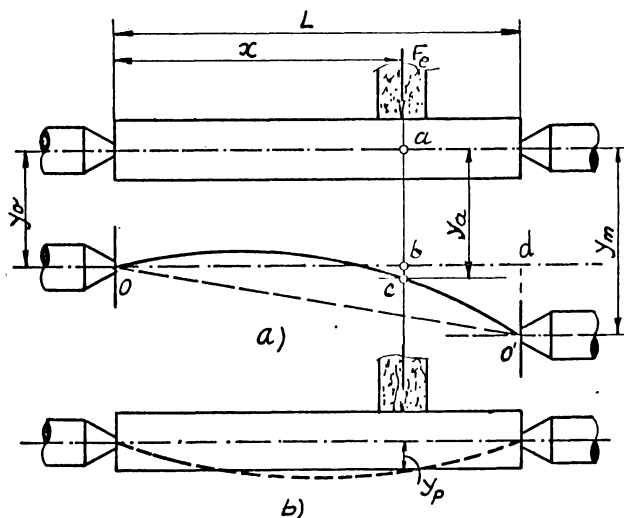


Fig.34. Deformațiile păpușilor și piesei.

Din schema din figura 34 se observă că deplasarea elastică y_a , a axei piesei, măsurată într-o secțiune la distanța x de păpușa obiectului este egală cu

$$y_a = ab + bc = y_0 + bc$$

Din asemănarea triunghiurilor obc și odo' rezultă că

$$bc = \frac{x}{L} (y_m - y_0).$$

Urmează că

$$y_a = y_o + \frac{x}{L} (y_m - y_o) = (1 - \frac{x}{L}) y_o + \frac{x}{L} y_m \quad (19)$$

Dacă reacțiunile, din vîrfuri, au valorile

$$R_o = F_e (1 - \frac{x}{L}) \text{ și } R_m = F_e \frac{x}{L}$$

atunci

$$y_o = \frac{F_e (1 - \frac{x}{L})}{j_o}$$

$$y_m = \frac{F_e \frac{x}{L}}{j_m} \quad (20)$$

iar după înlocuiri se obține

$$y_a = (1 - \frac{x}{L}) y_o + \frac{x}{L} y_m = (1 - \frac{x}{L}) \frac{F_e (1 - \frac{x}{L})}{j_o} + \frac{x}{L} \frac{F_e \frac{x}{L}}{j_m}$$

de unde rezultă relația (18)

$$y_a = (1 - \frac{x}{L})^2 \frac{F_e}{j_o} + (\frac{x}{L})^2 \frac{F_e}{j_m}$$

Dacă în ecuația (18) se exprimă rigiditățile prin deformațiile subansamblelor păpușii obiectului și păpușii mobile, se obține curba descrisă de axa obiectului;

$$y_a = \frac{y_o + y_m}{L^2} (x - L \frac{y_o}{y_o + y_m})^2 \frac{y_o \cdot y_m}{y_o + y_m} \quad (21)$$

care nu este altceva decît ecuația unei parabole a cărei vîrf are coordonatele

$$\lambda = L \frac{y_o}{y_o + y_m} \text{ și } \mu = \frac{y_o \cdot y_m}{y_o + y_m} \quad (22)$$

În felul acesta, axa obiectului ia forma unei parabole datorită deformațiilor elastice a celor două vîrfuri respectiv a celor două păpuși.

2. Deformația piesei. Sub acțiunea forțelor de aşchiere, piesa prinsă între vîrfuri are deformații proprii ceea ce face ca axa ei să se încovoie după o curbă (fig.34b)

$$y_p = \frac{F_e \cdot x^2 (L - x)^2}{3 E J L} \quad (23)$$

în care

E este modulul de elasticitate;

J - momentul de inerție.

Deformația celor două pârnuși și a obiectului este dată de suma celor două deformații

$$y_a' = y_a + y_p = \left(1 - \frac{x}{L}\right)^2 \frac{F_c}{J_o} + \left(\frac{x}{L}\right)^2 \frac{F_c}{J_m} + \frac{F_e x^2 (L-x)^2}{3EJL}. \quad (24)$$

La prelucrarea pieselor suficient de rigide, când deformațiile piesei au valori foarte mici ultima parte a formulei (24) poate fi neglijată.

3. Deformațiile elastice ale subansamblului pietrei de rectificat. Acestea cuprind:

- a) deformația arborelui principal;
- b) deformația după direcția deplasării transversale;
- c) deformația elastică a pietrei comprimate între arbore și piesă.

O particularitate a modului de solicitare a acestui subansamblu constă în aceea că, punctul de aplicație al forței rămîne constant în tot timpul rectificării, ceea ce simplifică calculele. Referitor la valoarea forței ar exista două variante și anume:

- cînd rectificarea se execută cu forță constantă;
- cînd rectificarea se execută cu forță variabilă.

La rectificarea cu forță constantă valorile deformațiilor sînt date de relațiile;

a) Deformația arborelui y după direcția forței echivalente (fig.35) este dată de relația de mai jos luată din [72]

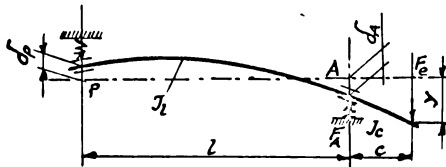


Fig.35. Deformațiile arborelui pietrei.

$$y_{AP} = F_e \left[\frac{c^2}{3E} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_c} \right) + \left(1 + \frac{c}{I} \right)^2 \frac{1}{J_{LA}} + \left(\frac{c}{2} \right)^2 \frac{1}{J_{LP}} \right], \quad (25)$$

în care; $J_{LA} = \frac{F_A}{\sigma_A}$, $J_{LP} = \frac{F_P}{\sigma_P}$ și $y = \frac{F}{J_{AP}}$, (26)

iar E, J modulul de elasticitate și momentele de inerție a porțiunilor de arbore.

b) La mașinile de rectificat avansul transversal se realizează cu mecanism șurub-piuliță, prevăzute cu sisteme ^{de} preluare a jocurilor și pretensionare. Sub acțiunea forței echivalente F_e în aceste mecanisme apar următoarele tipuri de deformații: deformația de contact, deformația șurubului ca o tijă sollicitată la compresiune și deformația pasului datorită torsiunii. Datorită preluării jocurilor, pretensionării și suprafeței ^{mari} de contact dintre șurub și piuliță deformația de contact poate fi neglijată. Deformația la compresiune ^{SC} a șurubului are valoarea

$$Y_{SC} = \frac{4 F_e s}{\pi E d_i^2} k \quad (27)$$

în care s este pasul șurubului;

E- modulul de elasticitate;

d- diametrul interior al șurubului;

k- numărul de pași

Deformația pasului șurubului datorită torsiunii (fig.36) Y_{St}

are valoarea,

$$Y_{St} = \frac{M_t s^2}{2 \pi G I_p} k, \quad (28)$$

în care

M_t este momentul de torsiune aplicat șurubului;

G - modulul de elasticitate transversal;

I_p - momentul de inerție polar.

Prin urmare deformația totală a șurubului va fi

$$Y_S = Y_{SC} + Y_{ST} = \frac{4 F_e s k}{\pi E d_i^2} + \frac{M_t s^2 k}{2 \pi G I_p} \quad (29)$$

c) Pentru măsurarea forțelor la rectificare [34] se arată că traductoarele au fost lipite direct pe suprafața frontală a

pietrei de rectificat. Rezultatele cercetărilor au scos în evidență faptul că porțiunea de piatră cuprinsă între piesă și arborii port-piatră se deformează. Să notăm această deformare

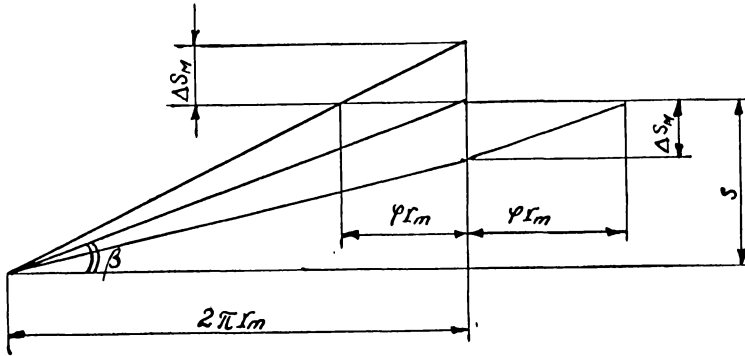


Fig.36. Deformația pasului șurubului datorită torsiunii.

$$Y_{pr} = k_1 F_e \quad (30)$$

în care k_1 este un coeficient egal cu deformația porțiunii pietrei sub acțiunea unei forțe de 1N.

Deformația totală la păpușa pietrei este orientată în sens invers deformației subansamblelor celor două păpuși (a obiectului și mobile) și a obiectului fiind dată de relația:

$$Y_{PP} = F_e \left[\frac{c^2}{3E} \left(\frac{1}{J_e} + \frac{1}{J_c} \right) + \left(1 + \frac{c}{l} \right)^2 \frac{1}{J_{LA}} + \left(\frac{c}{l} \right)^2 \frac{1}{J_{LP}} \right] + \frac{4F_e s k}{\pi E d_i^2} + \frac{M_t s^2 k}{2\pi G I_p} + k_1 F_e \quad (31)$$

În final, expresia deformației totale, rezultată din compunerea algebrică a deformațiilor păpușii obiectului, păpușii mobile și obiectului pe de o parte și păpușii pietrei pe de altă parte este următoarea:

$$Y = Y_a - Y_{pp} = \left(1 - \frac{x}{l} \right)^2 \frac{F_e}{J_o} + \left(\frac{x}{l} \right)^2 \frac{F_e}{J_m} + \frac{F_e x^2 (l-x)^2}{3 E J L} - F_e \left[\frac{c^2}{3E} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_c} \right) + \left(1 + \frac{c}{l} \right)^2 \frac{1}{J_{LA}} + \left(\frac{c}{l} \right)^2 \frac{1}{J_{LP}} \right] - \frac{4F_e s k}{\pi E d_i^2} - \frac{M_t s^2 k}{2\pi G I_p} - k_1 F_e \quad (32)$$

Pentru trasarea concretă a curbelor de deformație a subansamblelor este necesară cunoașterea valorilor rigidităților.

În acest scop, mai jos este prezentată instalația de determinare a rigidităților statice a subansamblelor mașinii (figura 37).

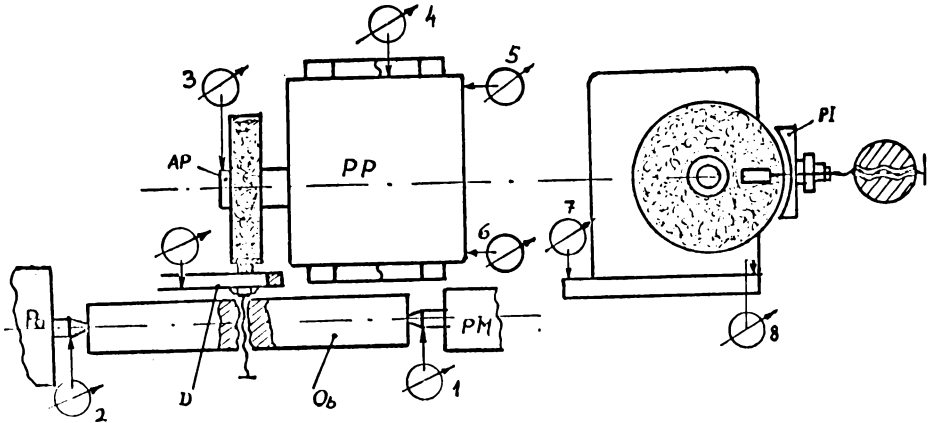


Fig.37. Instalația pentru determinarea rigidității statice a mașinii de rectificat.

La determinare s-a folosit obiectul Ob de rigiditate mare (cu deformări practic nule) prevăzut la mijloc cu șurubul S pentru creerea forțelor de încărcare. Dinamometrul D , de mare sensibilitate (în formă de U) folosit la măsurarea forțelor de încărcare, a fost prins între șurubul S și piesa intermediară PI . Piesa PI are raza de curbură identică cu a pietrei de rectificat. Cu ajutorul celor 8 comparatoare (val. div. $1 \mu m$) s-au măsurat deformările subansamblelor după cum urmează: păpușii mobile (comparator 1), păpușii obiectului (comparator 2), arborelui principal AP (comparator 3), păpușii pietrei ca urmare a deformației mecanismului șurub-piuliță (comparator 4), rotirile păpușii pietrei în plan orizontal (comparatoare 5 și 6) și rotirile păpușii pietrei în plan vertical (comparatoarele 7 și 8).

Încărcarea mașinii cu forțe s-a făcut progresiv din 5 în 5 daN, la fiecare valoare a forței notându-se valorile deformațiilor indicate de comparatoare. Forța maximă de încărcare a fost de 40 daN, valoare care este mai mare decât forța echivalentă F_e născută într-un regim de degroșare.

În timpul încercărilor s-a constatat că deformația după direcția avansului transversal a păpușii pietrei cât și rotirile

acesteia în cele două plane sînt, practic, nule. Ca urmare a acestui fapt relația (32) va avea forma:

$$y = \left(1 - \frac{x}{L}\right)^2 \frac{F_e}{j_0} + \left(\frac{x}{L}\right)^2 \frac{F_e}{j_m} + \frac{F_e x^2 (L-x)^2}{3 E J L} - F_e \left[\frac{c^2}{3E} \left(\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_e}\right) + \left(1 + \frac{c}{l}\right)^2 \frac{l}{j_{LA}} + \left(\frac{c}{l}\right)^2 \frac{l}{j_{LP}} \right] - k_1 F_e \quad (33)$$

Din relația de mai sus, pe baza cunoașterii abaterii maxime admisibile Y_{amax} a dimensiunii piesei și a rigidităților subansamblelor mașinii și piesei în câmpul bidimensional al mașinii se deduce expresia pentru programarea forței echivalente F_e , adică:

$$F_e = \frac{Y_{amax}}{\frac{1}{j_0} \left(1 - \frac{x}{L}\right)^2 + \frac{1}{j_m} \left(\frac{x}{L}\right)^2 + \frac{x^2 (L-x)^2}{3 E J L} - K_{AP} - K_1} \quad (34)$$

$$\text{în care } K_{AP} = \frac{c^2}{3E} \left(\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_c}\right) + \left(1 + \frac{c}{l}\right)^2 \frac{l}{j_{LA}} + \left(\frac{c}{l}\right)^2 \frac{l}{j_{LP}}$$

În cazul mașinii BK3, după efectuarea încercărilor și prelucrarea rezultatelor, valorile rigidităților statice sînt după cum urmează:

Rigiditatea păușii mobile $j_m = 1600 \text{ daN/mm}$;

Rigiditatea păușii obiectului $j_0 = 5600 \text{ daN/mm}$;

Rigiditatea subansamblului arbore principal $j_{AP} = 1700 \text{ daN/mm}$;

Rigiditatea mașinii $j_{maș} = 710 \text{ daN/mm}$.

După cum rezultă din cele de mai sus subansamblele cu cea mai mică rigiditate sînt: păușa mobilă și arborele principal.

Instalarea automată a forței de referință F_{eref} s-ar simplifica dacă cele două păuși (păușa obiectului și păușa mobilă) ar avea aceeași rigiditate. Acest lucru ar trebui rezolvat la prelucrarea constructivă a mașinii de rectificat rotund exterior între vîrfuri.

Avînd în vedere faptul că în cazul mașinilor de rectificat dintre componentele forței de rectificare F_z , F_y și F_x , în perioada de durabilitate, cea care își modifică mai mult valoarea este componenta F_y , în relațiile stabilite mai sus, forța echivalentă F_e poate fi înlocuită cu F_y .

În concluzie s-a demonstrat că există posibilitatea măririi preciziei de prelucrare prin intermediul variației corespunzătoare a componentei F_y în câmpul bidimensional al mașinii

Însă această problemă nu poate fi rezolvată decât numai prin DA.

3.2.6. Rugozitatea suprafeței.

În procesul de rectificare calitatea suprafeței depinde de valorile parametrilor regimului de rectificare și de corecție a pietrei, de durata fazei de destindere și de caracteristicile pietrei, de proprietățile materialului de prelucrat, de vibrații și de alte cauze.

Influența regimului de rectificare. Înălțimea asperităților crește cu creșterea forței radiale și cu creșterea tuturor avansurilor. Dependența dintre rugozitate funcție de oricare avans poate fi exprimată printr-o funcție exponențială cu exponentul cuprins între 0,4...0,5. Domeniul de variație a exponentului, sesizat la diverși cercetători, se explică prin regimuri de corecție diferite, erori de măsurare a asperităților și prin volumul, relativ redus de măsurători.

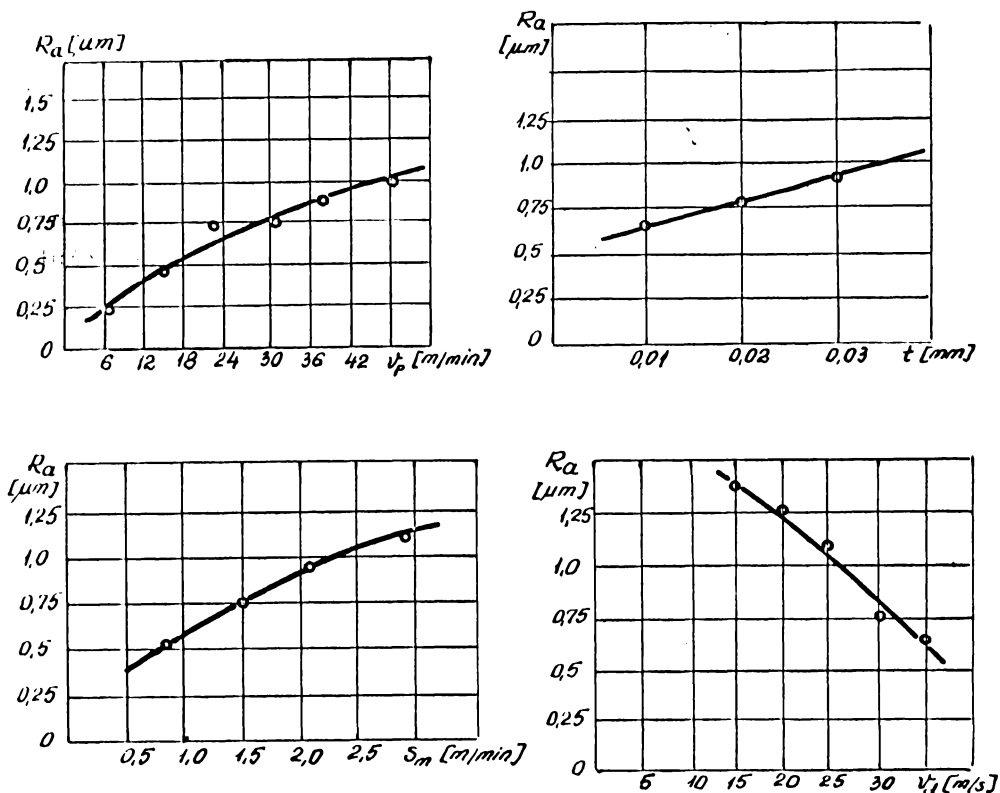


Fig. 38 Influența parametrilor de rectificare asupra rugozității suprafeței

Variația rugozității funcție de principalii parametri de rectificare, obținuți de către autor la rectificarea unei piese cilindrice, între vîrfuri, din OLG45, călit cu o piatră abrazivă cu caracteristicile: $D = 300$ mm; $B = 35$ mm; granulația 80; electrocorindon: sînt prezentate în figura 38

În figura 38 se observă că odată cu creșterea vitezei periferice a pietrei se micșorează și înălțimea asperităților. În literatura de specialitate se dau două explicații acestui fenomen. Prima explicație, dată de firma Cincinnati și susținută de ENIMS este următoarea: odată cu creșterea vitezei pietrei, crește numărul de granule care participă în proces și prin aceasta reducîndu-se adîncimea de pătrundere a granulelor. A doua explicație dată în [68], constă în aceea că la creșterea vitezei pietrei, datorită șocurilor dinamice și a temperaturilor locale ridicate, granulele noi devin mai mici îmbunătățindu-se calitatea suprafeței.

În mod concret, însă ambele explicații au fost deduse în urma cercetărilor experimentale. Din acest motiv se apreciază că amîndouă explicațiile sînt juste, contribuția unuia sau celuilalt fenomen depinde în special de dîritatea pietrei și respectiv a piesei.

Experimental s-a dedus relația, de mai jos, dintre R_a și viteza pietrei

$$R_a = C v^{-m} \quad (35)$$

în care $m = 0,7 \dots 0,8$.

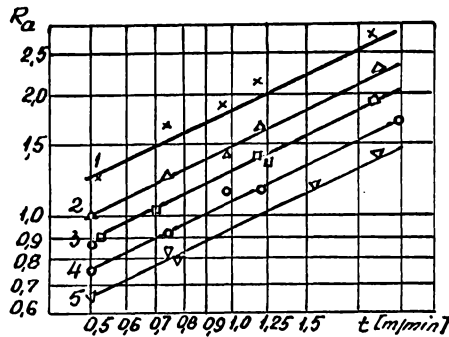
Influența timpului fazei de destindere.

La faza de destindere, sistemul elastic revine în poziția inițială, treptat tensiunea din sistem scade și odată cu aceasta și adîncimea de pătrundere a granulelor. Pe baza teoriei ciclului de rectificare, timpul fazei de destindere crește cu creșterea suprafeței de rectificat, cu mărirea raportului dintre tensiunea la începutul și sfîrșitul fazei de rectificare, cu micșorarea rigidității sistemului și cu capacitatea așchietoare a pietrei.

În figura 39... este reprezentată rugozitatea R_a funcție de avansul de pătrundere pe minut la rectificarea de pătrundere și de timpul fazei de destindere.

Avînd în vedere că, de fapt, rugozitatea suprafeței *rezultă în* urma fazei de destindere (asupra ei influențînd, însăși parametrii de rectificare la fazele precedente), la stabilirea variației

parametrilor în comanda adaptivă, rugozitatea suprafeței se va introduce ca o restricție de prima importanță.



- 1 - rectificare fără destindere
- 2 - destindere 3 sec.
- 3 - destindere 6 sec.
- 4 - destindere 10 sec.
- 5 - destindere 15 sec.

Fig.39. Influența avansului de pătrundere și a duratei fazei de destindere asupra rugozității.

Schimbarea rugozității piesei în perioada de durabilitate a pietrei. Înrautățirea calității suprafeței în perioada de durabilitate a pietrei este explicată de majoritatea cercetărilor prin uzura neuniformă a pietrei. La rectificarea cu avans longitudinal, la începutul perioadei de durabilitate rugozitatea se schimbă relativ puțin, micșorându-se datorită uzurii inițiale a granulelor însă spre sfârșitul perioadei de durabilitate calitatea suprafeței se înrautățește.

În figura 40 este prezentată variația rugozității suprafețelor unor piese dintr-un lot, dată în [48], în perioada de durabilitate.

La rectificarea cu avans de pătrundere, rugozitatea suprafeței crește constant în perioada de durabilitate.

Influența regimului de corecție a pietrei asupra rugozității

În condițiile unei comenzi adaptive, mașina trebuie prevăzută cu un sistem automat de corecție care la sfârșitul perioadei de durabilitate pe baza unei comenzi să execute corecția cu regimul potim. Cercetările efectuate în acest domeniu sînt relativ puține.

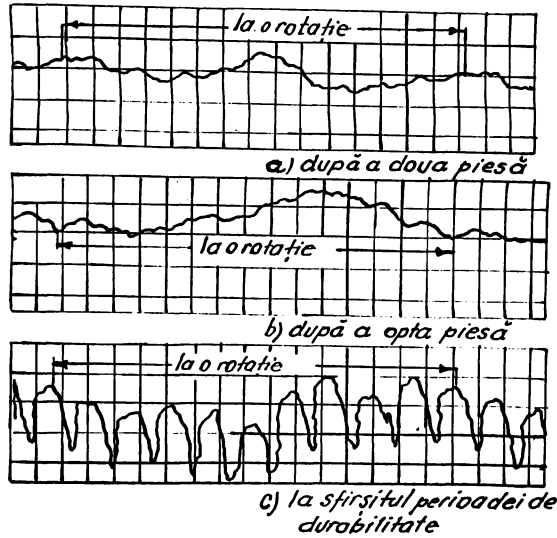


Fig.40. Variația rugozității suprafeței în perioada de durabilitate.

In tabelul de mai jos se observă o legătură între rugozitatea piesei și avansul longitudinal a diamantului la corecție.

Inălțimea rugozităților R_a m		Avansul longitudinal la corecție în mm/una rotație a pietrei
Oțel călit	Oțel necălit	
1,6	-	0,16 ... 0,30
0,8	1,6	0,10 ... 0,15
0,4	0,8	0,06 ... 0,09
0,2	0,4	0,03 ... 0,05
0,1	0,2	0,016 ... 0,025

Datele de mai sus pot servi ca date inițiale la proiectarea unui sistem automat de corecție.

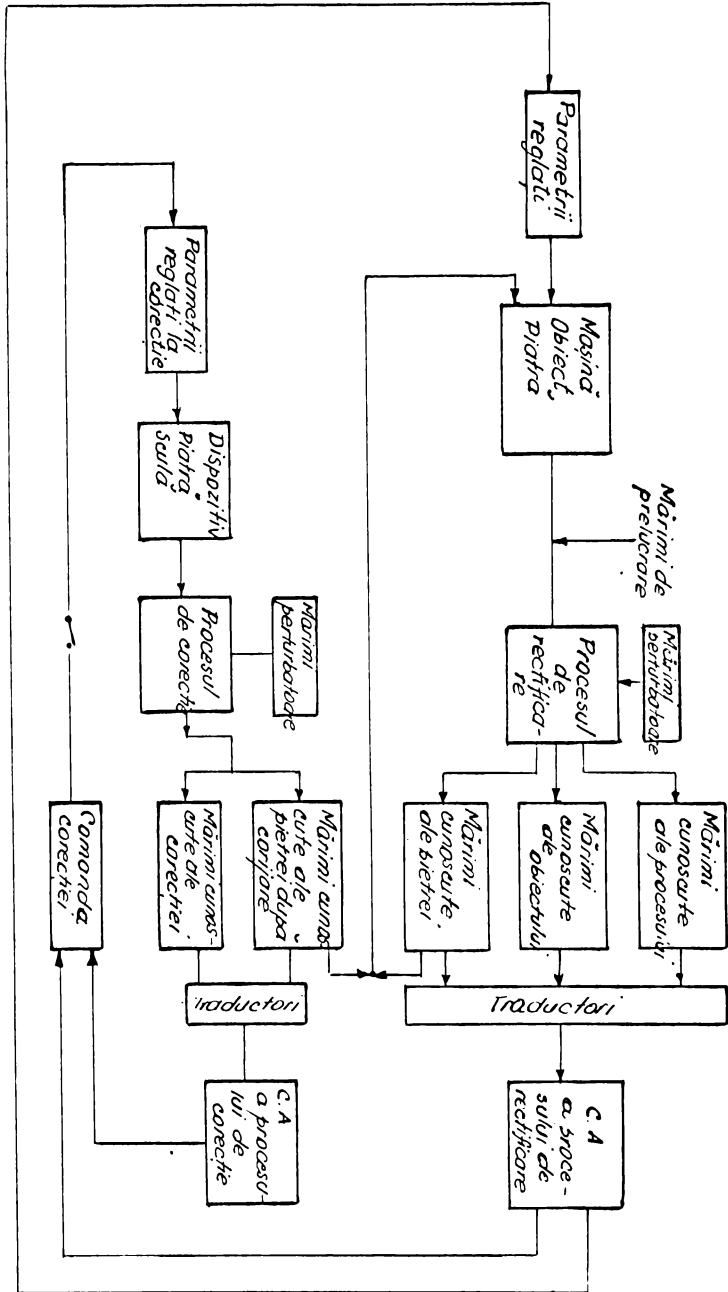


Fig.41. Structura C.A. la rectificarea

3.3. ALGORITMUL RECTIFICĂRII ROTUNDE EXTERIOARE

ÎNTRU VIRFURI

În scopul prelucrării cât mai economice a pieselor, în ultimul timp, se desfășoară o activitate tot mai intensă de optimizare a proceselor tehnologice datorită atât dezavantajelor prelucrării cu parametri de aşchiere reglați la valori constante cât și datorită posibilităților actuale de automatizare a mașinilor-unelte, în speță a comenzilor adaptive, care permit autooptimizarea prelucrărilor modificând corespunzător, chiar în timpul desfășurării lucrului, unul sau mai mulți parametri.

Diagrama bloc a procesului de rectificare, preluată din [61] și în care sînt plasate principial comenzile adaptive este redată în figura 41.

Diagrama se compune din două circuite legate între ele, primul cuprinzînd rectificarea propriu-zis iar al doilea procesul de reascuțire al șculei. Cele două circuite sînt legate între ele și se influențează reciproc.

În prezenta lucrare, din cauza complexității și multitudinii problemelor, se va trata primul circuit, cel de al doilea circuit fiind tratat numai în măsura necesității clarificării problemelor care apar în primul circuit.

La deducerea algoritmului pentru primul circuit trebuie să stea o anumită strategie prin intermediul căreia pe baza valorilor mărimilor de intrare, respectiv ieșire și a unui parametru admis ca mărime de referință să se conceapă o CA cât mai simplă și prin care să se obțină piese de calitate superioară.

3.3.1. Alegerea mării de referință.

În general, procesul de rectificare reprezintă stadiul final al prelucrării de finisare prin care se urmărește realizarea pieselor cu o anumită precizie dimensională și cu rugozitate precizată a suprafeței.

Rezultă de aici că mărimea de referință trebuie astfel aleasă încît prin intermediul ei să se poată controla parametrii finali ai procesului de rectificare.

Din analiza factorilor participanți la procesul de

rectificatoare, a comenzilor adaptive existente, precum și din studiul regimului de aşchiere în condițiile C A, parametrii care ar putea fi admiși ca mărimi de referință sînt următorii: puterea la rectificare, rugozitatea suprafeței, componenta principală a forței de aşchiere și componenta radială a forței de aşchiere.

Comanda regimului de aşchiere la rectificare admitînd puterea de aşchiere ca mărime de referință se recomandă a se utiliza în special la mașinile de rectificat specializate și eventual pentru degroșări.

Cercetările experimentale [35], [36], [47], [48], au scos în evidență faptul că în perioada de durabilitate nu se poate stabili o lege de variație a puterii, valoarea acesteia putîndu-se schimba relativ mult ceea ce nu permite controlul desfășurării procesului de rectificare.

În cazurile cînd se urmărește obținerea cu strictețe a unor rugozități, cea mai potrivită mărime de referință ar fi însăși rugozitatea. Din studiile existente [24], [48], și cele de la IPVT, măsurarea chiar în decursul procesului, cu suficientă exactitate, a rugozității este deocamdată imposibilă. Au fost încercate variante bazate pe reflexia luminii, însă din cauza așchii și a lichidului de răcire nu s-au obținut rezultate satisfăcătoare. Elementele traductoare mecano-electrice cu palpate directă, din cauza vitezei piesei, relativ ridicate și a uzurii excesive a elementului palpator nu pot îndeplini condițiile unor traductoare sigure în exploatare.

Alegerea componentei principale a forței de rectificare ca mărime de referință are, în general, aceleași dezavantaje ca și puterea la rectificare.

Dintre toți factorii, cea mai corespunzătoare mărime prin intermediul căreia se poate controla efectiv prelucrarea precum și parametrii finali ai acesteia (precizia și rugozitatea) este componenta F_y a forței de rectificare.

Avantajele alegerii acestei componente ca mărime de referință constau în următoarele:

- posibilitatea măsurării ei în procesul de rectificare;
- controlul prin intermediul ei a deformațiilor din sistemul tehnologic elastic, deci precizia de prelucrare;
- cantitatea de material îndepărtat depinde în primul rînd de gradul de tensionare a STE, deci de valoarea componentei F_y ;

- posibilitatea modificării parametrilor regimului de rectificare prin intermediul componentei F_y .

Deducerea algoritmului sistemului C A, admitînd componenta F_y ca mărime de referință, prezintă unele dificultăți, deoarece nu există o relație directă între această componentă și parametrii de aşchiere reglați direct pe mașină. Din acest motiv la stabilirea algoritmului se recurge, în unele cazuri, la componenta F_z iar apoi se trece la componenta F_y , făcîndu-se corecțiile necesare.

3.3.2. Algoritmul rectificării rotund exterior între vîrfuri.

Scopul urmărit prin stabilirea algoritmului este acela de a găsi relații matematice între parametrii reglabili v_d , n_p , v_m , s_t și F_y astfel încît în funcție de o valoare constantă sau variabilă a componentei F_y să fie modificate corespunzător o parte din parametrii amintiți.

Analiza deducerii algoritmului se va face în mai multe situații și anume:

- a) Folosind formulele experimentale din literatura de specialitate;
 - b) Folosind expresia teoretică a forței de rectificare;
 - c) Considerînd că cantitatea de material Q îndepărtată în unitatea de timp depinde exponențial de valoarea tensiunii din sistemul tehnologic elastic.
- a) Se cunoaște expresia componentei

$$F_z = C_F v_p^{0,7} \cdot s_1^{0,7} \cdot t^{0,6} \quad [\text{daN}].$$

Se știe, de asemenea, că

$$v_p = \frac{0,17 \cdot d^{0,3}}{T^{0,5} \cdot \beta \cdot t} \cdot K_1 \cdot K_2 \quad [\text{m/min}].$$

Înlocuind expresia lui v_p mai sus, rezultă

$$F_z = C_F \left(\frac{0,17 \cdot d^{0,3}}{T^{0,5} \cdot \beta} K_1 \cdot K_2 \right)^{0,7} \cdot s_1^{0,7} \cdot t^{-0,1} \quad [\text{daN}] \quad (36)$$

sau

$$F_z = K_F \cdot s_1^{0,7} \cdot t^{-0,1}, \quad [\text{daN}] \quad (37)$$

în care

$$K_F = C_F \left(\frac{0,17 \cdot d^{0,3}}{T^{0,5} \cdot \beta} K_1 \cdot K_2 \right)^{0,7} \quad (38)$$

s-a considerat constant, la o anumită fază de rectificare.

Se observă că exoressia dedusă nu corespunde întrutotul realității, deoarece odată cu creșterea adâncimii t de așchiere rezultă că F_z scade ceea ce nu este adevărat. În consecință, exoressia dedusă nu poate constitui o bază sigură pentru obținerea algoritmului.

b) Expresia teoretică a forței de rectificare dată în [49] este

$$F_z = K b^{m_1} \left(\frac{v_p}{60 v_d} \right)^{1-\mu} c^{-\mu} \left(\sqrt{\frac{t(d+D)}{dD}} \right)^{1-\mu} \sqrt{\frac{D \cdot d \cdot t}{D+d}}$$

În care mărimile nu fost explicate în paragraful 3.2, permite variația componentei F_z și implicit și a componentei F_y funcție de viteza piesei v_p , viteza discului v_d și a adâncimii de așchiere t .

În această expresie nu este cuprinsă mai clar influența vitezei mesei asupra componentei F_z . Diagramele din figura 26, arată că viteza mesei v_m influențează esențial valorile componentelor F_z și F_y .

Creșterea vitezei periferice a discului v_d duce la micșorarea componentelor forțelor de rectificare F_z și F_y . În general după cum s-a arătat, este avantajos a se lucra cu viteze periferice cât mai superioare atât din punct de vedere al preciziei cât și a calității suprafeței.

Faptul că majoritatea mașinilor de rectificat actuale lucrează cu pietre care nu permit depășirea vitezei de 35 m/s, în cadrul prezentei lucrări se va urmări variația acestui parametru numai în măsura menținerii constante a valorii raportului v_d și v_0 , ceea ce duce la reducerea amplitudinii autooscilațiilor mașinii [14], [46], [47], [48], [67].

În plus valorile coeficienților K , m și μ sînt recomandate în limite largi ceea ce face ca algoritmul dedus pe baza relației de mai sus să aibă abateri relativ mari față de condițiile concrete de așchiere.

c) Pe baza datelor experimentale obținute de către autor și a celor din literatura de specialitate [24], [48], [67], secțiunea așchierii, respectiv volumul de material îndepărtat depinde de tensiunea din sistemul tehnologic elastic, respectiv de valoarea componentei F_y , adică

$$F_y = K (Q)^P, \quad [daN], \quad (39)$$

în care K este o constantă care depinde de rigiditatea sistemului tehnologic elastic;

$p = 0,7 \dots 0,85$ exponent;

Q - volumul specific de material îndepărtat mm^3/min .

Avînd în vedere că:

$$Q = v_p \cdot s_1 \cdot t \quad (40)$$

în care

$$v_p = \pi d_p n_p \quad \text{și} \quad s_1 = \frac{v_m}{n_p}$$

rezultă că

$$F_y = k (\pi d_p \cdot v_m \cdot t)^p \quad [\text{daN}]. \quad (41)$$

Relația dedusă scoate în evidență faptul că mărimea componentei F_y poate fi reglată reglînd corespunzător viteza v_m de deplasare a mesei, în cazul rectificărilor longitudinale cînd adîncimea t de aşchiere este constantă și prin modificarea adîncimii t la rectificările cu avans transversal.

La rectificările cu avans longitudinal, admițînd t și d constante rezultă;

$$F_y = K_1 v_m^p \quad [\text{daN}], \quad (42)$$

în care K_1 are valoarea

$$K_1 = K (\pi d_p \cdot t)^p; \quad (43)$$

Rezultă prin urmare, relația pentru reglarea vitezei v_m , funcție de componenta F_y ,

$$v_m = \left(\frac{F_y}{K_1} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (44)$$

Odată cu variația vitezei v_m se modifică și avansul longitudinal s_1 și deci și rugozitatea suprafeței de-a lungul piesei. Pentru ca să se obțină aceeași rugozitate se impune ca avansul longitudinal să rămîna constant adică;

$$s_1 = \frac{v_m}{n_p} = \text{constant} \quad (45)$$

și reglabil pentru faza de degroșare și respectiv finisare.

Menținerea constantă a avansului s_1 este posibilă prin modificarea corespunzătoare a turației n_p a piesei în funcție de aceeași componentă F_y a forței de rectificare.

Din graficile prezentate în figura 26 rezultă că valoarea componentei F_y se păstrează aproximativ constantă, la variații largi ale turății piesei.

Ținînd cont de relațiile de mai sus, se poate scrie:

$$n_p = \frac{1}{s_1} \left(\frac{F_y}{K_1} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (46)$$

în care, dacă s_1 se exprimă funcție de înălțimea H a pietrei, la fazele de degroșare, respectiv finisare rezultă relația pentru reglarea turății n_p :

$$n_p = \frac{1}{\beta H} \left(\frac{F_y}{K_1} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (47)$$

În concluzie cele două relații, care formează algoritmul rectificării cu avans longitudinal sînt următoarele:

$$\begin{cases} v_m = \left(\frac{F_y}{K_1} \right)^{\frac{1}{p}} \\ n_p = \frac{1}{\beta H} \left(\frac{F_y}{K_1} \right)^{\frac{1}{p}} \end{cases} \quad (48)$$

În cazul rectificărilor cu avans transversal se pleacă de la relația (40) în care avansul longitudinal se înlocuiește cu relația $s_1 = \beta H = \text{constant}$. Valorile lui β depinde de înălțimea din piatră care pătrunde în material. Cu precizările de mai sus, și notînd cu v_t viteza de pătrundere a pietrei în material, se obține:

$$Q_1 = v_p \beta H s_t, \quad (49)$$

în care v_p are aceeași expresie ca și în (40);

$$s_t = \frac{v_t}{n_p}, \quad v_t \text{ fiind viteza transversală a pășușii pietrei, în mm/min;}$$

Inlocuind valorile de mai sus în (39) și făcînd simplificările, se obține:

$$F_y = K (\tilde{\pi} d_p \beta H)^{p_1} v_t^{p_1} \quad (50)$$

Admițînd βH și d_p constante se obține,

$$F_y = k_2 v_t^{p_1} \quad (51)$$

în care K_2 are valoarea,

$$K_2 = K (\tilde{\pi} d_p \beta H)^{p_1} \quad (52)$$

Rezultă prin urmare, relația pentru reglarea vitezei v_t a păpușii pietrei funcție de componenta F_y adică,

$$v_t = \left(\frac{F_y}{K_2} \right)^{\frac{1}{p_1}} \quad (53)$$

Tot din motive de rugozitate a suprafeței este necesar ca valoarea avansului transversal pe o rotație a piesei să rămână constantă. Deci,

$$s_t = \frac{v_t}{n_p} = \text{constant} \quad (54)$$

și reglabil pentru faza de degroșare și finisare, ceea ce se obține cu relația de mai jos, dedusă în mod analog ca și la prelucrările cu avans longitudinal, adică

$$n_p = \frac{1}{s_t} \left(\frac{F_y}{K_2} \right)^{\frac{1}{p_1}} \quad (55)$$

În final cele două relații care formează algoritmul rectificărilor cu avans transversal sînt:

$$\begin{cases} v_t = \left(\frac{F_y}{K_2} \right)^{\frac{1}{p_1}} \\ n_p = \frac{1}{s_t} \left(\frac{F_y}{K_2} \right)^{\frac{1}{p_1}} \end{cases} \quad (56)$$

În cazul concret al mașinii de rectificat tip Bk3 valorile coeficienților sînt: $K_1 = 12 \cdot 10^{-3}$ și $p = 0,815$

$$K_2 = 3,4 \quad \text{și} \quad p_1 = 0,815$$

Valorile coeficienților de mai sus au fost stabilite pe baza diagramelor din figura 26, prin metodologia cunoscută.

Reprezentarea algoritmului într-un sistem de axe de coordonate v_m , n_p și F_y pentru prelucrările cu avans longitudinal arată că în figura 42.

După cum se observă în figură, componenta F_y poate lua valori cuprinse între F_{ymin} și F_{ymax} , valori care constituie extremele între care poate varia F_y . Valoarea F_{ymin} este limitată de posibilitățile traductorului iar F_{ymax} de puterea de antrenare a pietrei. Uneori valoarea lui F_{ymin} mai poate fi limitată și de viteza minimă a mesei $v_{m_{min}}$ la care apare mersul sacadat.

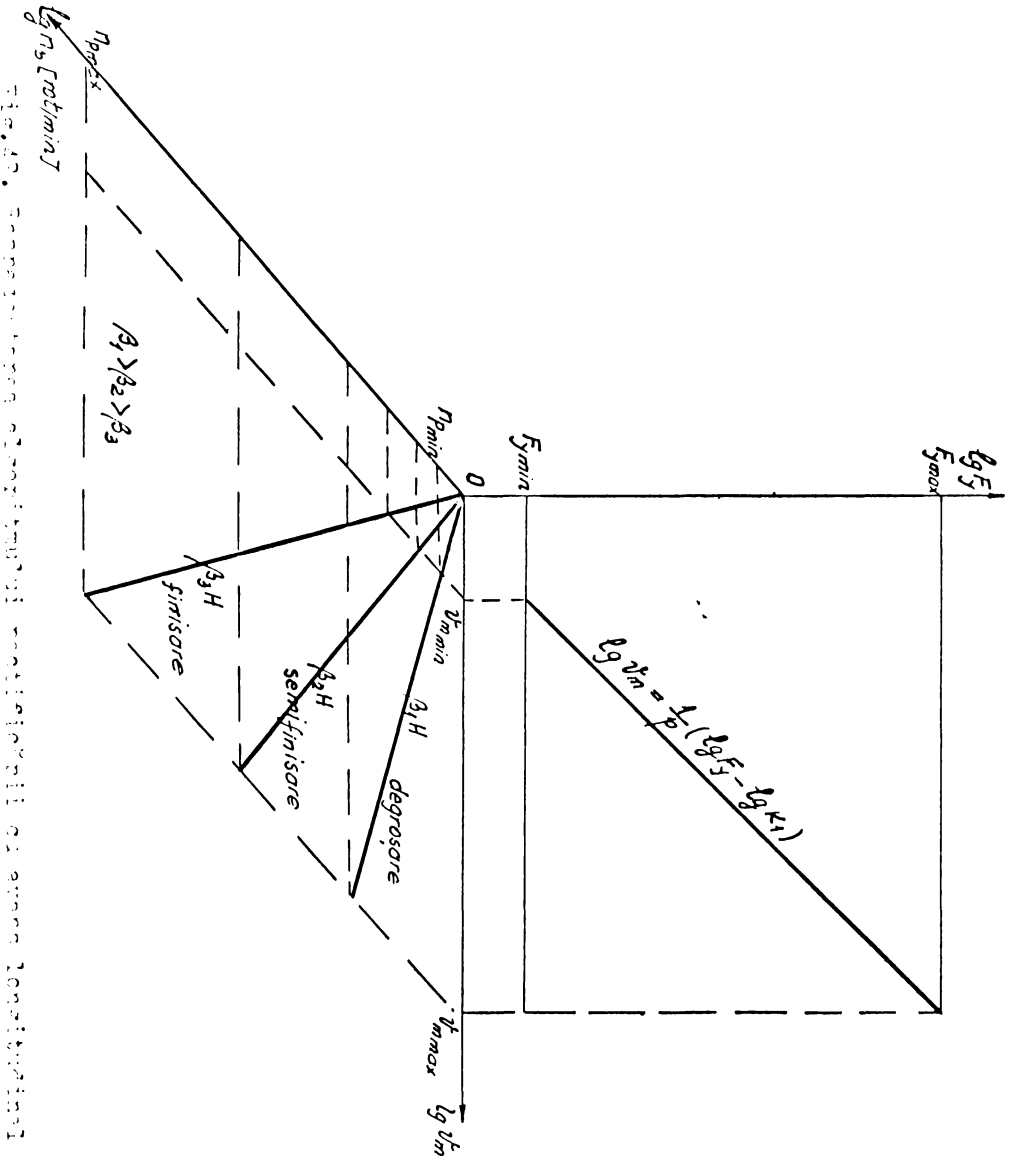


Fig. 40. Comparison of the number of particles and molecules in a system.

În planul v_m , apare un fascicul de drepte care trec prin origine și care nu reprezintă altceva decât dreptele de ecuație,

$$v_m = s_1 \cdot n_p,$$

adică cu fiecare dreaptă se stabilește avansul longitudinal cu care se execută faza respectivă de rectificare (degroșare, semi-finisare și finisare).

La faza de destindere, din cauza valorii reduse a componentei F_y care treptat tinde către zero, comanda adaptivă nu poate servi la reglarea parametrilor regimului.

În mod similar se reprezintă grafic și algoritmul rectificărilor cu avans transversal avînd cele 3 coordonate v_t, n_p și F_y .

Cu diagramele astfel obținute se poate comanda regimul admitînd o valoare constantă a componentei F_y sau impunîndu-i o anumită lege de variație, între valorile extreme.

3.4. SCHEMA DE PRINCIPIU A COMENZII ADAPTIVE

La baza elaborării schemei C.A. stă analiza anterioară a procesului tehnologic de rectificare, rezultatele cercetărilor referitoare la dependența dintre componenta F_y a forței de apăsare și parametrii de reglare ai regimului, algoritmul stabilit în acest scop, precum și studierea și punerea la punct, în catedră, a unor componente pentru sisteme de automatizare corespunzătoare.

Avînd în vedere cele de mai sus, s-a conceput soluția, a cărei schemă de principiu este redată în figura 43.

Accastă C.A. realizează reglarea automată a doi parametri, la prelucrările cu avans longitudinal, și anume: a vitezei v_m a mesei și a turației n_p a obiectului, funcție de valorile forței de referință F_y . C.A. servește la reglarea parametrilor amintiți mai sus numai în fazele de degroșare și finisare. La faza de destindere C.A. se decuplează automat, deoarece orice comandă a regimului de lucru pe durata acesteia este fără sens.

Componenta reală F_y a forței de rectificare este măsurată permanent cu ajutorul vîrfurilor dinamometrice VD. De la acestea valoarea componentei F_y , sub formă de semnal electric u_1 , amplificat în A_1 la valoarea u_2 se transmite la elementul de comparare EC.

În EC semnalul u_2 se compară cu semnalul u_3 provenit de la elementul de instalare a forței de referință EIF_y . Cu ajutorul unui asemenea element este posibilă instalarea forței de referință în câmpul bidimensional al mașinii precum și la fazele de degroșare și finisare.

Rezultatul comparării $u_4 = u_3 - u_2$ se transmite cu semn prin două canale la amplificatoarele A_3 și A_4 . Prin semnalul $u_5 = k_S u_4$ se comandă viteza mesei v_m , reglîndu-se în mod corespunzător secțiunea de curgere a amplificatorului electrohidraulic AEH1. În același timp semnalul $u_6 = k_n \cdot u_4$ servește la reglarea turației n_p a hidromotorului rotativ HMR, prin intermediul amplificatorului electrohidraulic AEH2.

În perioadele tranzitorii de funcționare, cînd componenta reală F_y este diferită față de cea de referință, suma algebrică a celor două semnale, amplificată corespunzător va produce variația parametrilor v_m și n_p (conform algoritmului) astfel încît componenta reală F_y să devină egală cu cea de referință iar avansul longitudinal s_1 în mm/rot.pieseii să rămîină constant.

4. ANALIZA COMPONENTELOR COMENZII ADAPTIVE.

Comportarea în regim dinamic a unei comenzi adaptive, respectiv modul în care se desfășoară procesele tranzitorii în sistem, la trecerea dintr-un regim staționar într-altul, este determinată de caracteristicile dinamice ale elementelor componente exprimate prin una sau alta dintre caracteristicile dinamice: ecuația diferențială, ecuația operațională, funcția de transfer, caracteristicile de frecvență, etc.

Până în prezent, literatura de specialitate de care se dispune, nu cuprinde analize dinamice ample ale comenzilor adaptive realizate, decât a unor elemente componente relativ reduse ca număr. Acest lucru se explică prin aceea că actualmente, din cauza caracterului de noutate a problemei, se urmărește abia conceperea, realizarea și încercarea lor în regimuri statice de funcționare și mai puțin în regimuri dinamice.

Chiar mai mult, cu excepția câtorva comenzi adaptive realizate în U.R.S.S., la care sînt prezentate mai în detaliu elementele componente, firmele din Japonia și S.U.A dau date extrem de sumare despre componentele comenzilor adaptive realizate.

Dată fiind această situație, după analiza regimului de așchiere în condițiile comenzii adaptive și elaborarea structurii sistemului, se impune conceperea, proiectarea, realizarea și încercarea elementelor componente. De la început trebuie să se aibă în vedere ca acestea să aibă caracteristici statice și dinamice acceptabile.

Studiindu-se structura comenzilor adaptive de la diferite tipuri de mașini de rectificat s-a ajuns la concluzia că principalele elemente componente ale acestora sînt următoarele:

- elementele traductoare pentru măsurarea forțelor;
- elementele amplificatoare;
- elementele de execuție și reglare.

În lucrările [17], [18], [20], [67] au fost prezentate și analizate critic principalii traductori, cuprinși în literatura de specialitate și folosiți în compunerea comenzilor adaptive la diverse tipuri de mașini unelte.

În cele ce urmează se prezintă și se analizează un element traductor pentru măsurarea forțelor prin măsurarea variației de presiune în lagărul hidrostatic anterior, la mașinile de rectificat cu arbore principal susținut hidrostatic, amplificatorul electrohidraulic AEF și o acționare hidrostatică a obiectului pe mașina de rectificat rotund exterior BK3.

4.1. ELEMENT TRADUCTOR PENTRU MASURAREA FORTELOR LA RECTIFICARE PRIN VARIATIA PRESTIUNII ÎN LAGARUL ANTERIOR AL ARBORELUI PIETREI

Având în vedere tendința de introducere a lagărelor hidrostatice la arborele pietrei, la mașini de rectificat, inclusiv la modelele fabricate în țară, are posibilitatea măsurării componentelor forței de rectificare F_z și F_y prin intermediul măsurării variației de presiune în buzunarele corespunzătoare ale lagărului anterior de la arborele pietrei.

O asemenea soluție păstrează posibilitățile tehnologice ale mașinii și nu micșorează rigiditatea acesteia, prezentând totodată siguranță mare în funcționare.

O metodă asemănătoare de măsurare a componentei F_y este folosită de firma TOYODA la mașina de rectificat GON20A-C, care folosește elemente traductoare cu semiconductori. Literatura de specialitate de care se dispune [67], [75], [77] conține date foarte sumare referitoare la construcția elementelor traductoare, forma constructivă a lagărului și a buzunarelor, etc.

În vederea măsurării componentei F_y prin metoda precizată mai sus, s-a conceput, studiat, realizat și încercat elementul traductor prezentat în figura 44.

Principala piesă 3 conține membrana elastică pe care sînt montate traductoarele cu fir rezistiv I...IV. Cu ajutorul piesei de legătură 5 elementul traductor se leagă cu cavitatea buzunorului. Pe capacul din masă plastică 6 sînt fixate capetele traductoarelor.

Din schița prezentată mai sus rezultă că elementul traductor se bazează pe variația rezistenței electrice a traductorilor rezistivi care se deformează odată cu membrana asupra căruia acționează presiunea lichidului. Ca urmare, pentru păstrarea constantei traductorilor în timp se impune ca presiunea maximă măsurabilă să nu creeze eforturi în membrană care să depășească limita

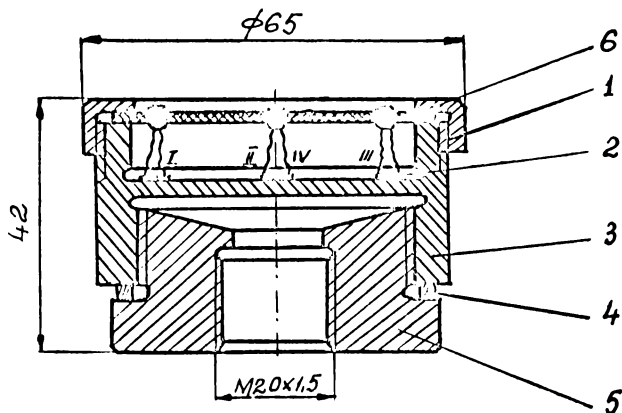


Fig. 44. Element traductor pentru măsurarea componentei F_y prin variația presiunii

Ținând cont de acest lucru, elementele traductoare cu membrană elastică se pot folosi numai pentru un anumit domeniu de presiune, funcție de grosimea membranei.

În vederea obținerii unui semnal electric cât mai mare, trebuie să se aibă în vedere semnul și valorile tensiunilor radiale și tangențiale în membrana elastică, funcție de raza membranei. În figura 45 se prezintă variațiile celor două eforturi σ_r și σ_t precum și diametrele la care are loc schimbarea semnelor acestora.

Avându-se în vedere cele de mai sus, precum și dimensiunile și formele constructive ale traductoarelor și a elementului traductor, plasarea traductoarelor rezistive pe membrana elastică s-a făcut după cum se vede în aceeași figură.

Expresiile tensiunilor radiale și tangențiale, (fig.46), determinate cu formulele de calcul a plăcilor subțiri sînt date de relațiile:

$$\sigma_R = - \frac{3pA}{8\pi ms^2} \left[(3m + 1) \frac{r^2}{R^2} - (m + 1) \right] \quad (57)$$

$$\sigma_T = \frac{3pA}{8\pi ms^2} \left[(m + 3) \frac{r^2}{R^2} - (m + 1) \right] \quad (58)$$

în care: p este presiunea uleiului ce acționează asupra membranei, în daN/cm^2 ;

A - aria membranei, în cm^2 ;

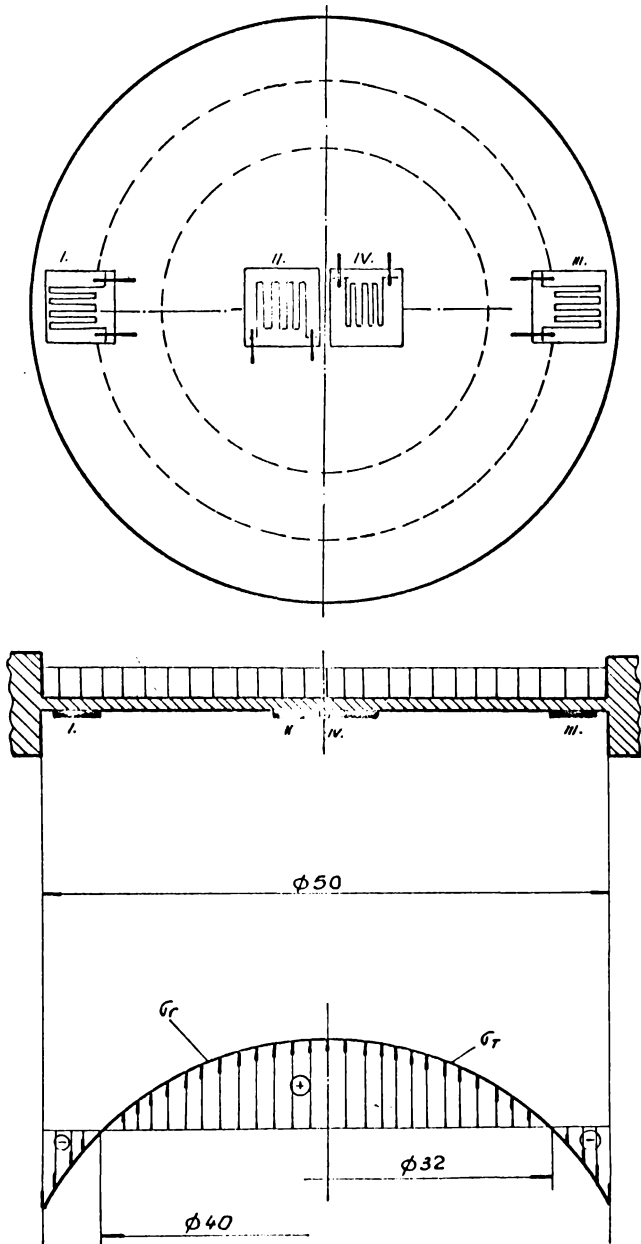


Fig. 45. Variația eforturilor σ_r și σ_θ în membrană.

s - grosimea membranei, în cm;
 $m = \frac{1}{\mu}$, în care μ este coeficientul lui Poisson;
 R - raza maximă a membranei, în cm;
 r - raza curentă a membranei, în cm.

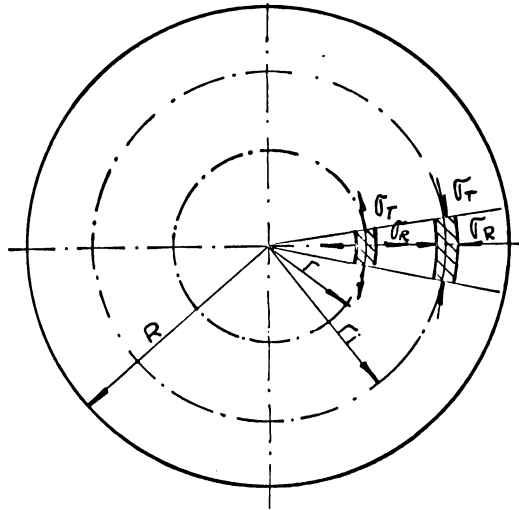


Fig. 46. Solicitățile elementelor membranei.

S-a constatat că pe porțiunile din mijloc, valoarea maximă o are efortul tangențial pozitiv σ_T , iar pe porțiunile periferice efortul radial negativ σ_R .

Razele cercurilor la care tensiunile σ_R și σ_T își schimbă semnul se determină din următoarele expresii:

$$r \sigma_R = R \sqrt{\frac{m+1}{3m+1}} \text{ pentru } \sigma_R, \quad (59)$$

$$r \sigma_T = R \sqrt{\frac{m+1}{m+3}} \text{ pentru } \sigma_T. \quad (60)$$

Se cunosc de asemeni expresiile tensiunilor care apar în centrul membranei,

$$\sigma_{\eta} = \sigma_R = 0,49 \cdot p \left(\frac{R}{s} \right)^2 \quad (61)$$

și în punctele de incastrare a membranei;

$$\sigma_R = -0,75 p \left(\frac{R}{s} \right)^2, \quad \sigma_{\eta} = -0,3 p \left(\frac{R}{s} \right)^2 \quad (62)$$

Presiunea maximă admisibilă măsurabilă se va calcula în funcție de valoarea efortului admisibil σ_a știind că la incastrare se produce tensiunea maximă. Adică

$$p_{\max} = - 1,34 \sigma_a \left(\frac{s}{R} \right)^2, \quad \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right]. \quad (63)$$

Deoarece elementul traductor va servi în principal pentru măsurarea variațiilor de presiune se impune determinarea frecvențelor oscilațiilor proprii ale membranei, în scopul evitării frecvenței de rezonanță.

Aceste frecvențe pot fi calculate cu relațiile date în literatura de specialitate [31] și [52], după ce în prealabil se calculează pulsațiile proprii corespunzătoare. Valorile acestor pulsații sînt:

$$\omega_1 = \frac{10,21}{a^2} \sqrt{\frac{Dg}{\delta h}}; \quad \omega_2 = \frac{39,77}{a^2} \sqrt{\frac{Dg}{\delta h}}; \quad \omega_3 = \frac{88,9}{a^2} \sqrt{\frac{Dg}{\delta h}} \quad (64)$$

în care:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$$

este rigiditatea cilindrică a plăcii;

$g = 981 \text{ cm/s}^2$ accelerația gravitațională;

$\delta = 0,00775 \text{ daN/cm}^2$ - masa unității de volum a membranei;

$h = 2 \text{ mm}$ grosimea plăcii

$\mu = 0,28$.

Rezultă cu formulele și datele de mai sus primele 3 pulsații proprii :

$$\omega_1 = 5000 \text{ rad/s}; \quad \omega_2 = 19540 \text{ rad/s}; \quad \omega_3 = 44200 \text{ rad/s}.$$

Utilizînd relația:

$$f = \frac{\omega}{2\pi}, \quad (65)$$

rezultă următoarele trei frecvențe ale vibrațiilor libere

$$f_1 = 796 \text{ Hz}; \quad f_2 = 3120 \text{ Hz} \quad \text{și} \quad f_3 = 7080 \text{ Hz}.$$

Cu relațiile date mai sus a fost proiectat elementul traductor prezentat în figura 44.

Grosimea membranei a fost admisă 2mm, materialul ei OLC45. Cunoscîndu-se dimensiunile membranei și σ_a s-a calculat presiunea maximă măsurabilă cca $p_{\max} = 20 \text{ daN/cm}^2$. Prin urmare, cu acest

element traductor se pot măsura presiuni și variații de presiuni cuorinse între 0 și 20 daN/cm².

Pe membrana elementului traductor au fost lipite 4 traductoare rezistive cu lungimea bazei de - 6 mm și cu rezistența de 120 Ω, constanta traductorului rezistiv fiind de K = 2,02. Toate traductoarele sînt solicitate datorită efortului radial σ_R .

Traductoarele I și IV au fost plasate la periferia membranei între razele r = 20...25 mm, iar traductoarele II și III între r = 0... 8 mm. Plasarea în punte a traductoarelor s-a făcut astfel încît să se obțină semnal maxim și să se elimine influența variației de temperatură a uleiului.

Elementul traductor executat a fost încercat static și dinamic, construindu-se pe baza datelor obținute diagrama de etalonare și caracteristica amplitudine-frecvență.

Standul pe care s-a făcut etalonarea statică este redat în figura 47.

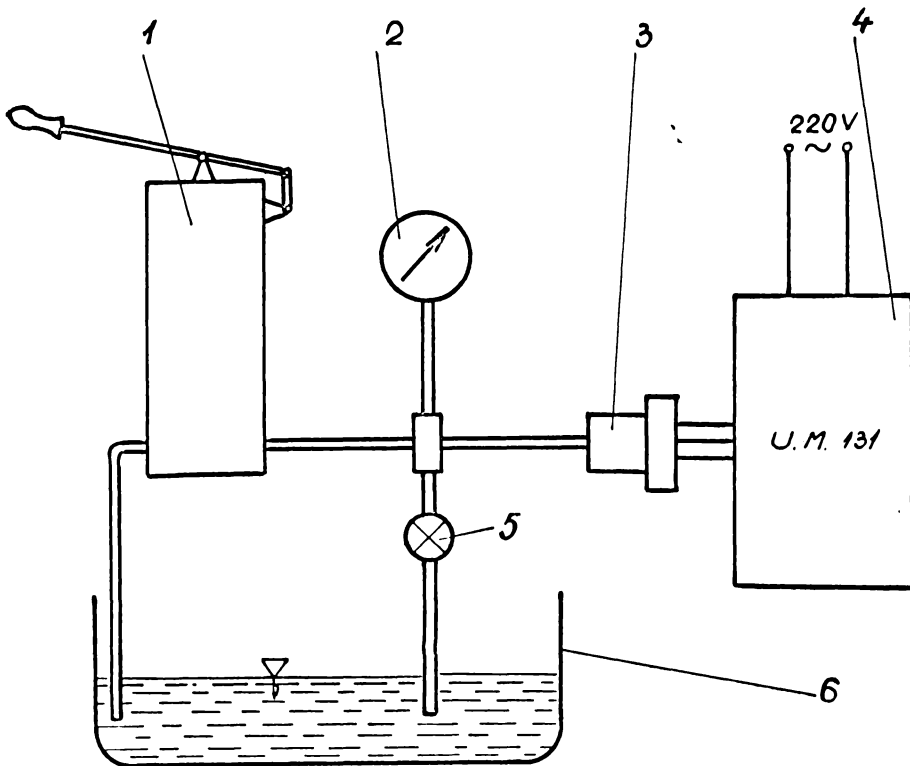


Fig.47. Stand pentru etalonarea statică a elementului traductor.

Instalația de etalonare statică se compune din: pompa de mână 1, manometrul etalon 2, elementul traductor 3, puntea tensometrică UM 131 4, robinetul de descărcare 5 și rezervorul de ulei 6.

În scopul reducerii histirezei, în prealabil, au fost făcute 15 încărcări și descărcări ale traductorului, crescându-se și descrescându-se presiunea în trepte din 2 în 2 daN/cm^2 între $0 \dots 20 \text{ daN/cm}^2$. Diagrama de etalonare (fig.48) a fost trasată cu media citirilor de la încărcările 16...20.

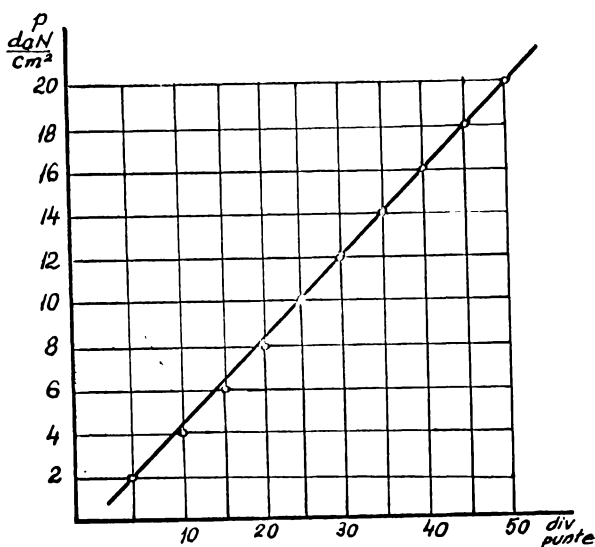


Fig.48. Diagrama statică de etalonare a elementului traductor.

Utilizarea elementului traductor într-un sistem de reglare automată este determinată de caracteristicile dinamice ale acestuia și în special a caracteristicii amplitudine-frecvență.

Schema șteandului pe care s-a făcut încercarea elementului traductor în regim dinamic este redată în figura 49.

Elementul traductor 2 este plasat într-un circuit hidrostatic compus dintr-o pompă cu debit variabil 3 și excitatorul 1 constituit dintr-o supapă cu ac, comandată de un transformator electromecanic realizat de autor.

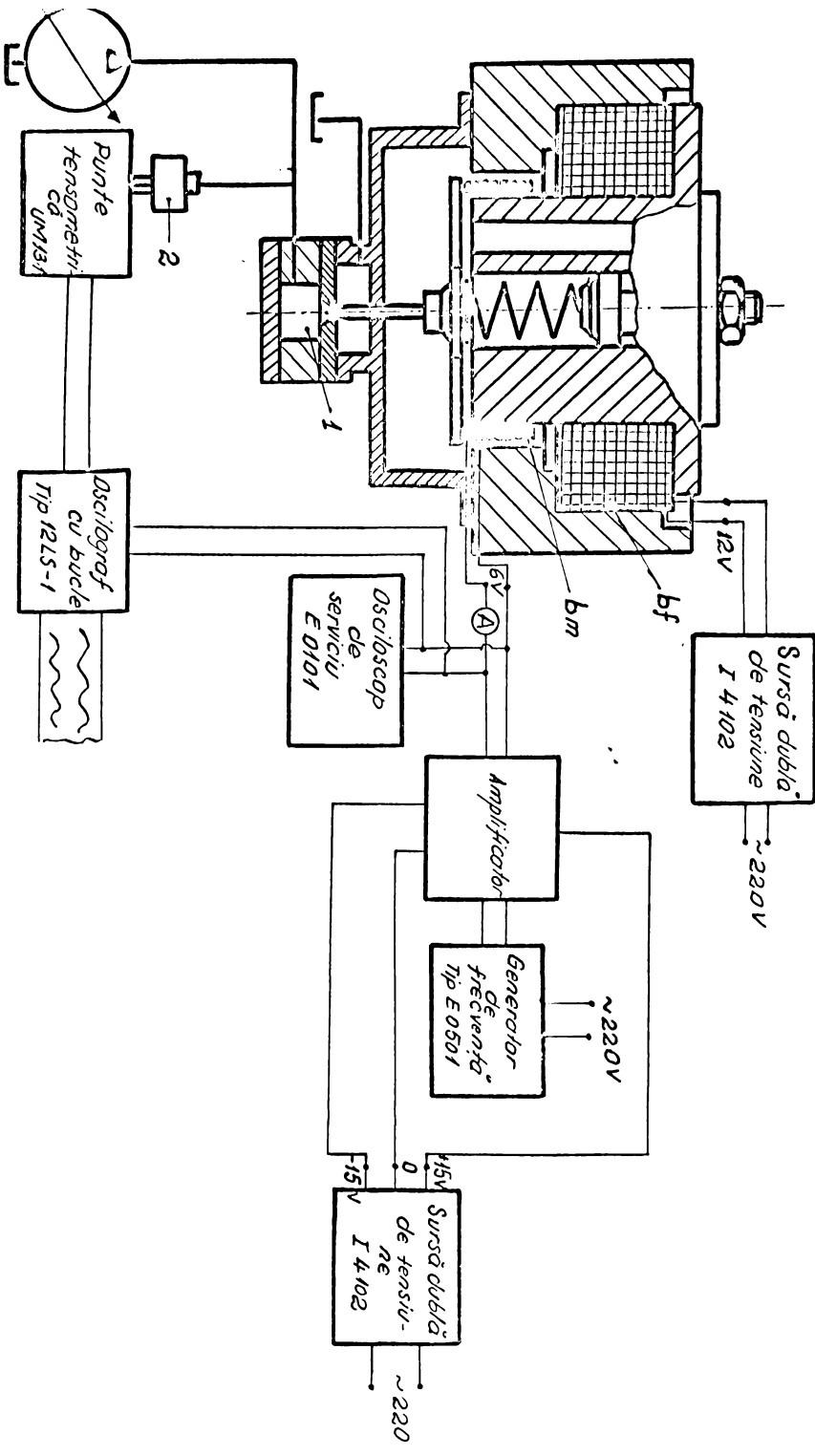


Fig. 19. Schema electrică a circuitului pentru măsurarea frecvenței generatorului.

Bobină mobilă b_m a supapei 1 este alimentată cu un curent continuu mediu de 150 mA, căreia îi corespunde o deschidere medie a supapei, peste care a fost alimentată cu curent pulsatoriu cu frecvențe cuprinse între 1...400 Hz și cu amplitudinea de ± 50 mA. Acesta din urmă a constituit semnalul de intrare și care putea fi vizualizat pe osciloscopul E 0101. În același timp semnalul de intrare a fost introdus în osciloscopul cu bucle 12 IS-1.

Prin variația curentului de comandă, în sistemul hidraulic are loc o variație de presiune sesizată de traductorul 2. Semnalul de la puntea cu traductoare după ce este amplificat în puntea tensometrică UM 131 este introdus în osciloscopul cu bucle 12 IS-1 și în final împreună cu semnalul de intrare este înregistrat pe banda de hîrtie sensibilă la lumină.

Frecvența a fost variată între 1... 400 Hz.

Cu rezultatele obținute a fost trasată caracteristica amplitudine-frecvență și fază frecvență (figura 50).

Din caracteristicile de frecvență ale elementului traductor, rezultă că acesta poate funcționa bine pînă la cca 150 Hz, ceea ce este suficient, avînd în vedere caracteristicile dinamice ale celorlalte elemente componente care lucrează corespunzător la frecvențe de cîteva ori mai mici.

4.2. ELEMENTE DE REGLARE

O problemă deosebită la realizarea unei comenzi adaptive este aceea de reglare a vitezelor elementelor de execuție, în cazul concret din schema prezentată în figura 43, a hidromotorului rotativ și a hidromotorului liniar avînd elemente cu puteri de comandă reduse și cu caracteristici dinamice superioare.

În acest scop ar putea fi folosite drosclele cu fantă transversală, cu canal elicoidal sau de tip sertar. Acestea însă prezintă dezavantajul că puterea necesară pentru modificarea poziției elementului de reglare este mare (din cauza dezechilibrării hidrostatice) iar din cauza forțelor de frecare, relativ ridicate, dintre piesele în mișcare au caracteristici dinamice necorespunzătoare.

Momentul de comandă mare al unor asemenea elemente impune amplificări mari a semnalelor primite de la traductoare, ceea ce duce la complicarea comenzii și la creșterea prețului ei de cost.

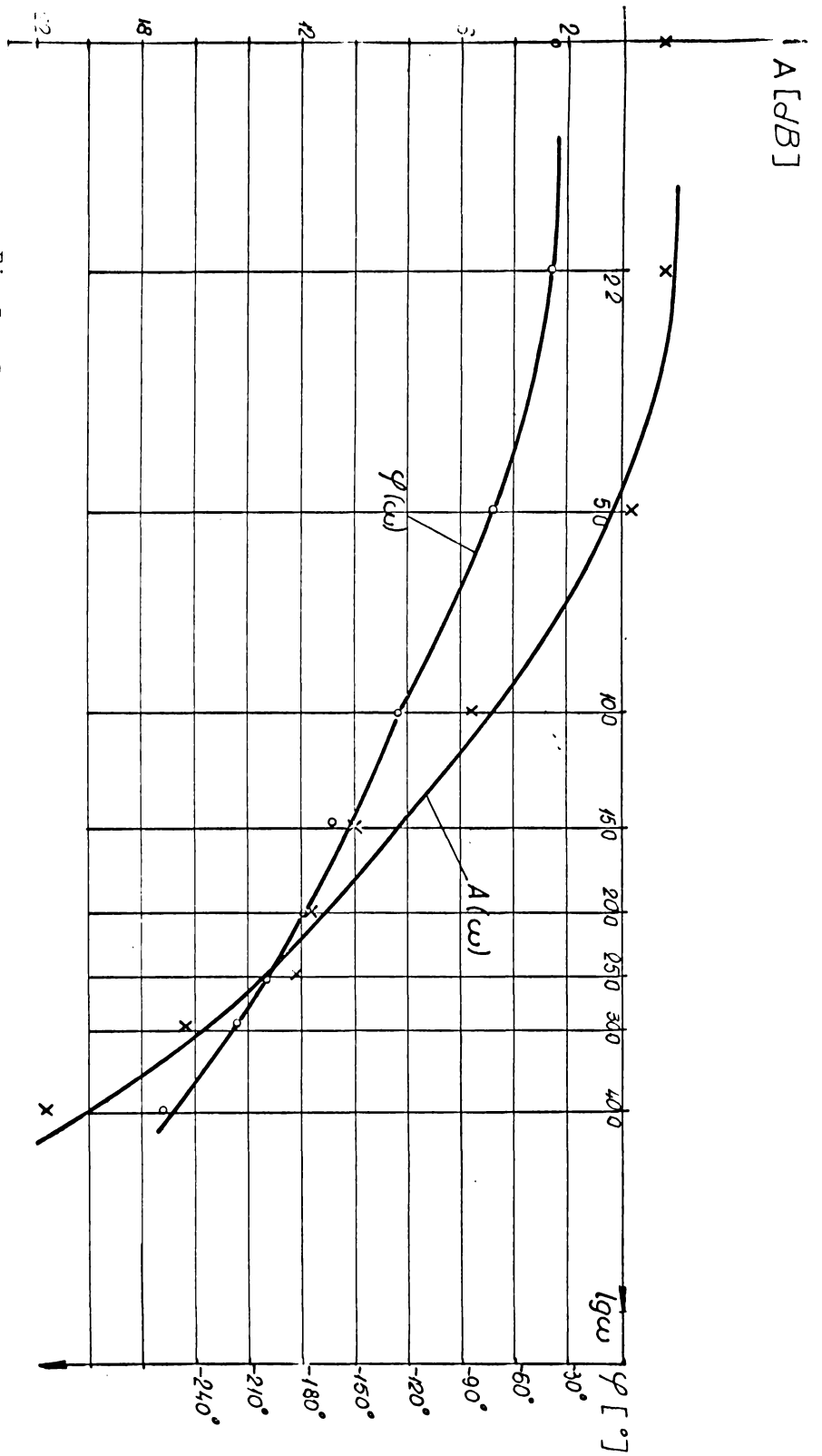


Fig. 50. Caracteristicile de frecvență ale elementului transferat

Realizarea, prin urmare, a comenzii adaptive a impus studierea unor elemente care să îndeplinească condițiile precizate mai sus.

O atenție deosebită în acest sens i s-a acordat amplificatorului cu transformator electromecanic care în sistem va îndeplini funcția de reglare a debitelor celor două elemente de execuție (fig.43), hidromotorul rotativ HMR și hidromotorul liniar HML.

Amplificatoarele de acest gen au apărut relativ recent avînd importante avantaje față de alte amplificatoare electrohidraulice.

Astfel, el are o mare rapiditate de reacție, deoarece curentul de comandă nu trebuie să efectueze magnetizări, are o bună proporționalitate și coeficient mare de amplificare a puterii.

Schița de principiu a unui astfel de amplificator este dată în figura 51.

Utilizarea sa în comenzile automate a mașinilor-unelte este avantajoasă tocmai datorită proprietăților sale, care de altfel sînt relevate în literatură [37], [43].

Pînă în prezent aceste elemente sînt relativ puțin studiate. Se cunoaște expresia forței dată de un transformator electromecanic (T.M.E) sau magnetoelectric și funcțiile de transfer linearizate [43], [44], însă nu sînt stabilite relații practice pentru dimensionarea elementelor principale atît a transformatorului electromecanic cît în deosebi a părții hidraulice.

Astfel, nu se cunosc dimensiunile avantajoase a bobinei mobile, modul de determinare a diametrului acului supapei comandat de bobina mobilă, forța maximă pe care trebuie să o dea T.E.M., debitul și presiunea sursei ce alimentează comanda sertarului amplificator, rigiditatea arcului A (fig.51) a aceluiași sertar amplificator, și alți parametrii, astfel ca să rezulte o construcție cu dimensiuni optime și care totodată să ațină în evidență indicii impuși întregului element.

Ca urmare în cele ce urmează se vor ataca tocmai aceste probleme.

4.2.1. Principali parametri ai bobinei mobile a T.E.M.

Bobina mobilă trebuie în primul rînd să asigure realizarea unei forțe maxime și totodată să aibă o greutate minimă pentru a avea caracteristici dinamice cît mai bune.

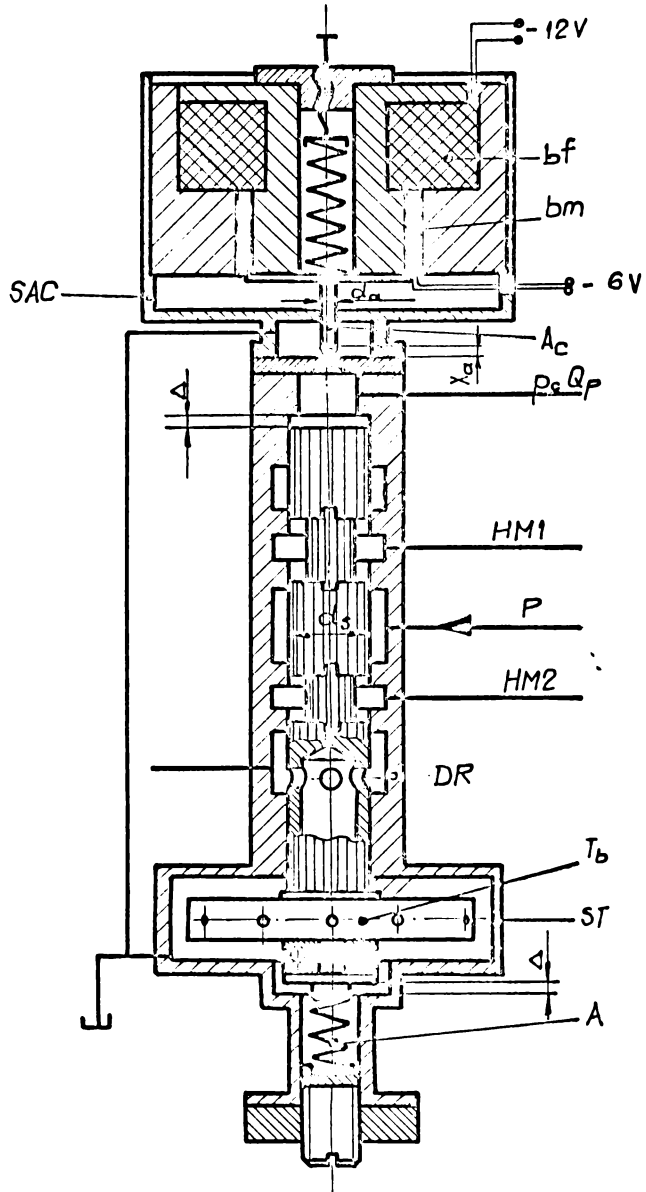


Fig.51. Schita de principiu a APU

După cum se știe forța care se obține cu această bobină, se determină cu relația lui Biot-Savart:

$$F = Bl_c w_c i_c, \text{ [N]} \quad (66)$$

în care:

B - inducția magnetică în T sau $\frac{Wb}{m^2}$, din între fierul în care este plasată bobina mobilă de comandă;

l_c - lungimea medie, în m., a unei spire a bobinei mobile de comandă;

$w_c \cdot i_c$ - solenația bobinei mobile de comandă.

Deoarece curentul de comandă i_c este determinat de geometrii de comandă și valoarea sa maximă determinată numai de diametrul conductorului bobinei de comandă, rezultă că pentru obținerea unei forțe maxime trebuie analizat modul în care B , l_c și w_c conform relației (66) influențează valoarea forței.

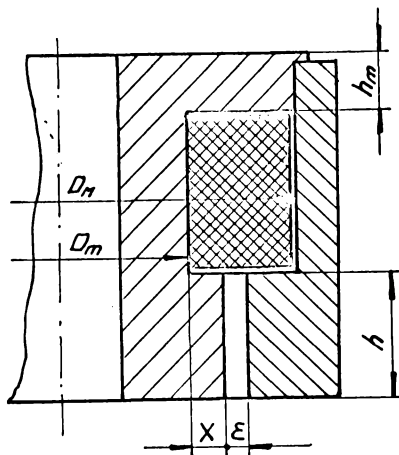


Fig.52. Schița de calcul a inducției magnetice.

Conform schiței din figura 52 se observă că:

$$l_c = \pi (D_n + 2x + \epsilon), \text{ [m]}; \quad (67)$$

iar dacă notăm;

w_1 - numărul de spire pe unitatea de lungime a bobinei mobile;

h - înălțimea în m, a bobinei mobile,

atunci

$$w_c = w_1 h. \quad (68)$$

Înlocuind (67) și (68) în expresia (66), rezultă,

$$F = \pi B(D_m + 2x + \varepsilon) \cdot w_1 i_c, \quad [N]. \quad (69)$$

Din această relație se observă că forța este funcție de poziția întrefierului din circuitul magnetic constant al T.E.M., adică de mărimea x , de înălțimea h a bobinei mobile, a întrefierului ε și a inducției B din acest întrefier.

Mărimea întrefierului ε este determinată de grosimea conductorului bobinei de comandă, deci de curentul i_c , de w_1 , în care se consideră și numărul de straturi necesar, de grosimea necesară a carcusei bobinei mobile și de jocurile impuse constructiv pentru o funcționare sigură.

Ca urmare din relația (69) ar rezulta că valorile maxime pentru F se obțin când x și h sînt maxime. Aceasta evident numai static, fără a considera procesul tranzitoriu respectiv masa bobinei mobile. Totodată se constată experimental că în zona saturației inducția B depinde și ea de x și h . De aceea pentru a analiza variația forței funcție de x și h vom considera cazul dependenței liniare a inducției B de cîmp și cazul saturației.

a) Forța în domeniul linear.

Avînd $B = \mu H$, și exprimînd cîmpul prin relația cunoscută,

$$H = \frac{i_m w_m}{\varepsilon}, \quad \left[\frac{A \cdot s}{m} \right] \text{ și deci } B = \frac{\mu}{\varepsilon} i_m w_m, \quad \left[\frac{Wb}{m^2} \right]; \quad (70)$$

pentru care s-a considerat permeabilitatea materialului feromagnetic infinită și unde

$i_m w_m$ - solenația bobinei de magnetizare.

Se observă deci, conform relației (70) că inducția este practic constantă pentru orice x și h ;

Înlocuind în relația (69), inducția cu valoarea din (70) se obține;

$$F = \frac{\mu \pi}{\varepsilon} i_m w_m i_c w_1 h (D_m + 2x + \varepsilon), \quad N; \quad (71)$$

Variația forței cu diametrul mediu al întrefierului ($\varepsilon =$ constant), de exemplu pentru cele două poziții extreme - la D_m și D_M , considerînd h neschimbat este dată de raportul

$$\frac{F_M}{F_m} = \frac{D_M - \varepsilon}{D_m + \varepsilon}, \quad (72)$$

De exemplu pentru o construcție realizată acest raport este de cca 1,61.

Pentru câmp se poate introduce și o relație în funcție de x [60] care conform figurii 52, ne dă

$$H = \frac{2 w_m \cdot i_m}{(D_m + 2x + \varepsilon) \ln \left(1 + \frac{2\varepsilon}{D_m + 2x}\right)}, \left[\frac{Asp}{m}\right] \quad (73)$$

și deci expresia (69) devine

$$F = \frac{2\pi \mu w_m i_m w_1 h_i c}{\ln \left(1 + \frac{2\varepsilon}{D_m + 2x}\right)}, [N]. \quad (74)$$

Se poate observa că forța crește cu x și h și în intervalul practic posibil pentru aceștia, nu are niciun extrem. Dacă h - constant, raportul forțelor pentru cele două poziții extreme ale întrefierului devine:

$$\frac{F_M}{F_m} = \frac{\ln \left(1 + \frac{2\varepsilon}{D_m}\right)}{\ln \left(1 + \frac{2\varepsilon}{D_M}\right)}, \quad (75)$$

care pentru aceeași construcție are valoarea 1,615. Rapoartele (72) și (75) se verifică experimental cu o eroare de max.2%. (De altfel eroarea gaussmetrului era mai mare de 2,5%)

În domeniul linear, teoretic nu ar exista o limită a creșterii forței cu creșterea înălțimii h a bobinei mobile. Realmente însă, se știe că la valori mari pentru h , în comparație cu h_m (fig.52) câmpul devine neuniform și greutatea bobinei mobile crește simțitor. De aceea înălțimea h trebuie limitată în funcție de aceste considerente. După date practice se poate lua în medie $h = 2 h_m$.

În domeniul linear nu este însă satisfăcătoare utilizarea materialului circuitului magnetic constant a T.E.M. După date experimentale se constată că este mai avantajos a se lucra cu valori ale inducției în jurul celor corespunzătoare cotului curbilor B-H.

b) Forța în domeniul saturației.

Inceperea saturației schimbă valorile inducțiilor de x și h . Aceasta se poate observa din figura 53, în care sînt redată aceste curbe pentru două circuite magnetice; $D_M = 82$ mm, $D_m = 50$ mm,

$h = 32$ mm și $h = 22$ mm pentru fiecare și $\xi = 2$ mm, la toate patru variantele. Materialul feromagnetic folosit la confecționare a fost OLC10.

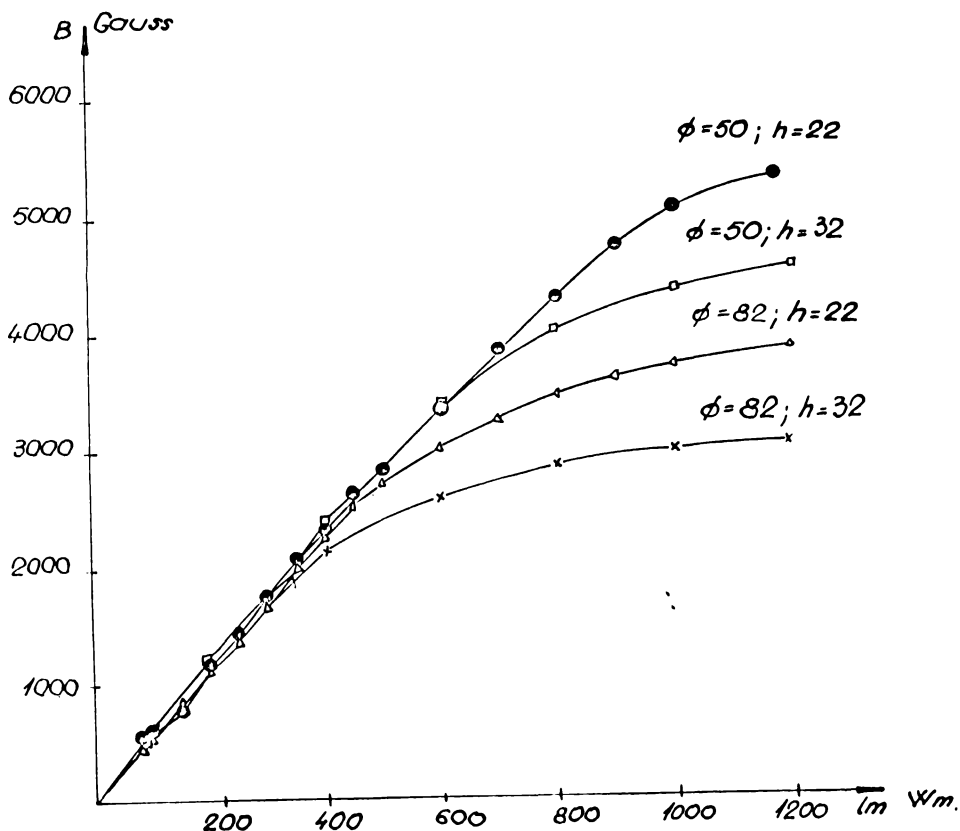


Fig.53. Curbele inducției magnetice.

Formele constructive reale a acestor circuite se observă din desenele la scară redată în figura 54.

Din curbele de magnetizare (fig.53) se observă că inducția în acest domeniu crește cu micșorarea diametrului mediu al întrefierului, dar totuși raportul F_M/F_m se menține supraunitar pentru aceeași înălțime h , de exemplu cu valorile :

$$\frac{F_M}{F_m} = 1,5 \dots 1,35 \quad (\text{pentru un } h \cong 3h_m)$$

sau

$$\frac{F_M}{F_m} = 1,4 \dots 1,2 \quad (\text{pentru un } h \cong 2h_m)$$

(76)

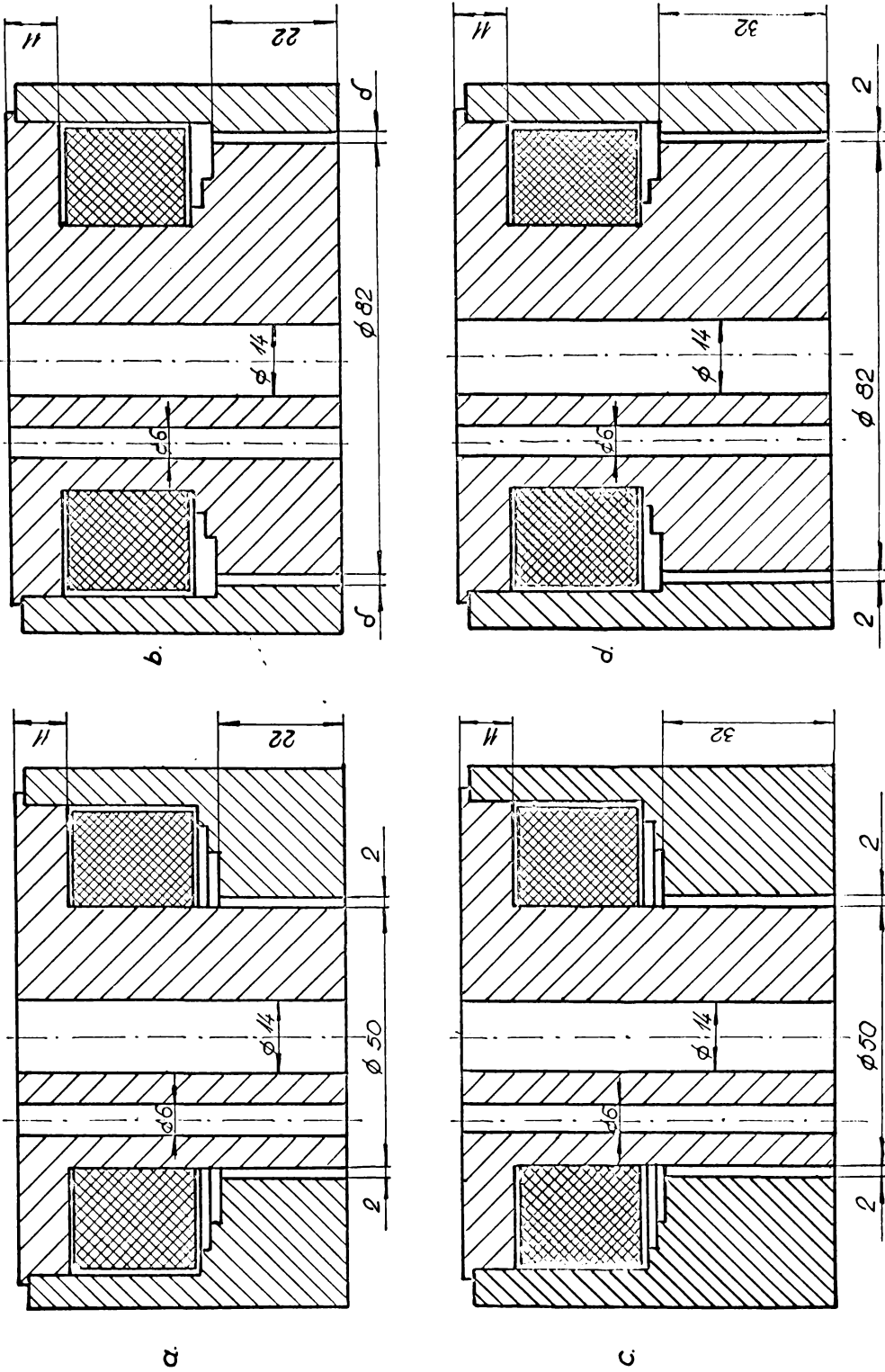


Fig. 54. Forme constructive rezile de circuitele magnetice

La începerea saturației inducția crește de asemeni odată cu micșorarea înălțimii h , după cum se observă din aceleași curbe. Cu urmare forța nu va mai crește proporțional cu h , chiar în limitele acceptabile a acestuia, ci de exemplu în rapoartele

$$\frac{F_{\text{hid}}}{F_m} = 1,34 \dots 1,26 \text{ (pentru } D_m) \text{ sau } \frac{F_M}{F_m} = 1,2 \dots 1,5 \text{ (pentru } D_M) ; (77)$$

Din rapoartele (76) și (77) rezultă că este mai avantajos a se lucra cu diametrul maxim al întrefierului și a se limita înălțimea h , în funcție de greutatea bobinei mobile, repartitia cîmpului magnetic și calitățile dinamice care se impun T.E.M.

3.1.2. 4.2.2. Determinarea parametrilor principali a părții hidraulice

Acești parametri trebuiesc determinați astfel ca procesul tranzitoriu să aibă loc într-o durată impusă prin proiectare și tot odată să fie satisfăcuți indicii de exploatare.

În cadrul acestora se deosebesc întîi dimensiunile sertarului comandat (de nutere). Acestea se stabilesc pe baza necesităților de execuție (motorul hidraulic alimentat de la sertar). În funcție de viteza și sarcina motorului hidraulic se stabilește diametrul, presiunea și deplasarea maximă Δ față de poziția medie. Calculul acestora are loc pe baza relațiilor cunoscute care privesc sistemele hidraulice de urmărire. Pe baza lor, determinîndu-se dimensiunile, se precizează masa și respectiv greutatea sertarului.

Durata tranzitorie t_1 în s , a deplasării maxime Δ , în m , a sertarului din poziția medie la una din extreme, asigurată constructiv prin limitator la fine de cursă, se alege în funcție de cerințele de rapiditate a elementului de execuție, alimentat de la sertar.

Considerînd aceste precizări drept condiții inițiale se trece la determinarea parametrilor amintiți mai sus.

În acest scop se deosebesc două faze de funcționare:

a) Deplasarea sertarului în jos sub acțiunea debitului de comandă. Ea are loc cînd acul T.E.M. închide complet gaura de scurgere a fluidului de comandă.

b) Deplasarea sertarului în sus, care are loc sub acțiunea arcului A al sertarului (fig.51), cînd acul T.E.M. deschide complet

gaura de scăpare a lichidului de comandă.

Pentru a deduce relațiile de proiectare vom considera succesiv aceste faze de funcționare.

a) Deplasarea sertarului în jos.

Considerăm că închiderea găurii de către acul T.F.M. are loc instantaneu. În realitate și această închidere se face într-o anumită durată [43]. Pentru simplificarea celor ce urmează vom considera însă că aceasta este practic nulă.

Conform celor precizate mai sus se notează:

Δ - deplasarea maximă, în m, a sertarului din poziția medie în una din extremități;

t_1 - durata tranzitorie, în s, a deplasării pe distanța Δ .

Viteza medie va fi deci

$$v_m = \frac{\Delta}{t_1}, \left[\frac{m}{s} \right]; \quad (78)$$

Deplasarea în jos, comprimînd arcul A e asigurată de debitul sursei de comandă.

Notăm:

d_s - diametrul în m, al sertarului comandat;

Q_p - debitul în $\frac{m^3}{s}$, a sursei care alimentează comanda.

Neglijînd pierderile prin netanșietăți, debitul Q_p rezultă din

$$Q_p = v_m \frac{\pi d_s^2}{4}, \left[\frac{m^3}{s} \right]; \quad (79)$$

Tinînd seama de relația (78), relația pentru Q_p devine:

$$Q_p = \frac{\Delta}{t_1} \cdot \frac{\pi d_s^2}{4}, \left[\frac{m^3}{s} \right]; \quad (80)$$

Presiunea maximă p_{pmax} - a aceluiași surse, respectiv pompă rezultă din egalitatea:

$$p_{pmax} \cdot \frac{\pi d_s^2}{4} = F_0 + K\Delta = F_A; \quad (81)$$

în care

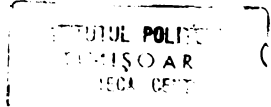
F_A este forța în N a arcului A, la un moment dat a deplasării sertarului;

F_0 - forța în N a arcului A, în poziția medie a sertarului;

K - rigiditatea arcului A, în $\frac{N}{m}$.

Din (81) rezultă

$$p_{pmax} = 4 \frac{F_0 + K\Delta}{\pi d_s^2}, \left[\frac{N}{m^2} \right]; \quad (82)$$



Forța F_o se determină din ecuația de echilibru a sertarului, ținînd cont că întregul element funcționează în poziție verticală. Adică,

$$F_o = \frac{\pi d_s^2}{4} p_c + G_{\Gamma} , [N]; \tag{83}$$

în care:

p_c este presiunea de comandă, în $\frac{N}{m^2}$;

$$G_{\Gamma} = G_s + G_1 + \frac{G_A}{2} , [N]; \tag{84}$$

și unde

G_s este greutatea sertarului, în N ;

G_1 - greutatea lichidului susținut de arcul A, în N;

$\frac{G_A}{2}$ - cota parte din greutatea arcului A, în N, apreciată că trebuie susținută de arcul A.

Cu relațiile (80) și (82), în care F_o e dat de expresia (83) se proiectează sursa de alimentare pentru lichidul de comandă.

Se mai observă că în relația (82) intervine rigiditatea K a arcului sertarului. Aceasta se va determina în următoarele, în faza a doua de funcționare a sertarului.

b) Deplasarea sertarului în sus.

Se consideră că deschiderea găurii de către acul T.E.M. are loc instantaneu și că presiunea de comandă p_c scade brusc. Realmente ridicarea acului are loc într-o anumită durată [43]. Eroarea care se introduce prin neglijarea acestei durate se va corecta în cele de mai jos prin introducerea unui coeficient, suficient de exact pentru proiectare.

Ca urmare se consideră că deschiderea găurii și începutul mișcării sertarului are loc la timpul $t = 0$.

Duratele tranzitorii la deplasarea sertarului în ambele faze respectiv sensuri, trebuie să fie egale, de asemeni mărimile deplasărilor. Deci și la această fază, dacă notăm cu

$$\left. \begin{aligned} x - \text{deplasarea curentă în m, a sertarului, atunci pentru} \\ t = 0; \quad x = 0 \text{ și respectiv la} \\ t = t_1; \quad x = \Delta \end{aligned} \right\} \tag{85}$$

Acestea constituie în fond condițiile inițiale a mișcării sertarului în această fază.

Ecuația de mișcare a sertarului pentru

$$0 \ll t \ll t_1$$

este

$$m_T \frac{d^2x}{dt^2} = F_A - F_{cp} - F_f \quad (86)$$

în care

m_T este masa totală în kg, deci $m_T g = G_T$;

F_A - forța arcului, în N ;

F_{cp} - forța în N a contrapresiunii hidraulice care ia naștere la împingerea lichidului prin gaura deschisă a acului;

F_f - forța de frecare în N a sertarului în bucașă.

Ținînd cont că astfel de construcții se realizează cu sertar rotitor, se elimină frecarea de repaus și forțele de frecare pot fi practic neglijate chiar și la începutul mișcării, deci

$$F_f \approx 0.$$

Forța arcului este dată de,

$$F_A = F_0 - Kx, \quad [N] ; \quad (87)$$

Forța contrapresiunii

$$F_{cp} = \frac{\pi d_a^2}{4} p_{cp}, \quad [N]; \quad (88)$$

Contrapresiunea p_{cp} rezultă din:

$$p_{cp} = \gamma_{sp} \xi \frac{v_1^2}{2g}, \quad \left[\frac{N}{m^2} \right] ; \quad (89)$$

în care

γ_{sp} este greutatea specifică a uleiului, în $\frac{N}{m^3}$;

ξ - coeficientul de rezistență locală ;

v_1 - viteza lichidului prin gaura complet deschisă, în $\frac{m}{s}$;

g - accelerația gravitațională, în $\frac{m}{s^2}$.

Viteza lichidului v_1 se obține conform celor menționate mai sus din :

$$v_1 \frac{\pi d_a^2}{4} = \left(\frac{dx}{dt} \right) \frac{\pi d_s^2}{4} + Q_p, \quad (90)$$

în care;

$\frac{dx}{dt}$ este viteza de deplasare a sertarului ;

d_a - diametrul acului, respectiv a găurii în m.

Ca urmare și debitul sursei, ținînd cont de (80) se poate scrie aproximativ și în forma :

$$Q_p = \left(\frac{dx}{dt} \right) \frac{\pi d_s^2}{4} \cdot \left[\frac{m^3}{s} \right]; \quad (90')$$

Inlocuind în (67) rezultă

$$v_1 \frac{\tilde{\kappa} d_a^2}{4} = \left(\frac{dx}{dt} \right) \frac{\tilde{\kappa} d_s^2}{4} + \left(\frac{dx}{dt} \right) \frac{\tilde{\kappa} d_s^2}{4} = 2 \left(\frac{dx}{dt} \right) \frac{\tilde{\kappa} d_s^2}{4}$$

sau

$$v_1 = 2 \left(\frac{d_s}{d_a} \right)^2 \frac{dx}{dt}, \left[\frac{m}{s} \right]; \quad (91)$$

Inlocuind în (89) se obține

$$F_{cp} = 2 \gamma_{sp} \frac{\xi}{g} \left(\frac{d_s}{d_a} \right)^4 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2, \left[\frac{N}{m^2} \right]; \quad (92)$$

și deci forța contrareiunii :

$$F_{cp} = 2 \frac{\tilde{\kappa} d_s^2}{4} \cdot \frac{\gamma_{sp} \xi}{g} \left(\frac{d_s}{d_a} \right)^4 \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2, [N]; \quad (93)$$

Notîndu cu

$$\beta = 2 \frac{\tilde{\kappa} d_s^2}{4} \frac{\gamma_{sp} \xi}{g} \left(\frac{d_s}{d_a} \right)^4, \left[\frac{Ns^2}{m^2} \right]; \quad (94)$$

expresia (93) devine

$$F_{cp} = \beta \left(\frac{dx}{dt} \right)^2, [N]; \quad (95)$$

Inlocuind în ecuația (86) pe F_A și F_{cp} cu valorile lor din (87) și (95) se obține :

$$m_T \frac{d^2 x}{dt^2} = F_o - Kx - \beta \left(\frac{dx}{dt} \right)^2$$

sau după transformări

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{\beta}{m_T} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \frac{K}{m_T} x - \frac{F_o}{m_T} = 0. \quad (96)$$

Se notează

$$\begin{cases} \frac{\beta}{m_T} = a, \left[\frac{1}{m} \right]; \\ \frac{K}{m_T} = b, \left[\frac{N}{mkg} \right] \text{ sau } \left[\frac{1}{s^2} \right] \\ \frac{F_o}{m_T} = c, \left[\frac{m}{s^2} \right] \end{cases} \quad (97)$$

și ecuația (96) devine

$$\ddot{x} + a (\dot{x})^2 + bx - c = 0 \quad (98)$$

În baza acestei ecuații trebuie să se determine și ceilalți parametri constructivi optimi ai părții hidraulice respectiv

$F_0, K, \frac{d_s}{d_a}, p_c$, etc. Conform notațiilor (94) și (97) aceasta

înseamnă, a determina respectiv valorile optime a coeficienților a, b și c din ecuația mișcării (98). E necesar deci rezolvarea acestora.

Integrarea completă a ecuației (98) este însă foarte dificilă și duce la relații mult prea complicate. Dealtfel legea mișcării - $x = f(t)$ - nu poate fi determinată decât prin metode aproximative. De aceea se va proceda la determinarea valorilor optime pornind de la ecuația vitezei, a cărei expresie rezultă întrucâtva mai simplă.

Dacă notăm

$$x = \frac{c}{b} + y ; \text{ atunci } \dot{x} = \dot{y} ; \ddot{x} = \ddot{y} ;$$

atunci (98) devine :

$$\ddot{y} + a\dot{y}^2 + by = 0 \quad (98')$$

Notînd apoi

$$\dot{y}^2 = v^2 ; \text{ c\acirci } \dot{x} = \frac{dx}{dt} = \dot{y} ;$$

atunci

$$\ddot{y} dy = \frac{1}{2} d(\dot{y}^2)$$

și prin urmare se obține $\ddot{y} = \frac{1}{2} \frac{d(v^2)}{dy} ;$

Inlocuind în (98'), rezultă

$$\frac{1}{2} \frac{d(v^2)}{dy} + av^2 = -by ; \quad (98'')$$

Făcînd substituția $v^2 = z$ și rezolvînd ecuația diferențială astfel obținută rezultă,

$$z = v^2 = e^{-\int 2ady} \cdot \left[-\int 2bye^{\int 2ady} \cdot dy + C_1 \right] ;$$

sau

$$v^2 = C_1 e^{-2ay} - \frac{b}{a} \left[y - \frac{1}{2a} \right] ; \quad (99)$$

Constanta de integrare C_1 se determină cu prima condiție

(85) respectiv $t = 0 ; x = 0 ; y = -\frac{c}{b} ; v = 0$, rezultînd

$$C_1 = -\frac{2ac + b}{2a^2} \cdot e^{\frac{-2ac}{b}} \quad (100)$$

Tinînd cont că

$$y = x - \frac{c}{b}$$

și considerînd (100) expresia (99) a vitezei devine ;

$$v = \frac{dx}{dt} = \sqrt{\frac{b+2ac}{2a^2} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{2ax}}\right) - \frac{b}{a} x}, \left[\frac{m}{s}\right], \dots \quad (101)$$

Conform celor menționate integrarea prin serii a funcției (101) e foarte complicată, deoarece pentru valorile lui $0 \leq x \leq \Delta$ sau a exponentului $0 \leq 2ax \leq 2a\Delta$, ultimul capătă valori $2a\Delta \gg 1$. De aceea se vor efectua raționamentele pe baza funcției (101).

Valoarea maximă a funcției în intervalul precizat rezultă fiind

$$\frac{dv}{dx} = \frac{d^2x}{dt^2} = 0 \quad \text{sau} \quad \frac{b+2ac}{2a^2} \cdot 2ae^{-2ax_M} - \frac{b}{a} = 0$$

din care

$$x_M = \frac{1}{2a} \ln \left(1 + \frac{2ac}{b}\right), [m]; \quad (102)$$

Valoarea maximă v_M corectă, a vitezei, va fi :

$$v_M^2 = \frac{b}{2a^2} \ln \frac{e^{1+\frac{2ac}{b}}}{b+2ac} - \frac{b+2ac}{2a^2} \cdot e^{-\ln(1+\frac{2ac}{b})}; \quad (103)$$

Această expresie relativ complicată se poate simplifica neglijând termenul al doilea. Eroarea comisă prin aceasta $\varepsilon_2 < 0,2\%$ și frecvent $\varepsilon_{2max} \approx 0,15\%$

Deci se poate scrie:

$$\left. \begin{aligned} v_M^2 &= \frac{b}{2a^2} \ln \frac{e^{1+\frac{2ac}{b}}}{b+2ac} \cdot \left(\frac{m}{s}\right)^2; \\ \text{sau} \quad v_M^2 &= \frac{b}{2a^2} \ln \frac{e^{1+\frac{2ac}{b}}}{1+\frac{2ac}{b}} \cdot \left(\frac{m}{s}\right)^2; \end{aligned} \right\} \quad (104)$$

Expresia astfel obținută se mai poate simplifica. Efectuându-se logaritizarea se obține

$$v_M^2 = \frac{b}{2a^2} \left[1 + \frac{2ac}{b} - \ln \left(1 + \frac{2ac}{b}\right)\right] \cdot \left(\frac{m}{s}\right)^2$$

Se poate arăta ușor, pentru construcții obișnuite că

$$\frac{2ac}{b} \gg 1 \quad \text{și} \quad \ln \left(1 + \frac{2ac}{b}\right) \ll \frac{2ac}{b}; \quad (105)$$

Ca urmare se poate neglija în raport $\frac{2ac}{b}$ și 1 și $\ln(1 + \frac{2ac}{b})$. Eroarea va fi mai mică dacă se neglijează ambii acești termeni, deoarece semnele lor sînt contrare. Avînd apoi

$$\ln \left(1 + \frac{2ac}{b}\right) > 1$$

rezultă că prin această simplificare se admite o nouă eroare în plus a valorii v_M , care de asemeni, pentru valori normale ale construcției nu depășește 1,5% și în general $\xi_1 < 2\%$. Cu aceste simplificări expresia (104) devine

$$v_M^2 = \frac{c}{a} , \left(\frac{m}{s}\right)^2 ; \quad (106)$$

Graficul curbei vitezei conform legii (101) este reprezentat în figura 55.

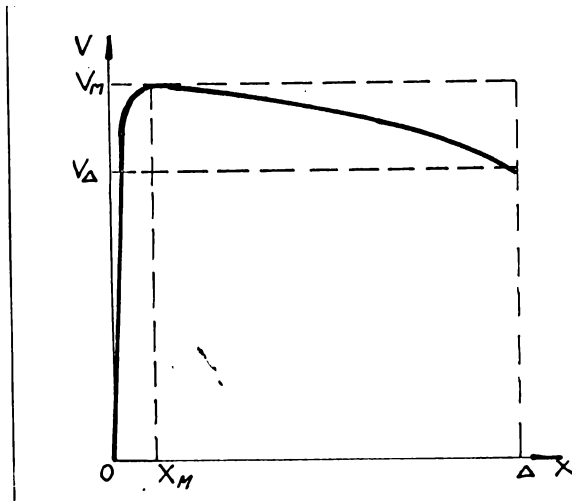


Fig.55. Curba de variație a vitezei v

Se menționează că, de asemeni, pentru valori uzuale ale parametrilor constructivi se obține $x_M \ll \Delta$. Partea principală a curbei vitezei rămîne deci pentru intervalul

$$x_M \ll x \ll \Delta \quad \text{în care} \quad \frac{1}{c^{2ax}} \rightarrow 0 ,$$

deoarece în acest interval $2ax \gg 1$. În consecință funcția (101) se poate scrie pentru

$$x_M \ll x \ll \Delta , \quad v = \frac{dx}{dt} = \sqrt{\frac{b+2ac}{2a^2} - \frac{b}{a}x} , \left[\frac{m}{s}\right]; \quad (107)$$

De altfel însuși pentru x_M , diferența relativă obținută pe baza relației (101) respectiv (103) pentru v_M și pe baza relației (107) este foarte mică, de ordinul a cca 0,25%, ceea ce permite aprecierea curbei cu expresia (107), chiar în jurul valorii x_M .

28

Referitor la domeniul de existență a funcției viteze, se observă că pentru $x \in (0, \Delta)$ trebuie ca $v > 0$ și deci

$$\frac{b + 2ac}{2a^2} - \frac{b}{a} x > 0.$$

Din această condiție pentru $x = \Delta_{\max}$, rezultă valoarea limită maximă pe care o poate avea deplasarea Δ a sertarului, adică;

$$\Delta_{\max} < \frac{b + 2ac}{2ab}, \quad [m]; \quad (108)$$

sau ținând cont de notațiile (97) rezultă :

$$\Delta_{\max} < \frac{m_T}{2} + \frac{F_0}{K}, \quad [m]. \quad (109)$$

Mărimea Δ , determinată din condițiile impuse de elementul de execuție trebuie deci să satisfacă inegalitatea (109).

Un parametru limitativ important pentru funcționare este viteza lichidului prin gaura complet deschisă a acului - v_1 . Valoarea maximă $v_{1\max}$ a acestuia rezultă din ecuația de continuitate (91), considerînd valoarea maximă v_M a vitezei v a sertarului, adică

$$v_{1\max}^2 = 4 \left(\frac{d_s}{d_a} \right)^4 v_M^2; \quad (110)$$

sau conform expresiei (106), a vitezei maxime :

$$v_{1\max}^2 = 4 \left(\frac{d_s}{d_a} \right)^4 \frac{c}{a}, \quad (111)$$

din care se poate determina coeficientul c , sau conform notațiilor (97), forța inițială F_0 necesară. Adică

$$c = \frac{F_0}{m_T} = \frac{v_{1\max}^2}{4} \cdot \left(\frac{d_a}{d_s} \right)^4 \cdot a \cdot \left[\frac{m}{s^2} \right]; \quad (112)$$

Inlocuind pe a conform relațiilor (97) și notînd în (94)

$$2 \frac{\pi d_s^2}{4} \cdot \frac{\gamma_{sp} F}{g} = \mathcal{J}, \quad \left[\frac{N s^2}{m^2} \right]; \quad (113)$$

și respectiv

$$\beta = \mathcal{J} \left(\frac{d_s}{d_a} \right)^4, \quad \left[\frac{N s^2}{m^2} \right]; \quad (114)$$

relația forței F_0 din (112) va deveni :

$$F_0 = \frac{v_{1\max}^2}{4} \mathcal{J}, \quad [N]; \quad (115)$$

și în care toate mărimile sînt cunoscute.

Viteza maximă a lichidului - v_{lmax} -, se poate admite mai mare decât vitezele limită din orificiile aparatajelor hidraulice, dat fiind timpul scurt în care se menține această valoare, și frecvența redusă a denclășărilor sertarului la deschiderea completă a găurii acului.

Pentru a determina rigiditatea K a arcului A , respectiv coeficientul b , conform notațiilor (97), este necesar să se impună anumite condiții.

Se observă că pentru valori mari a rigidității K , forța arcului va scădea mai rapid în timpul destinderii, abscisa x_M , dată de (102) va fi mai mică iar viteza va scădea mai accentuat după abscisa x_M . Valoarea mai mică a lui x_M și existența unei accelerații negative mai mari pentru $x > x_M$ favorizează realizarea de către sertar a unui proces tranzitoriu monoton pentru deplasări $x < \Delta$ care sînt evident mai frecvente. Din acest punct de vedere, valoarea maximă a rigidității K este limitată de condiția (109).

La valori mici ale rigidității K , forța arcului va scădea mai încet în timpul destinderii, viteza va scădea foarte puțin după abscisa x_M , care la rîndul său se va mări. Ca urmare, sertarul va avea tendința către surrăglări mărite, diminuîndu-se calitatea procesului tranzitoriu, mai ales pentru denclășări necesare, sensibil mai mici decât Δ . Totodată va crește șocul la oprirea sertarului în limitatorul superior ($x = \Delta$). Aceste raționamente pot fi urmărite pe graficul din figura 56, în care s-a considerat aceeași valoare v_M , conform relației (106).

Se observă că pentru deplasări mari, în apropierea mărimii Δ , cu rigidități minime se realizează durate tranzitorii mai scurte. Dar deplasările maxime ale sertarului sînt mai puțin frecvente. Pentru a îmbina parțial avantajele și dezavantajele celor două situații extreme, se consideră ca rigiditate optimă, aceea pentru care se satisface condiția

$$v_{\Delta} \cong 0,5 v_M \quad (116)$$

în care

v_{Δ} este valoarea vitezei pentru $x = \Delta$.

La faza de deplasare în jos a sertarului, cînd acul închiide complet gaura, o rigiditate maximă a arcului A asigură o mai bună conducere a mișcării sertarului împreună cu forța presiunii

-30-

Lichidului de comandă, însă la o bobină diferențială sau alimentată cu tensiune de semn schimbabil, crește și forța pe care trebuie să o dezvolte T.E.M., deci dimensiunile acestuia și puterea semnalului electric de comandă.

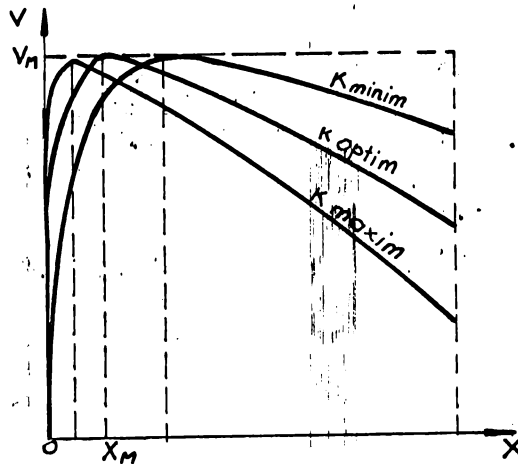


Fig.56. Variația vitezei v funcție de rigiditatea arcului

O rigiditate minimă a sceluziagi arc la această fază, permite un gabarit minim a T.E.M. și o putere redusă a semnalului electric de comandă, dar scade stabilitatea și precizia deplasării sertarului influențându-se negativ calitățile procesului tranziției. Rezultă că și, pentru această fază de deplasare în jos a sertarului este mai acceptabilă o rigiditate intermediară, respectiv este indicat să se recurgă la aceiași condiție (116).

Deoarece se consideră deplasări $x > x_M$, se va utiliza funcția (107) pentru valoarea v_{Δ} din condiția (116). Înlocuind apoi în aceiași condiție (116), pe v_M cu expresia (106), se obține;

$$\frac{b + 2ac}{2a^2} - \frac{b}{a} \Delta = 0,25 \frac{c}{a} \Delta \quad (117)$$

Rezolvînd această ecuație în raport cu b rezultă;

$$b = \frac{3ac}{2(2a\Delta - 1)}, \left[\frac{1}{s^2} \right] \quad (118)$$

Deoarece $2a\Delta \gg 1$ relația (118) se mai poate simplifica admitînd o eroare suplimentară relativă de maximum 1,5 % pe lângă

cea introdusă prin expresia simplificată (106) pentru v_M^2 de același sens, de altfel, cu eroarea funcției (107), eroare cu care se compensează parțial. Totodată influența acestor erori este neglijabilă, dat fiind circumstanțele prin care s-a introdus condiția (116). Se obține astfel:

$$c = \frac{3c}{4\Delta}, \left[\frac{1}{s^2} \right]; \quad (119)$$

Conform notațiilor (97) pentru c și expresiei (115) pentru F_0 , care valoarea

$$c = \frac{v_{1max}^2}{4m_T} \mathcal{J}, \left[\frac{m}{s^2} \right]; \quad (120)$$

iar relația (119) devine:

$$c = \frac{3}{16} \frac{v_{1max}^2}{m_T \Delta} \mathcal{J}, \left[\frac{1}{s^2} \right] \quad (121)$$

sau conform (97) pentru

$$K = \frac{3}{16} \frac{v_{1max}^2}{\Delta} \mathcal{J}, \left[\frac{N}{m} \right]. \quad (122)$$

Este utilă pe baza relației (115) și exprimarea în funcție de F_0 , adică

$$K = \frac{3}{4} \frac{F_0}{\Delta}, \left[\frac{N}{m} \right]. \quad (123)$$

Totodată această valoare pentru rigiditatea K este limitată de o valoare K_{max} , dedusă din condiții statice. Astfel după deplasarea sertarului pe distanța maximă $x = \Delta$, arcul A trebuie să mai dispună de o forță $F_A = F_0 - K_{max} \Delta$, care să poată susține sertarul, respectiv greutatea totală și chiar să-l apese cu o forță redusă pe limitatorul superior. Se consideră suficient că această forță de apăsare să fie cel puțin $0,1 (F_0 + G_T)$.

Matematic trebuie deci ca,

$$F_0 - K_{max} \cdot \Delta \geq 0,1 (F_0 + G_T), \quad (124)$$

din care rezultă

$$K_{max} \leq \frac{0,9F_0 - 0,1 G_T}{\Delta}, \left[\frac{N}{m} \right]. \quad (125)$$

Ținând cont de valoarea (123) a lui K conform condiției (125) înseamnă că

$$\begin{aligned} \text{sau} \quad \frac{3}{4} \frac{F_0}{\Delta} &< \frac{0,9 F_0 - 0,1 G_T}{\Delta} \\ G_T &< 1,5 F_0; \end{aligned} \quad (126)$$

această condiție este evident satisfăcută, după cum rezultă din relația (83). Prin urmare calculul rigidității K cu relațiile (122) sau (123) este corespunzător.

Pentru determinarea diametrului d_a al acului, respectiv în prealabil a raportului d_a/d_s , este hotărîtoare viteza de curgere a fluidului - v_1 - prin gaura acului, în această fază de deplasare a sertarului în sus, cînd arcul A se destinde, iar gaura acului ^{este} complet deschisă. Adică trebuie determinat conform relației (114)

$$\left(\frac{d_a}{d_s}\right)^4 = \frac{\mathcal{J}}{\beta}$$

sau ținînd cont de prima notație din (97)

$$\left(\frac{d_a}{d_s}\right)^4 = \frac{\mathcal{J}}{a m_T}, \quad (127)$$

respectiv trebuie determinat coeficientul a , fiind cunoscute \mathcal{J} și m_T .

Deoarece viteza v_1 , respectiv d_a , este determinată de timpul de deplasare a sertarului de la $x = 0$ la $x = \Delta$ se va stabili valoarea coeficientului a , astfel ca deplasarea sertarului pe distanța Δ să se efectueze în durata tranzitorie impusă t_1 .

În acest scop ar trebui considerată legea spațiului $x = f(t)$, care se obține din integrarea în raport cu timpul a ecuației exacte a vitezei (101). După cum s-a precizat însă, aceasta nu se poate integra suficient de exact iar relațiile ar rezulta foarte complicate. De aceea pentru determinarea lui a se recurge la egalitatea vitezelor medii.

Pentru simplificarea integrării expresiei vitezei medii se va considera funcția (107). Neglijarea termenului cu e^{-2ax} , înseamnă a admite ca porțiunea de curbă a vitezei pentru $0 \leq x \leq x_M$ este cea reprezentată cu linie întreruptă în figura 57, diferența pentru $x > x_M$ fiind neglijabilă. Valoarea v_0 , pentru $x = 0$, depășește v_M cu maximum 2%. Aceasta înseamnă a considera o viteză medie cu puțin mai mare decât cea corespunzătoare curbei corecte a vitezei, ceea ce este acoperitor pentru determinarea coeficientului a din egalitatea vitezelor medii.

Matematic înseamnă deci că a va rezulta corespunzător din egalitatea

$$v_m = \frac{1}{\Delta} \int_0^{\Delta} v(x) dx = \frac{\Delta}{t_1} \text{ sau } \int_0^{\Delta} v(x) dx = \frac{\Delta^2}{t_1}; \quad (128)$$

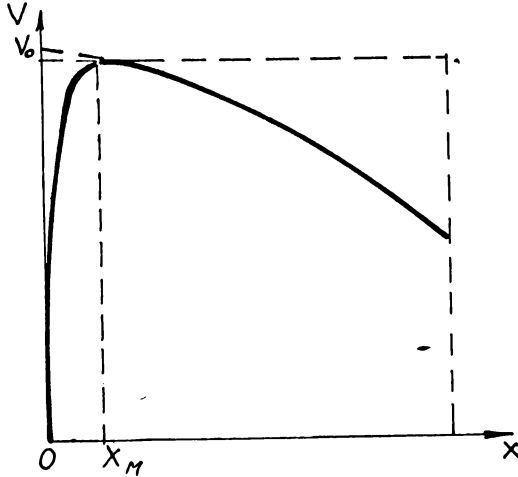


Fig.57. Variația vitezei v neglijînd termenul e^{-2ax}
 Conform funcției (107) egalitatea devine

$$\int_0^{\Delta} \sqrt{\frac{b + 2ac}{2a^2} - \frac{b}{a} x} \cdot dx = \frac{\Delta^2}{t_1} \quad (129)$$

Efectuînd integrarea rezultă următoarea ecuație în a

$$\left(\frac{b + 2ac}{2a^2}\right)^{\frac{3}{2}} - \left(\frac{b + 2ac}{2a^2} - \frac{b}{a} \Delta\right)^{\frac{3}{2}} = \frac{3}{2} \frac{b \Delta^2}{at_1} \quad (130)$$

în care restul parametrilor sînt cunoscuți sau determinați ca mai sus.

Inlocuind b cu valoarea dată de (119) și efectuînd calculele se obține

$$\sqrt{\frac{c}{a}} \left[\left(1 + \frac{3}{8a\Delta}\right)^{\frac{3}{2}} - \left(\frac{1}{4} + \frac{3}{8a\Delta}\right)^{\frac{3}{2}} \right] = \frac{9}{8t_1} \quad (131)$$

din care trebuie găsit coeficientul a .

O posibilitate pentru rezolvare, constă în dezvoltarea în serie a binomelor;

$$\left(1 + \frac{3}{8a\Delta}\right)^{\frac{3}{2}} \text{ și } \left(\frac{1}{4} + \frac{3}{8a\Delta}\right)^{\frac{3}{2}}$$

în care este satisfăcută condiția

$$\frac{3}{8a\Delta} \ll \frac{1}{4} < 1 \quad (132)$$

Preluând din dezvoltările în serie numai primii doi termeni de la fiecare se obține

$$\sqrt{\frac{c}{a}} \left(\frac{7}{8} + \frac{9}{32a\Delta} \right) = \frac{9\Delta}{8t_1} \quad (131')$$

Operând în continuare și ordonând după puterile lui a se obține ecuația

$$16 \Delta^4 a^3 - 9,6721 \Delta^2 t_1^2 c a^2 - 6,222 \Delta t_1^2 c a - t_1^2 c = 0; \quad (131'')$$

în care Δ și t_1 sînt date iar c se determină cu (120).

Cînd se obține un caz numeric concret, ecuația (131'') se poate rezolva relativ ușor, cu toate că valorile coeficienților (mărimi exprimate în SI) sînt destul de incomode. Obținerea încă a unei relații generale pentru determinarea coeficientului a din ecuația (131'') este foarte inoperantă.

Pentru obținerea unei relații generale mai simple a coeficientului a se va reconsidera ecuația (131). Al doilea termen al binomelor, ținînd cont de (132) se poate neglija și deci expresia (131) devine;

$$\sqrt{\frac{c}{a}} \left(1 - \frac{1}{8} \right) = \frac{9\Delta}{8t_1}$$

și operînd în continuare rezultă,

$$a = \left(\frac{7}{9} \right)^2 c \left(\frac{t_1}{\Delta} \right)^2, \quad \left[\frac{1}{m} \right]; \quad (133)$$

expresie care este mult mai simplă și suficient de exactă. Introducînd-o în (127) și înlocuind pe c conform notației din (97) rezultă

$$\left(\frac{d_a}{d_s} \right)^2 = \frac{9}{7} \frac{\Delta}{t_1} \sqrt{\frac{f}{F_0}}; \quad (134)$$

În continuare F_0 se poate înlocui cu (115) și efectuînd calculele rezultă

$$\left(\frac{d_a}{d_s} \right)^2 = \frac{18}{7} \frac{\Delta}{t_1 v_{1\max}}$$

sau

$$d_a = 1,6 d_s \sqrt{\frac{\Delta}{t_1 v_{1\max}}}, \quad [m]; \quad (135)$$

Formula (135) permite determinarea diametrului acului d_a , astfel ca să se realizeze durata tranzitorie impusă pe distanța maximă de deplasare, respectiv viteza medie $v_m = \frac{\Delta}{t_1}$, relația (78)

Această determinare se face în ipoteza simplificatoare admisă inițial, că presiunea de comandă p_c dispare brusc, respectiv acul deschide gaura instantaneu, ceea ce după cum s-a precizat nu este riguros exact. Existînd o durată de deschidere completă a găurii, chiar la o comandă electrică în salt unitar, viteza sertarului va crește mai lent pînă la atingerea valorii maxime - v_M -, ca urmare și viteza sa medie - v_m - va fi cu puțin mai mică. De aceea pentru a compensa durata tranzitorie la ridicarea acului se introduce o mărire cu 25% a diametrului acului, respectiv a găurii și deci (135) devine

$$d_a = 2d_s \sqrt{\frac{\Delta}{t_1 v_{lmax}}} , [m] ; \quad (136)$$

Pentru proiectare mai este necesar să se stabilească presiunea de comandă p_c . Valoarea acesteia rezultă egalînd expresia (83) cu expresia (115) a aceleiași forțe în funcție de v_{lmax} admisă. Adică

$$F_o = \frac{\pi d_s^2}{4} p_c + G_T = \frac{v_{lmax}^2}{4} \mathcal{J} , [N] \quad (137)$$

operînd rezultă

$$p_c = \frac{v_{lmax}^2 \mathcal{J} - G_T}{\pi d_s^2} , \left[\frac{N}{m^2} \right] , \quad (138)$$

în care toate mărimile sînt cunoscute, \mathcal{J} fiind dat de relația (113).

Pe baza celor demonstrate mai sus, se pot deci stabili principalii parametri necesari la proiectarea acestor amplificatoare, astfel ca să funcționeze în condiții coresunzătoare cu indicii prevăzuți.

Proiectarea se efectuează după următoarea metodică.

- Se determină diametrul sertarului d_s și deplasarea maximă Δ , se impune apoi conform necesităților durata t_1 și se aproximează G_T , deci G_1 , G_S și G_A . Se admite v_{lmax} și se apreciază coeficientul rezistenței locale ξ .

- Se determină \mathcal{J} cu relația (113) apoi F_o cu relația (115);

- Se calculează rigiditatea K a arcului A cu relația (122)

sau (123) și se verifică inegalitatea (126);

- Cu relația (136) se află d_a ;

- Se verifică apoi condiția (109) și respectiv dacă $\Delta < \Delta_{max}$;

- Cu relația (138) se determină presiunea de comandă p_c , iar cu relația (82) presiunea maximă pe care trebuie

să o dea sursa (pompa) pentru debitul de comandă. Debitul acesteia se determină cu relația (57), care se rotunjește în sus corespunzător pierderilor prin neetangeitate.

Se proiectează T.E.M. ținând cont de rapoartele (53) și (54) precum și de relația (43).

Exemplu numeric.

$$d_s = 1,6 \cdot 10^{-2} \text{ m}; \quad \Delta = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \quad t_{\perp} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ s}; \quad v_{\perp \max} = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}};$$

$$G_T = 5 \text{ N}; \quad \xi = 2,2; \quad \delta = 0,8 \frac{\text{N} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^2}; \quad F_0 = 80 \text{ N}; \quad K = 3 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}};$$

$$K < K_{\max} = 3,58 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}}; \quad d_a = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ m};$$

$$\Delta_{\max} = 2,68 \cdot 10^{-3} \text{ m} > \Delta = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \quad p_c = 37,3 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} =$$

$$= 3,8 \text{ kgf/cm}^2; \quad Q_p = 7 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,42 \text{ l/min}.$$

Se observă că debitul necesar este mult mai mic decât cel utilizat la unele construcții existente [37].

Pe baza formulelor stabilite a fost proiectat și realizat amplificatorul electrohidraulic prezentat în figura 58.

În vederea confirmării practice a teoriei elaborate privind ducerea formulelor de proiectare și a stabilirii performanțelor construcției realizate s-a studiat comportarea sa în regim static și dinamic de funcționare.

În regim static de funcționare principala caracteristică a amplificatorului electrohidraulic este debitul Q ce trece prin una din conductele care fac legăturile cu una dintre cavitățile hidromotorului funcție de curentul i_c de comandă care străbate înfășurarea bobinei mobile, deci $Q = f(i_c)$.

Schema de principiu, electrohidrostatică, a standului pentru determinarea acestei caracteristici este redată în figura 59.

Pentru încercare se folosesc trei circuite hidraulice, alimentate de către cele trei pompe p_1, p_2, p_3 . Circuitul alimentat de pompa p_1 servește pentru realizarea debitului Q_c și a presiunii de comandă p_c . La acest circuit s-a utilizat o pompă cu debit variabil cu pistonage axiale tip BZ 1100V pentru ca prin variația debitului să se poată stabili valoarea optimă a acestuia. Supapa SBL îndeplinește funcția unei supape de siguranță.

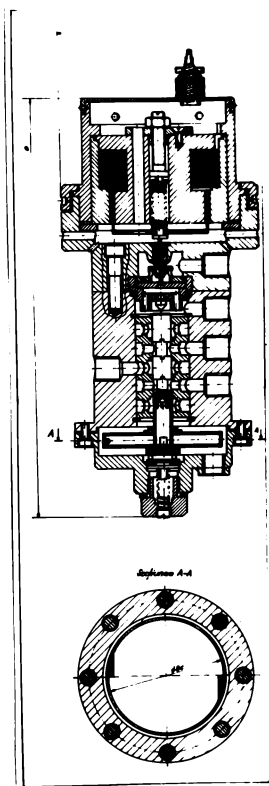


Fig.58 Construcția amplificatorului electrohidraulic.

Circuitul pompei P_2 este circuitul principal, el servește la alimentarea, prin intermediul sertarului de urmărire DR al AEH, a celor două hidromotoare HMR1 și HMR2. Pompa P_2 este o pompă cu debit constant cu palete, Vickers, iar hidromotoarele sînt orbitale : DANFOS tip OMP50. In schemă hidromotoarele au fost folosite ca debitmetre.

Al treilea circuit compus din pompa cu roți dințate P_3 servește la alimentarea turbinei.

Circuitul electric este compus dintr-o sursă de tensiune tip I 4102 care permite alimentarea și variația atît a tensiunii de alimentare a bobinei fixe (de magnetizare) cît și a bobinei mobile, deci variația curentului de comandă i_c în bobina de comandă. Valoarea curentului i_c poate fi citit la ampermetrul A.

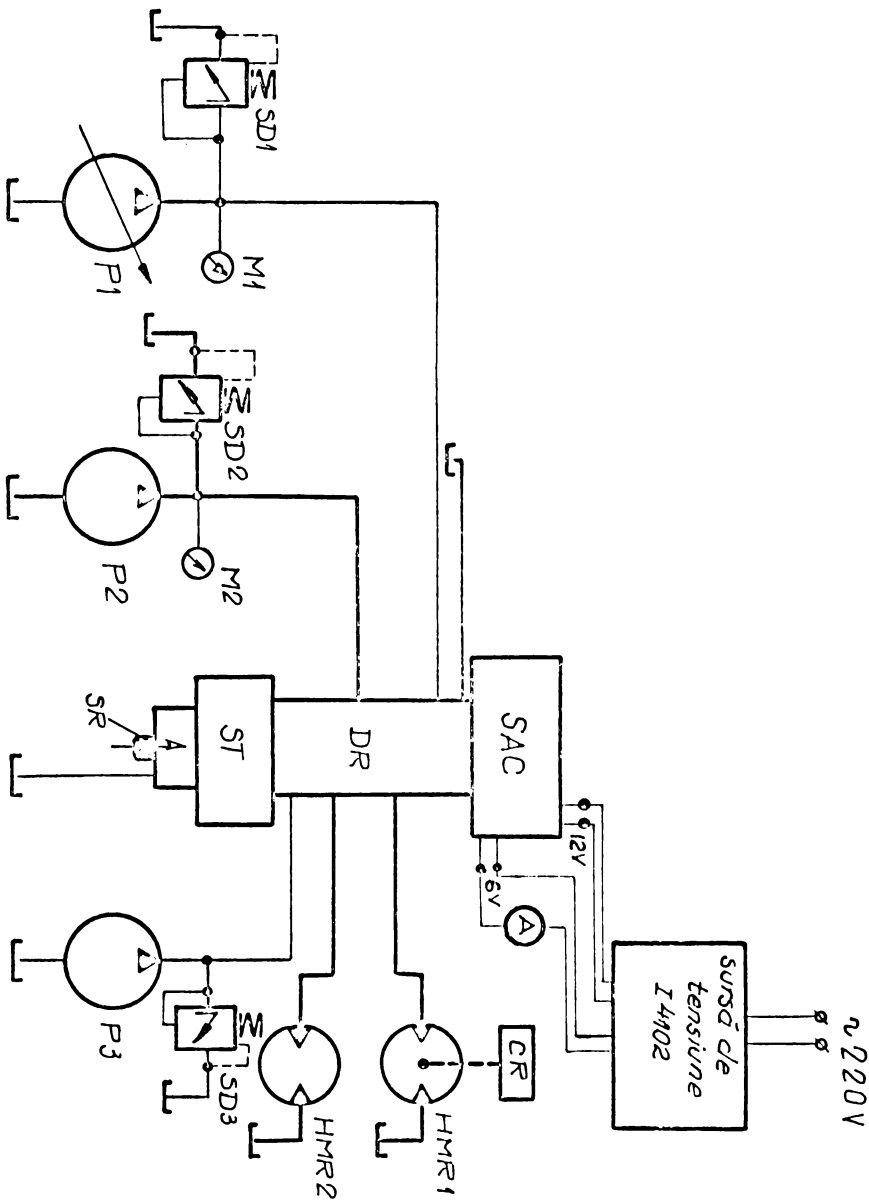


Fig. 1.1. Schema de alimentare a motorului cu presiune și a motorului cu hidraulică.

Datele pentru trasarea caracteristicii $Q = f(i_c)$ au fost notate, după ce instalația de încercare a ajuns la un regim termic stabil.

Curentul i_c a fost reglat între limitele 50 și 300 mA. Debitul Q în l/min a fost determinat cunoscându-se debitul specific a hidromotorului HMRL ($q=0,04875$ l/rotație) și numărul de rotații a acestuia înregistrat, în unitatea de timp, de către un contor de rotații CR.

Cu datele obținute s-a trasat caracteristica statică $Q = f(i_c)$ redată în figura 60.

După cum se observă caracteristica nu este liniară avînd însă abateri ce nu depășesc valoarea de $\pm 8\%$ față de o caracteristică liniară a cărei ecuație este

$$Q = 0,263 i_c - 22,092 \text{ [l/min] } , i_c \in (95,140) \text{ mA} \quad (139)$$

Se apreciază însă că există posibilități de liniarizare a caracteristicii pe tot domeniul ($i_c \in (50 \dots 140) \text{ mA}$), prin calcularea corespunzătoare a profilului, în secțiune longitudinală a porțiunilor de capăt de la centurile de strangulare a sertarului. Încercarea făcută de autor, de a obține caracteristica teoretică $Q = f(i_c)$ pe baza relațiilor dintre curentul i_c , deplasarea bobinei mobile, deplasarea sertarului, secțiunea de curgere la sertar și debitul Q au dus la relații extrem de complexe.

Încercarea în regim dinamic a AEH s-a făcut pe standul din figura 61. Compunerea standului electrohidraulic este astfel concepută încît să permită obținerea datelor pentru trasarea caracteristicii amplitudină-frecvență și fază frecvență a AEH.

Două vederi ale standului de încercare sînt prezentate în fotografiile din figura 62.

Partea hidraulică a standului este aceeași ca și cea folosită la încercarea în regim static, în plus adăugîndu-se elementul traductor MT montat între sertarul amplificatorului și hidromotorul rotativ HMRL.

Partea electrică servește atît la alimentarea bobinei de magnetizare cît și la alimentarea bobinei mobile. Alimentarea în regim dinamic a acestei bobine s-a făcut cu un curent continuu de 150 mA de la o sursă dublă de tensiune I 4102 printr-un

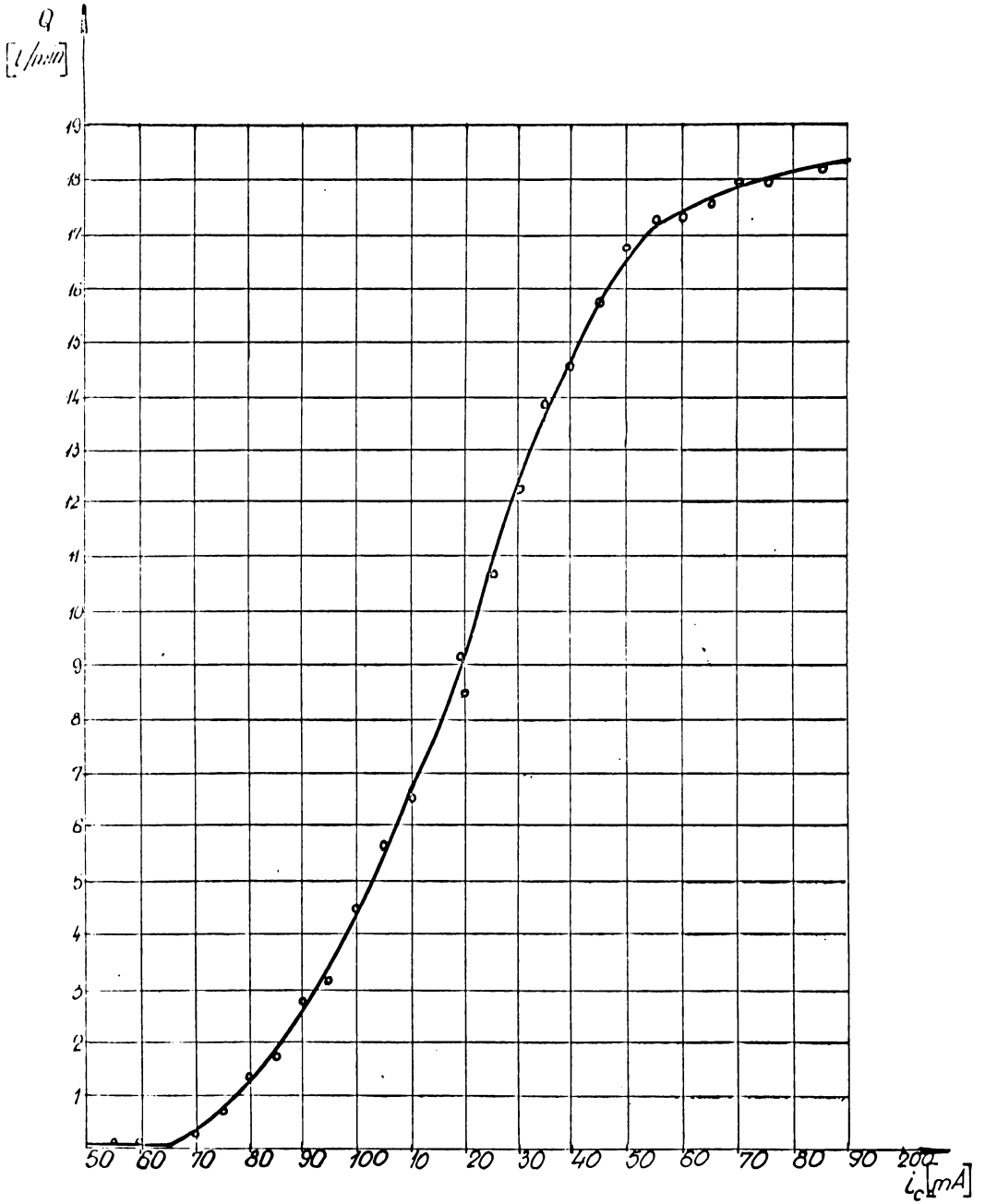


Fig. 60. Caracteristica statică $Q=f(i_c)$ a A.E.H.

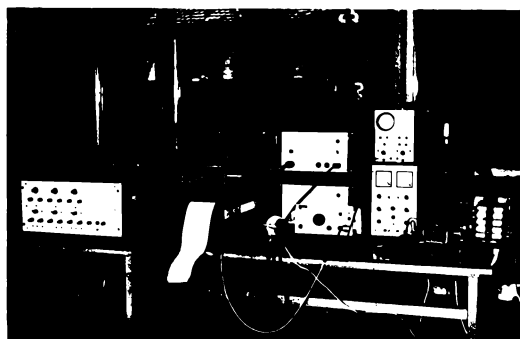


Fig. 62 Vederi ale șteandului pentru încercarea A.E.H. în regim dinamic

amplificator peste care s-a suprapus un curent sinusoidal cu amplitudinea maximă ± 50 mA, generat de generatorul de frecvență $\omega = 0,01$.

Ca urmare, deplasările bobinei mobile au fost transformate în deplasări ale sertarului de urmărire DR, respectiv în variații de presiune în conducta de ieșire spre IERL. Acestea din urmă au fost transformate în semnale electrice de către elementul transductor ET, (studiat în cap.4), care după ce au fost amplificate în panta tensometrică UM131 au fost introduse în oscilograf cu bucle tip 12IS-1.

În același oscilograf tip 12IS-1 a fost introdus semnalul de la intrarea în bobina mobilă a A.E.H.

Cele două semnale de intrare și de ieșire au fost înregistrate pe banda de hârtie și folosite la trasarea caracteristicilor de frecvență (fig.63).

Având în vedere influența mare a rigidității A (fig.51) asupra comportării dinamice a amplificatorului, au fost făcute încercări cu valori ale lui k cuprinse între 0,8 daN/cm și 5daN/cm.

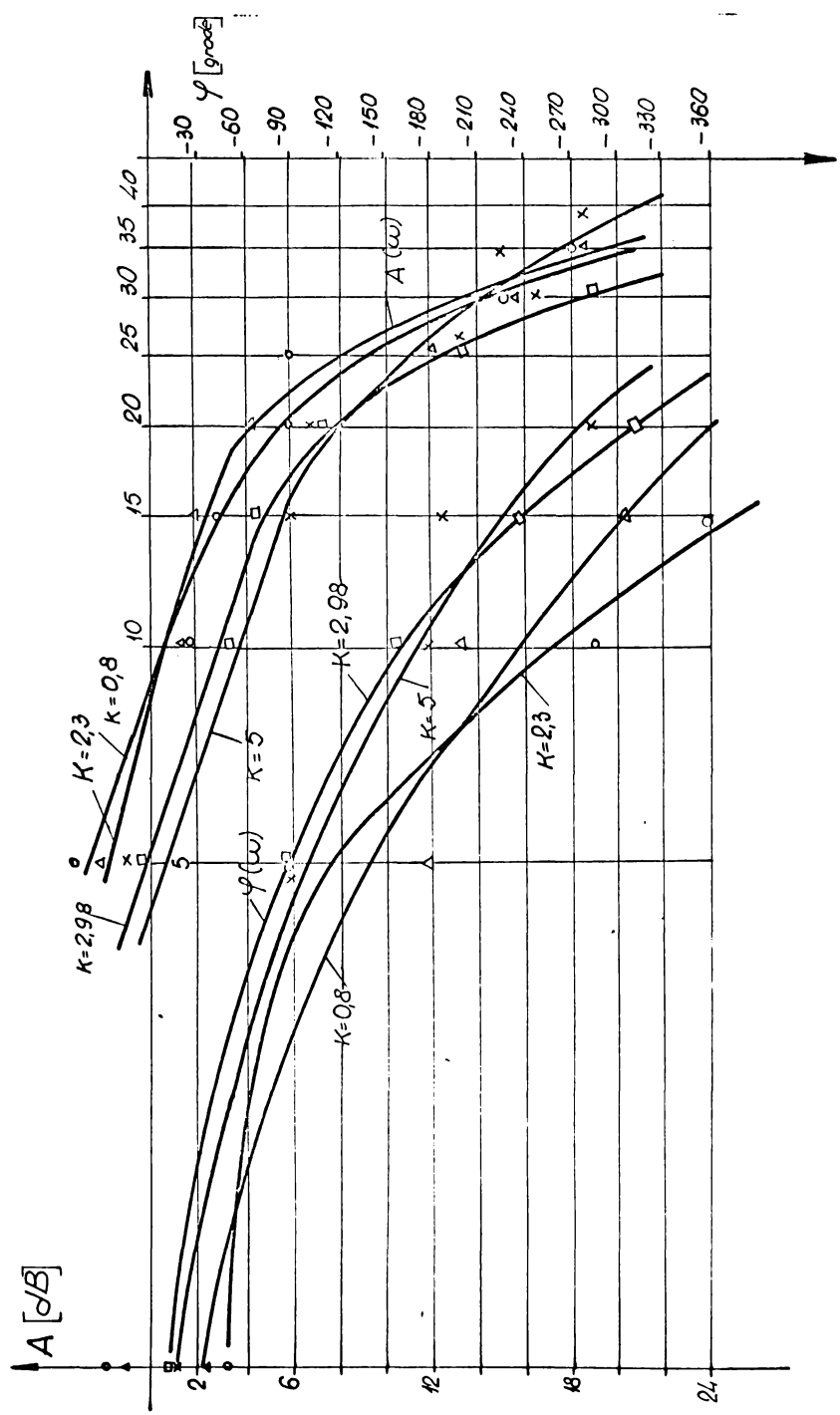


Fig. 63. Characteristics of a network with a B.H.

Dintre toate cea mai corespunzătoare caracteristică amplitudine-fază s-a obținut cu valoarea $k = 2,98 \text{ daN/cm} \approx 3 \text{ daN/cm}$, care de altfel a rezultat și din formulele teoretice stabilite.

Din figura 63 rezultă că AEM poate fi folosit cu succes pînă la frecvențe de cca 10 Hz. Utilizarea lui la frecvențe superioare este limitată de creșterea nepermisă a defazajului φ .

Valorile ridicate ale unghiului φ la frecvențe relativ joase se datoresc, pe lîngă masa mare a subansamblului sertar-turbină, și forței mari de amortizare a uleiului la deplasarea în sus și în jos a turbinei. De valoarea acestei forțe nu s-a ținut cont în calculele teoretice.

De altfel influența forței de amortizare poate fi diminuată foarte mult, dacă în locul turbinei se folosesc conducte dispuse radial și indoite în mod corespunzător, iar diametrul conductei de ieșire a uleiului din cavitatea turbinei se admite cît mai mare posibil, astfel încît nivelul uleiului în cavitatea turbinei să fie practic egal cu zero. În această situație forța de amortizare a uleiului devine egală cu zero.

În urma încercărilor s-a constatat o neconcordanță între debitul pompei de comandă Q_p , calculat cu relația (57) și cel necesar în realitate, în sensul că debitul calculat este mult mai mic decît cel real necesar.

La calculul debitului cu formula (57) nu s-a ținut cont de debitul ce curge prin secțiunea de curgere a supapei cu ac ci numai de cel necesar pentru deplasarea sertarului. Ținînd cont de acest lucru, formula care dă valoarea reală necesară a debitului pompei de comandă este

$$Q_p = \frac{A}{t_1} \frac{\pi d_s^2}{4} + v_1 \cdot s_{ca}, \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad (140)$$

în care cu s_{ca} a fost notată secțiunea de curgere curentă a supapei cu ac, a cărei valoare depinde de diametrul d_a al acului, de înălțimea de ridicare a acestuia și de unghiul conului acului.

În urma încercărilor au fost stabilite caracteristicile tehnice ale prototipului A.E.H. care sînt apropiate de caracteristicile A.E.H. de aceeași mărime, fabricate de firmele AEG și REXTROT. Acestea sînt date mai jos

A. Partea electrică.

1. De magnetizare

Curentul maxim admis	700 mA
Tensiunea de alimentare	12 V
Puterea	8,4 W

2. De comandă

Curentul maxim admis	\pm 300 mA
Tensiunea de alimentare	6 V
Puterea	1,8 W

B. Partea hidraulică

1. De comandă

Debitul de comandă	3 l/min
Presiunea de comandă maximă	8 $\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$

Ulei cu vîscozitatea 4...5^oE la temp. de 50^o și filtrat cu filtru - lărgimea ochiului 0,06 mm.

2. Circuitul principal

Debit nominal	60 l/min
Presiunea maximă	80 $\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$

Ulei cu vîscozitate 4...5^oE la 50^oC cu filtrare normală

4.3. ANTRENAREA CU HIDROMOTOR ROTATIV A

PAPUSII OBIECTULUI

Prin intermediul acționării obiectului se urmărește realizarea în limite largi a turației obiectului, precum și asigurarea unei mișcări liniștite, fără șocuri, ceea ce contribuie la obținerea unor calități ridicate ale suprafețelor rectificate. În plus acționarea obiectului trebuie să fie prevăzută cu ambreiaje prin intermediul cărora să fie posibilă cuplarea și decuplarea mișcării în scopul asigurării unei manevrări și exploatări corespunzătoare de către cel care deservește mașina.

Acționarea obiectului la mașinile de rectificat rotund exterior existente este realizată în prezent pe plan mondial cu una din următoarele soluții: motor electric asincron și cutii de viteze realizate prin transmisii cu curele și conuri etajate, cutii de viteze cu transmisii cu curele și roți dințate, cutii de viteze cu variator de turație și transmisii cu curele precum și acționări cu motoare de curent continuu și transmisii de curele, cu hidromotor rotativ, cu cuplaje inductive de alunecare.

Utilizarea cutiilor de viteze cu posibilități de realizare a turațiilor în trepte prezintă dezavantajul că nu permit realizarea vitezelor economice ale obiectului în domeniul de reglare respectiv. Din punct de vedere al obținerii unor mișcări liniștite, ele realizează această cerință datorită existenței transmisiilor prin curele. La cutiile de viteză compuse din acționări cu curele de transmisii cu roți dințate, datorită plasării arborilor roților dințate în carcasa păpușii, vibrațiile care se nasc în timpul angrenării roților se transmit și la arborele de antrenare a piesei. Un alt dezavantaj al unor asemenea acționări constă într-o influență mai mare a căldurii, născute în acționare, asupra deformațiilor termice ale păpușii obiectului. În plus aceste acționări nu permit reglarea continuă a turației în mers și sub sarcină.

Acționările cu motor de curent continuu permit reglarea turației în domeniile necesare, și se completează eventual cu grupe succesoare pentru lărgirea intervalului de reglare. Se asigură mersul liniștit, tot prin folosirea transmisiilor prin curele de la arborele motorului electric la arborele port-piesă. Din punct de vedere al deformațiilor termice, prezintă același dezavantaj ca și cutiile de viteze.

Deși are și avantaje, cel mai mare dezavantaj al acestora constă însă în prețul de cost relativ ridicat atât al motorului electric cât și a instalației electrice de alimentare și comansă.

Acționările cu hidromotor rotativ sînt foarte puțin cunoscute fiind relativ noi. Nu se cunoaște tipul și caracteristicile motorului utilizat.

Plecînd de la acestea, la IPTVT s-a ajuns la ideea, folosirii hidromotoarelor rotative orbitale la antrenarea păpușii obiectului. Înregistrarea acționării păpușii cu asemenea hidromotoare prezintă următoarele avantaje:

- domeniu de reglare a turațiilor relativ mare (20...1000 rot/min.);
- posibilitatea alimentării hidromotorului de la instalația hidraulică a mașinii;
- asigurarea unei mișcări fără șocuri comparabilă din acest punct de vedere cu cea realizată de către motoarele de curent continuu;
- dimensiuni de gabarit, la aceeași putere de antrenare, și la turații mai joase, de cca 4-5 ori mai mici;

- posibilitatea reglării automate, mai simple decât la motorul de curent continuu, prin intermediul A.E.H.;
- întreaga acționare a obiectului este mai ieftină decât acționarea electrică cu motor de curent continuu;
- influența căldurii asupra deformației termice este mai redusă datorită transportului de căldură de către ulei de la păpușa obiectului în rezervor;

Considerentele de mai sus au stat la baza conceperii și realizării unei acționări hidrostatice a obiectului la mașina de rectificat rotund universal BK 3.

Pentru antrenarea păpușii obiectului s-a ales hidromotorul OMP 50 produs de firma DANFOSS din Danemarca. În fotografia de mai jos (fig.64) se observă dimensiunile de gabarit ale celor două motoare; a motorului electric de curent continuu (fig.64a) și a hidromotorului OMP 50 (fig.64b) pe care mai sînt montate șaiba de antrenare și placa de alimentare cu ulei.



Fig.64. Hidromotorul rotativ (b) și motorul electric înlocuit de acesta (a)

Caracteristicile de bază a hidromotorului OMP50 sînt prezentate în figura 65.

Alegerea hidromotorului se face pe baza cunoașterii parametrilor pe care trebuie să-i realizeze acesta în acționarea dată. Acești parametri sînt: puterea de acționare domeniul de reglare al turației; valorile extreme între care variază momentul de torsiune, valorile extreme ale randamentului, pentru domeniul de reglare ai parametrilor.

Plecînd de la valorile parametrilor pe care trebuie să realizeze hidromotorul și anume: valoarea maximă a momentului dezvoltat 2 daN.m, domeniul de reglare al turației 70...200rot/mi

rezultă în diagramă câmpul în care se va utiliza hidromotorul ales, tip OMP 50.

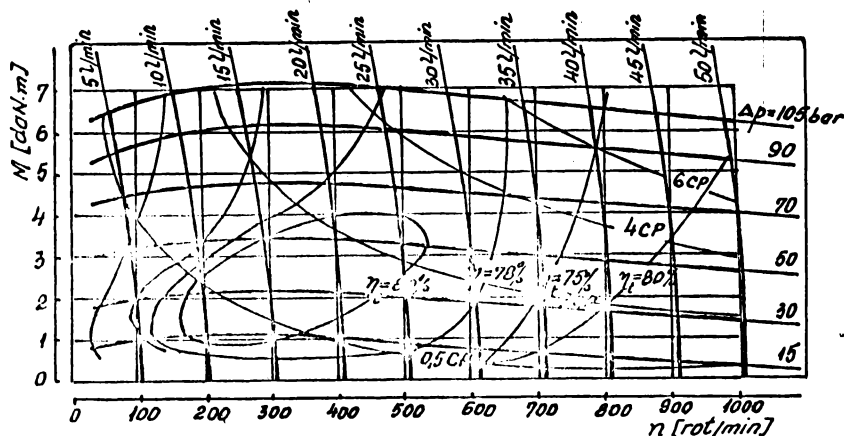


Fig.65. Caracteristicile hidromotorului OMP 50

Randamentul total al hidromotorului, pentru câmpul prevăzut, are valori cuprinse între 60...80%. Ținând cont însă că majoritatea pieselor se rectifică cu viteze ale piesei corespunzătoare turației între 200...600 rot/min la hidromotor (ținând cont de raportul de transmitere a transmisiei cu curele) și cu momente cuprinse între 1...1,5 daNm , rezultă că hidromotorul va lucra frecvent cu randamente în jur de 80%. Tot din diagramă au rezultat caracteristicile pompei de alimentare și anume $Q_{\text{max}} = 40\text{ l}/\text{min}$ și $p_{\text{max}} = 40\text{ daN}/\text{cm}^2$.

Schema hidraulică a instalației de alimentare și reglare a turației hidromotorului OMP50 este redată în figura 66. Ea se compune dintr-un sorb S, o pompă P cu caracteristicile stabilite mai sus, o supapă de descărcare a presiunii SDP, un filtru F un droscel DR cu fante transversale echilibrat hidrostatic, hidromotorul OMP50, manometrul M_1 și conductele flexibile de legătură.

În figura 67 este prezentată soluția constructivă de acționare a obiectului cu hidromotorul OMP50.

În principiu construcția conține aceleași elemente componente ca și în cazul acționării cu motor electric de curent continuu. În plus a fost necesară conceperea, proiectarea și executarea pieselor 2 și 3 (fig.67) precum și a plăcii de alimentare 21 a hidromotorului.

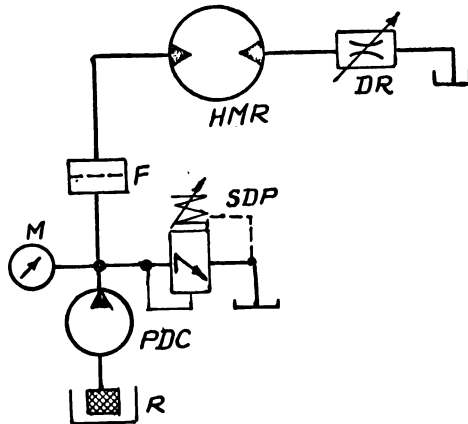


Fig.66. Acționarea hidrostatică a obiectului.

Turația hidromotorului în domeniul precizat la rectificări concrete s-a realizat cu ajutorul droselului DR (fig.66).

Au fost efectuate rectificări de suprafețe exterioare și interioare ale pieselor din OLC45, 40Cl0, 13CN35 în stare călită și din OLC45 în stare necălită. Domeniul de reglare a turației la hidromotor pentru aceste prelucrări a fost cuprins între 210... 720 rot/min.

Căderile de presiune în hidromotor au fost cuprinse între 6...16 daN/cm², deci s-a lucrat cu randament de cca 80%.

Lucrându-se cu aceiași parametri de așchiere ca și în cazul acționării obiectului cu motor electric de curent continuu și admitând același număr de treceri la faza de destindere, a rezultat aceeași rugozitate $R_a = 0,5...0,7 \mu\text{m}$ măsurată pe direcția perpendiculară la traiectoriile lăsate de granulele abrazive pe suprafața rectificată (pe generatoarea suprafeței). La materiale necălite rugozitatea obținută a fost aceeași, în cele două situații de antrenare a obiectului și cuprinsă între $R_a = 0,6...0,8 \mu\text{m}$.

Din cele de mai sus se desprind următoarele concluzii referitoare la acționarea hidrostatică a obiectului:

- a) posibilitatea realizării păpușii obiectului cu acționare hidrostatică;

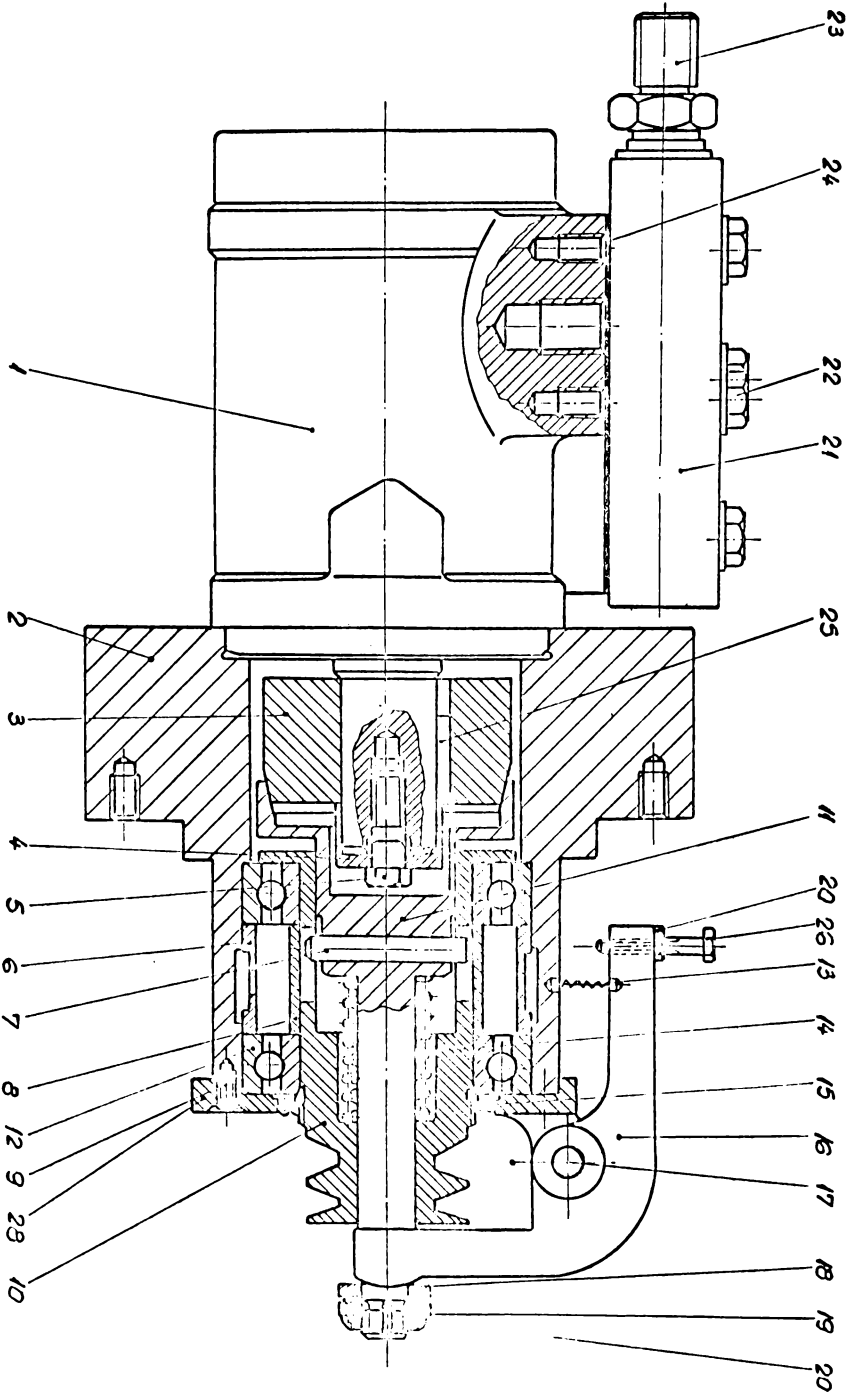


Fig. 17. Cross-section of the main body of the machine with the main body of the machine.

- b) acționarea hidrostatică permite obținerea unor calități de suprafață comparabile cu acționările cu motor de curent continuu;
- c) acționarea hidrostatică permite obținerea unui domeniu de reglare mai mare;
- d) dimensiunile hidromotorului sînt mult mai reduse de cca 4...5 ori;
- e) influența deformațiilor termice produse de acționarea hidrostatică a obiectului, reflectată prin deplasări în cele două plane (măsurate cu comparatoare cu valoarea diviziunii de $1\mu\text{m}$ la mersul în gol după 2 ore de funcționare) a axei vîrfurilor a fost cu cca $2\mu\text{m}$ (plan orizontal) și respectiv $3\mu\text{m}$ (plan vertical) mai mici decît în cazul antrenării cu motor electric;
- f) reducerea costului acționării obiectului cînd alimentarea hidromotorului rotativ se face de la subsansamblul hidrostatic al mașinii și nu de la un sistem de alimentare independent;
- g) posibilitatea reglării automate a turației prin folosirea amplificatoarelor electrohidraulice.

Dezavantajul acționării hidrostatice a obiectului ^{constă} în aceea că impune creșterea volumului de ulei în acționare, respectiv mărirea dimensiunilor rezervorului.

5. COMANDA ADAPTIVA EXPERIMENTALA

În vederea realizării unei mașini de rectificat exterior între vîrfuri cu CA, după algoritmul stabilit, se impune ca subansamblele mașinii prin intermediul cărora se reglează parametrii de așchiere să fie astfel concepute încît să permită reglarea continuă a acestora, iar semnalele obținute de la elementele traductoare să necesite amplificări cît mai reduse.

Astfel, în cazul rectificărilor cu avans longitudinal, acționarea hidrostatică a mesei mașinii trebuie să conțină un element de automatizare, de tipul AEH care să asigure, pe baza semnalului provenit de la traductoare, reglarea continuă a vitezei mesei v_m . Concomitent cu același semnal, se impune și modificarea turației n_p a obiectului. Deci acționarea obiectului trebuie antrenată de către un motor a cărui turație să poată fi reglată în limitele cele mai largi, cu durată tranzitorie cît mai redusă și cu amplificări cît mai mici a semnalelor de comandă.

În sensul celor de mai sus au fost modificate acționările mașinii de rectificat tip BK3, pentru a i se introduce C.A.

5.1. COMPLETARI ALE SCHEMEI HIDROSTATICE A MASINII BK3 ÎN VEDEREA REALIZĂRII C.A.

Pentru reglarea simultană a v_m și a turației n_p a obiectului, schemei hidrostatice a mașinii BK3 i s-a adus completările redată în figura 68 și care sînt limitate de către conturul închis cu linie - punct.

În mod normal reglarea vitezei mesei v_m , în ambele sensuri de deplasare, se realizează cu droselul DR cu comandă *manuală*, montat la ieșirea din hidromotorul liniar HML al mesei.

În vederea reglării automate a vitezei v_m , pe conducta de ieșire a uleiului din HML a fost montat, după droselul DR care a fost deschis complet, amplificatorul electrohidraulic AEH1 cu elementele lui hidrostatice de comandă, pompa cu debit variabil PDV1, supapa de siguranță SS1 filtrul F_1 și elementele de antrenare ale turbinei T_1 - pompa de debit constant PDCL, supapa de descărcare a presiunii SDP1 și filtrul F_2 .

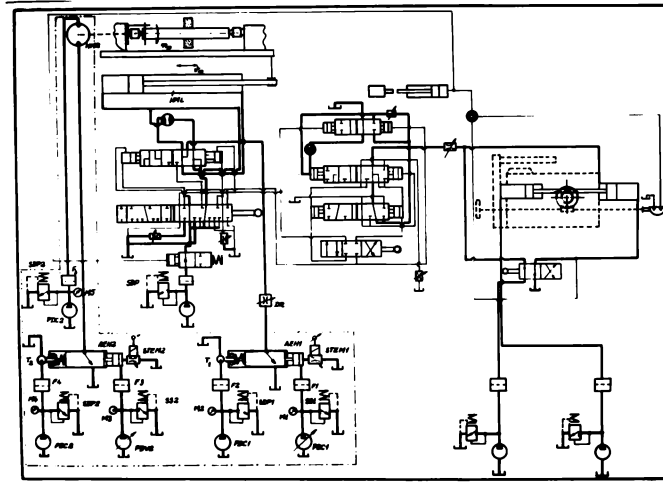


Fig. 68. Schema hidrostatică a mașinii BK3 completată pentru C.A.

Pentru reglarea continuă a turației n_p a obiectului s-a înlocuit motorul electric de curent continuu al mașinii cu un hidromotor orbital tip OMP50.

Se precizează însă că pentru reglarea automată a turației piesei ar fi putut fi folosit și motorul de curent continuu însă cum reglarea turației acestuia se poate face numai printr-un potențiomtru, semnalul de comandă necesită amplificări mari iar frecările dintre cursor și rezistență duc la creșterea duratelor proceselor tranzitorii.

Hidromotorul orbital rotativ HMR antrenează obiectul prin intermediul unei transmisii cu curele cu raportul de transmitere 1 : 3. Subansamblul de acționare al obiectului permite, printr-un cuplaj cu suprafețe conice, cuplarea și decuplarea antrenării obiectului de la hidromotor, deci antrenarea și oprirea obiectului prin intermediul unei pîrghii.

Hidromotorul HMR este alimentat de la o pompă PC2, Viko, cu debit constant cu palete alunecătoare, a cărei presiune poa

fi limitată cu supapa de descărcare SDP2. Turația hidromotorului se reglează cu amplificatorul electrohidraulic AEH2, montat la ieșire, de la care uleiul ajunge în rezervor.

Ca și la primul AEH1 și la acesta sînt redată elementele anexe și anume; de comandă hidrostatică - pompa cu debit variabil PDV2, supapa de siguranță SS2, filtrul F_3 , de antrenare a turbinei T2 - pompa cu debit constant PDC2, supapa de descărcare a presiunii SDP2 și filtrul F4.

În schemă mai sînt reprezentate simbolizat supapele cu ac cu transformator electromecanic STEM1 și STEM2 a celor două amplificatoare electrohidraulice precum și manometrele M1, M2, M3, M4 și M5 pentru controlul presiunilor.

Ambele amplificatoare electrohidraulice reglează debitele celor două circuite utilizînd o singură muchie de comandă.

5.2.1. Calculul domeniilor de reglare a debitelor.

La baza acestor determinări, care dau valorile vitezei mesei v_m și respectiv a turației n_p a obiectului, au stat formulele (48) ale algoritmului pentru prelucrările cu avans longitudinal. Pe baza cunoașterii domeniului de variație a componentei F_y , a constantelor K_1 și p și pentru diverse valori ale lui β , a fost posibilă reprezentarea cu valori reale ale relațiilor dintre F_y , v_m și n_p , ceea ce se vede în figura 69.

Pentru a se asigura variația parametrilor, funcție de F_y , conform figurii 69, se impune calcularea debitelor necesare, atât la alimentarea hidromotorului liniar HML a mesei cît și a hidromotorului rotativ HMR (fig.68). Pe baza valorilor obținute și cu ajutorul caracteristicii statice a AEH se trece apoi la stabilirea curenților i_c de comandă, prin intermediul cărora se va stabili legătura directă cu valoarea componentei F_y transformată în semnal electric.

Determinarea valorilor reale ale debitelor se face pe baza cunoașterii dimensiunilor hidromotorului liniar HML și a debitului specific a hidromotorului rotativ.

a) Calculul variației debitului pentru acționarea mesei.

Din măsurători ale HML a rezultat;

$D = 40$ mm - diametrul interior al cilindrului;

$d = 15$ mm - diametrul tijei pistonului;

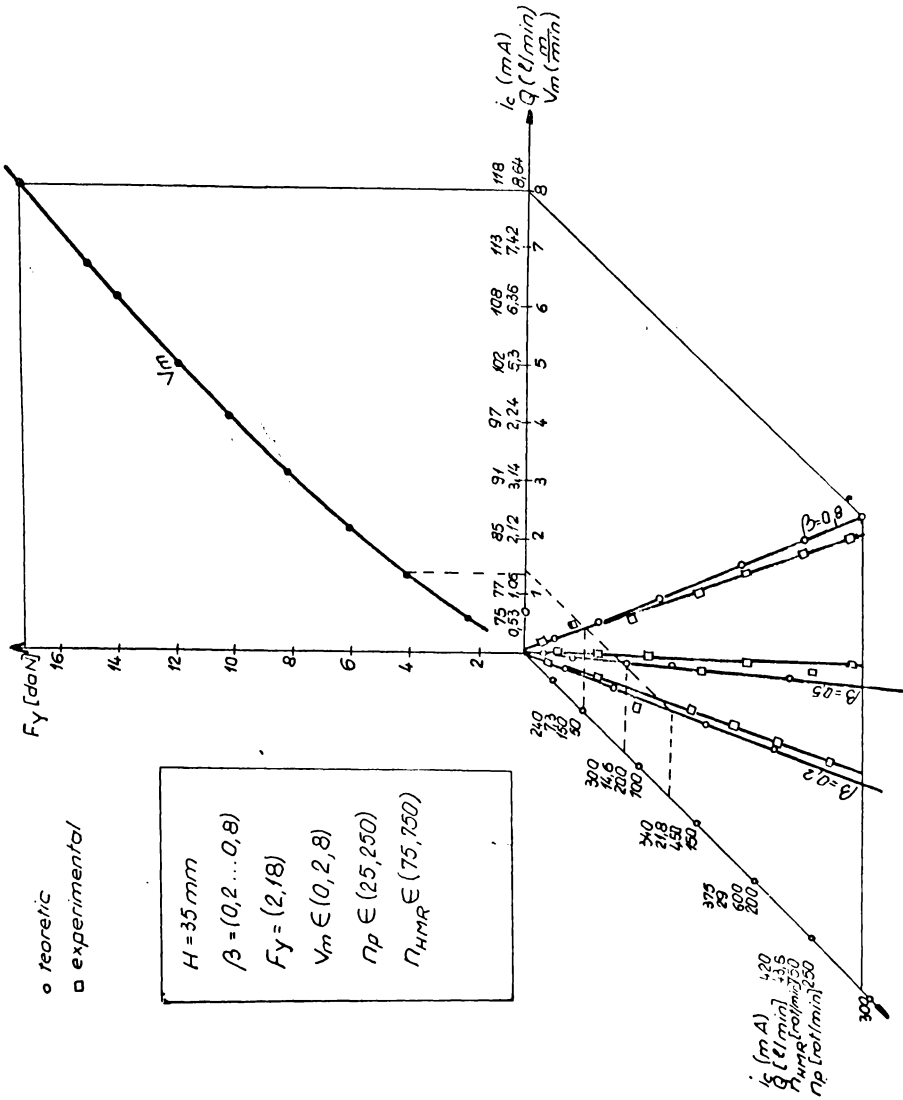


Fig. 59. Dependence of the force F_y on the current i_c and the flow rate Q .

Rezultă

$$Q = 1,06 v_m \quad \text{l/min} . \quad (141)$$

Stiindu-se domeniul de reglare a vitezei mesei (din cartea mașinii) $v_{\min} = 0,35$ m/min și $v_{\max} = 6$ m/min, rezultă:

$$Q_{\min} = 0,37 \text{ l/min}$$

$$Q_{\max} = 6,35 \text{ l/min}$$

b) Calculul variației debitului pentru antrenarea obiectului s-a făcut pe baza cunoașterii domeniului de reglare a turației piesei $n_p = 50 \dots 300$ rot/min, a raportului de transmitere a mișcării de la hidromotor la arborele piesei $i=3$ și a debitului specific a hidromotorului rotativ $q = 0,04875$ l/rotație.

Cu datele de mai sus, rezultă valorile extreme ale debitului pentru antrenarea HMR, adică;

$$Q_{\min} = n_{p\min} \cdot i \cdot q = 50 \cdot 3 \cdot 0,04875 = 7,3 \text{ l/min}$$

$$Q_{\max} = n_{p\max} \cdot i \cdot q = 300 \cdot 3 \cdot 0,04875 = 44 \text{ l/min}.$$

Valorile debitelor pentru diferite viteze v_m și turații n_p au fost trecute în figura 69.

5.2.2. Stabilirea valorilor curenților de comandă i_c în bobinele mobile ale amplificatoarelor electrohidraulice.

Pentru comanda automată a parametrilor v_m și n_p cu ajutorul unui semnal electric se cere ca pe baza domeniilor de variație a debitelor și a caracteristicilor statice a celor două amplificatoare electrohidraulice, să se stabilească limitele între care se impune variația curenților de comandă i_c în bobinele mobile a celor două AEH.

a) Pentru acționarea mesei, valorile i_c în cazul variației debitului calculată mai sus, rezultă din caracteristica statică a AEH1 (fig.60):

$$i_c = 70 \dots 124 \text{ mA}.$$

b) În același mod a fost stabilit domeniul de variație a curenților i_c pentru comanda turației n_p . Se precizează că AEH2 are o caracteristică asemănătoare cu a AEH1, asigurând însă debite mai mari deoarece supapa de descărcare a presiunii SDP2 (fig.68)

este reglată la presiunea de 40 daN/cm^2 , mai mare decât presiunea supapei de descărcare $\text{SDP}(15 \text{ daN/cm}^2)$ din circuitul de alimentare a acționării mesei.

Din caracteristica statică a AFH2, pentru variații ale debitului $Q = 7,3 \dots 44 \text{ l/min}$, a rezultat variații ale curentului de comandă $i_c = 240 \dots 450 \text{ mA}$.

Valorile curenților de comandă i_c , rezultate pentru reglarea debitelor în scopul reglării automate a vitezei v_m și a turației n_p , au fost trecute pe aceeași diagramă (fig.69).

În acest mod au fost stabilite legături directe între valorile componentei F_y și valorile curenților de comandă i_c , date care au stat la baza proiectării elementelor componente ale părții electrice a C.A.

5.2. SCHEMA ELECTRICA BLOC DE COMANDA

La compunerea și realizarea părții electrice a CA s-a avut în vedere două aspecte tehnologice importante și anume: primul se referă la valorile pe care trebuie să le aibă parametrii v_m și n_p la capete de cursă, în sensul că pe aceste porțiuni de capăt ale curselor, unde componenta reală F_y are valoarea zero, nu se impun creșteri exagerate a turației piesei și vitezei mesei, întrucît la reintrarea pietrei în material ele trebuie readuse la valorile de lucru. Creșterea exagerată a parametrilor v_m și n_p la sfîrșitul curselor duce la creșterea forțelor de inerție la capete de cursă și la șocuri cînd piatra pătrunde în material, cu efecte negative asupra preciziei de prelucrare; al doilea aspect este legat de necesitatea modificării variației turației n_p a piesei și în funcție de faza de rectificarea (degroșare sau finisare). La trecerea de la faza de degroșare la cea de finisare, avansul longitudinal s_1 se micșorează (ceea ce în planul n_p 0 v_m al algoritmului (fig.69) se reprezintă prin drepte cu $\beta = \text{constant}$ ce trec prin origine), impunînd o creștere corespunzătoare a turației n_p .

Pe baza celor de mai sus, a schemei de principiu a CA (fig.43), a algoritmului, a elementelor studiate și a ciclului de lucru al mașinii BK3, a fost concepută schema părții electrice a C.A. prezentată în figura 70.

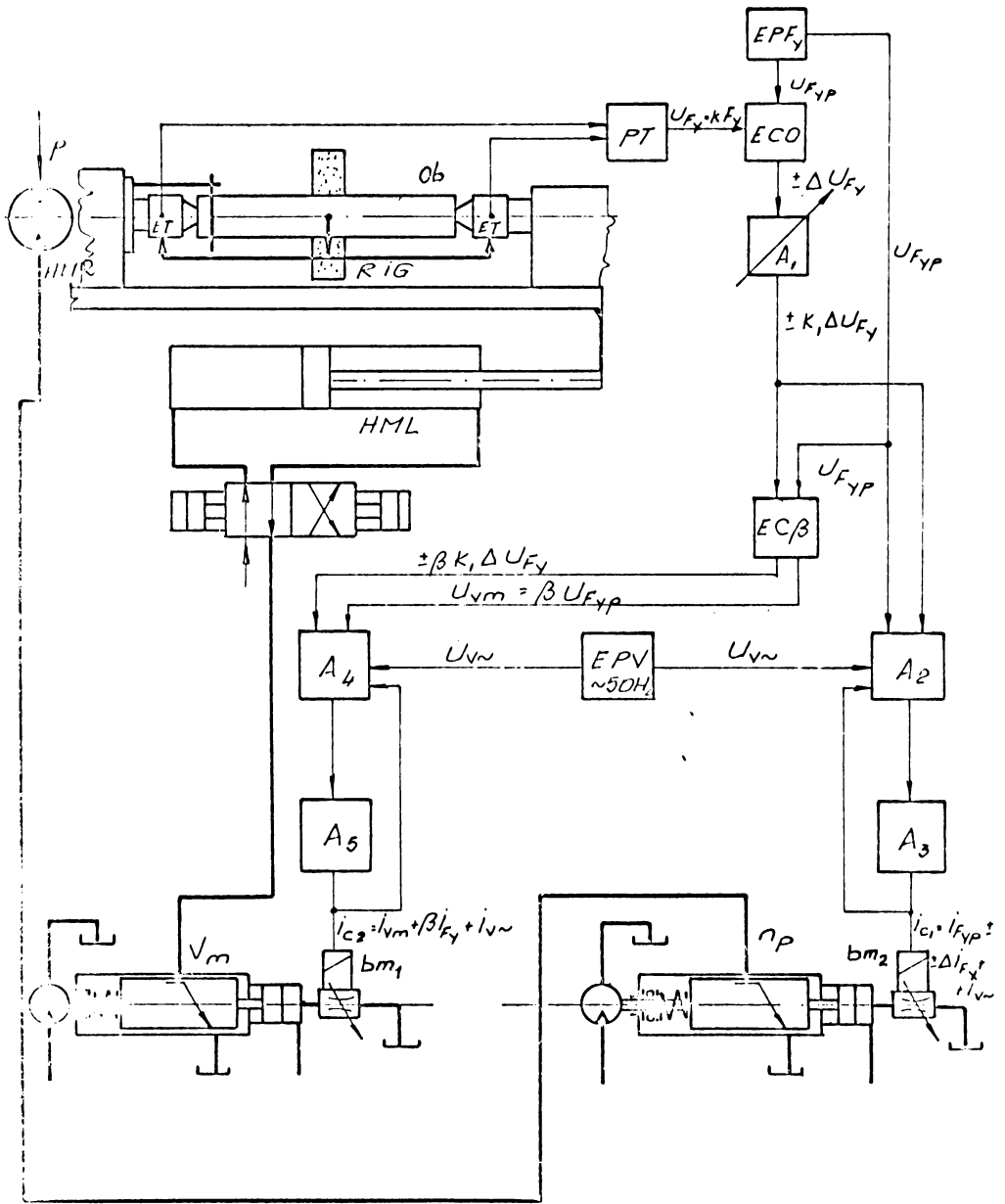


Fig.70. Schema electric bloc C.A.

Elementele componente ale schemei sînt următoarele: elementele traductoare ET, puntea tensometrică PT (tip UM111) elementul electronic de comparare ECO, elementul de programare a forței E_{PF}_y , amplificatoarele A_1, A_2, A_3, A_4 și A_5 , elementul de corecție a turației n_p a piesei $EC\beta$, în funcție de faza de rectificare, degroșare sau finisare, element de alimentare cu curent alternativ EFV și în final bobinele mobile ale amplificatoarelor electromagnetice bm_1 și bm_2 .

Modul de funcționare. Înaintea începerii prelucrării, funcție de precizia de prelucrare, calitatea suprafeței, și rigiditatea STE se stabilește valoarea forței F_y de referință care se introduce manual sau automat în elementul de programare a forței E_{PF}_y . Valoarea forței de referință după ce este transformată în semnal electric U_{Fyp} se transmite simultan atât la ECO cît și la cele două bobine mobile: la bobina bm_2 prin amplificatoarele A_2 și A_3 , iar la bobina bm_1 prin $EC\beta$ (prin care se stabilește raportul corect între v_m și n_p la faza de degroșare și finisare) și amplificatoarele A_4 și A_5 . În acest fel curenții de comandă i_c din bobinele mobile asigură parametrii v_m și n_p de funcționare a subansamblurilor mașinii la capetele de cursă și în primele momente de pătrundere a pietrei în material. Acești parametri au valori mai mari decît cei în faza de lucru, deoarece pe aceleași canale se transmite și rezultatul comparării ΔU_{Fy} care din cauza lipsei forței reale are valoare maximă. Această situație este favorabilă din punct de vedere tehnologic, întrucît se reduc timpii la mersul în gol al mașinii.

Pe măsura pătrunderii pietrei în material componenta reală F_y crește, semnalul electric proporțional cu valoarea acesteia U_{Fy} care iese din puntea PT, pătrunde în ECO în care se compară cu valoarea de referință. Deoarece rezultatul comparării ΔU_{Fy} este mai mic decît în fazele de funcționare în gol se produce o micșorare a parametrilor v_m și n_p , astfel încît să se mențină egalitatea între componenta reală și cea de referință a forței de rectificare.

Se observă deci, că în regim staționar de funcționare, caz în care cele două componente au aceleași valori, reglarea parametrilor regimului are loc prin circuitul paralel cu ECO, prin care se introduce forța de referință în sistem, la cele două bobine mobile.

În regimurile tranzitorii, provocate de neuniformități ale adaosului de prelucrare, de variații ale durității materialului, componenta reală F_y va varia și ea, iar în urma comparării din comparator va rezulta tensiunea $\pm \Delta U_{F_y}$ care se va transmite simultan prin cele două canale la bobinele mobile bm_1 și bm_2 corectînd astfel valorile parametrilor v_m și n_p astfel încît să se mențină egalitatea între cele două forțe.

Reacția inversă generală RIG a C.A. se realizează prin procesul de lucru și STE.

Sensibilitatea sistemului de C.A. poate fi variată prin variația coeficientului de amplificare a amplificatorului A_1 .

Fotografia părții electronice a C.A. este prezentată în figura 71. Se observă complexitatea redusă a părții electronice a acestei CA, spre deosebire de alte încercări pe plan mondial și a căror posibilități sînt mult mai reduse. Realizată și prin componente moderne (circuite integrate, etc), simplitatea este rezultatul unor prelucrări și experimentări succesive. Prin ea se asigură tehnologicitatea CA în ansamblu și eficiența ei indiscutabilă, respectiv a mașinei în comparație cu varianta cunoscută.



Fig.71. Partea electronică a C.A.

5.2.1. Calculul coeficientului de amplificare a instalației electrice.

Determinarea coeficientului de amplificare este necesară pentru proiectarea elementelor componente a părții electrice a C.A.

În principiu este necesar să se determine raportul dintre tensiunea necesară bobinelor mobile care să permită prelucrarea cu anumiți parametri v_m și n_p la o forță de referință dată și dintre tensiunea care ia naștere la ieșirea din elementele traductoare sub acțiunea aceleiași forțe.

Dat fiind faptul că pe tot domeniul de variație al încălzirii coeficientul de amplificare își păstrează aceeași valoare, în cele ce urmează, acesta se va determina pentru $F_y = 10 \text{ daN}$.

a) Determinarea tensiunii la ieșirea din elementele traductoare.

Se consideră forța aplicată la mijlocul piesei, deci asupra fiecărui vîrf, considerat ca o bară incastată la un capăt (fig. 72a) acționează, forța $\frac{F_y}{2} = 5 \text{ daN}$.

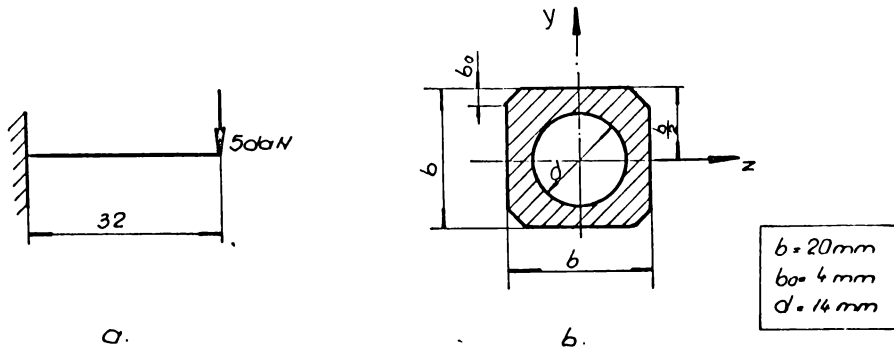


Fig.72 Solicitarea și secțiunea vîrfului tensometric.

Valoarea tensiunii e_T la ieșirea din punte avînd în vedere modul de amplasare a traductoarelor este după [31]

$$e_T = \frac{k \xi e}{4} \quad (142)$$

în care: $k = 1,75$ constanta traductorului rezistiv;

ξ = alungirea specifică;

$e = 2V$ tensiunea de alimentare a traductorului.

Pentru determinarea valorii e_{η} trebuie calculat efortul σ și valoarea ϵ , în acest scop se folosește schița 72 a și b din care rezultă modul de încărcare al vârfului precum și aria secțiunii în porțiunea de incastrare.

Valoarea momentului de inerție determinată pentru secțiunea respectivă este

$$I_z = I_y = \frac{b^4}{12} - \frac{\pi d^4}{64} - 4 \left[\frac{b_0^4}{36} + (b - \frac{1}{3} b_0)^2 \cdot \frac{b_0^2}{2} \right] \quad (143)$$

Înlocuind dimensiunile reale date în figura 72 și efectuând calculele rezultă $I_z = I_y = 0,190 \text{ cm}^4$.

Modulul de rezistență are valoarea,

$$W_z = \frac{I_z}{y_{\max}} = 0,190 \text{ cm}^3.$$

$$\text{Efortul unitar } \sigma = \frac{M_i}{W_z} = \frac{5}{0,190} = 26,3 \text{ daN/cm}^2.$$

Avînd valoarea lui σ se poate determina mărimea alungirii

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{26,3}{2,15 \cdot 10^6} = 1,22 \cdot 10^{-5}$$

Înlocuind valorile de mai sus în relația (142) se obține valoarea tensiunii

$$e_{\eta} = \frac{1,75 \cdot 1,22 \cdot 2 \cdot 10^{-5}}{4} = 1,07 \cdot 10^{-5} \text{ V.}$$

Avînd în vedere că la fiecare vîrf sînt cîte două traduc-toare (unul lucrînd la întindere iar celălalt la compresiune) și că sînt două vîrfuri simetrice semnalul obținut crește de cca 4 ori, adică

$$e_{\text{tot}} = 4,28 \cdot 10^{-5} \text{ V.}$$

Din diagrama algoritmului rezultă că pentru o prelucrare de degroșare ($\beta = 0,8$) valorile curenților de comandă în bobinele mobile ale amplificatoarelor electrohidraulice sînt:

- pentru reglarea vitezei mesei v_m , $i_{cv_m} = 98 \text{ mA}$

- pentru reglarea turației piesei n_p , $i_{cn_p} = 340 \text{ mA}$

Avînd în vedere că bobinele mobile au aceeași rezistență $R = 25 \Omega$, rezultă valorile tensiunilor necesare pentru comanda amplificatoarelor electrohidraulice,

$$U_{v_m} = R i_{cv_m} = 2,4 \text{ V}$$

$$U_{n_p} = R i_{cn_p} = 8,62 \text{ V}$$

In final rezultă coeficienții de amplificare a puterii de
 $k_{v_m} = 57.200$ și $k_{n_p} = 200.000$.

Instalația electrică concepută poate realiza un coeficient de amplificare electric total maxim de 10^6 ori.

In timpul încercărilor experimentale cei mai corespunzători coeficienți de amplificare la care s-a deosebit o funcționare stabilă a mașinii și cu sensibilitate suficientă au fost

$$k_{v_m} = 60200 \quad k_{n_p} = 198.000.$$

6. INCERCARILE EXPERIMENTALE

În urma încercărilor experimentale a elementelor de automatizare studiate, a compunerii părților hidrostactice și electrice a C.A., în laboratorul catedrei Tehnologia Construcției de Mașini de la Facultatea de Mecanică din cadrul Institutului Politehnic „Traian Vuia” a fost montată C.A. pe mașina de rectificat tip BK3 de fabricație maghiară.

Montajul de laborator a întregii instalații, în două vederi se observă în fotografiile din figura 73 a și b.

În fotografia 73 a se observă hidromotorul rotativ orbital OMP50 montat în păpușa obiectului, pentru antrenarea acestuia, iar în fotografia 73 b forma pieselor pe care au fost executate încercările experimentale.

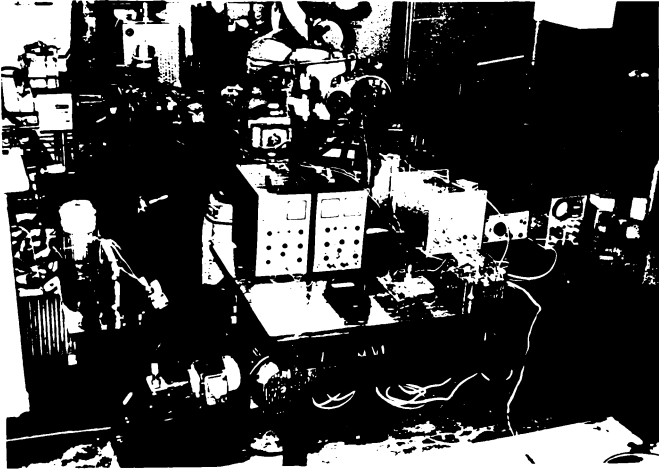
La partea din spate a mașinii, în dreptul păpușii pietrei se observă AEH1 (pentru reglarea vitezei mesei v_m), iar în dreptul păpușii obiectului AEH2 (pentru reglarea turației n_p a piesei). Ambele amplificatoare sînt dispuse în poziția verticală, de altfel poziția lor normală de funcționare.

În jurul amplificatoarelor electrohidraulice au fost amplasate grupurile formate din cîte un motor electric, pompă și supapă de siguranță sau descărcare a presiunii necesare pentru comanda acestora, pentru antrenarea turbinelor și pentru acționarea obiectului.

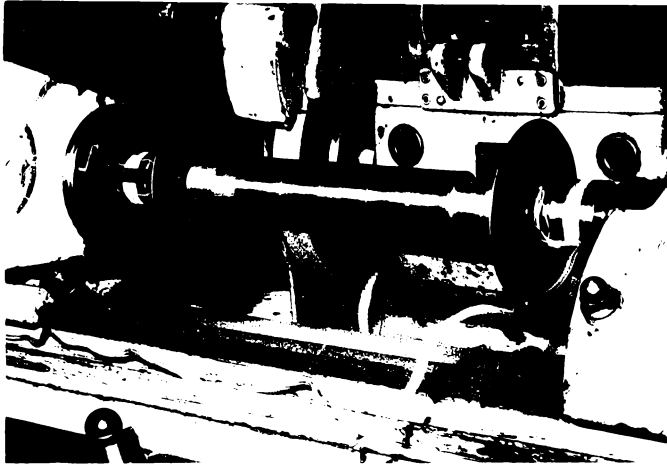
Legăturile între diferitele elemente hidrostactice au fost realizate cu conducte flexibile.

Instalația electrică se observă mai bine în fotografia din figura 74. Pe lângă partea arătată în figura 71, se observă puntea UM 111, osciloscopul de serviciu EO 101, sursele duble de tensiune I 4102 și aparatele indicatoare.

Întreaga instalație este un montaj de laborator pentru determinarea valorilor optime a unor parametri și pentru experimentarea soluției în ansamblu. Volumul CA definitive, pentru o mașină oarecare, devine mult mai mic asigurînd în același timp performanțe superioare.

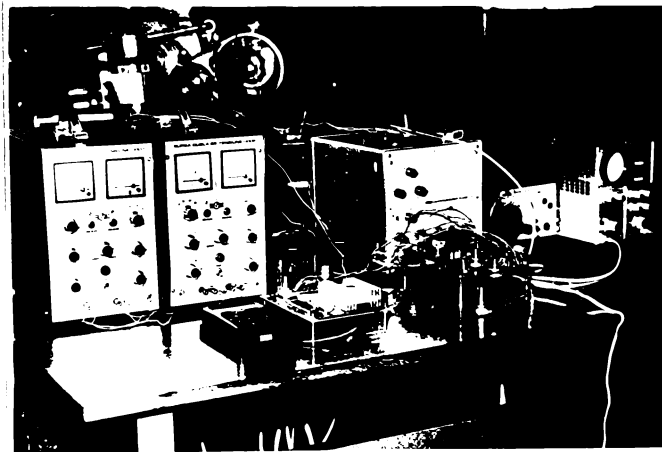


a.



b.

Fig.73. Fotografii ale montajului de laborator a C.A.



0.1. OBIECTIVELE SI METODOCA PROIECTARILOR.

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 aibă stabilitate cât mai bună în funcționare, sensibilitate suficientă și rapiditate de reacție cât mai mare, iar pe de altă parte confirmarea practică a legilor teoretice stabilite la deducerea algoritmului precum și determinarea performanțelor privind precizia de prelucrare, rugozitatea suprafeței și capacitatea productivă a mașinii.

Înainte de începerea operațiilor de reglaj întreaga instalație, electrică, electronică și hidrostatică a fost adusă la regimul normal termic de funcționare.

În vederea reglării sistemului, astfel ca acesta să funcționeze după legile algoritmului s-a procedat după cum urmează: mașina a fost pornită în gol și s-a introdus în sistem tensiunea de referință $U_{F_{yp}} = 83 \text{ mV}$, corespunzătoare unei forțe radiale $F_y = 10 \text{ daN}$. În același timp piesa era prinsă între vîrfurile dinamometrice și executa mișcările necesare procesului de rectificare. Cu mașina în această stare s-a încărcat piesa după direcția componentei F_y cu o forță egală cu 10 daN . În acest mod întreaga CA se găsea în condițiile similare unei rectificări cu o forță $F_y = 10 \text{ daN}$.

În continuare, menținînd încărcarea de mai sus, au fost reglate pozițiile sertarelor amplificatoarelor electrohidraulice AEM1 și AEM2 (fig.68) prin intermediul arcurilor A (fig.51) astfel încît să se obțină $v_m = 4,1 \text{ m/min}$ și $n_p = 150 \text{ rot/min}$. Conform algoritmului cu valori concrete (fig.69), pentru $\beta = 0,8$. Viteza v_m de deplasare a mesei a fost calculată pe baza cunoașterii cursei și a timpului rezultat prin cronometrare. Turația piesei a fost măsurată cu ajutorul unui tahometru.

Cu mașina și C.A. astfel reglate s-a trecut la determinarea concretă a parametrilor v_m și n_p la diferite valori ale componentei F_y (între $1...16 \text{ daN}$, la degroșare, $1...4$ la semifinisare și $0,5...2$ la finisare), respectiv pentru diferite valori ale lui β . Diferite valori ale componentei F_y au fost realizate cu ajutorul unui dinamometru cu arc.

În urma prelucrării rezultatelor au fost trasate curbele reprezentate cu linii *cu pătrate* în figura 69, în care cu linii continue sînt reprezentate curbele teoretice.

Concordanța, cu mici abateri, dintre rezultatele teoretice cu cele obținute prin experiențe confirmă justetea teoriei pentru stabilirea expresiilor algoritmului. Abaterile existente, sub 10%, se datoresc neliniarităților introduse de amplificatoarele electrohidraulice, erori ce pot fi eliminate prin executarea unor modele mai perfecționate de AEH-uri.

Pentru determinarea performanțelor, sub aspect tehnologic, s-a utilizat aceeași piatră ca și ^{la} stabilirea influenței parametrilor regimului asupra componentelor, forțelor de așchiere (pag.45) precum și aceeași piesă (care se vede în fotografia din fig.73b) confecționată din OLC45, în stare călită. Pentru efectuarea încercărilor au fost folosite 6 asemenea piese. Construcția fiecăreia se caracterizează prin rigiditate, relativ mare, porțiuni de ieșire ale pietrei la capete de cursă și posibilități de montare pe ele a unor apărătoare pentru ca lichidul de răcire să nu pătrundă la traductoarele rezistive.

Încercările propriu-zis au fost efectuate în perioada de mijloc a durabilității pietrei, aceasta fiind apreciată după valoarea înscrisă în [58] .

Obiectivele urmărite din punct de vedere tehnologic, au fost următoarele:

- menținerea constantă a s_1 la diferite regimuri de lucru și variația rugozității;
- precizia de prelucrare de-a lungul piesei;
- capacitatea de producție a mașinii cu C.A.

Înainte de începerea încercărilor prin așchiere au fost eliminate abaterile de formă ale piesei prin reglarea corespunzătoare a poziției mesei superioare (care susține cele două pânuri) a mașinii de rectificat. Măsurarea dimensiunilor s-a făcut cu un micrometru.

Având în vedere că, asupra unei piese s-au făcut mai multe măsurători, la începutul fiecăreia determinării, au fost eliminate erorile de la încercarea precedentă prin intermediul fazei de destindere, astfel încât următoarea încercare putea fi considerată că s-ar fi executat asupra unei alte piese.

6.2. REZULTATELE ÎNCERCĂRILOR

6.2.1. Menținerea constantă a avansului longitudinal s_1

În vederea determinării variației s_1 , s-au efectuat încercări variind atât valoarea forței de referință F_{yp} cât și adâncim.

oprire și, ne rază. Rezultatele măsurătorilor și respectiv valorile calculate ale avansului longitudinal s_1 sînt trecute în tabelul 2.

Tabelul 2.

F_y daN	Jungimea cursei mm	s_t $\mu\text{m}/\text{cursă}$ și rază	sec	v_m m/min	n_p rot/min	s_1 mm/rot	Obs.
4	300	5	9,3	1,94	131	14,8	
		10	10,5	1,71	118	14,6	
		15	12,9	1,4	94	14,8	
		20	16	1,12	73	15,4	
		25	20	0,65	45	14,4	
6	300	5	10,8	1,66	110	15,2	
		10	11,1	1,62	106	15,3	
		15	18	1,39	95	14,7	
		20	13,2	1,36	87	14,6	
		25	18	1,00	65	15,4	
8	300	5	6	3,00	194	15,2	
		10	6,2	2,9	192	15,1	
		15	7,2	2,5	168	14,8	
		20	8,4	2,15	142	15,2	
		25	10,1	1,78	120	14,8	
		30	11,2	1,6	108	14,7	
10	300	5	6	3,0	195	15,4	
		10	6	3,0	195	15,4	
		15	7,8	2,31	156	15,65	
		20	9	2,0	134	14,9	
		25	11	1,64	110	14,85	
		30	13	1,39	93	15,1	
		35	15,7	1,14	76	15,15	
12	300	10	6	3,0	196	15,3	
		20	8,8	2,05	136	15,1	
		30	12,2	1,47	98	15,1	
		40	15,5	1,16	78	14,9	
14	300	10	6	3,0	195	15,4	
		20	8,3	2,17	144	15,05	
		30	11,3	1,59	105	15,1	
		40	13,3	1,35	90	15,02	

În tabel se observă o variație relativ mică a avansului longitudinal cuprinsă între -4% și +4,03%, ceea ce demonstrează o funcționare bună a C.A. din acest punct de vedere.

6.2.2. Rugozitatea suprafeței

Suprafața piesei înaintea fiecărei determinări a avut aproximativ aceeași rugozitate și egală $R_a \approx 1,5 \mu\text{m}$ obținută printr-o rectificare de degroșare.

Rugozitatea a fost măsurată cu rugozimetrul tip 6102, fabricat de firma Brüel și Kjaer.

Suprafața cu rugozitatea dată mai sus a fost rectificată cu diferite regimuri, respectiv diferite valori F_y . După prima trecere a fost măsurată rugozitatea în mai multe puncte de-a lungul piesei precum și după mai multe direcții radiale. Măsurătorile au fost efectuate perpendicular pe traiectoriile granulelor abrazive lăsate pe piesă.

Valorile forțelor F_y cu care s-a lucrat, parametrii regimului și valorile medii ale rugozităților R_a obținute sînt trecute în tabelul 3.

Tabelul 3

F_y daN	v_m m/min	n_p rot/min	s_l mm/rot	s_t m/cursă și rază	R_a m	Obs.
4	1,4	94	14,8	15	0,61	
	1,12	73	15,4	20	0,58	
6	1,39	95	14,7	15	0,82	
	1,36	87	16,6	20	0,65	
8	2,5	168	14,8	15	0,85	
	2,15	142	15,2	20	0,65	
10	2,31	156	14,9	15	1,1	
	2,0	134	14,85	20	0,98	
12	2,65	177	14,8	15	1,15	
	2,05	136	15,1	20	0,90	
14	2,75	192	14,4	15	1,1	
	2,17	144	15,05	20	1,0	

Din tabel rezultă că odată cu creșterea componentei F_y crește și înălțimea asperităților, la aproximativ același avans s_l , ceea ce se explică prin faptul că odată cu creșterea forței F_y

granulele pătrund mai adânc în material, crescând astfel înălțimea asperităților. Aceasta este important de reținut.

La aceleași valori ale forței F_y și ale avansului longitudinal s_1 , însă la viteze de deplasare mai mici ale mesei și adâncimi mai mari rezultă că rugozitatea scade. Fenomenul își găsește explicație în aceea că în timpul executării unei deplasări ale mesei egală cu avansul longitudinal (la viteze mai mici ale mesei) piatra execută pe această porțiune un număr de rotații mai mare, îmbunătățind calitatea suprafeței chiar dacă adâncimea de rectificare crește. Fenomenul nu este clarificat complet și necesită cercetări mai ample.

6.2.3. Precizia de prelucrare

Încercările de precizie au fost efectuate asupra aceluiași piese. Înaintea fiecărei încercări au fost eliminate abaterile de la forma cilindrică a piesei prin intermediul fazei de destindere. Atât înainte încercării cât și după, măsurarea dimensiunilor s-a făcut în 3 puncte și anume: la 35 mm de la capete, în apropierea pârâușii mobile P_m , în apropierea pârâușii obiectului P_o și la mijlocul M al piesei.

Verificarea preciziei s-a făcut lucrându-se cu un avans transversal $s_t = 20 \mu m$, pe rază, la toate regimurile, în două cazuri și anume;

- a) când componenta F_y ia diferite valori însă se păstrează constantă tot timpul de-a lungul piesei;
- b) când componenta F_y a fost variată manual în lungul piesei. Instalarea manuală a forței s-a făcut ținând cont de rigiditatea STE (studiată anterior), deci pe bază de raționamente a preciziei.

Rezultatele măsurărilor sînt trecute în tabelul 4,

Din datele conținute în tabelul 4, rezultă că în cazul variației componentei F_y precizia de prelucrare crește în medie de 2...3 ori, față de prelucrarea cu forță constantă și aceasta numai la o realizare manuală a variației.

Instalarea automată a forței F_y crează condiții de obținere a unei precizii dimensionale chiar mai înalte, ceea ce evidențiază încă o dată, rezervele CA.

Tabelul 4

Rectif.	F_y daN		4	6	8	10
cu F_y constantă	Dimensiunea măsurată după preluc- rare în mm	P_m	53,075	52,700	52,480	52,365
		M	53,070	52,690	52,475	52,361
		P_{ob}	53,070	52,689	52,470	52,352
Rectif. cu F_y variabil	F_y daN	P_m	2	2	4	4
		M	4	4	8	8
		P_{ob}	7	9	18	18
	Dimensiunea măsurată după preluc- rare în mm	P_m	53,110	52,746	52,570	52,365
		M	53,108	52,745	52,570	52,364
		P_{ob}	53,108	52,742	52,573	52,369

Rectificările obișnuite, cu parametrii reglați constanți se situează, din punct de vedere al preciziei, sub posibilitățile prelucrărilor cu forță $F_y = \text{constantă}$.

6.2.4. Capacitatea de producție

S-a determinat la rectificarea acelorăși piese, plecând de la aceleași condiții inițiale, adică la începutul fiecărei determinări, forma piesei de-a lungul axei sale a fost cât mai precisă posibil. Abaterile de conicitate s-au încadrat în toleranțe de $\pm 3 \mu\text{m}$. În acest mod erorile de calcul a capacității de producție 0, exprimate în mm^3/min au fost practic neglijabile.

Capacitatea de producție s-a determinat în două situații și anume: fără CA și cu CA. În plus s-a urmărit în timpul încercărilor precizia de prelucrare și calitatea R_a a suprafeței.

În cazul rectificării fără C.A. stabilirea parametrilor regimurilor de rectificare pentru fazele de degroșare și finisare s-a făcut pe baza normativelor MICM, adaosul de prelucrare admis fiind de 0,24 mm pe diametru din care 80% s-a propus a se elimina la faza de degroșare iar 20% la faza de finisare.

Pe baza cunoașterii diametrului inițial a piesei a adâncimilor de aşchiere la degroşare și finisare și a valorilor adaosurilor de prelucrare s-a determinat numărul de curse necesare pentru ambele faze, așa cum se procedează în mod obișnuit. Pe mașină au fost instalate valorile v_m și n_p rezultate din calcul.

Determinarea timpului de rectificare la cele două faze s-a făcut prin cronometrare.

Parametrii de aşchiere, rezultatele măsurătorilor (efectuate de cca 3 ori) și valorile capacităților de producție la degroşare Q_d și finisare Q_f sînt trecute în tabelul 5.

Încercarea în condițiile CA s-a făcut admitînd același adaos de prelucrare, repartizat pentru fazele de degroşare și finisare ca și la prelucrarea fără CA. Mărimile forțelor de referință au fost alese pe baza cunoașterii relațiilor dintre parametrii de aşchiere și a forței F_y , cercetate în paragraful 3.2.3.

Știînd că mașina cu CA elimină posibilitățile de supraîncălzire și că în faza de pătrundere se necesită timp pînă cînd avansul transversal s_t reglat devine aproape egal cu cel real, din cauza deformațiilor STE, la prima trecere folosind CA s-a lucrat cu un avans transversal de 4 ori mai mare, iar trecerile de degroşare și finisare cu un avans transversal de două ori mai mari. În acest mod s-a creat condițiile de trecere, relativ rapid, la vitezele maxime de îndepărtare a adosului de prelucrare, avansul transversal reglat devenind egal cu avansul transversal real. A fost posibil în acest mod să se reducă numărul de curse duble de la 14 fără CA la 6 cu CA.

Parametrii de lucru, rezultatele măsurătorilor și valorile capacităților de producție la degroşare Q_d și finisare Q_f sînt trecute în tabelul 6.

Din analiza rezultatelor conținute în cele două tabele rezultă următoarele:

a) În urma efectuării trecerilor de degroşare și finisare prevăzute inițial, în ambele cazuri de prelucrare, adaosul de material îndepărtat a fost în medie de 200 μ m față de cel prevăzut 240 μ m. Această neconcordanță se datorește deformației STE.

b) Capacitatea productivă Q_d la degroşare, în cazul rectificării fără CA, este mai mică decît Q_f la finisare, și aceasta tot din cauza deformațiilor STE. Acest lucru face ca, în caz concret,

Tabelul 5

=====				
Adaosul de material				
efectiv îndepărtat				
în μm pe diametru				
=====				
	$s_t \frac{\mu\text{m}}{\text{cursa și rază}}$	10	10	10
Degroșare	n_p rot/min	100	100	100
	$v_m \frac{\text{m}}{\text{min}}$	2,4	2,4	2,4
	Nr. curse	10	10	10
	$s_l \frac{\text{mm}}{\text{rot}}$	24,5	24,5	24,5
	$s_t \frac{\mu\text{m}}{\text{cursă și rază}}$	5	5	5
Finisare	n_p rot/min	200	200	200
	$v_m \frac{\text{m}}{\text{min}}$	2,1	2,1	2,1
	Nr. curse	4	4	4
	$s_l \frac{\text{mm}}{\text{rot}}$	20	20	20
Capacitate productivă $\frac{\text{mm}^3}{\text{min}}$	Q_d	2360	2150	2570
	Q_f	3650	3030	3830
	Q_{tot}	6010	5180	6400
Precizie degroșare mm	P_m	50,206	49,952	49,818
	M	50,195	49,950	49,815
	P_o	50,192	49,942	49,810
Precizie finisare	P_m	50,118	49,886	49,730
	M	50,125	49,878	49,727
	P_o	50,120	49,876	49,725
R_a m	Degroșare	1,6	1,5	1,65
	Finisare	1,5	1,4	1,45
Timpul	Degroșare	68,7	68,5	69
	Finisare	27,4	27,2	27,1
=====				

INSTITUTUL
TEHNIC
"A
TRALĂ

Adaosul de material efectiv îndepărtat în m pe diametru				
		200	200	200
Regim aşchiere pătrun- dere	$s_t \frac{\mu m}{\text{cursă și rază}}$	40	40	40
	F_y daN	12	12	12
	Nr curse	1	1	1
Regim degroșare	$s_t \frac{\mu m}{\text{cursă și rază}}$	20	20	20
	F_y daN	12	12	12
	Nr. curse	3	3	3
Regim finisare	$s_t \frac{\mu m}{\text{cursă și rază}}$	10	10	10
	F_y daN	8	8	8
Capacitate productivă $\frac{mm^3}{min}$	Q_d	4750	4730	4610
	Q_f	3240	3940	3910
	Q_{total}	7990	8670	8520
Precizia degroșare mm	P_m	49,608	48,950	48,773
	M	49,606	48,950	48,768
	P_{ob}	49,603	48,945	48,768
Precizie finisare mm	P_m	49,540	48,910	48,722
	M	49,536	48,906	48,720
	P_{ob}	49,536	48,905	48,718
R_R m	Degroșare	1,4	1,5	1,45
	Finisare	0,8	0,9	0,94
Timpul s	Degroșare	38,6	37	38
	Finisare	27,9	26	26,2
	Total	66,5	63	56

componenta medie a forței de rectificare F_y să fie, în toate cazurile cînd se lucrează ^{prin} metoda obișnuită la valori frecvente ale adaosului de prelucrare, mai mică decît valoarea medie a aceleiași componente la finisare. Această situație are influență negativă asupra preciziei de prelucrare și asupra duratei fazei de destindere.

c) La rectificarea folosind CA se observă că $Q_d > Q_f$ ceea ce este de fapt rațional.

d) Capacitatea productivă medie a mașinii cu CA, la faza de degroșare, este de cca 1,98 ori mai mare decît a mașinii fără CA, în timp ce la faza de finisare capacitatea medie de producție a mașinii cu CA a rezultat aproximativ egală cu a mașinii fără CA.

e) Preciziile de prelucrare rezultate, sînt mai mari în cazul rectificării cu CA de cca 2,2 ori la faza de degroșare și de cca 1,57 ori la faza de finisare față de prelucrarea fără CA. Se precizează că la rectificarea cu CA s-a lucrat cu forță constantă, după cum rezultă de altfel din tabelul 6.

f) Calitatea suprafeței R_a , după fazele de degroșare în ambele cazuri a rezultat aproximativ aceeași în schimb după faza de finisare, la rectificarea cu CA valoarea lui R_a a fost de cca 1,6 ori mai mică decît la prelucrările fără CA. Acest lucru se datorește faptului că în cazul prelucrării fără CA, la faza de finisare componenta F_y avînd, în ultima trecere, o valoare foarte apropiată de valoarea aceleiași forțe la ultima trecere de degroșare, granulele abrazive și-au redus relativ adîncimea de așchiere ceea ce a făcut să se obțină o rugozitate cu ceva mai mică.

6.3. Concluzii comparative

Avantajele sintetizate, rezultate în urma încercărilor, a mașinii de rectificat BK3 cu CA, față de aceeași mașină fără CA sînt:

- precizia de prelucrare crește de cca 2...3 ori;
- capacitatea medie de producție crește de cca 1,43 ori;
- rugozitatea suprafeței se îmbunătățește de cca 1,6 ori.

Aceste avantaje cît și rezervele existente privind îmbunătățirea preciziei de prelucrare în cazul instalării automate a valorii componente F_y în cîmpul bidimensional al mașinii, și a reducerii duratei fazei de destindere, justifică indiscutabil realizarea mașinilor de rectificat cu CA. Se adaugă că eficiența economică a mașinii-unelte cu CA este mai ridicată respectiv costul operației de prelucrare este mai mic.

7. CONCLUZII GENERALE

1. În ultimii ani pe plan mondial se desfășoară, intense cercetări în scopul cunoașterii mai profunde a procesului de rectificare în deosebi pentru ca concluziile desprinse să poată servi la conceperea și realizarea unor mașini de rectificat cu CA cât mai eficiente atât sub aspectul calității pieselor prelucrate cât și a creșterii capacității de producție a acestora. Se duc totodată intense cercetări pentru a se stabili soluțiile concrete de realizare a CA respective.

2. Procesul de rectificare este relativ complex atât datorită numărului mare de factori participanți în proces cât și datorită variației caracteristicilor așchiitoare ale granulelor abrazive chiar în cursul unei operații. Cuprinderea tuturor factorilor și a modificărilor lor în expresii matematice care să servească la calculul parametrilor optimi de rectificare este o problemă deocamdată imposibilă. Ca urmare, actualmente, nu se pot încă cunoaște valorile efective și deci și cele optime ale parametrilor regimului de rectificare.

3. Factorii care impun realizarea mașinilor de rectificat cu C.A sînt în strînsă legătură cu îmbunătățirea indicilor de calitate a pieselor rectificate (precizie dimensională, de formă, de calitate a suprafeței), cu mărirea capacității de producție, cu reducerea posibilităților de supraîncărcare a mașinii și a consumului de energie, Aceste aspecte originale sînt tratate pe larg în prezenta lucrare.

4. S-a efectuat analiza critică a CA pentru mașinile de rectificat, pe plan mondial, a performanțelor obținute cu acestea, rezultînd concluzii clare referitoare la construcția pe care trebuie să o aibă o mașină de rectificat cu C.A concluzii pe baza cărora s-au elaborat soluțiile din prezenta teză.

5. Studiarea amănunțită a metodologiilor actuale de stabilire a parametrilor regimurilor de rectificare a scos în evidență că prin acestea se obțin valori orientative ale parametrilor de așchiere ale forțelor și puterilor, mai mari decît valorile reale ale acestora. Neconcordanța dintre parametrii de așchiere calculați și cei reali se datorește deformațiilor STE care în plus

duce și la micșorarea preciziei de prelucrare. La rectificare fenomenul se evidențiază mai mult decât la celelalte procedee, întrucât deformăția STE reprezintă o cotă relativ mai mare din adâncime a stratului de material îndepărtat la o trecere.

6. Studiarea regimului de rectificare în condițiile existenței CA a scos în evidență următoarele:

- posibilitate compensării influențelor produse de rigiditatea STE în scopul îmbunătățirii preciziei dimensionale și de formă a rugozității suprafeței și creșterii capacității productive;
- evitarea posibilităților de supraîncărcare peste limita admisă a mașinii și evitarea creșterii temperaturii, în zonele de contact dintre piatră și obiect, peste valorile admisibile, ca urmare a variației adâncimii de așchiere sau a dărității materialului;
- reducerea totală a volumului de timp necesar tehnologiilor pentru calculul parametrilor regimurilor de așchiere;
- posibilitatea controlării obiective a durabilității pietrei abrazive;
- viteza periferică a pietrei de rectificat se recomandă a fi cât mai mare, fără însă a depăși valoarea maximă admisă de piatră.

7. Valorile componentelor F_z și F_y determinate experimental sînt mai mici decât valorile calculate cu ajutorul formulelor (3). Această neconcordanță se datorește deformației STE. Fenomenul este mai accentuat în fazele de pătrundere a pietrei în material. Rezultă de aici că la stabilirea parametrilor de așchiere la rectificare, în întreprinderile constructoare de mașini, ar trebui să se țină seama de rigiditatea STE pe care se execută prelucrarea ceea ce însă este foarte dificil fără o CA. Aceasta este o sursă pentru creșterea capacității productive a mașinii.

Cercetările experimentale, executate de autor, au arătat de asemenea că valorile componentelor F_z și F_y sînt influențate în mai mare măsură de viteza v_m de deplasare a mesei (fig.26a,b,c,d,e) și mai puțin de turația n_p a piesei (6g). Practic, din graficele de mai sus rezultă că obținerea unor anumite valori ale celor două componente este posibilă prin modificarea corespunzătoare a vitezei v_m .

La prelucrările de pătrundere componentele forței F_z și F_y depind de valorile avansului transversal (fig.26f).

8. Durata ciclului de rectificare poate fi redusă prin tensionarea în timp scurt a STE la o valoare necesară, respectiv admitându-se la prima trecere a fazei de pătrundere un avans transversal de cca 2...4 ori mai mare decât avansul în faza stabilă a regimului de rectificare și prin reducerea duratei fazei de destindere. Aceasta din urmă este posibilă numai dacă la sfârșitul celei de a doua faze (cu avans transversal constant) erorile de formă ale piesei sînt foarte mici, ceea ce se obține numai prin variația componentei F_y în câmpul bidimensional al mașinii.

9. Studiile teoretice și experimentale ale rigidității mașinii au demonstrat că aceasta variază în lungul axei mașinii, stabilindu-se pentru cazul concret al mașinii, BK3 valorile rigidității statice ale subansamblelor componente: păpușa mobilă, păpușa obiectului și a subansamblului arbore principal. În acest sens, în cadrul lucrării s-a elaborat o metodă simplă pentru determinarea rigidității statice a mașinilor de rectificat rotund exterior.

Datorită variației rigidității mașinii în lungul axei sale rezultă că la prelucrările cu parametrii de așchiere reglați constanți nu este posibilă obținerea unei precizii ridicate a dimensiunilor și formei piesei. Această precizie ridicată poate fi obținută numai prin modificarea corespunzătoare a componentei F_y astfel ca raportul F_y / J_{STE} să rămână tot timpul constant. Plecînd de la această idee a fost dedusă relația originală (34) dintre componenta F_y , rigiditățile subansamblelor j_o , j_m , rigiditatea piesei, rigiditatea subansamblului principal și a pietrei, deformația y_a admisă de precizia de prelucrare și deplasarea x în lungul piesei, pe baza căreia se pot obține, printr-o CA, piese foarte precise.

10. Rugozitatea suprafeței rectificate rezultă în urma fazei de destindere și depinde de rugozitatea înaintea acestei faze, de durata fazei de destindere, de starea suprafeței pietrei, de proprietățile materialului de prelucrat, de vibrații și de regimul de corecție al pietrei.

11. În urma analizei CA pentru mașini de rectificat, pe plan mondial, și a studiilor teoretice și experimentale amănunțite a procesului de rectificare s-a admis ca mărime de referință

în CA, componenta F_y . Avantajele alegerii acesteia constau în:

- posibilitatea măsurării ei în procesul de lucru;
- controlul prin intermediul ei a deformațiilor din STE, deci precizia de prelucrare;
- dependența cantității de material îndepărtat, (capacitatea de producție) de gradul de tensionare a STE, deci și de valoarea componentei F_y .
- posibilitatea modificării parametrilor regimului de rectificarea prin intermediul componentei F_y și invers.

12. S-au demonstrat expresiile matematice originale ale algoritmului rectificării cu avans longitudinal (relațiile 48) și cu avans de pătrundere (relațiile 56), arătându-se posibilitatea comandării automate a doi parametri ai regimului și anume: a vitezei v_m a mesei și a turației n_p a obiectului la prelucrările cu avans longitudinal și a turației n_p și a vitezei v_f la prelucrările prin pătrundere, în funcție de componenta F_y , admisă ca mărime de referință.

13. Algoritmul dedus a permis conceperea schemei de principiu (fig.43) a unei CA pentru mașinile de rectificat rotund exterior între vîrfuri, în cazul prelucrărilor cu avans longitudinal, care permite comanda automată a doi parametri v_m și n_p , funcție de mărimea de referință F_y .

14. Elementele traductoare (vîrfurile dinamometrice și elementul manometric), concepute, studiate, realizate și încercate de autor s-au dovedit a fi corespunzătoare, atît din punct de vedere static cît și dinamic, în realizarea CA pentru mașini de rectificat. Cele mai mari avantaje le are, din acest punct de vedere, elementul manometric care nu reduce posibilitățile tehnologice a mașinii, însă pentru a putea fi folosit, arborele pietrei de rectificat trebuie să fie susținut hidrostatic.

15. Din studiul posibilităților de reglare automată a parametrilor v_m și n_p funcție de componenta F_y , cea mai favorabilă s-a dovedit aceea care utilizează ca element de reglare amplificatorul electrohidraulic. Acesta necesită puteri de comandă foarte reduse.

Dat fiind faptul că pentru acesta nu existau relații matematice și o metodică de proiectare care să permită construcția cu dimensiuni optime și care totodată să satisfacă indicii impuși întregului element, lucrarea conține o rezolvare originală a problemelor de mai sus, confirmată de rezultatele încercărilor experimentale.

Caracteristicile amplificatorului electrohidraulic, (pag. 125), proiectat prin metodica și formulele deduse de autor, sînt la nivelul caracteristicilor elementelor de reglare de acest tip și de aceeași mărime, fabricate de firmele specializate AEG și BEXPROT.

În cazul concret a CA concepute, AEH îndeplinește funcția de servoregulator de viteză. El însă poate avea utilizări mult mai generale în mașinile cu acționări și comenzi hidrostatice, inclusiv în sistemele de urmărire.

16. Antrenarea obiectului cu hidromotor rotativ de tip orbital model OMP50 s-a dovedit avantajoasă atît sub aspectul creșterii indicilor de calitate a rectificării (precizie dimensională, calitate a suprafeței) cît și a posibilității de reglare automată, mai simplă și mai economică, a turației piesei în lăbrite mai largi. De-asemena gabaritul hidromotorului rotativ este mult mai redus (de cca 3-4 ori) decît a motorului electric de antrenare.

17. Completările noi aduse acționării hidrostatice a mașinii BK3 în vederea înzestrării ei cu C.A. sînt relativ puține, iar în cazul reprojectării unei mașini de rectificat pentru a o realiza cu CA, partea hidrostatică a CA se îmbină funcțional cu acționările hidrostatice ale acestuia, rezultînd în final, blocuri hidrostatice de comandă și reglare mai compacte și cu performanțe dinamice superioare.

18. Partea electrică originală a CA asigură îndeplinirea funcțiilor tehnologice impuse, este realizată cu elemente electrice de nivel tehnic corespunzător și tot odată, este ăftină, ocupînd un volum relativ mic.

19. Comanda adaptivă (fig.73), realizată și studiată experimental, concepută conform algoritmului și cu ajutorul elementelor de automatizare studiate și încercate, a demonstrat în cadrul încercărilor următoarele:

- a) confirmarea practică a teoriei privind deducerea algoritmului (fig.69);
- b) avansul longitudinal s_1 s-a menținut relativ constant, avînd abateri care s-au încadrat în cca $\pm 4\%$ (tab.2);
- c) precizia de prelucrare a piesei prinse între vîrfuri, la prelucrarea cu F_y variabil în lungul piesei a fost

- de cca 2...3 ori mai mare decât în cazul prelucrării cu F_y constant;
- d) rugozitatea R_a a suprafeței la sfârșitul fazei de finisare, în cazul rectificării cu CA a fost de cca 1,6 ori mai mică decât R_a la sfârșitul aceleiași faze obținută prin rectificarea fără CA;
 - e) capacitatea de producție a mașinii a crescut în cazul prelucrării cu CA în medie de 1,4 ori, față de capacitatea de producție a aceleiași mașini, în aceleași condiții de lucru, fără CA.

20. S-a soluționat problema unei CA pentru mașini de rectificat de tipul celor care se produc la noi, comandă care este superioară puținelor exemple cunoscute pînă în prezent pe plan mondial, prin faptul că reglează doi parametri avînd elemente și performanțe superioare. Costul mașinii de rectificat cu CA, rezultă cu cca 35.000 lei mai ridicat decât al mașinii de rectificat de acelaș model fără CA., și aceasta la o ridicare a performanțelor dată mai sus. Eficiența CA este astfel mai mult decât evidentă.

BIBLIOGRAFIE

1. Acerkan, N.S. și - Metallorejușcie stanki, vol I și vol II
Izdatel'stvo Mașinostroenie, Moskva 1965
2. Balacșin, B.S. - Samopodnastrai vaiușceisia stanki.
Izdatel'stvo, „Mașinostroenie” Moskva
1965. Izdnie 1-e.
3. Balacșin, B.S. - Samopodnastrainai ușceisia stanki.
Izdatel'stvo „Mașinostroenie”, Moskva
1968, Izdanie 2-c.
4. Balacșin, B.S. - Idem, Moskva, 1970, Izdanie 3-ș.
5. Balacșin, B.S. - Idem, Moskva, 1974, Izdanie 4-e.
6. Bazrov, D.M. - Vîbor: sposoba adaptivnogo upravlenia
protessom mehaniceskoï obrabotki de-
talei. In: Stanki i instrument, nr.8
1974.
7. Bașta, T.M. - Mașinostroitelinaia gidraulica,
Moskva 1963.
8. Boangiu, Gh. - Contribuții la reglarea automată a regi-
mului de așchiere la mașinile de frezat
universale. Teză doctorat, Universitatea
Brașov 1970.
9. Botez, E. - Mașini-unelte, vol.II .Automatica,
Editura tehnică, București, 1972.
10. Botez, E. - Mașini-unelte, vol.III, Organologia și
dinamica, Editura tehnică, București, 1973.
11. Budigan, N. - Automatizări și telecomenzi. Editura di-
dactică și pedagogică, București, 1968.
12. Buzdugan, Gh, M. Blumenfeld - Tensometria electrică rezistivă,
Editura tehnică, București, 1966.
13. Călin, S., Belea, C. - Sisteme automate adaptive și optimale.
Editura tehnică, București, 1971.

14. Deacu, L. și a. - Fremd und selbsterregte Schwingungen beim Aussenrundeinsteckschleifen.; Industrie Anzeiger, nr 51, 19.06.1973.
15. Dodon, E. - Asupra reglării automate a regimului de aşchiere. Teză de doctorat, Institutul Politehnic, Bucureşti, 1962.
16. Dodon, E. - Maşini-unelte, curs Fac.Mec.I.P.T.V.T.
- 8 17. Dodon, E., Urdea, G. - Studiu privind comanda adaptivă la maşinile de rectificat rotund exterior între vîrfuri. Contract cu I.M.U.A. Bucureşti, 4.IX.1973.
18. Dodon, E., Urdea, G., Vonica, C. - Studiu asupra dezvoltării actuale pe plan mondial a maşinilor-unelte cu comandă adaptivă. Contract de cercetare ştiinţifică. Beneficiar I.C.P.M.U.A. Bucureşti, 1971.
19. Dodon, E. - C.A. a maşinilor-unelte. Catedra T.C.M. I.P.T.V.T.
20. Dodon, E., Urdea, G. - Analiza sistemelor actuale de reglare automată a regimurilor de lucru (comenzi adaptive) la maşini de rectificat. Catedra T.C.M. I.P.T.V.T.
21. Dodon, E., Urdea, G. - Despre principalii parametri ai amplificatoarelor electrohidraulice cu transformator electromecanic. Comunicată la „Sesiunea de comunicări a lucrărilor ştiinţifice de colaborare cu producţia”. 31.05.1969. Institutul Politehnic Timișoara
22. Dodon, E., Urdea, G., Nica, C. - Element traductor pentru variațiile de presiune în sistemele hidraulice ale maşinilor-unelte. In: Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic Timișoara, Tomul 13 (27), ianuarie-iunie 1968 pag.67-74.

23. Dodon, E., Urdea, G., Nica, C. - Stand pentru încercarea paratajului hidraulic din acționările mașinilor-unelte: In: Buletinul științific și tehnic al Institutului politehnic Timișbara Tom 14(28) ianuarie-iunie 1969, pag.201-207
24. Dodon, E., Urdea, G. - Studiul parametrilor regimurilor de aşchiere la rectificare în condițiile automate. Catedra T.C.M. I.P.T.V.T.
25. Dreucean, A. - Mașini-unelte și prelucrări prin aşchiere - Editura didactică și pedagogică București, 1968.
26. Duca, Z. - Bazele teoretice ale prelucrărilor pe mașini-unelte. Editura didactică și pedagogică, București, 1969.
27. Duca, Z. - Așchierca metalelor, Partea II Operațiile de prelucrare prin aşchiere. Litografia și tipografia învățământului, București, 1957.
28. Ernst, I. și Stern, H. - Sisteme automate hidraulice. Traducere din limba engleză S.U.A., Editura tehnică, București, 1968.
29. Ernst, V. - Hidroprinod i ego promislennoe primeneni (trad.din l. engleză) Moskva, 1963.
30. Hamar, F. - Rectificarea profilurilor pe mașini de rectificat plan. Traducere din limba cehă, Editura tehnică, București, 1963.
31. Harris, C., M., Crede, C., E. - Socuri și vibrații, vol. I, Editura tehnică, București, 1968.
32. Horung, A. - Einfluss der schwingungsamplitude auf die Standzeit von Schleifscheiben. In: Werkstatt und Betrieb, nr.104, 1971, p. 711-712.
33. Horung, A. - Präzisionssteigerung einer Schleifmaschine. In: Werkstatt und Betrieb, nr. 106 (1973) p.383-385.

34. Haghens, F.H., Richards, B.A.- Spannungsmessungen an kunstharzge bundenen Diamantschleifscheiben beim Schleifen von Wolframhartmetall Harnet GG (carboloy 44 A). Diamond Research Laboratory, Johannesburg, Südafrika.
35. Iascerițiu, P.I., Jálnepovici, E.A.- Slifovanie metallov, Minsk, 1970.
36. Jessup, W.F. - D etermination du rendement des rectifieurs. In: Machine-Outil, nr.273 martie 1971  i nr.289 august-septembrie 1972.
37. Kamenetki, G.I. - Slediașcie zolotniki dlia stankov s programnim upravleniem. In: Stanki i instrument nr.5; 1951.
38. Kaminskaia, V.V., Gorodețkii, M.S. i Feldman, M.S.- Sostoianie i tendenții razvitiia adaptivnogo upravleniia In: Stanki i instrument nr.8, avgust 1974.
39. Kalotenkov, W.F. - Adaptiv control bei der Schleifbearbeitung In: Steuerungstechnik, 4(1971), nr.12, p.422-427.
40. König, W., Depiereux, W.- Wie lassen sich Vorschuch und Schnittgeschwindigkeit optimieren. In: Industrie Anzeiger, nr.61, 22.07.1969, p.17...20
41. König, W., Werner, G., Younis, M.A.- Entwicklung von Parametern zur Darstellung des Arbeitsergebnisses beim Schleifen. In: Industrie Anzeiger, nr.34, 23.04.1971, p.763...767.
42. Landberg, F. - Cercetarea procesului de rectificare, In: "Microtechnic" nr.k, 1957.
43. Levin, A.I. - Electroghidravliceskii privod podaci s širokim diapazonom bestupenceatogo regulirovania skorasti; In: Stanki i instrument nr.10; 1964.
44. Levinson, B.A.  i a. - Dinamiceskie electroghidravliceskogo, reguliatora. In: Priborfi i sistemi upravlenia nr.12 din 1967.

45. Livgiț, S. și a. - Adaptivnaia sistema upravlenia tocno-stiu formî poperecinogo secenia detali pri vpezonom glifovanii. In: Stanki i instrument, nr.8,1974.
46. Iurie, G.B. - Vibrația la rectificare. In: Stanki i instrument, nr.6, 1959.
47. Iurie, G.B. - Alegerea criteriului de durabilitate a pietrei de rectificat în legătură cu cerințele de calitate a suprafeței. In: Stanki i instrument, nr.6.
48. Iurie, G.B. - Slifovanie metallov, Izdatelistvo, „Mașinostroenie” Moskva, 1969.
49. Maslov, E.N. - Bazele teoriei rectificării metalelor. Traducere din l.rusă, I.D.T. București 1951
50. Miller, R.C., Sagar, A. - Comanda adaptivă a mașinilor prin analiza zgomotelor produse în timpul aşchierii. In: Machinery, 121, nr.3135, 13 dec. 1972.
51. Mixelikevici, V.N. - Avtomaticheskie sistemî upravlenia poperecinoi podacei pri vnutronnem glifovanii. In: Stanki i instrument, nr.8 1975.
52. Modlin, S. - Traductor manometric. Stanki i instrument nr.7.1958.
53. Nădăgan, St. și a. - Manualul tehnicianului din laboratorul de încercări de metale. Editura didactică și pedagogică. București 1969.
54. Oprean, A și a. - Sistemele hidrostatice ale mașinilor unelte și preselor, Editura tehnică, București, 1966.
55. Pahlitzsch, G., Lange, E. - „Werkstattstechnik und Maschinenbau” 1957, N.5, p.209-216.
56. Penescu, C. și a. - Identificarea experimentală a proceselor automatizate. Editura tehnică, București, 1971.
57. Penescu, T., Petrescu, V. - Măsurarea presiunilor în tehnică. Editura tehnică, București, 1968.

58. Picoş şi a. - Calculul adaosurilor de prelucrare şi al regimurilor de aşchiere, Editura tehnică Bucureşti, 1974.
59. Pleşakov, F.K. - Adaptivnie sistemî upravlenia proţessom ploskogo şlifovania. In: Stanki i instrument nr.8. 1974.
60. Răduleş, R. - Bazele elctrotehnicii. Probleme vol.I Teoria macroscopică a fenomenelor electrice şi magnetice. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1963.
61. Salje, E. - Strategien zur Prozessoptimierung beim Aussenrundeinstechschleifen. In: industrie Anzeiger, nr.51, 19.06.1973.
62. Salfe, M. - Bazele procesului de rectificare. In: „Werkstattechnik und Maschinenbau” II, IV, 1953.
63. Schwaighofer, W. - Ein adaptives wrkzeug system. In: „Werkstatt und Betrieb”, nr.9, sept.1974.
64. Simon, Wilhelm. - Conducerea numerică a maşinilor-unelte, Traducere din limba germană, Editura tehnică, Bucureşti, 1974.
65. Sirotin, A., A şi Avertjev, V., I. - Beskontaktnaia sistema avtomaticeskogo upravlenia şlifovalinîmi avtomatami. In: Stanki i instrument, nr.2.1972.
66. Steţiu, G., Marton, E. - Stabilirea unor principii de bază la studierea procesului de rectificare cu scule abrazive. In: *Buletinul Ştiinţific al I.P.Cluj nr.5, 1962*
67. Takeyama, H. şi a. - Direktmessungen in der Metallbearbeitung. In: Werkstatt und Betrieb, nr.9, 1973.
68. Thormählen, Kl.-H. - Einfluss der Schnittgeschwindigkeit auf den Schleifprozess. In: Industrie Anzeiger, nr.90/91, 26.10.1973.
69. Urdea, G., Radu, I. - Contribuţii la stabilirea regimurilor optime de rectificare a canelurilor arborilor canelaţi. Comunicată la "Sesiunea Ştiinţifică organizată în cinstea celei de a XXV-a Aniversare a Proclama-

70. Urdea, G. - Contribuții teoretice și experimentale privind reglarea automată a regimurilor de aşchiere la rectificarea rotundă exterioară. In: " Comunicările celei de a II-a conferință din domeniul proceselor și utilajelor de prelucrare la rece", 26-27 octombrie 1973.
71. Urdea, G. - Element traductor pentru măsurarea forțelor la rectificarea rotundă exterioară. Comunicată la „Sesiunea științifică dedicată celei de a XXX-a aniversări a eliberării patriei și Congresului al XI-lea al P.C.R., Timișoara 16-18 iunie 1974.
72. Vaida, A. și a. - Mașini-unelte, Editura didactică și pedagogică, București, 1970.
73. Vanek, I. - Avtokolebania pri şlifovanii. In: Stanki i instrument nr.6, 1975.
74. Volk, S.F. și R.P.Chase.- Adaptive controls. In: Machinery and production engineering, 20 iunie, 1973.
75. Dr.Ryuji Wada, Karija,- Adaptive steuerung einer Rundschleifmaschine. In: Werkstatt und Betrieb, vol. 104, nr.6 iunie 1971, pag.391-397.
76. Watanabe, K. - Engineering (Japan) 1957, N2,N3,N4,N5,N6.
77. x x x - Adaptive control grinding machine: Model GON 20 A-C, Catalog, Firma Toyoda Machine Works, LTD.
78. x x x - „Adaptive control” system for churchill roll grinding machine. In: Machinery and Production Engineering, octombrie 2,1968.
79. x x x - Andamento de la macchina utensile U.S.A; In: Macchine. nr.7/8.1974, pag.132.
80. x x x - Comandă sau reglarea adaptivă la mașini-unelte. In: Toyo Kogyo, Co LTD.iulie 1973.
81. x x x - Catalog de elemente hidraulice modernizate I.C.T.C.M.

82. x x x - Electronische Vorschubregelung für schleimaschinen. In: Werkstatt und Betrieb nr.106 (1973).
83. x x x - Instalație de comandă adaptivă geometrică la mașini-unelte. In: "Industrie Anzeiger", nr.87, 20.10.1972.
84. x x x - Mașini de rectificat rotund exterior, Prescripții de precizie STAS 2672-65.
85. x x x - Moteurs hydrauliques et accessoires; Prin- ted in Deumark by Danfoss Litho-1973.
86. x x x - Normative de regimuri de aşchiere și timpi auxiliari ^{pentru} operații de rectificare.M.M.C.M. Uzina de construcții de mașini Reșița 1973.
87. x x x - Reglarea adaptivă a mașinilor-unelte. In: „Automatizări și telecomenzi”,nr.11,1971.
88. x x x - STAS 1590/1971 - Semne convenționale pen- tru aparataje și instalații electrotehnice.
89. x x x - STAS 7145/65 - Semne convenționale - Acționări hidrostatice și pneumostatice.
90. x x x - Teoria reglării automate - Culegere de probleme Editura tehnică, 1964.
91. x x x - Universal messeinrichtung UM 111, UM 131, VEB-RFT-Messelectronik; Dresden.
92. x x x - Une révolution dans la rectification de précision, La „FORCE CONTROLEE”. In: Machine Moderne, fevrier, 1964, p.39...43.
93. x x x - Werkstatt und Betrieb, Nr.2/1971, p.115.

C U P R I N S U L

	pag.
1. INTRODUCERE.....	1
1.1. Locul comenzilor adaptive în dezvoltarea maşinilor-unelte.....	1
1.2. Factorii care impun introducerea comenzilor adaptive la maşinile de rectificat.....	4
2. ANALIZA COMENZILOR ADAPTIVE PENTRU MASINILE DE RECTIFICAT, PE PLAN MONDJAL.....	7
2.1. Probleme generale	
2.2. Comenzi adaptive pentru maşini de rectificat rotund exterior între vîrfuri.....	8
2.3. Comenzi adaptive pentru maşini de rectificat rotund interior.....	15
2.4. Comenzi adaptive pentru maşini de rectificat plan	19
2.5. Comenzi adaptive pentru maşini de rectificat arbori canelaţi.....	20
2.6. Comenzi adaptive pentru automate de rectificat interior inele de rulmenţi.....	22
2.7. Concluzii	24
3. REGIMUL DE AŞCHIERE ÎN CONDIȚIILE COMENZII ADAPTIVE.	27
3.1. Aspecte ale fenomenelor fizice la rectificare..	27
3.2. Analiza metodologiei actuale de stabilire a parametrilor regimului la rectificarea rotundă exterioară între vîrfuri.....	29
3.2.1. Viteza periferică a discului la rectificare	34
3.2.2. Durabilitatea pietrei abrazive și criteriile de durabilitate.....	36
3.2.3. Influența parametrilor regimului de aşchiere asupra componentelor forței de rectificare.....	40
3.2.4. Analiza ciclului de lucru la rectificarea rotundă exterioară, influența fazelor ciclului asupra capacității productive și calității pieselor rectificate.....	48

	pag
3.2.5. Rigiditatea STE în condițiile rectificării... rotunde exterioare între vîrfuri, folosind comanda adaptivă.....	55
3.2.6. Rugozitatea suprafeței.....	66
3.3. Algoritmul rectificării rotunde exterioare între vîrfuri.....	71
3.3.1. Alegerea mărimii de referință.....	71
3.3.2. Algoritmul rectificării rotunde exterioare între vîrfuri.....	73
3.4. Schema de principiu a comenzii adaptive.....	79
4. ANALIZA COMPONENTELOR COMENZII ADAPTIVE.....	82
4.1. Element traductor pentru măsurarea forțelor la rectificare prin variația presiunii în lagărul anterior al arborelui pietrei.....	83
4.2. Element de reglare.....	91
4.2.1. Principalii parametri ai bobinei mobile cu T.E.M.....	93
4.2.2. Determinarea parametrilor principali a păușii hidraulice.....	100
4.3. Antrenarea cu hidromotor rotativ a păușii obiectului.....	125
5. COMANDA ADAPTIVA EXPERIMENTALA.....	132
5.1. Completări ale Schemei hidrostatice a mașinii BK3 în vederea realizării C.A.....	132
5.2.1. Calculul domeniilor de reglare a debitelor...	134
5.2.2. Stabilirea valorilor curenților de comandă i_c în bobinele mobile ale amplificatoarelor electrohidraulice.....	136
5.2. Schema electrică bloc de comandă.....	137
5.2.1. Calculul coeficientului de amplificare a instalației electrice.....	141
6. ÎNCERCĂRILE EXPERIMENTALE.....	144
6.1. Obiectivele și metodica încercărilor.....	146
6.2. Rezultatele încercărilor.....	147
6.2.1. Menținerea constantă a avansului longitudinal s_1	147
6.2.2. Rugozitatea suprafeței.....	149

6.2.3. Precizia de prelucrare.....	150
6.2.4. Capacitatea de producție.....	151
6.3. Concluzii comparative.....	155
CONCLUZII GENERALE.....	156
6. BIBLIOGRAFIA.....	162