

MINISTERUL ÎNVĂȚĂMÎNTULUI ȘI ȘTIINȚEI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VOIA"
TIMIȘOARA

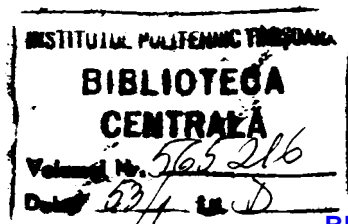
Ing. MIHAI VATAFU

TEZA DE DOCTORAT
COMENȚAREA AUTOMATĂ A BROSILOR
DE PIELUCRARE PE LAZA COMENZII ADAPTIVE

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

COORDATOR ȘTIINȚIFIC
PROF. DR. ING. EUGEN DODON

TIMIȘOARA
1991



PREFAȚA

Construirea unei societăți noi, democratice în România, care să permită integrarea în Europa, presupune un grad corespunzător de dezvoltare a industriei naționale și serviciilor, atât din punctul de vedere al complexității cât și din cel al nivelului tehnic, calitativ și de organizare al acestora. Realizarea cu succes a obiectivelor în sfera industrială și în celelalte domenii de activitate va avea ca rezultat atât creșterea nivelului de trai, cât și asigurarea unei participări tot mai mari a României la activitatea productivă mondială, în cadrul diviziunii internaționale a muncii. Dat fiind că, pe plan mondial, în etapa actuală, caracterul de serie mică și mijlocie se accentuează pe măsura creșterii diversificării produselor industriale, industria constructoare de mașini din România trebuie să acționeze în vederea satisfacerii unor cerințe distincte, cum sînt cele ale producției de serie mică și de eficiență economică sporită.

Una din direcțiile de acțiune ale industriei constructoare de mașini din țara noastră pentru realizarea unor mașini-unelte (MU) cu calități superioare o constituie înzestrarea acestora cu comenzi program și echiparea lor cu sisteme pentru comenzi automate (de detecție a stării sculei, comenzi adaptive, control activ, reinstalare automată la cotă etc).

Această direcție corespunde noilor condiții în care își vor desfășura activitatea unitățile producătoare și prestatoare de servicii și anume: o mare autonomie în adoptarea deciziilor privind organizarea activității, execuția și desfacerea produselor.

Din punctul de vedere al calității unităților respective le revine o răspundere sporită, deoarece trecerea la economia de piață obligă la asigurarea unui anumit nivel calitativ. În caz contrar, unitatea se autoelimină de pe piață.

Conținutul tezei urmărește să aplice, întocmai, ceea ce reiese din considerentele enunțate mai sus, cu privire la crearea de MU modernizate, cu performanțe la nivelul celor existente pe plan mondial, la un preț de cost minim, cu consumuri materiale și energetice specifice cât mai reduse.

Eforturi susținute pentru proiectarea de MU noi, cu caracteristici superioare și pentru modernizarea celor existente, se depun de mulți ani și de colectivul de MU de la Facultatea de mecanică a Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara, colectiv înființat și condus cu succes de conducătorul științific (Prof.dr.ing.

Eugen Dădon), cărui i se aduc sincere mulțumiri și pe această cale, de către autorul prezentei lucrări, pentru atența și competența îndrumare în rezolvarea problemelor tezei.

Autorul mulțumește de asemenea foștilor dascăli de la catedra TCM a Facultății de mecanică din cadrul I.P.T.V.Timișoara și colegilor de la Intreprinderea de Utilaj Greu Craiova, Electroputere și Intreprinderea de avioane Craiova, care l-au sprijinit în elaborarea prezentei lucrări.

De asemenea mulțumește D^lui ing.Kőleş Ioan Emeric, din cadrul colectivului de MU, pentru sprijinul în concretizarea ca schemă a majorității blocurilor electronice care intră în componența sistemului de măsurare și de compensare.

1. INTRODUCERE

După cum se cunoaște din literatura de specialitate [41,100], precizia unei piese prelucrate prin aşchiere într-una sau mai multe operații depinde de influența unor factori care acționează în timpul prelucrării curente și de influența acelor factori care au apărut în timpul prelucrării, la prinderile sau în operațiile precedente.

Factorii care influențează asupra preciziei în timpul prelucrării curente a piesei se știe că sunt: precizia geometrică, deformațiile termice ale diverselor părți componente ale U , piesei de prelucrat și seulei, uzura seulei aşchietoare, deformațiile elastice ale sistemului tehnologic elastic (STE), deformațiile piesei din cauza tensiunilor interne existente în semifabricat de la elaborarea acestuia, erorile de reglare la dimensiune a U , vibrațiile ce apar în timpul prelucrării, erorile de bazare care apar la aşezarea pieselor în dispozitiv sau pe masa U în vederea prelucrării, erorile care apar la prinderea pieselor.

Dintre factorii care au apărut în timpul trecerii precedente și influențează asupra preciziei în trecerea curentă se amintesc: variația adăosului de prelucrare și erorile de formă ale piesei.

Considerând că precizia geometrică a U se înscrie în toleranțele prescrise, principalii factori care influențează precizia pieselor în timpul trecerii curente se pot împărți în două grupe: întâmplători și sistematici. Din grupa factorilor întâmplători fac parte: neuniformitatea adăosului de prelucrare, variația durității materialului și temperatura piesei în prelucrare, erorile de instalare, variația tensiunilor interne ale semifabricatului. Din categoria factorilor sistematici se amintesc: schiabarea rigidității STE în timpul dimensiunii al piesei, uzura dimensională a seulei, deformațiile termice, erorile S.D.V-urilor.

Toți acești factori - întâmplători sau sistematici - au ca efect apariția de erori dimensionale și de formă pe suprafața pieselor prelucrate care pentru a fi îndepărtate necesită prelucrări suplimentare, cu implicații negative asupra capacității de producție și a prețului de cost.

Cunoscând anticipat sau în timpul prelucrării modul de evoluție al erorilor, acestea pot fi compensate manual sau automat.

Soluția ideală de compensare a erorilor de prelucrare la aşchiere, s-ar baza pe măsurarea cotelor piesei cu un aparat de control activ. Cu ajutorul unor sisteme de reglare automată, cu buclă închisă, având determinate cotele piesei, măsurate în fiecare moment al prelucrării de către elementul traductor, respectiv aparatul de control activ, se pot obține în final, ca mărimi de execuție, deplasări ale verigii executante a NU față de cota înscrisă și realizată, deplasări prin care se pot compensa erorile de prelucrare. Lipsa unor aparate de control activ pentru diametrul strunjii n-a permis, până acum, răspândirea acestei soluții ideale de compensare a erorilor de prelucrare prin aşchiere. Precizarea aceasta este necesară întrucât studiul prezentei lucrări se referă la operația de strunjire pe strunguri normale de mărime mijlocie.

Majoritatea sistemelor de reinstalare automată la cotă, denumite și de compensare automată, măsoară intermitent sau continuu poziția tășelilor sculei după care comandă NU și aceasta efectuează un microavans transversal în vederea compensării erorii produse de uzura sculei.

În această lucrare se urmărește studierea, conceperea, realizarea și încercarea unui sistem combinat de compensare automată, pe baza comenzii adaptive (CA) a regimului de aşchiere, a erorilor de prelucrare datorate deformațiilor elastice ale STE precum și a erorilor provocate de uzura sculei, la strunjirea pe strunguri normale, unde intervine rigiditatea STE. Compensarea erorilor datorate deformațiilor STE, pe lângă cele produse de uzura sculei, constituie un factor de noutate și un element de progres tehnic.

Intrucât o serie de erori depind de forța de aşchiere și aceasta la rândul ei de regimul de aşchiere și cum C.A. poate instala automat regimul de aşchiere, s-a dedus că pe baza CA se poate comanda compensarea automată a erorilor produse de deformația STE. Aceste raționamente au stat la baza lucrării.

Se știe că uzura sculei duce la creșterea forței de aşchiere și că anumite sisteme de comandă adaptivă (SCA), măsurând această forță, dispun de posibilitatea evidențierii variației forței de aşchiere cu uzura sculei. Prin urmare s-ar putea introduce CA la compensarea erorilor datorate uzurii sculei. Există ceretări în acest domeniu, dar algoritmul se apreciază ca fiind complicat și soluția costisitoare, motiv pentru care în teză se recurge la măsurarea directă a uzurii.

Rezolvările au fost concretizate pe o nouă concepție de strung normal, cu structură nouă, al cărui proiect a fost elaborat de conducătorul științific și colectivul său, respectiv de MJ, din cadrul I.P.T.V. Timișoara.

În concluzie, construcția mașinilor-unelte care au și CA, cu sisteme de compensare automată a erorilor de prelucrare, ar constitui o perfecționare a acestora și ea are drept scop creșterea preciziei de execuție a pieselor așchiate, precum și reducerea costului de prelucrare al acestora.

2. RIGIDITATEA ȘTE ȘI UZURA SCULRI -SURSE LE ERORI SISTEMATICE.

2.1. Rigiditatea ȘTE.

În general în literatură în cazul strungurilor normale (SN), valorile rigidității se dau numai la mijlocul lunginii piesei prelucrate, știindu-se că acolo este deforțarea maximă și deci cu ea se poate simplifica, aproape precizia minimă. În realitate trebuie ținut cont de faptul că rigiditatea $R_N(M_{SN})$, deci fără rigiditatea piesei supusă prelucrării, este variabilă în timpul de prelucrare al MJ, adică în lungul ghidajelor și perpendicular pe acestea. Astfel se știe că R_{SN} are valori diferite lângă păpușă fixă, la mijlocul lunginii piesei prelucrate și lângă păpușă mobilă, în fiecare din aceste secțiuni R_{SN} fiind influențată de diametrul la care se află în așchiere vârful ouțitului - evident în limitele domeniului de lucru al MJ respective. Dacă se cunosc rigiditățile subansamblelor componente se poate calcula R_{SN} . Se știe că între R_{SN} și rigiditățile subansamblelor lui există relații stabilite în [33,34].

Variația R_{SN} în lungul piesei supusă prelucrării este diferită pentru cele 3 moduri de prindere: combinat, în universal și între virfuri. Deoarece viitorul MJ este centrul de prelucrare din celule flexibile pentru serie mică, fie MJ specializată pentru producția de serie mică și de masă, prinderea între virfuri nu mai corespunde gradului de automatizare sperit și nici unei rigidități mai ridicate a ȘTE-ului. Ca urmare în cele ce urmează, se vor lua în considerare numai prinderea combinată și în universal.

Ca privire la rigiditatea piesei supusă prelucrării se menționează că și ea depinde de modul de prindere, de lungimea l și diametrul d al piesei, de mărimea forței aplicate, de punctul de aplicație al acesteia, etc. La prinderea combinată așcheta maximă este în general la mijlocul lunginii piesei, iar la prinderea numai în arborele

principal (AP) este la capătul liber, piesa fiind solicitată cu o grindă încustrată.

Deoarece la prelucrarea prin strunjire sînt relativ rare cazurile în care piesa se prelucurează are un singur diametru, în [125] sub îndrumarea conducătorului științific a fost studiată și stabilită, ecuația fibrei medii deformate la piese de tipul arborilor în trepte pentru cele trei moduri de prindere, ținînd cont de majoritatea factorilor care intervin și pot fi luați în calcul în momentul de față. La prelucrarea pieselor de tip disc prinse în universal și la care se execută strunjiri frontale, rigiditatea este influențată de diametrul la care acționează componentele forței de așchiere, în special cea axială, rămîine perpendiculară tot timpul pe suprafața așchiată, precum și de consola, forma și dimensiunile corpului cuțitului de strung.

Rigiditatea sculei se consideră în raport cu deformațiile ei, în ipoteza că U, piesa și dispozitivul de prindere sînt absolut rigide. Si în cazul sculei interesează deformațiile în direcțiile radiale, la strunjirea longitudinală, deoarece acestea dau naștere la principalele erori de prelucrare, iar la strunjirea transversală interesează deformațiile perpendiculare pe suprafața respectivă, deci axiale.

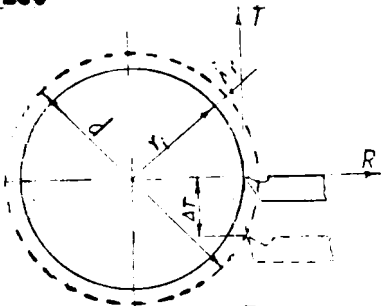


Fig. 2.1

Deformațiile $d \rightarrow \delta$ și $r \rightarrow r'$ țin se gteii la suprafața prelucrată cu o influență foarte mică asupra preciziei de prelucrare. Aceste rezultă din fig. 2.1. unde se vede că scula se deplasează după un arc de cerc, dar pentru simplificarea calculului săgeții se consideră că virful sculei se mișcă după tangentă la arc de cerc, eroarea introdusă ca urmare a acestei aproximații fiind extrem de mică.

Se observă din figură că la o deplasare a virfului cuțitului cu mărimea ΔT , după direcția tangențială, eroarea Δr apărută pe piesă se determină conforma [41,99].

Pentru a face o comparație între erorile provocate de o deplasare a virfului cuțitului în direcție tangențială și deplasarea cu aceeași viteză în direcție radială se consideră o piesă cu $d=90$ mm.

La o viteză $\Delta T = 0,3$ m/s rezultă $\Delta r = \frac{\Delta T^2}{d} = \frac{0,3^2}{90} = 0,001$ mm.

Deci virful cuțitului se deplasează după direcție radială cu 0,3 mm, raza r_1 a suprafeței se va mări tot cu 0,3 mm. Calculînd raportul $0,3/0,001 = 300$, rezultă că influența deformațiilor sculei

(și ale STR) în direcție normală pe suprafațe care se prelucresc este de 300 ori mai mare, la diametrul considerat, decât a deformațiilor în direcție tangențială, ceea ce permite ca acestea din urmă să fie neglijate.

La strunjirea frontală, sub acțiunea forțelor de aşchiere, pe lângă săgeata de încovoiere a oușitului, apare și una de torsiune, care poate influența planitatea și cota suprafeței prelucrate.

La tabelul 2.1. s-au calculat aceste deformații pentru cotele valeri ale componentei tangențiale (F_t) considerând un oușit încovoiat (fig. 2.2) cu dimensiunile de 25 x 25 și lungimea în consolă $l = 30$ mm. Calculurile deformațiilor s-au efectuat ținând cont și de influența celorlalte componente ale forței de aşchiere. Așa după cum

se precizează în [45], atunci când unghiul principal de aşchiere $\alpha = 45^\circ$, componenta radială devine egală cu cea axială $F_a = F_r = 0,66 F_t$. Dacă unghiul $\alpha > 45^\circ$ (ca în cazul oușitului cu care s-au efectuat determinările în cadrul tezei, subcap. 6.2.3.2), atunci componenta F_a devine mai mare decât cea radială F_r , acestea calculându-se

Tabelul 2.1

F_t [N]	500	10000	15000
$\Delta\varphi$ [min]	0,275	4,22	6,42
f_0 [μ m]	1,5	30,5	45,5
f_1 [μ m]	0,66	13	19,5
f_{tot} [μ m]	2,16	43,5	65,3

astfel: $F_r = (0,63 \dots 0,1) F_t$ și $F_a = (0,63 \dots 0,87) F_t$. Rezultă că unghiul α exercită o influență importantă asupra raportului dintre componente axială și radială ale forței de aşchiere, atunci când ceilalți parametri ai procesului de aşchiere rămân nemodificați. Calculul săgeții de încovoiere a oușitului s-a făcut ca la o grindă încostreată sub acțiunea componentei F_t . Cât privește torsiunea, având în vedere cele precizate, din fig. 2.2.b. se vede că F_t torsiunează corpul oușitului rotindu-l în sensul acelor de ceasornic, iar componenta F_a îl rotește în sens trigonometric. Considerând cazul cel mai dezavantajos, când $F_a = 0,63 F_t$, momentul de torsiune resultant se aplică asupra oușitului din fig. 2.2., ce calculează cu relație $M_t = F_t (l_1 - 0,63 \cdot C_1)$ [daNm] ($l_1 = 2,45$ cm; $C_1 = 0,95$ cm). Unghiul de torsiune se calculează cu relația $\Delta\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_0}$ [rad], unde G este modulul de elasticitate transversal (ptr. oțel s-a considerat $G = 8,1 \cdot 10^5$ daN/cm² iar I_0 este momentul polar de inerție ($I_0 = 0,141$ h⁴ cm⁴).

După cum se observă din tab. 2.1., cel mai mare unghi dintre săgeata la torsiune f_0 și cea la încovoiere f_1 este de 6,42 min. (corespunzând la $F_t = 15.000$ J) fapt ce a permis ca cele două săgeți să se însumeze algebric ca și cum ar acționa împreună pe direcția

la suprafața
tangentei strunjită și evident în același sens.

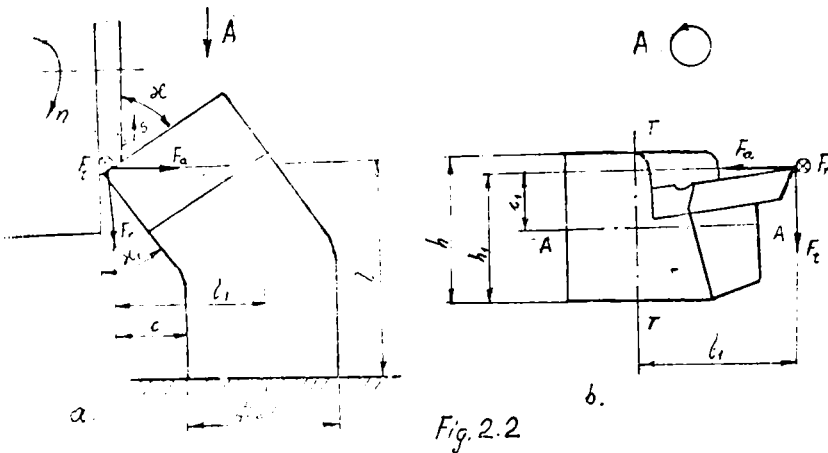


Fig. 2.2

Deformațiile sculei așchietoare jescă un rol important la strunjirea interioară și la slezere pe mașini de slezat, așa după cum se vede în fig. 2.3, reproducă după [8]. La prelucrarea slezajelor relativ adânci, prinderea în consolă a sculei așchietoare, în mod obișnuit este cea mai slabă verigă a ȘTE și rigiditatea ei redusă limitează regimurile de așchiere. În privința rigidității dispozitivului de prindere a piesei sau a sculei, literatura de specialitate consideră importante modul de montare al scosterii și calitatea ajustajelor. Astfel rigiditatea universalului montat pe arborele principal al strungului depinde de precizia ajustajului conic dintre universal și capătul arborelui principal și de lungimea consolei pe care se aplică forța.

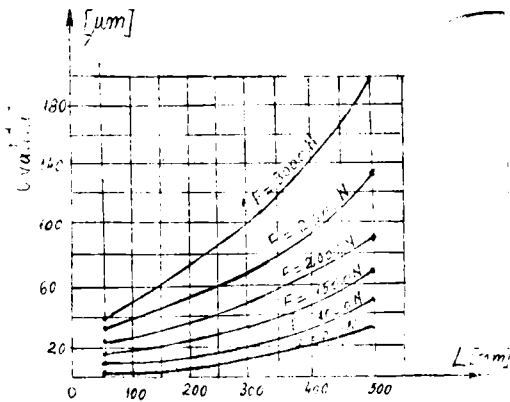


Fig. 2.3

Deformația Δ_{STE} a ȘTE ca un întreg, se observă la vârful sculei, pe suprafața piesei supusă prelucrării. Această deforțare este urmare a rigidității finite a ȘTE. În lucrarea [125], sub îndrumarea aceluiași conducător științific, folosindu-se valorile rigidităților tehnologice, determinate experimental pe subansamblele U de I.C.P. L.U.A. București, s-a ișpus ca deforțarea ȘTE să fie constantă (e, l va) și în această ipoteză

se observă la vârful sculei, pe suprafața piesei supusă prelucrării. Această deforțare este urmare a rigidității finite a ȘTE. În lucrarea [125], sub îndrumarea aceluiași conducător științific, folosindu-se valorile rigidităților tehnologice, determinate experimental pe subansamblele U de I.C.P. L.U.A. București, s-a ișpus ca deforțarea ȘTE să fie constantă (e, l va) și în această ipoteză

s-au calculat și trasat grafic curbele F_{tr} , la un strung model SF630 NC+AC, pentru cele trei moduri de prindere. S-a dezvoltat în [125] că deformația STE se obține constantă în lungul piesei strunjite numai dacă forța de aşchiere evoluează după o curbă identică de altfel cu cea a $R_{I_{STE}}$. Prin urmare familiile de curbe ale F_{tr} prezentate în [125], pentru diametre variind între 50 și 350 mm și lungimi ale piesei cuprinse între 400 și 1600 mm, prinderea combinată și pentru diametrele din gama de valori între limitele $\phi = 50-400$ mm și lungimi ale piesei variind între 50 și 400 mm la prinderea în AP, pot fi considerate ca fiind grafice ale $R_{I_{STE}}$, în condițiile respective, translatate sub graficele corespunzătoare ale forței cu o valoare ce se calculează cu relația cunoscută $\Delta = F_t / \pi I_{STE}$. Este știut faptul că rigiditatea STE diferă de la un strung la altul și în general de orice M , de același tip și mărire, chiar în cazul unor M noi. Explicația constă în aceea că îmbinările subansamblelor au jocuri diferite în cadrul toleranțelor prescrise pentru acestea. Pe parcursul exploatării rigiditatea M se micșorează. S-a considerat utilă o verificare a modului cum evoluează curbele de rigiditate la altă construcție de strung. Pentru aceasta, la prinderea combinată s-au făcut determinări pe 2 strunguri tip SMA500, unul aflat în dotarea unui laborator, unde a fost exploatat un număr mic de ore fără să suporte nici un fel de reparație timp de 10 ani, notat în continuare strungul A și altul care a fost exploatat, în 3 schimburi, timp de 11 ani, aflat într-o întreprindere industrială, suportând mai multe reparații curente și capitale, notat strungul B. Rigiditatea strungului A variază de la 3140 daN/mm la păpușa mobilă situată la 850 mm de universal, până la 18600 daN/mm, la 50 mm de becurile universalului. Strungul B are 1250 daN/mm la păpușa mobilă și 2160 daN/mm la universal.

La prinderea în universal a unei probe cu raportul $l/d=4$, rigiditatea STE, la un alt strung tip SMA500 notat cu C, variază de la 75 daN/mm la 400 mm de universal, până la 190 daN/mm lângă becurile universalului. Rigiditatea axială a strungului A la prinderea în universal a unei piese de tip disc la care $l/d=0,19$, variază de la 54,5 daN/mm la diametrul de 245 mm, până la 530 daN/mm măsurată la diametrul de 68 mm.

Concluzia care se desprinde în urma determinărilor experimentale: alinierea curbelor de rigiditate, la strungul SMA500, este în linii mari aceeași cu cea a strungului SF630 NC+AC, studiat în [125]. Valorile concrete sunt însă diferite.

2.2. Uzura sculei.

Pentru precizia de prelucrare, cea mai importantă este uzura radială. Factorii care influențează uzura sculei așchietoare sunt: materialul semifabricatului așchiat și cel al sculei așchietoare, parametrii geometrici ai așchetei, parametrii regimului de așchiere, lichidele de răcire-ungere și drumul parcurs de sculă în așchie.

Reprezentarea grafică a uzurii radiale în funcție de drumul p așchie, la un regim de așchiere dat, se prezintă conform [77] ca în fig. 2.4. Notațiile semnificative: h_0 - uzura radială primară (inițială sau de rodaj); h_1 - uzura radială într-un punct carecure B de pe porțiunea uzurii normale; h_{1f} - uzura radială finală (limită), după care dacă prelucrarea continuă poate să sperăm uzura catastrofală cu urările cunoscute;

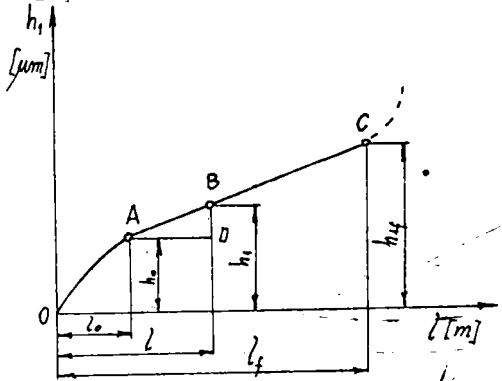


Fig. 2.4

l_0 - lungimea drumului parcurs în așchie de virful sculei, corespunzător uzurii radiale primare; l, l_2 - lungimea drumului parcurs în așchie corespunzător punctelor B, respectiv C de pe curbă. În zona de uzură normală în [77] s-a introdus noțiunea de uzură radială relativă care caracterizează intensitatea uzurii raportată la lungimea drumului parcurs în așchie.

$$h_r = \frac{h_1 - h_0}{l - l_0} \quad [\mu m / m] \quad (2.1)$$

Uzura radială relativă nu reprezintă altceva decât panta curbei de uzură calculată pe porțiunea sa rectilinie, dintr-un triunghi dreptunghic (de exemplu AMB în fig. 2.4). Cunoșcând pe h_1, h_0 și l_0 se poate calcula uzura radială corespunzătoare lungimii determinate de drum de așchiere cu relația:

$$h_1 = (l - l_0) h_r + h_0 \quad [\mu m] \quad (2.2)$$

Relația (2.2) care derivă din (2.1), îi este utilă tehnologului pentru calculul preciziei de execuție a pieselor unde trebuie să țină seama de uzura radială a sculei așchietoare. În relațiile (2.1) și (2.2) lungimea drumului parcurs în așchie de virful sculei se calculează cu o relație cunoscută.

Având trasată experimental curba de uzură din fig. 2.4, se poate

trase curbe de variație, în timp, a vitezei uzurii radiale (v_{2h}).

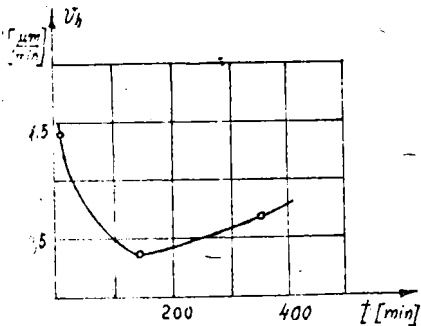


Fig. 2.5

Pentru a runjirea de semifinisare necesară curbă, trasată cu datele obținute experimental (în cadrul prezentei teze), se prezintă în fig. 2.5.

În calcule se poate lucra cu viteză medie de uzură, calculată pe porțiunea uzurii normale. Utilizând datele experimentale de la subsopitulul 6.2.1., s-a găsit pentru a-runjire de d.g. oare $v_{2h} = 5,6 \mu\text{m}/\text{min}$, iar pentru semifinisare $v_{2h} = 0,43 \mu\text{m}/\text{min}$. În vederea de-

terminării timpului după care este necesară măsurarea uzurii, pentru a fi compensată, mai întâi se calculează lungimea drumului parcurs în așchie, apoi valoarea corespunzătoare a lui h_1 cu relația (2.2). Se compară h_1 cu toleranța suprafeței prelucrate și în funcție de aceasta se hotărăște la ce valoare a lui h_1 trebuie efectuată compensarea. Timpul după care se execută compensarea se recomandă a se calcula cu relația $t = L/v$ [min], unde cu v s-a notat viteză tangențială de lucru în m/min. Utilizarea relației menționate introduce erori mult mai mici decât dacă se lucrează cu viteză de uzură, deoarece aceasta variază în timp, pe când viteza tangențială la un diametru dat rămâne constantă iar timpul de așchiere depinde de turație și de avans. Pentru exemplificare se consideră că se execută a-runjirea de degroșare și semifinisare cu prindere combinată, a unui lot de arbori, pentru motoare electrice de mărime mijlocie a căror lungime este de $875 \pm 0,3$ mm și diametrul uzurului de sprijin pentru pachetul rotoric de $95 \pm 0,1$ mm. Semifabricatul, care este bătut de oțel laminat, din OLC35 normalizat, cu diametrul de lucru, se poate prinde în universal pe o lungime de 50 mm, se sprijină în virf rotativ și se așchiază până la uzurul de sprijin al pachetului rotoric, pe o lungime de 490 mm. Se întorc arborii și se prelucresc pe 380 mm, în total pe o lungime de 870 mm, uzurul (lot de 5 mm) prelucrându-se cu altă edincioză de așchiere. Atât a-runjirea de degroșare cât și cea de semifinisare se execută dintr-o trecere cu următoarele regimuri de așchiere: la degroșare $t = 4$ mm, $s = 0,8$ mm/rot

$n = 200$ rot/min; la semifinisare $t = 2$ mm; $s = 0,4$ mm/rot; $n = 500$ rot/min. Se consideră că se utilizează pentru ambele faze un oușit de strung erant cu pilaonță tip P 30 ad. Către parametrii geometrici sunt

prezentată în fig.6.3/ și pentru care există date experimentale proprii cu privire la uzură în subcap.6.2.1. Rezultatele calculului se prezintă sintetizat în tab.2.2.

Tabelul 2.2.

	Degroșare			Semifinisare		
	l [m]	h_s [μm]	t [min]	l [m]	h_s [μm]	t [min]
După prelucrarea arborelui nr. 1	400	3	6,9	570	18	4,4
— » ———— » ———— 2	800	6	13,8	1.140	36	8,8
— » ———— » ———— 3	1.200	9	20,7	1.710	51	13,2
— » ———— » ———— 4	1.600	30	27,6	2.280	61	17,6
— » ———— » ———— 5	2.000	61	34,5	2.850	71	22

Se observă că după degroșarea primilor trei arbori, scula a parcurs în așchie 1200 m, adică mai puțin decât $l_0 = 1330$ m, determinat experimental (subcap.6.2.1), iar uzura cusurată se apropiează la 9 μm, valoare ce nu necesită a fi compensată. După prelucrarea celui de al patrulea arbore, uzura cusurată ajunge la 30 μm, adică după trecerea a circa 28 min de așchiere (considerând că s-a început prelucrarea primului arbore cu un cutit după rescutire) și de acum încolo după fiecare 7 min. trebuie compensată uzura sculei manual, prin progres sau automat, așa cum se propune în lucrarea de față. În considerațiile făcute până acum s-a luat în discuție numai uzura sculei, fără a se ține seama de eroarea introdusă de deformația SLS.

Trecând la analizarea fazei de semifinisare, se observă că deja după prelucrarea primului arbore uzura a atins 18 μm, adică aproape 0,02 mm. Se precizează că la semifinisare s-a considerat că virful sculei se deplasează, în așchie, pe un diametru mediu de 83 mm, rezultând un drum parcurs la așchierul fiecărui arbore de 570 m, o viteză de așchiere de cea 130 m/min. și un timp efectiv de prelucrare de 4,4 min. În această situație, se propune ca la strunjirea primului și a celui de al doilea arbore să se evite compensarea uzurii după prelucrarea primului tronșon de 490 mm, adică înainte de întrecerea arborelui. De la arborele cu nr.3 și în continuare, când uzura a trecut pe porțiunea normală a ei, se poate face compensarea uzurii după prelucrarea fiecărui arbore cu 0,01 mm.

Procedând astfel, se evită apariția unor adăsurii de prelucrare nejustificate pe suprafețele ce urmează a fi rectificate și chiar

executarea unei treceri suplimentare de strunjire a întregului arbore cu regia de finisare, operație care ar duce la scăderea capacității de producție, cu implicațiile cunoscute asupra prețului de cost al produsului executat.

În concluzie se observă că în general, la strunjirea de semifinisare nu este necesară o măsurare și compensare după fiecare trecere ci după un număr de minute aproximat în funcție de materialele sculei - piesă.

2.3. Legătura dintre uzura sculei, durabilitate și forța de aşchiere.

Deci se adoptă drept criteriu de uzură a sculei valoarea umării radiale h_{1P} (fig. 2.4.) așa cum este corespunzător, atunci durabilitatea (T) se poate determina cu relația :

$$T = \frac{l_p}{v} = \frac{l_0 + \frac{h_{1P} \cdot h_0}{h_r}}{v} \quad [\text{min}] \quad (2.3).$$

Se consideră relațiile cunoscute : $v_T = \frac{C_v}{f^{x_v} \cdot s^{y_v}}$ și $F_T = C_F \cdot t^{x_F} \cdot s^{y_F}$

din care înlocuind rezultă : $v_T = \frac{C_v}{f^{x_v} \cdot s^{y_v}} \cdot \frac{C_F^{x_v}}{F_T^{x_v}} \cdot \frac{v^{x_v} \cdot s^{x_v} \cdot y_v}{f^{x_v} \cdot s^{x_v} \cdot y_v} \quad [\text{m/min}] \quad (2.4).$

Într-un caz concret de strunjire a oțelului, cu scule armate cu plăcuțe din carburi metalice din grupe P 10, cu avans longitudinal $s > 0,3$ mm/rot, coeficienții x_v, x_F, y_v și y_F au după [71] respectiv valorile : 1; 0,18; 0,75; 0,35. În acest caz relația (2.4) poate deveni

$$v_T = \frac{C_v}{F_T^{0,18}} \cdot \frac{C_F^{0,18}}{s^{0,22}} \quad [\text{m/min}] \quad (2.5).$$

Introducând relația (2.5) în relația (2.3) se obține pentru T o expresie care este o funcție de componente tangențială a forței de aşchiere și de avansul longitudinal, la strunjirea cu o anumită adâncime de aşchiere a pieselor din oțel și de anumiți parametrii geometriei și sculei aşchietoare. Această relație are forma:

$$T = \frac{0,18 \cdot a^{0,22}}{C_F^{0,18}} \left(l_0 + \frac{h_{1P} - h_0}{h_r} \right) [\text{min}] \quad (2.6)$$

Cu relația (2.6) avînd determinate experimental valorile h_0, h_{1P}, h_r și l_0 , pentru un regim de degroșare și unul de semifinisare, la strunjirea exterioară a unor piese de tip arbore din OLC 35, fără răcire, s-a calculat T. Rezultatele sunt prezentate în tab. 2.3. Atît la degroșare cît și la semifinisare, în cazul determinării experimentale, s-a lucrat cu același oușit armat cu plăcuță din carburi metalice, grupe P 30.

Explicația neconcordanței dintre T_{calc} și T_{exp} constă în

Tabelul 2.3

Natura prelucrării	s mm rot	t mm	C _F	x _F	y _F	C _V	x _V	y _V	h ₀ μm	l ₀ m	h ₁₄ μm	h _r μm m	T _{calc} min	T _{exp} min	$\frac{T_{exp}}{T_{calc}}$
Degroșare	0,71	2,5	200	1	0,75	141	0,18	0,35	10	1330	141	$7,57 \cdot 10^{-2}$	22,6	42,3	1,87
Semi-fini- sare	0,4	2	200	1	0,75	141	0,18	0,35	46	1437	145	$1,75 \cdot 10^{-2}$	60,5	204	3,38

faptul că în literatură de specialitate sunt dați coeficienții la prelucrarea oțelului anvil pentru aşchiera cu plăcuțe din carburi metalice din grupa P 10 (T 15 K 6), pe oind determinările experimentale s-au făcut cu plăcuțe din grupa P 30.

Ar fi util ca prin diferite lucrări experimentale să se stabilească valori pentru coeficienții din relațiile de calcul ale forței și vitezei de aşchiere, corespunzător grupelor de plăcuțe fabricate în țară.

Concluzia care se desprinde din cele expuse este că se poate calcula uzura radială și duritatea sculei la un regim de prelucrare, dacă se cunoaște panta curbei de uzură și uzura inițială. Întrucât uzura depinde și de geometria părții active a sculei și de calitatea materialului aşchiat, în lucrare se propune măsurarea uzurii radiale, cu un aparat special conceput pentru un model de strung normal cu structură nouă (dar care se poate adapta și la alte modele de strunguri) la sfârșitul unei treceri (dacă piese de aşchiat este lungă) sau după câteva treceri în cazul pieselor de lungime mai mici. În funcție de lungimea piesei prelucrate, după un calcul estimativ, tehnologii hotărăște după câte treceri este necesară măsurarea uzurii și înscrie acest lucru în programul de prelucrare.

3. STADIUL ACTUAL AL CERCĂRII ȘI DEFORMĂRII ȘTE LA UZURĂ ȘI SCULI.

3.1. Obținerea dimensiunilor la prelucrarea pe MU fără C.A.

Este cunoscut faptul că diagrama teoretică a preciziei de prelucrare a unui ȘTE la strunjire, fig. 3.1, poate fi calculată analitic și trasată chiar pentru o operație tehnologică nou elaborată. Pentru aceasta tehnologii însușească geometrie erorile generate de factorii sistemici constanți ca și în cazul ște și pleciad din punctul E, aflând pe linia corespunzătoare dimensiunii maxime (d_{max}), obține segmentul EG. La acest segment se adaugă în continuare segmentul GF = d_{max} prin

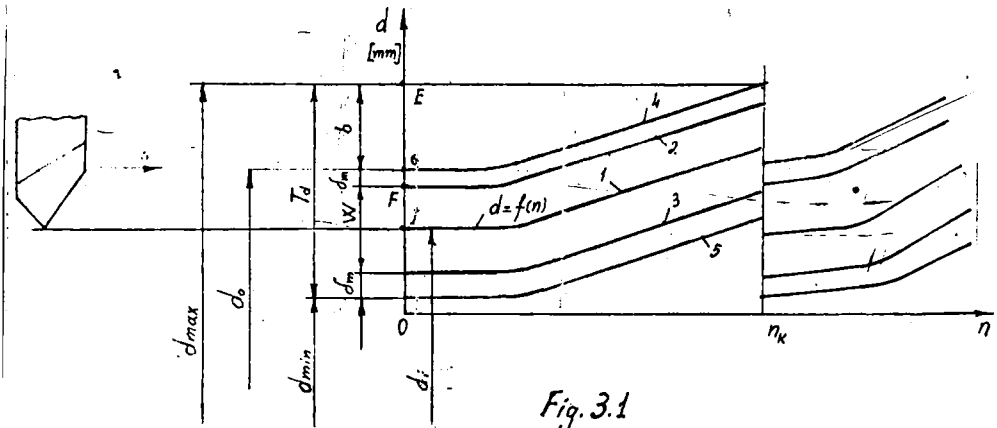


Fig. 3.1

care se ține seama de erorile de măsurare ale piesei. În continuarea segmentului EF se construiește segmentul FI care este egal cu jumătate din câmpul de dispersie W al erorilor generate de factorii întâmplători. Însumând geometric, pentru o serie de puncte de pe abscisă, valorile erorilor generate de acțiunea comună a factorilor sistematici care variază după legi cunoscute în funcție de timp sau cantitatea n de piese prelucrate, se obține curba de variație a acestor erori, $d = f(n)$, notată cu 1.

Cunoscând valoarea limită a erorilor generate de factorii întâmplători de bază, folosind însumarea pătratică, se determină $w=6V$ (întrucât dispersia se supune legii normale de distribuție).

Simetric cu diagrama 1, se trasează curbile 2 și 3 la distanță egală cu $\frac{w}{2}$. De o parte și de alta a curbelor 2 și 3 se construiesc, la distanță egală cu d_0 , curbile 4 și 5 care mărginesc domeniul erorilor de măsurare. Segmentul EG este cotat pe diagramă cu b și el reprezintă suma erorilor generate de factorii sistematici constanți ce aparțin. Aceștia sunt: erorile geometrice ale MU, cele datorate deformațiilor SUE, erorile produse de deformațiile termice ale piesei și sculei și eroarea de reglare la dimensiune a sculei.

La prelucrarea pe o MU a unui lot de piese identice, reglarea la cotă a sculei trebuie să se facă la o astfel de dimensiune de instalare încât numărul de piese cu dimensiuni în limitele câmpului de toleranță T_0 să fie cât mai mare, până când se impune o nouă instalare la cotă. Prin urmare, deodată piese de tip arbore trebuie să poartă în finele diametrul d_{max} , vârful sculei se va poziționa, la începutul prelucrării, înainte de a începe să schieze la diametrul d_0 , corespunzător punctului G. Într-o serie de lucrări [8, 41, 86] această operație a fost înlocuită cu reglare statică a dimensiunii, pentru că se

efectuează când scula nu sechiază. Când începe prelucrarea, determinarea secțiunii comune a factorilor sistematici constanți (enumerati mai sus) virful sculei este deplasat din G în \bar{G} . Dacă n-ar exista erorile datorate factorilor sistematici care variază după legi cunoscute (cum este uzura radială a sculei), precum și cele datorate factorilor cu caracter întâmplător, toate piesele ar rezulta la d_{max} și d_{min} . Ținând seama și de acțiunea factorilor întâmplători și de erorile de măsurare, rezultă că virful sculei trebuie reglat static la dimensiunea d_1 , înainte de a începe prelucrarea primei piese din lot. Cu acest reglaj se prelucreză un grup de piese (de regulă 3,5 sau 7) din lot, se măsoară dimensiunea fiecărei piese și se face media aritmetică a grupului, pentru a vedea în ce parte, față de linia corespunzătoare lui d_1 , se dispune centrul cîmpului de dispersie w .

Dacă w se dispune deasupra punctului I , adică în partea superioară a dimensiunii instalate, numărul de piese care se prelucresc până la reinstalarea la cotă se reduce, deoarece se măsoară intervalul de variație b . Aceasta deoarece atunci când dimensiunea piesei cu numărul de ordine n_k atinge limita maximă, adică curba 4 intersectează linia corespunzătoare lui d_{max} , se întrerupe procesul de prelucrare și se face manual o reinstalare a virfului sculei în punctul I . Dacă scula s-a uzat, mai întâi se înlocuiește cu una nouă. În cazul în care cîmpul de dispersie w se plasează în partea inferioară lui d_1 , un număr de piese vor fi rebutate, deoarece vor rezulta la dimensiuni mai mici decât dimensiunea minimă (d_{min}).

La MU cu CA acest fenomen, de deplasare a cîmpului de dispersie și erorilor întâmplătoare poate să nu mai apară sau să apară foarte puțin deplasat și w va fi mult mai mic. Aceste deoarece TA măsoară forța de așchiere și o comandă astfel ce să varieze într-un domeniu prestabilit. Mașinile-unelte cu TA dacă se echipază cu sisteme automate de reinstalare la cotă, vor avea posibilitatea să execute și o reglare respectiv o variație a acelei dimensiuni în timpul așchierii. Tot reglare în așchiere se consideră și variația curenșului în timpul operației de prelucrare.

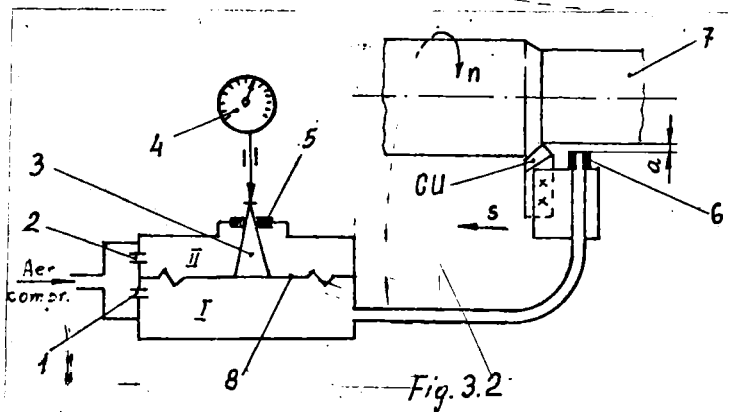
De reținut că la prelucrarea pe MU fără CA, parametrii regimului de așchiere se schimbă prin program, schimbare ce nu poate fi completă, iar programul trebuie pregătit în prealabil. Aceste programe au și dezavantaje, care sînt cunoscute, cu toate că prezintă un stadiu avansat al cercetării.

3.2. Sisteme cunoscute de compensare automată a uzurii sculei.

Se impune a fi precizat faptul că uzura radială ca sursă de erori la prelucrarea prin aşchiere i-a preocupat pe cercetători pentru construirea şi perfecţionarea unor sisteme de măsurare şi compensare a acestei uzuri. La strunjire sînt relativ puţine sistemele de măsurare a uzurii şi mai puţine cele care compensează automat eroarea provocată de uzura sculei.

Toate sistemele numerice instalate pe strunguri şi alte MU au elemente de compensare manuală sau prin program a uzurii. Măsurarea acestei uzuri se apreciază după măsurarea pieselor prelucrate şi făcîndu-se unele aproximaţii pe baza experienţei. Unele tipuri de strunguri construite în Japonia sînt echipate cu sisteme numerice care compensează automat uzura sculei, mărimea acesteia fiind aproximată după drumul parcurs de şculă în aşchie, care este conterist. Această presupune cunoaşterea curbei de uzură pentru materialul prelucrat, cu tipul de şculă, la fiecare set de parametri geometrici, conceput pentru degroşare, semifinisare şi finisare, adică pentru fiecare regiune de aşchiere. În condiţiile unei organizări corespunzătoare producţiei toate acestea nu constituie un impediment, dar în condiţii mai dificile de gospodărire a sculelor urmărirea este mai dificilă.

Sistemul de control activ, la un tip de strung paralel produs de firma HEYLIGENSTADT din R.F.G. este prezentat în fig. 3.2. Cuţitul (CU) este prins în suportul port-cuţit al strungului împreună cu duza de măsurare 6 a capului de măsurare pneumatic. Reducerea



565 266 / 53 / 1 D

interstițiului de măsurare „a”, produsă de creșterea dimensiunii piesei supusă prelucrării, ca urmare a uzurii radiale a cuțitului de strung, produce la rândul său mărirea presiunii din camera de măsurare I. Diferența de presiune din camera I, față de camera de compensare II, produce deplasarea membranei 8 și a cuiului 3, al cărui con micșorează fanta inelară pe care o creiază împreună cu duza de compensare 5. Deplasarea membranei 8 și respectiv a cuiului 3, citită la aparatul indicator 4, are loc pînă la anularea dezechilibrului de presiune dintre cele două camere. Cu 1 și 2 s-au notat duzele de intrare în camera de măsurare, respectiv în camera II a aerului comprimat ce vine sub presiune constantă de la un stabilizator de presiune cu filtru, care nu este schițat în figură. Piesa 7 supusă prelucrării este un arbore. Inițial, cînd cuțitul de strung nu este uzat, se reglează o anumită valoare pentru interstițiul „a”. În timpul strunjirii (de finisare), cu se uzază și pe măsură ce uzura radială se va crește interstițiul se micșorează. Variația interstițiului este măsura uzurii radiale a cuțitului de strung. Cînd interstițiul atinge o valoare preroglată, se transmite un semnal luminos pe pensul la comandă al strungului, ca un că uzura cuțitului trebuie compensată printr-un avans de pătrundere corespunzător. Acest avans se poate comanda autumat prin program sau de către operatorul ce lucrează pe strung. Dacă uzura cuțitului a atins o anumită valoare, cuțitul este înlocuit cu altul ascuțit. Strungurile paralele care su un sistem de sistea de măsurarea uzurii sculei, prelucrează piese cilindrice nefecșe pînă la 14 metri lungime și diametrul de pînă la 1250 mm, de tipul cilindrilor pentru fabricile de hîrtie, cilindri de laminar etc.

Dezavantajul sistemului constă în faptul că nu se poate aplica decît la strunjirea suprafețelor cilindrice circulare exterioare continue (fără trepte).

O schemă de principiu a sistemului de măsurare a uzurii sculei la strungurile Churchill, fabricate în Anglia, este prezentată în fig. 3.3. Elementul traductor al aparatului de control se află montat pe portcuțitul strungului. La finele unei curse de lucru, sau la intervale de timp prestabilite, elementul traductor al aparatului poate executa o rotire de 90° (mișcare asigurată de motorul M) și palpează vârful sculei, măsurînd uzura radială a acesteia. În vederea executării acestor mișcări, cuțitul trebuie retras din șchiță și dacă este cazul se deplasează și căruciorul cu portcuțitul spre poziția mobilă; pentru a se crea spațiul de măsurare elementului traductor. Dacă uzura cuțitului depășește o anumită valoare se poate

oovende un avans transversal care să compenseze această uzură.

Palpatorul *P* al traductorului, de tip inductiv, împreună cu miezul magnetic *6*, se deplasează axial între două bobine *1* și *2*, influențind impedanța lor relativă. Bobințele *1* și *2* împreună cu rezistențele *4* și *5* formează patru rezuri ale punții. Aparatul este conectat la rețeaua de curent alternativ prin transformatorul *TR* și stabilizatorul de tensiune *ST*. În o poziție medie a miezului magnetic în interiorul celor două bobine, tensiunea din diagonala punții este minimă. Dacă, sub acțiunea deplasării palpatorului, miezul magnetic iese din poziția medie, se schimbă echilibrul punții și în diagonalele ei

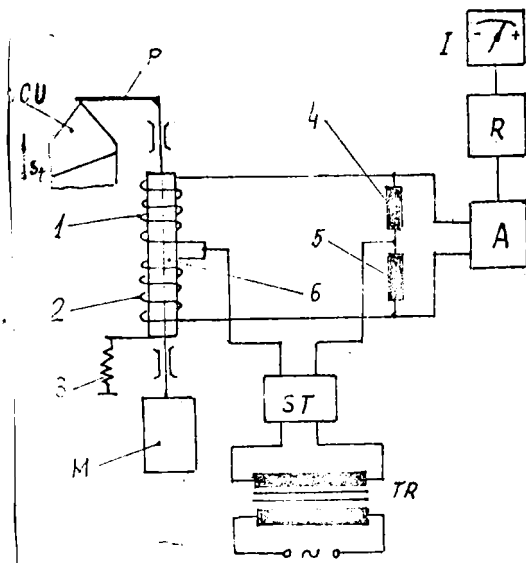


Fig. 3.3

apare un curent amplificat de către amplificatorul *A*, redresat de către redresorul *R* și indicat de aparatul *I*, etalonat în unități de lungime (microni). Arcul *3* asigură forța de măsurare a aparatului.

Un dezavantaj al sistemului prezentat, comun de altfel și altor sisteme, constă în aceea că scula trebuie restrasă din așchie în vederea măsurării uzurii. Datorită jocurilor inerente, care există în lanțul cinematic ce transmite avansul transversal, se introduc erori la reinstalarea sculei în vederea prelucrării sculei și suprafețe.

Sistemul automat de reglare a sculei și de măsurare a uzurii acesteia, pe strunguri normale, produs de firme Kenishan, din Anglia, este prezentat în fig. 3.4. Sistemul conține un traductor inductiv *3* de tip *dupitast*, care poate măsura în două coordonate, prevăzut cu un palpator *4* de formă pătrată. Brațul *1*, care susține traductorul, se poate rebate în jurul articulației *2*, în plan vertical sau orizontal. Prin aceasta se permite accesul operatorului la mașină pentru a scoate piese din universal. Un aparat electronic nefigurat pe schemă indică cota la care se află vârful sculei. În prospect se spune că necesitatea aşchierii succesive pentru stabilirea dimensiunii (cu aşchii de probă) este eliminată. Deși nu se precizează, se consideră că

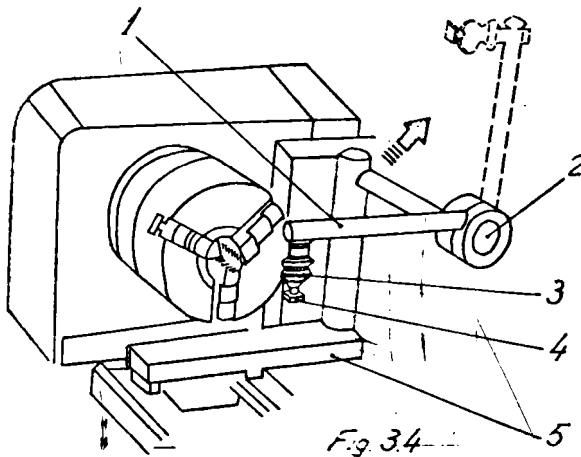


Fig. 3.4

Operația de compensare a uzurii sculei se face prin program sau manual după ce piesa prelucrată a fost scoasă din vârf. Cu privire la sistemul de măsurare a uzurii sculei pe strunguri normale, oferit de firma Denzishaw se pot face unele considerații.

Plasarea în poziția de măsurare a elementului traductor, pe lângă faptul că necesită îndexări foarte precise, este încorodată și încorodată atât fixatorul sculei și însuși portuțitul strungului. Toleranțele de așezare ale traductorului în poziția de măsurare pot fi împiedicate de existența piesei prinsă în AF sau combinat. Din acest motiv nu se poate controla uzura cu piese prinsă în mașină, ci numai înainte. Exemplele de prindere ale elementului traductor sînt lipsite de rigiditate, în sensul că deformațiile sub greutatea proprie a elementelor, pot să ajungă la mărimi comparabile cu a uzurii interfașice. Isteful de îndexare al suportului elementului traductor nu poate asigura precizia pe care o asigură traductorul (traductorul măsoară cu precizie de 5μ , iar suportul și îndexarea poate avea erori de sutimi de μ).

Sistemul este foarte adecvat la măsurări de contururi și suprafețe de grad superior ale pieselor, pe rășini speciale de măsurat. În condițiile de pe strung este prea complicat și pretentios, avînd în vedere necesitatea măsurării uzurii după o singură direcție.

3.3. Compensarea automată a erorilor încurcate.

După cum s-a precizat în cap.1, precizia pieselor obținute prin așchiere este influențată pe lângă deformațiile elastice ale sculei și uzura sculei, de o serie de alți factori cum ar fi vibrațiile, deformațiile termice etc.

Referitor la vibrațiile care apar în timpul procesului de așchiere, cunoscute și sub denumirea de vibrații autoexcitate (auto-vibrații), la prelucrarea pe strunguri normale, în lucrarea [119], sub îndrumarea conducătorului științific s-a conceput și realizat

un SCA după autovibrații avind ca funcție tehnologică de referință a răririi microneregularităților din procesul de aşchiere, iar ca mărime comandată viteza de aşchiere și avansul.

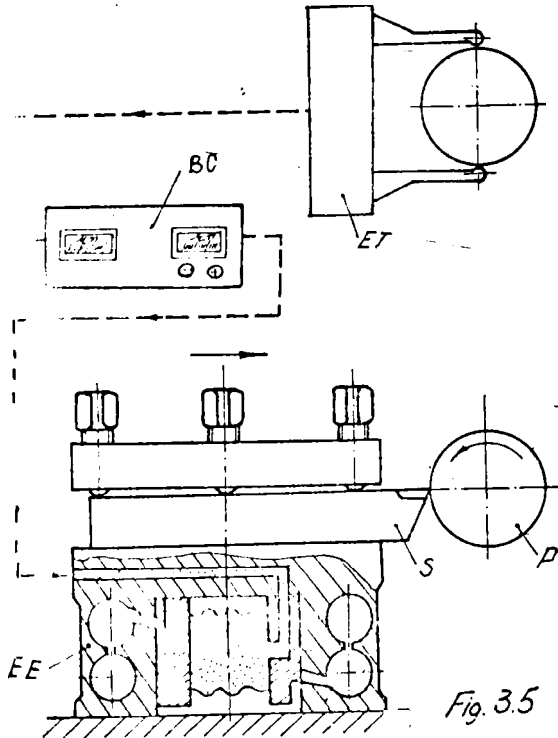
În lucrarea de față se propune ca uzura sculei să fie măsurată și compensată static, intertreceri, spre deosebire de compensarea deformației elastice a SCA care se execută când scula începe să aşchieze. Tot în aşchiere se execută și reglarea avansului rezultat, în vederea menținerii constante a deformației elastice a SCA, însă prin CA. Cu ocazia reglării avansului și mai ales când aceste scude, pot să apară vibrații autoexcitate. După cum rezultă din [119] s-a dovedit și experimental, prin SCA crescut, autovibrațiile se pot evita, schimbând regimul de aşchiere. Se precizează că SCA, care schimbă regimul de aşchiere în vederea evitării autovibrațiilor, este cuplat cu un sistem pentru formarea mărimei de referință ce asigură încălzirea automată, pentru menținerea constantă a deformației elastice a SCA în lungul piesei supusă strunjirii [125]. Tot pe baza CA, dat fiind că apariția autovibrațiilor este favorizată, printre altele și de o rigiditate scăzută a SCA, se poate găsi o deformație maximă admisibilă care să fie limitativă în ceea ce privește autovibrațiile, adică să nu se permită depășirea amplitudinii maxime admisibile. Vibrațiile nu afectează în principal mărimea medie a dimensiunii prelucrate, ci calitatea suprafeței, stabilitatea dinamică a funcționării și durabilitatea sculei. Ori calitatea suprafeței, stabilitatea dinamică și durabilitatea sculei nu e cazul să se constituie în obiective principale pentru problemele compensării automate pe baza comenzii adaptive.

În ceea ce privește deformațiile termice ale MU, deocândă CA nu măsoară temperatură și încă nu dispune de o corelare logică, de o modelare matematică cu mărimea controlată în CA. Pentru atenuarea influenței deformațiilor termice ale MU asupra preciziei de prelucrare, obișnuit pentru anumite mașini se recomandă ca acestea să funcționeze în gol sau în degroșări neprecise până ce se ajunge la temperatura de regim. Din cele expuse, rezultă că principalii factori care generează, în timpul aşchierii, erori de prelucrare ce pot fi compensate automat, sunt deformațiile SCA și uzura sculei.

Sistemele cunoscute ce compensează automat eroarea totală rezultată din deformația SCA și uzură, la strunjire, sunt foarte puține.

Un sistem de control activ al dimensiunii piesei, combinat cu un sistem de compensare automată, produs de firma SA ISO MATIC din Germania [132], se prezintă ca schemă de principiu în fig. 3.5. acesta se

poate utiliza, conform prospectului firmei, la strunguri, unități de găurit, linii de transfer și mașini speciale de prelucrare prin aşchiere (strunguri multiax), pentru compensarea automată a uzurii sculei, a deformărilor STE și a altor factori perturbatori.



Procesul de reinstalare la comanda pe care se preia dimensiunea a depășit domeniul de variație prereglat. Elementul traductor (ET) este de tip pneumatic, de precizie, pentru spațiu-presiune. Semnalul de la ET este trimis la un bloc de comandă BC, unde se compară mărimea măsurată cu cea prescrisă. Dacă diferența dintre cele două mărimi depășește o anumită valoare, atunci se semnalează de ieșire din acest bloc,

comandă prin intermediul elementului de execuție (EE) un micro-avans transversal de ordinul micronilor, corespunzător diferenței dintre mărimea măsurată și cea prescrisă. Elementul EE este înglobat în portcuțit și după cum se poate observa, prin străpungerea perechilor de alezaje, se formează un sistem de arcuri (de tip lamelar) paralele, rigide. Cu P s-a notat piesa de prelucrat, iar cu S, ouțitul sau scula. După cum se precizează în prospectul firmei, ET pentru măsurarea pieselor cilindrice exterioare are forma unor olești, care pot fi înlocuiți atunci când se execută piese cu diametre diferite. Aceasta înseamnă că nu se pot măsura piese de tipul arborilor în trepte cu același element traductor, ceea ce constituie un mare dezavantaj, comun de altfel tuturor sistemelor de control activ cu ET pneumatic și de alt tip.

Se știe că la alezarea unor alezaje relativ adânci, pe mașini de alezat și frezat, cu bare de alezat în consolă, cu oț crește adâncimea la care se face aşchieres, cu atât este mai mare deformăția elastică a barei de alezat și ca urmare, precizia de prelucrare este mai mică [8]. Alezarea pe astfel de mașini este foarte asemănă-

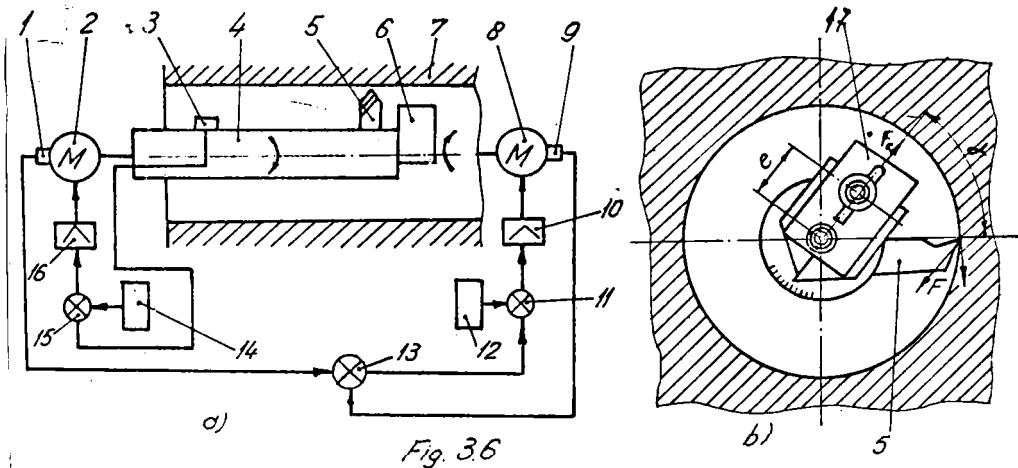


Fig. 3.6

toare cu strunjirea interioară, motiv pentru care în cele ce urmează se analizează un sistem de reglare automată a deformărilor suportului sculei.

În lucrarea [99] pentru menținerea constantă a deformărilor elastice a barei de alezat (sub acțiunea forțelor de aşchiere) și ca urmare obținerea unor erori cu variație cât mai mică în lungul alezajului prelucrat, se propune montarea unei contragreutăți pe bara de alezat și varierea turației acesteia și a piesei supusă prelucrării, în vederea menținerii vitezei de aşchiere la o valoare prestabilită.

Schema de principiu a metodei este prezentată în fig. 3.6.a, iar o secțiune transversală în care se vede scula și sistemul de reglare al contragreutății este redată în fig. 3.6.b. Conform acestei metode, pe bara de alezat 4 se fixează în consolă oușitul 9, iar în fața acestuia o contragreutate 6. Bara de alezat este antrenată în rotație de la un motor electric 2 cu turație variabilă. Contragreutatea creează în timpul rotirii barei de alezat o forță centrifugă F_c , a cărei mărime și direcție se poate regla cu ajutorul căruciorului 17 (fig. 3.6.b). Căruciorul are posibilitatea de deplasare radială (variind în acest fel excentricitatea „e”, adică raza la care se poziționează masa contragreutății), dar se poate și roti în jurul axei de simetrie a barei de alezat, schimbând unghiul și odată cu acesta direcția de acțiune a lui F_c .

În timpul prelucrării, datorită acțiunii forței principale de aşchiere F , bara de alezat se deformează elastic (se încovesește și se torsionează). Încovesirea barei de alezat, pusă în evidență de traductorul 3 montat pe aceasta, este compensată parțial sau total de către forța F_c .

variind corespunzător pe α și excentricitatea. Semnalul electric, care vine de la 3 corespunzător deformației barei, este transmis la elementul comparator 15 unde se compară cu rîrimea de referință ce vine de la elementul de prescriere 14. Semnalul rezultat este amplificat și transmis la elementul de comandă 16, care reglează turația motorului 2.

Deoarece modificarea turației sculei duce la schimbarea vitezei de așchiere, pentru menținerea în limitele precalculate ale acesteia se utilizează reductoarele 1 și 9 (tahogeneratoare). Aceste reductoare, prin intermediul elementului de însuzare 13, sunt conectate în sistemul de reglare automată a turației motorului 8. La ieșirea din 13 se obține un semnal electric care este trimis la elementul de comparare 11, unde mai soacește un semnal de la elementul de referință 12. Semnalul de ieșire din 11 este transmis elementului de amplificare și comandă 10, care reglează turația motorului 8, adică a piesei supusă prelucrării 7 (ce este prinsă și ea în consulă pe platoul NU) și astfel se poate obține viteză de așchiere precalculată. În acest fel sistemul reglează automat și asigură o deformație constantă a barei de alezat și implicit o precizie de prelucrare superioară pe lungimea alezajului supus așchierii.

Sistemul se poate aprecia ca fiind ingenios, dar ca orice sistem are și dezavantaje. În primul rînd utilizarea de motoare cu turație reglabilă, atât la bara de alezat cât și pentru antrenarea piesei de prelucrat, la puteri mari introduce complicații în alimentarea și comanda lor. În al doilea rînd la schimbarea diametrului alezat trebuiesc efectuate calcule și încercări pentru stabilirea excentricității și a unghiului α , care se reglează manual, fapt ce diminuează capacitatea de producție.

Problema compensării manuale sau automate a erorilor datorate deformațiilor elastice ale STE și uzurii sculei, la acest sistem nu se pune în lucrare.

3.4. Concluzii parțiale.

Min este expus rezultă că soluția ideală de sesizare a erorilor de prelucrare datorate deformațiilor STE și uzurii sculei constă în măsurarea dimensiunii piesei strunjite în timpul prelucrării ei. Admitînd că în faza de degroșare nu este necesară măsurarea diametrului piesei strunjite, chiar și la finisare accesul elementului traductor, în zone de lucru este deosebit de dificil din cauza vitezelor periferice relativ mari ale pieselor, eliminării

× neuniforme și necontrolate așchiilor, rugozității relativ mari a suprafețelor pieselor prelucrate, etc. Acestea sînt numai o parte din motivele care justifică numărul foarte mic de sisteme de control activ, cunoscute pînă acum, la strunjire. O altă justificare, întemeiată, a faptului că se cunosc puține sisteme de control activ instalate pe strunguri, constă în faptul că, pe lîngă complexitatea ridicată a acestora, există și alte procedee de prelucrare mai precise după strunjire ori care să o înlocuiască pe aceasta sau s-o ocultească. Exemple în acest sens se pot cita: matrițarea la cald urmată de rectificare, turnarea de precizie și rectificarea s.a. Există însă piese la care operația de strunjire nu poate fi înlocuită.

Revenind la foarte puținele sisteme de control activ, cunoscute de noi, la strunjire, se poate remarca faptul că pentru a elimina uzura ridicată a elementului traductor, sistemul instalat pe strungul produs de firmă HEILIGENSTADT utilizează un traductor pneumatic fără contact. Așa cum s-a precizat, acesta are și dezavantaje.

Un sistem de control activ la strunjire, care lucrează după metoda cu contact, neprezentat de noi, a fost examinat cu mai mulți ani în urmă la catedra T.C.M.a.I.P.T.V. Timișoara. Sistemul folosește drept element traductor o rolă striată, care este menținută în contact cu suprafața așchiată a piesei supusă prelucrării, prin intermediul unei roți de rotație de la aceasta prin rulare, fără alunecare. Măsurînd cu cite un tahogenerator turația rolei și a AP se putea calcula, cu un bloc electronic, diametrul piesei prelucrate. S-a apreciat ca scăzută precizie de măsurare a sistemului datorită erorilor introduse în faza de calcul, precum și existența unor perturbări la contactul rolei cu piesa, ceea ce ar provoca erori pînă la obținerea dimensiunii urmărite. Întrucît sistemul se poate aplica doar la strunjirea suprafețelor exterioare, în anumite condiții în cazul treptelor (mai sigur fără trepte) și din materiale cu duritate ridicată pe care rola striată nu lasă urme, precum și ca urmare a faptului că retragerea automată a rolei ar fi complicat mult construcția, studiul acestui sistem a fost abandonat.

Măsurarea diametrului piesei strunjite se poate face și după oprirea mișcării principale (cu pierdere de capacitate de producție) sau chiar în afara procesului de prelucrare în posturi de măsurare. După acest ultim principiu lucrează sistemul produs de firmă SA SOMATIC, deoarece din prospect rezultă doar că FT este de tip pneumatic, de precizie, pentru spațiu -presiune, fără să se precizeze

dacă este cu contact sau fără contact și mai ales fără să sperdă săgeța care ar indica sensul de rotație al piesei supusă măsurării. Se precizează că reinstalarea la cotă se face după prelucrarea unei piese, care a depășit un anumit domeniu prerogiat, fapt ce conduce la concluzia că măsurarea piesei prelucrate se face într-un post special de măsurare, unde piesa este deplasată.

O primă concluzie care se desprinde este că în stadiul actual de dezvoltare al sistemelor de control activ, măsurarea dimensiunilor pe strunguri în vederea evaluării erorilor însumate este o operație dificilă și costisitoare, care nu se justifică economic decât în cazuri excepționale. Relativ puține sunt și sistemele cunoscute care măsoară automat și compensează, la strunjire, uzura radială a sculei.

O caracteristică comună a sistemelor de pe strungurile Churhill și cel oferit de firma Kenishaw este că amândouă folosesc elemente tractoare de tip inductiv. Semnalul electric este prelucrat, la fiecare, de un bloc electronic și apoi transmis la elementul executant, care realizează compensarea. Ambele sisteme au avantaje și dezavantaje care au fost arătate.

Dezavantajele celor două sisteme și ale altora care au fost numai arătate (de exemplu strungurile construite în Japonia) precum și nevoia de progres tehnic invită la căutarea de noi soluții cu calitate tehnică superioară, competitive, economice.

4. SCURTIA ELABORAREA METODEI DE ELIMINAREA AUTOMATICĂ A DEFECTATIILOR ÎNSĂȘI ȘI ÚZURII SCULEI.

4.1. Obținerea dimensiunilor la prelucrarea pe MU sau CA.

Se reamintește că erorile rezultate ca urmare a deformațiilor elastice ale STE sânt variabile în câmpul dimensional al MU, adică axial, transversal și pe circumferință. Pe circumferință, datorită turațiilor ridicate, nu există posibilitatea de a face corecții ale acestor erori.

Atunci când erorile datorate deformațiilor elastice ale STE sânt menținute constante în timpul prelucrării, pot fi mai ușor (mai simplu) compensate automat, prin introducerea de corecții în timpul echilibrării. Menținerea constantă a erorilor mai sus menționate se poate realiza de exemplu, prin intermediul CA [125], conform soluției conducătorului științific.

Deci erorile ce apar datorită deformațiilor elastice ale STE

trebuie să fie cât mai constante în lungul piesei supusă prelucrării sau cel puțin pe o porțiune din lungimea acesteia. Menținerea constantă a deformațiilor elastice ale STE cu ajutorul CA, presupune comandarea forțelor de aşchiere. Se știe că forța de aşchiere este funcție de un șir de factori ce acționează în procesul prelucrării:

$$F=f(s,t,v,RI_{STE},HB,C_1,C_2,C_3) \quad (4.1.)$$

unde : s - avansul; t - adâncimea de aşchiere; v - viteza de aşchiere; RI_{STE} - rigiditatea STE ; HB- duritatea materialului piesei supusă prelucrării; C_1 - geometria aşchierii; C_2 - starea sculei aşchietoare; C_3 - alți factori.

Din relația de mai sus rezultă că pentru a comanda forța de aşchiere, trebuie reglați unul sau mai mulți parametri. Teoretic pot fi reglați toți dar în practică s-a constatat că numai s și v pot fi comandați prin CA, iar t poate fi stabilit prin comanda numerică (CN). Acești doi parametri: avansul și viteza de aşchiere au fost numiți mărimi de execuție. Influența vitezei asupra forței de aşchiere la strunjire este minoră și contradictorie în sensul că exponentul său este cea 0,15 exponent care-și schimbă și semnul. În consecință, pentru reglarea forței, influența vitezei se poate elimina.

La prelucrarea de degroșare, când adaosul de prelucrare se îndepărtează prin mai multe treceri, adâncimea de aşchiere rezultă prin stabilirea cotelor cu CN. În cazul ultimei treceri sau la finisare, din cei trei parametri ai regimului numai prin variația lui s se poate regla mărimea forței, deoarece s-a stabilit ca adâncimea de aşchiere trebuie să fie, în acest caz, un parametru independent față de CA, dictat de "ciclul dimensional" al cotelor piesei.

Referitor la deformația elastică a STE se impun unele precizări. Din relația de definire a rigidității se poate calcula deformația elastică a fiecărei componente a STE, precum și a întregului sistem cu relația cunoscută $\Delta_r = F_r/RI_{STE}$ (4.2.)

Din relația (4.2) este ușor de observat că la o valoare constantă a forței F_r , deformația elastică radială Δ_r este variabilă în lungul piesei strunjite, datorită variației rigidității STE. Cunoscând rigiditatea STE, la un mod de prindere al piesei și la un anumit regim de aşchiere, adică la o anumită forță F_r de valoare constantă în orice punct de pe lungimea piesei prelucrate, se poate calcula deformația elastică a STE, măsurată la veriga de închidere, cu relația de mai jos:

$$\Delta_{STE} = \sum_{i=1}^{n-1} \Delta_i \quad (4.3.)$$

În timpul aşchierii, ca urmare a unei variații bruște a adâncirii de aşchiere, a durității materialului piesei sau datorită altor factori întâmplători, forța de aşchiere și ca urmare, Δ_{STE} variază și ea. Deformația elastică a STE, în acest caz se poate scrie conform lucrării [8]:

$$\Delta_{STE} = (\Delta_1 \pm d\Delta_1) + (\Delta_2 \pm d\Delta_2) + \dots + (\Delta_{n-1} \pm d\Delta_{n-1}) \quad (4.4)$$

$$\text{sau} \quad \Delta_{STE} = \sum_{i=1}^{n-1} \Delta_i + \sum_{i=1}^{n-1} d\Delta_i \quad (4.5)$$

în care $d\Delta_i$ este variația de formație elastică la fiecare din verigile primare ale lanțului de dimensiuni. Eroarea datorată de formației STE, calculată cu relația (4.3), a fost denumită în [8] eroare statică, aceste putându-se compensa static, la începutul unei treceri, iar cea determinată cu relația $\sum d\Delta_i$ se va denumi în lucrarea de față eroare în aşchiere. Această împărțire este artificială deoarece în procesul de prelucrare cele două erori nu se pot distinge și nu pot fi separate. Pentru menținerea constantă, la o valoare programată, a deformației elastice a STE în [8] se propun trei metode. Prima metodă constă în stabilizarea forței de aşchiere la o anumită valoare corespunzătoare unei valori a rigidității STE, considerată constantă (dar care în realitate nu este) în lungul piesei prelucrate.

A doua metodă propune schimbarea (comandarea) rigidității STE în funcție de modul cum variază forța de aşchiere, în vederea menținerii constante a raportului lor.

Cea de a treia metodă propune comandarea forței de aşchiere astfel încât raportul dintre ea și rigiditatea variabilă a STE să rămână constant. Sistemele de CA care lucrează după prima metodă propusă de B.S. Balacșin, adică acelea care mențin constantă forța de aşchiere în lungul piesei prelucrate, corespunzătoare unei valori aproximată constantă a rigidității STE, înregistrează o pierdere de capacitate de producție. Aceasta deoarece se lucrează cu regimuri de aşchiere diminuate față de posibilitățile MJ, adică cu forțe de aşchiere mai mici decât cele permise și recomandate. Forțe de aşchiere mici și regimuri de aşchiere diminuate înseamnă fie creșterea numărului de treceri, fie un timp de mașină mai mare decât ar fi necesar, în ambele cazuri fiind vorba de o capacitate de producție mai mică. Ca urmare a faptului că RI_{STE} este variabilă, deformația este variabilă și abaterile obținute pe piesa prelucrată sunt va-

riabile.

Cel de al doilea sistem de CA, care menține constantă deformația elastică a SA, se bazează pe schimbarea rigidității acestuia în timpul aşchierii. În vederea materializării acestei idei, S.S. Belaşcin [8] propune construirea unui suport portocuit special cu rigiditate variabilă. Aceasta înseamnă reducerea rigidității prin măsuri constructive, fapt ce duce la o scădere pronunțată a capacității de producție a mașinii - unelte.

Sistemul de CA care se bazează pe comanda forței de aşchiere, în funcție de variația rigidității SA, pentru menținerea constantă a deformației, elaborat de conducătorul științific, a fost intens cercetat în colectivul de MU al catedrei TCI din cadrul I.P.I.V. Timişoara [125]. În urma studiilor efectuate s-a creat un SCA bazat pe măsurarea componentei tangențiale (F_t) a forței de aşchiere. Având F_t ca principală mărime măsurabilă, s-a dedus că trebuie să se instaleze avansul astfel ca, în aşchiere, să rezulte în permanență o forță F_t care să corespundă avansului maxim admis din punct de vedere tehnologic, forță numită "de reglaj" sau de referință (F_{tr}). Această înseamnă că impunându-se egalitatea :

$$F_t = C_F \cdot s^y \cdot v^x = F_{tr} \quad [da.f] \quad (4.6)$$

sistemul de avans longitudinal trebuie să asigure în permanență

valoarea :

$$s = \sqrt{\frac{F_{tr}}{C_F \cdot v^x}} \quad [ar/rot] \quad (4.7)$$

Aceasta este un sistem de reglare automată a componentei F_t prin comanda avansului, care este de fapt prima mărime de execuție. Prin urmare forța de reglaj sau de referință trebuie să fie o mărime variabilă conform necesităților de stabilire a avansului maxim admis din punct de vedere tehnologic, situație care de fapt, pe plan mondial, nu se regăsește decât în lucrările conducătorului științific și ale colectivului său de la I.P.I.V. Timişoara.

Schema bloc a SCA creat de conducătorul științific și realizat experimental [125] este prezentată în fig. 4.1, unde elementele componente sunt următoarele :

- sistem de încălzire (SI), care de fapt dă mărimea de referință; element de comparare (EC); elemente amplificatoare (A_1) pentru semnalul ΔP_t^i și (A_2) pentru semnalul forței din aşchiere; comanda acțiunii (CA); element traductor pentru forță (TF); amplificator de derivare (AD); acționarea de avans (AA).

Sistemul de comandă adaptivă (SCA) menține egalitatea $F_{tr} = F_t$

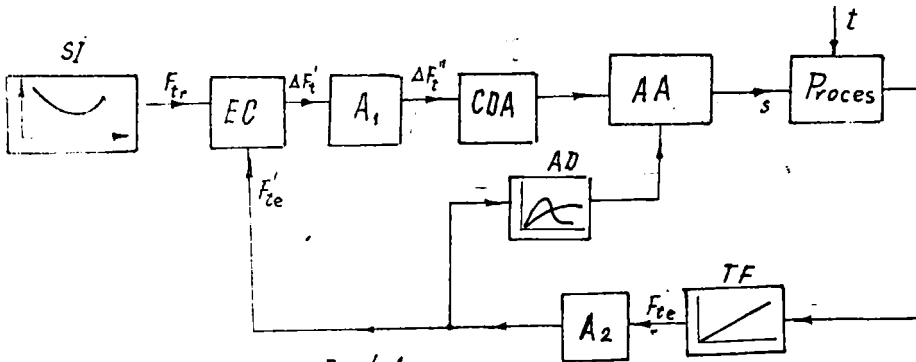


Fig. 4.1

fie prin canalul COA-AA la variații lente ale F_{t0} , fie și prin canalul AD-AA la variații bruște ale forței F_{t0} . Acesta în condițiile menținerii unei adâncimi de aşchiere medii admise (t_{med}). Urmărirea forței de aşchiere elaborată (F_{t0}) în timpul prelucrării, de către sistemul de încercare (SI) se face prin variația mărimii avansului s la o variație a forței de referință (F_{tr}). Altfel spus avansul s , prin valorile sale, trebuie să rezolve problema menținerii egalității $F_{tr} = F_{t0}$ avînd în vedere dinamica normală a forței F_{tr} , oca care este ea prestabilită, cit și eventualele variații ale adâncii de aşchiere. Se înțelege că avansul trebuie să aibă posibilitatea de a fi variat continuu în timpul aşchierii.

Graficele funcției $F_{tr} = F(1)$, la două valori ale diametrului plosei strunjite, reproduse după [125], pentru strungul SP 630NC $\phi 40$, sunt prezentate în fig. 4.2 la prinderea combinată și în fig. 4.3

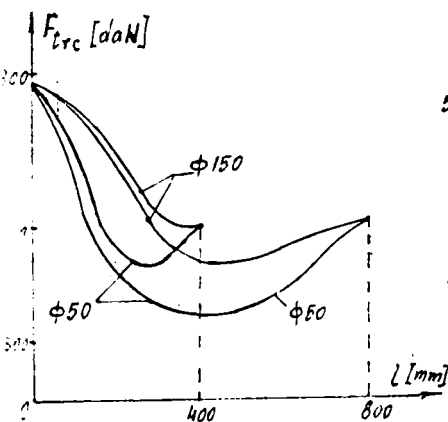


Fig. 4.2

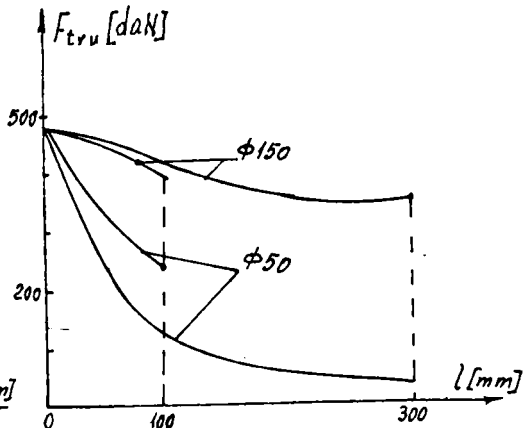


Fig. 4.3

la prinderea în universal. Curbele obținute sunt valabile numai pentru un anumit model concret de MU, la prinderile specificate,

originea axelor fiind situată la păpușe fixe. În grafice se vede că pe păpușe mobilă trebuie lucrat cu o forță mai mică și pe măsură ce scula se apropie de universal se pot utiliza forțe de aşchieră tot mai mari. Menținând viteza de aşchieră constantă și variind avansul prin intermediul CA, astfel ca să se ţină seama și de variația adâncimii de aşchieră și totodată forța să satisfacă funcția reprezentată în graficul stabilit (cu anumite toleranțe de insensibilitate) rezultă o deformare a SA constantă, deci o eroare constantă, de valoare cunoscută (deci se cunoaște și Δ) fiind determinată experimental), în lungul piesei strănjite. Această eroare poate fi compensată automat și ca urmare se obține o precizie dimensională și de forță superioară a pieselor strănjite. Sistemul de CA bazat pe reglarea automată a componentei F_x este singurul sistem cunoscut pe plan mondial, care lucrează cu avansul maxim admis din punct de vedere tehnologic și cu adâncimea de aşchieră ca parametru independent, dar ales astfel ca să corespundă unui număr de treceri minime posibil. Numi aceste sisteme de CA realizează precizie de prelucrare impusă, în condițiile unei capacități de producție maxime.

Pe baza celor expuse, rezultă că esența procesului de compensare (reinstalare la cotă) automată în condițiile unei capacități de producție optime, concretizat pentru strănjirea longitudinală, se prezintă intuitiv ca în fig. 4.4. Curbele de pe grafic sânt notate cu "a" pentru avansul longitudinal, Δ pentru deformările elastice ale SA și cu "dr" pentru mărimea compensării, egală și de sens opus deformăției elastice, adică $dr = -\Delta$.

Fină la pătrunderea sculei în piesă (intervalul $0 - \zeta_1$) $\Delta = dr = 0$ și avansul are o valoare maximă a_{max} , adică un avans maxim de lucru. În momentul ζ_1 se produce pătrunderea sculei în materialul piesei

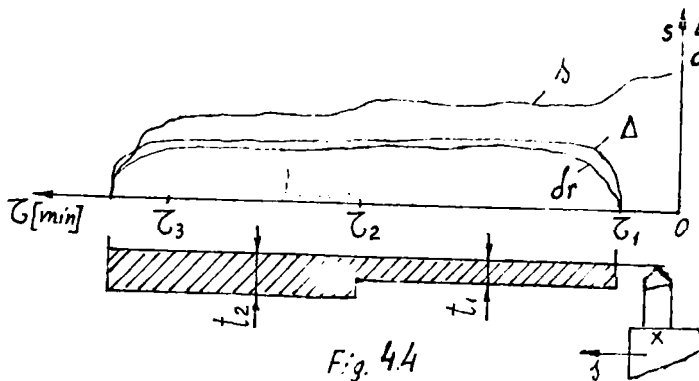


Fig. 4.4

de pătrundere (adâncimea t_1) și mărimea Δ crește brusc. Corespunzător valorii lui Δ are loc o compensare dr a virfului (vârfului) sculei, pe direcția razei piesei aşchiate și de sens opus deformăției elastice.

Pe oscilogram din fig.4.4, curbele Δ și δ au fost trase de aceeași parte a axei orizontale.

În momentul t_2 , ca urmare a creșterii adâncimii de așchiere de la t_1 la t_2 , se produce o creștere suplimentară a deformației elastice și începe să apară fenomenul de compensare. Dacă deformația elastică poate depăși valoarea admisă (Δ_{adm}), se realizează automat avansul de către SCA astfel ca deformația să rămână constantă, având în vedere funcția stabilită a forței.

Din cele expuse mai sus, se înțelege că pentru compensarea erorilor datorate deformațiilor elastice ale SFE și uzurii sculei trebuie comandat automat un microavans transversal (de pătrundere) deplasând fie șanțul port-sculei, fie unghiul portscutitului spre axa piesei strunjite atunci când se face reinstalarea. Aceste microavansuri transversale (de ordinul unei sutimi de mm, până la 0,2-0,3mm) sunt dificil de realizat practic la strung, ele necesitând eventual mecanisme speciale.

4.2. Partea de sistem pentru uzura sculei.

Prin lucrarea de față se propune măsurarea uzurii cu un aparat, al cărui palpator atinge virful sculei apropiindu-se axial de aceasta, la finele unei sau a câtorva treceri de lucru ori după prelucrarea mai multor piese.

Schemă bloc simplificată a sistemului conceput și realizat, de măsurare și compensare a uzurii sculei se prezintă în fig.4.5. Elementul traductor de măsurare a uzurii (ETU) este compus din traductorul inductiv (TI), bobina (B) și plonjerul (PL). Celelalte notații au semnificațiile: piese supusă prelucrării de tip arbore (P) cap portențite (CPC), șanț transversală (ST), aparat de măsură electronică (AE), bloc electronic de comandă măsurarea uzurii (CMU), element de memorare (EM), sistem de afișare a uzurii măsurate (AF), manipulator de schimbare a sculei (MS), referință de uzură axială admisibilă (AU), element de însumare (Σ), element de comparare (CC), amplificator de putere (A), element de execuție (EE). Măsurarea uzurii se execută în timp ce JT împreună cu căruciorul se deplasează, cu avans rapid, spre păpușa mobilă, în vederea începerii unei noi treceri de lucru.

Prin urmare operația de strunjire nu se întrerupe pentru efectuarea măsurării, deoarece aceasta are loc în timpul unei deplasări rapide, respectiv se recurge la o coincidență de fază ale ciclului și acesta datorită adoptării unui portscutit cu câteva scule,

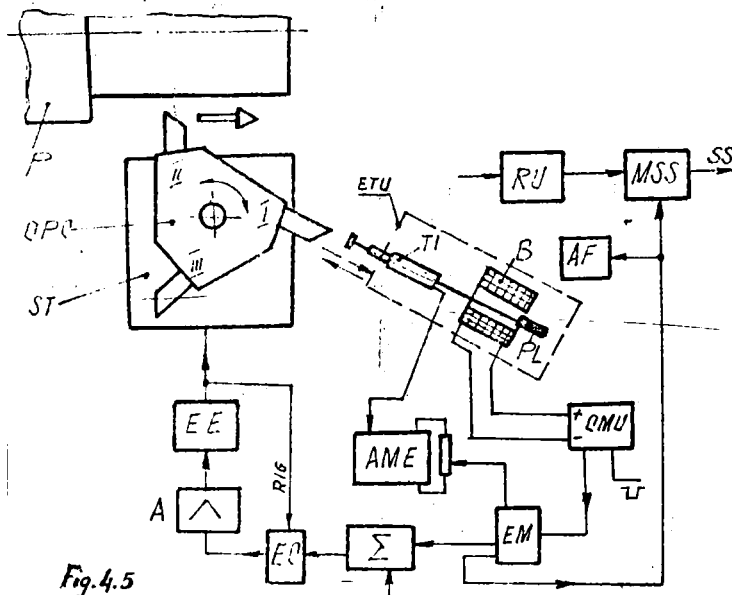


Fig. 4.5

ca de exemplu triunghiular, ca în fig. 4.5. Este scula dispusă pe CPC se pregătește anterior, în poziție de fixare, în afară MU, într-un dispozitiv special, după fiecare măsurătoare. În fig. 4.5 se presupune că scula I a lucrat cu timp suficient (care se poate calcula ca în subcap.

2.2) și că a depășit uzura de rodaj.

După ce ST a retras cuțitul I din șchia, CPC se rotește în sens orar și aduce cuțitul respectiv în poziția de măsurare. Când cuțitul I a ajuns în poziția de măsurare, CMU permite elementului ETU să se apropie de sculă în vederea măsurării uzurii. Măsurată este transpusă sub formă unei tensiuni electrice continue care este senzorată de EM și în același timp amplificată și transmisă la EE care apropie ST de era plăcii cu vâlcarea uzurii cuțitului I. După măsurare, ETU se retrage, CPC se rotește în sens trigonometric aducând scula I în poziția de lucru, după care urmează deplădarea cu avans rapid spre locul de unde se reisă echilibrare. Nivelul de uzură al sculei respective este afișat și atunci când uzura a depășit un nivel precalculeat și introdus la RU, se trimite către MSS, un semnal de înlocuire a sculei uzate.

Le elementul de măsurare se mai primește un semnal electric corespunzător deformației elastice a STE, care se însușește cu semnalul electric corespunzător uzurii sculei. În EE se compară semnalul care iese din senzor cu semnalul de reacție (RMU) care sosește de la EE și care oferă informații cu privire la atingerea realizată a compensării.

Scheme bloc detaliate a sistemului conceput și executat pentru măsurarea uzurii la un cuțit, este prezentată în fig. 4.5. Măsură reală măsurată de ETU este indicată de către AME. Semnalul electric

corespunzător uzurii măsurate este preluat de la bornele aparatului indicator și introdus în amplificatorul diferențial (AD). La ieșirea acestuia se obține un semnal electric amplificat sub forma unei tensiuni continue negative. Această tensiune se compară, pe rezistențele de la intrarea inversoare a elementului de comparație notat cu $BC1$, cu tensiunea pozitivă care vine prin rețeaua inversă locală (AL) de la potenționetrul de referință (PI) prin repetorul ($MA1$). Dacă tensiunea negativă care sosește de la AD (corespunzătoare uzurii măsurate de AMU) este mai mare decât tensiunea pozitivă care se culege de la PI , va rezulta la intrarea lui $BC1$ o tensiune negativă (egală cu diferența celor 2 tensiuni comparate), iar la ieșirea lui $BC1$ o tensiune pozitivă, ce va fi amplificată de amplificatorul (AE) și transmisă servonimotorului de referință SMN . Acesta va roti PI până la scularea diferenței dintre cele două tensiuni comparate. La următoarea măsurare PM este rotit din nou și tensiunea care se culege între masă și cursor, coresponzătoare uzurii măsurate la aceeași sculă de către AMU , este trimisă la un bloc de afișare cu LED-uri (diode luminescente). În ideea polideservirii operatorul poate vedea de la distanță nivelul de uzură al fiecărei scule. Am menționat că $BC1$ și AE fac parte dintr-un bloc electronic numit comparator și amplificator (CA). Aceste funcționează numai când primește semnal de validare de la CMU. Între SMN și PI este interpus un acoplaj electromagnetic (CA), care are menirea de a proteja PI împotriva distrugerii în eventualitatea că acesta ajunge la cap de cursă și ca urmare a unei defecțiuni SMN se poate roti încontinuu. Bobina lui CA primește și ea tensiune, prin intermediul lui CMU, numai în intervalul în care se măsoară și există o uzură a sculei. De la AMU se prescrie, sub forma unei tensiuni continue pozitive, nivelul uzurii maxime admisibile. Atât AMU cât și PI sunt alimentate cu tensiuni riguros continue de la stabilizatorul integrat (SI). Când uzura radială a depășit nivelul de uzură prescria la AMU , nivel care este stabilit ca inferior uzurii catastrofeale, care duce la ruperea sculei, tensiunea de la PM este mai mare decât cea de la potenționetrul AMU și la ieșirea elementului comparator (BC2) va rezulta o tensiune pozitivă. Aceasta va deschide tranzistorii T_1 și T_2 și ca urmare prin bobina manipulatorului pentru deschiderea sculei (MSU) va trece un curent electric (va fi pusă sub tensiune continuă) și astfel MSU va efectua deschiderea sculei uzate cu una reascuțită. În același timp, ca urmare a deschiderii tranzistorului T_1 LED-ul, care semnifică uzura maximă se va

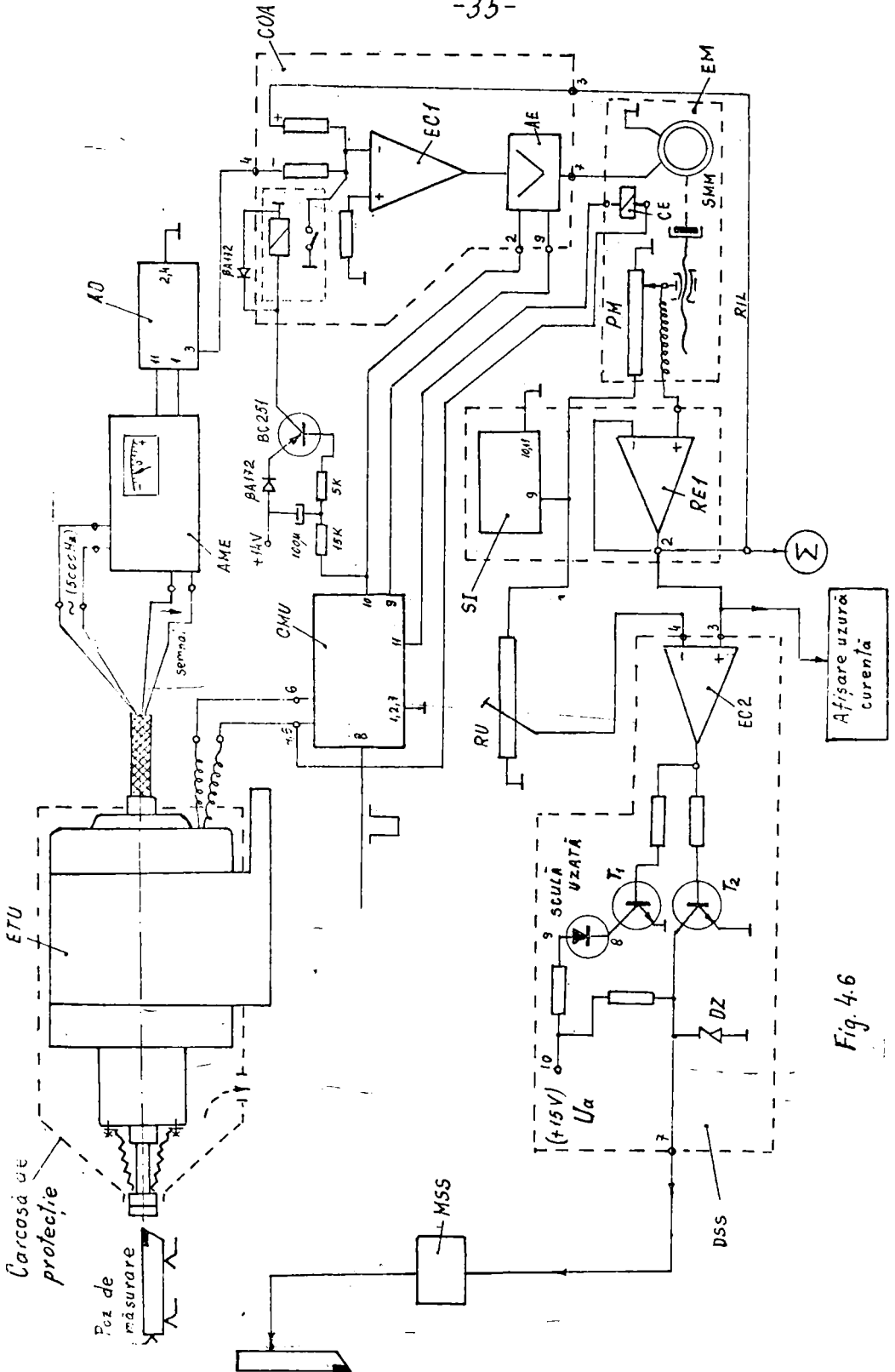


Fig. 4.6

sprinde, ca urmare a punerii sale sub tensiunea de + 15V. Tranzistorii T_1, T_2 LED-ul ce sensibilizează uzura maximă, EC2 și alte piese electronice formează blocul electronic de decizie a schimbării sculei (DSC). Semnalul electric, sub forță de tensiune, corespunzător uzurii măsurate, este prelucrat în blocurile electronice AD și OJA, astfel încât la elementul de măsurare (AM) și respectiv de afișare (AF) (fig.4.5) se obține o tensiune electrică pozitivă având stabilit un coeficient de analogie ce face ca la o,7V tensiune să corespundă o sutimă de mm uzură radială măsurată.

Este de reținut faptul că MTU, împreună cu CPC (fig.4.5), se află pe BT într-o poziție corectă mai ferită de echilibrul din procesul de prelucrare, protejată chiar împotriva acțiunii și a lichidului de răcire-ungere.

Avantajele sistemului, prepus pentru măsurarea uzurii sculei, sunt: precizie de măsurare ridicată, dat fiind că între MTU și sculă nu intervin elemente intermediare care să introducă erori; capacitate de producție mărită a mașinii (strungului) ce urmare a coincidenței fazei de deplasare rapidă spre păpușă mobilă cu operația de măsurare și compensare; consum de scule scăzut pentru că se previne ruperea cutitului, acesta fiind înlocuit înainte de a se atinge nivelul uzurii catastrofale; prezența piesei supusă prelucrării nu împiedică operația de măsurare, iar MTU este plasat astfel încât nu incomodează cu nimic operatorul la prinderea și scoaterea piesei supusă prelucrării.

Sistemul are și unele dezavantaje. Excepțind MTU și AM, teoretic cel puțin, sunt necesare trei panouri electronice (câte unul pentru fixarea cutit de pe CPC). Având în vedere că la prelucrarea arborilor este necesar și un cutit de canelat, care se uzază extrem de greu, în unele cazuri se poate renunța la panoul electronic pentru acesta și ca urmare trebuiesc doar două panouri.

Soluția introduce unele complicații și o mărire a prețului de cost a MTU pe care se instalează, dar acestea sunt justificate și se amortizează într-un timp relativ scurt. Dacă de exemplu se consideră o mașină cu trei scule, 5 ani de funcționare a MTU (total cca 80000min adică 5 zile pe săptămână funcționare), costul MTU fără sistem 150000 lei, costul sistemului 63200 lei, costul pe aceasta a unei măsurări și costuri manuale a corecției 3 lei (odată la o piesă cu ciclul de cca 6 min), în 5 ani de exploatare rezultă un câștig de peste 700.000 lei respectiv cca 143.000 lei anual (calculul detaliat în subcap.6.3.5). Este deci asigurată o recuperare a costului sistemului în mai puțin de o jumătate de an de utilizare a mașinii.

4.3. Partea de sistem pentru defecția SA.

În lucrarea de față se propune o soluție originală de compensare automată a erorilor datorate deformațiilor elastice ale STE și ușurii soalei, soluția ce se poate aplica pe un strung normal cu structură nouă, concepută a colectivului de U.U., din cadrul IP Timiș.

Scheza bloc a acestui sistem de compensare automată, împreună cu subsențele principale ale strungului respectiv se prezintă cu în fig. 4.7. La batiul 1 este montat ghidajul semicircular 2, pe care se deplasează senia longitudinală 3, ce susține senia transversală 4 și capul portcuțitei 8.

La această construcție de strung se remarcă faptul că corubul conducător și baza de evensuri au fost înlocuite de o transmisie piniou-cremalieră. Cremaliera 9 este solidă montată pe ghidajul 2. Mișcarea de deplasare axială a seniei 3 se primește de la motorul M prin intermediul unui lanț cinetic, din care pe schemă s-a prezentat numai un angrenaj alcătuit din 11, 12 și pinioul la care angrenează cu cremaliera. Un alt element mai puțin obișnuit ce apare în construcția acestui tip de strung, îl constituie brațele încovoiate 13 (doamă la număr, situate de o parte și de alta a seniei transversale), care pe lângă faptul că urmăresc eșchigarea unui plus de rigiditate pentru MU, pot servi și la realizarea compensării deformațiilor elastice ale STE și a ușurii radiale a soalei. Brațele încovoiate sunt unite în partea superioară prin intermediul ghidaului 15, (prevăzută cu două perechi de coantri, antrenate prin transmisii veloce) care se deplasează, odată cu senia longitudinală, pe lagăre cu rulmenți, în lungul traversei 14. Ghidaul 15, traversa 14 împreună cu motorul electric de curent continuu 22 formează ER al sistemului de compensare. Piesa 5, de tip arbore, este subsoacă eșchierii. Treductoarele magnetoelectrice 7, amplasate sub oușitul 6, transmit la blocul CA montat cu 16, semnale electrice sub formă de tensiune proporțională cu mărimea componentei tangențiale efective a forței de eșchierare (F_{tg}). În blocul electronic 17 se prezintă ca măriri de intrare: nodul de prindere al piesei pe MU (combinat sau numai în AP), lungimea obiectului supus prelucrării (L_{ob}), diametrul acestuia (ϕ_{ob}) și prin progresiunea cote la care se efectuează eșchierarea (l_{ag}). Fostele semnale măriri sunt mai întâi transpuse sub formă unor semnale electrice. Blocul 17culeulează, corespunzător datelor introduse, după metodologia prezentată în [125] curbe de rigiditate a STE, într-un număr de puncte și o redă scologică sub formă de tensiune electrică.

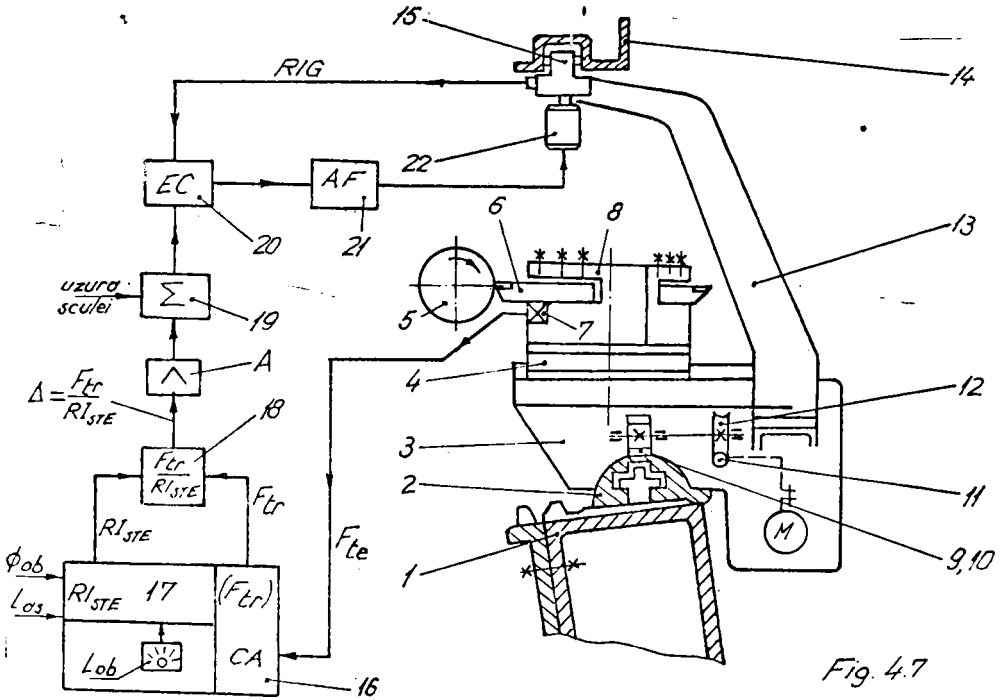


Fig. 4.7

Graficul acestei tensiuni este identic cu al $R_{I_{STE}}$ în condițiile date. În fig. 4.8 este prezentat un astfel de grafic în care cu U_x este notată tensiunea analogică corespunzătoare curbei $R_{I_{STE}}$ în lungul ghidajelor, la un strung normal model SA 500 x 1000, la prinderea combinată cu ϕ_{ob} egal 70 mm și $L_{ob} = 850$ mm.

În blocul CA se prescrie forța tangențială de referință și curba grafic trebuie să fie identică ca alură cu cel al $R_{I_{STE}}$, pentru ca deformația înregistrată la vârful scutei să fie constantă în lungul piesei prelucrate. Altfel spus, CA menține în permanență egalitatea $F_{te} = F_{tr}$ prin varierea evansului longitudinal. La o ieșire din blocul 16 se extrage mărimea forței F_{tr} , inclusiv dacă variația sa, transpusă sub formă de tensiune electrică, tensiune notată cu

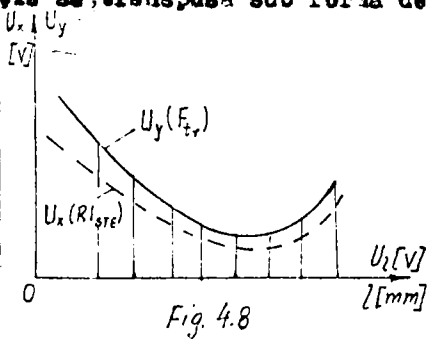


Fig. 4.8

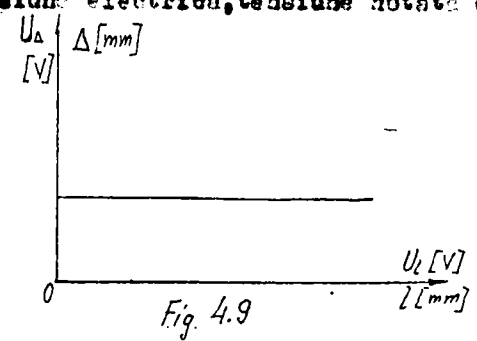


Fig. 4.9

U_y și a cărei variație în lungul ghidajelor se prezintă ca în fig. 4.8. unde originea axelor de coordonate este la universul. Lungimea piesei supusă prelucrării se transpune și ea sub formă de tensiune, montând un potențiomătru în lungul ghidajelor. Forța F_{tr} este calculată de tehnolog, fiind acesta proiectează tehnologia și calculul se conduce de așa manieră încît să se obțină deformația S_{12} constantă, în condițiile unei capacități de producție maxime. Acesta aparține de fapt CA, care nu face obiectul lucrărilor din prezenta teză. Pentru sistemul elaborat se reține că din CA se primește calculată atât $R_{1S_{12}}$ cît și F_{tr} , respectiv măsurile lor analogice sub formă de tensiuni electrice continue, proporționale cu variațiile corespunzătoare ale rigidității și forței tangențiale de referință. Divizorul analogic 18 calculează continuu deformația $\Delta s_{S_{12}}$ -ului, adică efectuează raportul U_y/U_x . Rezultatul se prezintă sub formă de tensiune electrică care trebuie să fie practic constantă (fig. 4.9) și care, este transmisă la elementul sumator 19. Avînd aceeași coeficient de analogizare, adică la IV tensiune corespunde o aceeași unitate de lungime ca la măsurarea uzurii, se însumează tensiunea corespunzătoare deformației S_{12} cu cea corespunzătoare uzurii radiale a sculei. Semnalul rezultat este transmis la elementul de comparare 20, unde se mai primește un semnal de reacție RIG corespunzător cursei de compensare efectuată, care este executată de fapt printr-un sistem de urmărire. Semnalul de dezacord, careiese din elementul 20, este amplificat în 21 și apoi transmis servomotorului 22 care acționează BR. Acesta deplasează spre stînga brațele 13, care rotește în sens trigonometric senza longitudinală în jurul centrului ghidajului circular 2. Din tab. 5.1 rezultă că la o rotație a excentricului între 80° și 120° se obține o deplasare Δh_{max} la extremitatea brațului încoavizat de 0,8173 și o deplasare a virfului sculei $\Delta r = 0,5723$, valoare ce depășește maximul necesar în practică. Detîind cu U unghiul cu care se rotește brațele încoavizate și cîruciorul strungului, din relația $\Delta h_{max} = R \cdot U_{max}$ rezultă $U_{max} = \frac{\Delta h_{max}}{R}$ 3,8 min, unde $R = 738 \mu m$ și este achitat în fig. 4.10. Ca urmare a acestei mișcări, scula 6 primește un microsema transversal, compensînd astfel deformațiile elastice ale S_{12} și uzura sculei.

Modul cum se face compensarea se poate vedea mai bine în fig. 4.10. punctul A de la extremitatea brațului încoavizat, sub acțiunea forței F dezvoltată de elementul de execuție, se deplasează pe un arc de cerc de rază R , cu centrul în O (centrul ghidajului senzicircular). În jurul aceluiași punct se rotește și virful sculei notat cu

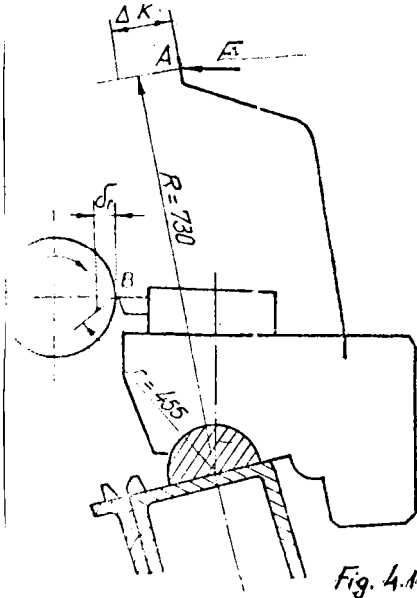


Fig. 4.10

unei sutii de un, sânt dificil de realizat practic. La strungul SA cu raportul $R/r = 1,6$. Considerând că planul de divizare al cremalierii (fig. 4.7) se află la o distanță maximă de cea loca față de centrul O al ghidajului circular (fig. 4.10), la o deplasare a vârfului sculei $\Delta r = 0,5 \text{ mm}$, conform relației (4.3), pinionul ce pune în mișcare cărușorul strungului se rotește după direcția tangentei cu $0,11 \text{ rad}$, deplasare ce este nesemnificativă și nu afectează condițiile angrenării pinionului cu cremaliera.

Pe baza datelor din literatura de specialitate [41, 77, 123] și a determinărilor din prezenta teză, subcap. 6.2.1 și 6.2.3, se apreciază că eroarea axială, datorată deformației elastice a șurubului și uzurii sculei la un loc, nu depășește $0,5 \text{ mm}$ pe rază. Pentru a compensa această eroare, la anumite intervale de timp trebuie deplasat vârful sculei spre axa piesei de prelucrat cu max. $0,50 \text{ mm}$.

Prin urmare, la compensare vârful sculei se mișcă pe un arc de cerc cu raza r , deplasându-se radial spre axa piesei supraș prelucrii cu Δr și tangențial, sub planul axei cu ΔT ca în fig. 4.11, unde cu d_1 s-a notat diametrul inițial, înainte de compensare și cu d_0 diametrul piesei supraș prelucrii obținut în urma compensării.

Deci α și γ sunt unghiurile active de așezare, respectiv de deșezare ale sculei înainte de compensare, după efectuarea compensării acestora su valorile efective α_e și γ_e , care conform [45] și fig. 4.12 se pot exprima prin relațiile:

$$\alpha_e = \alpha + \beta \quad \text{și} \quad \gamma_e = \gamma - \beta \quad (4.9)$$

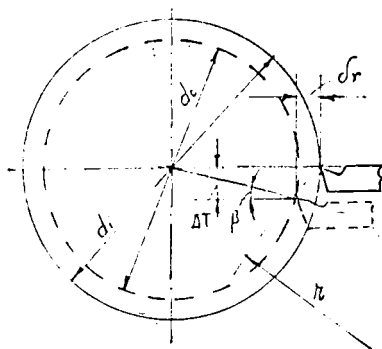


Fig. 4.11

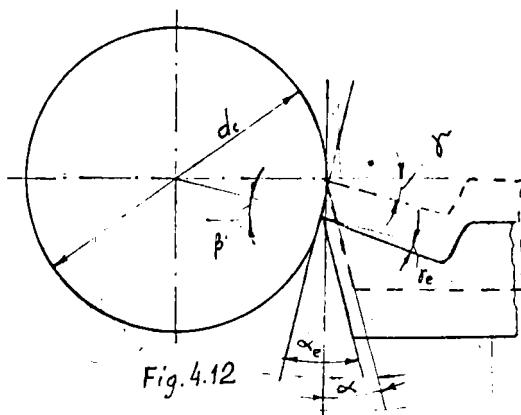


Fig. 4.12

În vederea calculării unghiului β , se scrie din fig. 4.11 că $\sin \beta = \frac{2 \Delta T}{d}$, relație în care dacă se înlocuiește ΔT cu valoarea exprimată în subcap. 2.1 și [41,99], se obține:

$$\beta = \arcsin 2 \sqrt{\frac{dr}{d_c}} \quad (4.10)$$

Dacă se consideră că se prelucrescă o piesă de tip arbore, din oțel aliat cu în său Cr ($\sigma_{tr} = 100-140 \text{ da} \cdot \sqrt{\text{cm}^2}$), pentru strunjirea cărui în [45] se recomandă $\alpha = 6^\circ$, $\delta = 6-12^\circ$, cu $d_c = 120 \text{ mm}$ și $dr = 0,3 \text{ mm}$ (valoare practic foarte mare, ca urmare a deformației SNE și uzurii sculei) rezultă $\beta = 5^\circ 50'$. Prin urmare α va deveni cea 12° și δ poate ajunge la 6° , în caz că s-a adoptat valoarea superioară.

În concluzie, ținând seama de cele de mai sus, tehnologul trebuie să prescrie pentru α valori minime, iar pentru δ valorile maxime recomandate în literatura de specialitate. La strunjurile echipate cu sistemul de compensare propus și astfel variațiile pentru α și δ , vor fi situate în intervalul valorilor obișnuite pentru aceste unghiuri.

4.4. Ansamblul sistemului de compensare automată.

Schemă bloc și concentrată a sistemului care compensează automat uzura sculei și deformația SNE este prezentată în fig. 4.13.

La intrarea inversoare a elementului de însumare (Σ) se primesc două tensiuni pozitive, U_1 , corespunzătoare uzurii radiale a sculei și U_2 , care reprezintă semnalul de ieșire al divizorului analogic (DA), corespunzând deformației elastice a SNE. Așa cum s-a mai precizat cele două tensiuni au același coeficient de analogism. La ieșirea elementului Σ se înregistrează o tensiune $U_3 = U_1 + U_2$, dar cu semn schimbat, adică negativă. Pe rezistențele de la intrarea inversoare a elementului comparator Δ se compară tensiunea negativă U_3 cu tensiunea pozitivă U_4 care reprezintă semnalul de ieșire din presămplificatorul (Δ).

Dacă $|U_3| > U_4$ tensiunea U_5 de la ieșirea lui EC, pozitivă ca semn, este amplificată în amplificatorul de putere (AF) și transmisă servomotorului de curent continuu (SM) care acționează EE în sensul compensării. Măgețile de pe roțile melcate solidare cu excentricii, arată sensul de rotație al acestora în faze de compensare. Pentru faze de retragere sensul de rotație este invers celui desenat.

Solidar cu una din roțile melcate extreme se află montat cursorul potenționetrului de urmărire (PU). Acest potenționetru este alimentat cu o tensiune stabilizată de +10V.

Tensiunea pozitivă U_7 culescă de PU, între cursor și masă, este o măsură a unghiului de rotație a excentricilor, în ultima etapă a cursei de compensare. Tensiunea U_7 este amplificată în PA până ce ajunge la valoarea U_4 . Dacă S1 a rotit mai mult decât trebuie excentricii EE, adică a realizat o cursă de compensare mai mare decât cea care s-a comandat, PU se rotește cu un unghi mai mare decât trebuie și $U_4 > |U_3|$. Tensiunea U_5 de la ieșirea lui EC este negativă de această dată și după ce este amplificată de AF se transmite la S1 care reduce EE în poziția corespunzătoare.

Cele două microîntrerupătoare ak_1 și ak_2 limitează cursa de rotație a excentricilor în caz de avarie, întrerupând transmiterea tensiunii U_5 la amplificatorul de putere și prin aceasta alimentarea S1. Cele două diode (DI) împiedică supraîncălzirea sistemului la capăt de cursă.

O reprezentare intuitivă a modului cum se produce, în timp, procesul de compensare se poate vedea în fig. 4.14, unde se reaminteste, cu Δ s-a notat deformația elastică a SAE, h_1 - uzura radială a sculei și δr - mărimea compensării, care este de sens opus celor două erori, dar pentru a facilita înțelegerea fenomenului s-a reprezentat de aceeași parte a abscisei. Originea axelor corespunde momentului în care scula pătrunde în așchie. Se observă că Δ crește de la zero la o valoare constantă, valoare pe care o atinge într-o durată transitorie, care este a SCA, ce poate fi și sub una secundă. Sistemul de compensare intervine și el cu oarecare întârziere (inerență oricărui sistem) și realizează compensarea, adică face ca $\delta r = \Delta$. Admițând că anterior momentului ζ , de pe abscisă, s-a încheiat o trecere sau prelucrarea unei piese, cuțitul este retras din așchie, Δ și δr revin la zero. Se născă uzura sculei care a fost în așchiere și considerind că această uzură are valoarea h_{11} , în momentul ζ , când se reia așchieria unei noi treceri sau a unei alte piese, sistemul va compensa cu o valoare $\delta r = \Delta + h_{11}$. Analog, în momentele

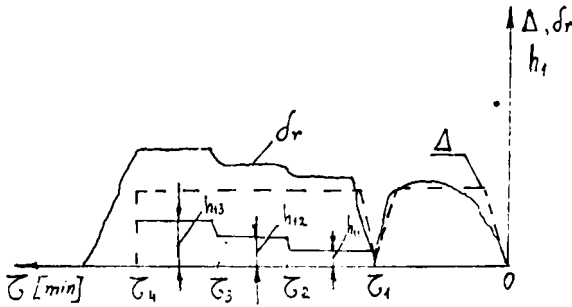
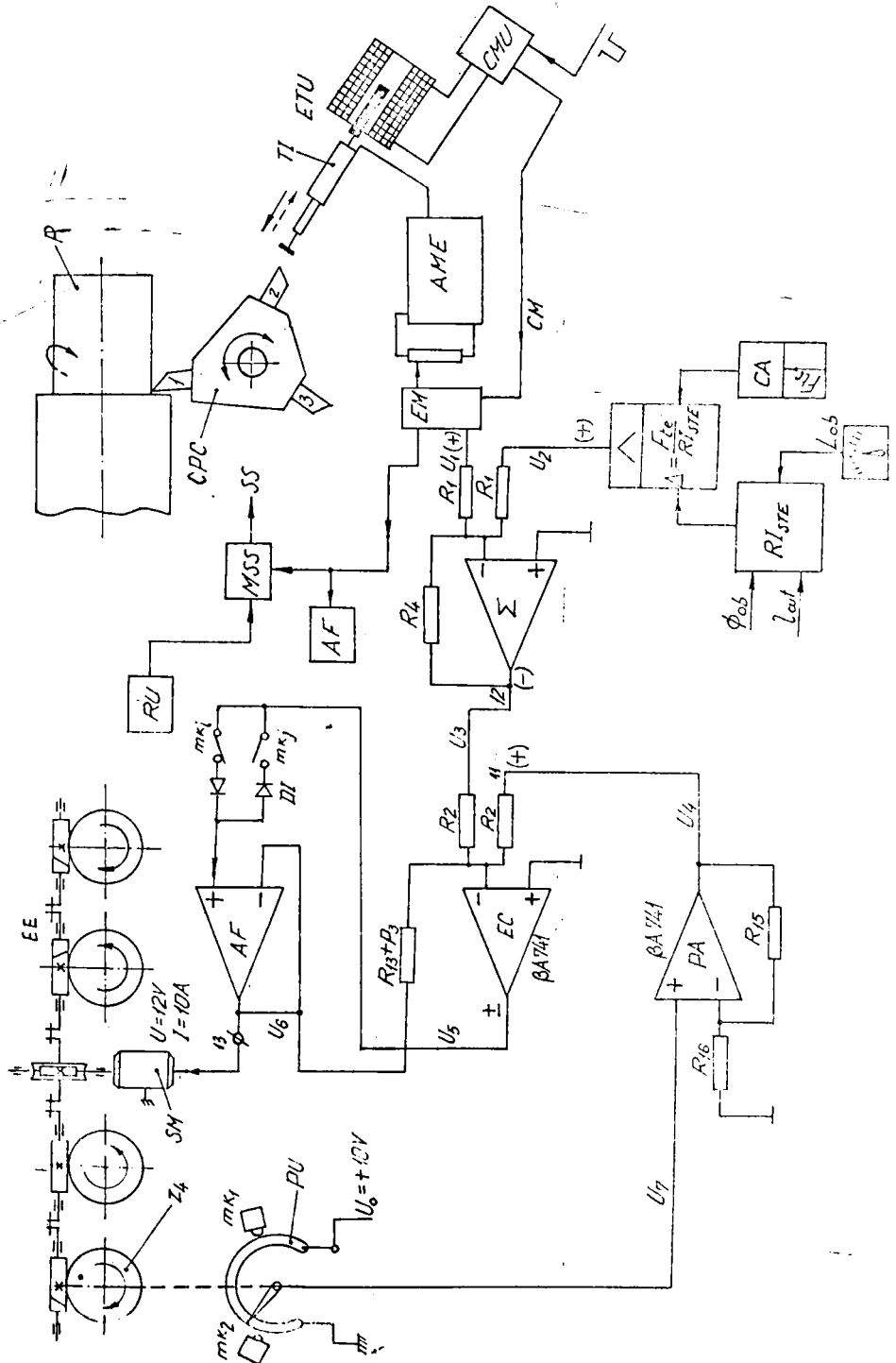


Fig. 4.14

τ_2 și τ_3 , datorită creșterii uzurii la valorile h_{12} și h_{13} , mărimea lui dr va fi $\Delta + h_{12}$, respectiv $\Delta + h_{13}$. În momentul τ_4 , se consideră că s-a calculat și s-a înlocuiește cu o altă ascuțită, după care ciolul se re-alează de str-

nare a EE se prezintă schematic în fig.4.15 și este compusă dintr-o linie de melci cilindrici, notați cu cifre de la 1 la 4, ce angrenează fiecare cu o roată melcoasă, un reductor melcoasă z_1, z_2 și SM. Sărbomotorul SM a cărui turație este n_0 , pune în mișcare roata z_2 prin intermediul melcului z_1 , care este solidar cu axul rotorului al lui SM. Roata melcoasă z_2 rotește cu turația n_1 cei patru melci, iar aceștia pun în mișcare roțile melcoase z_4 , cu turația n_2 . De menționat că cei patru melci cu același număr de începături z_3 , sunt lăgăruți la capete pe rulmenți radial-axiali cu bile, melcii extremi (1 și 4) ca și roțile melcoase cu care angrenează au înclinarea spiralei pe dreapta, iar cei din mijloc (2 și 3) împreună cu roțile lor au spire înclinată pe stînga. Legătura dintre melci este realizată prin cuplaje ministurizate de tip Oldham. O secțiune transversală a părții de antrenare este reprezentată schematic în fig.4.16, în care poziția reală a lui SM este la capătul opus al diametrului orizontal al roții melcoase z_2 . Reprezentarea a fost astfel realizată pentru o mai bună claritate a desenului. Din fig.4.16 se observă că roata z_4 este lăgăruită pe rulmenți și solidarizată în partea inferioară de arborele cu excentric (AM). Solidarizarea este realizată prin caneluri triunghiulare (dinți de șoarece). În partea superioară a lui AE se află excentricul (EX), care se află montat în eleajul unui rulment cu bile. Partea superioară a lui AM se sprijină în carcasa de ghidare (CG) prin intermediul unui rulment cu șoc. Rulmentul în care se află montat EX se sprijină prin intermediul inelului său exterior în canalul longitudinal special construit al traversei (TR). Se înțelege că pe fiecare din cele patru roți melcoase, notate cu z_4 , se găsește montat câte un excentric. Așa cum s-a precizat și cum se poate observa, parțial în fig.4.7, CG se află montată între cele două brațe încoavate dispuse la capetele saniei



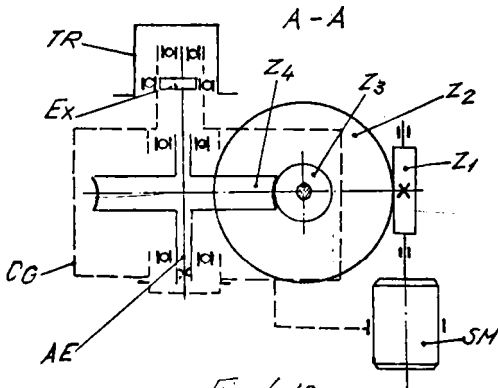


Fig. 4.16

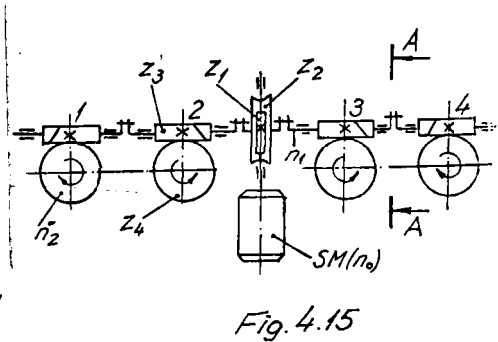
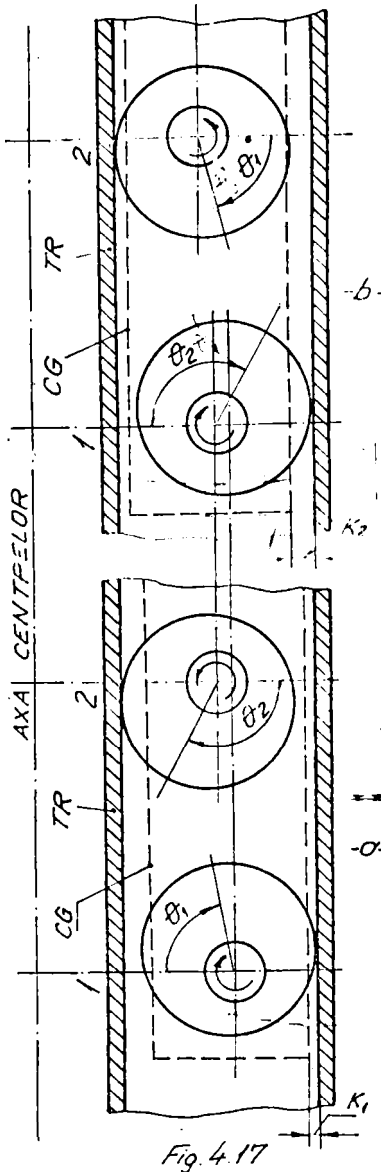


Fig. 4.15

transversale. Cînd senia longitudinală se deplasează, pe ghidajul semicircular, în lungul axei centrelor, CG se deplasează și ea, pe rulmenții în care se află montați excentricii, în lungul canalului practic în TR și ea dispune paralel cu axa centrelor, în partea superioară a strungului. Prin urmare EX se rotește odată cu roțile melcote z_4 în sensurile indicate de săgeți (fig. 4.15), această rotație efectuîndu-se numai la compensare și la revenire.

Modul care realizează EE cursa de compensare Δk , în partea de sus, la traversă, este prezentat în fig. 4.17. Figura (4.17.a) corespunde fazei de început a compensării în care se remarcă faptul că excentricii 1 și 2 au unghiurile θ_1 respectiv θ_2 , față de verticală, iar CG se află la o cotă k_1 față de paretele canalului în. În faza de sfîrșit a compensării (fig. 4.17.b) unghiul excentricului 1 a crescut la θ_1' , iar cel al excentricului 2 s-a micșorat la θ_2' , în timp ce CG s-a apropiat de axa centrelor cu $\Delta k = k_2 - k_1$. Este de menționat faptul că cele 2 perechi de excentrici sunt astfel montați încît pe măsură ce o pereche apasă asupra TR , împingînd CG spre axa centrelor (în faza de compensare), perechea din mijloc îi permite acestuia să se deplaseze fără joc și ca urmare fără șocuri. În faza de revenire, excentricii din mijloc sunt cei care dezvoltă forța de împingere iar cei extremi sunt cei ce permit deplasarea în aceeași condiții ca la compensare. Reglarea unghiurilor la cele 2 perechi de excentrici, astfel încît aceștia să lucreze în tandem, în condițiile specificate, a fost posibilă ca urmare a asamblării A5 cu butucul roții z_4 prin caneluri triunghiulare cu număr mare de dinți.

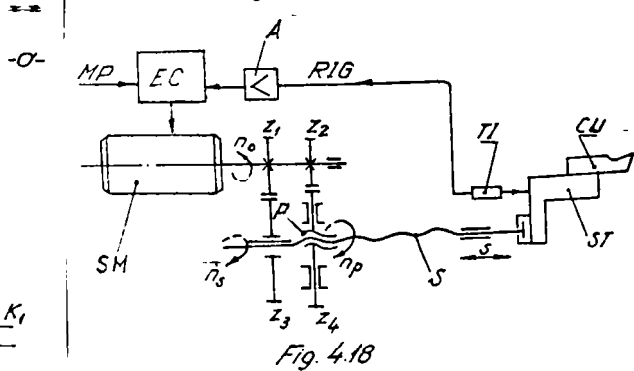
Se precizează că varianta elementului de execuție cu excentricii circulari s-a propus a se monta pe strungul normal cu structură nouă, deoarece compunerea acestei de strung și soluția de compensare adecvată este cea mai sigură în ceea ce privește obținerea



de microavansuri la vârful cuțitului, ca o mare a pînăcii în formă se scese-
ră. Pe un strung normal obișnuit, s-ar
putea utiliza ca pentru realizarea
microavansurilor de compensare un me-
canism de înșurubare șurub-piuliță ca cel
din fig.4.18. Motorul electric de cu-
rent continuu M pune în mișcare de ro-
tație atât șurubul (1) este și piulița
(2) cu turațiile n_1 și respectiv n_2
prin intermediul săgețedelor z_1/z_3 și
 z_2/z_4 . Se poate demonstra că, deplasarea
"s" a șurubului la o rotație a sa se
poate calcula cu relația:

$$s = (1 - \frac{n_2}{n_1}) \cdot p \quad (4.11)$$

Deci $n_2 > n_1$ șurubul se deplasează
axial și acționează asupra senzilor trans-
versale realizând un microavans de pă-
trundere. Cuțitul (30) a fost desenat di-
rect pe al. 1. Căterul inductiv (11) ca-
te măsoară depășirea și printr-o



legătură de reacție (11Q), identică cu cea folosită la sistemul pre-
pus în lucrare, se urmărește urmărirea deplasărilor ca constituie mi-
croavansurile de pătrundere ale sculei spre axe piesei strănjite.
Senzorul care sosete de la 11 este amplificat de (A) și transmis
elementului de comparare (EC), în care se va introduce un semnal
electric corespunzător urmării prescrise (P).

În ceea ce privește măsurarea uzurii cuțitului pe un strung
normal obișnuit, în [77] se prezintă un aparat simplu, acționat manual,

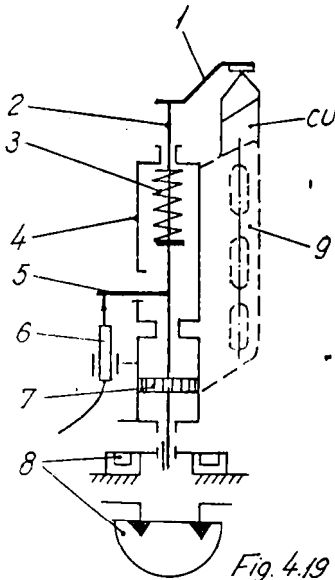


Fig. 4.19

cu care se poate măsura precis uzura, după ce CU a fost retras din aşchie, aparat executat de noi și experimentat.

Pentru a măsura automat uzura sculei pe un strung cu un cuțit se propune un aparat a cărui schemă de principiu se prezintă în fig.4.19, construcție dezvoltată față de cea propusă de A.S. Șkarov. Palpatorul 1, solidar cu tija centrală 2 și cu brațul 5 este împins spre înainte de hidromotorul liniar (H.L.) cu simplu efect 7, după care este rotit în poziția de măsurare de către hidromotorul oscilant (H.M.O.) 8. Când presiunea fluidului activ de sub pistonul H.M.O. scade, arcul 3, comprimat în sus, dă de palpatorul 1 care scade cu vârful său pe

brațul 5 în contact cu palpatorul traductorului inductiv 6. Corpul 4, de care se află prin traductorul 6, este solidar cu suportul 9, desenat cu linie întreruptă și prevăzut cu 3 găuri ovale. Prin intermediul acestor găuri aparatul se poate monta pe suportul cuțitelor de la strung cu ajutorul unor piulițe înșurubate în prezența care fixează cuțitul. Atunci când nu măsoară, palpatorul 1 este rotit în sens trigonometric, într-o poziție deasupra cuțitului. În această poziție nu incomodează aşchieres, dar în cazul în care se lucrează cu aşchii lungi, acestea se pot înfășura pe aparat și-i pot afecta buna funcționare. Pentru măsurare, CU trebuie retras din aşchie, fapt ce nu afectează întotdeauna capacitatea de producție, având în vedere că măsurarea se poate efectua în timp ce scula se deplasează, cu avans rapid, spre păpușa mobilă în vederea unei noi treceri sau când se schimbă piesa supusă prelucrării. Strungul pe care se montează un astfel de aparat trebuie echipat cu o instalație hidraulică, care să permită alimentarea celor două motoare hidraulice. Partea electronică, inclusiv afișarea uzurii poate fi identică cu cea propusă în lucrare.

În concluzie structura sistemului de măsurare a uzurii și de compensare, precum și modul de lucru sunt aceleași indiferent de tipul strungului și funcția de acest tip și NU, se schimbă numai verigile de execuție ale sistemului, în limite care nu sînt esențiale.

5. SISTEM UNARI GEOMETRIC PENTRU SOLUȚIA ELABORATA

5.1. Generalizarea calculării raportelor de transmitere ale componentului executant, pe baza momentelor de inerție.

În dimensionarea componentului executant se pornește de la influența pe care aceasta trebuie să o aibă asupra procesului automatizat, adică de la performanțele impuse elementului acționat. Pe această linie, calculele au fost efectuate în ipoteza ca sistemul să funcționeze cu accelerația maximă pe care o poate impune servomotorul ales, adică timpul de pornire și oprire și compensării să fie minime.

Scheza bloc a sistemului elaborat se prezintă în fig. 5.1. Sarcina (S) componentă a elementului de execuție este constituită din cei 4 excentrici solidari cu roțile melcate z_4 (fig. 4.15 și 4.16); reductorul (R) se consideră că este format din angrenajele melcate z_1/z_2 și z_3/z_4 și este acționat de servomotorul SM (fig. 4.15). Elementul de compensare (EC) are drept corespondent pe EC din fig. 4.13, iar reductorului (R) îi corespunde potențiatorul PR din aceeași figură.

Se admite că momentul de inerție al reductorului (J_R) este dat (în catalog) sau calculat față de arborele de ieșire al acestuia, caz în care momentul de inerție al sarcinii (J_S) conține și pe cel al reductorului, adică se poate scrie că $J_S = J'_S + J_R$, unde J'_S este momentul de inerție al sarcinii fără reductor.

Se consideră cunoscute următoarele: M, N_S - cuplul dezvoltat de servomotor, respectiv cuplul static al sarcinii, în $[kg \cdot m, Q, viteză unghiulară a lui SM]$ corespunzătoare lui M_S , respectiv viteza unghiulară a sarcinii, în $[rad/s]$; J_M, J_S - momentul de inerție al lui SM, respectiv S, în $[kg \cdot cm^2]$ sau $[g \cdot cm^2]$; θ_{max} unghiul maxim parcurs de S, pentru a realiza cursa maximă de compensare, în $[rad]$; t_p - timpul de

ct onar, adică timp în care sarcina parcurge pe θ_{max} în $[s]$. Se cere să fi calculate: raportul total de transmitere (i_{tot}) de la servomotor la sarcină și accelerația unghiulară a sarcinii ($\ddot{\epsilon}_s$) în $[rad/s^2]$. Funcționarea sistemului este exprimată de ecuația mișcării scrișă la

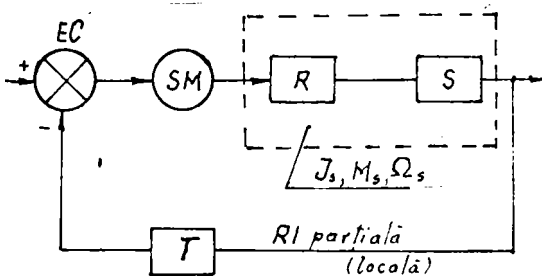


Fig. 5.1

arborele sarcinii, ecuație la care se ajunge pornind de la relația de definire a randamentului (η):

$$\eta \cdot i \cdot M = M_s + J_F \frac{d\Omega_s}{dt} \quad (5.1)$$

unde J_F este momentul de inerție al elementului de execuție redus la arborele sarcinii care, așa cum se știe [26, 39], se calculează pentru cazul concret din lucrare cu relația: $J_F = J_g + J_r \cdot i^2$. Înlocuind pe J_F cu expresia sa, accelerația unghiulară a sarcinii din relația (5.1) se exprimă:

$$\varepsilon_s = \frac{d\Omega_s}{dt} = \frac{\eta \cdot i \cdot M - M_s}{J_s + J_M \cdot i^2} \quad (5.2)$$

Valoarea optimă a raportului de transmitere (i_{op}), pentru care ε_s este maximă se obține derivând în raport cu i expresia (5.2) a cărei formă este:

$$\frac{d\varepsilon_s}{di} = \frac{\eta M (J_s + J_M i^2) - 2 \cdot i \cdot J_M (\eta \cdot i \cdot M - M_s)}{(J_s + J_M i^2)^2} \quad (5.3)$$

și apoi se egalează cu zero. Se obține o ecuație de formă:

$$\eta \cdot M \cdot J_M \cdot i^2 - 2 M_s \cdot J_M \cdot i - \eta M \cdot J_s = 0 \quad (5.4)$$

care rezolvată în raport cu i are rădăcinile:

$$i_{1,2} = \frac{m \pm \sqrt{m^2 + \eta^2 \cdot j}}{\eta} \quad (5.5)$$

unde s-au făcut notațiile: $m = M_s/M$; $j = J_g/J_M$. Are sens fizic numai rădăcina cu semnul plus în fața radicalului, deci

$$i_{op} = \frac{m + \sqrt{m^2 + \eta^2 \cdot j}}{\eta} \quad (5.6)$$

relație valabilă când servomotorul SM lucrează în regim de motor, adică în fază de accelerare, atunci când Ω lucrează în regim de frână (fază de oprire), cuplul motorului este de sens opus celui al sarcinii și în acest caz este recomandat ca raportul de transmitere total să se calculeze cu relația:

$$i'_{op} = \frac{-m + \sqrt{m^2 + \eta^2 \cdot j}}{\eta} \quad (5.7)$$

Pentru realizarea unor durate egale ale regimului tranzitoriu în fază de accelerare și în fază de frînare, în fig. 5.2 se adoptă o valoare medie a raportului de transmitere total:

$$i_{med} = \frac{i_{op} + i'_{op}}{2} = \frac{\sqrt{m^2 + \eta^2 \cdot j}}{\eta} \quad (5.8)$$

Cunoscând pe $\hat{\theta}_{max}$ și admitând că sarcina sistemului parcurge în cazul unei compensări acest unghi, în timpul t_f , din legea spațiului în mișcarea uniform variată fără viteză inițială rezultă:

$$\varepsilon_s = \frac{8 \hat{\theta}_{max}}{t_f^2} \quad (5.9)$$

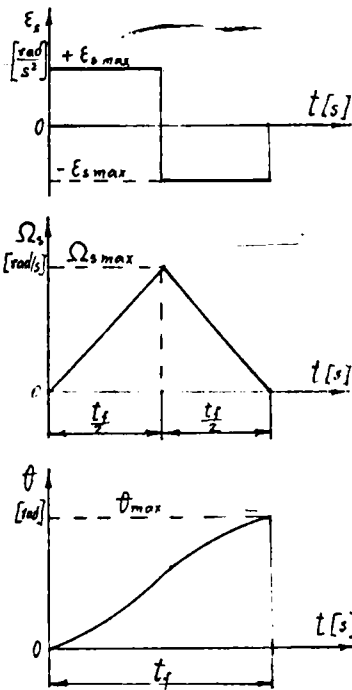


Fig. 5.2

Cuplul dezvoltat de SM se poate scrie : $M = M_g + M_d$, unde $M_g = J \cdot \dot{\epsilon}$ reprezintă cuplul dinamic. Este evident că odată cu creșterea lui $\dot{\epsilon}$ crește M_g și M , respectiv puterea lui SM. Odată cu creșterea puterii motorului crește și gabaritul acestuia, prin urmare gabaritul lui SM este unul din factorii ce limitează valoarea accelerației, vitezei unghiulare și a timpului de compensare. Din considerații de ordin mecanic se limitează de asemenea valoarea lui $\dot{\epsilon}$, deoarece la valori ridicate ale acestuia apar șocuri în funcționare care pot produce ruperea dinților de la roțile dințate ce intră în componența lui R.

Pentru cazul concret al modelului de reductor propus și executat în lucrare, conform recomandărilor din [24, 50] se adoptă $z_2 = 1$, pentru transmisii melcate cu autotrinare în orice poziție și $z_4 > 40$, rezultând $i_2 > 40$. Având pe $i_{red} = i_{tot}$ calculat cu relația (5.8) rezultă că $i_1 = i_{tot}/i_2$. Alegerea numărului de dinți pentru z_1 și

z_2 se face tot pe baza recomandărilor din [24, 50], unde pentru roțile se pot adopta $z_1 = 1 \dots 4$, iar pentru rosta melcilor se recomandă $29 \leq z_2 \leq 80$, cu precizarea că, pe cât posibil, z_2 și z_1 să nu aibă divizori comuni.

5.2. Calculul raportului total de transmitere al componentului executant în altă variantă.

Intrucât după efectuarea compensării maxime necesară, elementul de execuție trebuie să revină în poziția inițială este evident că servomotorul de acționare al lui R trebuie să fie unul de curent continuu, deoarece numai acesta poate avea un cuplu intermitent mare și i se poate schimba mai ușor, în sensul de rotire, în condițiile existenței unor tensiuni electrice continue de valoare relativ redusă, în partea de comandă a sistemului.

Viteza unghiulară a servomotorului de curent continuu, la o tensiune electrică de alimentare U_m [V] scade liniar în funcție de creșterea lui M_g , viteza ce se poate exprima după [23] cu ajutorul

ecuației caracteristicii mecanice:

$$\Omega_m = \frac{U_x}{K\Phi_N} - \frac{R_a \cdot M_s}{(K\Phi_N)^2} \quad [\text{rad/s}] \quad (5.10)$$

În relația de mai sus R_a este rezistența interioară a inductorului în Ω , este constantă pentru un anumit tip de motor și se poate determina experimental sau aproximativ cu relația $R_a \approx 0,5(1-\eta) \frac{U_N}{I_N}$, unde η_N , U_N și I_N sînt valorile nominale ale randamentului, tensiunii și intensității curentului electric, ultimele două fiind prescrise în cartea mașinii. Fluxul dezvoltat de stator Φ_N se poate calcula din relația tensiunii electromotoare la mersul în gol (E_0) a servomotorului respectiv: $E_0 = K_a \Phi_N$. Tensiunea E_0 [V] se măsoară la bornele servomotorului, cînd acesta este rotit cu turația constantă n [rot/min] de către un alt motor electric.

Constanta K din ecuația caracteristicii mecanice a motorului de curent continuu se poate calcula din relația $K = \frac{p}{2\pi} \frac{N}{a}$, unde: p - numărul perechilor de poli ai statorului, N - numărul total de conductori din rotor, iar a - coeficient ce ține seama de tipul înfășurării rotorului. Prin urmare avînd toate datele, se poate calcula Ω_m cu relația (5.10); scriind egalitatea $\Omega_m = 2\pi \cdot n_m = \frac{U_x}{K\Phi_N} - \frac{R_a M_s}{(K\Phi_N)^2}$, unde n_m [rot/s] reprezintă turația servomotorului, se poate exprima numărul de rotații efectuate de acesta în timpul t_{ps} pentru a efectua compensarea maximă, astfel:

$$n_{mt} = \frac{\sigma_p}{2\pi} \left[\frac{U_x}{K\Phi_N} - \frac{R_a \cdot M_s}{(K\Phi_N)^2} \right] \quad (5.11)$$

Cunoscînd $\sigma_{max} = \sigma_s$ [rad], rezultă numărul de rotații efectuate de sarcină în timpul t_{ps} :

$$n_{st} = \sigma_p \cdot m_s = \sigma_p \cdot \frac{\Omega_s}{2\pi} = \frac{\sigma_p}{2\pi} \cdot \frac{\theta_s}{t_s} = \frac{\theta_s}{2\pi} \quad (5.11')$$

Raportul total de transmitere al componentului executant se calculează cu relația:

$$i_{tot} = \frac{n_{mt}}{n_{st}} = \frac{\sigma_p \left[\frac{U_x}{K\Phi_N} - \frac{R_a M_s}{(K\Phi_N)^2} \right]}{\theta_s} \quad (5.12)$$

În continuare se adoptă i_2 conform recomandărilor din [24, 50] și apoi se calculează i_1 . În legătură cu această metodă de calcul a raportului total de transmitere trebuie să facem unele mențiuni.

Calculul este mai simplu, mai puțin laborios și pentru o primă aproximație a raportului de transmitere este cel mai indicat. În lucrarea [85] se aduc unele critici acestei metode de calcul pe considerentul că sarcina nu se rotește uniform ($\Omega \neq \text{ct}$) ci inițial accelerează și apoi decelerează. Cu un mare acestuia fapt raportul de transmitere global calculat cu relația (5.12) este mai mare decît cel care

ar fi necesar. Argumentele care se mai aduc în lacușă respectivă se referă la faptul că miniinductoarele construite monobloc cu micro-motorul de către firmele producătoare de microtoare (de curent alternativ), din considerente de gabarit și precizie, nu rezistă la accelerațiile maxime admise de servomotor. Măsură este însă salutară în exploatare, deoarece la suprasolicitări se protejează servomotorul, care este mai scump.

Se poate conchide că și sistemul nostru este unul de urmărire cu buclă închisă, dar unul cu reductor special proiectat, care să poată dezvolta cuplul necesar compensării și care rezistă și la accelerațiile dezvoltate de motor și la solicitările mecanice. Totodată la construcția alimentării electrice a servomotorului se asigură valori de curent limitate astfel ca acesta să nu fie periclitat.

5.3. Calculul forței de compensare și al tensiunilor de contact.

Scopul calculului ce urmează îl constituie determinarea deformațiilor de contact ce apar între inelul exterior al rulmenților, ce permit ghidarea brațelor încovoiate la deplasarea longitudinală a căruciorului și peretele longitudinal și transversal, a deformațiilor elastice dintre corpurile de rostogolire și căile de rulare ale ecloare și rulmenți, în timpul compensării, precum și a tensiunilor normale ce apar între respectivele suprafețe.

În vederea calculării deformației de contact ce se poate produce la partea de antrenare a R, este necesar ca mai întâi să se

calculeze forța F_c cu care trebuie să se acționeze pentru efectuarea compensării, în timpul echierii.

Forțele care acționează pe strungul "SNO4", în timpul compensării deformației elastice a STN se prezintă în fig. 5.3. De lângă forța de compensare F_c , care acționează în dreptul excentricilor, la extremitatea brațelor încovoiate mai intervin: F_x - forțe radiale de echiere; F_t - componenta tangentă a forței de echiere; G - greutatea căruciorului, care se consideră ca o forță concentrată care are punctul de aplicție la distanța l_1 de centrul O_1 al ghidajului circular;

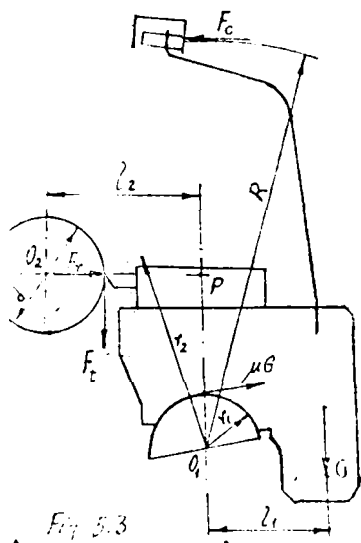


Fig. 5.3

μ - forță de frecare dintre cele două suprafețe circulare ale ghidajului, se apare atunci când subansamblul căruia se rotește în sens trigonometric pentru a efectua compensarea.

Scriind ecuația de momente în raport cu centrul O_1 al ghidajului circular rezultă forța de compensare.

$$F_0 = \frac{1}{R} \left[F_r \cdot r_2 + \mu G \cdot r_1 + G \cdot l_1 - F_q \left(l_2 - \frac{d}{2} \right) \right] \quad [\text{daN}] \quad (5.13)$$

Pentru l_1 se recomandă valoarea de 300mm, de la punctul O_1 , care corespunde situației celei mai dezavantajoase din punct de vedere practic. Coeficientul de frecare μ are valoarea 0,1-0,2, după [97] la frecarea lină-tărit a fontei pe oțel. Se apreciază că G are valoarea de cea 300 daN, iar brațul forței F_r , pe figură O_1P , se consideră, cu o mică aproximație, că este egal cu r_2 . Forța F_0 acționează la cea 730mm de punctul O_1 . Considerând că se prelucrează o piesă de tip arbore cu un diametru de lucru și anume o strunjire longitudinală de degroșare unde se dezvoltă forțele maxime de aşchieră, $F_q = 1500$ daN și $F_r = 525$ daN ($F_r/F_q = 0,35$), cu datele de mai sus rezultă pentru F_0 valoarea de 162 daN. Din relația (5.13) rezultă că cea mai mare valoare a lui F_0 va apare la compensare în cazul strunjirii pieselor de diametru maxim ce se pot prelucra pe strungul SN 04, aceasta deoarece numai atunci peranteza rotundă are valoarea minimă. Forța de compensare este dezvoltată de doi excentrici în cazul sistemului propus, ceilalți doi excentrici preiau jocurile și șocurile din funcționare, asigurând o anumită pretenționare. Deci asupra fiecărui rulament, montat pe excentricii care execută compensarea, acționează oite o forță aproximată ca egale între ele, adică $\frac{F_0}{2} = F_r$.

Între inelul exterior al rulamentului și peretele canalului longitudinal al traversului TR se obține un contact care ideal, este liniar, dacă lățimile celor două suprafețe în contact coincid. În această situație, distribuția tensiunilor normale are forma unui cilindru semieliptic cu lățimea b și lungimea l egală cu lățimea inelului exterior al rulamentului. În această ipoteză valoarea maximă a tensiunii normale se calculează după [50] cu relația:

$$\sqrt{\sigma_{\max}} = \frac{2 F_0}{\pi \cdot l \cdot b} \quad [N/m^2] \quad (5.14)$$

unde cu F_0 s-a notat sarcina maximă suportată de un corp (bilă) de rulare, în [5]. Pentru corpurile din oțel, se măsoară lățimea suprafeței de contact se recomandă [50] să se calculeze cu relația:

$$b = 3.33 \cdot 10^{-6} \sqrt{F_0 / l \Sigma \rho} \quad [m] \quad (5.15)$$

unde Σ este suma curburilor. Deformația de contact se află cu ajutorul expresiei $\delta = 1,504 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{F_0^{0,9}}{E_0^{0,9} [N]}$. În cazul în care corpurile în contact sunt de lungimi diferite, se recomandă a se practica soluții constructive care conduc la micșorarea tensiunilor din zona de ospăt.

Pentru calculul sarcinii maxime suportate de un corp de rostogolire, în prezența jocului radial din rulment, în lucrarea [56] se recomandă relația: $F_0 = \frac{5F}{2}$, (5.16)

unde z reprezintă numărul corpurilor de rulare ale rulmentului.

Cu ajutorul relațiilor (5.14, 5.15 și 5.16) pentru un rulment serie 6203 cu care sânt echipați excentricii de la 12 al sistemului s-au calculat $b = 9,06 \cdot 10^{-5} m$; $\sqrt{v_{max}} = 278 N/mm^2$ ($v_{max} < v_a = 3.500 \dots 4.000 N/mm^2$) și $\delta = 1,4 \cdot 10^{-6} m$. Aceste valori permit să se tragă concluzia că nu apar tensiuni normale care să producă deformații de contact deosebit de mari în considerare, între inelul rulmentului și peretele cănelului. Acesta este un aspect al problemei.

De de altă parte, se poate conchide că folosind forțe mici, sus la vârful brațelor încovoiate pot fi învinse forțe mari de așchierare, atunci când se execută compensarea deformației SFR. În vederea calculării deformației de contact și a tensiunilor normale care apar între corpurile de rostogolire și căile de rulare ale rulmentului, se pot utiliza relațiile existente în [50], calculale se pot efectua cu condiția de a cunoaște rezale de curbură ale căilor de rulare ale rulmentului. Pentru un tip de rulment dat, aceste elemente se pot afla de la întreprinderea producătoare de rulmenți.

5.6. Calculul momentului necesar la servomotor.

Pentru calcularea momentului necesar la motorul (SM) ce acționează elementul de execuție, se pleacă de la forța F_0 cu care trebuie să se acționeze sus la extremitatea brațelor încovoiate, pentru efectuarea compensării în timpul așchierii, calculată cu relația (5.13). Această forță trebuie dezvoltată de cei doi excentrici circulari care execută compensarea. Având pe F_0 și considerând că unul un excentric dezvoltă această forță, se calculează, după [117], momentul cu care trebuie acționat excentricul, denumit în continuare cuplul static al sarcinii (M_s).

$$M_s = e \cdot F_0 \cdot t_g \propto_m \sqrt{\left(\frac{R}{e}\right)^2 - 2 \frac{R}{e} \cdot \cos \theta_m + 1} \quad [N \cdot m] \quad (5.17)$$

unde: e - excentricitatea, \propto_m unghiul mediu de pantă al excentricului m - raza excentricului; θ_m - unghiul mediu de retire al excentricului.

În relația de mai sus s-a fost neglijat unghiul de frecare dintre excentrice și suprafațe cu care vine în contact, ca fiind foarte mic. Aceasta decurge în cazul sistemului propus, suprafațele laterale ale excentricului o constituie căile de rulare a inelului exterior, iar rulmentul cu bile, ce se freacă de inelul exterior prin intermediul corpurilor de rostogolire și este știut că în r-ul său are un rulment cu bile coeficientul de frecare variază între 0,001 și 0,002, în funcție de dimensiuni; $\epsilon = 1,2$; $\theta_{sm} = 10^\circ$ iar $\alpha = 1$ calculat tot conform [17] cu valoarea $\tan \alpha_m = \frac{\sin \theta_{sm}}{R - \cos \theta_{sm}}$. La alegerea celei mai mici valori se ține seama de condițiile existente pentru evitarea a celor unghiuri de rotire a excentricului pentru care variațiile unghiului de pantă și ale forței de strângere sunt mari. Uneori, din M_3 se poate deduce imediat, momentul la arborele motorului electric (fig. 5.4):

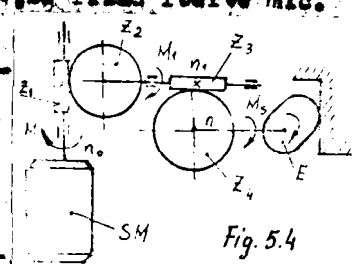


Fig. 5.4

unde η_1 - randamentul transmisiei melcote z_1/z_2 , η_2 - randamentul transmisiei melcote z_3/z_4 și η_{Σ} - randamentul de transmisie total de la motor la arborele excentric. Pentru transmisii melcote, când melcul este neted și are un încheput, în [50] se recomandă pentru $\eta = 0,7 \dots 0,75$.

În concluzie calculul static al cuplului pe care trebuie să-l dezvolte servomotorul de acționare al S se poate efectua fără probleme deosebite cu relațiile (5.17 și 5.18). Alegerea servomotorului corespunzător se va face însă în funcție de datele în care se dorește a se efectua compensarea deforțării elastice a S, deoarece aceasta depinde de raportul de transmisie global al componentului executat (în ultima instanță și redactorului de turație) și de cuplul servomotorului. Dependența de raportul de transmisie global e clară la raport de reducere (de turație) care trebuie un motor ce dezvoltă un cuplu mai mic, dar timpul de compensare va fi mai mare iar la un raport de transmisie mai mic este necesar un servomotor cu un cuplu mai mare dar care permite compensarea într-un timp mai scurt.

5.5. Calculul preciziei de compensare

Așa cum s-a precizat în subcap. 4.4. cu referințe la fig. 4.15 și 4.17, realizarea microevenșurilor transversale necesare la compensarea asurii radiale și a deforțării elastice a S, se propune în lucrare să fi obținute cu două perechi de excentrici circulari identici.

Fiecare excentrică este prelucrată la partea superioară a cotei unei arbori AB (fig. 426). Corespunzător rotirii excentricului cu un unghi θ_s cursa acestuia se calculează conform [117] cu relația :

$$k_1 = e(1 - \cos \theta_s) \quad [mm] \quad (5.19)$$

Pentru a realiza cursa maximă necesară $\Delta k_{max} = k_2 - k_1$, în timpul t_p excentricul se rotește pînă la unghiul θ_s , cu viteză unghiulară Ω_s :

$$\Delta k = k_2 - k_1 = e [\cos \theta_{s1} - \cos (\theta_{s1} + \Omega_s t_p)] \quad [mm] \quad (5.20)$$

Deoarece în literatura de specialitate [117] se precizează că este rațional ca profilul de lucru al excentricului să fie plasat aproximativ simetric față de o valoare medie a unghiului său de rotație, pentru verificare, în tabelul 5.1 s-a calculat, cu relația (5.19), cursa k , sus la extremitatea brațelor încovoiate, pătrunderea din vârful cuțitului și incrementul respectivei deplasări. S-a considerat că excentricul execută mișcări intermitente cu un unghi $\theta_s = 2^\circ$, deși în realitate el are o mișcare continuă, odată cu roata melcată s_2 . Din tabel se observă că pentru valori ale lui θ_s cuprinse între 90° și 120° incrementul de deplasare este suficient de constant, avînd o variație de cel mult 5%, iar valoarea medie a unghiului de rotație se impune a fi luată $\theta_{sm} = 100^\circ$.

Din relația (5.19) se vede că precizia cu care sistemul realizează cursa Δk și implicit compensarea depinde de excentricitatea e și de unghiul de rotație al asociatului (θ_s). La rîndul său, unghiul θ_s este influențat de abaterile cinematice ale angrenajelor melcate de compun redactorul și de toleranțe unghiului de rotație (θ_s) a servomotorului.

Din calcule, efectuate cu relația (5.19), a rezultat că, la același unghi θ_s , dacă excentricitatea variază cu 0,05mm, Δk variază cu 0,025 mm. Această însemnă că dacă e variază între un e_{max} și e_{min} , calculele cu relațiile cunoscute $e_{max} = e + \Delta e$ și $e_{min} = e - \Delta e$,

sporește o toleranță sau o precizie parțială la $\Delta k, P_1 = d_1 r_{max} - d_1 r_{min}$.

Intrucît influența asupra preciziei de compensare a excentricității este mare, se recomandă ca această excentricitate să fie executată în limite stricte ($e \pm 0,01$), pentru că altfel s-ar nesincroniza și o funcționare defectuoasă a sistemului, avînd asigurată precizia de execuție a excentricilor, reglarea lor în poziția de funcționare se poate face cu comparatorul, iar fixarea în

Table - 51

θ°	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	46	50	52	54	56	58
$\cos \theta^\circ$	0.9613	0.9571	0.9527	0.9481	0.9435	0.9388	0.9342	0.9295	0.9248	0.9200	0.9153	0.9105	0.9057	0.9008	0.8959	0.8910	0.8861	0.8812	0.8763	0.8714	0.8665	0.8616
$K = e(1 - \cos \theta)$ mm	0.046	0.0566	0.072	0.087	0.104	0.121	0.140	0.161	0.182	0.205	0.229	0.254	0.280	0.308	0.336	0.365	0.395	0.428	0.460	0.495	0.528	0.564
$d_r = \frac{r}{R} \cdot K$ mm	0.028	0.036	0.044	0.054	0.064	0.075	0.086	0.099	0.114	0.128	0.141	0.156	0.172	0.190	0.207	0.225	0.244	0.264	0.283	0.305	0.326	0.347
Incremental mm	0.0026	0.0026	0.0027	0.0028	0.0029	0.0030	0.0031	0.0033	0.0034	0.0035	0.0036	0.0036	0.0037	0.0038	0.0039	0.0040	0.0041	0.0042	0.0043	0.0044	0.0045	0.0046

θ°	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100	102
$\cos \theta^\circ$	0.50	0.4696	0.4384	0.4067	0.3746	0.342	0.309	0.2755	0.2419	0.2079	0.1736	0.1392	0.1045	0.0698	0.0349	0	0.0349	0.0698	0.1045	0.1392	0.1736	0.2079
$K = e(1 - \cos \theta)$ mm	0.60	0.635	0.674	0.714	0.750	0.79	0.83	0.87	0.91	0.95	0.99	1.032	1.075	1.116	1.156	1.20	1.242	1.283	1.325	1.367	1.408	1.45
$d_r = \frac{r}{R} \cdot K$ mm	0.369	0.391	0.416	0.437	0.462	0.487	0.512	0.536	0.560	0.585	0.610	0.635	0.662	0.687	0.712	0.739	0.765	0.790	0.816	0.842	0.866	0.893
Incremental mm	0.022	0.024	0.022	0.022	0.025	0.025	0.025	0.024	0.024	0.025	0.025	0.027	0.025	0.025	0.025	0.027	0.026	0.025	0.026	0.026	0.027	0.027

θ°	104	106	108	110	112	114	116	118	120	122	124	126	128	130	132	134	136	138	140	142	144	146
$\cos \theta^\circ$	0.2419	0.2368	0.2309	0.2242	0.2176	0.2106	0.2037	0.1965	0.189	0.1819	0.1745	0.167	0.1597	0.152	0.1447	0.137	0.1295	0.122	0.1145	0.107	0.100	0.0929
$K = e(1 - \cos \theta)$ mm	1.49	1.53	1.57	1.61	1.65	1.688	1.726	1.763	1.80	1.835	1.87	1.90	1.938	1.971	2.003	2.033	2.063	2.092	2.120	2.145	2.171	2.195
$d_r = \frac{r}{R} \cdot K$ mm	0.917	0.942	0.965	0.990	1.015	1.04	1.063	1.085	1.110	1.130	1.150	1.17	1.19	1.21	1.23	1.25	1.27	1.29	1.31	1.325	1.337	1.35
Incremental mm	0.025	0.023	0.025	0.025	0.025	0.023	0.022	0.022	0.025	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.016	0.013	0.014

roata melcată z_4 se poate realiza prin canceluri triunghiulare gen "dinți de șoarece", ca în lucrare sau prin altă soluție.

Referitor la influența preciziei de execuție a angrenajelor melcate asupra preciziei de compensare a sistemului, trebuie subliniat faptul că nuciile sbaterii cinematice, a celor două perechi de angrenaje melcate ce compun reductorul, dă erori de poziționare a virfului socele. Deoarece variația erorii acumulate de pas, având cauze comune, este asemănătoare cu diagrama erorii cinematice, în STAS 6461-81, la criteriul de precizie cinematică, se indică toleranțele pentru sbaterii cumulată peste k_{pk} , notate cu F_{pk} la roata melcată și cu f_{pk} la melc, exprimate în μm . Teoretic există posibilitatea ca aceste două toleranțe să apară pe arcul de funcționare al roții melcate în același sens și deci să se adune, $F_{pk} + f_{pk}$ imprimând un unghi de rotire suplimentar al roții melcate a angrenajului respectiv. Prin urmare interesează unghiul de rotire care se înregistrează la arborele sarcinii, adică la arborele pe care se află excentricul pentru că acesta produce deplasarea Δk (între Δk și d_r există relația 4.8). Expresia de calcul a variației unghiului de rotire este:

$$\Delta \theta_2 = \frac{F_{pk} + f_{pk}}{r_{w_2}} \cdot 10^{-3} \quad [\text{rad}] \quad (5.21)$$

unde r_{w_2} este diametrul de rostogolire al roții melcate, în mm . Dacă se consideră că la linia de melci, respectiv la arborele roții z_2 (fig. 4.15), ca urmare a sbaterii cinematice a angrenajului z_1/z_2 se înregistrează o variație a unghiului de rotire $\Delta \theta_1$, calculată cu relația (5.21) la arborele sarcinii apare o variație de unghi

$$\text{calculabilă cu expresia: } \Delta_1' \theta_3 = \frac{\Delta \theta_1}{i_2} \quad [\text{rad}] \quad (5.22)$$

Deoarece și angrenajul z_2/z_4 poate avea sbaterii cinematice ce dă naștere la o variație de unghi $\Delta_2'' \theta_3$, calculată cu relația (5.21), rezultă că variația totală de unghi la arborele sarcinii, ca urmare a sbaterii cinematice a celor două angrenaje melcate este

$$\Delta \theta_3 = \frac{\Delta \theta_1}{i_2} + \Delta_2'' \theta_3 \quad [\text{rad}] \quad (5.23)$$

Această variație de unghi determină și ea o precizie parțială a cursei de compensare P_2 . Considerând că cele două angrenaje melcate sunt executate în trepte a 8-a de precizie după STAS 6461-81, având $F_{pk} = 45 \mu m$ și $f_{pk} = 40 \mu m$, în ipoteza menționată mai sus, efectuând calculele cu relațiile (5.19...5.23) s-a găsit $P_2 = 3 \mu m$.

Pentru ca virful sculei să se deplaseze, în timpul ζ_{pr} cu valoarea nominală ω_r , servomotorul ST trebuie să execute un număr de rotații n_{rot} , care se calculează cu relația (5.11), unde i_{tot} se poate determina cu una din expresiile (5.8 sau 5.12). Acest număr de rotații motorul îl execută dacă se învîrte cu viteză unghiulară Ω_s , calculabilă cu ajutorul expresiei (5.10) după [23].

În condițiile în care U_x este riguros egală cu valoarea calculată, unii specialiști în mașini electrice apreciază că servomotorul poate să facă, în plus sau în minus, un număr de ture, față de cel calculat, deși în catalogele mașinilor electrice toleranțele la rotație a motorilor electrice nu este prevăzută.

În tabelul 5.1 rezultă că la o variație a lui θ_s cu două grade rezultă o variație de 25μm a lui δr , ceea ce revine cam 12μm la o rotație cu un grad. Dacă se exprimă raportul total de toleranțiere

$$i_{tot} = \frac{\Omega}{\Omega_s} = \frac{\theta}{\theta_s} \quad (5.24)$$

și se consideră că i_{tot} calculat cu expresiile (5.8) sau (5.12), are de exemplu valoarea 360, înseamnă că servomotorul trebuie să se rotească într-un sens sau altul cu 360° pentru ca δr să varieze cu $P_3 = \pm 12\mu m$, unde cu P_3 s-a notat precizia compensării ca urmare a toleranței la rotație a servomotorului. Precizia totală a sistemului de compensare apare evident ca sumă a celor 3 precizii parțiale.

$$P = P_1 + P_2 + P_3.$$

Concluzii parțiale.

Excentricitatea e are influență mare asupra preciziei de compensare a sistemului, motiv pentru care se recomandă toleranțe stricte pentru execuția excentricității de pe arborii respectivi. Toleranța excentricității la sistemul realizat este de $\pm 0,01mm$.

La montarea în tandem a arborilor cu excentrici se vor impune cîte doi astfel de excentricități să difere cît mai puțin (în limitele toleranței prescrise). Montarea arborilor cu excentrici împreună cu roțile melcate a_4 trebuie să se facă în poziție cerută de excentrici, poziție controlabilă cu compasatorul prins în suport magnetic.

Precizia de execuție a angrenajelor melcate are o influență mică asupra preciziei sistemului, motiv pentru care roțile melcate și melcii lor pot fi executate în treapta β -a sau chiar α -a de precizie, după STAS 6461-81.

Toleranța de retire a servomotorului are o influență mare asupra preciziei de compensare a sistemului. În condițiile în care se dorăște (și este logic să fie așa) ca să se execute compensarea într-un timp scurt repertoriul de transmitere t_{tot} trebuie să aibă o valoare redusă; ca urmare și toleranța la retire a S1 trebuie să fie mică. Dacă toleranța ΔM este mare, atunci pentru a păstra precizia de compensare în limite rezonabile (impuse) trebuie acceptat un timp de compensare mai mare, implicit un t_{tot} de valoare mărită.

De exemplu dacă $t_{tot} = 360$, $n_{rot} = 50$ rot, $G_p = 1s$, pentru a se obține o precizie $\epsilon = 0,025$ %, toleranța la retire a ΔM nu trebuie să depășească 2%, ceea ce se știe că depinde de dinamica servomotorului.

5.6. Calculul rapidității necesare sistemului.

Așa cum s-a precizat, în subcap. 4.2., elementul traductor de măsurare a uzurii se află dispus pe S1 împreună cu CPC, iar măsurarea uzurii are loc în timpul deplasării ca și în cazul rapid a seniei longitudinale spre păpușă mobilă, în vederea începerii unei noi treceri de lucru. Prin urmare măsurarea uzurii și compensarea acesteia se face în gol, până a nu se înceapă o nouă trecere.

Odată cu începerea noii treceri, cînd scula pătrunde în așchie, se face compensarea deformației S1. Considerînd că măsurarea uzurii și compensarea celor două componente, uzură și deformație elastică, se face ca un tot unitar (sau ca o sumă de două măriri) se propune exprimarea timpului necesar sistemului pentru a efectua compensarea ambelor componente, considerînd originea timpului de cînd cutitul supus măsurării a fost adus și instalat în poziția de măsurare. Anterior instalării în această poziție, cutitul respectiv a trebuit să fie retras din așchie, iar CPC s-a rotit cu un unghi corespunzător și s-a blocat pe poziție, fig. 5.5.

Atunci cînd CPC se rotește în vederea aducerii în poziția de măsurare a cutitului cu care s-a efectuat trecerea anterioară, încheie un contact și astfel blocul CMU primește semnal pentru măsurarea uzurii. Elementul traductor pentru măsurarea uzurii (SIU) se apropie de vârful cutitului supus măsurării cu o întârziere de la primirea comenzii

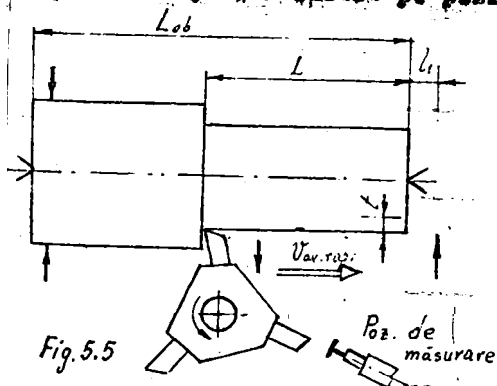


Fig. 5.5

de către ... poate ... sistem ... reflectiv ... de către ... de către ...

... timp ... de

... obiectului

$$v_{rel} = \frac{v_{scula} + v_{obiect}}{1 + \frac{v_{scula} v_{obiect}}{c^2}}$$

... timp ... de

... viteza ...

... după care ...

Cazurile și timpii de pătrundere a sculei în material sânt stabiliți în [31]. Se poate aprecia că $T_p = 0,3(0,4)...10$ rot. ale piesei supusă străunjării. Pe măsură ce sistemul se încadrează cu aşchii, creşte forţa de aşchiere, odată cu ea deformaţia SIE și în paralel sistemul conceput compensează deformaţia elastică a SIE așa cum s-a arătat în subcap.4.4.

În concluzie durata procesului tranzitoriu de aind a spărut semnului creșterii la OM și pînă se termină compensarea deformației SIE, durata de caracterizare rapiditatei sistemului propus, se poate defini ca sumă a timpilor menționați.

$$T_{pt} = T_{aprap} + T_{ai} + T_p \quad [s] \quad (5.26)$$

unde cu T_{pt} e-a notat durata procesului tranzitoriu.

5.7. Probleme ale stabilității sistemului.

Din punct de vedere al stabilității pe bidoari, sistemul de compensare conceput și realizat de autor poate fi prezentat ca în fig.5.6. Elementele care intervin în această schemă bloc au următoarea semnificație: $u_e(t)$ - tensiunea electrică corespunzătoare uzurii

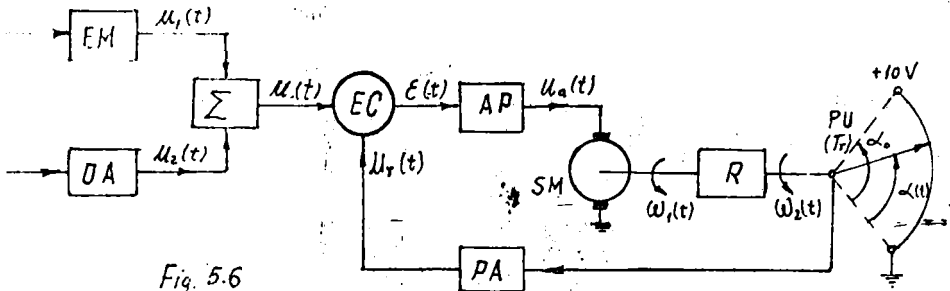


Fig. 5.6

uzurii, care vine de la elementul de memorie $u_e(t)$ - structura electrică corespunzătoare deformației elastice a SIE, se vede de la la ieșirea divizorului analogic; $u(t)$ - tensiunea rezultată de la ieșirea elementului de integrare; $E(t)$ - diferența dintre mărimea prezoriată $u(t)$ și mărimea de reacție $u_f(t)$; $E(t) = u(t) - u_f(t)$; $u_a(t)$ - tensiunea de reacție directă între motor și masa și simplificată de PA; $u_a(t)$ - tensiunea aplicată indusului servomotorului; $\omega_1(t)$ - viteză de rotație unghiulară a arborelui servomotorului [rad/s]; $\omega_2(t)$ - viteză de rotație unghiulară la ieșirea reductorului; $\alpha(t)$ - unghiul de rotație și caracterul potențiometrului de uzurire (reductorul unghiular); $u_f(t) = \int \omega_2(t) dt$ (5.27)

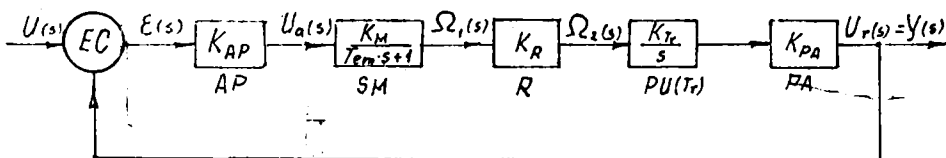


Fig. 5.7

În domeniul complex schema bloc din fig. 5.6. devine o schemă care este prezentată în fig. 5.7. În dreptunghiurile care simbolizează blocurile sistemului din fig. 5.7, s-au înscris fie coeficienții, fie funcțiile de transfer pentru fiecare bloc conform [44, 48, 60], iar sub aceste dreptunghiuri simbolurile placurilor, care corespund cu cele din fig. 5.6. Cu T_{em} s-a notat constanta electroscenică a servomotorului. Sistemul de reglare a fost conceput în ideea unei funcționări stabile a acestuia, indiferent de valorile unor parametri ce intervin în dinamica sistemului. Acest lucru se demonstrează în cele ce urmează.

Pentru studiul stabilității sistemului de reglare în circuit închis, se apelează la calculul simbolic (în operațional), utilizând drept instrument de lucru funcția de transfer a sistemului în circuit închis, a cărei formă după [60] este:

$$H(s) = \frac{H_d(s)}{1 + H_d(s)} \quad (5.27)$$

unde $H_d(s)$ reprezintă funcția de transfer de pe calea directă și care la sistemul din fig. 5.7 are expresia:

$$H_d(s) = \frac{K_{AP} \cdot K_M \cdot K_R \cdot K_{TR} \cdot K_{PA}}{(T_{em} \cdot s + 1) \cdot s} \quad (5.28)$$

deoarece toate blocurile de pe calea directă sunt legate în serie și prin urmare, $H_d(s)$ este egală cu produsul funcțiilor de transfer ale blocurilor componente. Notînd

$K_F = K_{AP} \cdot K_M \cdot K_R \cdot K_{TR} \cdot K_{PA}$, relația (5.28) devine:

$$H_d(s) = \frac{K_F}{(T_{em} \cdot s + 1) \cdot s} \quad (5.28')$$

$$H(s) = \frac{K_F}{T_{em} \cdot s^2 + s + K_F} \quad (5.27')$$

Forma caracteristică a sistemului reprezentat prin funcția de transfer (5.27') date de forma $\lambda(s) = T_{em} \cdot s^2 + s + K_F$ (5.29) unde $s = j\omega$ reprezintă variabila complexă în transformata Laplace.

Ordinul sistemului de reglare se apreciază după ordinul ecuației caracteristice, care după cum se vede este de ordinul al doilea în studiul stabilității sistemelor de ordinul doi se reduce la studiul dispoziției în planul complex al rădăcinilor ecuației caracteristice. Pentru ca sistemul de reglare (compensare) să fie dinamic stabil este necesar și suficient ca rădăcinile ecuației caracteristice să fie situate în semiplanul stâng al planului complex $\{s\}$.

$$\text{Aceasta se exprimă matematic astfel: } s_1 + s_2 < 0 \quad (5.30)$$

unde s_1, s_2 sînt rădăcinile lui $L(s) = 0$, $s_1 \cdot s_2 > 0$ indiferent cît discriminantul ecuației (5.29) este pozitiv, negativ sau zero. Dacă sînt îndeplinite relațiile (5.30) este asigurată stabilitatea în funcționarea a sistemului de reglare conceput, indiferent de valoarea parametrilor de structură și a factorilor perturbatori care intervin în dinamica sistemului. În cazul concret al relației (5.29), condițiile impuse de relațiile (5.30), sînt satisfăcute deoarece

$$s_1 + s_2 = -\frac{1}{T_{em}} < 0 \quad s_1 \cdot s_2 = \frac{K_F}{T_{em}} > 0$$

Pentru vizualizarea răspunsului sistemului la o variație treaptă a mărimii de intrare (sau a unei forțe perturbatoare, cum ar fi variația adăosului de prelucrare în lungul piesei-le strunjire - sau a durității materialului prelucrat) $u(t) = 1(t)$, deci vizualizarea răspunsului indiciei, $h_n(t)$, după metoda adoptată în [60], se va retranscrie funcție de timp expresia lui $h(s)$, sub formă consacrată în [44, 48, 60]:

$$H_n = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \quad (5.31)$$

unde: ω_n - pulsația oscilațiilor liber amortizate; ζ - factorul de amortizare al oscilațiilor. Relația (5.31) a rezultat din (5.27).

unde se dat factor comun T_{em} , la numitor și s-au făcut notațiile: $\omega_n^2 = \frac{K_F}{T_{em}}$; $\zeta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_{em}}{K_F}}$; $\zeta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K_F}{T_{em}}}$

Răspunsul indiciei se obține prin aplicarea transformatei Laplace inverse expresiei: $Y(s) = H(s) \cdot U(s) = H(s) \cdot 1/s$ (5.32)

a cărei forță corespunde [44, 48, 60] și are în vedere faptul că

$\mathcal{L}\{1(t)\} = \frac{1}{s}$. Prin urmare

$$y(t) = h_n(t) = \mathcal{L}^{-1}\left\{H(s) \cdot \frac{1}{s}\right\} = \mathcal{L}^{-1}\left\{\frac{\omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2)}\right\} \quad (5.33)$$

care se poate scrie :

$$h_0(t) = \mathcal{L}^{-1} \left\{ \frac{A}{s} + \frac{B \cdot s + C}{s^2 + 2\zeta \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2} \right\} \quad (5.34)$$

unde A, B, C, sunt coeficienții dezvoltării în funcții simple a expresiei $\left[H(s) \cdot 1/s \right]$

Aducînd la același numitor în relația (5.34) și scriind identitatea coeficienților de la numărătorii expresiilor (5.33) și (5.34): $A+B=0$; $2\zeta \cdot \omega_n \cdot A+C=0$; $A \cdot \omega_n^2 = \omega_n^2$, rezultă $A=1$; $B=-1$; $C=-2\zeta \cdot \omega_n$, unde $0 < \zeta < 1$; se obține :

$$h_0(t) = \mathcal{L}^{-1} \left\{ \frac{1}{s} - \frac{s + 2\zeta \cdot \omega_n}{s^2 + 2\zeta \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2} \right\} \quad (5.34')$$

Această expresie se mai pot scrie sub forma :

$$h_0(t) = \mathcal{L}^{-1} \left\{ \frac{1}{s} - \frac{s + \zeta \cdot \omega_n + \zeta \cdot \omega_n}{(s + \zeta \cdot \omega_n)^2 + \omega_n^2 (1 - \zeta^2)} \right\} \quad \omega_n^2 (1 - \zeta^2)$$

sau

$$h_0(t) = \mathcal{L}^{-1} \left\{ \frac{1}{s} - \frac{s + \zeta \cdot \omega_n}{(s + \zeta \cdot \omega_n)^2 + (\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2})^2} - \frac{\zeta \cdot \omega_n}{(s + \zeta \cdot \omega_n)^2 + (\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2})^2} \right\} \quad (5.34'')$$

Pe baza următoarelor echivalențe din domeniul complex și cel al timpului, după [60] se scriu următoarele relații :

$$\mathcal{L} \{ e^{-at} \cdot \sin \omega t \} = \frac{\omega}{(s+a)^2 + \omega^2}$$

$$\mathcal{L} \{ e^{-at} \cdot \cos \omega t \} = \frac{s+a}{(s+a)^2 + \omega^2}$$

(5.35)

unde $a = \zeta \cdot \omega_n$ și $\omega = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$

Făcînd un artificiu matematic în ultimul membru al relației (5.34'') și ținînd seama de faptul că $\mathcal{L}^{-1} \left(\frac{1}{s} \right) = 1$, răspunsul indicial capătă forma :

$$h_0(t) = 1 - e^{-\zeta \cdot \omega_n \cdot t} \cos \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \cdot t - \frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} e^{-\zeta \cdot \omega_n \cdot t} \sin \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \cdot t \quad (5.36)$$

Deci în relația (5.36) se dă factor comun $e^{-\zeta \cdot \omega_n \cdot t}$ pentru ultimii doi termeni și se notează $\operatorname{tg} \varphi = \frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}}$, ținînd seama de o relație cunoscută din trigonometrie, se obține:

$$h_0(t) = 1 - \frac{e^{-\zeta \cdot \omega_n \cdot t}}{\sin \varphi} \sin (\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \cdot t + \varphi) \quad (5.36')$$

Știînd din trigonometrie că $\sin \varphi = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}}$, ou notația de mai sus pentru $\operatorname{tg} \varphi$ se poate scrie că : $\sin \varphi = \frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}}$, iar $\varphi = \operatorname{arctg} \frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}}$, relații care introduse în (5.36') conduc la forma finală a răspunsului indicial de reglare din fig.5.7. Acest răspuns are expresia:

$$h_y(t) = 1 - \frac{e^{-\zeta \omega_n t}}{\sqrt{1-\zeta^2}} \cdot \sin\left(\omega_n \sqrt{1-\zeta^2} \cdot t + \arctg \frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta}\right) \quad (5.37)$$

care reprezintă în sistemul de axe, în domeniul timpului, conform cu [60] are alura din fig.5.8.

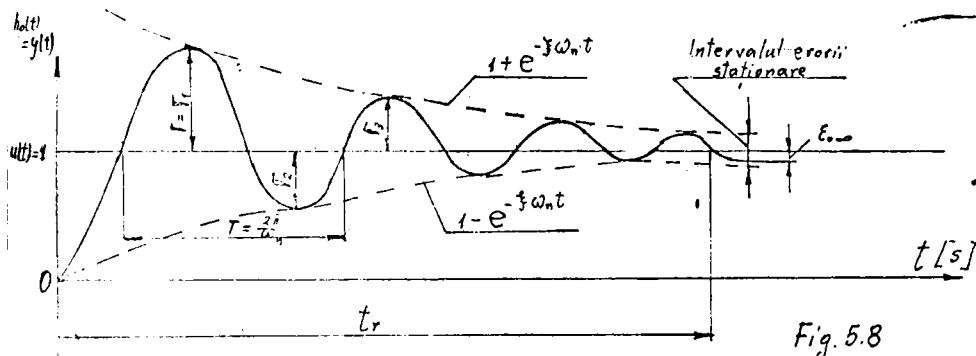


Fig. 5.8

Din fig.5.8 se observă că răspunsul sistemului este oscilant, cu oscilații amortizate; coeficientul de amortizare al oscilațiilor este $\zeta < \frac{1}{\sqrt{2}}$; t_r - durata regimului transitoriu; ϵ_{∞} - eroarea staționară de poziție. Curbele ale căror expresii sînt $1 \pm e^{-\zeta \omega_n t}$ reprezintă decrementul logaritmic. Cu T s-a notat perioada dintre două oscilații și cu ζ supra-reglajul.

Pentru ca durata regimului transitoriu să fie minimă și fără oscilații, adică răspunsul sistemului la un semnal treaptă să fie ca cel din fig.5.9, trebuie ca factorul de amortizare al oscilațiilor $\zeta = 1$

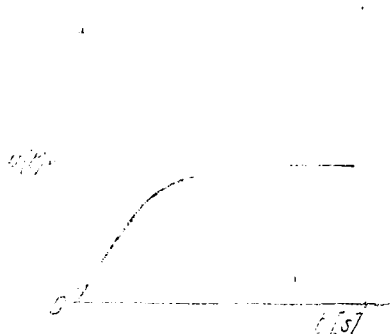


Fig. 5.9

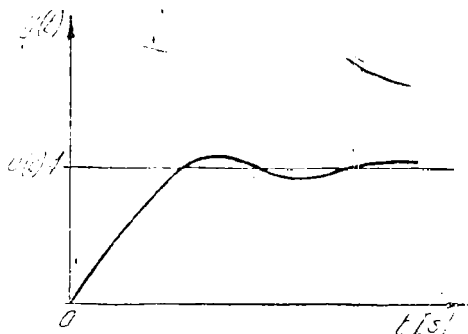


Fig. 5.10

În acest caz expresia (5.34) devine :

$$h_y(t) = \mathcal{L}^{-1} \left\{ \frac{A}{s} + \frac{B \cdot s + C}{(s + \omega_n)^2} \right\} \quad (5.38)$$

unde A, B, C sînt aceiași coeficienți ai dezvoltării în funcții simple a expresiei $Y(s) = H(s) \cdot \frac{1}{s}$. Printr-o procedură ca și în cazul în care $\xi \neq 1$ se obține :

$$A(s + \omega_n)^2 + B \cdot s^2 + C \cdot s = \omega_n^2 \quad (5.39)$$

$$(A+B) s^2 + (2A\omega_n + C) s + \omega_n^2 = \omega_n^2 \quad (5.39')$$

Rezultă că $A+B = 0$; $2\omega_n A + C = 0$; $\omega_n^2 \cdot A = \omega_n^2$, adică $A=1$; $B=-1$; $C=-2\omega_n$

În această situație $Y(s) = \frac{1}{s} \rightarrow \frac{-s-2\omega_n}{(s+\omega_n)^2}$ (5.40)

$$y(t) = \mathcal{L}^{-1}\{Y(s)\} = 1 - \mathcal{L}^{-1}\left\{\frac{1}{s+\omega_n} + \frac{\omega_n}{(s+\omega_n)^2}\right\} \quad (5.41)$$

Aplicînd aceeași raționament ca și în cazul lui $\xi \neq 1$ rezultă:

$$y(t) = 1 - e^{-\omega_n t} - \omega_n t \cdot e^{-\omega_n t} = 1 - (1 + \omega_n t) e^{-\omega_n t} \quad (5.42) \text{ expresie}$$

$$\text{care se mai poate scrie : } y(t) = 1 - \frac{1 + \omega_n t}{e^{\omega_n t}} \quad (5.42')$$

dacă $t = 0$ se obține $y(t) = 0$; dacă $t \rightarrow \infty$ în expresia (5.42'), $y(t)$ al decorează $e^{-\omega_n t} \gg \omega_n t$, ceea ce justifică alina graficului din fig. 5.9.

Dacă $\xi \rightarrow 1$ dar $\xi < 1$ (adică este foarte aproape de 1), atunci graficul de variație al lui $y(t)$ se prezintă ca în fig. 5.10.

Din expresia $\xi = \frac{1}{2\sqrt{K_F \cdot T_{em}}}$ se observă că pentru ca ξ să al, trebuie ca

$$\text{produsul } K_F \cdot T_{em} = 0,25.$$

La un servomotor cu inerție redusă, constanta electromotoarească T_{em} poate ajunge la lo miliseconde, iar la un servomotor cu reductor mare, cum este cel de lo modelul experimental (considerat în text), care are o putere de 30 w, la un randament $\eta = 0,3$ (inclusiv al sîi și randamentul reductorului mare), T_{em} poate ajunge la 4-5 s.

Prin urmare pentru ca răspunsul sistemului realizat, la un semnal treaptă aplicat la intrare, să fie ca cel din fig. 5.9, trebuie ca lo un servomotor cu T_{em} oit mai mic posibil, urînd apoi a lua în studiu pe K_F care reprezintă (se reamîntoțe) produsul dintre coeficienții sau funcțiile de transfer ale blocurilor ce compun sistemul.

Se poate face și $\xi > 1$, răspunsul sistemului fiind cerosun asemănător celui din fig. 5.9, doar că la $t = 0$, $y(t) > 0$. Dar toate acestea se vor relua într-o lucrare științifică ulterioară susținerii tezei de doctorat, pentru că studiul acestui sistem, în vederea îmbunătățirii performanțelor lui, va continua.

Din cele expuse se pot formula unele concluzii : a) la o variație treaptă a uneia dintre mărimile de intrare sau a unei forțe perturbatoare, sistemul automat proiectat și realizat are stabilitate dinamică, în sensul că semnalul de ieșire, deși prezintă unele oscilații în jurul valorii nominale de ieșire, acestea se amortizează relativ repede; b) este demonstrat [31] că în realitate niciodată forța de așchiere la strunjire și ca urmare necesitatea de comparare a deformației nu are o variație corespunzătoare semnalului treaptă unitară. În cele mai rapide cazuri de pătrundere a cuțitului în material are loc o variație (creștere sau scădere la ieșire), care se consumă într-un anumit timp. În cazuri rare această durată este minim o sutime de secundă dar cel mai frecvent este de câteva sutimi de secundă, timp în care partea electronică peste comandă la servomotor începe procesul transivierii. Se poate deduce aproximativ că în acest caz oscilațiile vor fi mai mici și timpul de amortizare mai scurt.

6. VERIFICARI EXPERIMENTALE

6.1. Prezentarea construcției modelului experimental

Pentru verificarea funcționării sistemului ce compensează automat uzura sculei și deformația STE, a fost realizată o instalație experimentală, a cărei vedere generală este prezentată în fig.6.1. Schema bloc a sistemului este dată în fig.4.13. În fig. 6.1 s-a notat cu : 1-Stand cu care se reproduce funcționarea sistemului de compensare de pe strungul SNO4; 2-sursă de tensiune continuă IAV/12A; 3-sursă stabilizată de tensiune model I 4104; 4-element transducer de măsurat uzura ; 5-aparat de măsură electronic (microcomparator electronic) ; 6-sursă multiplă stabilizată tip MS4 IPT; 7-panou electronic de comandă; 8-element de memorare.

O vedere din față a standului care realizează măsurările de compensare este prezentată în fig.6.2, iar o vedere din profil în fig.6.3. Părțile componente se pot observa pe schema standului respectiv din fig.6.4. Scheletul metalic 1, executat din profil cor-rier, susține întreaga construcție formată dintr-un suport 2 pe care se află montat axul 3. Acest ax materializează ghidajul semi-circular 2 din fig.4.7, permițând rotirea plăcii 4 pe care se află

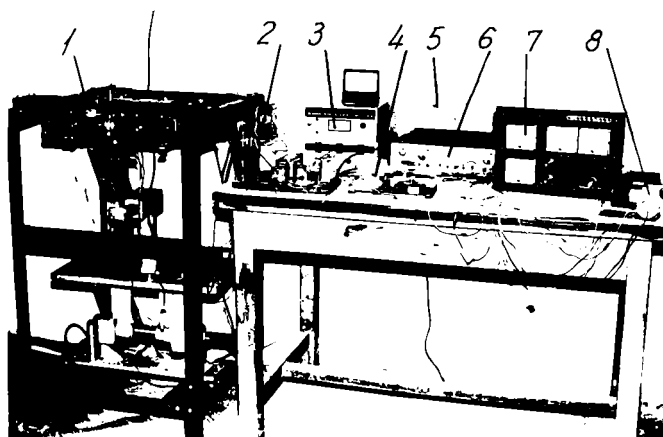


Fig. 6.1

montate brațele încovoiate 5, suportul oușitului 6 și scula 7. De notat că placa 4 susține partea superioară a cadruciorului de la strungul SNo4, iar brațele încovoiate, înclinativ distanța dintre ele și ghidajul 10, sunt realizate la scară 1:1 pentru un strung mijlociu ($\Phi_{max} = 400$ mm; $L_g = 1000$ mm) conform proiect I.P.N.V.

Timișoara. Servomotorul 6, împreună cu reductorul 15 sunt fixate de traversa 10 prin intermediul unui solier 9. Rolanții 12, montați pe excentrici, rulează în canalul traversei 11. Se menționează că vârful sculei și extremitățile brațelor încovoiate se deplasează pe axe de zero (măsurate de la centrul axului δ) identice cu cele de pe strungul SNo4. Pentru măsurarea deplasărilor, la extremitățile brațelor încovoiate - Δk și la vârful sculei - δ_F , se utilizează câte un comparator 14 și respectiv 16. Comparatorul 14 este prins într-un suport fixat de traversa 11, iar cel care măsoară pe δ_F este montat în suportul 17 solidarizat de profilul coșului 10. În vederea transportării cu mai puține dificultăți, în caz de

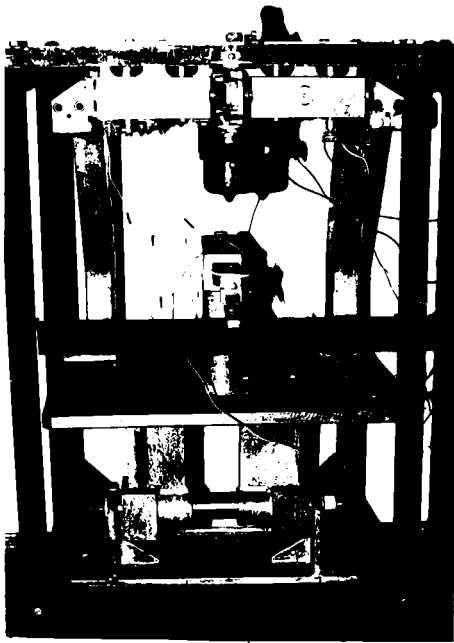


Fig. 6.2

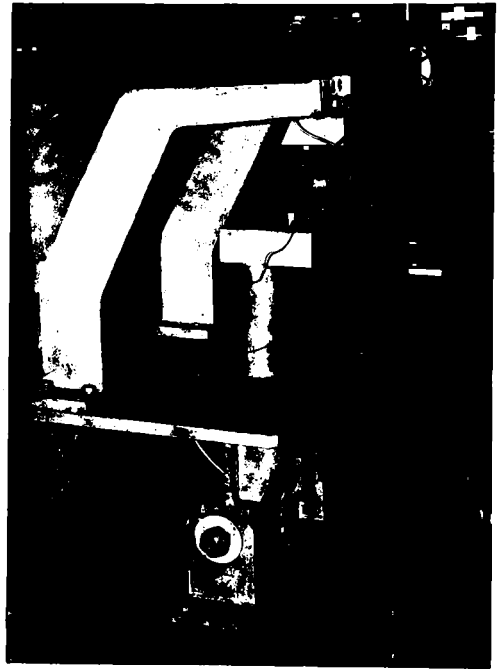


Fig. 6.3

necesitate construcți
este realizată cu elemen
te demontabile.

Brățele încovolate 5 sunt
realizate în construcție
cheson sudată, după proiect
tul întocmit de Colectivul
de U și atelierului TCM-
IPAV Timișoara. Se vede
din alt unghi a standu
lui în care se poate ob
serva mai bine partea de
execuție a se preciza și
dispunerea comparatore
lor 14 și 16, (Fig. 6.4)
este reamă în fig. 6.5.
Se pot vedea conductorii
care vin de la microan
tatoarele de cursă mk_1 și
 mk_2 (fig. 4.13) dispuse pe
arborii excentrici din

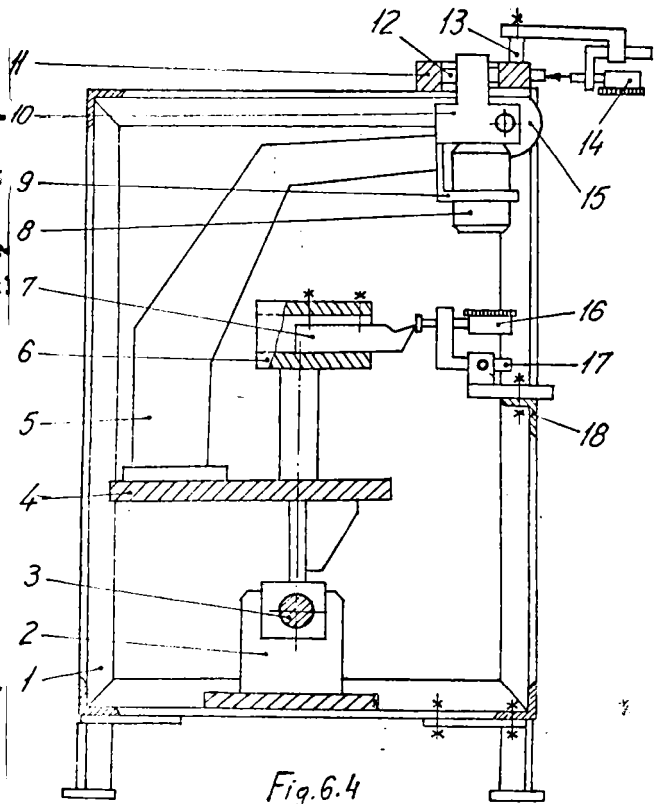


Fig. 6.4

extremitatea stângă, precum și firele care sosesc de la potențiometrul de urmărire (PU) montat pe excentricul din dreapta. Deoarece servomotorul 8 (fig. 6.4) și elementul de execuție trebuie să fie reversibil în vederea reducerii sistemului în poziție inițială, a trebuit să fie execu-



Fig. 6.5

ta o sursă de tensiune continuă pentru alimentarea sa. Aceasta fiindcă servomotorul avut la dispoziție absorbe în sarcină un curent cu intensitatea de peste 10A, la o tensiune de alimentare de 12V.

Sursa se prezintă în fig. 6.6 (în spatele ei se observă sursa stabilizată de 40V/5A tip I4104) și este compusă dintr-o placă de bază pe care se află prinse în șuruburi transformatorul 3 precum și plăcile 2 și 6; pe placa de conexiuni 4, din pertinax, prinsă de jugul transformatorului se află montată puntea redresoare 5, tip 4502. Șeha electrică a sursei este dată în fig. 6.7. Pe placa 2 (fig. 6.6) se află montați condensatorii C_3 și C_4 împreună cu rezistențele R_1 , diodele D_1, D_2, D_3 , precum și transistorii T_1 și T_3 . Pe placa 6 sunt montate siguranțele S_1, S_2 , transistorii T_2 și T_4 cu radiatoarele lor. Ieșirile stabilizate ale sursei se folosesc pentru alimentarea servomotorului de curent continuu de la elementul de memorare de tip electronic.

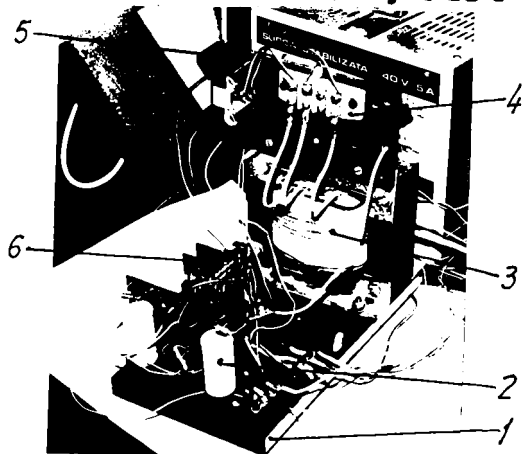


Fig. 6.6

Pentru măsurarea uzurii sculei se propune un element traductor a cărui schemă de principiu se prezintă în fig. 6.8. Elementul principal al aparatului, care determină de fapt precizia de măsurare, îl constituie traductorul inductiv 1, produs de I. I. I. în Buc.

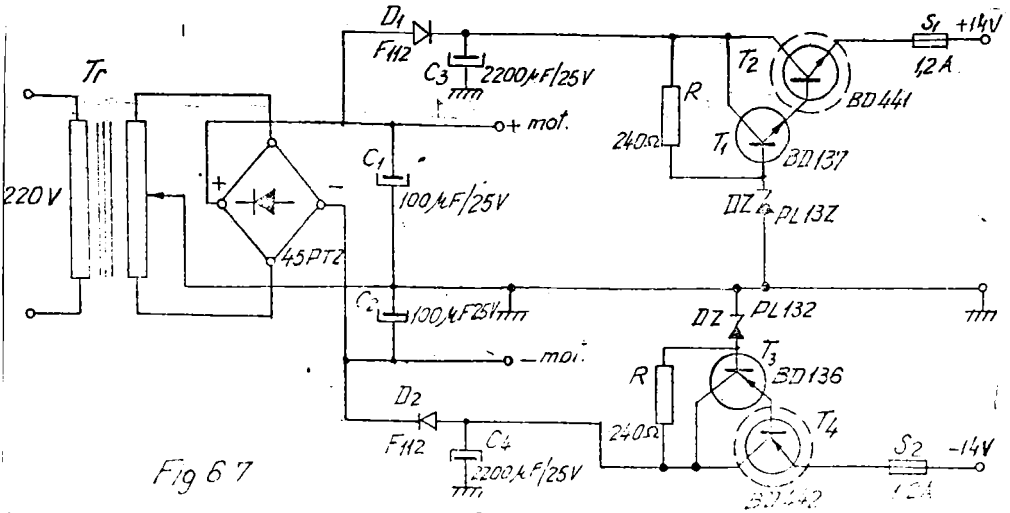


Fig 6 7

Traductorul are ca-
se din aluminiu, material
nemaagnetic după cum se
știe, elemente de consti-
tuirii coreea mag-
netic
pentru bobinele traduc-
torului, pe partea pos-
terioară a lui 1 este
montată o bucășă plon-
jor 11, care este fixa-
tă de traductor p

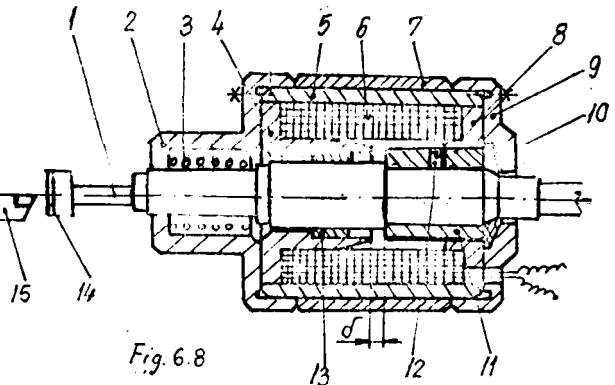


Fig. 6.8

șurubul 12. Traductorul 1 împreună cu plonjorul 11 execută o mișcare de translație în plan orizontal (pentru că în această poziție lucrează) sub acțiunea forței magnetice a unui electromagnet special construit, atunci când acesta este alimentat cu tensiunea electrică continuă de 24V. Circuitul magnetic al electromagnetului este compus din: 4-nucle central; 5-nucle magnetic; 6-capac posterior; aceste piese împreună cu 11 sunt executate din oțel fără remanență (0,000). În interiorul piesei 5 se află bobina 6 a electromagnetului; pentru ecranarea acestuia s-a construit, din aliaj de aluminiu, capacul anterior 2, netaie izolatoare 7 și capacul posterior de ecranare 9. Garnitura din material plastic 10 amortizează șocurile la revenirea plonjorului, care se realizează cu ajutorul arcului 3. Pentru micșorarea frecărilor dintre 1 și 4, s-a introdus o bucășă de ghidare, din bronz-13, iar pentru reducerea uzurii peșto-
rului, acesta a fost prevăzut cu o pastilă din carburi metalice-14,

asemănătoare cu cea de la micrometre. Scula supusă măsurării s-a notat cu 15. De reținut că în poziția strasă, plonjorul 11 nu intră în interiorul miezului central 4; partea frontală a plonjorului rămâne la un întreg fier minia $d=1\text{mm}$, poziția ce este reglată prin lungimea unei buceșe opritor, nefigurată pe schemă, în care lovește traductorul inductiv. Diminuarea de secțiune frontală (ascuțirea) a lui 4 are drept scop reducerea forței electromagnetului la întreg fier minia (prin saturare magnetică a porțiunii ascuțite).

Cursa maximă a electromagnetului a rezultat de 4mm , valoare ce satisface și care ține seama de domeniul de măsurare maxim pe scara gradată a microcomparatorului electronic, de cursa cu insensibilitate a traductorului și de asigurarea unei distanțe între partea frontală a palpatorului aflat în repaus și vârful cuțitului. Calculul preliminar al electromagnetului a fost efectuat după [57]. Elementul traductor de măsurare a uzurii (STU) a fost gândit să fie amplasat într-o poziție anume de măsurare, pe senia transversală a strungului SNo4, iar cuțitele de pe CPC, prereglate anterior într-un aparat special, în afara strungului, sunt aduse pe rând, după program sau după efectuarea unei treceri, în poziția de măsurare a uzurii.

Pentru verificarea funcționării corecte și a preciziei de măsurare s-a construit un mic stand prezentat în fig. 6.9, unde s-au notat: 1-SCC; 2-micrometro de adâncime; 3-dispozitiv de fixare a micrometrului; 4-camă; 5-microîntrerupător; 6-placă de sprijin. Dispozitivul 3 simulează funcționarea CPC de la strungul SNo4, având posibilitatea să se rotească în jurul unei axe verticale și este prevăzut cu un indexor cu bilă care permite aducerea tijei micrometrului în prelungirea palpatorului de la STU. Altfel spus micrometrul simulează cuțitul adus în poziția de măsurare cu ajutorul indexorului. Uzura cuțitului se simulează reglând micrometrul iar comanda de măsurare a uzurii e dată camă 4, fixată pe 3 (cea după care poate fi montată și pe CPC), microîntrerupătorului 5, care este normal deschis. Închiderea lui 5 pune în funcțiune blocul de comandă a măsurării uzurii, situat în interiorul panoului electronic de comandă, a cărei parte frontală este redată în fotografia din fig. 6.10.

Prin intermediul a cîte unui potenționstru se poate

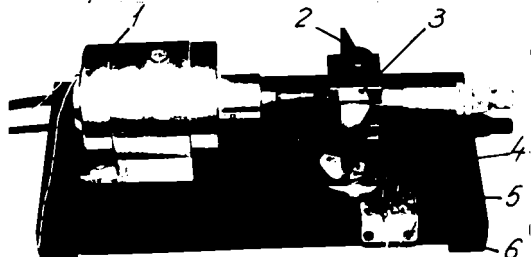


Fig. 6.9

prescrie cîte un punct de pe carbele de rigiditate ale STE, respectiv ale F_{ref} , transpuse sub formă de tensiune electrică continuă. Valorile tensiunilor respective se pot citi la voltmetrele sub care e scris INDICATIE STE, respectiv INDICATIE F_{ref} .

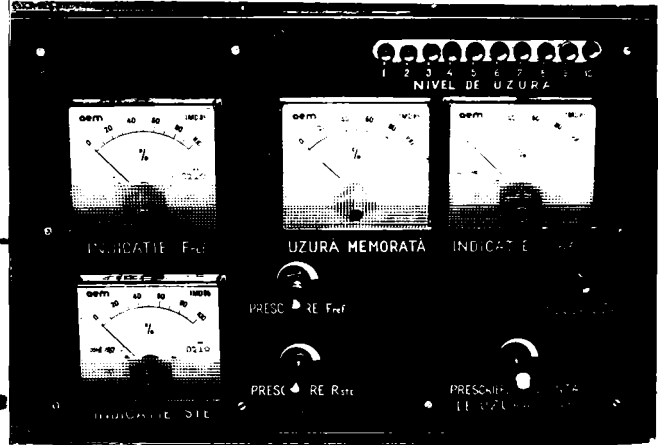


Fig. 6.10

Aceste t a i... s u t aplicate la intrarea

divizorului analogic (DA), iar la ieșirea acestuia se obține o tensiune electrică continuă U_m , corespunzătoare deformației STE (subcap. 4). Prescrierea referinței de uzură se face de asemenea prin intermediul unui potenționastru (aU în fig. 4.6), valoarea uzurii respective citindu-se sub formă de tensiune electrică continuă la voltmetrul INDICATIE U_{ref} . Uzura memorată, pentru o singură sculă, se poate urmări stit pe cadranul voltmetrului respectiv, cît și prin nuaărul de LED-uri aprinse în partea dreaptă sus a panoului electronic. Atunci cînd uzura sculei urărită a etins nivelul prescris, pe panou se sprice un LED sub care se află notația SCULA UZURATA.

În interiorul panoului electronic de comandă se află opt blocuri electronice. Prezentarea acestora se face în ordinea în care sînt parcurs de semnalul electric ce ssoeste de la AMF (fig. 4.6). Semnalul sub formă de tensiune electrică, care vine de la RTU, prin intermediul AMF, vizualizat pe ecranul unui osciloscop, are o formă cartouă asemănătoare dinților de fierăstrău. Acest semnal aplicat la intrările 1 și 11 ale AD (aurem electrică în fig. 6.11 și a fotografie a plăcii respective în fig. 6.12) este transformat într-un semnal de formă unei tensiuni electrice negative, continue ce este totodată și amplificată. Semnalul respectiv este oules de la ieșirea lui AD, respectiv între pini 3 și masa. Masa plăcii este legată la pini 2; 4 și printr-un conductor la masa întregului panou. Prin urmare el transformă un semnal dreptă de o formă complicată, aplicat la intrare, într-unul continuu raportat la masa, amplificându-l totodată. Semnalul de la ieșirea lui AD este aplicat la intrarea plăcii COA, fig. 6.13 și schemă electrică în fig. 6.14, adică la pinul 4 pe rezistența R_1 de 1,5K. Tensiunea negativă (U_1) aplicată pe R_1 se compară

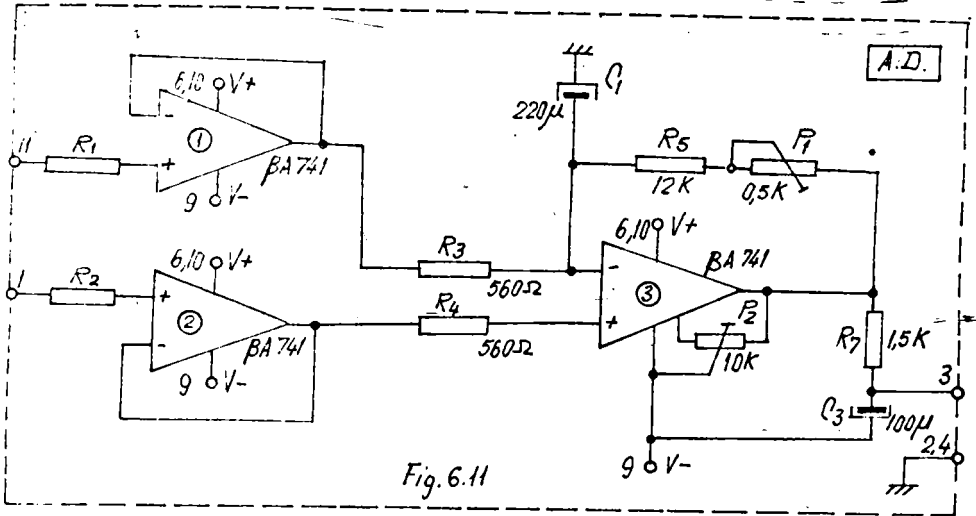


Fig. 6.11

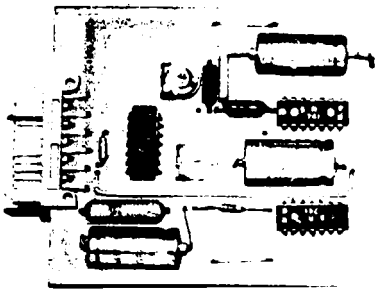


Fig. 6.13

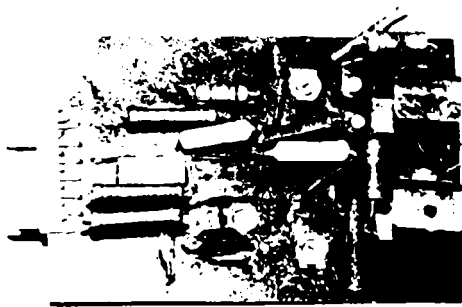


Fig. 6.12

cu tensiune pozitivă ce se aplică pe rezistența R_2 , tensiune ce vine prin repetorul RA1 (Fig. 4.6) de la potențialul de măsurare (PM). Intrucât cele două rezistențe R_1 și R_2 sunt de valori egale, la intrarea inversoare a elementului comparator nr.1 (C1) va rezulta o tensiune egală cu suma algebrică dintre cele două tensiuni, adică fiind că se măsoară înfise oară un cuțit nou ascuțit și care după o trecere sau după un număr de minute de aşchiere s-a uzat cu 0,01mm, de exemplu, pe R_1 se aplică o tensiune $U_1 = -0,1V$. Deoarece la scula nou ascuțită PM este la zero, înseamnă că pe R_2 se va aplica o tensiune nulă. La ieşirea lui C1 se va înregistra o tensiune pozitivă care, după ce este amplificată, este transmisă servomotorului de măsurare (SMM) ce pune în mişcare PM şi-l deplasează până când tensiunea pozitivă culeasă între cursor şi masă (U_2) transmisă prin RA2, devine egală cu cea aplicată pe R_1 ; altfel spus până ce diferența dintre cele două tensiuni, care se compară pe rezistențele de la intrarea inversoare a lui C1, devine zero. La următoarea

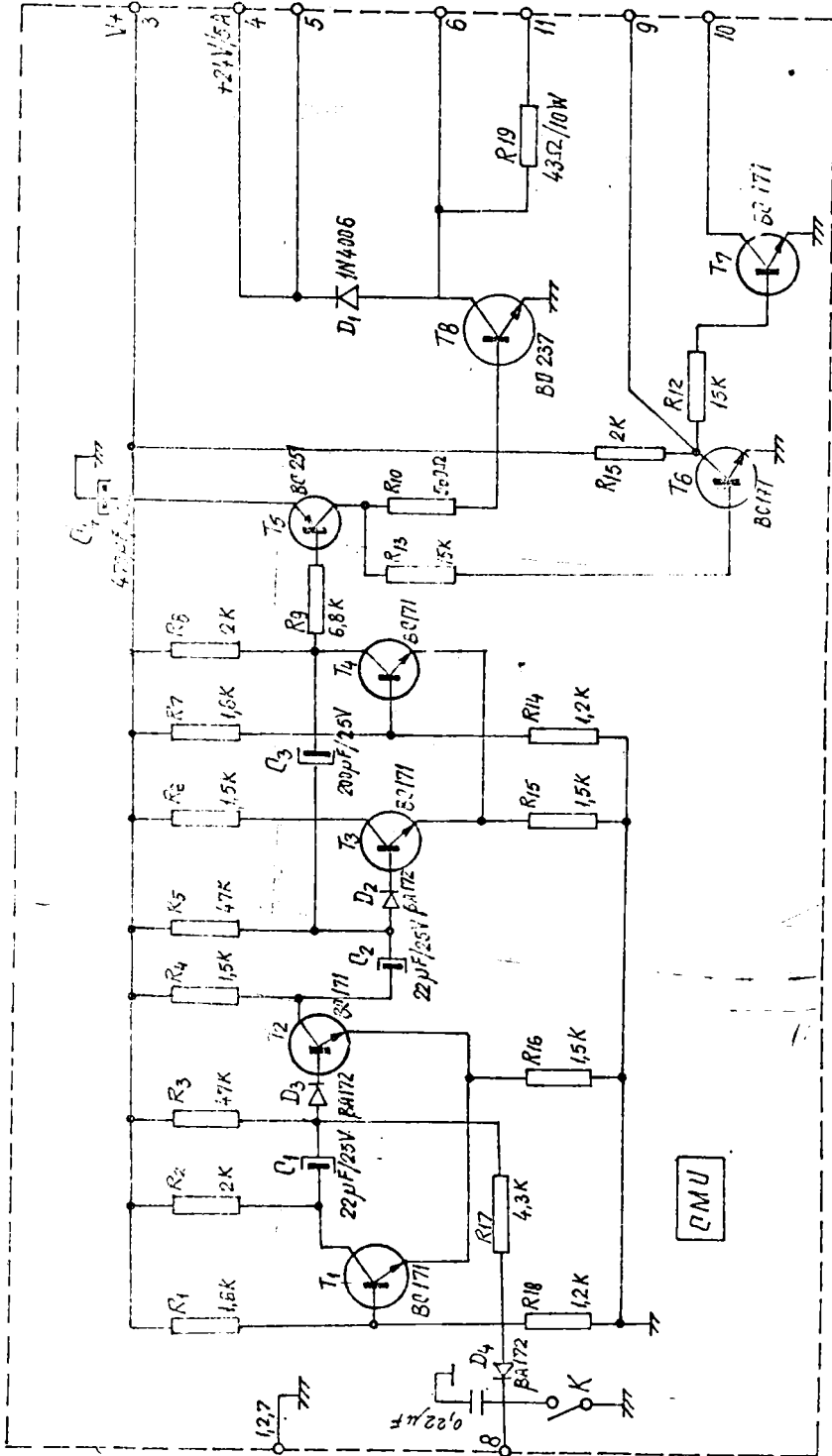


Fig. 6.15

măsurare a cuțitului, tensiunea negativă care rezultă la ieșirea lui AD se compară din nou cu tensiunea care s-a instalat la PM cu ocazia măsurării anterioare. Urmează rotirea lui PM pînă la anularea diferenței dintre cele două tensiuni. Tensiunea care se culege între cursorul lui PM și masă este trecută prin repetorul RE1 cu un dublu scop: repetorul avînd impedanță mare de intrare nu perturbă funcționarea lui PM și în al doilea rînd RE1 adaptează impedanța de intrare a integratului EC1. Se precizează, că înainte începerea măsurării uzurii se instalează la potențiometrul PRESCRIERE REFERINȚA DE UZURĂ o tensiune de 7V, valoare ce se urmărește la voltmetrul INDICATIE U_{ref} (fig.6.10) și care corespunde unei uzuri radiale maxime de 0,100mm (valoarea aleasă pentru a explica funcționarea sistemului). Dacă se întâmplă, ca urmare a inerției, ca PM să se deplaseze mai mult decît trebuie, adică $U_2 > |U_1|$, atunci la intrarea inversoare a lui EC1 va rezulta o tensiune $U_2 - U_1 > 0$, la ieșire se înregistrează o tensiune negativă față de masă, care va roti SM și acesta PM în sensul reducerii lui U_2 pînă cînd se restabilește egalitatea $U_2 = |U_1|$. Acest fenomen de oscilare, în jurul unei anumite poziții, a SM respectiv a lui PM, poate fi mult stenuat și chiar eliminat dacă se dispune de un PM corespunzător calitativ și de montaje electronice mai pretențioase. Se citează cazul aparatelor de măsurat lungimi produse de firma ETA MIC (Franța) care folosesc astfel de sisteme electromecanice, la care fenomenul de supraraglare este foarte scurt ca durată și amplitudine, abia perceptibil.

Așa cum s-a mai precizat, măsurarea uzurii se face cînd scula respectivă a ajuns sigur în poziția de măsurare, adică CPC a terminat operația de indexare și s-a autoblocat în poziția respectivă. Acest lucru este foarte important întrucît, dacă ETU ar primi semnal de funcționare înainte ca scula să fi ajuns în poziția de măsurare, ar exista pericolul ca în traiectoria sa, vîrfurile sculei să întîlnească palpatorul ETU și să-l distrugă, provocînd o avarie. Coordonarea acestor mișcări, astfel ca să nu se producă avarii, o face blocul CMU, a cărui schemă electrică este dată în fig.6.15, iar o fotografie a plăcii se prezintă în fig.6.16. După cum s-a precizat, atunci cînd CPC se rotește pentru a aduce una din sculele sale în poziția de măsurare, o ceață montată pe el (poz.4 pe standul din fig.6.4) închide microîntrerupătorul k (fig.6.15). Închiderea lui k permite alimentarea cu un semnal impuls de tensiune +15V; 0; +15V a CMU. După o întârziere de 0,5 ÷ 1s, care reprezintă timpul

de siguranță pentru a avea certitudinea că s-a terminat instalarea pe poziția de măsurare a ouștitului ce urmează a se măsura, CMU alimentează la 24V bobina lui FTU și la 12V pe cea a cuplajului electromagnetic (CE) v'z b 1 în fig. 4.6 și 6.18, validând totodată funcționarea



Fig. 6.16

blocului COA. Urmează măsurarea uzurii ouștitului, compararea celor 2 tensiuni și rotirea SM împreună cu P1, toate aceste operații urmînd să dureze 2+5s, scotînd de la terminarea rotirii CPC. După scurgerea celor 2+5s, CMU intrerupe alimentarea FTU și a lui CE, blocînd și funcționarea lui COA.:

Elementul de memorare de tip electro mecanic este prezentat în fig. 6.17, iar schema de principiu este dată în fig. 6.18. Antrenarea în mișcare de rotație a P1, care este un potențiomtru rotativ cu peliculă de carbon, o face SM prin intermediul unui angrenaj melcoat z_1/z_2 și a unui cuplaj electromagnetic CE miniaturizat. Rolul cuplajului este de a proteja, contra distrugerii, P1 atunci cînd aceasta ar ajunge accidental, la capătul cursei. Cuplajul este astfel dimensionat încît să patineze la un moment de torsiune mult inferior momentului de rupere al opritorului de la capătul cursei potențiometrului. Schița cuplajului proiectat și executat este prezentată în fig. 6.19. Bucșa exterioră 1 și interioară 2 ale cuplajului, constituie împreună armătura fixă a electromagnetului și formează cavitates în care se montează bobina 2. Flanșa motoare 3, pe care se află dispus inelul de ferodou 4, este montată pe arborele de ieșire 14 al reductorului prin intermediul unui stift transversal s-1 11.

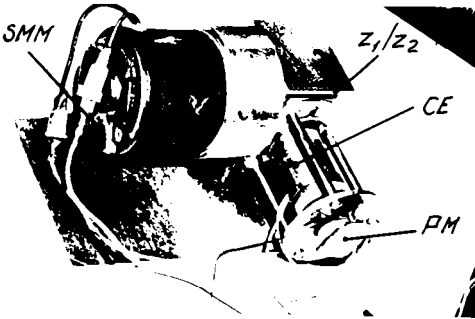


Fig. 6.17

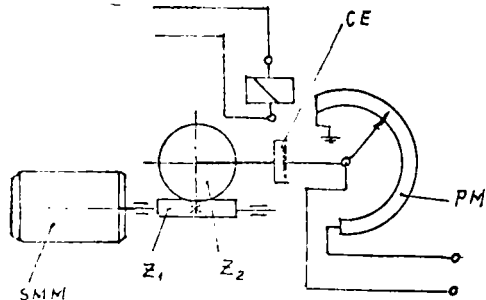


Fig. 6.18

Discul de antrenare 5 este legat de flanșă antrenată 6 (din duraluiniu) prin intermediul bolțurilor de antrenare 7 și ghidare 10. Știftul transversal 8 asigură transmiterea mișcării de rotație de la flanșă antrenată la arborele 9 al potențiometrului. Placa pe care se montează partea fixă a cuplajului este notată cu 12, atunci

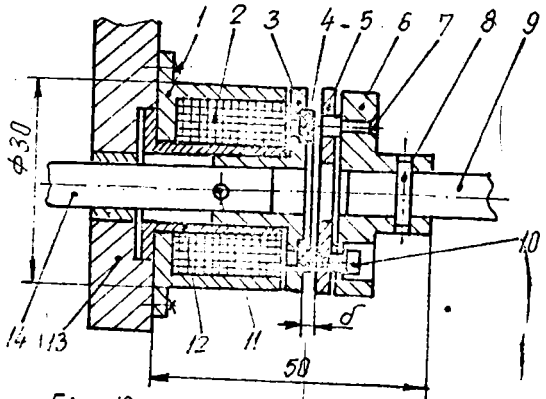


Fig. 6.1

când bobina 2 este alimentată cu o tensiune continuă de 12V, discul 5 este atras către structura fixă și în acest fel mișcarea de rotație de la arborele 14 se transmite la 9. După cum se observă, cuplajul este monodisc cu funcționare uscată. Între fierul principal de lucru în poziția cuplată, s-a considerat $d=0,5\text{mm}$.

Momentul static dezvoltat de minicuplajul prezentat, la întrefier de $0,5\text{mm}$ și la o turație de 545 rot/min este de $17,2 \cdot 10^{-3}\text{ Nm}$, de aproape 3 ori mai mare decât momentul de antrenare al potențiometrului, moment determinat experimental anterior proiectării SA.

Alte date cu privire la caracteristicile cuplajului prezentat se dau în [39]. Alimentarea PM și a referinței de uzură se face de la un stabilizator integrat (SI) a cărui schemă electrică se dă în fig. 6.20,

unde în partea de jos se vede și RE1, amândouă fiind pe aceeași placă. O vedere a acestei plăci se prezintă în fig. 6.21, unde se poate observa că atât SI cât și RE1 sunt realizate cu circuite integrate produse în țară.

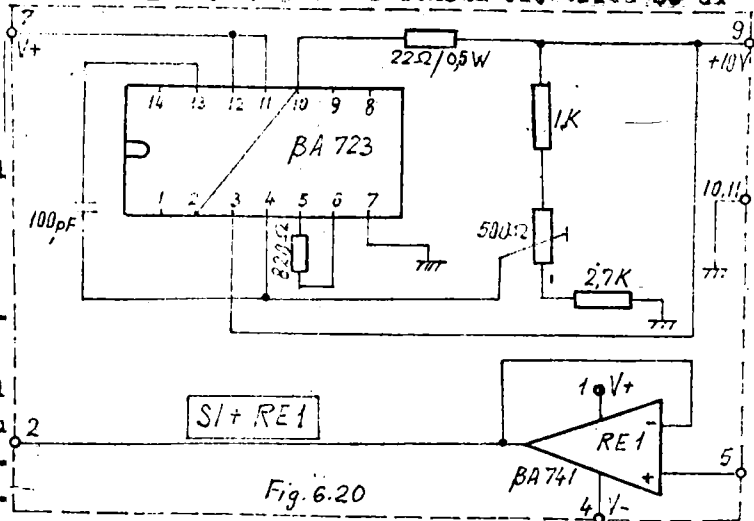


Fig. 6.20

Elementul repetor RE1, avind impedanță mare de intrare, nu perturbă funcționarea potenționerului P (fig. 4.6) și totodată scapătează impedanța de intrare a integratului IC1, pentru senșul care sosește rin RIL de la elementul de memorare.

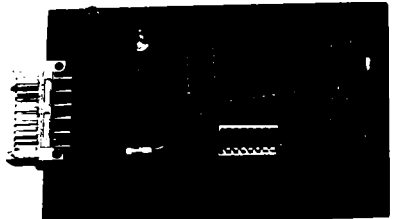


Fig. 6.21

Așa cum se poate vedea din fig. 6.20, și sosește la ieșire, între pinii 9 și 11, o tensiune electrică continuă, bine stabilizată, de 10V.

Așa cum s-a precizat în subcap. 4.2, atunci când uzura sculei scade dintr-o sculă a depășit nivelul de uzură prezădit la RU, la proximitate măsurare a sculei respective, tensiunea pozitivă notată cu U_3 de creșterea uzurii sosește de la PT, prin intermediul lui RE1, și ajunge la intrarea pozitivă a elementului comparator IC2, care este component al dispozitivului de schițare a sculei (DSS). Schema electrică a lui DSS este prezentată în fig. 6.22, iar o fotografie a plăcii este dată în fig. 6.23. La intrarea 4 a lui DSS sosește tensiunea de la RU, pozitivă ca semn, notată cu U_4 (indiciile corespund numărului de pin de pe placă). Dacă $U_3 > U_4$, la ieșirea lui IC2 rezultă o tensiune pozitivă și ca urmare acestui fapt tranzistorii T_1 și T_2 intră în conducție. Motoriza deșchiderii tranzistorului T_2 , sculei lui MBS (fig. 4.6) este pusă sub tensiune continuă și astfel de realizează schițarea sculei uzate cu alta scouțită, iar prin deschiderea lui T_1 , LED-ul, care semnifică sculă uzată se aprinde și el. Dioda DZ, după cum se știe, are rol de protecție la supra-tensiuni pe

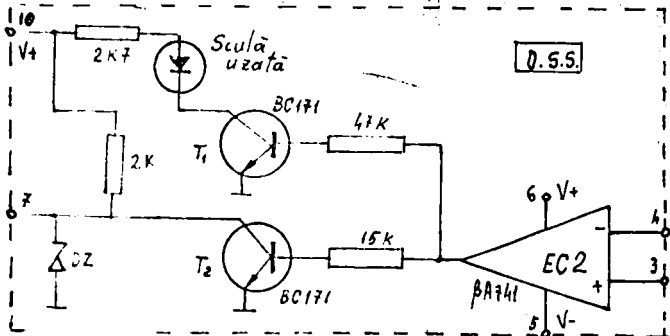


Fig. 6.22



Fig. 6.23

colectorul transistorului T_2 . LED-ul care indică sculă uzată, pe panoul de comandă executat, are culoare galbenă pentru a se deosebi de altele LED-uri existente pe panou și care arată nivelul sau treapta de uzură a sculei supusă conservăției. Aceste LED-uri sunt în număr de 10, roșii la culoare, sunt dispuse în partea dreaptă sus a panoului electronic (privit din față) și fac parte din blocul de afișare a uzurii (AF). Schema electrică a acestui bloc este redată în fig. 6.24 iar fotografia părții plantată cu piese a plăcii respective este dată în fig. 6.25. Neavînd la dispoziție circuite pentru comanda

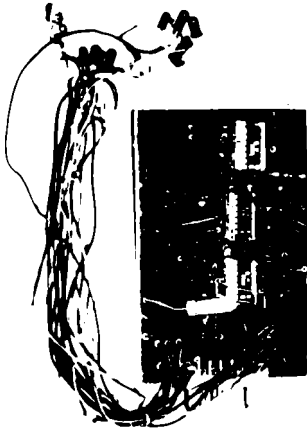


Fig. 6.25

în asociere a diodelor electroluminiscente, circuite specializate tip Bloc sau folosit circuite de tip $BM339$ (comparator cuadruplu). Se observă în fig. 6.24 fiecare circuit integrat $BM339$ se alimentează la terminalul 3 cu tensiune pozitivă (+10V). Intrările negative sunt la terminalele 4, 6, 8 și 10 și sunt alimentate simultan. Ieșirile sunt la terminalele 1, 2, 13 și 14, unde se conectează câte un LED și în serie cu

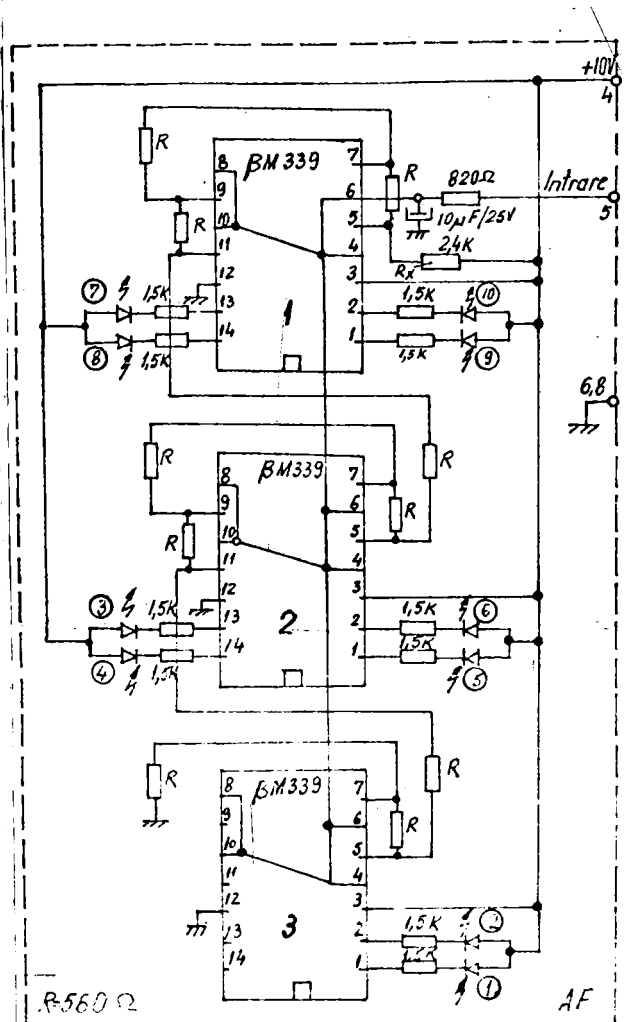


Fig. 6.24

aceste diode și rezistență de $1\text{ k}\Omega$. Intrările pozitive sunt la terminalele 5, 7, 9 și di ale sigurinelor integrate. La aceste intrări se pot monta diode sau rezistențe. Dacă se montează diode cu siliciu (de exemplu 2AL21), tensiunea de prag a ei fiind de $0,65-0,7\text{V}$, fiecare LED se va aprinde din $0,65$ la $0,7\text{V}$ (adică primul LED la $0,7\text{V}$, al doilea la $1,4\text{V}$, al treilea la $2,1\text{V}$ etc.)

Dacă se montează diode cu germaniu (de exemplu 3B109) tensiunea de prag a Ge fiind de $0,4-0,45\text{V}$, fiecare LED se va aprinde din $0,45$ în $0,45\text{V}$.

În lipsa diodelor scintite pentru construcția plăcii AF s-a utilizat rezistențe identice de valoare, care ca și diodele formează un divizor de tensiune, fig. 6.26.

Pentru demonstrarea funcționării sistemului s-a convenit ca uzura radiului maxim a sculei să se considere $0,100\text{mm}$ și aceasta să fie împărțită în 10 intervale egale. S-a stabilit de asemenea ca la uzura maximă să corespundă o tensiune $U_1 = 7\text{V}$. De reținut că tensiunea pozitivă de alimentare a montajului trebuie să fie cu $2-3\text{V}$ mai mare decât tensiunea maximă de la intrarea negativă (U_1) și bine stabilizată.

Deci pe panoul electronic sunt 10 LED-uri roșii pentru indicarea nivelului de uzură și s-a iaput ca fiecare LED să se aprindă din $0,7$ în $0,7\text{V}$. În vederea calculării valorilor lui n și a lui R_x se iaput ca prin circuit să treacă un curent $I = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ A}$, $I = 7 / 1,25 \cdot 10^3 = 5.600 \Omega$. Rezultă că $n = 560 \Omega$; $R_x = 10 \cdot 7 / 1,25 \cdot 10^{-3} = 5,6 \text{ k}\Omega$. Funcționarea montajului este următoarea: atunci când scula supusă măsurării s-a uzat cu $0,1\text{mm}$, între pinul 5 și masa se aplică o tensiune de $0,7\text{V}$ și se aprinde LED-ul nr.1, respectiv cel conectat la terminalul 1 al integratului cu nr.3, dacă la următoarea măsurare uzura cuștitului este de $0,04\text{mm}$, tensiunea aplicată la pinul 5 al plăcii este de oca $2,3\text{V}$ și ca urmare se vor aprinde LED-urile cu numerele 2, 3 și 4; la uzura maximă de $0,100\text{mm}$ toate cele 10 LED-uri sunt aprinse. Așa cum se poate vedea din fig. 6.24 tensiunea pozitivă aplicată între pinul 5 și masa la AF, corespunzătoare sculei măsurate, vine de la PM prin intermediul lui R_1 . Prin urmare LED-urile care indică nivelul de uzură rămân aprinse tot timpul pe panou. În eventualitatea intreruperii accidentale a tensiunii electrice în sistem, PM rămâne pe poziția lui și la revenirea tensiunii electrice blocul AF va indica același nivel de uzură care l-a avut

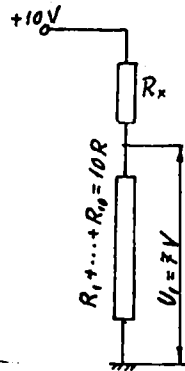


Fig. 6.26

inainte de intrerupere, fenomen ce constituie un avantaj al sistemului. Cele mentionate in acest capitol se refera la asigurarea si afisarea uzurii.

Blocul electronic la a carui iesire se obtine sub forma de tensiune electrica continua deformatia S_{TE} este circuitul analogic (DA), schema electrica in fig.6.28 si o fotografie a piesei respective, partea plantata cu piese in fig.6.27. La pinii 7 si 5 si pinii se introduc semnale electrice sub forma de tensiune continua corespunzatoare fortei tangențiale de aschierare, respectiv rigidității S_{TE}. Pe pinii aceste semnale scapă de la CA și respectiv blocul electronic notat cu EI₁₂ pe fig.4.7. și tabl.

Blocul electronic notat CA realizează în tensiunea funcția fortei tangențiale de aschierare, care se știe că este variabilă în lungul arii centrelor, iar blocul EI₁₂ realizează în tensiunea analogică funcția EI₁₂, variabilă și ea în lungul ghidajelor MU.

Pe timpul executat în vederea verificării sistemului, cele două blocuri (ale CA și EI₁₂) au fost înlocuite cu oțte un potențiometră cu ajutorul cărora se simulază funcționarea respectivelor componente ale sistemului.

La ieșirea blocului DA (pin 8), fig.6.28 se obține deformatia S_{TE} sub forma de tensiune electrică continuă, ca rezultat al raportului F_{TE}/EI_{12} respectiv $U_{\text{TE}}/U_{\text{EI}}$. Operatie ce a asigurat în mod cert faptul că blocul electronic este astfel proiectat încât la o deformatie elastică a S_{TE} de 0,1mm să se obțină la ieșire o tensiune electrică de 0,7V, adică blocul are un coeficient de analogie ca cel al sistemului pentru măsurarea uzurii. Coeficientul de analogie teoretic trebuie să fie egal deapărea semnalul corespunzător deformăției S_{TE} se înmulțează cu cel care reprezintă un raport scării, se amplifică și apoi se transmite aerometromului de la elementul de execuție, care realizează compensarea. Coeficientul de analogie de la măsurarea uzurii pe e și sibe o toleranță de variație de 5%, adică 0,55V și un nivel datărită erorii de indicație a elementului electronic utilizat. În ceea ce privește coeficientul de analogie de la calculul deformăției S_{TE}, se recomandă o toleranță acceptabilă să nu o depășească de cea de la uzură, acest lucru

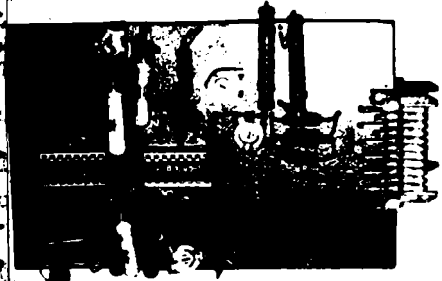


Fig. 6.27

presupunem selectarea componentelor electroscopice care în... și a' stăruirea blocului DA (rezistorii trebuie să aiea valori diferite față de valoarea prescrisă să nu depășească $\pm 0,5\%$).

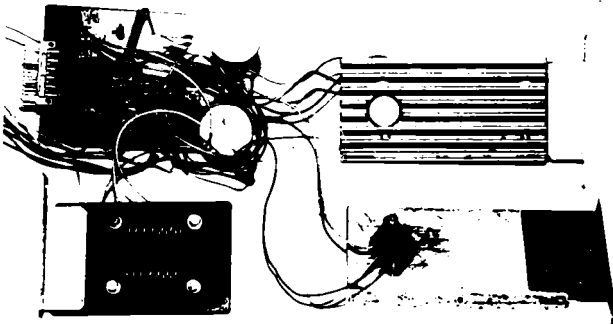


Fig. 6.29

Blocul electronic care realizează însumarea celor două erori (sub formă de tensiune electrică) și amplifică rezultatul

respectiv se prezintă în fotografia din fig. 6.29, iar schema electrică în fig. 6.30. Pe rezistența R_{11} , la pinul 9 (fig. 6.30) a elementului de însumare se aplică semnalul care reprezintă uzura sculei, iar pe rezistența R_{12} , pin 8, se introduce semnalul compensator de formație elastică δ STB. La ieșirea din sumator semnalul său se compară, pe rezistențele R_{13} și R_{14} , cu semnalul de reacție, amplificat în preamplificatorul PA, care sosește de la potențiometrul de urmărire (PU), fig. 4.13. Semnalul rezultat aplicat la intrarea inversoare a elementului comparator (PC) este transmis de la ieșirea acestuia la amplificatorul final (AF) realizat cu transistori de putere (2N3055). Semnalul amplificat U_{out} , de la pinul 6 al plăcii, este transmis apoi la servomotorul SM, care pune în mișcare elementul de execuție. Amplificatorul de putere prezentat sosește la ieșire o tensiune continuă de 12V și o intensitate de 1A. Intensitatea relativ mare se datorează servomotorului avut la dispoziție pentru construcția studului. În condițiile reprezentării sistemului se poate alege alt motor electric cu caracteristici mai bune, care să țină seama și de alte condiții impuse sistemului.

6.2. Determinări experimentale, în vederea compensării.

6.2.1. Determinări de uzură.

În literatura de specialitate [77, 78] se prescriu valori ale uzurii radiale limită de 100-120 μm , în strălucirea opalului pentru erori. Așa cum s-a precizat, uzura radială se poate calcula, cu relația (2.2), în funcție de drumul parcurs de scule în așchii, dar pentru aceasta trebuie să cunoaștem: uzura primară și panta curbei de uzură pe porțiunea uzurii normale. Aceste elemente, în condiții concrete de

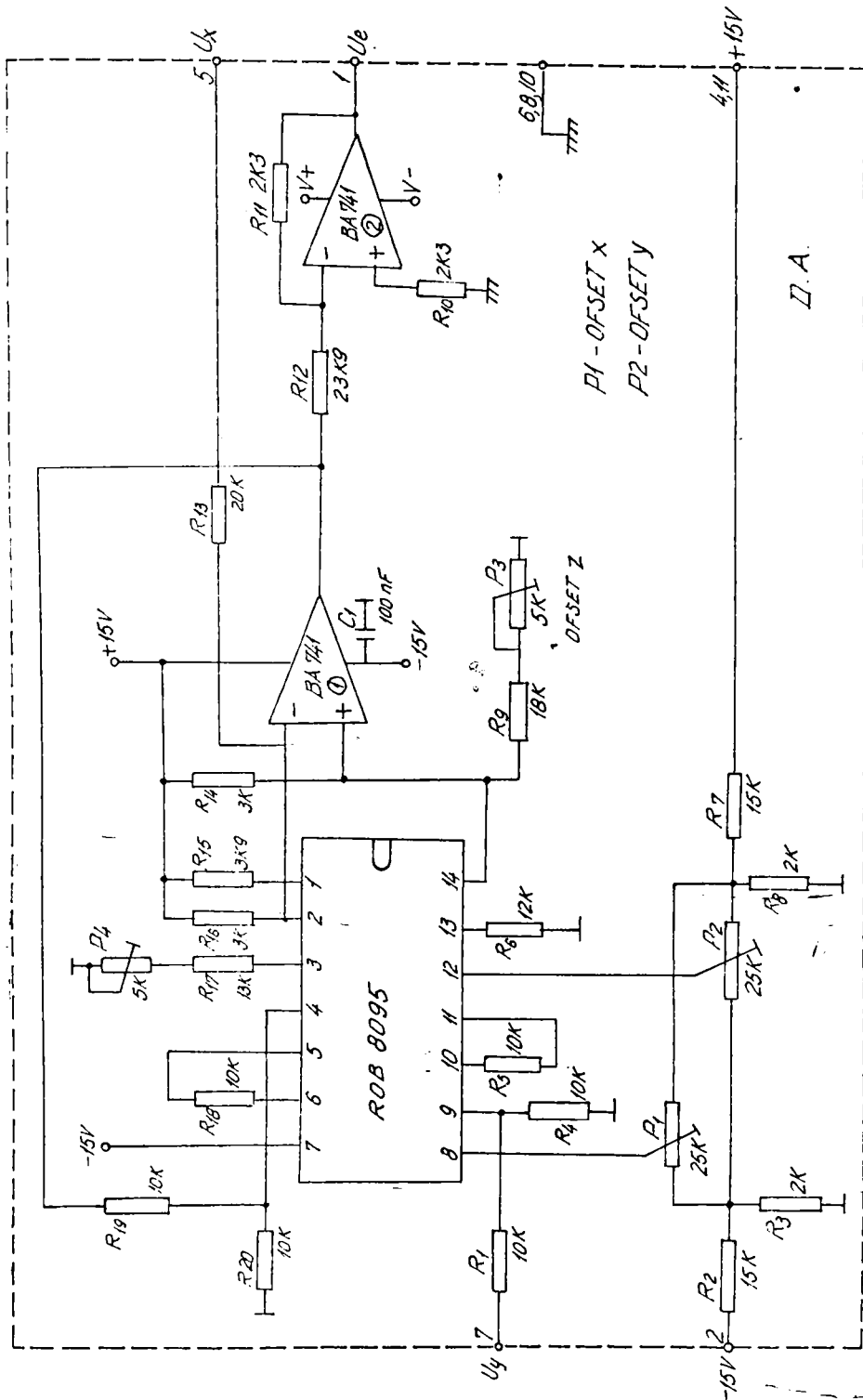


Fig. 6.28

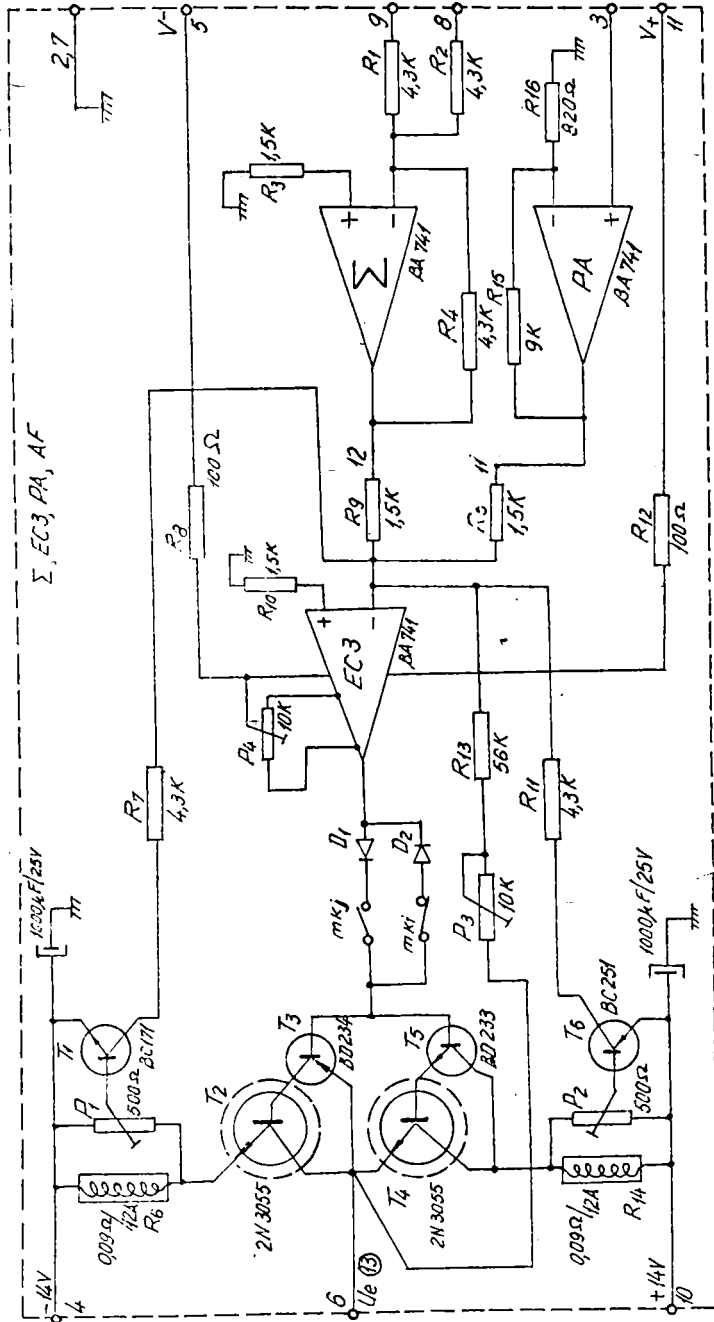


Fig. 6.30

lucru, nu se pot obține decât experimental, s-a uzură: determinarea elementelor menționate, precum și uzura radială limită de la prelucrare cu regim de degroșare și semifinisare a otelului marci O12S5 laminat, normalizat, din care se confecționează, în serie, erborii mai multor tipuri-dimensiuni de motoare electrice.

Prin urmare scopul măsurărilor de uzură a constat în verificarea valabilității limitelor prescrise în literatură de specialitate în condiții concrete; s-a urmărit ca valorile de uzură să fie realiste și totodată, să se vadă dacă sistemul funcționează pentru aceste valori.

S-au efectuat în acest sens două determinări: una, pe porțiunea uzurii primare cu un regim mai ușor de degroșare, după care a urmat un regim ceva mai dur, până s-a atins uzura limită și o a doua cu un regim de aşchiere de semifinisare. La sabelă determinări s-a lucrat fără lichid de răcire-ungere și cu o consolă a cutitului de 50mm. Cutitul cu care s-a lucrat este arat cu plăcuță P 30, are secțiunea corpului 40 x 40mm lungimea de 197mm și parametrii geometrici prezentați parțial în fig. 6.31. Din figură nu rezultă unghiul de aşezare secundar, care este de 10° și raza la vârful sculei de 1,2mm.

Duritatea materialului prelucrat a fost $H_{RC} 17-19$.

Se menționează că în vederea măsurării, cu precizie de 0,001mm, pe un optician vertical, a alungirii termice, precum și a uzurii radiale a cutitului, aceasta s-a demonstrat de pe suprafața strungului, pentru răzuirea, partea frontală a cutitului, opusă vârfului, a fost prelucrată corespunzător.

De subliniat că soluția aleasă ține cont în mod implicit și de compensarea parțială a gaurii de către deforțarea termică, ceea ce are loc, cum se va vedea în subcap. 6.22, în prima parte a uzurii, când scula se încălzește.

Prin determinarea s-a efectuat pe un strung tip S11coorțoc cu putere de 22Kw, lungimea și

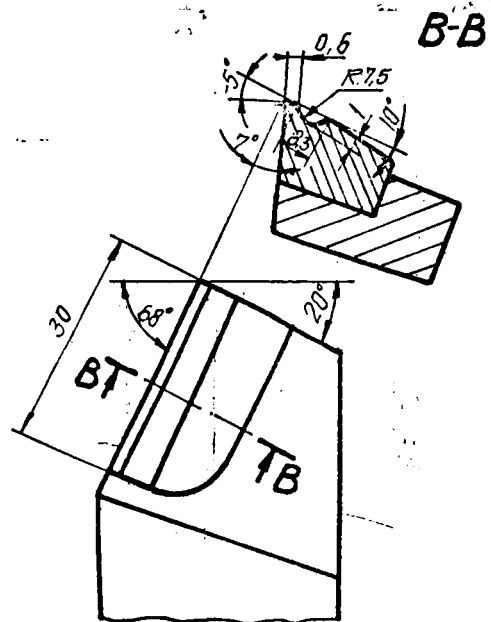


Fig. 6.31

diametrul semifabricatului aşchiat fiind de 265mm, respectiv 163mm. Rezultatele cercetării efectuate la strunjirea de degroşare sunt prezentate în tabelul 6.1, unde notaţiile au semnificaţie:

Tabelul 6.1

Nr. piese	L [mm]	d [mm]	t [mm]	s [mm]	n [rot/min]	v [m/min]	l [m]	$t = \frac{l}{v}$ [min]	Observaţii
1	500	153	2,5	0,71	160	75	350	4,7	Uzura radială primară $h_0 = 0,010mm$
2	500	153	2,5	0,71	160	72,5	340	4,7	
3	500	148	2,5	0,71	160	70	325	4,6	
4	500	143	2,5	0,71	160	64,5	315	4,9	
Total 1-4							1330	18,9	
5	1300	240	5	0,8	100	75	1220	16,4	Uzura radială normală $h_1 = 0,131mm$
6	570	240	5	0,8	100	72	510	7	
Total 5-6							1730	23,4	
TOTAL GENERAL							3060	42,3	Uzura radială normală $h_2 = h_0 + h_1 = 0,141mm$

L-lungimea tronsonului (a suprafeţei) aşchiat; d-diametrul rezultat prin aşchiere; t, s, n - parametrii regimului de aşchiere; v-viteze tangenţială a semifabricatului aşchiat; l- drumul parcurs în aşchie de vârful sculei, calculat cu relaţia cunoscută.

A doua determinare s-a efectuat pe un strung tip CN500x1000 cu P_{rot} de 11kW, cu acelaşi ouşit rescutit la parametrii geometrici prezentaţi în fig.6.31. rezultatele celei de a doua determinări, cu regim de semifinisare sunt prezentate în tabelul 6.2, unde notaţiile au aceleaşi semnificaţii ca şi cele din tabelul 6.1. Din tabelul 6.1. se observă că, în cazul strunjirii de degroşare, la 3060m parcursi în aşchie corespunde o durabilitate $T=42$, min şi o uzură radială limită de 0,140mm.

La semifinisare, unde parametrii regimului de aşchiere au valori pe jumătate faţă de cei de la degroşare şi ca urmare, eforturile unitare normale şi tangenţiale ce secţionează asupra muchiilor active ale sculei sunt mult mai mici, drumul parcurs în aşchie este de 10,432m, durabilitatea de 400min., iar uzura radială de 0,204mm.

Curbele de uzură, funcţie de drumul parcurs în aşchie, notate cu 1 pentru degroşare şi 2 pentru semifinisare sunt prezentate în fig.6.32. Cu relaţie (2.1) s-a calculat uzura radială relativă. S-a obţinut: la degroşare $h_r = 75,7 \frac{\mu m}{m/kv}$, iar la semifinisare $h_r = 17,5 \frac{\mu m}{m/kv}$.

Tabelul 6.2

Nr. [rec.]	L [mm]	d [mm]	t [mm]	s [mm]	n [rot/min]	v [m/min]	l [m]	$t = \frac{L}{v}$ [min]	Observatii
1	300	95,5	2	0,4	160	48,5	224	4,62	Prindere semifabricat in universal $h_0 = 0,046\text{mm}$ $l_0 = 1437\text{m}$
2	300	93,5	1,5	0,4	160	47	220	4,68	
3	300	92,5	2	0,4	160	45	211	4,68	
4	300	88	0,75	0,4	160	41,2	207	4,68	
5	300	86	1	0,4	160	43,2	202	4,68	
6	300	80	3	0,4	160	40	188	4,68	
7	300	78,5	0,75	0,4	160	38,5	185	4,68	
8	300	75,5	2	0,4	160	38	173	10,50	
9	300	71,5	2	0,4	160	36	380	10,52	
10	300	67,5	2	0,4	160	34	360	10,58	
11	300	63,5	2	0,4	160	32	340	10,60	
12	300	59,5	2	0,4	160	29,9	313	10,48	
13	300	55,5	2	0,4	160	27,9	296	10,60	
14	300	51,5	2	0,4	160	25,9	275	10,60	
15	300	47,5	2	0,4	160	23,9	253	10,60	
16	300	43,5	2	0,4	160	21,9	232	10,60	
17	300	39,5	2	0,4	160	19,9	211	10,60	
18	300	35,5	2	0,4	160	17,8	189	10,60	
19	300	31	2	0,4	160	15,3	422	7,63	
20	300	27	2	0,4	160	13,8	490	7,56	
21	300	23	2	0,4	160	11,8	392	7,56	
22	300	19	2	0,4	160	9,8	376	7,54	
23	300	15	2	0,4	160	7,8	300	7,54	
24	300	11	2	0,4	160	5,8	346	7,54	
25	300	7	2	0,4	160	3,8	330	7,54	
26	300	3	2	0,4	160	1,8	417	315	7,55
27	300	3	2	0,4	160	1,7	397	300	7,57
28	300	3	2	0,4	160	1,6	377	285	7,57
29	300	3	2	0,4	160	1,5	357	270	7,57
30	300	3	2	0,4	160	1,4	33,6	254	7,57
31	300	3	2	0,4	160	1,3	31,7	240	7,58
32	300	3	2	0,4	160	1,2	29,7	224	7,54
33	300	3	2	0,4	160	1,1	27,6	209	7,58
34	300	3	2	0,4	160	1,0	25,6	194	7,58
35	300	3	2	0,4	160	0,9	23,6	182	7,72
36	300	3	2	0,4	160	0,8	21,6	163	7,55
37	300	3	2	0,4	160	0,7	19,6	148	7,55
38	300	3	2	0,4	160	0,6	17,6	133	7,55
39	300	3	2	0,4	160	0,5	15,6	118	7,55
40	300	3	2	0,4	160	0,4	13,6	100	7,95
41	300	3	2	0,4	160	0,3	11,6	82	11,05
42	300	3	2	0,4	160	0,2	9,2	54,6	11,60
43	300	3	2	0,4	160	0,1	7,2	45,2	11,50
44	300	3	2	0,4	160	0,1	5,2	50,9	11,50
45	300	3	2	0,4	160	0,1	3,2	41,7	11,55
46	300	3	2	0,4	160	0,1	1,2	31,7	11,55
47	300	3	2	0,4	160	0,1	0,2	3,2	11,55
48	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
49	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
50	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
51	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
52	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
53	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
54	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
55	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
56	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
57	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
58	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
59	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
60	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
61	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
62	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
63	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
64	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
65	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
66	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
67	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
68	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
69	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
70	300	3	2	0,4	160	0,1	0,1	0,1	11,55
TOTAL							10432	10140	$h_{11} = 0,204\text{mm}$

Aceste valori, comparate între ele, cit și panta curbei 1, față de cea a curbei 2, denotă un fapt cunoscut și anume că la degroșare, unde forțele de aşchier, oxidare de voltaj și o umare temperatură din cauza de aşchier, ca și presiunile specifice pe care le suportă tăişul sculei, mai mari ca la semifiniera, au ca rezultat o intensitate a uzurii mult sporită.

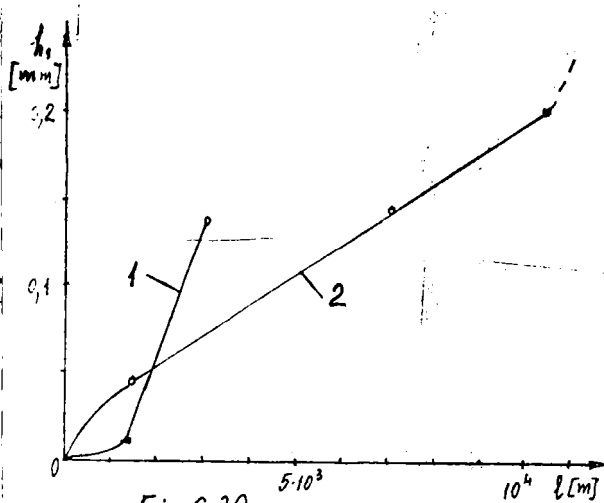


Fig. 6.32

6.2.8. Măsurarea alungirii termice a ouștitului de strung.

În vederea determinării alungirii termice a ouștitului, după parcurgerea unui drum în aşchie de 1220 π , cu regia de degroșare, s-a măsurat, cu un aparat Thermophil (electron thermometer) cu domeniul 0-210 $^{\circ}$ C, precizie 1 $^{\circ}$ C, temperatura părții frontale a ouștitului, opusă virfului, în timp ce scula aşchiează. S-a înregistrat o temperatură de 52 $^{\circ}$ C. Atunci când s-a atins limita de uzură s-a dezonat repede ouștitul de pe strung, s-a fost aşchiat pe o masă de lemn și s-a măsurat temperatura: la vîrf înregistrîndu-se 68 $^{\circ}$ C, iar pe suprafața frontală opusă virfului 50 $^{\circ}$ C. S-a învelit ouștitul într-o țesătură de bumbac și a fost transportat în aproximativ 5 min. la un laborator de metrologie pentru măsurarea lungimii. Încinte de a i se măsura lungimea, în stare încălzită, s-a înregistrat din nou temperatura: la vîrf pe plăcuță 55 $^{\circ}$ C, la partea frontală opusă virfului 50 $^{\circ}$ C. După răcirea în apă, temperatura ouștitului a devenit 20 $^{\circ}$ C și a fost măsurat la această temperatură.

Alungirea termică determinată experimental $\Delta L_{exp} = 0,075 \text{ mm}$, iar cea calculată cu relația $\Delta L_c = \alpha L(t_2 - t_1)$ a fost de 0,072 mm; pentru α , s-a considerat valoarea de 51,5 $^{\circ}$ C, care constituie media aritmetică a temperaturilor de la extremitățile ouștitului în stare încălzită, după ce a fost transportat. Se observă că diferența dintre valoarea calculată și cea măsurată este de numai 3 μ m. Concluzia care se desprinde este aceea că deformația termică a ouștitului nu compensează total, caare, din cauza foarte puțină deformația termică nu

înlătură necesitatea sistemului de măsurare a uzurii ouțitului și de compensare.

6.2.3. Determinări de rigiditate ale SFA.

Scopul determinărilor din acest subcapitol este de a se vedea aliara curbelor de rigiditate ale altor tipuri de strunguri, cu grade de uzură diferite, altele decât cele citate în literatura de specialitate și ce să se aprecieze, în același timp, ce cât de mari sunt deformațiile SFA pentru respectivele mașini. S-a urmat determinarea experimentală a rigidității transversale, în lungimea axei centrelor, la prinderea combinată, prin metoda aşchierii în trepte, la două strunguri tip SNA500x1000 fabricate la întreprinderea specializată din Arad.

Unul din strunguri, notat cu A, a lucrat relativ puține ore în cei 10 ani decât a fost fabricat, fără să necesite nici o reparație, iar cel de al doilea strung, notat cu B, a fost exploatat în 2 schimburi timp de 11 ani, fiind supus numai în anul 1988, la două reparații curente și o reparație capitală. La strungul A s-a determinat și rigiditatea axiale, la prinderea în universal, a unei plose de tip disc.

6.2.3.1. Determinarea rigidității transversale.

Pentru determinarea rigidității transversale s-au utilizat doi arbori, cu rigiditate suficient de mare, din OLC75 normalizat, cu lungimea de 850mm, centruți la un capăt. Pe fiecare arbore s-au

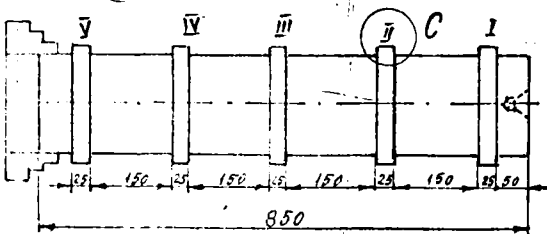
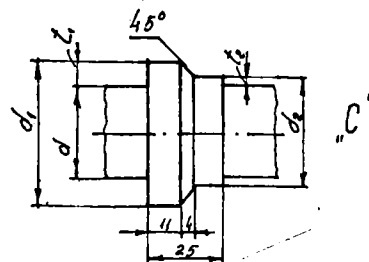
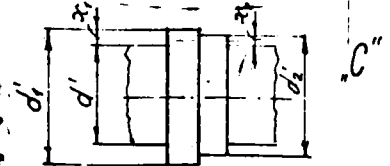


Fig. 6.33

Înainte de determinare



După determinare



prelucrat 5 unități ca în fig. 6.33, după metodologia prezentată în [8, 115].

Așa cum se demonstrează în [8, 33, 34, 115], rigiditatea strungului normal se poate calcula cu relația: $R_{3,2} = \lambda \cdot C_{3,2} \cdot s^{0,75}$, unde λ - raportul dintre componentele normale și tangențiale ale forței de aşchiere ($\lambda = 0,35 \dots 0,45$, pentru $\alpha = 45^\circ$, $\delta = 5^\circ$),

C_p - constantă ce ține seama de proprietățile materialului șchișt
 s - avansul de lucru; c - corectare sau grad de precizie. Cu privire
 la gradul de precizie, se menționează că el indică de câte ori
 s -s micșorezi precizia semifabricatului prin prelucrare și ce cal-
 culează cu relația : $c = \Delta_0/\Delta_p$, unde Δ_0 este imprecizia sau toleranța
 semifabricatului, în cazul de față $\Delta_0 = 2(t_1 - t_2)$, iar Δ_p reprezintă im-
 precizia sau toleranța piesei prelucrate, adică conform fig. 6.30,
 $\Delta_p = 2(x_1 - x_2)$. În condițiile unei geometrii constante a sculei, al
 unui regim de șchișare invariabil, precum și invariabilității prop-
 rietății materialului prelucrat, gradul de precizie caracterizează
 complet rigiditatea MU.

Determinarea c constată în strunjirea PMM răcire, a umerilor
 dintr-o bînză în trei trepte, cu adâncimea de șchișare t_2 , raportată la
 suprafața al cărui diametru este notat cu d , ceilalți parametri ai
 regimului de șchișare fiind : $s = 0,35$ mm/rot, $n = 160$ rot/min, adânci-
 mările de șchișare t_1 și t_2 rezultînd din tabelele 6.3 și 6.4.
 Unghiul cu care s-a șchișat este arat cu plicuță tip P 30, are sec-
 ționarea corpului și parametrii geometrici prezentați în subcap. 6.2.1.
 Dimensiunile arborilor și ale umerilor, înainte și după șchișare

Tabelul 6.3 Strungul A

Secțiunea Valori înainte de determinare	V	IV	III	II	I
d	71,92	72,15	72,11	72,00	72,04
d_1	82,08	81,98	82,02	82,05	82,00
d_2	73,23	73,11	73,06	72,92	73,02
$t_1 = (d_1 - d)/2$	5,08	4,92	4,95	5,02	4,98
$t_2 = (d_2 - d)/2$	0,65	0,48	0,48	0,46	0,49
$\Delta_0/2 = t_1 - t_2$	4,43	4,44	4,47	4,56	4,49
Secțiunea Rezultate după determinare	V	IV	III	II	I
d'	71,38	71,34	71,25	71,18	71,48
d_1'	71,40	71,36	71,30	71,24	71,55
d_2'	71,39	71,34	71,24	71,19	71,49
$x_1 = (d_1' - d')/2$	0,01	0,01	0,025	0,03	0,035
$x_2 = (d_2' - d')/2$	0,005	0	0,01	0,005	0,005
$\Delta_0/2 = x_1 - x_2$	0,005	0,01	0,015	0,025	0,03
$c = \Delta_0/\Delta_p$	837	444	298	182	150
$Rl_{3H} = \lambda \cdot C_f \cdot S^{0,35} \cdot c$ [daN/mm]	18,6 10^3	9,35 10^3	6,25 10^3	3,82 10^3	3,14 10^3

Tabelul 6.4. Strungul B

Secțiunea Valori înainte de determinare	V	IV	III	II	I
d	84,85	84,72	84,84	84,78	84,72
d_1	95,15	94,91	95,07	95,00	94,83
d_2	85,88	85,80	85,84	85,94	85,89
$t_1 = (d_1 - d)/2$	5,15	5,09	5,13	5,11	5,05
$t_2 = (d_2 - d)/2$	0,515	0,54	0,515	0,58	0,585
$\Delta_0/2 = t_1 - t_2$	4,635	4,55	4,615	4,53	4,465
Secțiunea Rezultate după determinare	V	IV	III	II	I
d'	83,95	83,88	83,81	84,20	84,36
d_1'	84,08	84,04	84,01	84,43	84,58
d_2'	83,99	83,93	83,87	84,27	84,43
$x_1 = (d_1' - d')/2$	0,065	0,08	0,10	0,115	0,11
$x_2 = (d_2' - d')/2$	0,02	0,025	0,03	0,035	0,035
$\Delta_0/2 = x_1 - x_2$	0,045	0,055	0,07	0,08	0,075
$c = \Delta_0/\Delta_p$	103	83	66	56,8	59,5
$Rl_{3H} = \lambda \cdot C_f \cdot S^{0,35} \cdot c$ [daN/mm]	2,16 10^3	1,74 10^3	1,39 10^3	1,2 10^3	1,25 10^3

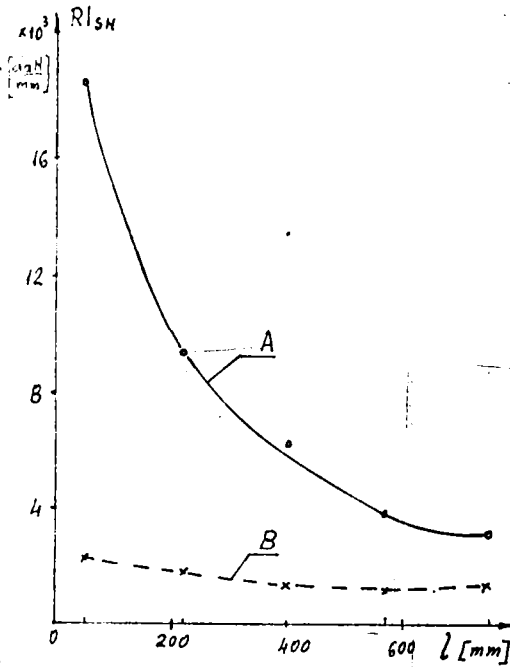


Fig. 6.34

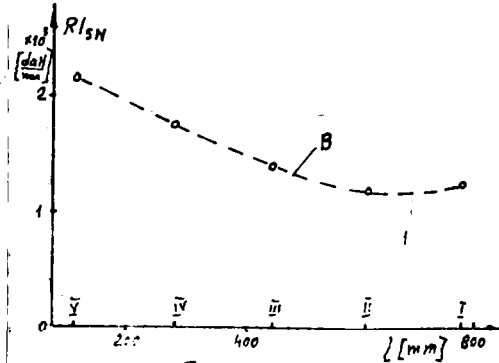


Fig. 6.35

pentru stabilirea rigidității, precum și rezultatele calculului sunt prezentate sintetic în tabelele 6.3 și 6.4, unde dimensiunile liniare sunt exprimate în μm . Pentru A s-a considerat valoarea $C_{15} = 170$.

Ca valorile obținute pentru R/IS s-au trasat curbele de ri-

giditate ale celor două ȘTB, în lungul axei centrelor, în fig. 6.34 pentru strungul A, iar în fig. 6.35 pentru strungul B. Curbe de rigiditate a strungului B este trasată cu linie întreruptă și în fig. 6.34, în vederea comparării ei cu cea a strungului A. După cum rezultă și din tabelele 6.3 și 6.4 rigiditatea strungului B este mai mică de 8,6 ori față de cea a strungului A. Aceasta se explică prin aceea că zăburții arborelui principal, de la strungul B, au pierdut prestringerile și eventual au căpătat și jocuri, iar ca urmare a exploatării intensive, sistemele de ghidare s-au uzat și ele.

6.2.3.2. Determinarea rigidității axiale.

În vederea determinării rigidității axiale a strungului A, s-a utilizat o piesă de probă de tip disc din OLC 35 normalizat (cu raportul $l/d = 0,2$) care a fost prinsă numai în universal. Anterior au fost prelucrate pe suprafața frontală suprafața sferică, un număr de patru nervuri concentrice a căror formă și dimensiuni rezultă din fig. 6.36. Determinarea a constat în strunjirea frontală, fără răcire, a nervurilor concentrice, dintr-o trecere, cu adâncimea de aşchieră $t_3 = 0,4\text{mm}$, ceilalți parametri și regimul fiind: $s = 0,25\text{mm/rot}$; $n = 100\text{rot/min}$. Cuțitul cu care s-a efectuat determinarea, încovalat

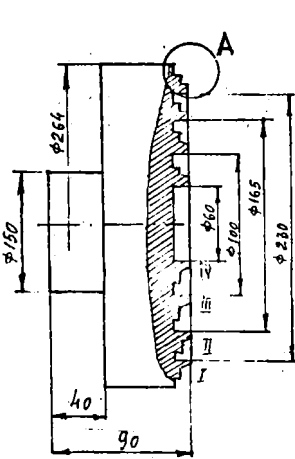


Fig. 6.36

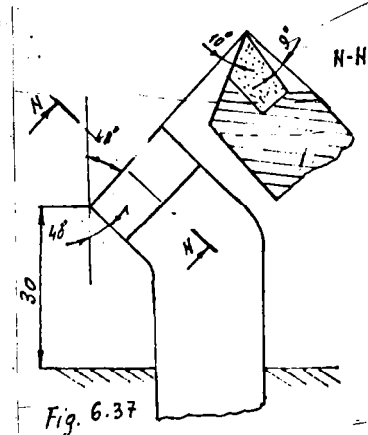


Fig. 6.37

pe dreapta cu secțiunea corpului 25x25mm, armat cu plăcuță tip B 20, are parametrii părții active prezentat în fig.6.37. S-a utilizat aceeași metodologie și s-au folosit aceleași relații de calcul ca la determinarea rigidității transversale. Înălțimea nervurilor înainte și după determinare precum și rezultatele calculelor se prezintă în tab.6.5, iar curbe rigidității axiale, trasate cu rezultatele obținute, este redată în fig.6.38. Se observă că, la prinderea în universal, rigiditatea axială scade puternic la strunjirea diametrelor mai mari de lucru. Acesta se explică prin aceea că, deși forța axială este aproximativ constantă, momentul orșiat de ea crește liniar de la centru spre exteriorul universalului și de la o anumită valoare produce deplasări unghiulare mari ale flanșei și universalului față de axa arborelui principal.

Tabelul 6.5

Valori inițiale	I	II	III	IV
t_1	4,06	4,06	3,94	3,94
t_2	0,51	0,52	0,42	0,41
$\Delta S = t_1 - t_2$	3,55	3,54	3,52	3,53
Rezult. după term.	I	II	III	IV
Z_1	1,02	0,63	0,04	0,04
Z_2	0,04	0,02	0,01	0,03
$\Delta p = Z_1 - Z_2$	0,98	0,61	0,03	0,01
$C = \Delta S / \Delta p$	3,62	5,8	118	353
$R_{laxSN} = A \cdot C \cdot S^{0,75} \cdot x$	54,5	82,5	1775	5300
$R_{laxSN} [daN/mm]; \lambda = F_{ax} / F_z = 0,25$				

Concluzie care se impune este că, la strunjirea diametrelor mari ale pieselor de tip disc, prinderea nu se

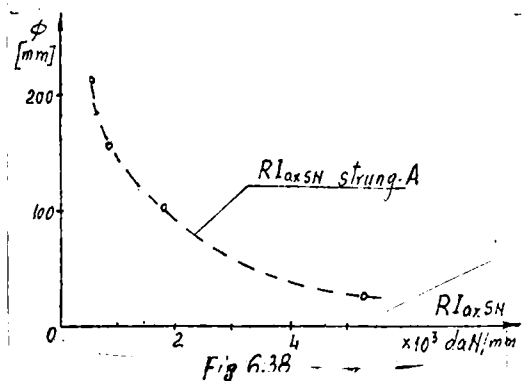


Fig. 6.38

universal, trebuie lucrat cu abilități de șchiere viciozitate și cu avansuri reduse, pentru a nu rezulte forțe de șchiere mari, care să producă pe piesă erori ce depășesc toleranțele prescrise.

În ceea ce privește rigiditatea transversală, determinările au relevat că la prinderea combinată a unor semifabricate cu raportul $l/d = 10$, deformațiile sînt la strungul cu uzura cea mai avansată nu depășesc $0,08\mu m$, valoare la care dacă se adaugă și uzura șculei de cea $0,2\mu m$ (cazul semifinisării - tab. 6.2) se obține o viteză de max. $0,3 m$. Această eroare este cu mult inferioară domeniului de compensare uzual de $0,5 m$ prevăzut pentru sistemul prezentat în teză (domeniu care poate fi extins pînă la $0,65 m$).

6.3. Rezultate experimentale ale sistemului pentru compensare.

6.3.1. Determinarea șculei de indicare a uzurii.

În ceea ce privește precizia în subcap. 4.2 și 4.4, elementul traductor pentru măsurarea uzurii, propus în lucrare și descris în subcap. 6.1, are drept component de bază un traductor inductiv tip TI 1B, care se cuplează la un microcomparator electronic de tipul M2201.

În vederea proiectării părții electronice a sistemului a fost necesară măsurarea tensiunii la bornele aparatului indicator ale microcomparatorului electronic, pe domeniul $-200\mu m + 0$, adică pe domeniul de lucru al elementului traductor de măsurat uzura. Pentru aceasta a fost prins traductorul inductiv într-un suport de comparator cu reglaj fin și cu ajutorul unui bloc de cele 3-4 reglat la zero aparatul indicator și microcomparatorului electronic. Aparatul indicator a fost decuplat și în locul lui s-a conectat un voltmetru electronic tip SOLEA 1208 7040. În continuare, cu blocuri

Tabelul 6.6

Dimensiunea [μm]	Tensiunea la bornele aparaturii indicator [mV]
0	-2
-10	-29
-20	-63
-30	-80
-40	-110
-50	-138
-100	-276
-150	-413
-200	-553

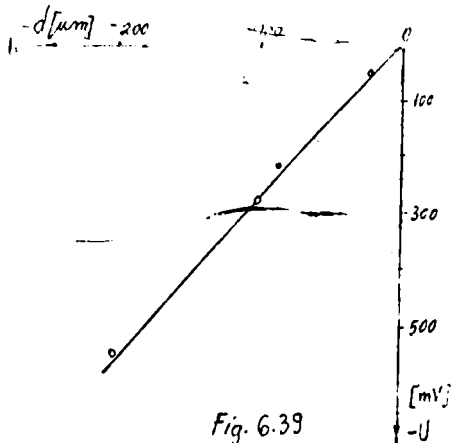


Fig. 6.39

de cele plan-paralele, a fost variată dimensiunea de sub polistorul traductorului și s-auze schimbându-se din lo în lo microometri, la fiecare valoare a dimensiunii înregistrându-se tensiunea indicată de voltmetrul electronic. Rezultatele măsurării se prezintă în tabelul 6.6, iar graficul de variație a tensiunii la bornele aparatului indicator în funcție de variație dimensiunii de măsurat, se dă în fig. 6.39. Determinarea a fost repetată cu aparatul indicator al microcomparatorului electronic cuplat, avind legat în paralel voltmetrul electronic. Nu s-au înregistrat diferențe notabile față de rezultatele înregistrate în tabelul 6.6.

Din graficul prezentat în Fig. 6.39 se observă dependența liniară a tensiunii la bornele aparatului indicator pe domeniul de măsurare, iar din tab. 6.6 se vede că la o variație variată a dimensiunii de 0,2 μ m corespunde o tensiune de cea 0,5V.

6.3.2. Determinarea preciziei elementului traductor de măsură a uzurii.

Cu ETU aşezat în poziția de lucru pe MU, pe un suport special construit, ca în fig. 6.40, s-a măsurat de cîte lo ori un bloc de cele, de valoare cunoscută. Acționarea aparatului, în vederea măsurării s-a făcut manual, de la un întrerupător. S-a lucrat pe domeniul de măsurare pe scara gradată de \pm 100 μ m, valoarea diviziunii de 5 μ m, al unui microcomparator electronic calibrat și cu o trusă de cele plan-paralele, de clasă de precizie zero. Rezultatele se prezintă în tabelul 6.7., din care se poate observa cu ușurință că, pe intervalul de măsurare de 160 μ m, eroarea variată de indicație este de 4 μ m, iar eroarea de fidelitate este de 1 μ m. Așteptându-se determinarea cu un alt microcomparator electronic pe același domeniu de măsurare și în aceleași condiții s-a găsit eroarea de indicație de 6 μ m, iar eroarea de fidelitate de 2 μ m. Cu primul microcomparator s-a mai efectuat o determinare pe domeniul de măsurare de \pm 200 μ m, valoarea diviziunii 10 μ m, cele-

alte condiții rămî-
nind ne schimbate. De-
terminarea a fost ne-
cesară deoarece pe a-
cest domeniu se reco-
mandă a se lucra cu
microcomparatorul elec-
tronic la măsurarea uzu-
rii, det fiind că pe

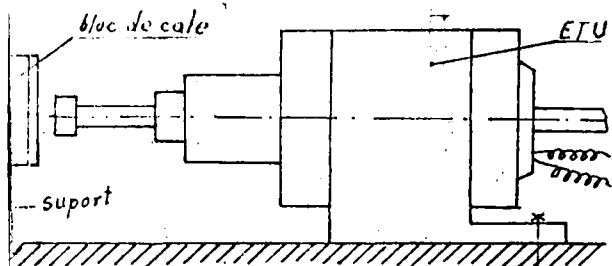


Fig. 6-40

Tabelul 6.7

		Indicația pe scala aparatului [μm]									
H_{incent}	Cala	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1,50		+60	+60	+60	+60	+60	+60	+60	+60	+60	+60
1,48		+40	+40	+40	+40	+40	+40	+40	+40	+40	+40
1,46		+19	+19	+19	+19	+19	+19	+19	+19	+19	+19
1,50		+62	+62	+62	+62	+62	+62	+62	+62	+62	+62
1,44		+2	+2	+2	+2	+2	+2	+2	+1	+1	+1
1,42		-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18
1,40		-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40
1,50		+62,5	+62,5	+62	+62	+62	+62,5	+62	+62,5	+62,5	+62,5
1,38		-57	-57	-57	-57	-57	-57	-57	-57	-57	-57
1,36		-80	-80	-80	-80	-80	-80	-80	-80	-80	-80
1,50		+62	+62,5	+62	+62	+62	+62	+62	+62	+62	+63
1,34		-100	-100	-100	-100	-100	-100	-100	-100	-100	-100

acest domeniu aparatul este mai robust funcțional, are mai puține simplificări în circuitul electronic și ca urmare probabilitatea de a apărea defecțiuni este mai mică. Pe domeniul de măsurare $\pm 200\mu\text{m}$ s-a găsit o eroare maximă de indicație de $5\mu\text{m}$ și o eroare de fidelitate de $2\mu\text{m}$. Rezultă că erorile de indicație și de fidelitate ale

aparatului sunt aproximativ aceleași pe domeniile de măsurare de $\pm 100\mu\text{m}$ și $\pm 200\mu\text{m}$. Erorile respective sânt stealet acoperitoare din punct de vedere al preciziei propuse și se obține la măsurarea uzurii sculei la strunjire și anume aceea de $0,10\mu\text{m}$.

6.3.3. Verificarea preciziei sistemului în ansamblu.

Ca ajutorul stendului prezentat în fig. 6.9, care permite simularea rotirii CPG și a uzurii sculei, s-a efectuat un număr mare de determinări ale uzurii sculei, din care în tabelul 6.8 sunt prezentate sintetizat numai 6 din aceste determinări. Așa cum s-a precizat în subcap. 6.1 simularea uzurii cuștitalui se face prin intermediul microscopului de adâncime 2 (fig. 6.9) al cărui palpator vine în contact, în fața de măsurare, cu palpatorul ECU. Urărirea variației dimensiunii reglate la microscop, respectiv a uzurii sculei, se face pe scala aparatului de la microscoperatorul electronic (AE) și pe panoul electronic (fig. 6.10) după numărul de $100\mu\text{m}$ aprinse care indică nivelul de uzură, iar urărirea compensării se poate urări la comparatorul 16 (fig. 6.4), a cărui precizie este de $0,10\mu\text{m}$, domeniul de măsurare $0-100\mu\text{m}$.

În tab. 6.8 se vede că la o variație a uzurii de $0,05\mu\text{m}$ corespunde o compensare de $0,035\mu\text{m}$, iar la $0,09\mu\text{m}$ uzură sistemul compensează $0,10\mu\text{m}$. Se apreciază că diferența de $0,015\mu\text{m}$ se datorește factorilor specifici în subcap. 5.5, dar și erorilor într-un reglaje

electronice care depind de rindul lor de caracteristicile unor componente electronice din sistem (rezistențe, tranzistori), componente care se cer a fi selectionate pentru faza de prototip și eventual de producție industrială, astfel încât să corespundă scopului propus și să se realizeze precizia de compensare urădită. Primele 6 determinări din tabel au

Tabelul 6.8

Indicație micronetru [mm]	Indicație AME [μm]	Compensare [mm]	Nr. LED-uri aprinse pe panou	U _y [V]	U _x [V]
5,48	0	0	0	0	0
5,45	-30	+0,035	3	0	0
5,44	-40	+0,045	4	0	0
5,42	-60	+0,07	7	0	0
5,40	-80	+0,095	9	0	0
5,39	-90	+0,105	10	0	0
5,39	-90	+0,160	10	7	2

avut ca scop verificarea preciziei de măsurare, de afișare și a compensării uzurii sculei de către sistemul realizat. Ultima determinare din tab. 6.8 urmărește verificarea sistemului la compensarea deformației elastice a SIA. În acest scop, conform convenției adoptate ca la 0,01mm să corespundă 0,1V, s-a considerat că deformația elastică a SIA este de 0,05mm, careia îi corespunde o tensiune continuă de 3,5V. Pentru a obține această viteză, se consideră că, într-o secțiune situată la distanța l_1 față de universal, forța de apăsare F_2 modelată prin tensiunea U_y este de 7V, iar U_x , care reprezintă Kl_2F_2 , în aceeași secțiune are valoarea de 2V.

Din tab. 6.8 se vede că pe panoul electronic rămân aprinse cele 10 LED-uri care semnifică nivelul maxim de uzură reglat pentru demonstrarea funcționării sistemului, iar la aplicarea, de la ieșirea DA, a tensiunii corespunzătoare deformației elastice, sistemul compensează încă 0,055mm.

Cursa variabilă de compensare a sistemului este reglată la 0,5mm cu ajutorul microîntrerupătoarelor ak_1 și ak_2 (fig. 4.13 și 6.30), dar această cursă se poate mări până la 0,65mm. Se apreciază că 0,5mm este un domeniu de compensare suficient de mare, întrucât niciodată uzura reală la strunjire și deformația elastică a SIA împreună, nu vor atinge această viteză.

În concluzie precizia de compensare a sistemului realizat, în fază de model experimental, este de 0,02mm pe un domeniu de măsurare pe scara gradată a microcomparatorului electronic de 0,140mm, domeniu ce se poate aprecia ca fiind egal cu uzura sculei.

Aceasta înseamnă că, așa cum se prezintă lucrurile în această fază, piesa va rezulta mai subțire cu 0,04mm pe diametru decât era prevăzut. În faza de degroșare această valoare este avantajoasă dar la semifinisare trebuie avut în vedere la întocmirea programului.

Se apreciază că prin îmbunătățirea reglajelor în faza de prototip, precizia poate să crească pînă la 0,02mm/diametru.

6.3.4. Determinarea duratei măsurate a compensării la sistemul realizat.

S-a efectuat prin cronometrarea timpului (ζ) de/bînd dispozitivul 3 (fig.6.9), care simulează funcționarea CPC, se rotește și prin intermediul camei 4 închide microîntrerupătorul 5 și astfel CMU primește semnal de funcționare, pînă ce sistemul a parcurs domeniul de compensare maxim posibil în realitate, de 0,5mm.

Acest timp a fost măsurat în întregime, adică de la rotirea lui 3 pînă ce sistemul s-a oprit la capătul cursei de compensare și pe două faze. Prin fază s-a considerat că durează (ζ_1), de/bînd se închide microîntrerupătorul 5 și pînă cînd începe să se miște servomotorul SM, iar cea de a doua fază (ζ_2) începe de/bînd semnalul ajunge la SM și se termină odată cu parcurgerea cursei maxime de compensare (0,5mm). Efectuînd mai multe măsurări s-a determinat o medie pentru $\zeta_1 = 4,9s$ și $\zeta_2 = 5,8s$. Înseamnă că de la rotirea CPC, care închide microîntrerupătorul ce pune în funcțiune blocul electronic CMU și pînă la realizarea cursei maxime de compensare este necesar un timp $\zeta = \zeta_1 + \zeta_2$ de cea 10÷11s. Această durată, ce pare mare la prima vedere, poate fi utilizată în producție pe strungurile mijlocii unde se prelucreză piese cu lungimi pînă la 2m. Dacă se are în vedere un amănunt, potrivit căruia compensarea uzurii se face în timp ce căruciorul se deplasează cu avans rapid către păpușă mobilă (timp ce se suprapune cu durata ζ_1 și cu o parte ^{din} ζ_2), iar deformația elastică a STF la strunjire după [41] nu va depăși valoarea de 0,2mm, apare evident că timpul real de compensare va fi întotdeauna mai mic decât ζ determinat pe întreg domeniul de compensare.

Dacă este necesară reducerea lui ζ se poate acționa atît asupra lui ζ_1 , cît și a lui ζ_2 . Durata ζ_1 se poate micșora montînd alți condensatori de valori corespunzătoare în schema lui CMU, iar timpul ζ_2 se poate reduce proiectînd alt reductor de turație cu raportul de transmitere mai mic.

6.4. Considerații asupra eficienței economice.

Pentru a estima efectele economice ale sistemului de compensare propus, se consideră că se prelucrează, prin strunjire, aceeași tipo-dimensiune de arbori pentru motoarele electrice de mărime mijlocie, la care s-a calculat uzura radială, pentru strunjirea de degroșare și semifinisare, în subcap. 2.2. Arborii respectivi, lungi de 875 mm în trepte cu variații mici de diametru (max 3,5 mm \varnothing diferența dintre diametrele a 2 trepte succesive) au porțiunea de mijloc, pe care se montează pachetul rotoric, cu diametrul de 90 mm pe o lungime de 245 mm. Diametrele porțiunilor extreme ale arborilor respectivi sunt de 74,5 și respectiv 75,6 mm. Din cele expuse rezultă că, pentru calculul deformației elastice, arborii respectivi pot fi considerați netezi, fără a introduce erori mari. Se fabricatul utilizat este, după cum s-a mai precizat, laminat din OLC 35 normalizat cu diametrul de loc $\pm 1,2$, conform STAS 333-80. În vederea determinării efectelor economice ale sistemului de compensare, se calculează eroarea datorată deformației elastice a SIA și uzurii sculei, precum și numărul de treceri necesare la strunjirea arborilor respectivi, în varianta clasică, adică fără CA și fără sistemul de compensare, apoi toleranțe care rezultă la strunjirea aceluiași arbori cu sistemul de compensare propus, pe un strung echipat cu CA.

Din tab. 2.2 rezultă că, pe porțiunea uzurii normale, la strunjirea de degroșare, uzura radială este de 0,03 mm corespunzător unui drum parcurs în așchie de 16000. Aceasta înseamnă că tronsonul din mijloc al arborelui va avea un diametru majorat cu 0,06 mm de uzura a uzurii cușitului. Degroșarea, efectuată dintr-o trecere, durează cea 7 min, neluând în calcul timpul necesar întoarcerii arborelui, acesta prelucrându-se din două prinderi. Semifinisarea, executată și ea dintr-o trecere în aproximativ 4,4 min, produce o uzură radială de 0,02 mm, deci o îngroșare a arborelui cu 0,02 mm.

Pentru calculul deformației elastice a SIA înregistrată la vârful sculei se utilizează, la prinderea combinată după [4], relația:

$$\Delta = F_t \frac{c^3 \cdot \mu + 4,8 \cdot E \cdot d \left[\frac{1}{R_{Ist}} \left(\frac{x}{2} \right)^2 + \frac{1}{R_{Ipm}} \left(\frac{l-x}{2} \right)^2 + \frac{1}{R_{Ist}} \right]}{4,4 \cdot E \cdot d} \quad [mm] \quad (6.1)$$

relație care pentru cazul când scula așchiează la mijlocul lunginii arborelui ($x = l/2$) devine:

$$\Delta = F_t \frac{c^3 \cdot \mu + 4,8 \cdot E \cdot d \cdot \frac{1}{R_{ISH}}}{4,4 \cdot E \cdot d} \quad [mm] \quad (6.1')$$

unde: $\epsilon = 1/4$; $\mu = 1,2$ la prelucrarea oțelului după [4]. Pentru RI_{SN} se consideră valoarea determinată experimental, la strungul A, subcap. 6.2.3., la mijlocul lunginii piesei, în secțiunea III unde s-a găsit $RI_{SN} = 6,25 \cdot 10^3$ daN/cm.

Se precizează că dacă există un calculator de proces capabil de a prelucra expresii de mare complexitate, se poate calcula Δ cu relațiile stabilite în [125] sub îndrumarea conducătorului științific, relații de calcul mult mai precise și care țin seama de majoritatea factorilor care intervin în procesul de prelucrare.

Rezultatele calculului efectuate cu ajutorul expresiei (6.1.) se prezintă sintetizat în tab. 6.9, din care se observă că abaterea de la cilindricitate (AF_1) rezultată ca sumă dintre eroarea datorată uzurii sculei și cea generată de deformația elastică a SIF este de 0,22mm la degroșare și 0,07mm la semifinisare. Valoarea obținută din calcul la semifinisare este mai mică decât cea reală, deoarece se știe că eroarea de la trecerea anterioară, respectiv cea de degroșare, se copiază și ea, la o valoare mai mică ce-i drept. Prin urmare se poate aproxima că AF_1 la semifinisare poate ajunge la 0,1mm sau chiar mai mult. Rezultă că pentru îndepărtarea acestui adăos de prelucrare, rămas după semifinisare pe arborele supus prelucrării, trebuie să se mai execute o trecere de finisare sau se prelucrase prin rectificarea. Deoarece rectificarea întregului arbore este categoric mai costisitoare, se consideră că se execută o trecere de finisare cu regimul de aşchiere: $t=0,15$; $s=0,15$ mm/rot; $n=800$ rot/min. Lungimea parcursă de oușit în aşchie la finisare este 1270mm, cu o viteză de 208m/min, în 6,1 min.

Concluzia care se desprinde este aceea că la strunjirea fiecărui arbore din cei luați în studiu, pe strunguri fără CA și fără sistemul de compensare propus, prelucrarea se lungeste cu o trecere, care durează cel puțin 6,1 min, întrucât nu s-a ținut cont de timpul necesar întoarcerii arborelui. Raportînd timpul necesar fazei de finisare la cel în care se execută degroșarea și finisarea la un loc

TabeluL 6.9

Faza de prelucrare	Regimul de aşchiere			d mm	F _t daN	c	Δ mm	AF ₁ mm	τ min
	[mm]	s [mm/rot]	n [rot/min]						
Degroșare	4	0,8	200	92	675	9	0,19	0,22	6,9
Semifinisare	2	0,4	500	83	200	9,93	0,06	0,07	4,4

rezultă un timp suplimentar de prelucrare de 54%. Aceste înseamnă pierdere de capacitate de producție pentru MU care nu au sistemul de compensare propus în teză și câștig pentru cele dotate cu astfel de sisteme.

Pentru a vedea care sunt avantajele sistemului sub aspectul preciziei de prelucrare se calculează gradul de precizie obținut pentru prelucrarea pe o MU actuală, dar fără sistemul de compensare și apoi pentru strunjirea pe un strung echipat cu sistem de compensare automată a erorilor. Se precizează că un strung echipat cu un sistem corespunzător de CA poate asigura deformarea constantă [125], dar nu compensarea acesteia, deci condiții dinamice acceptabile pentru sistemul de compensare. De altfel fără o CA, compensarea automată a deforșățiilor elastice, (care uneori pot avea o variație rapidă), devine extrem de dificilă și eventual necericientă datorită complexității.

Apa după cum rezultă din tab.6.9, toleranța obținută în urma strunjirii de degroșare este de 0,44mm, iar toleranța semifabricatului utilizat ($\phi_{100}^{+1,2}_{-1,7}$) este 2,9mm. Se știe că gradul de precizie se calculează cu relația $c = 1_{seuif} / 1_{piesă}$, care în cazul prelucrării clasice este $c_1 = 2,9 / 0,44 = 6,7$.

În situația prelucrării cu sistemul de compensare montat pe un strung cu CA și considerând că uzura sculei cumulată cu deformarea STE ar ajunge la o valoare considerată maximă de 0,4mm, caz în care, la precizia obținută pe modelul experimental, toleranța piesei prelucrate poate ajunge la 0,114mm (subcap.6.3.3). Această valoare se poate atinge numai dacă eroarea DA ar crește liniar, fenomen greu de admis în practică. Dacă toleranța piesei prelucrate este mai mică de 0,114mm, gradul de precizie c_2 crește și odată cu acesta și precizia de prelucrare a strungurilor normale echipate cu sisteme de compensare și comanda adaptivă.

Gradul de precizie în varianta de prelucrare modernizată este $c_2 = 29 / 0,114 = 25,4$. Comparând cele două grade de precizie, rezultă că la preșterea de degroșare a pieselor de tip arbore, cu prindere combinată, pe strunguri normale echipate cu sisteme de CA și de compensare automată a erorilor de prelucrare, precizia dimensională și de forță obținută este de cea 4 ori mai mare decât la prelucrarea pe strungurile care nu au astfel de sisteme.

În vederea aprofundării duratei de amortizare a sistemului de compensare, trebuie evaluat mai întâi costul acestuia. Sistemul se consideră format din două părți (deși în funcționare ele constituie

Tabelul 6.10

un tot unitar):
partea de afișare și memorare a uzurii, care este formată dintr-un panou electronic și un sistem de memorare a uzurii, (câte unul pentru fiecare sculă) nuvi-tă în continuare partea multiplicabilă și partea unitară formată din câteva componente.

Componen-te Bloc	Tranzis-tori	Circuite integrate	Rezistoa-re	Semire-glabile	Condensa-tori	Diode	LED-uri
AD	-	3	5	2	3	-	-
PGA	8	1	18	3	1	5	-
MCU	8	-	19	-	5	4	-
AE1+SI	-	2	4	1	1	-	-
ES+EC2	2	1	4	-	-	1	1
Afișare uzura	-	3	22	-	1	-	11
Total [buc]	12	10	72	6	11	10	12
lei/buc	5	7	1	5	5	1	7
Total [lei]	60	70	72	30	55	10	84

Costurile părții multiplicabile se calculează începând cu materialele care intră în componența panoului electronic, ce conține 6 blocuri (plăci), tab. 6.10.

Total componente electronice	380 lei
4 buc. voltmetre x 500 lei/buc.	2.000 lei
2 buc. potențioetre (de memorare și referință de uzură) x 10 lei/buc.	20 lei
1 buc. servomotor de memorare x 200 lei	200 lei
5 buc. plăci circuite imprimare x 25 lei/buc	125 lei
5 buc. conectori x 100 lei/buc.	500 lei
1 buc. carcasă (față panou etc)	575 lei
Total materiale	3.800 lei
Manoperă	2.000 lei
Asigurări, impozit, regie (IPTV Tisaj)	4.800 lei
Total cost 1 buc. parte multiplicabilă	10.600 lei

Considerând un strung echipat cu 3 oușite (așa cum este cazul la SN-04), rezultă costul părții multiplicabile: 10.600 lei x 3 = 31.800 lei/strung.

În mod asemănător se calculează costul părții fixe, la piesele electronice prețul per bucată se ia de la partea multiplicabilă, tab. 6.11.

Total componente electronice din blocuri	250 lei
1 buc. element transductor de măsurare a uzurii	1.500 lei
1 buc. microcomparator electronic	12.000 lei
1 buc. servomotor electric	500 lei

1 buc. traversă cu excentrici	750 lei
Total materiale parte fixă	<u>15.000 lei</u>
Manoperă	5.000 lei
Asigurări, impozit, regie (IP) 500x2,4. .	<u>12.000 lei</u>
Total cost parte fixă/strung	32.000 lei

Tabelul 6.11

Componen- te Bloc	Tranzisto- mici	Tranzis- tori de putere	Circuite integrate	Rezista- re	Semiregla- bile	Condensa- tori	Diode
D.A	-	-	1+2	20	4	2	-
AF + PA + Σ + EC3	4	2	3	14+2	4	3	2
Total [buc]	4	2	4+2	34+2	8	5	2
Total [lei]	20	20	50	85	40	25	2

Însumând costul părții multiplicabile, cu cel al părții fixe, rezultă că, sistemul automat de măsurare a uzurii și compensare a erorilor instalat pe un strung cu 3 oușite este de 63.800 lei. Se estimează că un strung automat mijlociu cu CN și CA, pe care se poate monta sistemul de compensare, costă cca 1,5 milioane lei. Considerând că el trebuie să se amortizeze în 5 ani de funcționare, lucrând în două schimburi (adică efectiv 10 ore pe zi), se calculează costul unui minut de funcționare:

5 ani x 52 săpt. x 5 zile x 10 ore/zi x 60 min = 780.000 min;
 1.500.000 lei : 780.000 min. ≈ 2 lei/min trebuie să producă strungul pentru ca să se amortizeze în 5 ani, fără salariul operatorului și alte cheltuieli. La aceasta se adaugă manoperă 0,30 lei/min (18 lei/oră) și regie de atelier, asigurări, etc. 0,70 lei/min. Rezultă că, funcționarea unui strung automat (în timp ce produce) costă, cu toate cheltuielile, aproximativ 3 lei/min.

Măsurarea și corecția comandată, la un strung fără comanda automată a reinstalării, durează cca 1 min, care costă 3 lei, iar prelucrarea unei piese de complexitate medie durează 6 min și are 2 compensări comandate (câte una la fiecare prindere). Numărul de piese fabricate în 5 ani pe strungul respectiv rezultă:

780000 min : 6 min/piesă = 130.000 piese. Costurile reinstalărilor comandate și al măsurărilor, pe 5 ani, la un strung automat mijlociu cu CN și CA, fără sistemul de măsurare a uzurii și comanda automată a reinstalării sunt : 130.000 piese x 2 compensări x 3 lei = 780.000 lei. Costul pe minut al sistemului automat de măsurare a uzurii și

de reinstalare la costă este 63.800 lei : 780.000min = 0,081 lei/min.

Având în vedere costul unui minut de măsurare și compensare comandată prin program (care este de 1 leu-cu mi măsurare și regia), diferența constituie un câștig destoret sistemului introdus:

$1 - 0,08 = 0,92$ lei/min. Câștigul pe 5 ani la un strung echipat cu sistemul de reinstalare automată la costă va fi : $0,92$ lei/min \times 780.000 min = 717.600 lei. Într-o lună de funcționare a strungului câștigul este de 11.960 lei, ceea ce înseamnă că sistemul de măsurare a uzurii și de reinstalare automată la costă se amortizează în mai puțin de o jumătate de an de utilizare a mașinii astfel echipate.

7. CONCLUZII GENERALE.

7.1. Considerații și soluții prealabile.

Se menționează faptul că la Colectivul de U, sub îndrumarea conducătorului științific, s-au efectuat diferite cercetări pentru comanda adaptivă a strungurilor [119, 125] și că în linii mari s-au precizat structura și condițiile de lucru ale comenzii adaptive pentru strunguri, ca de altfel și pentru alte mașini-unelte. Din cercetările respective a rezultat că o problemă principală a realizării comenzii adaptive e constituia stabilirea mărimii de referință și care s-a dovedit că trebuie să fie variabilă. Într-o teză de doctorat elaborat anterior [125], s-a demonstrat că variația mărimii de referință trebuie astfel executată, în câmpul dimensional de prelucrare al mașinii - unelte, încât deformația la virful sculei, datorită rigidității finite a mașinii, să fie constantă. În această situație se permite compensarea mai sigură și mai simplă a acestei deformații și se urmare se obține o precizie de prelucrare mai ridicată. Deformația respectivă poate fi cunoscută dat fiind că, rigiditatea U (strungului) se poate cunoaște în același câmp dimensional de prelucrare al U , câmp în care se are o anumită variație și anumite schimbări în funcție de cazul concret tehnologic. Cunoașterea deformației se bazează și pe cunoașterea forței de aşchiere, aproximativ egală cu forța de referință datorită existenței sistemului de comandă adaptivă. Pe această bază, a existenței comenzii adaptive la strung, măsurându-se forța principală de aşchiere se poate deci pune practic problema compensării automate a deformației sistemului tehnologic elastic, compensare prin care se poate obține o precizie mărită de prelucrare a piesei, indiferent de variațiile încălzirii și ale rigidității sistemului tehnologic elastic.

Rezolvarea acestei probleme și deci realizarea compensării automate a erorilor datorate rigidității sistemului tehnologic elastic (STE) a fost pusă prezentei teze de către conducătorul științific și evident s-a urmărit realizarea sa. Totodată însă se știe că erorile de prelucrare, de exemplu pe strunguri, se datoresc și altor factori, dintre care s-a ales uzura sculei considerată ca unul din factorii cu influență preponderantă în obținerea preciziei de prelucrare. Ce urmare totodată s-a pus și problema soluționării compensării, de esențenă automată și a erorilor datorate uzurii sculei.

Pentru soluționarea problemei pusă din aceste două puncte de vedere au fost necesare cercetări în câteva faze în urma cărora s-au sistematizat următoarele considerații finale:

1. Factorii care influențează precizia în timpul prelucrării curente a piesei, la strunjire sunt: precizia geometrică, deformațiile termice ale diverselor părți componente ale Δ , piesei de prelucrat și sculei, uzura sculei șchiștoare, deformațiile elastice ale STE, deformațiile piesei din cauza tensiunilor interne existente în semifabricat, erorile de reglare la dimensiune a mașinii-unelte, vibrațiile ce apar în timpul prelucrării și transmise de la alte utilaje, erori de bazare, de prinderea piesei. Acești factori sunt împărțiți în două grupe: întâmplători și sistematici. Factorii sistematici care influențează cel mai mult precizia de prelucrare sunt: schimbarea rigidității STE în câmpul dimensional al piesei, uzura radială a sculei și deformațiile termice.

Din categoria factorilor sistematici care produc erori de prelucrare la strunjire, în urma studiului efectuat, s-a conchis că, în momentul actual este posibil să se compenseze manual sau automat uzura dimensională a sculei și deformațiile STE, cu condiția cunoașterii evoluției în timpul prelucrării a respectivelor erori. Până în prezent deformațiile termice ale subansamblelor mașinilor-unelte, neputând să fie cuprinse într-o corelare matematică logică nu se pot compensa automat. S-au sugerat, ca soluții până la stingerea temperaturii constante de funcționare, să se lucreze cu mașina la degroșări mai puțin precise sau să funcționeze în gol până la o temperatură de regim; această ultimă soluție are dezavantajul că mașina-unealtă consumă o anumită cantitate de energie electrică, fără să producă.

2. Singurul element, din lanțul care formează STE, a cărui deformație termică se poate calcula matematic și a putut fi confirmată experimental este oușitul strungului. În urma determinărilor

experimentale s-a constatat că după oca 15 min de aşchiere, fără lichide de răcire - ungere, cuţitul ajunge la o temperatură de 50-60°C (lungimea totală a cuţitului 195mm, consola 50 mm şi secţiunea corpului cuţitului 40 x 40mm) dilatăndu-se oca 70µm. Concluzie care se desprinde, cu privire la cuţitul de strung, este aceea că şi în eventualitatea că se lucrează fără răcire, deformaţia termică a cuţitului nu compensează decît foarte puţin uzura (şi aceasta numai în prima parte a duratei de aşchiere cu scula respectivă); deformaţia termică a cuţitului nu înlătură necesitatea sistemului de măsurare a uzurii şi de compensare a acestora.

3. Soluţia ideală de compensare automată a erorilor de prelucrare la aşchiere, ar consta în măsurarea cobelor piesei aşchiate cu un aparat de control activ. Cu ajutorul unor sisteme de reglare automată, cu buclă închisă, evînd asigurate cobele piesei, măsurate încontinuu de aparatul de control activ, se pot obţine în final ca măriri de execuţie, deplasări ale verigii executante a maşinii-unelte, prin care să se compenseze erorile de prelucrare. Problemele practice puse de introducerea controlului activ la strunjire sînt pînă în prezent, foarte dificil de rezolvat (acces dificil în zona de lucru a elementului traductor, eliminare neuniformă şi necontrolată a aşchiiilor, rugozităţi relativ mari ale suprafeţelor prelucrate, viteze periferice ridicate ale piesei aşchiate) şi ca urmare soluţia ideală nu a fost posibil să se răspîndească.

4. Sînt cunoscute sisteme de reinstalare automată la cotă, utilizate la strunjire, din care unele compensează uzura sculei în funcţie de abaterile măsurată pe piesa precedentă, altele măsoară uzura sculei după ce piesa supusă prelucrării a fost dată jos de pe maşină.

Toate sistemele analizate în teză şi altele care n-au fost prezentate, sînt utile la prelucrarea pieselor fără trepte (deşi unele sînt complicate şi pretentioase) şi au meritul de a fi adus fiecare oca un efort (mai mare sau mai mic) la încercările de rezolvare a problemei compensării erorilor rezultate la strunjire.

5. Subliniind faptul că rolul comenzii adaptive, creată de conducătorul ştiinţific şi colaboratorii săi, este de a menţine constantă eroarea, datorată deformaţiei STE, în lungul piesei strunjite, la adîncimi de aşchiere variabile şi menţionînd că aceasta constituie o facilitare esenţială pentru realizarea compensării, în lucrare s-a pus la punct un sistem combinat de compensare automată a erorilor de prelucrare, datorate deformaţiilor elastice

ale SIF și uzurii radiale a sculei, fapt ce constituie un element de nouitate în comparație cu sistemele cunoscute și care evident duce la creșterea calității pieselor executate și la creșterea capacității de producție a mașinilor-unelte.

6. În teză se propune măsurarea uzurii cu un elegant transductor de construcție proprie, al cărui palpator atinge vârful sculei apropiindu-se axial de aceasta, la distanța unei sau a câteva treceri de lucru ori după prelucrarea mai multor piese. Este de reținut că elementul transductor de măsurat uzura împreună cu capul port-cuțite se află pe axia transversală într-o poziție mai ferită de sporiile din procesul de prelucrare, prototipul cuier împotriva acestora și a lichidului de răcire - ungere. Avantajele sistemului propus pentru măsurarea uzurii sculei sunt: precizie de măsurare ridicată (0,01mm), capacitate de producție mărită a strungului ca urmare a coincidenței fazei de deplasare rapidă spre păpușă rotilă cu operația de măsurare și compensare; consum scăzut de scule pentru că se previne ruperea cuțitului, acesta fiind înlocuit înaintea daș se atinge nivelul uzurii catastrofele; prezenta piesei supusă prelucrării nu împiedică operația de măsurare, iar componentul este astfel piesei înalt nu incomodează cu nimic pe operator la prinderea și scoaterea piesei supusă prelucrării.

7. În cazul strunurilor echipate cu capete portcuțite având mai multe scule, este necesar câte un panou electronic pentru fiecare cuțit. ^{realizate} Soluția de măsurare a uzurii, împreună cu sistemul de compensare a erorilor înscrise, introduce unele complicații și o mărire a prețului de cost al mașinii-unelte pe care se instalează cu oca 60.000 lei, cost care se amortizează în mai puțin de o jumătate de an, considerând 5 ani de amortizare a mașinii-unelte.

8. Pentru centre de strunjire, sistemul trebuie modificat, în sensul că este necesar să se introducă o memorie numerică pentru înregistrarea uzurii în "registru" fiecărui cuțit din magazia de scule.

7.2. Soluții originale realizate.

a. Contribuții teoretice.

a.1. Abordarea problemelor legate de tema tezei de doctorat din perspective că ansamblul format din mașina-unelte, piesă de prelucrat și sistemul de compensare face parte dintr-un sistem unitar.

a.2. A fost concepută o schemă bloc simplificată a sistemului de măsurare a uzurii și de compensare automată a erorilor înscrise, rezultate din deformarea sculei și uzura sculei;

a.3. Pe baza acestor scheme s-a calculat raportul total de transmitere al componentului executant pe baza momentelor de inerție și într-o altă variantă, utilizând măsurile electrice care intervin la reglarea vitezei unghiulare a motoarelor electrice de curent continuu, reletile (5.8) și (5.12).

a.4. S-a stabilit funcția de transfer (5.23) și ecuația caracteristică a sistemului (5.29) care rezolvată a dus la concluzia că la o variație treaptă a unei dintre măsurile de intrare sau a unei forțe perturbatoare, sistemul original elaborat și realizat are stabilitate dinamică, în sensul că semnalul de ieșire, deși prezintă unele oscilații în jurul valorii nominale de ieșire, acestea se amortizează relativ repede.

a.5. Pentru verificarea măsurilor deformațiilor de contact care apar între organele ce determină ghidarea căruciorului și elementele solicitate ale acestuia, s-a calculat forța de compensare F_0 (relația 5.13) cu care trebuie să se acționeze asupra elementelor șenii considerându-se cazul prelucrării cu forțe suficient de mari. Forțele de compensare ajung la acea lădă pentru un strung mijlociu.

a.6. În vederea alegerii servomotorului de compensare SM, s-a fost calculat momentul cu care trebuiesc acționate elementele executante ale compensării, moment unit cuplul static al sarcinii (relația 5.17); la o turație a servomotorului de 3.000 rot/min, puterea necesară a acestuia a rezultat de cea 5W.

a.7. A fost efectuat un calcul al preciziei de compensare, ținând seama de precizia de prelucrare a elementelor de execuție ale compensării, care sunt antrenate prin două angrenaje melcate ce compun un reductor și de toleranța unghiului de rotire a servomotorului. Considerând că cele două angrenaje melcate ale reductorului sunt realizate în treapta a 3-a de precizie, după STAS 6461-81, la un raport total de transmitere de 360, la o durată în care șcula atacă piesa și ajunge la aşchis completă de 1 secundă, la o toleranță de rotire a servomotorului ce nu are voie să depășească 20, se obține o precizie de compensare de 0,00511.

a.8. S-a calculat rapiditatea necesară sistemului de compensare (relația 5.26) ținând seama de viteza de avans rapid a strungului în direcție longitudinală, de viteza de avans transversal și de timpul în care șcula atacă piesa și ajunge la aşchis completă.

b. Contribuții practice, experimentale.

b.1. Pentru verificarea variabilității limitelor de uzură prescrise în literatură de specialitate și pentru a dispune de valori

realiste la anumite condiții concrete, s-au efectuat în acest sens măsurări ale uzurii radiale la strunjire. Pentru un ouțit cu lungimea de 197mm, secțiunea corpului 40 x 40mm, armat cu plăcuță P 30 și parametrii geometrici prezentați parțial în fig.6.31, la strunjirea exterioară a unui oțel cu duritatea HB = 174-179, s-a găsit la degroșare o uzură radială de 0,141mm, iar la strunjirea de semifinisare o uzură de 0,204mm (tab.6.2).

b.2. Cu date experimentale proprii s-a stabilit o relație de legătură dintre uzura sculei la strunjirea longitudinală exterioară, durabilitate și forța de așchiere (2.6). Cu această relație s-a putut calcula durabilitatea sculei, la un regim de degroșare și unul de semifinisare, pentru o mazăre de oțel utilizată la construcția arborilor de motoare electrice.

b.3. Determinările de rigiditate transversală au confirmat aliure cunoscută a curbelor de rigiditate și su pus în evidență influența mare a gradului de uzură a mașinii-unelte asupra rigidității STB respectiv; determinarea rigidității axiale la piese prinse numai în arborele principal și nesprâjicite a pus în evidență scăderea puternică a rigidității cu creșterea diametrului la care se face prelucrarea.

b.4. A fost proiectat, executat și încercat un component propriu, ce poate fi comandat automat de la distanță, pentru măsurarea uzurii radiale a ouțitului de strung. Măsurarea uzurii se face într-un post special, pe scula transversală a mașinii-unelte, fără a se scoate de pe strung piesa supusă prelucrării. Precizia de măsurare a componentului executat este de 0,01mm.

b.5. S-a gândit și realizat un sistem de concepție proprie pentru măsurarea și afișarea uzurii sculei. Sistemul se bazează pe elementul de măsurat uzura radială, care se conectează la un microcomparator electronic. Semnalul de ieșire din microcomparator este prelucrat (obținându-se o tensiune electrică continuă, proporțională cu nivelul de uzură), semnal memorat și apoi afișat cu un sistem de diode luminescente.

b.6. S-a elaborat, executat și încercat un element robust de memorare electro mecanic, pentru semnale sub formă de tensiune electrică continuă. Pentru protejarea la cap de cursă a potenționetrului de memorare a fost proiectat și executat un miniabreiaj electromagnetice ce se poate utiliza și în alte aplicații.

b.7. S-a raționat că pe baza comenzii adaptive se poate comanda compensarea automată a erorilor produse de deformația STB,

la strunjirea longitudinală pe strunguri normale, variantă originală, împreună cu cele datorate uzurii sculei, care se măsoară intermitent, cu piese prinsă pe rășină.

b.8.3-cu trei concluziile necesare cu privire la uzura sculei și la erorile de prelucrare datorate deformațiilor elastice ale S&A, precum și cele ^{care} privesc dependențele acestor erori de forțe de așchiere, respectiv regiul de prelucrare, regia care poate fi instalat ^{automat} de către comanda adaptivă.

b.9. În lucrare se propune o soluție originală de compensare automată a erorilor datorate deformațiilor elastice ale S&A și uzurii sculei. Sistemul are elemente de execuție rigide, o parte de mecanică fină, o parte electromagnetice, o parte de logică și comandă electronică. Soluția a fost experimentată prin modelare mecanică pentru un strung normal cu structură nouă, strung proiectat de Colectivul de mașini-unelte din cadrul I.P.4.V. Sibiu, dar s-au precizat și soluțiile prin care poate fi aplicată la un strung de compunere tradițională.

b.10. Pentru strunguri normale, obișnuite se propune măsurarea uzurii cu un aparat modernizat de autorul tezei și conducătorul său științific, după o schemă de principiu dată în [77], iar pentru compensarea erorilor se oferă o soluție bazată pe un mecanism de înșurubare gurus-piuliță.

b.11. s-a conceput și realizat un stand pentru măsurarea uzurii și un model experimental, în mărime naturală, pentru partea de compensare a sistemului. Pentru aceasta s-a construit modelul natural al seriei speciale a strungului și elementul de execuție a compensării, simulând cu alte elemente o traversă de ghidare, circulatorul și batiul strungului. Partea electronică a sistemului de compensare este realizată în întregime cu elemente din țară, simulându-se prin alte un potențiomtru numai semnalul corespunzător forței de așchiere, care în mod normal vine de la comanda adaptivă și cel corespunzător rigidității sistemului tehnologic elastic, care pe mașina-unelte, vine de la un element de calcul electronic.

b.12. A fost conceput, realizat și încercat un alt stand, care simulează rotirea capului portanțite și cu ajutorul unei care închide microîntrerupătorul ce dă semnal de validare pentru funcționarea blocului de comandă a măsurării uzurii (CMU) și apoi a sistemului de măsurare a uzurii. La acest stand vârful cutitului și uzura lui sunt simulate cu un micrometru de adâncime (precizie 0,01μ) fixat într-un suport corespunzător, ce asigură coaxialitatea tijei

microretrului cu cea a aparatului de măsurat uzura.

b.13. Durata necesară compensării maxime de 0,5m, considerând ca origine a timpului momentul închiderii de către capul portcuțite a microîntrerupătorului ce pune în funcțiune blocul CMU, la modelul experimentel realizat este de cea 10+11sec. Dacă este necesar, această durată se poate reduce prin reglaje electronice și prin reprogramarea reductorului de turație dintre servomotor și elementul de execuție.

b.14. Eficiența economică propusă în lucrare constă în creșterea capacității de producție a strungului pe care aceasta se realizează cu cea 54%; datorită reducerii numărului de treceri și a eliminării controlului intermediar, apoi în creșterea de aproape 4 ori a preciziei de prelucrare la strunjirea de degroșare, cu prindere combinată, a pieselor de tip arbore; aceasta reprezintă o remarcabilă îmbunătățire a calității pieselor strunjite longitudinal din punctul de vedere al preciziei dimensiunilor și al formei geometrice. Costul pe 5 ani, la un strung echipat cu sistemul de reinstalare automată la cotă propus, se estimează la cea 700.000 lei, în condițiile în care sistemul respectiv se poate amortiza în cei puțin de o jumătate de an.

b.15. În teză sunt cuprinse titlurile următoarelor propuneri de invenții:

- element traductor pentru măsurat uzura sculei;
- palpat automatizat pentru uzura sculei;
- sistem de comandă automată a schimbării sculei uzate;
- sistem de compensare automată a uzurii sculei și deformațiilor elastice.

8. BIBLIOGRAFIE.

1. Acerkan, N.S. - *Metallerejugele stanki, vol. I și vol. II. Izdatelstvo Mașinostroenie, Moscva, 1965.*
2. Acerkan, N.S. - *Calculul și construcția mașinilor-unelte. Editura tehnică, București, 1955.*
3. Agurskii, I.J. ș.a. - *Cislovoe programoe upravlenie stankami. Izdatelstvo Mașinostroenie, Moscva, 1966.*
4. Angelov, T. - *Hochleistungs drehschnecken. In: Fertigungs-technik und Betrieb nr. 1, 1982.*
5. Arharov, A.P., Serenov, A.N. - *Sredstva aktivnogo kontrolya. In: Mașinostroitel, nr. 5, 1980.*
6. Astrop, A. - *Steady progress in automated inspection. In: Tech. and Prod. Engineering, nr. 3611, 1982.*
7. Bades, I. ș.a. - *Circuite integrate liniare, vol. IV. Editura tehnică, București, 1985.*
8. Balacein, B.S. - *Adaptivnoe upravlenie stankami. Moscva, 1973.*
9. Bașin, N.G. - *Oblesti primeneniya sredstv aktivnogo kontrolya. In: Mașinostroitel, nr. 12, 1979.*
10. Baștiures, Gh., Dodon, E. ș.a. - *Comanda numerică a mașinilor-unelte. Editura tehnică, București, 1976.*
11. Boangiu, Gh., Dodon, E. ș.a. - *Mașini-unelte și agregate. Editura didactică și pedagogică, București, 1978.*
12. Borisov, V.N. ș.a. - *Ustroistvo adaptivnogo upravlenia podceci ispolnitelnogo organa stanka. In: Tehnolog. Mașinostr. nr. 5, 1980.*
13. Botez, E. - *Mașini-unelte, vol. I. Editura tehnică, București, 1977.*
14. Botez, E. ș.a. - *Mașini-unelte, vol. I și vol. 2. Editura tehnică, București, 1973.*
15. Bovsunovski, I.A.I., Vecinikov, I.V. - *Mecanizarea și automatizarea operațiilor de control în construcția de mașini. Editura tehnică, București, 1963.*
16. Budișan, I. - *Automatizări și telecomenzi. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.*
17. Bondarenko, I. I. - *Automaticescoe ustroistvo dlia vernii i zdellii. Brevet URSS, 1978.*
18. Burdun, G. ș.a. - *Adaptivnie ^{sistem} aktivnogo kontrolya. In: Izvitielnie tehnica, nr. 1, 1977.*
19. Buneacu, V. ș.a. - *Optimizarea calculului în proiectare. Editura tehnică, București, 1971.*

20. Buzdugan, Gh., Blumenfeld, S. M. - Calculul de rezistență al pieselor de mașini. Editura tehnică, București, 1979.
21. Călin, S., Belea, C. - Sisteme automate complexe. Editura tehnică, București, 1973.
22. Călinescu, V. - Precizia reală a sistemului mașină-unelte aparat de control activ. In: Construcția de mașini, nr. 7, 1978.
23. Câmpășanu, A. - Mașini electrice - Editura Ceresul românesc, Craiova, 1988.
24. Chișiu, A. I. ș. c. - Organe de mașini. Editura didactică și pedagogică, București, 1981.
25. Ciocirdia, C., Ungureanu, I. - Bazele cercetării experimentale, tehnologia construcțiilor de mașini. Editura didactică și pedagogică, București, 1979.
26. Căciunoiu, V., Ilie, E., Chiriac, A. - Elemente de execuție serie practică. Editura tehnică, București, 1970.
27. Cruciș, P. - Studiul teoretic și experimental asupra caracteristicilor constructive și funcționale ale aparatelor de control activ pe mașini-unelte. Teză de doctorat (cond. șt. prof. dr. ing. Vaida A), Brașov, 1987.
28. Crudu, I. ș. c. - Atlas reductoare cu roți dințate. Editura didactică și pedagogică, București, 1981.
29. Deacu, L., Pavel, Gh. - Vibrații la mașini-unelte. Editura Pacis, Flujașpoș, 1977.
30. Dodoc, P. - Strunjirea de înaltă precizie. Editura tehnică, Buc., 1970.
31. Dodoc, P. - Desupra reglării automate a regimului de sșchire la strunguri. Teză de doctorat, I. P. I. V. București, 1960.
32. Dodoc, P. - Comanda adaptivă a mașinilor-unelte. C. teza I. P. I. V. Timișoara, 1975.
33. Dodoc, P., Urdes, G. - Lucrări de laborator la mașini-unelte. I. P. I. V. Timișoara, 1969.
34. Dodoc, P., Buliga, I., Suru, I. - Lucrări de laborator la mașini-unelte și agregate. I. P. I. V. Timișoara, 1984.
35. Dodoc, P., Vătafu, L. - Controlul automat al dimensiunilor și uzurilor pe strunguri și alte mașini. In: Sesiunea jubiliară de comunicări științifice " 30 de ani de învățământ superior electrotehnice la Craiova", Univ. din Craiova, 1981.
36. Dodoc, P., Vătafu, M. - Sisteme de compensare automată a deformărilor elastice și uzurii sculei utilizate la strunjire. In: Creație tehnico-științifică și fiabilitate în construcția de mașini. Ediție a IV-a, Iași 1983.
37. Dodoc, P., Vătafu, I. ș. c. - Cuplaș monodisc miniaturizat cu comandă electromagnetică. In: Tehnologii și echipamente noi în construcția de mașini, Brașov, 1986.

38. Dodon, S., Urdes, G., Orasari, B. - Creșterea performanțelor mașinilor-unelte prin construcția acestora cu comandă adaptivă. In: Simpozionul organizat de Universitatea din Galați, Vol. 2. Construcții de mașini, 1983.
39. Dragnea, V. - Geometria vaselor. Editura didactică și pedagogică, București, 1972.
40. Dragu, L. S. S. - Toleranțe și măsurători tehnice. Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
41. Drăghici, G. - Tehnologia construcțiilor de mașini. Editura didactică și pedagogică, București, 1977.
42. Dreucean, A. - Mașini-unelte și prelucrări prin aşchiere. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
43. Duca, Z. - Bazele teoretice ale prelucrărilor pe mașini-unelte. Editura didactică și pedagogică, București, 1969.
44. Dumitrache, I. - Tehnica reglării automate. Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
45. Dumitresc, C., Militaru, C. - Așchieria vetrelor și fiabilitatea sculelor aşchistoare. Editura tehnică, București, 1983.
46. Elekes, C., Palla, I. - Asupra determinării rigidității statice și dinamice a strungului. In: Construcția de mașini, nr. 7, 1964.
47. Felte, A. - Automatisches Messer an NC Drehmaschinen. In: Werkstattstechnik, nr. 10, 1978.
48. Flores, P. S. S. - Electronică industrială și automatizări. Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
49. Florescu, I. - Aspecte moderne și mijloace moderne și automate de control al calității produselor. Editura tehnică, București, 1981.
50. Gafițeanu, L. S. S. - Organe de mașini, vol. II. Editura tehnică, Buc. 1983.
51. Gavel, Iu. F., Harker, A. I. - Sredstva aktivnogo kontrolya tehniceskoi obrabot. In: Ișnizatsia i avtomatizatsia proizvodstva, nr. 10, 1976.
52. Geiler, F. S. - Demonstratsionnyie sistemy aktivnogo kontrolya. Moskva, Mashinostroenie, 1978.
53. Gille, J. G., S. S. - Teorie și calculul sistemelor de comandă automată. Editura tehnică, București, 1976.
54. Harris, C. L., Crede, C. E. - Soouri și vibrații, volumul III. Editura tehnică, București, 1969.
55. Hasin, I., Stingof, I. I. - Novii metod opredelenia progresnosti priborov aktivnogo kontrolya. In: Izvitiensia tehnika nr. 1, 1977.
56. Morovitz, B. - Organe de mașini. Editura didactică și pedagogică, București, 1969.

57. Hertopan, Gh. - Aparate electrice. Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
58. Hütte vol. I. Editura tehnică, București, 1949.
59. Iskricovici, B. A., ș.a. - Pnevmaticheskoe ustroistvo dlia aktivnogo kontrolya razmerov detaiei s prerivistimi pomernostiami. In: Referativni jurnal, Tehn. maşin. nr. 12, 1980.
60. Ionescu, V. - Introducere în teoria structurală a sistemelor liniare. Editura Academiei Republicii Socialiste România, București, 1975.
61. Juran, J. I., Grijns, r.o. - Calitatea produselor, editura tehnică, București, 1976.
62. Kadirov, V. J., ș.a. - Provisenie tocinosti masinicheskoi obrabotki na tokarnih stankah s C.F.U. In: Stenki i instrument nr. 4, 1980.
63. Kubrinski, A. S., ș.a. - Adaptivnie sistemy upravleniya stankami s korrekciei program. In: Stenki i instrument, nr. 7, 1977.
64. Kocenov, I. I., Pravotorova, L. M. - Modelirovaniya operatsii kontrolya upravleniya tocinostiu. Nauka, Moskva, 1980.
65. Kolev, A. S. - Voprosi tocinosti pri rezanii metallov. Măgghiz, Ioskva, 1965.
66. Korobeinikov, A. S., ș.a. - Ustroistvo adaptivnogo upravleniya. Krasnoiarck politehnik institut, 1979.
67. Kovali, I. I., ș.a. - Adaptivniye sistemy s ograničeniem avtokolebani stanka. In: Stenki instrument, nr. 2, 1980.
68. Kudinov, V. A. - Dinamica masinilor-unelte. Editura tehnică, Buc. 1974.
69. Kurocinia, A. P. - Sostoianie i perspektivi razvitiya sredstv aktivnogo kontrolya dlia lineinikh izmerenii. In: Izmeritelnaya tehnika, nr. 1, 1977.
70. Kuvinski, V. V., ș.a. - Kontrol' aktiv al dimensiuinilor pieselor la maşinile de rectificat plan. In: Tehnizatsia i avtomatizatsia proizvodstva, nr. 10, 1974.
71. Lăzărescu I. - Teoria aşchierii metalelor și proiectarea sculelor. Editura didactică și pedagogică, București, 1964.
72. Lavina, Z. I. - Calculul deformațiilor de contact a ghidajelor. In: Stenki i instrument, nr. 1, 1965.
73. Lisinski, L. Iu., ș.a. - Ustroistvo avtomaticheskogo kontrolya processa rezaniya na stankah i uceastkah iz stankov s C.F.U. Eksp. NIM Metallo-rezushii stankov, 1980.
74. Mubeik, I. A. - Electromagheti de curenți continuu și alternativ, calcul și proiectare. Editura tehnică, București, 1963.
75. Lungu, I. - Studiul conducerii automate a regimului de lucru la superfinisare. Teză de doctorat (cond. șt. prof. dr. ing. Dodon E.) Timișoara, 1976.

76. Lonov S. I., Glubov, V. I. - Tocinosti kontrolis i obrabotki detalii s prerivistimi poverhnostiami. In: Avtomatiz. tehn. kontrolis kacestra v mashinostroenie, nr. 1, 1980.
77. Ekarov, A. D. - Iznos i stoikosti rezuşcih instrumentov. Mashinostroenie, Moskva, 1966.
78. Ekarov, A. D. - Optimizatsia protjezov rezania. Mashinostroenie, Moskva, 1976.
79. Bros, P., Aillmann, V. - Angrenaje melcate. Editura tehnicoă, Buc. 1966.
80. Wynerd, I. B. - Anual de ingineria industrială. Editura tehnicoă, Bucureşti, 1976.
81. Eginistov, V. M., S. S. - Dinamiceskie harekteristiki priborov aktivno kontrolis. In: Izmeritelnaia tehnika, nr. 1, 1977.
82. Ciou, C. S. S. - Aparate şi sisteme de măsurare în construcţia de maşini. Editura tehnicoă, Bucureşti, 1980.
83. Mihsii, S., Stefan, St. - Consideraţii asupra calculului raportului de transmisie global între servoină şi servomotor la sistemele de urmărire. In: Comunicări la simpozionul naţional de roboţi industriali, Bucureşti, 1985.
84. Mihoc, P. S. S. - Teoria şi elementele sistemelor de reglare automată. Editura didacticoă şi pedagogicoă, Bucureşti, 1980.
85. Mironenko, A. S., Priienciuk, V. M. - Avtomaticeskaja nastroika instrumente na tokarnostanke s Ce. P. U. In: Stenki i instrument nr. 8, 1989.
86. Muşinov, A. S., Mitrofenov, V. G. - Adaptivnoe upravlenie tehnologiceskimi protjesami v mashinostroenii. Izdatel, 1976.
87. Niţu, C. S. S. - Echipamente electrice şi electronice de automatizare. Editura didacticoă şi pedagogicoă, Bucureşti, 1983.
88. Novikov, V. I. S. - Ustroistvo dlia aktivno kontrolis formi. Kuibisev institut transp., 1980.
89. Oppelot, G. - Tehnica reglării automate. Editura tehnicoă, Buc. 1976.
90. Oprean, A. - Hidraulica maşinilor-unelte. Editura didacticoă şi pedagogicoă, Bucureşti, 1977.
91. Oprean, A., S. S. - Bazele aşchierii şi generării suprafeţelor. Editura didacticoă şi pedagogicoă, Bucureşti, 1981.
92. Orszari, S. - Comanda adaptării şi reinstalarea automate a sculelor la maşini de cojit bare. Teză de doctorat (cond. şt. prof. dr. ing. Jodon, S.) Timişoara, 1977.
93. Ostafieva, V. - snovi tehnologiceskoi podgotovki proizvodstva priborov. Vissiaia škole, Kiev, 1977.
94. Salei, M. S., Stingof, M. I. - Vlienie progresnosti formi na tocinosti obrabotki pri aktivno kontrole. In: Izmeritelnaia tehnika, nr. 1, 1977.

95. Palkin, A., ș.a. - Aktivni kontrolni na šlifovalnih i tokernih avtomatah. In: Mašinostroitel'sis, nr. 2, 1980.
96. Papadache, I. - Automatizări industriale, inițiere, aplicații. Editura tehnică, București, 1978.
97. Pevelescu, L., ș.a. - Tribologie. Editura didactică și pedagogică, București, 1977.
98. Pavlenko, I. N. - Povişenie točnosti gheometricheski formi detalei pri kruglom šlifoventi s pomosću ustroistv. aktivnogo kontrolia. In: Vestnik mašinostroenia, nr. 4, 1980.
99. Pestunov, V. M. - Razvitie sistem adeptnogo upravlenia. In: Stanki i instrument, nr. 7, 1990.
100. Picoș, C. - Tehnologia construcției de mașini. Editura didactică și pedagogică, București, 1974.
101. Picoș, C., ș.a. - Calculul adăosurilor de prelucrare și al regiunilor de aşchiere. Editura tehnică, București, 1974.
102. Ponomarev, V. D. - Calculul de rezistență în construcția de mașini. Editura tehnică, București, 1960.
103. Ratirov, V. A., ș.a. - Povişenie točnosti i proizvoditelności stankov s programnii upravleniem. Mašinostroenie, Moskva, 1970.
104. Rešetov, B. I., Levine, Z. M. - Calculul mașinilor-unelte cu privire la rigiditatea de contact. In: Mașini-unelte și scule, nr. 1, 1991.
105. Riunkin, V. I., Oleifer, M. L. - Osnova stravaivaiuşecisia pribor aktivnogo kontrolia. In: Stanki i instrument, nr. 2, 1970.
106. Răpeanu, N., ș.a. - Circuite integrate analogice. Editura tehnică, București, 1983.
107. Rus, V. - Malfie pora resconie v stankah. Maşghiz, Moskva, 1961.
108. Saal, C., Szabo, W. - Sisteme de acționare electrică. Determinarea parametrilor de funcționare. Editura tehnică, București, 1981.
109. Sevil, Gh., ș.a. - Studiul rigidității ansamblului cărucior al strungului SN-400 (Nota 1). In: Buletinul științific și tehnic al I.R.I.V. Timișoara, Tom 11(25), Fasc. 2, Iulie-decembrie 1966.
110. Sevil, Gh., Selariu, M., Pop, I. - Contribuții la determinarea rigidității strungurilor normale, cu referire la strungul S 400. In: Buletinul științific și tehnic al I.R.I.V. Timișoara, seria Mecanică, Tom 16(30), Fascicola 1, ianuarie-iunie, 1971.
111. Șandulescu, G., Pătrașcu, S. - Concepții noi în realizarea sistemelor de măsurare pentru comanda numerică a MU. Mădicarea preciziei sistemului echipament-mașină. In: Automat. maș., calculatoare, 1975.
112. Secară, G. I. - Proiectarea sculelor aşchietoare. Editura didactică și pedagogică, București, 1979.

13. Semenov, G. S. S. - Avtomaticheski kontrolni velich skorosti peremennogo rezusogo instrumeta. In: avtomatiz. proizvod. procesov v mashinost. i priborostroenie, nr. 9, 1980.
14. Gleifer, M. S. - Novie pribori aktivnogo kontrolia. In: Stanki i instrument, nr. 4, 1979.
15. Sokolovskii, A. P. - Voprosy tochnosti obrabotki na metalorezushih stankov. Moskva, 1952.
16. Solodovnikov, V. V. - Ustroistva i elementy sistema avtomaticheskogo regulirovaniya i upravleniya. kniga 2. Moskva, 1975.
17. Stănescu I., Iacne, V. - Dispozitive pentru mașini-unelte. Proiectare și construcție. Editura tehnică, București, 1979.
18. Burkov, V. I. - Povshenie tochnosti i nadezhnosti priborov aktivnogo kontrolia. In: Izvitalnaya tehnica, nr. 1, 1977.
19. Suru, S. - Comanda adaptivă după autovibrații la strunguri. Teză de doctorat (cond. șt. prof. dr. ing. Dodon S.), Chișinău, 1980.
20. Tirpe, G. I. - Precizie prelucrării prin așchiere. Editura tehnică, București, 1972.
21. Ordea, S. - Comanda adaptivă la mașini de rectificat rotund exterior între virfuri. Teză de doctorat (cond. șt. prof. dr. ing. Dodon S.), Chișinău, 1975.
22. Vaida, A. - Proiectarea mașinilor-unelte. Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
23. V. Tafu, M., Mărculescu, I. - Aspecte privind uzura radială la strunjirea arborilor din OJ 65. In: A doua conferință națională echipamente și tehnologii noi în industria constructoare de mașini, Craiova, mai 1987.
24. Vieregge, G. - Der Werkzeugverschleiß bei der spanabhebenden Bearbeitung im Spiegel der Verschleiß-Schnittgeschwindigkeitskurven. In Stahl und Eisen 77/1957.
25. Vonica, C. - Stabilirea automată a încălzirii la comanda adaptivă a strungurilor. Teză de doctorat (cond. șt. prof. dr. ing. Dodon S.), Chișinău, 1976.
26. Zetu, S. - Mașini-unelte automate. Editura didactică și pedagogică, București, 1976.
27. x x x - Adaptive control system for Churchill roll grinding machine. In: Machinery and Production Engineering, octombrie 2, 1968.
28. x x x - Avtomaticheski kontrolni detalei v processu obrobotki. In: E. I. Tehnologia i oborudovanie mehanosporosogo proizvod. nr. 18, 1975.
29. x x x - Tool Detuning System - ENGLISHAW - English Prospect.
30. x x x - Werkzeugkorrektursystem - SOMATIC - English Prospect.

C O N T I N U T

	pag
PREFAȚA	3
1. INTRODUCERE	3
2. RIGIDITATEA STE SI UZURA SCULEI-CURSE DE ERORI SISTEMATICE	5
2.1. Rigiditatea STE	5
2.2. Uzura sculei	10
2.3. Legătura dintre uzura sculci, durabilitate și forța de așchiere	13
3. STADIUL ACTUAL AL COMPENSĂRII DEFORMĂȚIEI STE SI UZURII SCULEI	14
x 3.1. Obținerea dimensiunilor în prelucrarea pe MU fără CA	14
3.2. Sisteme cunoscute de compensare automată a uzurii sculei	17
3.3. Compensarea automată a erorilor însumate	20
3.4. Concluzii parțiale	24
4. SOLUȚIA PROPUȘĂ PENTRU COMPENSAREA AUTOMATĂ A DEFOR- MĂȚILOR STE SI UZURII SCULEI	26
4.1. Obținerea dimensiunilor în prelucrarea pe MU cu CA26	32
4.2. Partea de sistem pentru uzura sculei	37
4.3. Partea de sistem pentru deformația STE	41
4.4. Ansamblul sistemului de compensare automată	48
5. DETERMINĂRI TEORETICE PENTRU SOLUȚIA PROPUȘĂ	48
5.1. Generalizarea calculării rapoartelor de transmite- re ale componentului executant, pe baza momentelor de inerție	48
5.2. Calculul raportului total de transmitere al compo- nentului executant în altă variantă	50
5.3. Calculul forței de compensare și al tensiunilor de contact	52
5.4. Calculul momentului necesar la servomotor	54
5.5. Calculul preciziei de compensare	55
5.6. Calculul rapidității necesare sistemului	60
x 5.7. Probleme ale stabilității dinamice	62
6. VERIFICĂRI EXPERIMENTALE	68
6.1. Prezentarea construcției modelului experimental ..	68
6.2. Determinări experimentale în vederea compensării ..	65
6.2.1. Determinări de uzură	65
x 6.2.2. Măsurarea alungirii termice a cuștitului	65

de strung	94
6.2.3. Determinări de rigiditate ale STE.....	92
6.2.3.1. Determinarea rigidității transversale.....	92
6.2.3.2. Determinarea rigidității axiale.....	94
6.3. Rezultate experimentale ale sistemului pentru compensare.....	96
6.3.1. Determinarea scalei de indicare a uzurii.....	96
6.3.2. Determinarea preciziei elementului traductor de măsurare a uzurii.....	97
6.3.3. Verificarea preciziei sistemului în ansamblu....	98
6.3.4. Determinarea duratei măsurate a compensării la sistemul realizat	100
6.4. Considerații asupra eficienței economice	104
7. CONCLUZII GENERALE	106
7.1. Considerații și soluții prealabile	106
7.2. Soluții originale realizate	109
8. BIBLIOGRAFIE	114
CUPRINS	124