

MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÂNTULUI
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing. BUT ADRIAN

TEZĂ DE DOCTORAT

CONTRIBUȚII PRIVIND CREȘTEREA PRECIZIEI DE
PRELUCRARE PE STRUNGURI CNC

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific
Prof. dr. ing. DREUCEA AUREL

623 750
181 C

1998

MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÂNTULUI
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing. BUT ADRIAN

TEZĂ DE DOCTORAT

CONTRIBUȚII PRIVIND CREȘTEREA PRECIZIEI DE
PRELUCRARE PE STRUNGURI CNC

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific
Prof. dr. ing. DREUCEA AUREL

623 750
181 C

1998

I. STUDIUL INFLUENȚEI CONSTRUCȚIEI MAȘINILOR ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE

CUPRINS

| | |
|--|----|
| Oportunitatea și importanța temei..... | 1 |
| I. Influența construcției mașini-unelte asupra preciziei de prelucrare..... | 3 |
| I.1. Definierea preciziei de prelucrare și factorii ce influențează precizia de prelucrare | 3 |
| I.2. Precizia mașinilor-unelte și metode de evaluare... .. | 8 |
| I.2.1. Precizia geometrică..... | 8 |
| I.2.2. Precizia cinematică | 10 |
| I.2.3. Precizia în lucru | 12 |
| I.2.3.1. Rigiditatea mașinilor-unelte | 12 |
| I.2.3.2. Deformații termice | 14 |
| I.2.3.3. Influența vibrațiilor | 17 |
| I.3. Influența subansamblurilor mașini-unelte asupra preciziei de prelucrare | 21 |
| I.3.1. Influența batiului | 21 |
| I.3.2. Influența sistemelor de ghidare | 26 |
| I.3.3. Influența păpușii mobile și a pinolei | 32 |
| I.3.4. Influența subansamblului arbore principal asupra preciziei de prelucrare..... | 36 |
| I.3.4.1. Influența construcției subansamblului arbore principal la un strung normal asupra preciziei de prelucrare | 39 |
| I.3.4.2. Influența construcției subansamblului arbore principal la un strung CNC asupra preciziei de prelucrare | 40 |
| I.3.4.3. Soluții constructive pentru reglarea jocurilor în mecanismele mașini-unelte..... | 43 |
| I.4. Calculul matematic al deformațiilor elastice | 51 |
| I.5. . Influența deformațiilor de contact ale corpurilor de rulare asupra funcționării rulmenților cu role utilizați în construcția arborilor principali | 72 |
| I.6. Concluzii | 79 |
| II. Cercetări privind influența factorilor cvasistatici asupra preciziei de prelucrare | 81 |
| II.1. Metoda substructurării. Metoda elementului finit în determinarea deformațiilor diferitelor subansamble a mașini-unelte | 81 |

| | |
|--|-----|
| II.1.1. Determinarea deformațiilor elastice a carcasei arborelui principal..... | 87 |
| II.2. Influența deformațiilor termice asupra preciziei de prelucrare | 100 |
| II.2.1. Măsurarea temperaturilor la lagărele arborelui principal și a temperaturii uleiului în bazinul cutiei de viteze..... | 100 |
| II.2.2. Influența temperaturilor și a deformațiilor termice asupra preciziei la prelucrarea piesei prinse în universal și vârf. | 102 |
| II.2.2.1. Influența temperaturilor asupra diferitelor subansambluri a mașinilor-unelte în timpul procesului tehnologic..... | 105 |
| II.2.3. Experimentări privind modalitățile efectuării corecte a reglajelor de prestrângere la lagărele arborelui principal | 114 |
| II.2.4. Influența deformațiilor termice asupra piesei prinse în universal..... | 121 |
| II.3. Influența surselor de zgomot și a vibrațiilor asupra preciziei prelucrării | 131 |
| II.3.1. Determinarea amplitudinii vibrațiilor la lagărul din față al arborelui principal..... | 138 |
| II.4. Cercetări privind influența rigidității mașinii asupra preciziei de prelucrare..... | 145 |
| II.4.1. Influența subansamblurilor mașinilor-unelte la deformația totală a strungului | 146 |
| II.5 Încercări privind determinarea deplasării axei instantanee de rotație a arborelui principal | 180 |
| II.6. Experimentări privind determinarea preciziei de poziționare la strungurile CNC. | 183 |
| II.7. Concluzii | 199 |
| III. Metode actuale de analiză, estimare și compensare a erorilor mașinilor-unelte | 201 |
| III.1. Încercări pe plan mondial privind determinarea erorilor mașinilor-unelte | 201 |
| III.2. Modelarea erorilor geometrice și termice la mașinile – unelte | 203 |
| III.3. Determinarea deplasării axei de rotație a arborelui principal | 212 |
| III.4. Concluzii și contribuții personale | 222 |

Bibliografie

Oportunitatea și importanța temei

Ridicarea indicilor economici și ai preciziei de prelucrare constituie obiective prioritare în construcția de mașini.

Prin urmare, corectarea preciziei mașinii comandate numeric, reprezintă o preocupare actuală și de perspectivă, în sensul găsirii soluțiilor tehnice capabile să compenseze erorile construcțiilor actuale ale mașinii.

Prin acțiunea complexă a mai multor factori legați de mașină asupra mișcării relative dintre piesă și sculă, mașina unealtă determină în mod hotărâtor precizia de prelucrare. Erorile de execuție ale mașinii-unelte se transmit parțial sau integral piesei, afectând precizia de prelucrare. De aceea, o importanță deosebită prezintă cunoașterea preciziei de execuție a mașinii-unelte, a factorilor ce duc la afectarea poziției ideale a axei arborelui principal – element care prin deformațiile sale afectează în măsura cea mai mare precizia piesei prelucrate.

Din cercetările efectuate [B₇], [B₈], [B₉], [U₃], [U₄] și din literatura de specialitate [V₁], [U₁], [S₂] se constată că în cazul strungurilor, cea mai mare influență asupra preciziei dimensionale și a calității suprafețelor, o au arborele principal cu carcasa sa, batiul și ghidajele, pinola.

La stabilirea expresiei matematice a ecuației fibrei medii deformate a arborelui principal, trebuie să se aibă în vedere evidențierea tuturor factorilor ce concură la scoaterea ei din poziția ideală de funcționare, factori ce trebuiesc prinși toți într-o singură lege de sinteză pentru a o putea cunoaște și mai apoi să se ia măsuri corespunzătoare de compensare.

Factorii luați în considerare au fost: temperatura, solicitările stațice, vibrațiile, rigiditatea.

Finalitatea acestei analize a fost conceperea unui program care ținând cont de influența factorilor mai sus amintiți, să poată oferi valorile deplasărilor axei arborelui principal în plan orizontal, vertical și spațial, cât și a unghiului sub care are loc această deformare.

Lucrarea își propune să prezinte și modalitățile de măsurare, standurile folosite, aparatura necesară cât și soluțiile de interpretare și determinare a deformațiilor suferite de arborele principal și carcasa arborelui principal prin metoda elementului finit.

Am considerat utilă tema deoarece atâta timp cât un factor perturbator asupra preciziei piesei executate nu este cunoscut ca valoare și din cauza cărui fapt a apărut, nu ai cum să stăpânești

procesul. Dar în schimb, cunoscându-i valoarea, modul cum influențează și văzându-i efectele asupra arborelui principal (subansamblul ce afectează în cea mai mare măsură precizia de prelucrare), aceste erori pot fi localizate, pot fi compensate corespunzător prin corecții date echipamentului mașinii.

I.1. DEFINIREA PRECIZIEI DE PRELUCRARE ȘI FACTORII CARE INFLUENȚEAZĂ PRECIZIA DE PRELUCRARE

Astăzi, când necesitatea de a produce articole economice la un nivel al preciziei care este cu cel puțin un ordin de mărime mai mare decât cel obținut, importanța cercetării spre noi metode de obținere a preciziei dimensionale înalte, încă din primul proces de prelucrare al materialului nu poate fi neglijată. Importanța procesului este mărită în continuare și mai mult de puternica tendință de automatizare, în care îndemânarea operatorului cu înclinația spre ceea ce face, și corectarea constantă a procesului nu mai sunt prezente.

În industria construcțiilor de mașini, precizia dimensională este una dintre primele cerințe –fapt ce a dus la o continuă cercetare în acest domeniu, lucru datorat dezvoltării mașinilor cât și a proceselor de prelucrare.

Calitatea produselor industriei constructoare de mașini se poate aprecia din punct de vedere tehnologic prin luarea în considerare a următorilor parametri principali: precizia de prelucrare, economicitatea fabricației, durabilitatea și fiabilitatea produselor.

Precizia de prelucrare am putea-o defini ca gradul de corespondență dintre precizia efectivă rezultată din prelucrare și valoarea prescrisă în desenul de execuție a piesei și este cu atât mai mare cu cât gradul de corespondență este mai mare.

Factorii care influențează precizia de prelucrare sunt:

MAȘINA UNEALTĂ

- erorile de mers în gol
- deformațiile elastice
- deformațiile termice

DISPOZITIV DE LUCRU

- erori de orientare și fixare a semifabricatului
- deformațiile de contact
- deformațiile elastice ale elementelor

SEMIFABRICATUL

- abateri de forma geometrică
- variația adaosului de prelucrare
- deformații ca urmare a tensiunilor interne

SCULA AȘCHIETOARE

- parametrii geometrici
- reglarea la dimensiuni
- uzura sculei
- deformația elastică
- temperatura

DISPOZITIVUL DE PRINDERE AL SCULEI

- eroarea de fixare
- deformații elastice

DISPOZITIVUL DE MASURARE

- vibrații
- eroarea de montare
- precizia de măsurare

REGIMUL DE LUCRU

- parametrii tehnologici
- forțele de așchiere

VIBRAȚIILE

- libere
- forțate
- autovibrațiile

TEMPERATURA

- variația temperaturii sistemului tehnologic
- mediul ambiant

PERSONALUL MUNCITOR

- calificare
- atenție

Ridicarea indicilor economici și în special a eficienței, prin creșterea capacității de producție și a preciziei de prelucrare, constituie în permanență obiective imediate în construcția de mașini.

Sursele de erori care sunt active în timpul etapelor de prelucrare pot fi clasificate în:

- a) - surse de eroare care se atribuie mașinii;
- b) - surse de eroare care se atribuie procesului de prelucrare.

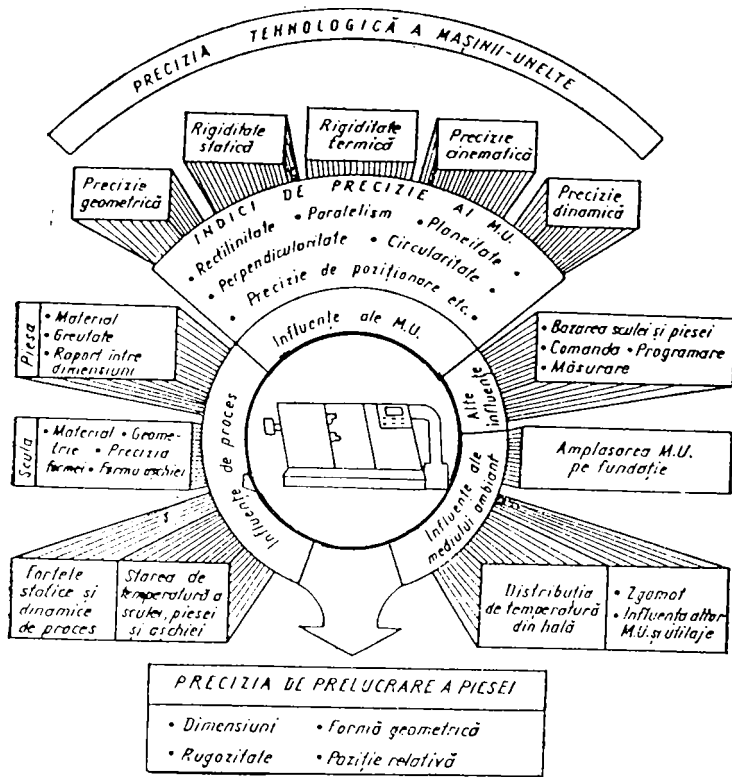


Fig. 1.1.1.

Prin acțiunea complexă a mai multor factori legați de mașină asupra mișcării relative dintre piesă și sculă, mașina unealtă determină în mod hotărâtor precizia de prelucrare.

Orice modificare a mișcării relative dintre piesă și sculă față de mișcarea prescrisă are ca efect o variație corespunzătoare a erorilor de prelucrare.

Erorile de execuție ale mașinii unelte se transmit și ele parțial sau integral piesei, afectând precizia de prelucrare. De aceea, o importanță deosebită o reprezintă cunoașterea preciziei de execuție a mașini-unelte.

Eroarea atribuită mașinii unelte poate fi considerată ca fiind rezultatul următoarelor surse:

1. Surse de erori cvasistatice definite ca fiind acele surse care cauzează erori de poziție relativă între sculă și piesa care variază

încet în timp și sunt legate de structura mașinii unelte. Aceste surse includ erorile geometrice și cinematice ale mașinii, erori datorate variației forțelor statice și tensiunilor termice din structura M.U. Erorile geometrice sunt acele erori ce rezultă la vârful sculei datorate diferențelor între dimensiunile și geometria actuală și nominală a elementelor componentelor structurale ale mașinii și legăturile dintre acestea. Devreme ce aceste erori rezultă din mișcările eronate, ele câteodată sunt tratate ca și erori cinematice. Încărcările statice și tensiunile termice, în fapt modifică dimensiunile și geometria componentelor mașinii și pentru aceasta pot fi considerate ca modificări în erorile geometrice. Erorile cvasistatice se apreciază ca fiind 70 % din erorile atribuibile unei mașini unelte. De asemenea dacă sunt cunoscute pot fi compensate în sensul corespunzător prin corecții date echipamentului mașinii, sistemului de comandă.

Erorile dinamice, prin natura lor, variază rapid. Evitarea sau compensarea unor astfel de erori, în general necesită modificări ale construcției mașinii, sau planificarea operațiilor în limitele parametrilor astfel încât să nu solicite exagerat mașina. Mai târziu, aceste erori afectează predominant caracteristicile locale ale obiectului de lucru (finisarea suprafețelor), mai degrabă și mai intens decât precizia dimensională. Aceasta, alături de faptul că alte efecte cvasistatice influențează precizia mașinii, modificând eroarea mașinii, fac din eroarea geometrică un important factor particular.

Precizia unui sistem de prelucrare prin așchiere poate fi analizat din punct de vedere al influenței preciziei mașinii unelte cât și a preciziei procesului de așchiere. În stadiul lor actual de dezvoltare, mașina și procesul, influențează pregnant precizia de prelucrare.

Lipsa unei complete înțelegeri a modului cum erorile se propagă prin mașină și proces către piesa finită duce la neutilizarea eficientă a unor asemenea capacități de ridicare a preciziei sistemelor de prelucrare a metalelor.

2. Erorile dinamice sunt cauzate de surse, ca: eroarea mișcării de rotație, de vibrații ale structurii mașinii, și de deformații sub acțiunea forțelor de așchiere.

Tendențele viitoare în cercetarea mașinilor unelte, a calității mașinii unelte:

1) cu toate ca instrumentația curentă permite măsurarea abaterilor de la precizia geometrică. Se recomandă noi cercetări și aprofundări în acest domeniu.

2) Cercetările ar trebui să fie conduse în domeniul modificării deformațiilor elastice a componentelor structurii mașinii și a micșorării acestor efecte asupra preciziei.

3) Sunt necesare metode software pentru reducerea cantității mari de date adunate în vederea echilibrării mașinii. Reducerea numărului parametrilor la doar câteva caracteristici reprezentative ale mașinii ar fi de dorit la recepția mașinii.

4) Un domeniu vast de cercetare trebuie făcut pentru a determina deformațiile individuale ale subansamblurilor mașinii, pentru a forma o imagine totală a preciziei în spațiul tridimensional.

5) Este necesar un grup standard de măsurare care poate să fie instalat pe o mașină și va fi aplicat în general cel puțin unei clase de mașini.

I.2. PRECIZIA MAȘINILOR UNELTE ȘI METODE DE EVALUARE

Precizia mașinilor unelte, precizie ce influențează nemijlocit precizia piesei de prelucrat depinde de:

- precizia geometrică;
- precizia cinematică;
- precizia în lucru.

I.2.1. PRECIZIA GEOMETRICĂ

Precizia geometrică este precizia ce o are mașină în ceea ce privește forma pieselor și subansamblurilor, respectiv poziția relativă a acestora.

Verificările de precizie geometrică se referă la dimensiunile, formele, pozițiile și deplasările relative care pot influența poziția de lucru și cuprind (conform STAS 1671-85):

- rectilinitatea (ghidajele);
- coincidența și perpendicularitatea axelor;
- paralelismul și perpendicularitatea dintre linii drepte și suprafețe plane;
- paralelismul și perpendicularitatea deplasărilor.

Se mai fac și alte verificări specifice ca:

- precizia de indexare;
- precizia de repetabilitate a indexării;
- alinierea suprafețelor de bazare a portsculelor față de ghidajele batiului;
- verificarea preciziei de poziționare (la CNC proba efectuată cu laser).

Adesea în cazul particular al măsurării abaterilor ghidajelor, cu lungimi mari și al șuruburilor cu bile se folosește calculul statistic. Când la același tip de măsurători se obțin rezultate mult prea diferite se vor stabili cauzele care duc la aceste diferențe. Pentru verificarea preciziei geometrice, se folosesc diferite aparate ca: rigle, dornul de control, nivele cu bule de aer, comparatoare cu cadran, microscopie, instrumente cu palpator și afișaj digital electronic al cotei, interferometru cu laser, infraroșu pentru măsurători foarte precise pe lungimi mari.

Este necesară să se stabilească o relație între precizia piesei de prelucrat și precizia geometrică a mașinii unelte întrucât verificările preciziei geometrice se execută în gol. Suprafețele prelucrate pot fi împărțite în simple și complexe.

Suprafețele simple sunt generate prin deplasări paralele cu ghidajele, iar cele complexe se obțin prin deplasări executate simultan în mai multe direcții. Între aceste deplasări există o legătură cinematică, mecanică, sau prin comandă numerică după o lege de mișcare specifică fiecărui tip de prelucrare în parte.

Rectilinitatea: se consideră ca o linie este dreaptă pe o lungime dată, dacă variația distanțelor de la punctele liniei până la două plane perpendiculare, paralele cu direcția generală a liniei, se menține sub o valoare dată pentru fiecare plan în parte. Planele vor fi alese în așa fel încât intersecția lor să fie paralelă cu linia dreaptă care unește două puncte oarecare situate pe linia supusă verificării în vecinătatea extremității porțiunii pe care se face verificarea. La ghidajele batiului de strung se face verificarea rectilinității în plan vertical și verificarea transversală. La verificarea rectilinității în plan vertical, nivela cu bula de aer se deplasează în lungul ghidajelor, iar măsurătorile se fac în diferite puncte, la distanțe egale pe toată lungimea ghidajelor. În cadrul verificării rectilinității la strunguri se mai face verificarea rectilinității deplasării saniei longitudinale într-un plan orizontal care trece prin linia vârfulor.

Paralelismul: se consideră că o dreaptă este paralelă cu un plan dat, dacă abaterea maximă a distanței la diferitele puncte ale dreptei până la plan nu depășește o valoare dată pe o anumită lungime de măsurare.

La strunguri conform standardelor în vigoare avem:

- paralelismul deplasării saniei longitudinale și a păpușii mobile măsurată în plan orizontal și vertical;
- paralelismul dintre axa arborelui principal și deplasarea longitudinală a căruciorului, măsurată în plan orizontal;
- paralelismul dintre pinola păpușii mobile și deplasarea longitudinală a căruciorului, măsurate în plan orizontal și vertical;
- paralelismul dintre axa alezajului conic din pinola păpușii mobile și deplasarea longitudinală a căruciorului, măsurată în plan orizontal și vertical
- diferența de înălțime între vârful păpușii fixe și vârful păpușii mobile;

- paralelismul dintre axa arborelui principal și deplasarea longitudinală a saniei port - cuțit în plan vertical.

Perpendicularitatea: se consideră ca două plane, două drepte, dreapta și un plan sunt perpendiculare între ele, dacă abaterea lor de la paralelism față de un echer de referință se menține sub o valoare dată.

La strunguri avem perpendicularitatea dintre axa arborelui principal și deplasarea saniei transversale.

Rotația: acest factor al preciziei geometrice cuprinde:

- bătaia radială care la valori mai mari determină apariția :

a) abaterilor de la forma circulară, prin care se înțelege abaterile unei piese de la forma circulară într-un plan perpendicular pe axa piesei.

b) excentricitatea. Prin excentricitatea unei axe într-un punct al acesteia se înțelege distanța dintre proiecțiile axei geometrice și axei de rotație a piesei pe un plan perpendicular pe axa de rotație.

- bătaia axială. Prin bătaia axială se înțelege amplitudinea mișcării alternative în direcția axială a unui organ rotativ în timpul rotirii sale, după eliminarea jocurilor axiale.

- bătaia frontală. Se consideră că o suprafață care se rotește în jurul unei axe prezintă bătaii frontale, dacă în timpul rotirii ea nu se menține într-un plan perpendicular pe axa de rotație. Mărimea bătaii frontale este distanța dintre cele două plane perpendiculare pe axa de rotație, între care se situează diferitele puncte ale suprafeței considerate, în timpul rotirii ciclice.

1.2.2. PRECIZIA CINEMATICĂ.

Precizia cinematică a mașinilor unelte poate fi definită ca privind fidelitatea cu care sunt realizate traiectoriile generatoare sau directoare cinematice, în raport cu traiectoriile teoretice.

Deci precizia cinematică se referă la corectitudinea mișcărilor executate de mașini.

Precizia cinematică este cea măsurată pentru realizarea turațiilor și avansurilor, adică însumarea jocurilor dintre flancurile roților dințate, precizia de realizare a pasului filetului șurubului conducător, diferența dintre viteza teoretică și cea reală.

Deci vitezele de pe traiectoriile generatoare și directoare ca și vitezele tehnologice de așchiere și de avans sunt caracterizate prin constanța lor.

Abaterea de la aceasta cerință introduce erori în generarea traiectoriilor, ceea ce are ca urmare abateri ale formei piesei prelucrate de la forma geometrică teoretică.

Eroarea cinematică poate fi constantă în timp sau variabilă depinzând de cauzele ce o determina.

Întrucât scopul oricărui lanț cinematic fiind cel de a asigura realizarea unui raport de transfer, orice cauze, interne sau externe, care modifica raportul de transfer, sunt factori perturbatori ai cinematicii mașinii.

Cauzele externe se datoresc în general variației de temperatură, variației tensiunii curentului electric, vibrațiilor produse de alte mașini.

Cauzele interne se datoresc în general erorilor geometrice ale pieselor componente ale mecanismului din lanțul cinematic, erori geometrice rezultate din procesul tehnologic, de prelucrare a pieselor, erori a căror influență asupra preciziei cinematice apare în momentul în care mecanismele sunt în mișcare.

Cum mecanismele lanțurilor cinematice sunt de genul angrenaj dîntat, șurub-piuliță, camă-tachet, este necesară studierea preciziei cinematice a acestora, în scopul determinării preciziei lanțului cinematic în cauză.

Probele de verificare a preciziei cinematice care se fac la mașinile unelte de tipul strungurilor sunt, verificarea jocului total al lanțului cinematic principal și se face cu comparatorul verificând ca universalul aflat în stare blocată (angrenată) să nu permită o rotire care să depășească anumite valori.

Această verificare se face la toate treptele de turație.

O alta verificare a preciziei cinematice este verificarea preciziei pasului șurubului conducător care trebuie să aibă o anumită valoare pe o lungime dată, de ex: 0,040/300mm.

O altă verificare importantă a preciziei cinematice este jocul dintre arbore și rulment sau carcasă în lagărul frontal al arborelui principal. Acest joc trebuie păstrat în valori cât mai restrânse cu atât mai mult cu cât datorită uzurii jocurile se măresc.

O alta verificare a preciziei cinematice care se face doar la probele de casă, deci nu sunt trecute în fișa de verificări, este verificarea jocului între sănii și ghidaje și aceste valori nu trebuie să depășească 0,020mm.

I.2.3. PRECIZIA ÎN LUCRU

Precizia în lucru caracterizează cel mai complet comportarea mașinii unelte. Ea se bazează pe precizie geometrică, depinzând în plus de rigiditatea tehnologică, de stabilitatea dinamică și de deformațiile termice.

I.2.3.1. RIGIDITATEA MAȘINII-UNELTE

Pentru definirea rigidității ca mărime de intrare se ia forța de așchiere P iar ca mărime de ieșire deplasarea y dintre sculă și semifabricat, în direcție perpendiculară la suprafața de așchiere.

Raportul $K=y/P$ (mm/daN), în cazul când P nu variază în timp, se numește cedare statică. Inversul cedării statice se numește rigiditate statică și prin această mărime se caracterizează în mod obișnuit proprietățile elastice ale mașinii unelte.

Batiurile, săniile, păpușile fixe și mobile, port-sculele se dimensionează având ca principal scop realizarea unei rigidități statice impuse de precizia și starea generală de solicitare a mașinilor unelte.

Rigiditatea statică este influențată și de tensiunile interne acumulate în structura pieselor turnate. Pentru ca rigiditatea statică să fie constantă în timp și precizia geometrică să rămână de asemenea constantă în timp, componentele de rezistență ale mașinilor unelte sunt supuse unor procese de detensionare prin:

- recoacere de detensionare;
- detensionare prin vibrații;
- îmbătrânirea naturală.

Rigiditatea statică depinde în mare măsură de deformațiile în îmbinări. Acestea sunt legate de precizia de formă și de rugozitatea suprafețelor de contact. Din acest motiv se impune ca rigiditatea statică să fie determinată pentru fiecare mașină unealtă în parte.

În proiectarea mașinilor unelte sunt preferate construcțiile monobloc în locul structurilor "pachet de piese" prinse cu elemente de ansamblare care au o rigiditate mult mai scăzută.

Suprafețele de ansamblare sunt foarte riguros rectificat și apoi tușate (răzuite) pentru realizarea unei planeități și rugozități cât mai bune. Verificarea se face prin numărarea punctelor de contact ce apar într-un pătrat cu latura de 25,4 mm.

Numărul punctelor de contact este riguros stabilit prin standarde și norme tehnologice în vigoare [14 - 17 puncte/ tolpatrăt]. Respectarea numărului de puncte de contact și al rugozității asigură o rigiditate crescută a suprafețelor de asamblare ale componentelor de rezistență ale mașinilor unelte.

Determinarea rigidității statice la mașinile-unelte se face prin utilizarea unor aparate sau dispozitive, ce simulează încărcarea cu forțe care se montează în locul sculelor așchietoare. Aceste aparate au posibilitatea de a realiza o încărcare progresivă a structurii mașinii-unelte, cu forța de mărime comparabilă, cu cele rezultate în timpul procesului de prelucrare prin așchiere.

Dispozitivele cuprind elemente elastice care se deformează proporțional cu forța aplicată (dinamometre). Deformația este măsurată precis cu ajutorul comparatoarelor cu cadran (precizie 0,001mm) sau cu alt gen de traductori: inductivi, cu aer comprimat, rezistivi, tensometrici, capacitivi.

Pe baza constantei de etalonare a aparatului se determină forța F aplicată efectiv. Pe componentele de rezistență ale mașinilor unelte în diferite puncte sunt amplasați traductori de deformație: timbre tensometrice, comparatoare cu cadran, oglinzi reflectoare pentru interferometrul cu laser care măsoară cu precizie de 0,001mm, deformațiile structurii mașinilor unelte.

Prin prelucrarea datelor astfel măsurate, se verifică rigiditatea statică efectivă și se pune în evidență zonele subdimensionate sau supradimensionate ale mașinilor unelte.

Spre deosebire de caracteristica statică, caracteristica dinamică se obține în condițiile unei mărimi de intrare variabile în timp.

Această caracteristică se exprimă printr-o funcție ce depinde de pulsația mărimii de intrare și exprimă modul de comportare a mașinilor unelte la apariția vibrațiilor în procesul de așchiere.

Caracteristica dinamică se poate determina prin calcul sau experimental. Determinarea prin calcul ridică în general foarte multe probleme, deoarece implică o mare cantitate de date experimentale și empirice.

Calculul trebuie efectuat neapărat folosind un calculator electronic de mare putere și viteză de calcul, cu programe special adaptate acestui gen de calcul. Se utilizează calculul matricial pentru analizarea comportării sistemului elastic al mașinilor unelte în spațiul cu trei dimensiuni, în funcție de timp.

Masele componentelor m , constantele elastice k și factorul de amortizare al vibrațiilor, se calculează sau se determină adesea cu erori apreciabile. De aceea, în momentul de față se testează mașinile fizic. Se amplasează pe elementele componente ale structurii mașinilor unelte, traductoare piezoelectrice pentru măsurarea și înregistrarea amplitudinii frecvenței vibrațiilor.

Se determină spectrul de vibrații - componentele acestuia, frecvențele de rezonanță fundamentale, armonicile acestora și în funcție de acestea se adopta măsuri pentru îmbunătățirea performanțelor: îmbunătățirea reglajului static și dinamic, modificarea formei constructive, evitarea formelor ce produc efecte de rezonanță și amplificarea vibrațiilor, introducerea unor elemente componente cu rol special de amortizare al vibrațiilor.

În cercetarea experimentală s-au impus două metode:

1. Măsurarea cedării dinamice;
2. Testele de prelucrare.

Măsurarea cedării dinamice se efectuează experimental prin solicitarea mașinilor unelte cu o forță periodică având pulsația variabilă care reprezintă mărimea de intrare și măsurarea deplasării relative între sculă și piesă. Pentru crearea forței periodice se utilizează vibratoare electrodinamice, electromagnetice sau electrohidraulice iar deplasarea se măsoară utilizând traductoare de diverse tipuri.

Componenta variabilă a forței excitatoare și deformația sistemului elastic sub acțiunea acestei forțe se înregistrează concomitent pe aceeași bandă de hârtie sau film. Datele obținute prin prelucrarea oscilogramelor respective, permit desenarea caracteristicilor amplitudine-frecvență sau faza frecvență.

Pe baza acestor caracteristici se trasează caracteristica amplitudine-faza, care permite determinarea stabilității sistemului, a frecvențelor și amplitudinilor de rezonanță.

I.2.3.2. DEFORMAȚII TERMICE

Cantitatea de căldură degajată de la diferite surse duc la deformația elementelor constructive ale mașinii unelte fapt ce duce la modificarea distanței dintre obiectul de prelucrat și scula așchietoare afectând precizia de prelucrare.

Sursele de căldură ce duc la scăderea preciziei de prelucrare sunt:

- sursele de căldură proprii, ca rezultat al transformării în căldură a unei părți din lucrul mecanic de frecare al elementelor în mișcare;
- căldura mediului ambiant;
- căldura provocată de fenomenele de îmbătrânire și oboseală a materialelor pieselor mașinii;
- căldura degajată din procesul de așchiere ce se transmite parțial prin piesă la dispozitivul de prindere a piesei și apoi la mașina – unealtă, prin arborele principal, parțial prin cuțit la suport și mai departe la batiu.

Corespunzător nivelului fiecărei surse și schimbului de căldură dintre diferitele elemente constructive, iau naștere diferite deformații în diferite subansambluri constructive ale mașinii, deformații care variază cu timpul.

Sursele principale de căldură sunt în lagărele arborelui principal. Circa 60% din căldura care ia naștere în lagăre se propagă în cutia de viteze iar 40% în arborele principal fig. 1.2.3.2.a.

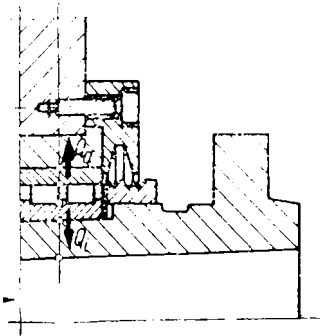


Fig. 1.2.3.2.a.

Această căldură provoacă deformații radiale și axiale ale arborelui principal, deci modificarea distanței dintre piesă și sculă și deci variații ale preciziei de prelucrare.

În figura 1.2.3.2.b și c, se arată variația temperaturii măsurate în puncte ale arborelui principal din figura 1.2.3.2.d. și temperatura uleiului din cutia de viteze funcție de timpul de funcționare și de turație.

O influență asemănătoare o are și jocul în lagăr. Temperatura lagărului depinde și de construcția acestuia.

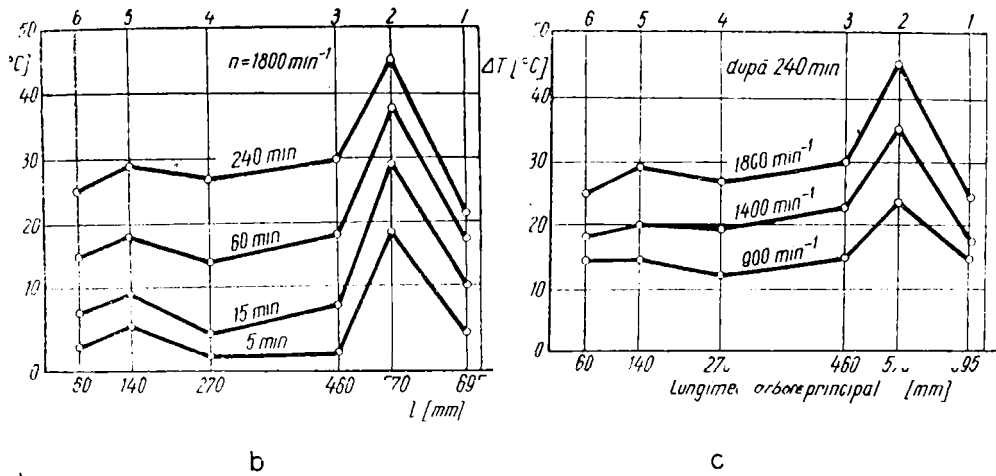


Fig.1.2.3.2.b, c.

Prin creșterea temperaturii, se micșorează jocul și scad amplitudinile vibrațiilor.

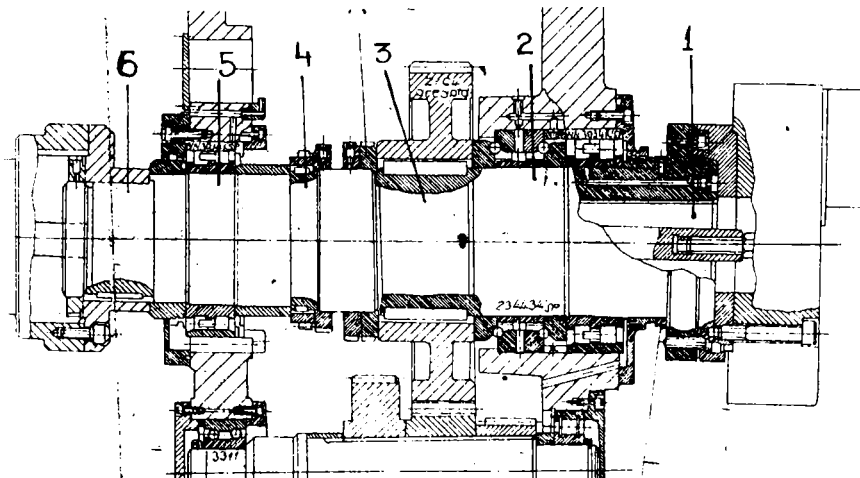


Fig. 1.2.3.2.d.

Aceasta are ca urmare o micșorare considerabilă a rugozității, a abaterilor de formă și poziție.

În afară de deformațiile radiale, apar și deformații axiale. Inconstanța acestora în timp provoacă nu numai inconstanța preciziei dimensionale axiale dar și erori de formă, precum și o rugozitate variabilă a suprafețelor prelucrate.

I.2.3.3. INFLUENȚA VIBRAȚIILOR ASUPRA PRECIZIEI MAȘINII

Cauzele vibrațiilor la strunjire trebuie căutate în forțele care acționează asupra sistemului vibrator.

Aceste forțe provoacă o deformație A a sistemului menționat, fig. I.2.3.3.a. Experimental s-a stabilit [H1] că la lăgăruirea

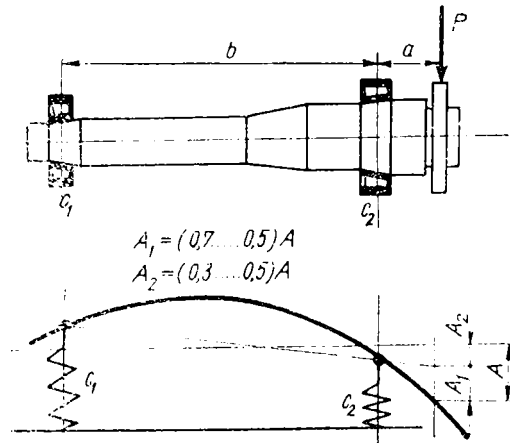


Fig. I.2.3.3.a.

cu rulmenți 30 – 50% din deformația totală A se datorește lagărelor, iar 70 – 50% arborelui principal. Pentru un anumit raport dintre distanța între lagăre și lungimea în consolă, deformația A are o valoare minimă [O1] fapt de care trebuie ținut cont la proiectarea mașinilor-unelte și la prelucrarea piesei pe o mașină-unelte. Se recomandă ca la arborele principal să existe raportul $d/D = 0,7$ unde

b.d. 75/1310

d – este diametrul interior al arborelui, iar D este diametrul exterior al arborelui [T1].

Componentele forței de așchiere F_p și F_c formează împreună forța de încovoiere F_a care împreună cu G (greutatea arborelui) provoacă o deplasare statică a arborelui principal și deci a axei de rotație a piesei.

Dacă sistemul este izotrop din punct de vedere dinamic, adică în orice direcție radială, constanta elastică "e" este aceeași, într-un plan perpendicular pe axa de rotație a piesei, ce trece prin punctul O (centrul de rotație a piesei), forța centrifugă va provoca o deplasare a axei de rotație pe o traiectorie circulară cu raza A_n .

În cazul anizotropiei poate fi eliptică sau de altă formă.

Privită dintr-o direcție oarecare, forța centrifugă va avea o componentă variabilă armonic care produce o vibrație forțată cu frecvența $f_n = n/60$ [Hz] și cu amplitudinea dată de expresia:

$$A = v_0 \frac{\eta^2}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4d^2\eta^2}}$$

unde: v_0 – viteza inițială a sculei așchietoare

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega}$$

Ω – pulsația

ω – pulsația vibrației amortizate

d – amortizarea relativă.

n – turația arborelui principal

În afară de acesta, lagărele cu rulmenți reprezintă excitatori de vibrație. Dacă inelul exterior este fix, iar cel interior se rotește, frecvența de excitație este dată de relația:

$$f_c = \frac{u \cdot z}{120} \cdot \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cdot \cos \alpha \right) \quad [\text{Hz}]$$

în care:

D_w – este diametrul corpurilor de rostogolire, [mm]

$$d_m = \frac{d + D}{2} - \text{diametrul mediu al lagărului} \quad [\text{mm}]$$

d – diametrul interior al rulmentului [mm]

D – diametrul exterior al rulmentului [mm]

u – turația [rot/min]

z – numărul de corpuri de rostogolire

α – unghiul de contact

Această frecvență crește liniar cu turația și poate pentru o anumită valoare a acesteia din urmă, să coincidă cu una din frecvențele proprii ale sistemului în rotație, fapt care duce la o mărire bruscă a amplitudinii acestei vibrații (rezonanță).

Prin mărirea numărului de corpuri de rostogolire și prin așezarea acestora pe două rânduri ca și prin realizarea unor căi și corpuri de rostogolire, cu rugozitate și abateri de formă și dimensionale minime, se poate micșora amplitudinea cu 70%.

Erorile de formă a rotelor duc la apariția vibrațiilor de frecvență

$$f_{c_s} = - \frac{u}{120} \cdot \frac{d_m}{D_m} \cdot \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right) \cdot \left(1 + \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right)$$

care duce la mărirea zgomotului și a rugozității suprafeței prelucrate [P1]

Erorile de formă ale căilor de rulare ale inelelor interioare produc o deplasare continuă a axei de rotație a arborelui principal, egală cu eroarea de formă, iar eroarea de formă ale căilor de rulare ale inelelor exterioare influențează poziția axei de rotație [P1].

Prin prestrângerea lagărelor cu rulmenți se asigură o centrare elastică a arborelui principal, iar erorile de formă ale elementelor constructive se elimină parțial.

Importanța lor constă în faptul că ele dau naștere unor forțe excitatoare care solicită arborele principal în frecvențele sale proprii.

Tot o sursă de vibrații o constituie și neechilibrarea coliviei elementelor de rostogolire. [W1] [L1].

Alte surse de vibrații la o mașină unealtă pot fi motoarele electrice prin neechilibrarea rotorului, fie prin lagărele cu rulmenți, fie prin neechilibrarea magnetică provocată de neuniformitatea câmpului magnetic [I2].

Roțile dințate reprezintă și ele o importantă sursă de vibrații s-a constatat că odată cu creșterea vitezei periferice a roților crește amplitudinea vibrațiilor, respectiv rugozitatea suprafeței prelucrate.

Procesul de așchiere reprezintă el însuși o sursă pentru apariția autovibrațiilor. Frecvența acestora este aproximativ egală cu

frecvența proprie principală a sistemului "cuțit-piesă-dispozitiv de prindere a piesei-mașină-unealtă".

În domeniul avansurilor mici, pot apare de asemenea autovibrații la ghidaje-suport-transmisie, stabilitatea mișcării depinde de forma și natura ghidajelor, de lichidul de ungere, de viteza de alunecare. S-a demonstrat că dacă crește numărul suprafețelor de sprijin crește stabilitatea de rotație în amplitudinea vibrației forțate ce apare, crește cu jocul și cu turația.

I.3. INFLUENȚA SUBANSAMBLURILOR MAȘINI-UNELTE ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE

I.3.1. INFLUENȚA BATIULUI.

Precizia de formă a pieselor executate pe strung depinde de menținerea pe toată durata ciclului de execuție, a poziției reciproce dintre ansamblurile fixe și cele mobile, poziție ce trebuie menținută constantă în timp. Acest fapt cere menținerea pozițiilor relative dintre bazele de fixare și cele de ghidare în timpul funcționării, fapt ce depinde esențial de forma constructivă a batiului.

Pentru a satisface această cerință se impune batiului o rigiditate statică și dinamică cât mai mare pentru a putea elimina sau a îndepărta într-o măsură cât mai mare deformațiile elastice care apar în timpul prelucrării pieselor pe strung datorită greutății piesei prelucrate, datorită forțelor de așchiere, a temperaturii și a vibrațiilor care apar în proces.

Pentru a elimina aceste inconveniente trebuiesc cunoscute mărimea și variația în timp a tuturor solicitărilor care apar în funcțiune și punctele de solicitare.

La solicitările compuse de încovoiere și torsiune, forma dreptunghi – cadru are cea mai bună comportare [B2], cu toate că la încovoiere ele se comportă mai slab decât secțiunile în dublu T, iar la torsiune decât cele inelare. Însă variantele de batiu cu secțiune trapezoidală conduce la o creștere spectaculoasă a rigidității [M2]. Pentru mărirea rigidității se dispun combinați pereti transversali cât și dispunerea lor în dublu diagonală. Cea mai mare rigiditate o asigură dispunerea nervurilor în fagure care prezintă dezavantajul prețului ridicat datorită dificultăților de turnare.

Sistemul de forțe și momente care acționează asupra batiului, cu sensuri și direcții dispuse spațial, variabile în timp ca mărime, direcție și punct de aplicare, duc la solicitări și deformații complexe. De aceea în calculul obișnuit al batiurilor se admit multe ipoteze simplificatoare [A1] [B3] [D3] [O2]:

- înlocuirea solicitărilor variabile cu solicitări statice, (la cazul cel mai defavorabil);
- înlocuirea formei reale a batiului cu forme care permit modelarea lui fie ca o grindă dreaptă cu secțiune constantă fie ca un cadru static nedeterminat;

Solicitările care încarcă batiul sunt date de componentele forței de așchiere, de greutatele subansamblurilor de pe batiu, de greutatea piesei de prelucrat, de eforturile de strângere între vârfuri ce produc prinderea piesei, de forțele de inerție și de forțele de reacțiune din fundație.

Considerând cazul unui semifabricat cilindric prins între vârfuri vom stabili forțele care acționează asupra batiului.

În primul rând sunt componentele forței de așchiere F_c , F_f , F_p ; F_v – forța de strângere între vârfuri; G_m – greutatea proprie a păpușii mobile; G_p – greutatea proprie a piesei de prelucrat; g_f – greutatea proprie a păpușii fixe pe unitatea de lungime, g_b – greutatea proprie a batiului pe unitatea de lungime.

Mai avem și reacțiunile saniei port cuțit datorate momentelor forțelor de așchiere $M_z \rightarrow R_{1Mz}$; $M_y \rightarrow R_{1My}$.

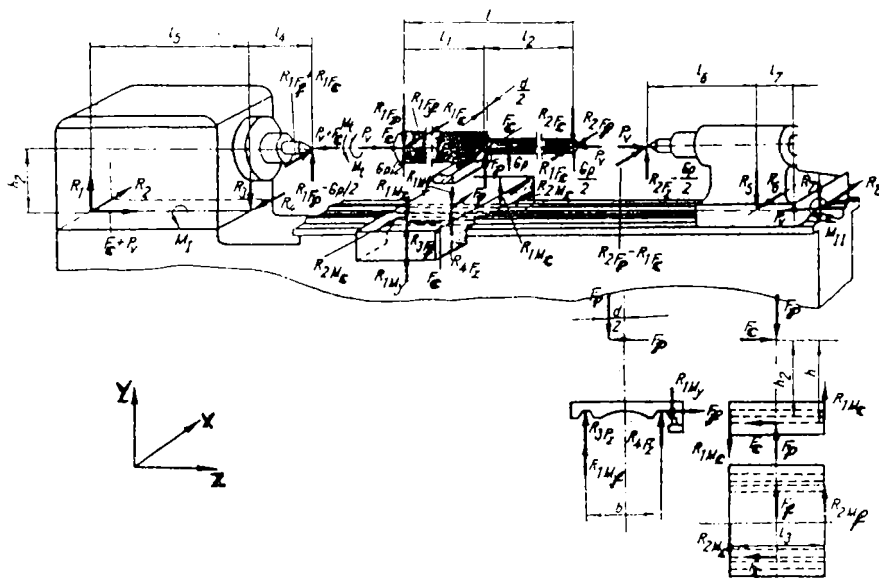


Fig. I.3.1.2.

Se obțin reacțiunile:

$$R_1 = \frac{I_4}{I_5} \left(\frac{I_2}{1} F_c - \frac{G_p}{2} \right) + \frac{h_2}{I_5} (F_p + F_v)$$

$$R_2 = \frac{I_4}{I_5} \left(\frac{I_2}{1} F_r + \frac{d}{2l} F_c \right)$$

$$R_3 = \frac{I_4 + I_5}{I_5} \left(\frac{I_2}{1} F_c + \frac{G_p}{2} \right) + \frac{I_2}{I_5} (F_c + F_v)$$

$$R_4 = \frac{I_4 + I_5}{I_5} \left(\frac{I_2}{1} F_r + \frac{d}{2l} F_p \right)$$

$$R_5 = \frac{I_6 + I_7}{I_7} \left(\frac{I_1}{1} F_c - \frac{G_p}{2} \right) + \frac{h_2}{2l} F_v$$

$$R_6 = \frac{I_6 + I_7}{I_7} \left(\frac{I_1}{1} F_c - \frac{d}{2l} F_p \right)$$

$$R_7 = \frac{I_6}{I_7} \left(\frac{I_1}{1} F_p - \frac{G_p}{2} \right) + \frac{h_2}{2} F_v$$

$$R_8 = \frac{I_6}{I_7} \left(\frac{I_1}{1} F_r - \frac{d}{2} F_p \right)$$

Ansamblul sanie-ghidaj este un organ de mașină de o importanță capitală în asigurarea preciziei dimensionale și de formă a suprafețelor prelucrate pe acestea

Pentru o analiză a deformării ghidajelor și a batiului vom prezenta un calcul de rezistență și rigiditate al batiurilor. Un astfel de calcul reduce corpul strungului la o grindă cu secțiunea închisă, cu pereți subțiri, solicitată la torsiune și încovoiere [A1] [B4] [C2].

În acest caz se pot folosi formulele lui Bredt [D4], care pornesc de la ipoteza că tensiunile tangențiale sunt constante pe grosimea K a peretelui, iar acțiunea acestor tensiuni este constantă pe contur $\tau \cdot K = ct$. De unde rezultă relațiile pentru calculul tensiunilor și deplasărilor unghiulare:

$$\tau = \frac{M_t}{2 \cdot K \cdot \Lambda}$$

$$\theta_1 = \frac{M_{t_1}}{4GA^2} \int_A \frac{ds}{k} \quad [\text{rad/mm}]$$

În cazul secțiunilor deschise, problema este mult mai complicată, metoda prezentată spre rezolvare de Föppl, când secțiunea deschisă poate fi aproximată cu o serie de dreptunghiuri se notează cu l_i latura mare a unui dreptunghi și cu t_i latura mică și avem:

$$\tau_{\max} = \frac{3M_{t_1}}{l_i t_i^2}$$

$$\theta = \frac{3M_{t_1} \cdot L}{G \cdot \sum_{i=1}^n l_i t_i^3} \quad [\text{rad}]$$

În cazul de față se prezintă calculul de rigiditate deoarece acesta determină precizia de prelucrare și calitatea suprafeței prelucrate cât și productivitatea. Pentru a fi cât mai exacti definim așa zisa rigiditate totală relativă la ansamblul mașină–unealtă–piesă –sculă ce este definită pentru deplasarea totală a vârfului sculei sub acțiunea componentelor forței de așchiere. Această formulă ar însuma în lanțul constructiv, deformațiile elastice ale tuturor părților componente. Definim rigiditatea la încovoiere (J_i) ca raportul dintre forța F și deplasarea δ sau ca produs dintre modulul de elasticitate (E) și momentul de inerție al secțiunii transversale (I).

$$J_i = \frac{F}{\rho} \quad [\text{N/mm}]$$

$$J_i = E \cdot I = M_{t_1} \rho \quad [\text{Nmm}^2]$$

Definim rigiditatea la torsiune J_t raportul dintre momentul de torsiune (M_{t_1}) și unghiul de răsucire specific (θ) sau ca produsul dintre modulul de elasticitate transversal (G) și momentul de inerție la torsiune (I_t)

$$J_t = \frac{M_{t_1}}{\theta} \quad [\text{Nmm/rad}]$$

$$J_t = G \cdot I_t \quad [\text{Nmm}^2]$$

Deci deplasarea totală y , în direcția radială, a vârfului cuțitului este dată de distanța dintre sculă și semifabricat în zona de contact a acestora:

- deformația piesei la prelucrat, piesa fiind considerată ca o grindă simplu rezemată, încărcată la mijloc cu forța F_y .

$$y_F = \frac{F_y \cdot l^3}{48EI} \Rightarrow J_{IF} = \frac{F_y}{y_F} = \frac{48EI}{l^3} = 2,4 \frac{d^4}{l^3} \cdot E$$

- deplasarea saniei (y_s) pe direcția y și produsă tot de forța F_y :

$$y_s = \frac{F_s}{J_{is}} \Rightarrow J_{is} = \frac{F_s}{y_s}$$

- deplasările celor două vârfurilor de prindere a piesei, din păpușa fixă (J_f) și păpușa mobilă (J_m). Când secțiunea deschisă poate fi aproximată cu o serie de dreptunghiuri

$$y_f = \frac{F_y}{2J_{if}} \Rightarrow J_{if} = \frac{F_y}{2y_f}$$

$$y_m = \frac{F_y}{2J_{im}} \Rightarrow J_{im} = \frac{F_y}{2y_m}$$

deci

$$y = y_f + y_s + \sum (y_f + y_m) = \left[\frac{1}{J_{if}} + \frac{1}{J_{is}} + \frac{1}{4} \left(\frac{1}{J_{if}} + \frac{1}{J_{im}} \right) \right] \cdot F_y$$

dar

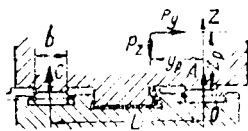
$$\frac{F_y}{y} = J_t \Rightarrow$$

$$J_t = \frac{4 \cdot J_{if} \cdot J_{is} \cdot J_{if} \cdot J_{im}}{4 \cdot J_{im} \cdot J_{if} \cdot J_{is} + 4 \cdot J_{if} \cdot J_{im} \cdot J_{if} + J_{if} (J_{is} \cdot J_{im} + J_{im} \cdot J_{if})}$$

I.3.2. INFLUENȚA GHIDAJELOR

Ghidajele reprezintă partea cea mai importantă și sensibilă a unui batiu, ele fiind supuse în același timp la presiune de contact și uzură prin frecare, fenomene ce afectează negativ precizia strungului.

În acest scop se prezintă pentru diferite tipuri de ghidaje calculul momentelor, reacțiunilor cât și deplasările liniare și unghiulare ce pot apărea.



$$\begin{aligned}
 M_x &= P_z y_p - P_y z_p & C &= \frac{M_x}{L} & P_A &= \frac{A}{z} \\
 M_y &= P_z x_p \pm P_y z_p & A &= P_z - C & P_c &= \frac{C}{z} \\
 \varphi_x &= \frac{c_p}{bL} (P_C - P_A) & b_z &= \frac{c_p P_A}{b} + \varphi_x y_p + \varphi_y x_p \\
 \varphi_y &= \frac{6M_z c_p}{\varepsilon b l^3} & \delta_x &= \varphi_y z_p + \varphi_z y_p
 \end{aligned}$$

P – forța ce soliciță ghidajul

A, C – reacțiuni în ghidaje

x_p, y_p, z_p – coordonatele punctului de aplicație a forței P .

L – distanța între role

b – lățimea rolei

φ_x, φ_y – rotirea în jurul axei x și y

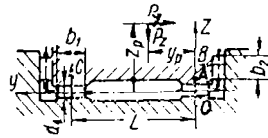
δ_x, δ_z – deformația liniară după axa x și z

c_p – coeficient de elasticitate (0,1...0,2)

$$\varepsilon = 1 - \left(\frac{H_0}{H} \right)^3$$

H – lungimea ghidajelor

$$H_0 = \frac{1}{2} H$$



$$B = P_y$$

$$M_x = P_z x_P - P_y z_P$$

$$C = \frac{M_x}{L}$$

$$P_A = \frac{A}{z}$$

$$M_y = P_z x_P \pm P_x x_P$$

$$A = P_z - C$$

$$P_C = \frac{C}{z}$$

$$M_z = P_y x_P \pm P_x y_P$$

$$P_B = \frac{B}{z}$$

$$\varphi_x = \frac{c_P}{b_1 L} (P_C - P_A)$$

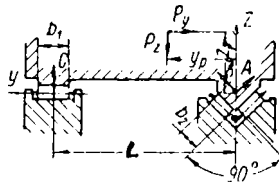
$$\varphi_y = \frac{c_P P_B}{b_2} + \varphi_x z_P + \varphi_z x_P$$

$$\varphi_y = \frac{6M_y t c_P}{\epsilon b_1 H^3}$$

$$\varphi_z = \frac{c_P P_A}{b_1} + \varphi_x y_P + \varphi_y x_P$$

$$\varphi_z = \frac{6M_z t c_P}{\epsilon b_2 H^3}$$

$$\varphi_x = \varphi_y z_P + \varphi_z y_P$$



$$C = \frac{M_x}{L}$$

$$M_x = P_z y_P - P_y z_P$$

$$A = 0,707(P_z - P_y - C)$$

$$P_B = \frac{B}{z}$$

$$M_y = P_z x_P \pm P_x z_P$$

$$B = 0,707(P_z + P_y - C)$$

$$P_C = \frac{C}{z}$$

$$M_z = P_y x_P \pm P_x y_P$$

$$P_A = \frac{A}{z}$$

$$\varphi_x = \frac{c_p}{L} \left[\frac{0,707(P_A + P_B)}{b_2} - \frac{P_C}{b_1} \right]$$

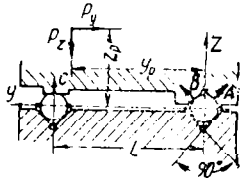
$$\varphi_y = \frac{12M_y t c_p}{\varepsilon(b_1 + b_2)H^3}$$

$$\varphi_z = \frac{6M_z t c_p}{\varepsilon b_2 H^3}$$

$$\delta_y = \left[z_p + \frac{(P_B - P_A)L}{P_B + P_A - 1,41P_C} \frac{b_1}{b_2} \right] (\varphi_x + y_z x_p)$$

$$\delta_z = \frac{c_p P_C}{b_1} + \varphi_x (L - y_p) + \varphi_y x_p$$

$$\delta_x = \varphi_x z_p + \varphi_z y_p$$



$$M_x = P_z y_p - P_y z_p$$

$$M_y = P_z x_p \pm P_x z_p$$

$$M_z = P_y x_p \pm P_x y_p$$

$$C = \frac{M_x}{L}$$

$$A = 0,707(P_z - P_y - C)$$

$$B = 0,707(P_z + P_y - C)$$

$$P_A = \frac{\Lambda}{z}$$

$$P_B = \frac{B}{z}$$

$$P_C = \frac{C}{z}$$

$$P_D = \frac{D}{z}$$

$$\varphi_x = \frac{c_m}{L} [0,707(P_A + P_B) - P_C]$$

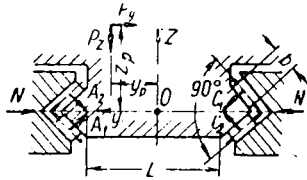
$$\varphi_y = \frac{6M_y t c_m}{\epsilon H^3}$$

$$\varphi_z = \frac{6M_z t c_m}{\epsilon H^3}$$

$$\delta_y = \left[z_p + \frac{(P_B - P_A)L}{P_B + P_A - 1,41P_C} \right] \varphi_x + \varphi_z x_p$$

$$\delta_z = c_m P_C - \varphi_x (L - y_p) + \varphi_y x_p$$

$$\delta_x = \varphi_y x_p + \varphi_z y_p$$



$$M_x = P_z y_p - P_y z_p$$

$$M_y = P_z x_p \pm P_x z_p$$

$$M_z = P_y x_p \pm P_x y_p$$

$$\varphi_x = \frac{2M_x t c_p}{bL^2 H}$$

$$\varphi_y = \frac{6M_y t c_p}{\epsilon b H^3}$$

$$\varphi_z = \frac{6M_z t c_p}{\epsilon b H^3}$$

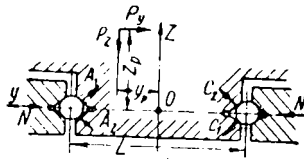
$$\delta_{y_0} = \frac{P_y t c_p}{2bH}$$

$$\delta_{z_0} = \frac{P_z t c_p}{2bH}$$

$$\delta_x = \varphi_y z + \varphi_z y$$

$$\delta_y = \varphi_{y_0} + \varphi_x z + \varphi_z x$$

$$\delta_z = \varphi_{z_0} + \varphi_x y + \varphi_y x$$



$$M_x = P_z y_p - P_y z_p$$

$$M_y = P_z x_p \pm P_x z_p$$

$$M_z = P_y x_p \pm P_x y_p$$

$$\delta_{y_0} = \frac{P_y t c_m}{2H}$$

$$\delta_{z_0} = \frac{P_z t c_m}{2H}$$

$$\varphi_x = \frac{2M_x t c_m}{HL^2}$$

$$\varphi_y = \frac{6M_y t c_m}{\epsilon H^3}$$

$$\varphi_z = \frac{6M_z t c_m}{\epsilon H^3}$$

$$\delta_x = \varphi_y z + \varphi_z y$$

$$\delta_y = \varphi_{y_0} + \varphi_x z \pm \varphi_z x$$

$$\delta_z = \varphi_{z_0} + \varphi_x y \pm \varphi_y x$$

La ghidajele cu bile – rigiditatea crește odată cu diametrul bilelor. Este mai avantajos să se mărească diametrul bilelor decât numărul lor, deoarece odată cu mărirea diametrului se micșorează efortul de tracțiune și presiunea pe suprafața de contact și în mod corespunzător crește rezistența la uzură. La rolele ac acționează forțe de frecare mărite apărând și pericolul alunecării acelor. Micșorarea diametrului la rolele ac sub 4 mm nu este recomandată, deoarece odată cu mărirea lungimii rolelor se micșorează presiunea pe suprafața de contact deci, crește rigiditatea. Practic odată cu mărirea lungimii rolelor, ea influențează negativ paralelismul ghidajelor, conicitatea rolelor și duce la neuniformitatea distribuției sarcinilor pe lungime. Pentru evitarea unor astfel de efecte negative se recomandă să nu se depășească lungimea rolelor de 25 mm și să se respecte raportul $\frac{l}{d} < 1,5 \div 2$.

Numărul corpurilor de rulare se alege funcție de condiția ca presiunea pe suprafața de contact să nu depășească valoarea calculată. Numărul corpurilor de rulare la fiecare ghidaj trebuie să nu fie mai mic de 12–15. Pe de altă parte este necesar ca presiunea de contact pe fiecare corp de rulare să nu fie prea scăzută. Pentru ghidajele cu bile este de dorit să se respecte condiția $P_{\min} \geq 3\sqrt{d} \frac{N}{\text{cm}^2}$

iar pentru ghidajele cu role $P_{\min} \geq 3 \frac{N}{\text{cm}^2}$ rezultând numărul optim de corpuri de rulare pe o fațetă pentru ghidajele cu role $Z = \frac{G}{3b}$; iar

pentru ghidajele cu bile $Z = \frac{G}{3\sqrt{d}}$ unde:

- b - lungimea rolei;
- d - diametrul bilei;
- G - greutatea ansamblului ce se sprijină pe fața ghidajului

Utilizarea unui număr mai mare de corpuri de rulare, deci utilizând sarcini mai mici pe fiecare rolă, nu determină mărirea rigidității ghidajelor.

După o anumită valoare a numărului de role, practic nu crește rigiditatea.

Spre exemplu, dacă numărul de corpuri de rulare crește de două ori, numărul corpurilor de rulare la o sarcină inițială de 3 daN/cm² și se ajunge la 1 daN/cm², nu se asigură o creștere esențială a rigidității, deoarece duce la creșterea coeficientului de elasticitate C_p de asemenea de două ori.

Erorile de execuție a corpurilor de rulare influențează în mare măsură precizia mașinii. Astfel toleranța dimensională a corpurilor de rulare care se admite este de 2 μm, iar la strungurile de mare precizie este de 1 μm.

Creșterea câmpului de toleranță dimensională a corpurilor de rulare de la 1 la 3 – 4 μm, determină o diminuare substanțială a rigidității (20 – 30%). Abaterea dimensiunilor roletelor, utilizate pentru fiecare ghidaj al unui subansamblu, trebuie să fie corelate între ele în caz contrar rezultă repartizarea inegală a presiunii pe lungimea roletelor.

Conicitatea permisă a rolor se stabilește prin calcul respectându-se condiția repartizării sarcinii pe întreaga lungime a rolor. Astfel pentru strunguri normale se acceptă o conicitate de un grad și pentru strunguri de precizie conicitatea este de maxim jumătate de grad.

De aici se observă că precizia ghidajelor cu bile în comparație cu cele cu role este nesemnificativă privind abaterea unghiurilor prismatice și erorile în execuția ghidajelor pe lățime și deci, ghidajele cu bile sunt preferate.

Abaterea de la liniaritate și paralelism în direcție longitudinală a ghidajelor influențează rigiditatea, gradul de distribuție al sarcinii.

Micșorarea abaterii globale de la liniaritate a pieselor asamblate la o lungime de contact de la $10 \div 4$ mm face posibilă creșterea rigidității ghidajelor aproape de 2 ori. Este de dorit să se asigure o abatere globală de la liniaritate a ghidajelor în limitele a 0,008–0,01 mm pe suprafața de contact pentru strungurile cu precizie normală și 0,005–0,006 mm la strunguri cu precizie ridicată. Netezimea suprafeței ghidajelor influențează semnificativ capacitatea lor de funcționare. Odată cu micșorarea microneregularităților – se mărește rigiditatea ghidajelor și se diminuează pierderile prin frecare. Creșterea diametrului microneregularităților de la 0,007 – 0,008 până la 0,015 – 0,020 mm duce la diminuarea rigidității până la 2,5 ori și la creșterea semnificativă a coeficientului de frecare (aproximativ de 2 ori). Și invers, la micșorarea diametrului microneregularităților de la 0,007 – 0,008 mm până la 0,003 – 0,005 mm, duce la creșterea rigidității ghidajului la aproape 2 ori și la scăderea coeficientului de frecare de 1,5 ori.

1.3.3. INFLUENȚA PINOLEI

În timpul procesului de prelucrare sistemul "arbore principal–piesă–vârf de centrare–pinolă" se deformează. Rigiditatea fiecărui element al acestui sistem și legăturile dintre aceste elemente determină forma și mărimea deformațiilor, aceasta indiferent de rigiditatea piesei de executat.

Când piesa este puțin rigidă, deformarea sistemului, provocată de strângere, la prinderea între vârfuri, poate fi de forma următoare.

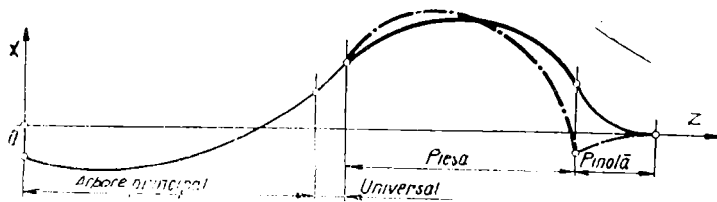


Fig. I.3.3.1.

În cazul strunjirii unei piese rigide se deformează dispozitivul de prindere a piesei, arborele principal, vârful de centrare și pinola.

Din acest motiv axa de rotație a piesei nu mai coincide cu cea ideală, adică nu mai este paralelă cu traiectoria vârfului cuțitului, ci are o poziție înclinată A_1B_1, A_2B_2 conform figurii I.3.3.2.a,b.

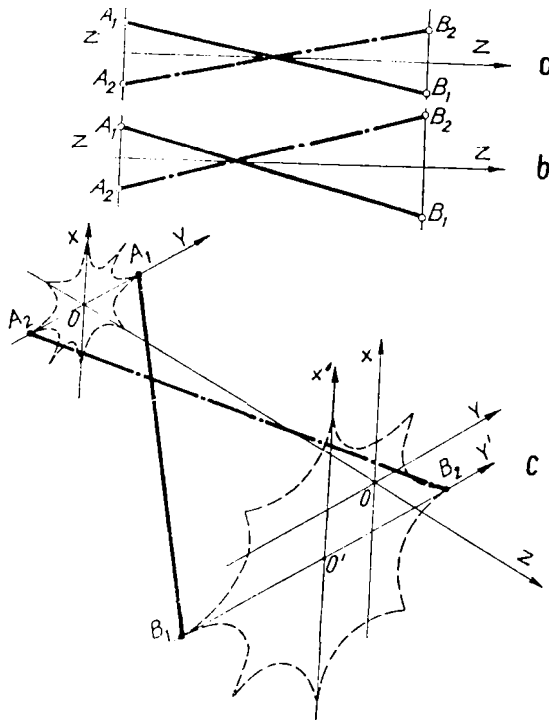


Fig. I.3.3.2. a,b,c.

În fig. I.3.3.2. a,b,c, se prezintă pozițiile extreme ale axei piesei, prezentate într-un plan oarecare, ce trece prin axa ideală de rotație.

La capătul dinspre arbore principal traiectoria nu poate fi decât un cerc sau o elipsă, în timp ce la capătul din dreapta (dinspre pinolă) mai poate fi și o cardioidă. În fig. I.3.3.2.c, se observă, de exemplu că, în cazul în care deformația pinolei este mare în comparație cu cea a arborelui principal, traiectoria axei la capătul dinspre pinolă este dată de trei mișcări: o mișcare eliptică sau translatorie a pinolei într-un plan oarecare, pozițiile B_1 și B_2 , o mișcare circulară a vârfului de centrare, între aceste două poziții și o mișcare vibratorie în frecvență proprie. Forma traiectoriei depinde de poziția punctelor B_1 și B_2 , La forțe axiale mari, punctele B_1 și B_2 se află într-o singură parte a axei ideale O' , adică traiectoria axei de rotație a piesei la capătul din dreapta se află departe de axa ideală. Din acest motiv, rezultă o traiectorie în formă de cardioidă care transmițându-se la suprafața piesei în procesul de așchiere, dă naștere unui contur eliptic.

Creșterea erorii de circularitate la capătul din stânga al piesei (arbore principal) se explică prin forma cardioidică a conturului piesei forme extrem de nefavorabile pentru asamblări.

La mijloc, piesa are erori de prelucrare mai mici pentru că abaterile de la forma circulară a axei de rotație a acesteia sunt mici. În fig. I.3.3.3.a și I.3.3.3.b sunt prezentate contururile piesei la capătul dinspre arbore principal respectiv la cel din dreapta (dinspre pinolă).

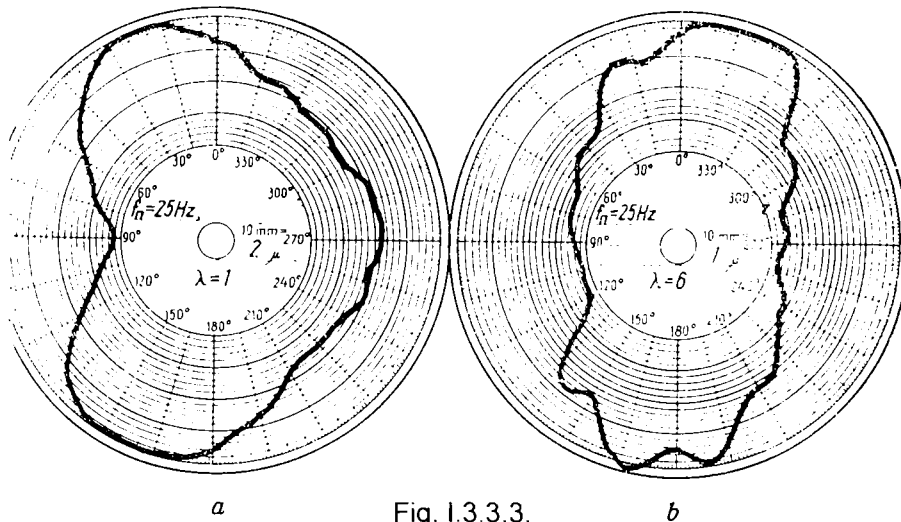


Fig. I.3.3.3.

Același lucru se întâmplă dacă în locul forței axiale are loc o forță radială puternică.

Sub acțiunea unor astfel de fenomene, ia naștere abaterea de la forma circulară a piesei, abaterea care este provocată atât de vibrația proprie a piesei cât și de deformația sistemului "pinolă-vârf de centrare".

Deci o soluție pentru micșorarea erorii de prelucrare este o pinolă rotitoare, exact ca arborele principal, cu o rigiditate constantă în orice direcție radială pentru a menține în parametrii forma circulară de rotație a axei de rotație.

Rigiditatea strângerii și durabilității vârfului fix pot fi mărite prin armarea acestuia cu carburi metalice și răcirea printr-o gaură axială, care să permită fluidului de răcire-ungere să iasă printre vârful de centrare și piesă.

Trebuie menționat că măsurarea oricărui parametru (bătăi sau rigidități) în afara înregistrării traiectoriei axei de rotație a piesei, nu poate spune decât extrem de puțin calitativ și cantitativ despre eroarea de prelucrare.

În figura 1.3.3.4. se arată variația rugozității funcție de lungime pentru două lungimi diferite ale pinolei în consolă ($l_p = 50$ și $l_p = 200$ mm).

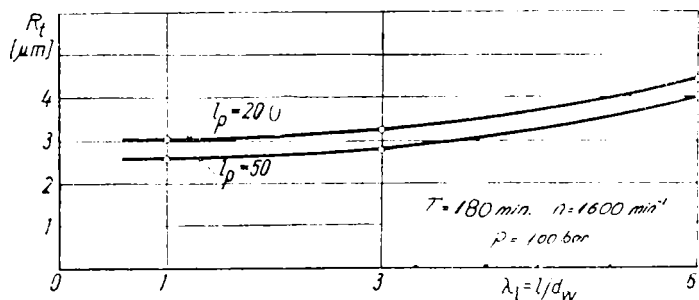


Fig. 1.3.3.4.

Creșterea rugozității cu lungimea pinolei se explică prin micșorarea frecvenței proprii (fig.1.3.3.5.a) și creșterea amplitudinii vibrației proprii cu creșterea lungimii pinolei în consolă (fig. 1.3.3.5.b).

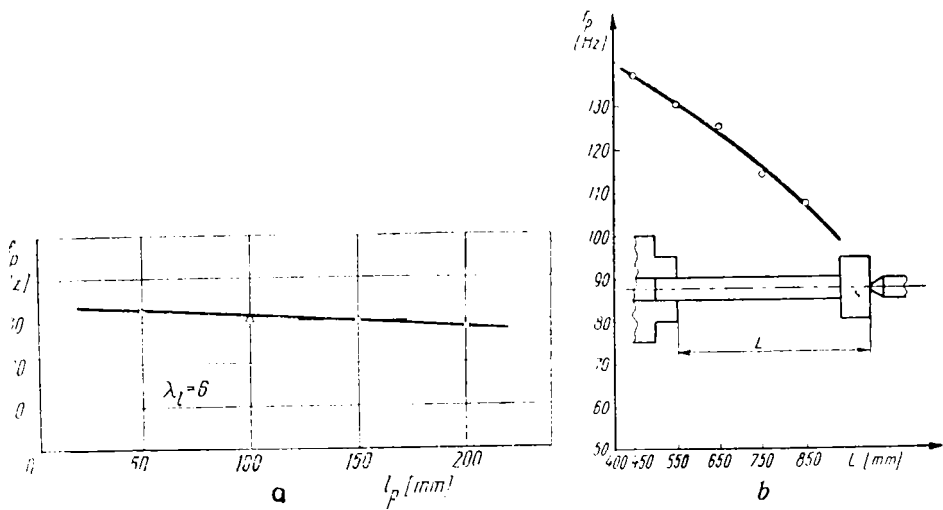


Fig. 1.3.3.5.

Variația lungimii pinolei are o influență neglijabilă asupra formei eliptice a conturului piesei la capătul din dreapta, dar poate influența poziția acesteia și deci precizia dimensională.

1.3.4. INFLUENȚA SUBANSAMBLULUI ARBORE PRINCIPAL ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE

O tendință importantă în construcția mașini unelte cu CNC, constă în utilizarea acționării cu motoare electrice cu turație reglabilă pe întreg domeniul de lucru. Se utilizează frecvent motoare de curent continuu cu cuplu mărit, pentru acționarea lanțurilor cinematice de avans. Deoarece aceste motoare au un domeniu mare de reglare al turației, se cuplează direct cu șuruburile conducătoare, eliminând transmisiile mecanice generatoare de erori de prelucrare datorită jocurilor normale și a rigidității limitate a acestora.

Se mărește astfel precizia lanțului cinematic, îmbunătățindu-se în același timp caracteristicile dinamice. Se utilizează și motoare electrohidraulice pas cu pas în special la acționarea lanțurilor cinematice de avans a unor mașini unelte grele.

La acționarea arborelui principal se utilizează tot mai frecvent motoare de curent continuu, care transmit mișcarea arborelui principal prin intermediul unei cutii de viteze simple.

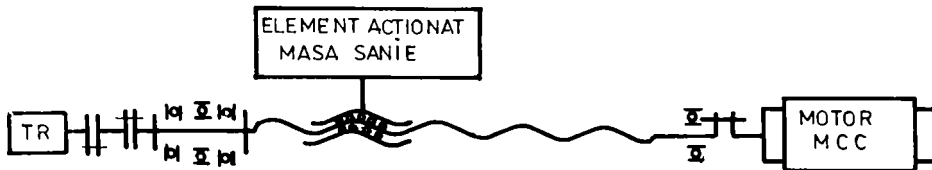


Fig. I.3.4.1.

Acestea sunt prevăzute cu cuplaje electromagnetice sau cu roți baladoare deplasate pe cale hidraulică. O atenție deosebită se acordă lăgării arborelui principal de care depinde într-o mare măsură precizia întregii mașini.

Se folosesc cu precădere rulmenți cu role cilindrice sau role conice care au o mare capacitate de încărcare statică și dinamică, care asigură o rigiditate foarte mare arborelui principal.

Rulmenții trebuie să fie realizați din oțeluri extrem de dure rezistente la coroziune și uzură, cu tratament termic complex care să asigure și stabilitatea dimensională a acestora, prin eliminarea tensiunilor interne generatoare de deformări, ovalizări, pretensionări suplimentare ce afectează precizia de prelucrare.

Rulmenții arborelui principal trebuie să aibă asigurată o ungere abundentă pentru a menține lagărul la temperaturi joase de funcționare sub 60 grade Celsius, chiar și la solicitări mari și de durată ce apar în cazul așchierii intensive.

Centrarea arborelui principal prin montarea rulmenților în carcasa în poziții bine precizate care să asigure compensarea unor eventuale abateri de poziție al arborelui principal și pretensionarea pachetelor de rulmenți pe arbore, prin folosirea unor chei dinamometrice și a comparatoarelor pentru măsurarea deformației ce apare în timpul strângerii, sunt operații deosebit de importante de care depinde în mod esențial precizia de prelucrare ce va putea fi obținută pe mașini unelte.

Orientarea corectă a axei arborelui principal și rigiditatea rulmenților obținută prin pretensionarea corectă a lagărelor cu ajutorul piulițelor de reglaj, asigură realizarea unei precizii mărite de prelucrare.

Pentru micșorarea frecărilor și mărirea preciziei se utilizează șuruburi cu bile și ghidaje de rostogolire sau hidrostatice. În cazul șuruburilor cu bile și a ghidajelor de rostogolire compensarea

dimensională, scoaterea jocurilor și pretensionarea corectă a ansamblului sunt esențiale pentru obținerea preciziei de ghidare și de avans.

În construcția mașini unelte arborii și lagărele constituie subansambluri care asigură transmiterea mișcării de la motorul sau elementul de antrenare până la ultimul element din lanțurile cinematice generatoare sau auxiliare.

În funcție de rolul funcțional se deosebesc:

- arbori intermediari
- arbori principali.

Arborele principal susține piesa și imprimă acesteia mișcarea de așchiere de rotație, având rolul funcțional deosebit în construcția mașini unelte.

Precizia mișcării determină direct precizia și calitatea suprafeței prelucrate. Aceasta face necesar ca ansamblul arbore principal - lagăre să îndeplinească următoarele condiții:

- transmiterea uniformă și cât mai precisă a mișcării de rotație pentru arborele principal fiind impuse limite strânse ale bătăii radiale și axiale.
- să fie suficient de rigid la solicitări statice și dinamice, rigiditatea fiind determinată de forma constructivă, cedările elastice ale arborelui și lagărelor, mărimea și direcția forței de așchiere, distanța între lagăre, mărimea și poziția maselor montate pe arbore.
- să aibă o durabilitate mare în sensul păstrării preciziei inițiale
- influența deformațiilor termice și a altor surse perturbatoare generatoare de vibrații să fie cât mai mică. Pentru aceasta la unele mașini-unelte arborele principal este montat într-o carcasă separată de celelalte mecanisme ale lanțului cinematic principal.
- să prezinte rezistența la uzura pe suprafețele de lucru
- să asigure fixare rapidă a piesei

Forma ansamblului arbore principal-lagăre este foarte variată, fiind determinată îndeosebi de tipul și mărimea mașini-unelte, de tehnologia de prelucrare și de montaj, de necesitatea de reglare a jocurilor radiale și axiale.

Lagărele folosite pentru susținerea arborilor pot fi de alunecare sau de rostogolire, pentru care se impun condiții de precizie, durabilitate, simplitate constructivă, reglare și întreținere ușoară, cost de execuție redus.

Rulmenții sunt folosiți mai mult, datorită avantajelor ce le prezintă în comparație cu lagărele de alunecare. Ei se aleg în

concordanță cu direcția, mărimea și caracterul forței care soliciță arborele, cu turația acestuia și cu durabilitatea și precizia impusă.

Pentru lăgărirea arborelui principal se folosesc diferite tipuri de rulmenți, cu bile, cu role cilindrice sau conice și cu ace.

Ungerea se realizează cu ulei prin orificiile prevăzute în carcasă iar etanșarea se asigură prin labirinturi.

Arborii principali sunt prevăzuți cu alezaje coaxiale prin care se introduce semifabricatul lung sau mecanismele sistemului de strângere a acestuia. Aceasta reduce din rigiditate și stabilitatea la vibrații a arborelui ceea ce face necesară o dimensionare atentă a sa și a lagărelor ce îl susțin.

1.3.4.1. INFLUENȚA CONSTRUCȚIEI SUBANSAMBLULUI ARBORE PRINCIPAL LA UN STRUNG NORMAL ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE

Soluția de lăgărire a arborelui principal la un strung normal SN 281 este mai simplă. Lagărul din față este format din rulment radial cu role cilindrice pe doua rânduri cu alezaj conic, iar lagărul din spate din doi rulmenți radiali axiali cu bile pe un rând montați în "O".

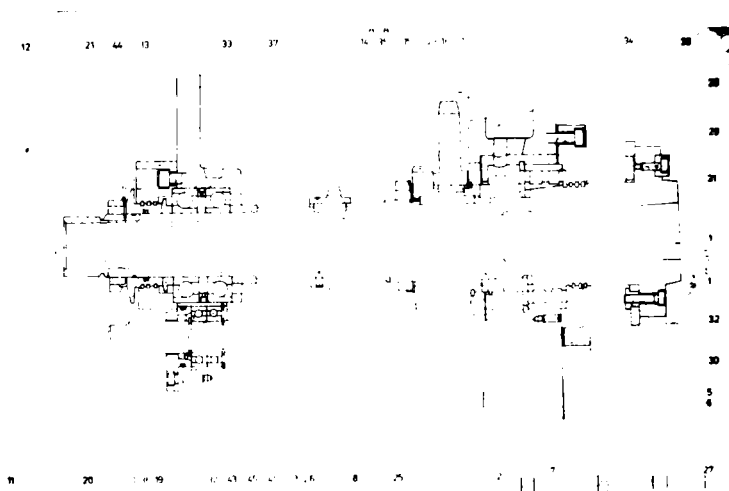


Fig. 1.3.4.1.a.

Eforturile radiale sunt preluate de ambele lagăre iar cele axiale numai de lagărele din spate. Reglarea jocului la lagărul din față se face cu ajutorul piuliței cu caneluri 8, rulmentul 38 fiind montat pe suprafața conică 1:12 a arborelui (fig. I.3.4.1.a).

Piulița 8 presează roata dințată 16 pe distanțierul 18 care împinge rulmentul 38 pe conul arborelui principal. Piulița se strânge cu cheie dinamometrică pentru a realiza o pretensionare corectă a rulmentului din față a arborelui principal. Asigurarea contradesfacerii piuliței 25 este realizată cu ajutorul unei șaibe de siguranță.

Pentru reglarea jocului rulmenților radiali axiali ai lagărului din spate se folosește piulița cu caneluri 12 asigurată cu șaiba de siguranță 21. Piulița presează discul gradat 11 prevăzut cu labirintul de etanșare, pe distanțierul 10 iar acesta presează primul rulment separat de cel de al doilea rulment prin inelul distanțier 9.

Pachetul de rulmenți se reazemă în umărul carcasei păpușii fixe și în flanșă de capăt 13 prinsă de corpul carcasei cu șuruburile 33. Alezajele din carcasă corespunzătoare lagărelor arborelui principal sunt realizate cu o precizie crescută corespunzătoare clasei a 5 de precizie ISO și rugozitate $Ra=1,6 \mu m$. Aceste alezaje asigură orientarea corectă a axei arborelui principal și rigiditatea lagărelor. De precizia lor de execuție depinde precizia strungului în bună măsură.

I.3.4.2. INFLUENȚA CONSTRUCȚIEI SUBANSAMBLULUI ARBORE PRINCIPAL LA UN STRUNG CNC ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE

Soluția de lăgăruire a arborelui principal la un strung CNC este diferită față de un strung normal. Lagărul din față este destinat preluării atât a sarcinilor radiale cât și a celor axiale, realizând astfel descărcarea cât mai mult posibilă a eforturilor pe drumul cel mai scurt către suprafețele de rezemare ale carcasei păpușii fixe (fig.I.3.4.2.a).

Astfel se reduce starea de încărcare a arborelui principal și deci și săgețile și rotirile în reazeme vor fi mult diminuate având ca efect creșterea preciziei de orientare a axei arborelui.

Rigiditatea se îmbunătățește considerabil față de cazul preluării efortului axial pe lagărul din spate al arborelui principal.

Rulmentul radial cu role cilindrice pe două rânduri asigură o rezemare foarte rigidă în plan radial deoarece rolele au un contact

liniar cu calea de rulare ceea ce reduce mult presiunea de contact hertzian și deformare elastică a corpurilor de rulare, efortul fiind redistribuit pe un număr mare de role. Rulmentul radial axial în montajul "O", realizează preluarea efortului axial printr-un număr mare de bile și mărește rigiditatea în reazem în plan vertical și în plan orizontal a axei arborelui principal sub acțiunea forțelor de așchiere.

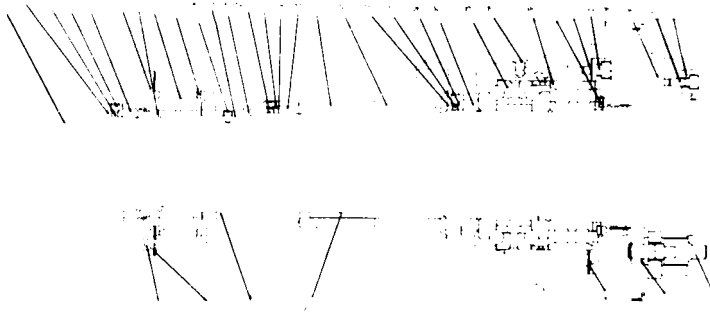


Fig. I.3.4.2.a.

Reglarea jocului pentru exemplul din figură (I.3.4.2.a), se face cu ajutorul piulițelor 14 și 13 care se strâng pe același filet pentru mărirea rigidității pretensionării pachetului de rulmenți al lagărului.

Piulița 13 are un sistem de blocare pe filet cu ajutorul pastilei 3 din cupru ușor deformabil și al știftului filetat 26 pentru a evita destrângerea sau slăbirea pretensionării lagărului în timpul funcționării.

Rulmentul din față fiind montat pe suprafața conică 1:12 a arborelui principal este pretensionat în sens radial pentru eliminarea completă a jocului și asigurarea rigidității lagărului.

Umărul carcasei păpușii fixe, distanțierul 13 și capacul față 18 asigură preluarea eforturilor axiale și menținerea poziției axiale al pachetului de rulmenți ai lagărului din față. Piulițele se strâng cu ajutorul unei chei dinamometrice.

Pretensionarea exagerata produce supraîncălzirea lagărului, iar pretensionarea insuficientă duce la apariția cedării prea mari a lagărului sub acțiunea forțelor de așchiere.

Montarea rulmenților în alezaj conic permite scoaterea jocului radial. Scoaterea jocului radial și pretensionarea radiala a lagărului din spate se face cu ajutorul piulițelor 2 și 4 care se strâng pe același filet pentru mărirea rigidității pretensionării rulmentului lagărului.

Pe arborele principal se afla montate roți dințate cu diferite funcțiuni. Înspre lagărul din față se afla grupul de roți dințate care transmit arborelui principal mișcarea de așchiere de rotație de rotație. Roata din poziția 12 transmite mișcarea la turatii mici și moment de torsiune foarte mare de aceea este amplasată cât mai aproape de lagărul din față, forțele de angrenare fiind foarte mari.

Aceste forte se descarcă pe lagărul din față cu capacitate mare de încărcare statică și dinamică. Pentru o precizie cât mai mare a arborelui principal această roată este centrată și pretensionată pe o suprafață de așezare conică a arborelui principal.

Piulița 9 cu sistem de blocare pe filet cu știftul 4 și pastila 3 împreună cu piulița 10 strâng și pretensionează pachetul de roți dințate 11 și 12 pe suprafața conică a arborelui principal pentru eliminarea totală a jocurilor care ar putea afecta precizia de rotație a semifabricatului în timpul operației de filetare în legătură cinematica cu mișcarea de avans realizata electronic, prin interpolatorul comenzii numerice.

Roata 22 (23,24) este amplasată spre lagărul din spate al arborelui principal. Această roată preia mișcarea de rotație a arborelui principal și o transmite traductorului de rotație IGR cu raport de transmitere 1:1. Traductorul transformă mișcarea în semnal electric ondulatoriu care informează în permanența comanda numerică despre poziția, orientarea, viteza de rotație a arborelui principal până la o precizie de sutime de grad.

Acest angrenaj este un angrenaj de precizie foarte ridicată supus la eforturi foarte mici - doar momentul rezistent al traductorului IGR. Mișcarea de măsurare trebuie să treacă printr-un număr minim de elemente de transmitere, cu jocuri minime și foarte rigide relativ la momentul transmis pentru a putea transmite comenzii numerice cu cât mai mare acuratețe datele referitoare la poziția reală a arborelui principal la un moment dat.

De precizia acestui angrenaj depinde în mare măsură precizia realizată la operațiile de filetare și interpolare a conturului pieselor. Arborele principal trebuie centrat static și dinamic.

Ungerea și răcirea lagărelor se realizează cu ulei împins cu presiune prin tubulatura instalației de ungere de pompa de ungere. Temperatura de funcționare a lagărelor nu are voie să depășească 60 grade Celsius.

Capul arborelui principal permite montarea universalului, al platoului, al vârfului de centrare și a inimii de antrenare, a semifabricatului prins între vârfuri.

În concluzie, din compararea arborelui principal al unui strung normal cu strungul CNC rezultă următoarele :

- lăgărirea arborelui principal al unui strung normal este mai simplă cu un preț de cost mai mic dar și cu o precizie ceva mai mică
- lăgărirea arborelui principal al unui strung CNC este mai pretentioasă, mai precisă, mai rigidă, cu capacitate de încărcare statică și dinamică mai mare, cu o precizie cinematică foarte bună, dar și cu un preț de cost substanțial mai ridicat.

I.3.4.1. ÎNLĂTURAREA JOCURILOR ÎN MECANISMELE MAȘINILOR-UNELTE

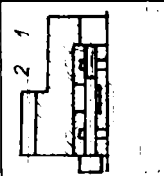
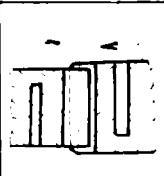

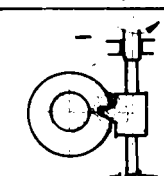
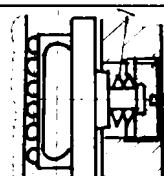
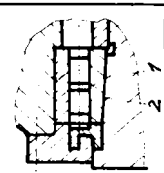
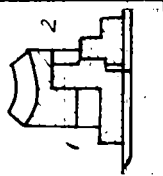
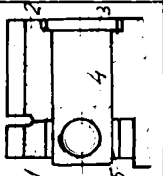
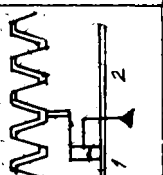
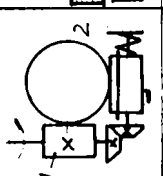
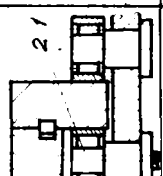
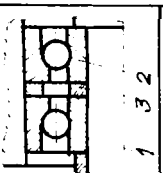
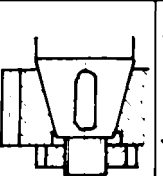
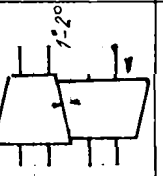
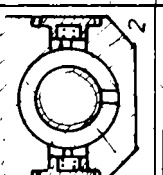
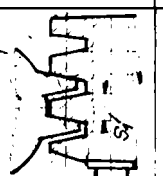
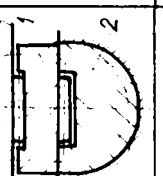
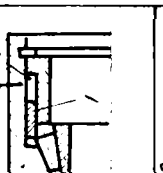
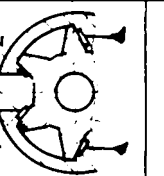
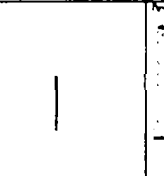
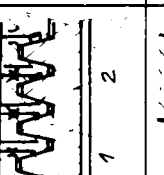
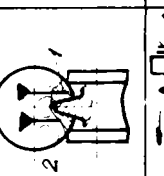
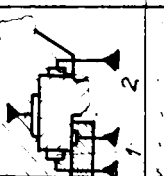
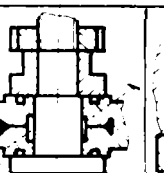
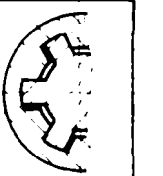
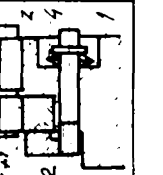

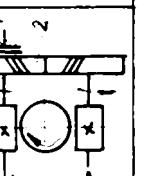
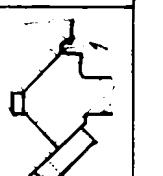
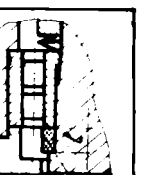
Siguranța în funcționare și precizia majorității mecanismelor de mașini-unelte depinde în măsură însemnată de jocurile în cuplaje, suport de transmisii.

În mod frecvent jocurile influențează negativ indicatorii de exploatare, din acest motiv constructorii sunt preocupați permanent de căutarea unor soluții eficiente care înlătură total sau cel puțin parțial jocurile.

Pentru mașini unelte cu CN, aceasta problemă este deosebit de actuală, întrucât exercită influență, de asemenea asupra funcționării sistemului de acționare, sistemului de comandă.

Trebuie să remarcăm în mod deosebit așa numitele jocuri elastice care apar ca rezultat al deformării elementelor mașinii unelte (în particular a ghidajelor) la schimbarea sensului de mers al mișcării.

Jocurile elastice depind de rigiditatea cuplării, de forțele de frecare, de distanța de la ghidaje până la locul măsurării.

| Efectul utilizat | FELUL cuplj, transmisiei, suportului | | | | | |
|--|---|--|--|--|--|---|
| | Arbori | Transmisii dințate | Surub-pui. Mec-dremol. | Transm. melcok | Ghidaje | Logore |
| I Proprietăți elastice ale materialului |  |  |  |  |  |  |
| II Deplasarea relativă a elementelor |  |  |  |  |  |  |
| III Efectul de pană |  |  |  |  |  |  |
| IV Ungea hidrostatică |  |  |  |  |  |  |
| V Alte efecte |  |  |  |  |  |  |

Tab. I.3.4.1. SCHEMELE ÎNLĂTURĂRII JOCURILOR LA ARBORI

La baza dispozitivelor pentru înlăturarea jocurilor este pusă utilizarea unor serii de efecte fizico-tehnice, dintre care cele mai răspândite sunt reprezentate în tabelul I.3.4.1.

Mai frecvent se utilizează proprietățile elastice ale materialului, deplasările relative ale elementelor, de asemenea efectul de pană.

Cuplajul din schema I.1 (tab.I.3.4.1) este bazat pe deformarea unei bucșe silfonice (a se vedea liniile de hașură), care asigură atât transmiterea momentului, cât și o centrare precisă a roții dințate 2.

În schemele I.2 și I.4 jocul în angrenajele transmisiilor cilindrice și corespunzător melcate, se înlătură drept rezultat al apropierii radiale al roților-pereche I.2 sau al melcului față de roata melcată I.4.

În această situație, datorită unei tendințe de cedare, apare o majorare artificială a distanței dintre elemente în sens radial, rigiditatea transmisiei fiind scăzută.

Compensarea jocului în transmisiile șurub - piuliță de alunecare (I.3) și în ghidajul de rostogolire (I.5) se face cu ajutorul resortului 1. Serajul într-un rulment cu role cilindrice pe doua rânduri (I.6) se reglează deformând inelul interior 1 prin deplasarea lui axială pe fusul conic 2. Schemele II.1-II.6 ilustrează înlăturarea jocului prin deplasarea relativă sau rotirea pieselor 1 și 2. Astfel de cuplaje de regulă se caracterizează printr-o rigiditate înaltă.

În schema II.1 este prevăzută rotirea relativă a pieselor 1 și 2 a ansamblului butuc al roții melcate; în schema II.2 deplasarea relativă tangențială (distanțarea) a coroanelor dințate 1 și 2, se realizează cu ajutorul șurubului 4 care intersecționează cu știftul 3 și cu suprafața frontală a canelurei 5, executată sub forma de coroană 1.

Deplasarea axială a arborilor melc 1 și 2 în transmisia melc-cremalieră (II.3) și a melcului 2 (II.4), a perechii melcate, se realizează cu ajutorul unui cilindru hidraulic sau al unui resort.

Serajul în ghidajele de rostogolire (II.6) se realizează prin rotirea excentricului 2 (e-excentricitate), iar în lagărele radial-axiale (II.6) prin apropierea inelelor 1 și 2, prin șlefuirea suplimentară a compensatorului 3.

În cadrul dispozitivelor realizate după schemele III.1-III.6. pentru înlăturarea (micșorarea) jocurilor sunt utilizate proprietățile îmbinărilor conice sau prin pană.

În transmisiile cu șurub ale acționării avansului (III.3), jocul se compensează prin rotirea automată a semipiulițelor 1 și prin resortul 2. Jocul într-o transmisie melcată (III.4), se micșorează

periodic în urma uzurii roții melcate 1 prin deplasarea axială (a se vedea săgeata), a melcului 2.

Compensarea jocului în ghidajele de rostogolire cu role (III.5) se realizează prin deplasarea axială a suportului 1 fixat pe pana 2, care are o suprafață de forma conică.

În această situație are loc de asemenea, autopoziționarea suportului 1. Serajul constant într-un rulment cu role conice (III.6) se asigură printr-o solicitare axială a roților prin bucșa 1, asigurând admisia uleiului sub presiunea constantă în incinta 2.

În suport și transmisiile hidrostatice închise (IV.1-IV.6), jocurile se înlătură datorită însăși principiilor de funcționare, când uleiul sub presiune pătrunde în buzunarele opuse 1 și 2 și umple jocul între suprafețele de lucru.

Efectuarea ungerii hidrostatice se folosește, de exemplu, în ghidajele arborelui principal 3 (IV.1) la danturarea cu cuțit roată, ghidaje destinate pentru realizarea mișcării de dute-vino și la transmisia hidrostatică melc-cremalieră (IV.3), cu buzunare pe cremalieră, folosite la mașini-unelte grele, la o lungime mare de deplasare.

Realizarea ungerii hidrostatice într-o transmisie melcată (IV.4), este posibilă numai în cazul profilelor speciale ale roții și melcului (de exemplu, în transmisiile globoidale), care asigură un joc mic și destul de constant în zona de angrenare, care joacă rol de etanșare.

Compensarea jocurilor garantează o precizie înaltă a deplasării subansamblelor (IV.5), inclusiv la schimbarea sensului de mers, un grad de ermetizare ridicat și precizia dimensională a subansamblelor arborelui principal (IV.6).

În schemele V.1.-V.6 pentru lichidarea jocurilor se utilizează diverse efecte. Prin utilizarea masei plastice autosolidificabile, injectate în îmbinarea cu caneluri, se înlătură jocurile laterale (V.1).

Pentru realizarea unui seraj inițial, la angrenarea roților dințate (V.2), se folosește alunecarea relativă a roților 1 și 2, numărul de dinți ale cărora diferă cu o unitate (z și $z+1$). Ambele se găsesc în angrenare cu roata 3, iar roata 2, întotdeauna în urmă față de 1 și se strânge spre partea opusă a profilului dintelui roții 3.

Efortul cu care se compensează jocul, se reglează prin resortul 4. În transmisia prin șurub (V.3), sunt utilizate proprietăți magnetice: mișcarea de rotire de la șurubul 1 la piulița 3 se transmite fără

contact, datorita interacțiunii câmpurilor magnetice care apar în spirele înfășurărilor 2 a șurubului și piuliței.

Transmiterea mișcării se realizează în ambele sensuri fără jocuri (la schimbarea sensului poate să apară un joc elastic, mărimea căruia depinde de proprietățile magnetice ale transmisiei).

În construcția transmisiei melcate (V.4), variind momentul frânei 1 cuplate cu dinții înclinați 2, este posibilă reglarea efortului axial cu ajutorul căruia are loc compensarea jocului.

În schema V.5. jocul în ghidajul în forma de V, la uzura lui, se înlătură automat sub acțiunea greutății ansamblului. Reglarea automată a serajului în rulment la încălzirea lui (fig.V.6), se realizează datorită utilizării materialului inelului 1 cu un coeficient ridicat de dilatare liniară (ebonita).

Prin încălzirea inelului, lățimea lui "l" se majorează, iar serajul se micșorează.

În fig.I.3.4.1.2 sunt arătate diferite moduri de înlăturare a jocurilor la cuplaje cu arbori. Schemele conform fig. I.3.4.1.2 a-b, se utilizează frecvent în acționările avansului.

La acestea sunt utilizate piese de forma conică la deplasarea cărora în sens axial se compensează jocul datorită deformării butucului (I.3.4.1.2.a), sau a inelelor de strângere (I.3.4.1.2.b și c).

În schema din fig. I.3.4.1.2.a. discurile de presiune 1 și 2 nu transmit momentul, care depinde de jocul în ajustaj și de coeficientul de frecare. Fixarea roții dințate pe arbore prin inelele conice 1 (I.3.4.1.2.b), nu asigură centrarea ei precisă, de aceea se cere o ajustare pe suprafață suplimentară cu diametrul d.

Inelele conice asigură ermetizarea în locul montării lor; demontarea lor nu pune probleme, deoarece ele sunt autofrânate. Dar o astfel de soluție nu este suficient de sigură la solicitările prin soc.

Deficiențele strângerii după fig.I.3.4.1.2.c, sunt dependența momentului transmis de temperatură (la o diferență mare între temperatura butucului și arborelui) și lipsa centrării pieselor îmbinate; însă ea este insensibilă la solicitări prin soc și nu necesită asigurarea șuruburilor de strângere.

În fig.I.3.4.1.2.d este arătată schema îmbinării roții 1 cu arborele 3, care transmite sarcini mici (rotirea traductorului). Fixarea rotii pe arbore și compensarea jocului acestei îmbinări se realizează în caz de deformare cu ajutorul bridei 2 a butucului slăbit prin tăieturile 4.

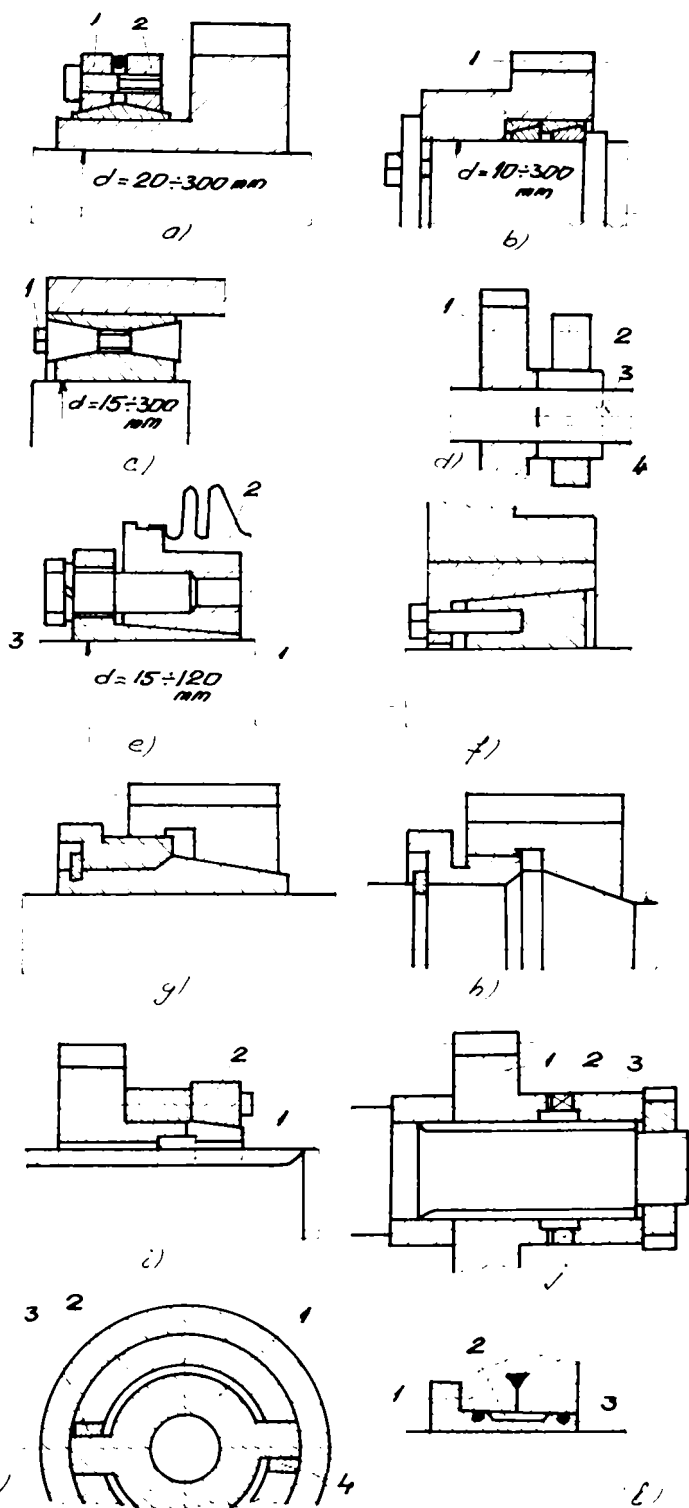


Fig. I.3.4.2

SCHEMELE ÎNLĂTURĂRII JOCURIOR LA CUPLAJELE CU ARBORI

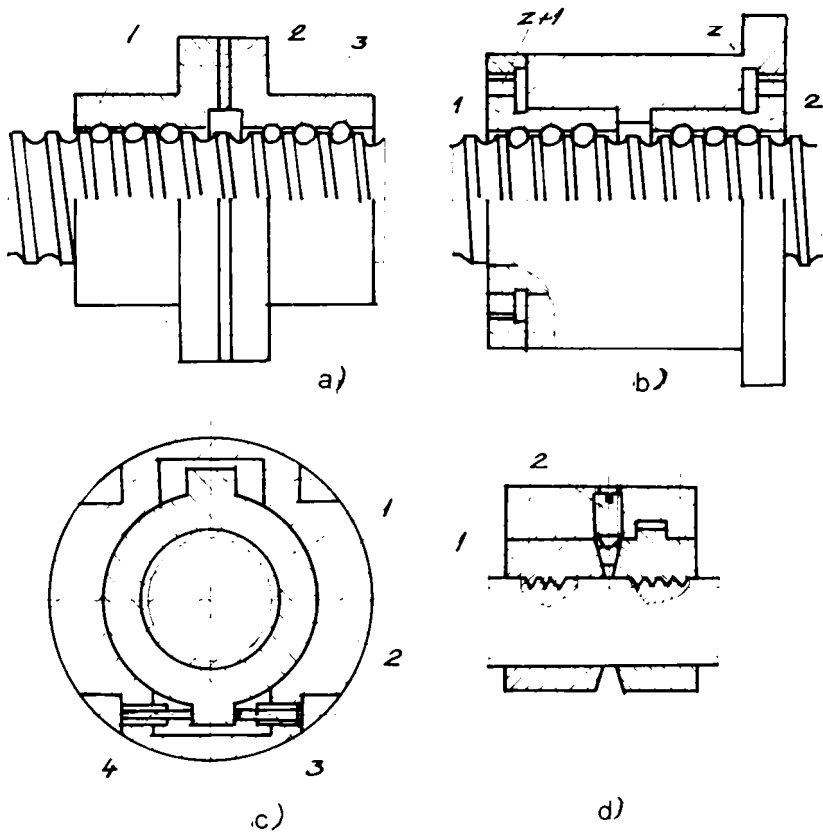


Fig. I.3.4.3.

ÎNLĂTURAREA JOCURILOR ÎN TRANSMISIILE CU ȘURUB

Figura I.3.4.1.2.e ilustrează o îmbinare frecvent întâlnită la arborele de ieșire 1 a motorului acționării de avans cu cuplajul 2. Aici transmisia momentului se realizează prin forțele de frecare ce apar în îmbinare la deformarea bucșei conice 3.

Variantele îmbinării conice care asigură compensarea jocului sunt prezentate în fig. I.3.4.1.2.f - h, în fig. I.3.4.1.2.i, până la I.3.4.1.2.k sunt arătate schemele care înlătură jocul cu îmbinările ce transmit momentul mare (de tip cu pană), în special pentru acționările mișcării de așchiere. Micșorarea sau înlăturarea completă a jocului lateral la îmbinările prin caneluri (fig. I.3.4.1.2.i) se realizează drept rezultat al deformării butucului roții cu ajutorul inelului 2 având suprafața interioară conică.

În schema conform fig. I.3.4.1.2.j canelurile pieselor îmbinate 1 și 3 sunt executate cu devieri unghiulare diferite față de camele 2 ale semicuplajelor cu profil trapezoidal.

Schemele de înlăturare a jocului și creerea unei pretensionări în transmisiile cu șurub ale avansului, sunt indicate în figura I.3.4.3. Aceasta se realizează la apropierea axială (drept rezultat al șlefuirii suplimentare al compensatorului 2) a semipiulițelor 1 și 3 (fig. I.3.4.3.a) sau la rotirea relativă a semipiulițelor (fig. I.3.4.3.b,c).

Astfel în schema conform figurii I.3.4.3.b. montajul precis al ajustajului se asigură prin rotirea în același sens al semipiulițelor 1 și 2, numărul de dinți de fixare a cărora diferă cu valoare mică (de exemplu z și $z+1$).

La rotirea semipiulițelor cu un dinte, valoarea tensionării axiale = $(1/z - 1/z+1)P$, unde P este pasul filetelui.

În schema din figura I.3.4.3.c rotirea relativă a semipiuliței 1 și a carcusei 2 în care este instalată a două piuliță, se realizează cu ajutorul șuruburilor 3 și 4.

Micșorarea jocului în transmisia șurub piuliță de alunecare (fig. I.3.4.3.d) se realizează drept rezultat al deplasării axiale a semipiuliței 1, cu ajutorul șurubului 2.

I.4. CALCULUL MATEMATIC AL DEFORMAȚIILOR ELASTICE

La prelucrarea pieselor în sistemul MUDPS (Mașină–Unealtă, Dispozitiv–Piesă–Sculă), deplasările elementelor din sistemul de coordonate Σ_a , sistem față de care raportăm dimensiunea piesei, respectiv în sistemului Σ_n (fig. I.4.1.a,b), sunt rezultatul deplasărilor tuturor elementelor lanțului de dimensiuni ale componentelor acestor sisteme. De aceea valorile rigidității în punctele de solicitare trebuie să reflecte rigiditatea globală a elementelor ce determină sistemele de coordonate Σ_a și Σ_n .

Notând cu λ_y – deplasările elastice ale punctelor de aplicație se poate scrie:

$$\lambda_{y_i} = f(F_i, j_i)$$

F_i – forța ce acționează în punctul i

j_i – rigiditatea elementului i .

Cunoscând deplasarea λ_{y_i} a elementelor din sistemele de coordonate, și înlocuind aceste deplasări în ecuația mișcării relative se poate determina valoarea efectivă a elementului de închidere din lanțul de dimensiuni.

Făcând diferența dintre valoarea efectivă și cea prescrisă a elementului de închidere din lanțul de dimensiuni obținem valoarea deplasării elastice.

Vom defini sistemul $O_n X_n Y_n Z_n$ (fig.I.4.1.a) notat (Σ_n) – cu un grad de libertate – rotație în jurul axei $O_n Z_n$, și sistemul $O_k X_k Y_k Z_k$ (Σ_k) sistem ce poate efectua o mișcare de translație în direcția $O_k Z_k$ (fig.I.4.1.b).

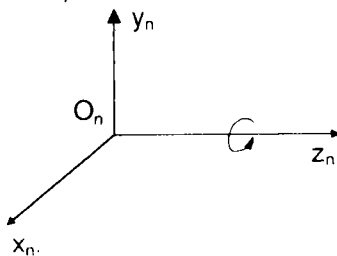


Fig.I.4.1.a

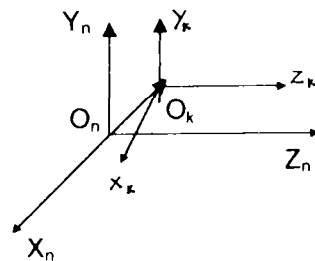


Fig.I.4.1.b

Dintre forțele ce acționează în sistemul MUDPS, cea mai mare influență asupra deplasărilor elastice o au forțele de așchiere F , forțele de inerție, masa subansamblurilor și forța de strângere F_n .

Componentele forței de așchiere sunt:

$$\begin{aligned} F_f &= C_{F_f} \cdot a_p^{x_{F_f}} \cdot f^{y_{F_f}} \\ F_c &= C_{F_p} \cdot a_p^{x_{F_c}} \cdot f^{y_{F_c}} \\ F_p &= C_{F_p} \cdot a_p^{x_{F_p}} \cdot f^{y_{F_p}} \end{aligned} \quad (1)$$

unde:

F_f, F_c, F_p sunt proiecțiile vectorului F pe axele sistemului de coordonate

C_{F_i} coeficient ce ține cont de condițiile prelucrării

a_p – adâncimea așchierii

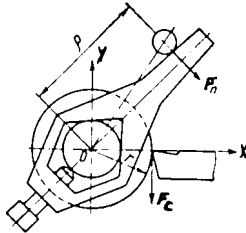
f – avansul longitudinal

k_i – coeficient ce ține cont de geometria cuțitului, materialul semifabricatului

v – viteza de așchiere.

F_c are punctul de aplicație în punctul de contact vârf de așchiere – semifabricat.

Valoarea forței F_n se calculează din egalitatea momentelor:



$$\begin{aligned} F_n \cdot \rho &= F_c \cdot r \\ F_n &= \frac{r}{\rho} \cdot F_c \end{aligned} \quad (2)$$

Fig. 1.4.2.

unde: r – este distanța de la vârful cuțitului la axa de rotație a arborelui principal;

ρ – distanța dintre centrul antrenorului și axa de rotație a arborelui principal. (fig.1.4.2)

Forțele de inerție ce apar în sistem datorită rotației maselor neechilibrate în punctul O^I (fig. 1.4.3), reprezentate prin vectorul $\vec{\Phi}^I$ care dau momentul forțelor de inerție reprezentat prin \vec{M}^I

Greutatea subansamblului o notăm cu G și cu C – centrul de greutate.

Momentul de torsiune M_{kp} dă un cuplu de rotație în jurul axei $O_n Z_n$.

Sub acțiunea forțelor și momentelor mai sus amintite este perturbată poziția inițială a subansamblului, subansamblu caracterizat prin cele trei sisteme $\Sigma_a, \Sigma_n, \Sigma_k$.

Ceea ce ne propunem este să găsim expresia analitică a deplasărilor relative a acestor sisteme de coordonate. Prima dată urmând să determinăm deplasările elastice a sistemului Σ_n față de sistemul fix Σ_k .

Pentru aceasta vom defini forțele și momentele ce acționează în sistemul MUPDS cât și poziția punctelor lor de aplicație (fig. 1.4.3.) elementele ce determină deplasările din sistemului Σ_n .

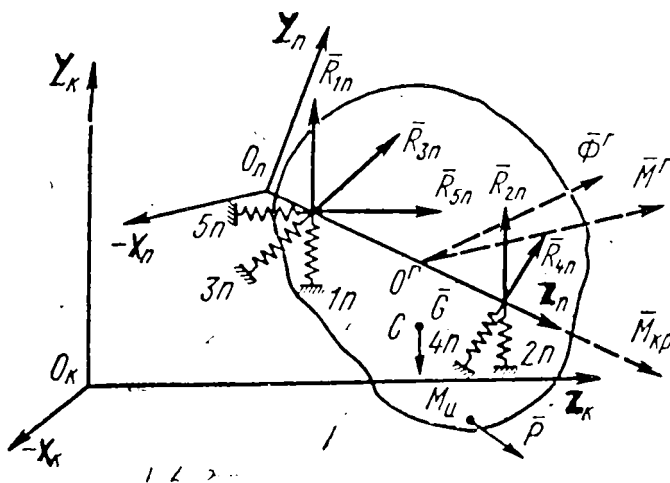


Fig. 1.4.3.

Deci:

- forțele de așchiere $F\{F_p, F_c, F_z\}$ și punctul de aplicație $M(x_n, y_n, z_n)$
- forța de inerție $\Phi^I\{\Phi^I x_n, \Phi^I y_n, \Phi^I z_n\}$ cu punctul de aplicație $O^I(x_n^I, y_n^I, z_n^I)$
- momentul de inerție $\bar{M}^I\{M_{x_n}^I; M_{y_n}^I; M_{z_n}^I\}$ punctul de aplicație $O^I(x_n^I, y_n^I, z_n^I)$
- momentul de torsiune $M_{kp}\{0, 0, M_{kp}z_n\}$ ca punctul de aplicație pe axa $O_n Z_n$.
- greutatea $G\{G_x, G_y, G_z\}$, cu punctul de aplicație $C(x_{ac}, y_{ac}, z_{ac})$ care este și centrul de greutate a sistemului Σ_a .

Valorile lui F_{pu} , F_{cu} , F_{zu} se calculează cu expresiile matematice (1), iar coordonatele x_u, y_u, z_u sunt punctele de aplicație a vârfului sculei.

Cu ajutorul acestor elemente determinăm reacțiunile în punctele sistemului Σ_n , deplasările și abaterile unghiulare.

Pentru determinarea reacțiunile vom stabili proiecțiile forțelor pe axele de coordonate ale sistemului Σ_n și Σ_k (fig. 1.4.3).

Forța de așchiere F acționează în planul Σ_n ; F_{pn} , F_{cn} , F_{zn} , iar proiecțiile ei în planul Σ_k sunt:

$$\begin{aligned} F_{x_k} &= F_{x_u} v_{11} + F_{y_u} v_{12} + F_{z_u} v_{13} \\ F_{y_k} &= F_{x_u} v_{21} + F_{y_u} v_{22} + F_{z_u} v_{23} \\ F_{z_k} &= F_{x_u} v_{31} + F_{y_u} v_{32} + F_{z_u} v_{33} \end{aligned} \quad (3)$$

în sistemul Σ_n :

$$\begin{aligned} F_{x_n} &= F_{x_u} m_{11} + F_{y_u} m_{12} + F_{z_u} m_{13} \\ F_{y_n} &= F_{x_u} m_{21} + F_{y_u} m_{22} + F_{z_u} m_{23} \\ F_{z_n} &= F_{x_u} m_{31} + F_{y_u} m_{32} + F_{z_u} m_{33} \end{aligned} \quad (4)$$

Coordonatele punctului M_u de aplicație a forței de așchiere este situat în planul Σ_n ; x_n, y_n, z_n , iar proiecțiile acestuia în planul Σ_k sunt:

$$\begin{aligned}
 X &= X_u V_{11} + Y_u V_{12} + Z_u V_{13} + X_{ou} \\
 Y &= X_u V_{21} + Y_u V_{22} + Z_u V_{23} + Y_{ou} \\
 Z &= X_u V_{31} + Y_u V_{32} + Z_u V_{33} + Z_{ou}
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

și în planul Σ_n :

$$\begin{aligned}
 X_n &= X_{m_{11}} + Y_{m_{12}} + Z_{m_{13}} - (X_{on} m_{11} + Y_{on} m_{12} + Z_{on} m_{13}) \\
 Y_n &= X_{m_{21}} + Y_{m_{22}} + Z_{m_{23}} - (X_{on} m_{21} + Y_{on} m_{22} + Z_{on} m_{23}) \\
 Z_n &= X_{m_{31}} + Y_{m_{32}} + Z_{m_{33}} - (X_{on} m_{31} + Y_{on} m_{32} + Z_{on} m_{33})
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

Forța de inerție Φ^I acționează în sistemul Σ_n :

$$\begin{aligned}
 \Phi_{X_n}^I &= \Phi_{X_n}^I m_{11} + \Phi_{Y_n}^I m_{12} + \Phi_{Z_n}^I m_{13} \\
 \Phi_{Y_n}^I &= \Phi_{X_n}^I m_{12} + \Phi_{Y_n}^I m_{22} + \Phi_{Z_n}^I m_{32} \\
 \Phi_{Z_n}^I &= \Phi_{X_n}^I m_{13} + \Phi_{Y_n}^I m_{32} + \Phi_{Z_n}^I m_{33}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

Coordonatele punctului O^I de aplicație a forței de inerție sunt situate în sistemul Σ_n : $X_n^I; Y_n^I; Z_n^I$, iar proiecțiile lui în sistemul Σ_k sunt:

$$\begin{aligned}
 X^I &= X_n^I m_{11} + Y_n^I m_{21} + Z_n^I m_{31} + X_{on} \\
 Y^I &= X_n^I m_{12} + Y_n^I m_{22} + Z_n^I m_{32} + Y_{on} \\
 Z^I &= X_n^I m_{13} + Y_n^I m_{32} + Z_n^I m_{33} + Z_{on}
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

Dacă punctul O^I se află situat pe axa $O_n Z_n$ atunci:

$$\begin{aligned}
 X^I &= X_n^I m_{11} \\
 Y^I &= X_n^I m_{12} \\
 Z^I &= X_n^I m_{13}
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

Forța de greutate G este aplicată în sistemul Σ_a , proiecția ei în sistemul Σ_k devine $G_x; G_y; G_z$

$$\begin{aligned}
 G_{x_n} &= G_x m_{11} + G_y m_{12} + G_z m_{13} \\
 G_{y_n} &= G_x m_{21} + G_y m_{22} + G_z m_{23} \\
 G_{z_n} &= G_x m_{31} + G_y m_{32} + G_z m_{33}
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

iar coordonatele punctului C situat în Σ_a de coordonate x_{ac} ; y_{ac} ; z_{ac} devine sistemul Σ_n :

$$\begin{aligned}
 x_{nc} &= x_{ac} a_{11} + y_{ac} a_{21} + z_{ac} a_{31} + x_n O_a \\
 y_{nc} &= x_{ac} a_{12} + y_{ac} a_{22} + z_{ac} a_{32} + y_n O_a \\
 z_{nc} &= x_{ac} a_{13} + y_{ac} a_{23} + z_{ac} a_{33} + z_n O_a
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

Momentul de inerție M^I acționează în sistemul Σ_n ; $M_{x_n}^I$; $M_{y_n}^I$; $M_{z_n}^I$ sunt proiecțiile în sistemul Σ_k :

$$\begin{aligned}
 M_{z_n}^I &= M_{zn}^I m_{11} + M_{xn}^I m_{21} + M_{yn}^I m_{31} \\
 M_{x_n}^I &= M_{zn}^I m_{12} + M_{xn}^I m_{22} + M_{yn}^I m_{32}
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

conform ecuațiilor de echilibru, vom determina reacțiunile:

$$\begin{aligned}
 \sum F_X &= 0 & \sum M_X &= 0 \\
 \sum F_Y &= 0 & \sum M_Y &= 0 \\
 \sum F_Z &= 0 & \sum M_Z &= 0
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

$$\sum F_X = 0: M_{sn} + G_X + \Phi_X^I + F_p = 0$$

$$R_{sn} = -F_p - \Phi_X^I - G_X$$

$$\sum M_{Xn} = 0: M_{kp} + F_{zn} x_n - F_{yn} z_n + G_{zn} y_n - G_{yn} z_n + M_{Xn}^I = 0$$

$$M_{kp} = F_{x_n} y_n + F_{y_n} x_n + G_{x_n} x_n - M_{z_n}^I$$

$$\sum M_x = 0: F_f(y - y_{1n}) - F_c(z - z_{1n}) + G_z(x_c - y_{1n}) - G_x(z_c - z_{1n}) +$$

$$+ \Phi_z^I(y - y_{1n}) + \Phi_y^I(z^I - z_{1n}) + M_{kpx} + M_x^I - R_{2n}(z_{2n} - z_{1n}) = 0;$$

$$R_{2n} = \frac{1}{z_{2n} - z_{1n}} [F_f(x - x_{1n}) - F_p(z - z_{1n}) + G_z(y_c - y_{1n}) - G_y(z_c - z_{1n}) +$$

$$+ \Phi_z^I(y^I - y_{1n}) - \Phi_y^I(z^I - z_{1n}) + M_{kpx} + M_x^I];$$

$$\sum F_y = 0: F_c + G_y + \Phi_y^I + R_{1n} + R_{2n} = 0:$$

$$R_{1n} = -(F_c + G_y + \Phi_y^I + R_{2n})$$

$$\sum M_y = 0: F_f(z - z_{1n}) - F_f(x - x_{1n}) + G_x(z_c - z_{1n}) - G_z(x_c - x_{1n}) +$$

$$+ \Phi_x^I(z^I - z_{1n}) - \Phi_z^I(x^I - x_{1n}) + M_{kpy} + M_y^I + R_{4n}(z_{2n} - z_{1n}) = 0$$

$$R_{4n} = -\frac{F_p(z - z_{1n}) - F_f(x - x_{1n}) + G_x(z_c - z_{1n}) - G_z(x_c - x_{1n})}{(x_{2n} - x_{1n})} +$$

$$+ \frac{\Phi_x^I(z^I - z_{1n}) - \Phi_z^I(x^I - x_{1n})}{(z_{2n} - z_{1n})} + \frac{M_{kpy} + M_y^I}{(z_{2n} - z_{1n})}$$

$$\sum F_x = 0: F_p + G_x + \Phi_x^I + R_{3n} + R_{4n} = 0:$$

$$R_{3n} = -(F_p + G_x + \Phi_x^I + R_{4n})$$

Iar deplasările elastice în reazeme cu formulele:

$$\lambda_{1n} = \frac{R_{1n}}{j_{1n}} \qquad \lambda_{4n} = \frac{R_{4n}}{j_{4n}} \qquad (14)$$

$$\lambda_{2n} = \frac{R_{2n}}{j_{2n}} \qquad \lambda_{5n} = \frac{R_{5n}}{j_{5n}}$$

$$\lambda_{3n} = \frac{R_{3n}}{j_{3n}}$$

Rigiditatea este una din principalele caracteristici de stare a sistemului MUDPS. Ea depinde de particularitățile constructive a strungului, de temperatură și de mărimea și direcția pretensionărilor.

Pentru analiză pornim de la cazul de prelucrare a unui arbore neted cu lungime constantă. În acest caz săgeata f_a se determină cu formula:

$$f_a = \frac{F_c \cdot z_p^2 \cdot (L - z_p)^2}{GEM} \cdot \left[2 \cdot \frac{z}{z_p} + \frac{z}{L - z_p} - \frac{z^3}{z_p^2 (L - z_p)} \right] \quad (15)$$

unde:

z - coordonatele secțiunii transversale, secțiune unde se determină săgeata

z_p - coordonata punctului de aplicare a forței

L - lungimea piesei

J - momentul de inerție

F_c - forța transversală

E - modulul elasticitate longitudinal

G - modul de elasticitate transversal.

Expresia (15) reprezintă determinarea săgeții la încărcarea statică, și trebuie subliniat că ea diferă de cazul real al prelucrării în timpul procesului de așchiere, deoarece nu ține cont de momentul de inerție J ce se modifică, fapt ce afectează rigiditatea și implicit săgeata.

Analizând din punct de vedere energetic, săgeata va fi:

$$f_a = \sum_{i=1}^{n-1} \int_{t_i}^{t_{i+1}} \frac{M_{pi} M_{ti}}{EI} dt \quad (16)$$

unde:

M_{pi} - momentul de încovoiere datorat forței F în zona i

M_{ti} - momentul de încovoiere dat de forța unitară în zona i

n - numărul săgeților arborelui

$$M_{pi} = \frac{F(l-z)}{l} t \quad \text{la } t < z$$

$$M_{pII} = \frac{F(l-t)}{l} t \quad \text{la } t > z$$

momentul dat de forța unitară este:

$$M_{II} = \frac{l-z}{l} t \quad \text{la } t < z$$

$$M_{III} = \frac{l-t}{l} t \quad \text{la } t > z$$

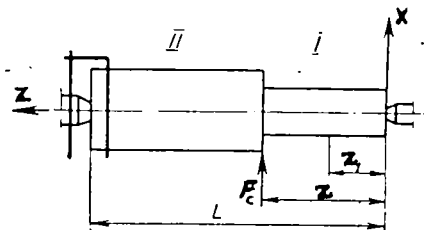


Fig. I.4.4.

iar expresia analitică a deformației arborelui sub acțiunea forței F în locul în care acționează forța este:

$$f_a = \frac{F(l-z)^2 \cdot z^2}{3EJL} \rightarrow \text{la } z = \frac{l}{2} \text{ avem } f_a = \frac{F \cdot l^3}{48EJ}$$

pentru cazul din figură expresia săgeții este:

$$f_a = \int_0^z \frac{M_{pI} \cdot M_{II}}{EJ_1} dz + \int_z^l \frac{M_{pII} \cdot M_{III}}{EJ_2} dz \quad (17)$$

unde:

M_{pI} - momentul de încovoiere la forța F în secțiunea I

M_{pII} - momentul de încovoiere la forța F în secțiunea II

M_{II} - momentul de încovoiere dat de forța unitară în secțiunea I

M_{III} - momentul de încovoiere dat de forța unitară în secțiunea II

J_1 - momentul de inerție al secțiunii transversale în secțiunea I

J_2 - momentul de inerție al secțiunii transversale în secțiunea II

Stabilim valorile momentelor de încovoiere

$$M_{P_I} = -R_{OP}z_1$$

$$M_{P_{II}} = -R_{OP}z_1 + F(z_1 - z)$$

$$M_{II} = -R_{OI}z_1$$

$$M_{III} = -R_{OI}z_1 + (z_1 - z)$$

$$M_{P_I} = -R_{OI}z_1$$

unde:

R_{OP} – reacțiunea în punctul O dat de forța F

R_{OI} – reacțiunea în punctul O dat de forța unitară

z – lungimea primei trepte

z_1 – distanța arbitrară

$$R_{OP} = \frac{F}{L}$$

$$R_{OI} = -\frac{z}{L}$$

Înlocuind valorile reacțiunilor în expresia momentelor de încovoiere avem:

$$M_{P_I} = -\frac{F}{L} z_1$$

$$M_{II} = -\frac{z}{L} z_1$$

$$M_{P_{II}} = F\left(\frac{z}{L}\right)z_1 + F(z_1 - z)$$

(18)

$$M_{III} = -\frac{z}{L} z_1 + (z_1 - z)$$

Substituind în ecuația (17) momentele de încovoiere cu valorile lor și avem (19):

$$f_a = \int_0^z \frac{F}{EJ_1} \cdot \left(\frac{z}{L}\right)^2 z_1 dz_1 + \int_z^L \frac{F}{EJ_2} \left[-\left(\frac{z}{L}\right)z_1 + (z_1 - z) \right]^2 dz \quad (19)$$

obținem:

$$f_a = \frac{F}{EJ_1} \left(\frac{z}{L}\right)^2 \int_0^z z_1^2 dz + \left\{ \frac{F}{EJ_2} \left[\int_z^L z_1^2 dz - 2z \int_z^L z_1 dz + z^2 \int_z^L dz \right] - \right. \\ \left. - \frac{2F}{EJ_2} \left[z \int_z^L z_1 dz - \frac{z^2}{L} \int_z^L z_1 dz \right] + \frac{Fz^2}{EJ_2 L^2} \int_z^L z_1^2 dz \right\} \quad (20)$$

Integrând (20) obținem:

$$f_a = \frac{F}{EJ_1} \left(\frac{z}{L}\right)^2 \frac{z^3}{3} + \frac{F}{EJ_2} \left\{ \left[\frac{L^3 - z^3}{3} - 2z \left(\frac{L^2 - z^2}{2} \right) + z^2(L - z) \right] - \right. \\ \left. - 2 \left[z \left(\frac{L^3 - z^3}{3} \right) - \frac{z^2}{L} \left(\frac{L^2 - z^2}{2} \right) \right] + \frac{z^2}{L^2} \left(\frac{L^3 - z^3}{3} \right) \right\} \quad (21)$$

După transformare obținem expresia de calcul a săgeții pentru un arbore în două trepte:

$$f_a = \frac{Fz^5}{3EJ_1 L^2} + \frac{F}{EJ_2} \left[\left(\frac{L^3 - z^3}{3} \right) \left(1 - \frac{z^2}{L} \right) - 2 \left(\frac{L^2 - z^2}{2} \right) \times \right. \\ \left. \times \left(z - \frac{z^2}{L} \right) z(L - z) \right] \quad (22)$$

Dacă $z = \frac{L}{2}$ atunci formula (22) devine:

$$f_a = \frac{FL^3}{96EJ_1} + \frac{FL^3}{96EJ_2} \quad (23)$$

Dacă luăm în considerare mărimea săgeții arborelui (f_a) calculată cu expresia (23), atunci eroarea în calculul mărimii încovoierii funcție de expresia energetică la (17) la $z = \frac{l}{2}$ se determină cu expresia :

$$\Delta f_a = \left(1 - \frac{f_{a1}}{f_a} \right) 100\% \quad (24)$$

Δf_a - eroarea încovoierii arborelui când se calculează cu expresia (17)

unde: f_{a1} - este mărimea săgeții de încovoiere calculată cu expresia (17)

f_a - este mărimea săgeții de încovoiere calculată cu expresia (23).

Dacă introducem mărimile f_{a1} și f_a în ecuația (24) obținem expresia de calcul pentru Δf_a pentru cazul $z = \frac{l}{2}$.

$$\Delta f_a = \left[1 - \frac{2J_1}{(J_1 + J_2)} \right] 100\% \quad (25)$$

și după înlocuirea valorii J_1 și J_2 avem:

$$\Delta f_a = \left(1 - \frac{2d_1^4}{d_2^4 + d_1^4} \right) 100\% \quad (26)$$

unde:

d_1 - dimensiunea tronsonului prelucrat

- d_2 - dimensiunea tronsonului neprelucrat

Din formula (26) rezultă că prin micșorarea dimensiunii prelucrate (deci mărirea adaosului de prelucrare) eroarea de calcul crește.

În fig. 1.4.5. este prezentat graficul $\Delta f_a = f(k)$ $k = \frac{d_1}{d_2}$

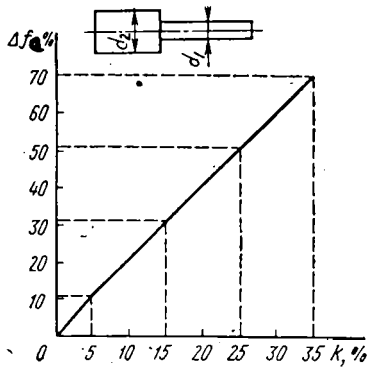


Fig. I.4.5.

Din grafic se observă că eroarea în calculul deformației atinge 70 %. În practică acest factor dobândește o semnificație esențială la execuția arborilor cu rigiditate scăzută.

La o valoare a adaosului de prelucrare egală cu $0,25d_2$ eroarea în stabilirea mărimii săgeții atinge 50%.

S-a prezentat al doilea caz, cazul de prelucrare a două tronsoane inegale și ca lungimi și diametre, în scopul determinării săgeții de încovoiere a arborelui.

Pentru aceasta s-a analizat cazul din figură unde reprezentăm săgeata de încovoiere a arborelui ca o

deplasare suplimentară a sistemului de coordonate Σ_a respectiv a sistemului Σ_n prin introducerea suplimentară a unei valori, deci vom avea:

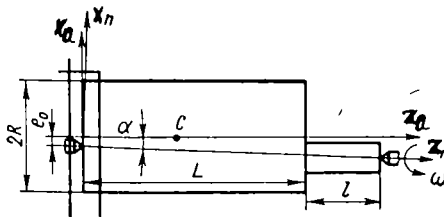


Fig. I.4.6.

$$x'_n(O_a) = x_n(O_a) + f_a x$$

$$y'_n(O_a) = y_n(O_a) + f_a y$$

La acest tip de prelucrare, influența factorului de modificare a masei asupra deplasărilor statice se reflectă prin modificarea forțelor și momentelor de inerție. Avem un tronson de rază r și lungime l , alt

tronson de rază R și lungime L și se rotește cu o viteză unghiulară constantă ω .

Axa piesei este deviată în comparație cu axa de rotație cu valoarea e_0 și rotită cu unghiul α față de poziția ideală.

Pe măsură ce se prelucrează piesa, lungimea L se micșorează

$$L = L_0 - \frac{f \cdot t}{\cos \alpha} = L_0 - \frac{f \cdot t}{\cos \alpha} \quad (27)$$

unde: L – lungimea suprafeței prelucrate;

L_0 – lungimea inițială a semifabricatului;

f – avansul [mm/mm]

t – timpul [min]

coordonatele centrului de greutate

$$l_c = l_0 + \frac{L}{2} \operatorname{tg} \alpha = l_0 + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{2} \left(L_0 - \frac{f}{\cos \alpha} \cdot t \right) \quad (28)$$

$$y_c = l_c \cos \alpha = l_0 \cos \alpha + \frac{\sin \alpha}{2} \left(L_0 - \frac{f}{\cos \alpha} \cdot t \right) \quad (29)$$

Pe măsură ce se prelucrează se va modifica nu numai y_c cât și momentul de inerție J_{xz} atâta timp:

$$J_{xz} = \frac{\sin 2\alpha \pi R^2 l \cdot \gamma}{2} \times \left\{ R^2 + \left[l_0 + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{2} \left(L_0 - \frac{f}{\cos \alpha} \right) \right]^2 + \frac{\left(L_0 - \frac{f}{\cos \alpha} \right)^2}{12} \right\} \quad (30)$$

În consecință se modifică ϕ^I și M^I

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi_Z^I = 0 \\ \Phi_X^I = \frac{P}{g} \omega^2 y_c = \frac{\pi R^2 \gamma \left(l_0 - \frac{l}{\cos \alpha} \right)}{g} \omega^2 \left[l_0 \cos \alpha + \frac{\sin \alpha}{2} \left(l_0 - \frac{l}{\cos \alpha} \right) \right] \\ \Phi_Y^I = 0 \end{array} \right\} \quad (31)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_Z^I = 0 \\ M_X^I = 0 \\ M_Y^I = J_{\sqrt{2}} \omega^2 = \omega^2 \left\{ \frac{\pi R^2 \gamma \sin 2\alpha \left(l_0 - \frac{l}{\cos \alpha} \right)}{2} \left[\frac{R^2}{4} + \left(l_0 + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{2} \left(l_0 - \frac{l}{\cos \alpha} \right) \right)^2 \right. \right. \\ \left. \left. \frac{l_0 - \frac{l}{\cos \alpha}}{12} \right] \right\} \end{array} \right\} \quad (32)$$

Ecuțiile ce descriu deplasările elastice ale sistemelor de coordonate, împreună cu ecuațiile mișcării relative ale piesei și sculei aşchiitoare reprezintă modelul matematic al deplasărilor elastice.

Acest model matematic stabilește relații între regimurile de aşchiere și erorile piesei, condiționate de deplasările elastice ale sistemului (MUDPS) elastic al mașinii-unelte. Acest model permite analiza influenței asupra preciziei prelucrării, a diverselor condiții cum ar fi:

- regimul de aşchiere;
- Rigiditatea sistemului MUDPS
- influența elementelor de bazare.

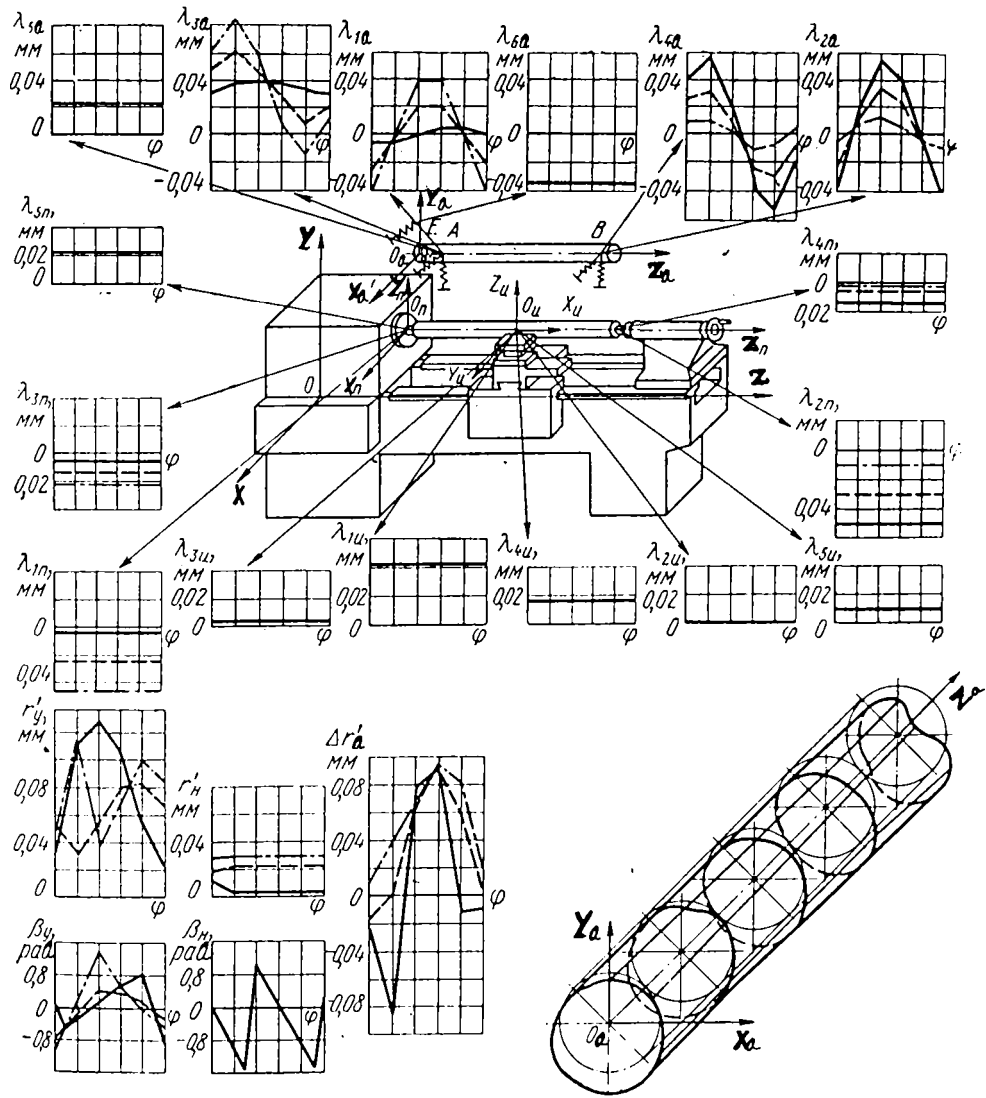


Fig. I.4.7.

Ca model prezentat s-a realizat modelarea matematică a diverselor variante a prelucrărilor pe strung. Au fost calculate deplasările elastice ale sistemelor de coordonate Σ_a , Σ_n , Σ_u .

Primul exemplu:

S-a analizat tabloul deplasărilor spațiale ale sistemelor de coordonate Σ_a , Σ_n , Σ_u , și influența lor în formarea erorilor la piese tip arbore.

Condițiile de prelucrare: semifabricat din oțel OLC, 45, cu diametrul $\phi = 60$ mm, lungime 400 mm, cuțitul având următoarele caracteristici $\alpha = 12^\circ$, $\gamma = 5^\circ$,

$\varphi = 45^\circ$, $r = 1$ mm. Rigiditatea $5000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$, regimul de așchiere $a = 4$ mm, $f = 0,4$ mm/rot, $v = 100$ m/min.

În figură I.4.7. este reprezentat strungul, cu sistemele Σ_a , Σ_n , Σ_k , Σ_u ce definesc procesul:

Σ_a – analizează partea stângă ce cuprinde păpușa fixă, axa arborelui principal – axa piesei.

Σ_n sistemul controlează modul de prindere din păpușa fixă, partea din față a arborelui principal al mașinii, axa arborelui principal.

Σ_k sistemul ce controlează ghidajele.

Σ_u controlează muchiile sculei așchietoare.

Fiecare sistem este legat de celălalt sistem de coordonate prin intermediul punctelor de contact a căror grafice sunt redată în nomograme. Se începe analiza din partea stângă.

Din grafice rezultă că deplasările λ_{4a} din punctul de sprijin au o configurație sinusoidală, iar deplasările λ_{2a} a punctului 2a sunt subordonate aceleiași dependențe cu defazaj de 90° .

Prezența oscilațiilor vibrațiilor armonice a punctelor selectate la diferite rotații a piesei se explică prin faptul că piesa se rotește cu arborele principal, de aceea punctele de sprijin se rotesc în direcția acțiunii forței de așchiere.

Deplasările λ_{3a} și λ_{1a} ale punctelor de sprijin ale sistemului Σ_a , situate la păpușa fixă se suprapun cu deplasările λ_{4a} și λ_{2a} dar amplitudinile deplasărilor lor sunt semnificativ mai mici, fapt ce se explică prin îndepărtarea punctului de aplicație a vectorului forță de așchiere pe axa X_a .

În afară de acest fapt se poate observa că toate graficele deplasărilor λ_{3a} la prelucrarea celor 3 porțiuni sunt deplasate în

origine pe axa ordonatei. Această deplasare este datorată acțiunii forței F_n , transmisă de forța de antrenare situată pe axa Y_n și orientată pe axa X_n .

Deplasările λ_{5a} ale vârfului de prindere de-a lungul axei Z_n în toate cazurile sunt identice la fel ca și deplasările λ_{6a} ale antrenorului.

În bilanțul deplasărilor punctelor de sprijin a sistemului de coordonate Σ_a în timpul prelucrării, în dreptul păpușii mobile, poziția vârfului sculei s-a modificat odată cu turația, atât ca dimensiune cât și ca direcție (conform graficului $r_h = f(\varphi)$, $\beta_y = f(\varphi)$).

Modificările graficului r'_h în mărime și orientare demonstrează abaterile în secțiune transversală, apariția erorilor de formă geometrică și a excentricității.

Analizând deplasările punctelor de sprijin în sistemul Σ_k (luat ca sistem fix) în dreptul păpușii fixe se observă: graficele $\lambda_{1n} = f(\varphi)$, $\lambda_{2n} = f(\varphi)$, $\lambda_{3n} = f(\varphi)$, $\lambda_{4n} = f(\varphi)$, $\lambda_{5n} = f(\varphi)$, se observă că deplasările punctelor 1n, 2n, 3n, 4n, 5n, ale sistemului de coordonate Σ_n în cursul rotației piesei sunt constante. În timpul prelucrării, în celelalte secțiuni ale piesei, erorile se modifică numai ca mărime, fapt ce se explică prin schimbarea coordonatei punctului de aplicație a vectorului de așchiere, fapt ce nu influențează deplasările în sistemul Σ_n .

De aici rezultă că valoarea deformării în timpul rotației se păstrează constantă (conform graficului $r_H = f(\varphi)$) și prin urmare toate deformațiile și deplasările profilului secțiunilor transversale sunt condiționate numai de scula așchietoare.

Valoarea deformăției se modifică pe lungimea piesei, ceea ce duce la abateri ale dimensiunii radiale și a formei geometrice în secțiune longitudinală.

Analizăm un al doilea exemplu. La același tip de prelucrare dar cu modificarea regimului de așchiere $a = 6$ mm, $f = 0,4$ mm/rot, $v = 100$ m/min.

În fig. 1.4.8. sunt reprezentate graficele $\lambda_{1a} = f(\varphi)$, $\lambda_{2a} = f(\varphi)$, $\lambda_{3a} = f(\varphi)$, $\lambda_{4a} = f(\varphi)$, $\lambda_{5a} = f(\varphi)$, $\lambda_{6a} = f(\varphi)$ ale punctelor de contact din sistemul de coordonate Σ_a , graficele deplasărilor $\lambda_{1n} = f(\varphi)$, $\lambda_{2n} = f(\varphi)$, $\lambda_{3n} = f(\varphi)$, $\lambda_{4n} = f(\varphi)$, $\lambda_{5n} = f(\varphi)$, ale punctelor de contact din sistemul de coordonate Σ_n , și graficele deplasărilor $\lambda_{1n} = f(\varphi)$, $\lambda_{2n} = f(\varphi)$, $\lambda_{3n} = f(\varphi)$, $\lambda_{4n} = f(\varphi)$, $\lambda_{5n} = f(\varphi)$, ale punctelor de sprijin din sistemul de coordonate Σ_u .

Analiza graficelor arată că spre deosebire de graficele de la primul exemplu în acest caz au loc modificări nesemnificative (în

fig. 1.4. 8

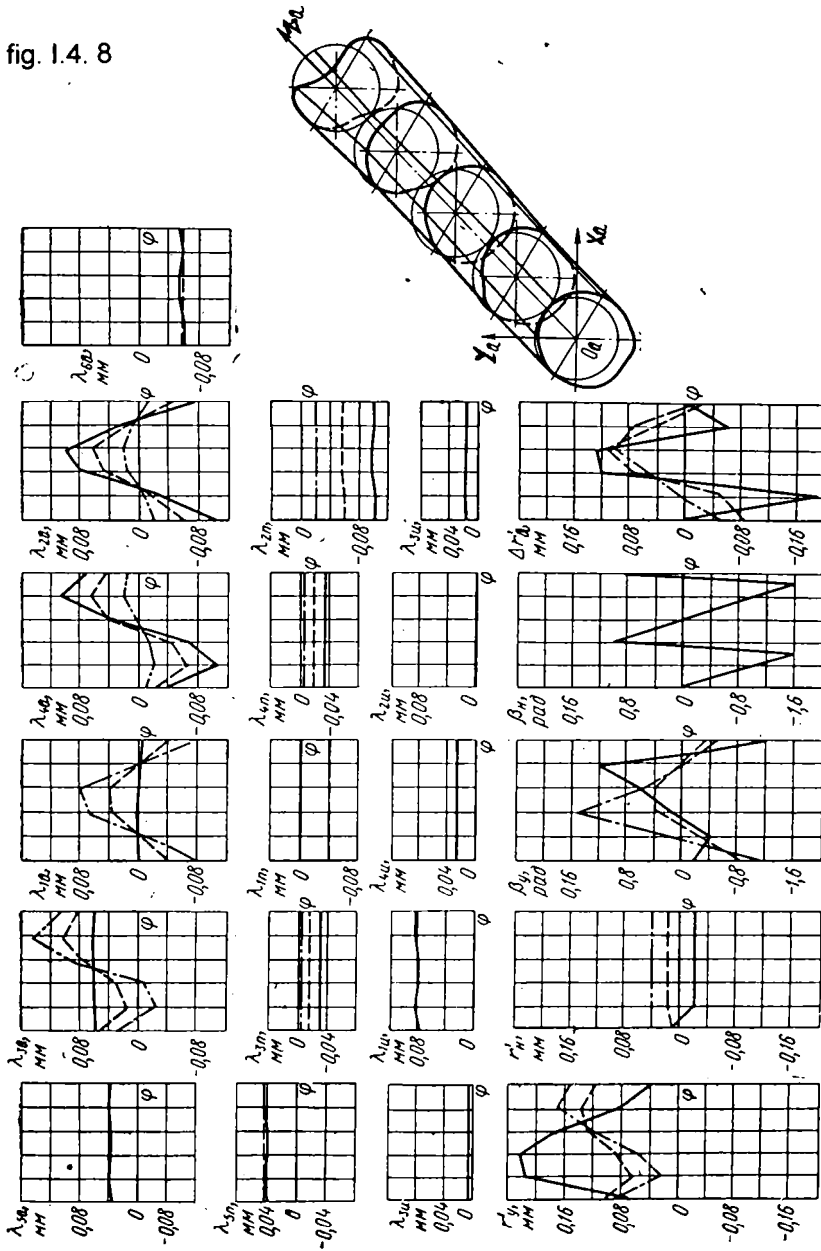
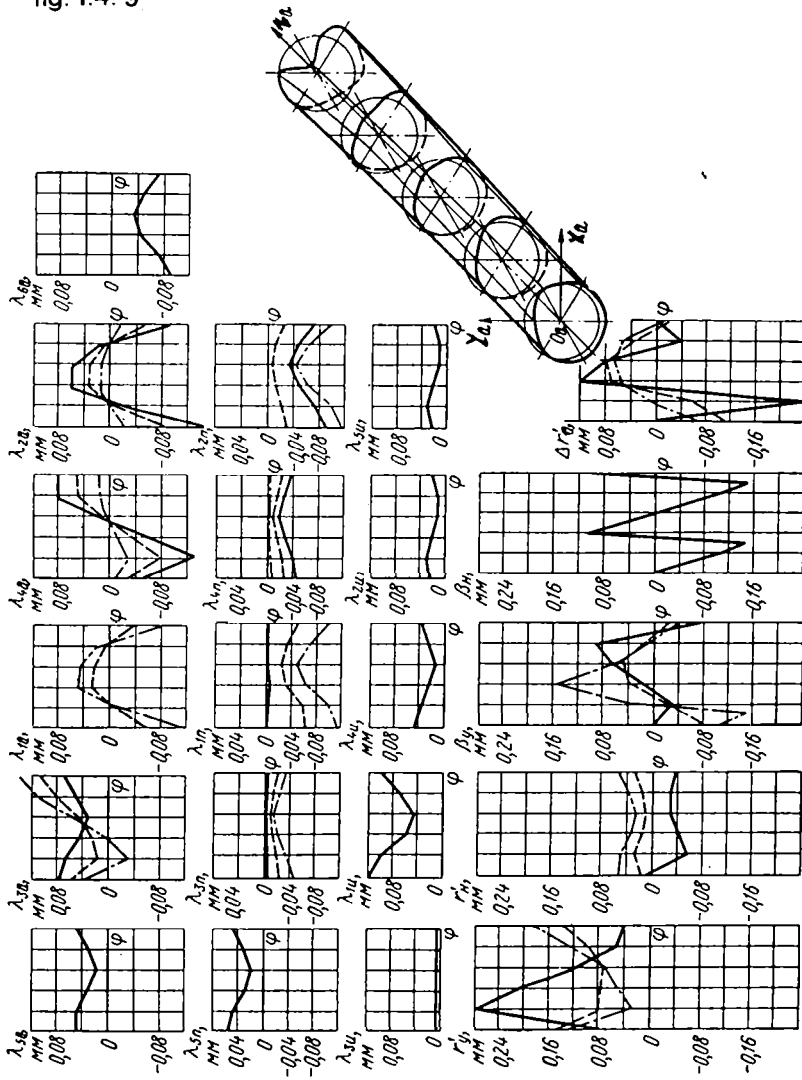


fig. 1.4. 9



limitele 2 – 4 μm) în timpul rotației λ_{5a} , λ_{6a} , λ_{5n} , λ_{2n} , λ_{1u} , λ_{5u} , în punctele 5a, 6a, 5n, 2n, 1u, 5u. Acest fapt se explică prin modificarea mărimii forței de aşchiere datorită modificării adâncimii de aşchiere.

Al treilea exemplu: În acest caz se ține cont de valoarea excentricității $e = 2,5 \text{ mm}$ și este orientată pe axa O_a, Y_a .

În fig. I.4.9. sunt reprezentate graficele deplasării punctelor de aplicație în sistemul de coordonate $\Sigma_a, \Sigma_n, \Sigma_u$, și analiza graficelor arată că spre deosebire de celelalte exemple, prezența adaosului de prelucrare excentric a generat deplasări suplimentare ale tuturor punctelor din sistem, modificându-se forța de aşchiere în timpul prelucrării – fapt ce rezultă din graficul $\Delta r'_a = f(\varphi)$. Și totuși această situație nu a dus la modificări importante ale profilului piesei. La păpușa mobilă deplasările s-au modificat cu 0,06 mm – acest lucru se explică prin faptul că forța de antrenare F_n are o acțiune dominantă asupra abaterilor.

Din exemplele analizate se poate trage concluzia că modelul matematic permite să se obțină tabloul deplasărilor în spațiu și rotirile ce apar în sistemul MUDPS și influența lor în generarea erorilor de prelucrare.

Modelul matematic analizat al mecanismului de formare a erorilor în prelucrarea pieselor, stabilește legături calitative și cantitative între deplasările elastice, deformațiile cauzate de temperatură, uzura dimensională a sculei, erori geometrice ale strungului.

1.5. INFLUENȚA DEFORMĂȚILOR DE CONTACT ALE CORPURILOR DE RULARE ASUPRA FUNCȚIONĂRII RULMENȚILOR CU ROLE UTILIZAȚI ÎN CONSTRUCȚIA ARBORILOR PRINCIPALI

În studiul care urmează se va prezenta o metodă de calcul al jocului în rulmenții cu role. Jocul existent influențează pe de o parte precizia mișcării arborilor principali (și implicit precizia prelucrării) iar pe de altă parte durabilitatea lăgăruirii.

Rulmentul cu role prezintă un anumit joc radial Δr . După consumarea acestuia, la aplicarea forței radiale F_r , în corpurile de rulare vor apare deformații de contact. acestea își pun amprenta asupra comportării rulmentului în timpul funcționării.

Valoarea deformațiilor depinde de forțele ce acționează asupra corpurilor de rulare, de caracteristicile materialului și de poziția roletelor în timpul funcționării.

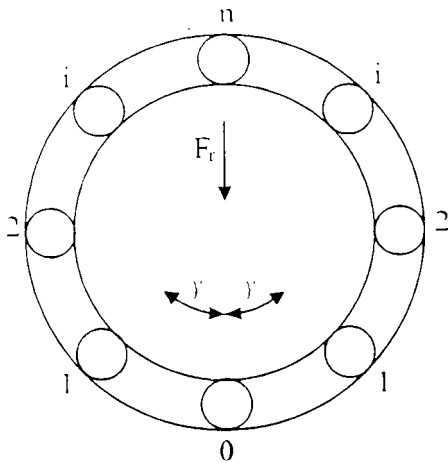


Fig. 1.5.1

Poziționarea corpurilor de rulare

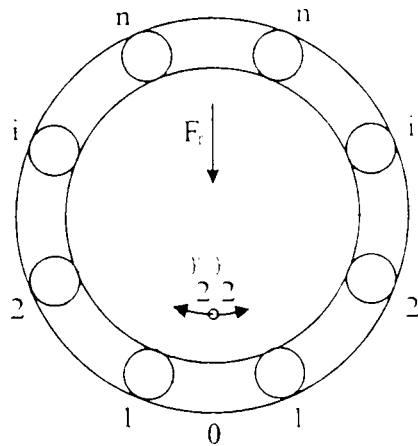


Fig. 1.5.2.

Referitor la distribuția corpurilor de rulare se disting două situații, reprezentate schematic în Fig.1.5.1 și Fig.1.5.2; în ambele figuri rolele sunt dispuse la un unghi :

$$\gamma = (2\pi) / z \quad (1)$$

unde z este numărul total de role.

În prima figură rolele sunt dispuse începând din punctul O , următoarele role fiind așezate la unghiul γ una față de cealaltă. În figura următoare, primele role sunt dispuse la $\gamma / 2$ de o parte și de alta a punctului, celelalte role fiind poziționate la pas unghiular γ una față de alta. Poziționarea s-a făcut , în ambele situații , relativ la limita de efect a forței radiale F_r a lagărului. Pentru a putea determina starea de solicitare și, implicit, și starea de deformare existentă în rulment este important să se stabilească poziția fiecărui element al rulmentului (role, inel exterior, inel interior, etc.).

Ținând cont de faptul că, rolele sunt solicitate asimetric de o parte și de alta a liniei de efect a forței radiale F_r , este suficient să studiem doar rolele situate într-una din jumătățile lagărului. Poziția unghiulară a rolelor este dată de unghiul φ astfel :

Pentru poziționarea rolelor, începând din punctul O (fig.1.5.1)

$$\varphi_i = i \cdot \gamma \quad \text{pentru } 0 \leq i \leq 1 \quad (2)$$

Pentru poziționarea simetrică a rolelor față de linia de efect (fig.1.5.2):

$$\varphi_i = \left(i - \frac{1}{2} \right) \gamma \quad \text{pentru } 1 < i \leq n \quad (3)$$

În aceste relații indicele ultimei role din domeniul $0 \dots n$, depinde de numărul total de role z și se extrage din tabelul următor :

| | z par | z impar |
|-----------------------------|-------------|---------------------|
| poziționare cu rolă în vârf | $n = z / 2$ | $n = 1/2 (z - 1)$ |
| poziționare simetrică | $n = z / 2$ | $n = 1/2 (z - 1)$ |

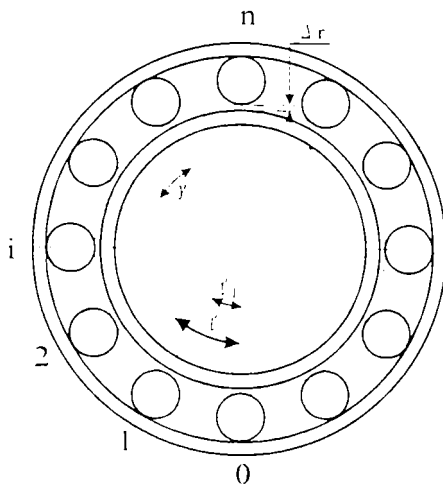


Fig. 1.5.3. Unghiurile de poziționare a corpurilor de rulare

Ținând seama de cele prezentate mai sus, putem trece la prezentarea fenomenului de deformare a roletelor.

În rulmentul nesolicitat în corpurile de rostogolire și căile de rulare există un joc radial $\Delta = \Delta d / 2$, unde Δd reprezintă jocul diametral (deplasarea maximă pe care o poate efectua unul dintre inele - celălalt fiind ținut într-o poziție fixă - pe o direcție perpendiculară pe axa rulmentului. Sub acțiunea forței radiale din lagăr, F_r , acest joc este consumat. În continuare rolele aflate în zona încărcată suferă deformații datorate forțelor cu care sunt sollicitate fiecare rolă, în parte. Solicitățile în fiecare rolă cresc până la valoarea la care, toate aceste forțe din role, însumate vectorial, realizează echilibrul cu forța radială F_r . Deformații apar în întreg sistemul, dar erorile care se fac luând în considerare doar deformațiile corpurilor de rulare și ale inelului exterior sunt mici. Deci, la echilibrul forțelor exterioare (F_r) și a celor interioare (de deformare), vom avea o deplasare a centrului inelului interior de valoare δ_r , dată de :

$$\delta_r = \Delta_r + \delta_{w0} \quad (4)$$

unde: δ_{w0} este deformația maximă ce se obține în dreptul corpului de rostogolire situat pe direcția de efect a forței.

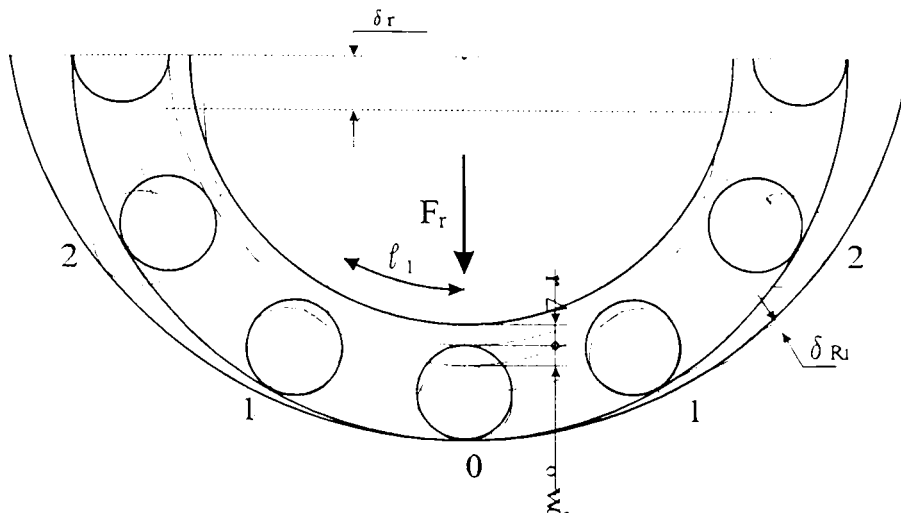


Fig.I.5.4. Deformațiile existente în rulmentul radial cu bile

Am vorbit de existența deformațiilor inelului exterior. Pentru a le pune în evidență, am considerat cazul în care, inelul exterior este montat în carcasă cu joc.

Sub acțiunea forțelor roletelor inelul se va deforma. Deformația δ_{Ri} a inelului în dreptul rolei se poate calcula considerând inelul exterior sollicitat la încovoiere. Ținând cont de acestea și de relațiile geometrice, vom putea calcula deformația fiecărei role δ_{wi} .

$$\delta_{wi} = \delta_r \cos\varphi_i - \Delta r - \delta_{Ri} \quad (5)$$

Ținând cont de relația (4), relația (5) devine :

$$\delta_{wi} = \delta_{wi} \cos\varphi_i - \Delta r (1 - \cos\varphi_i) - \delta_{Ri} \quad (6)$$

Între forțele de contact dintre role și căile de rulare și deformațiile de contact pe care le produc există o dependentă neliniară dată de relația :

$$\delta_w = K F_w^q \quad (7)$$

unde : k - este factorul deformației de contact , iar
 q - este exponentul forței din rolă .

Notând $K = 1 / K^{1/q}$, dependențele între de formațiile de contact
și forțele din role se pot scrie :

$$\begin{aligned}
 F_{w0} &= K \cdot \delta_{w0}^q && 1/q \\
 F_{w1} &= \bar{K} [\delta_{w0} \cos(\varphi_1) - \Delta r (1 - \cos(\varphi_1)) - \delta_{R1}] && \\
 F_{wi} &= \bar{K} [\delta_{w0} \cos(\varphi_i) - \Delta r (1 - \cos(\varphi_i)) - \delta_{Ri}] && 1/q \quad , \\
 F_{wn} &= \bar{K} [\delta_{w0} \cos(\varphi_n) - \Delta r (1 - \cos(\varphi_n)) - \delta_{Rn}] && 1/q \quad (8)
 \end{aligned}$$

În literatura de specialitate se dau valorile coeficienților \bar{K} și q . Astfel, pentru rulmenți cu o rolă \bar{K} depinde de lungimea rolei, și este dată :

$$\bar{K} = 7.86 \cdot 10^{-10} L^{8/9}$$

iar q este aproape de 0 , fiind :

$$q = 9 / 10$$

Condiția din care se determină rolele nesolicitate este: $F_{wi} = 0$, adică: rolele care au diametrul d_w mai mic decât distanța dintre căile de rulare ale celor două inele. Deci, solicitările din role sunt :

$$\begin{aligned}
 F_{wi} &= 0 , && \text{dacă } d_w - \delta_{wi} \geq d_w , \text{ sau altfel,} \\
 F_{wi} &= 0 , && \text{dacă } \delta_{w0} \cos(\varphi_i) - \Delta r (1 - \cos(\varphi_i)) - \delta_{Ri} \leq 0 \quad \text{și} \\
 F_{wi} &> 0 , && \text{dacă } \delta_{w0} \cos(\varphi_i) - \Delta r (1 - \cos(\varphi_i)) - \delta_{Ri} > 0
 \end{aligned}$$

Având valorile forțelor din fiecare rolă , putem scrie condiția de echilibru a forțelor din sistem :

$$F_r = F_{w0} + 2 \sum_{i=1}^n X_i \cdot F_{wi} \cdot \cos \varphi_i \quad (9)$$

$$\begin{aligned}
 \text{Unde: } X_i &= 1 , && \text{pentru } 1 \leq i \leq n - 1 \\
 X_n &= 1 , && \text{pentru } \varphi_n \neq \pi \\
 X_n &= 1/2 , && \text{pentru } \varphi_n = \pi
 \end{aligned}$$

În cadrul sistemului simetric de poziționare a roților, din cauza absenței roții în punctul 0 al limitei de efect a forței, forța F_{w0} este nulă, adică:

$$F_{w0} = 0$$

δ_{w0} reprezintă, în acest context, deplasarea centrului arborelui datorită acțiunii încărcărilor.

Rulmenții studiați trebuie să asigure o precizie mare de rotație și mers fără zgomot. Câmpurile de toleranțe recomandate pentru carcasa în care se montează rulmenții arborilor principali sunt:

K6 pentru sarcini medii și mari,
M6 sau N6 pentru sarcini mari.

Ajustajele rezultate în aceste cazuri sunt cu strângere probabilă. Pentru diametrul nominal al ajustajului inel exterior carcasă ($D = 140 \text{ mm}$) strângerile probabile sunt:

$$F_{w0} = K \delta_{w0}^{1/q} \quad \text{pentru } 1 \leq i \leq n$$

$$F_{wi} = K [\delta_{w0} \cos \delta_i - \Delta r (1 - \cos(\varphi_i))]^{1/q} \quad (10)$$

Mai departe, considerând $\Delta r = 0$, forțele din role devin:

$$F_{w0} = K \delta_{w0}^{1/q} \quad \text{pentru } 1 < i < n$$

$$F_{wi} = K (\delta_{w0} \cos \varphi_i)^{1/q} \quad (11)$$

În acest caz, $F_{wi} > 0$ dacă $\delta_{w0} \cos \varphi_i \geq 0$ cu $0 < \varphi_i \leq \pi/2$

Introducând relațiile (11) în ecuația (9) obținem expresia forței radiale F_r din lagăr:

$$F_r = K \left[\delta_{w0}^{1/q} + 2 \sum_{i=1}^{i^*} x_i \cos \varphi_i \cdot (\delta_{w0} \cos \varphi_i)^{1/q} \right] \quad (12)$$

unde i^* este indicele ultimei role pentru care $\varphi_i \leq \pi/2$ și pentru care $F_{wi} > 0$

Din relația forței radiale, putem calcula δ_{w0} :

$$\delta_{w0} = \left[\frac{F_r}{K} \cdot \frac{1}{1 + 2 \sum_{i=1}^{i^*} x_i \cdot (\cos \varphi_i)^q} \right]^{q+1} \quad (13)$$

pentru $i^*+1 \leq l \leq n$

$F_{wi} = 0$

Aceasta este formulă de calcul a influenței deformațiilor de contact în cadrul poziționării rozelor cu o rolă pe linia de efect a forței radiale F_r .

În cazul poziționării simetrice față de linia de efect a forței radiale F_r , această influență se calculează cu relația :

$$\delta_{w0} = \left[\frac{F_r}{K} \cdot \frac{1}{2 \cdot \sum_{i=1}^{i^*} x_i \cdot (\cos \varphi_i)^q} \right]^{q+1} \quad (14)$$

Studiul evidențiază cele două situații limită în funcționarea lagărului :

1. Cazul în care avem rolă dispusă pe linia de efect a forței ;
2. Cazul când nu avem rolă dispusă pe linia de efect a forței .

I.6. CONCLUZII

Subcapitolul I.1 are rolul de a da o privire de ansamblu asupra principalilor factori ce definesc precizia de prelucrare și apoi o localizare a temei în cadrul factorilor de influență a mașinii-unelte asupra preciziei de prelucrare.

În ceea ce privește uzura, semifabricatul, scula așchietoare, regimul de lucru, dispozitivele de prindere a sculei, a semifabricatului, dispozitivele de măsurare, elemente care au și ele cota lor în stabilirea preciziei finale a piesei prelucrate, nu au fost prinse în această lucrare, încercând a separa elementele de influență asupra preciziei prelucrării, a mașinii-unelte față de ceilalți factori.

Trecând în revistă în subcapitolul I.2. metodele de evaluare a preciziei geometrice și cinematice, a definirii și prezentării modului de calcul a rigidității mașinii, împreună cu precizarea cauzelor și a modului de determinare a deformațiilor termice s-au prezentat soluțiile actuale de determinare a acestor factori, modalități și date ce au constituit punctul de plecare în experimentele ulterioare ce s-au efectuat și prezentat în capitolul II.

Li s-au mai adăugat acestora o analiză sumară a stabilității dinamice a procesului de așchiere. Fără a intra într-o analiză amănunțită a problemei vibrațiilor la mașina-unealtă, subiect larg și pretențios, se prezintă cauzele ce duc la apariția vibrațiilor:

- aceste cauze trebuiesc căutate în primul rând în forțele ce acționează asupra sistemului;
- altă sursă ar fi motoarele electrice prin neechilibrarea rotorului sau datorită jocurilor în rulmenți, datorită neechilibrării magnetice provocată de neuniformitatea câmpului magnetic;

vibrații datorită imperfecțiunilor de execuție a elementelor organologice în special al roților dințate.

În subcapitolul I.3. s-au prezentat subansamblurile strungului ce participă direct la afectarea preciziei piesei prelucrate. Ținând cont că batiul are rolul de a menține pozițiile relative dintre bazele de fixare și cele de ghidare în timpul funcționării acestuia, i se impune o rigiditate statică și dinamică cât mai mare pentru a îndepărta deformațiile elastice.

În acest scop s-a făcut o analiză a forțelor ce solicită batiul, solicitări ce au stat la baza unui calcul de rezistență și rigiditate a batiului pentru secțiuni închise (calcul ce are la bază ipotezele lui Brendt) și în cazul unei secțiuni deschise (calcul ce are la bază ipotezele lui Foppl).

- Având în vedere varietatea mare de tipo-dimensiuni a ghidajelor, s-a prezentat pentru cele mai uzuale, calculul momentelor, reacțiunilor cât și deplasările unghiulare și liniare ce pot apărea sub acțiunea forțelor din proces, cât și unele recomandări a unor valori limită privind abaterea de la precizia dimensională a corpurilor de rulare, abateri de la liniaritate și paralelism a ghidajelor, câteva indicii privind calitatea suprafeței ghidajelor ce ar duce la buna funcționare a mașinii și evitarea introducerii erorilor datorită sistemelor de ghidare asupra preciziei piesei prelucrate.

- S-a insistat mai mult asupra construcției arborelui principal și plecând de la comparații constructive de la un strung normal și de la arborele principal de la un strung cu comandă numerică s-a prezentat metodele de scoatere a jocurilor din lagărele arborelui principal.

- S-a mai făcut o analiză mai largă privind metodele de scoatere a jocurilor din mecanismele mașinilor-unelte.

Având vedere că precizia mișcării arborelui principal determină direct calitatea suprafeței prelucrate, aceasta face necesar ca ansamblul arbore principal să îndeplinească următoarele condiții (condiții ce au stat la baza găsirii de soluții privind finalizarea prezentei teze de doctorat):

- transmiterea uniformă și cât mai precisă a mișcării de rotație
- să fie suficient de rigid la solicitări statice și dinamice, rigiditatea fiind determinată de forma constructivă, cedările elastice ale arborelui și lagărelor, mărimea și direcția forței de așchiere, distanța între lagăre, mărimea și poziția maselor montate pe arbore

- să prezinte rezistență la uzură pe suprafețele de lucru
- alegerea rulmenților arborelui principal să se facă în concordanță cu direcția, mărimea și caracterul ce solicită arborele, cu turația acestuia și cu durabilitatea și precizia impusă.

În continuare s-a prezentat o metodă de calcul a jocului în rulmenți, joc ce influențează pe de o parte precizia mișcării arborelui principal și pe de altă parte durabilitatea lăgării, evidențiindu-se două cazuri:

1. când rola este dispusă pe linia de efect a forței
2. când rola nu este pe linia de efect a forței

Calculându-se pentru fiecare caz în parte erorile datorate deformațiilor corpurilor de rostogolire

Capitolul mai cuprinde o analiză mai amplă, prezentând un calcul matematic al deformațiilor elastice ce dă ecuațiile

deplasărilor subansamblurilor mașinii cât și ecuațiile mișcării relative ale piesei și sculei așchietoare, ecuații care împreună descriu un model matematic al deformațiilor elastice

- modelul matematic stabilește relații între regimurile de așchiere și deformațiile piesei, expresii condiționate de deplasările elastice ale sistemului Mașină–Unealtă–Dispozitiv–Piesă–Sculă

- modelul matematic prezentat stabilește legături cantitative și calitative între deplasările elastice și erorile geometrice ale strungului cu evidențierea influenței pregnante a deplasării poziției axei arborelui principal asupra poziției finale a piesei prelucrată.

Concluzia deosebit de importantă care a constituit și scopul acestei lucrări de a determina poziția spațială a axei arborelui principal sub influența temperaturii, vibrațiilor cât și a solicitărilor din proces.

II. CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA FACTORILOR CVASISTATICI ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE

II.1. METODA SUBSTRUCTURĂRII METODA ELEMENTULUI FINIT ÎN DETERMINAREA DEFORMAȚIILOR DIFERITELOR SUBANSAMBLURI ALE MAȘINI-UNELTE

Pentru analiza influenței deformațiilor arborelui principal și a carcasei arborelui principal s-a apelat la metoda elementului finit metoda substructurării corpului, metodă prin care s-a împărțit structura "mamă" (complexă) în părți componente privite ca entități de sine stătătoare (substructurii). Legătura dintre diferitele substructuri în care a fost descompusă structura complexă se face pe conturul comun al substructurilor. Substructura devine astfel o structură independentă cu condiții de margine determinate, impuse de asigurarea continuității de ansamblu a structurii inițiale.

Problema substructurării, utilizând metoda elementelor finite este prezentată în [B6]; [C5]; [G2]; [P1]; [Z2]; [C4]; [C3]; [B5] unde se precizează că dacă se elimină mișcările de corp rigid, comportarea unei substructuri este unic determinată de deplasările conturului, reprezentând granița dintre substructuri pe care se găsesc așa numitele noduri comune. Utilizând metoda deplasărilor, comportarea substructurilor este descrisă de matricea de rigiditate redusă la nodurile de pe frontieră, deci substructura poate fi privită ca un superelement. Asamblarea matricilor de rigiditate se efectuează în două etape:

1 La început se assemblează matricile de rigiditate ale elementelor din substructură și după reducerea acestora la noduri comune se trece la asamblarea structurilor în matricea de rigiditate a structurii.

2 Exceptând nodurile de pe linia de separație a substructurilor celelalte noduri pot fi considerate dezactivabile, deoarece pentru acestea se pot scrie ecuații de echilibru definitive, astfel nodurile de pe linia de substructurare devin purtătoare de informație către restul structurii iar respectivele necunoscute rămân active. Aceste noduri rămase active se numesc "master" (principale).

În rezumat rezolvarea unor structuri complexe prin divizarea în substructuri are două etape:

1 - determinarea stării de deformație pentru fiecare substructură

2 - cuplarea substructurilor astfel ca în zonele de intersecție să fie respectate condițiile de echilibru și continuitate a deplasărilor.

În procesul de substructurare nodurile situate pe marginile comune ale substructurilor vecine, sunt definite ca noduri de contact

(c) iar celelalte se numesc noduri interioare (i). După împărțirea structurii în substructuri nodurile de contact se vor bloca prin limitatoare care să împiedice deplasările pe care ne-am propus să le luăm în considerare în mod real. În acest fel substructura poate fi rezolvată, întocmind pentru substructura de ordinul J sistemul de ecuații:

$$[M'_{i,i}] \cdot \{p'_i\} = \{V'_i\}$$

unde:

$M'_{i,i}$ - matricea de rigiditate a structurii (cu nodurile interioare blocate)

p'_i - vectorul coloană a deplasărilor nodurilor interioare

V'_i - vectorul coloană al încărcărilor exterioare ce acționează în nodurile interioare.

Din rezolvarea acestui sistem rezultă că vectorul reacțiunilor ce apar în nodurile blocate $\{R'_c\}$ format din vectorii de reacțiune de pe toate interfețele substructurii (J) cu alte substructuri.

- Condiția de echilibru a interfețelor $j \rightarrow k$ va fi:

$$\{R'_c\} + \{R'_c\} + \{V'_\lambda\} = 0$$

unde: $\{V'_\lambda\}$ este vectorul coloană a încărcărilor acționând asupra interfeței $j \rightarrow k$.

După cuplarea substructurilor și deblocarea nodurilor de contact se scrie condiția de continuitate a deplasărilor

$$\{p'_c\} = [c] \cdot [T]$$

unde:

$\{p'_c\}$ - vectorul coloană a deplasărilor tuturor nodurilor de contact al tuturor interfațelor din substructură, scrise în sistemul de referință local (x,y,z)

$\{p_c\}$ – se obține din vectorul deplasărilor aceleiași noduri scrise în sistemul de referință global X, Y, Z [T] înmulțit cu matricea de transformare a deplasărilor la rotații de axe.

Astfel în ecuația de continuitate apar ca necunoscute numai deplasările nodurilor de contact, ceea ce face necesară reformularea matricei de rigiditate a substructurilor prin eliminarea deplasărilor nodurilor interioare.

Metoda constă în împărțirea matricilor după gradele de libertate ale nodurilor de contact și interioare.

$$[M^I] = \begin{bmatrix} [M_{i,i}^I] & [k_{i,c}^I] \\ [k_{c,i}^I] & [k_{c,c}^I] \end{bmatrix};$$

$$\{p^I\} = \begin{Bmatrix} \{p_i^I\} \\ \{p_c^I\} \end{Bmatrix}$$

Dar după deblocare, în nodurile de contact apar reacțiunile finale $\{R^I\}$ și încărcările exterioare direct aplicate în aceste noduri $\{F_c^I\}$; sistemul de ecuații se poate scrie:

$$\begin{cases} [M_{i,i}^I]\{p_i^I\} + [M_{i,c}^I]\{p_c^I\} = \{F_i^I\} \\ [M_{c,i}^I]\{p_i^I\} + [M_{c,c}^I]\{p_c^I\} = \{F_c^I\} + \{R^I\} \end{cases}$$

Rezultă de aici matricea deplasărilor nodurilor interioare

$$\{p_i^I\} = [M_{i,i}^I]^{-1} \{F_i^I\} - [M_{i,i}^I]^{-1} [M_{i,c}^I] \{p_c^I\}$$

unde

$\{p_i^I\}$ – vectorul coloană a deplasărilor nodurilor interioare în condițiile nodurilor de contact blocate.

$$[H_{i,c}^I] = -[M_{i,i}^I]^{-1} [M_{i,c}^I]$$

Rezultă

$$\{p_i^j\} = \{p_i^j\} + [H_{i,c}^j] \{p_c^j\}$$

obținând:

$$([M_{c,c}^j] + [M_{c,i}^j] [H_{i,c}^j]) \{p_c^j\} = \{F_c^j\} + \{R^j\} - [M_{c,i}^j] [M_{i,i}^j]^{-1} \{F_i^j\}$$

Pentru dezvoltarea acestui proces trebuie să folosim și transformările de coordonate la rotații de axe.

Algoritmul de calcul al acestei metode este următorul:

- 1) Divizarea structurii mari în substructuri
- 2) Definirea topologiei structurii, definirea nodurilor structurii și substructurii
- 3) Definirea interfețelor și precizarea nodurilor de contact.
- 4) Calcularea matricilor de transfer, de la sistemul local de axe la sistemul global $\{p_i^j\}$ și $\{k_c^j\}$.

Unde $\{p_i^j\}$ – selectează din vectorul deplasărilor pe cel ce corespunde nodurilor substructurii j , de tip boolean, a cărei conformare reflectă proprietățile topologice ale structurii, adică modul de rotire a nodurilor în structură, respectiv în substructuri.

Notăm cu $[\gamma]$ matricea cosinurilor directori ai axelor față de axele globale X,Y,Z

$$[\gamma] = \begin{bmatrix} \gamma_{xx} & \gamma_{yy} & \gamma_{zz} \\ \gamma_{yx} & \gamma_{yy} & \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} & \gamma_{yx} & \gamma_{zz} \end{bmatrix}$$

sau pentru noduri cu trei grade de libertate când rotația axelor se face într-un plan

$$[\gamma] = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

unde θ este unghiul de rotație în planul XY

deci matricea de transformare pentru un nod este:

$$[S] = \begin{bmatrix} [\gamma] & [0] \\ [0] & [\gamma] \end{bmatrix}$$

de unde rezultă matricea de transfer a structurii, referitoare la nodurile de contact în număr de n :

$$T_c = \begin{bmatrix} [S]^t & 0 & 0 \dots & 0 \\ 0 & [S]^t & 0 \dots & 0 \\ 0 & 0 & [S]^t \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & [S]^t \end{bmatrix} \text{ de tip } (6n \times 6n)$$

5) Calculul pentru fiecare substructură, în raport cu sistemul de referință local, a matricilor de rigiditate

$$[M_{c,c}] [M_{c,e}] [M_{e,e}]$$

6) Calculul pentru fiecare substructură a matricilor de rigiditate față de sistemul de referință global.

7) Determinarea pentru fiecare substructură a reacțiunilor în nodurile de contact blocate, la fiecare interfață $j \rightarrow k$, $[R^{j,k}]$ și a încărcărilor adiționale $\{F_A\}$.

8) Calculul matricilor de încărcare față de sistemul de referință global.

$$\{F_A\}_{\text{global}} = [T_c] \{F_A\}_{\text{local}}$$

9) Calculul matricilor condensate.

10) Asamblarea matricei de rigiditate a structurii și ai vectorului de încărcare echivalent

$$[M_{cc}] = \sum_1^n [W_c^t] [M_{cc}^t] [W_c^t]^t$$

$$[F_c] = \sum_1^n [W_c^t] [F_c^t] + \{F_{c,A}\}$$

11) Rezolvarea sistemului de ecuații

$$[M_{cc}] \{c\} = [F_c]$$

și determinarea deplasărilor nodurilor în cuprinsul fiecărei substructuri

$$\{p_n\} = [c^t] \{c\}$$

II.1.1. DETERMINAREA DEFORMAȚIILOR ELASTICE A CARCASEI ARBORELUI PRINCIPAL

Având în vedere procedeul clasic ce are la bază metoda deplasărilor (metoda prezentată anterior) vom prezenta o metodologie bazată pe următoarele considerații:

- presupunem că se poate face o discretizare a întregii structuri în limitele capacității maxime a memoriei unui calculator, din care să putem obține un câmp de deplasări în zonele în care se va face separarea în substructuri.
- avem un prototip pe care putem face măsurări experimentale. Acestea se vor axa în principal pe măsurarea deplasărilor în zonele dorite de substructurare, rezultate cu care vom corecta valorile obținute prin utilizarea metodei elementului finit.

Carcasa arborelui principal poate fi considerată ca un caz particular de structură spațială alcătuită din plăci, astfel încât fiecare placă poate fi considerată ca element finit.

În vederea obținerii unor rezultate în deplasări pe întreaga structură am utilizat un program de calcul cu ajutorul elementelor finite NASTRAN MSC, deosebit de performant.

Un astfel de program cuprinde următoarele secvențe:

preprocesoare date:

- a) desen proiectare în plan sau spațiu
- b) simulare (discretizare, alegere de material, condiții de frontieră, analiză de calcul)
- c) import/export desen model element finit
- d) calcule speciale cum ar fi: procesare de semnale, calcule de oboseală, analiză dinamică și de contact, etc.)

-- procesare date:

calcul efectiv cu realizare în regim interactiv sau direct

post procesare date

- a) evaluarea rezultatelor analizei
- b) prelucrarea rezultatelor (grafic, tabelar)
- c) obținerea rezultatelor fie pe monitor la imprimantă

Posibilitățile de calcul cu ajutorul elementelor finite a programului NASTRAN MSC este prezentat în figura următoare (fig. II.1.1.1).

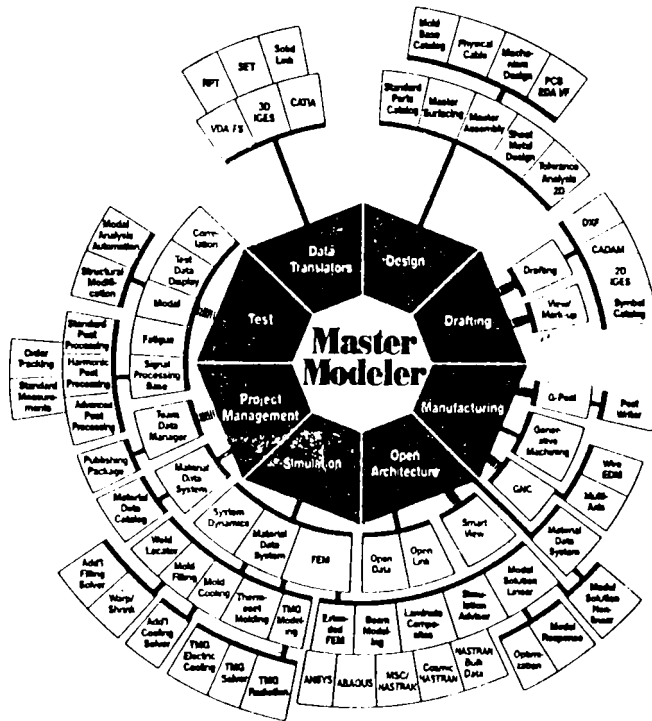
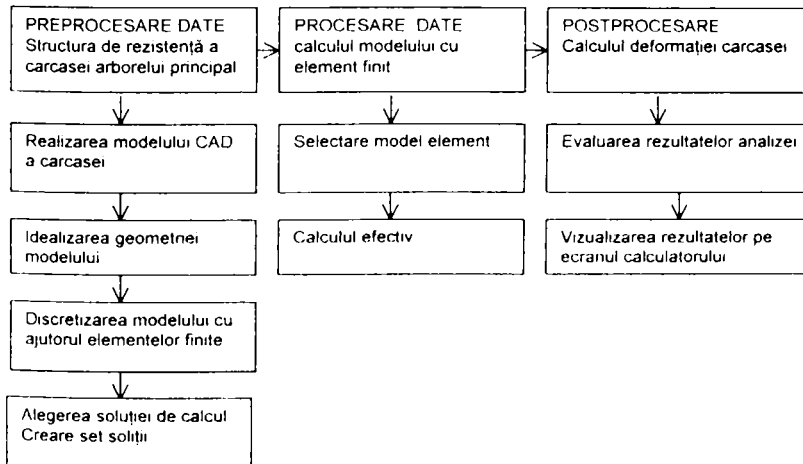


Fig. II.1.1.1.

Se va prezenta în continuare, pașii urmați în utilizarea programului NASTRAN MSC; pentru a obține modelul de calcul, cu schema logică a rezolvării problemei în figura următoare:



PREPROCESARE DATE

1. Pornind de la desene de execuție a carcasei arborelui principal pentru strungul SP 630 NC, realizate în AUTOCAD 10 s-a făcut un import de date AUTOCAD în program de desing NASTRAN. O dată datele importate s-a creat proiectul "BUT" cu directorul aferent. Acest proiect și acest director se va regăsi pe tot parcursul experimentului.

2. Informațiile sunt importate în 2D – informații care prin decupare și apoi recombinație au condus la realizarea structurii în 3D. Fiecare parte a structurii a fost realizată separat și au fost introduse în biblioteca de părți a programului. Când toate părțile au fost concepute s-a realizat unirea lor finală, obținând structura în 3D.

3. Având structura definită s-au introdus caracteristicile de material reale (FC 250).

4. S-a realizat modelul de element finit, având ca suport structura realizată în 3D.

Utilizând facilitățile oferite de program, de realizare a discretizării s-a recurs la mai multe secțiuni ale carcasei care au fost multiplicare iar apoi unite astfel încât în final s-a obținut modelul de element finit. Structura prezintă 4813 noduri.

5. S-a făcut verificarea calității discretizării, pentru structuri mari, la acest lucru este absolut necesară o verificare a suprapunerii nodurilor, o verificare a laturilor libere rezultate în urma discretizării – lucru ce înseamnă discontinuități nedorite în rețea.

După verificare se face o renumerotare a nodurilor și o optimizare a matricei elementelor.

6. Procesare date.

Creând modelul de element finit, determinând forțele și fiind definită analiza, se trece la procesarea datelor în regim interactiv-direct sau indirect.

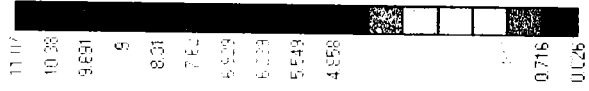
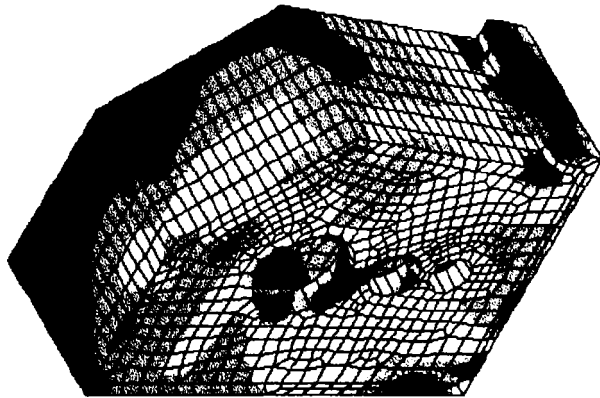
7. Postprocesare.

Se face o analiză a rezultatelor. Aceste rezultate pot fi reprezentate cu valorile lor în noduri, pe elemente sau pe întreaga structură. Se poate selecta deformarea modelului sau evoluția deformației modelului în pași succesivi.

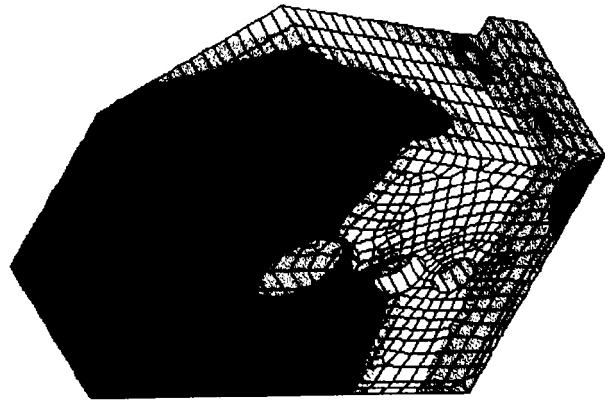
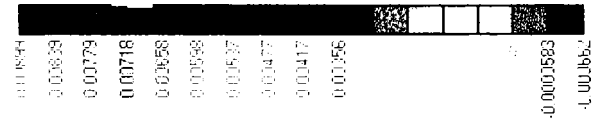
8. Se face listarea rezultatelor.

În calculele referitoare la solicitările carcasei arborelui principal s-a ținut cont de:

- a) componentele forței totale de aşchiere. Ele sunt cunoscute și se determină cu formulele din teoria aşchierii
- b) Greutatea proprie, greutatea arborelui principal, greutatea păpușii mobile, greutatea proprie a piesei de prelucrat.
- c) Forțe de frecare care acționează pe suprafețele de contact ale ghidajelor.



Output Set: MSC/NASTRAN Case 1
Contour: Solid Von Mises Stress



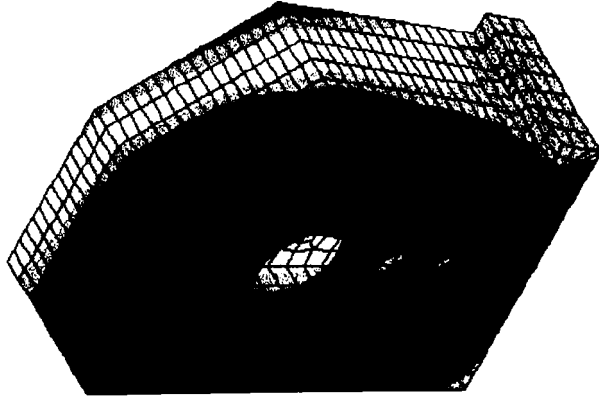
Z X
Y
Output Set MSC/NASTRAN Case 1
Contour: T1 Translation

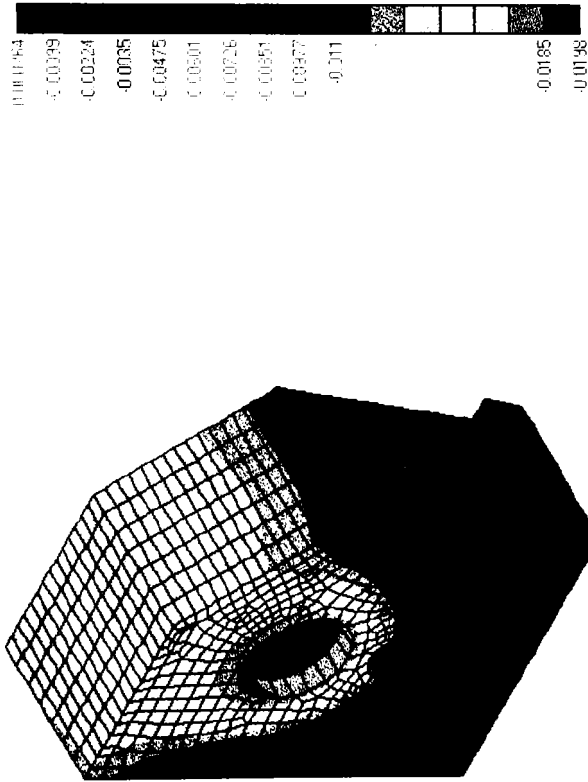
Y

Z

X

Output Set: MSC/NASTRAN Case 1
Contour: T2 Translation



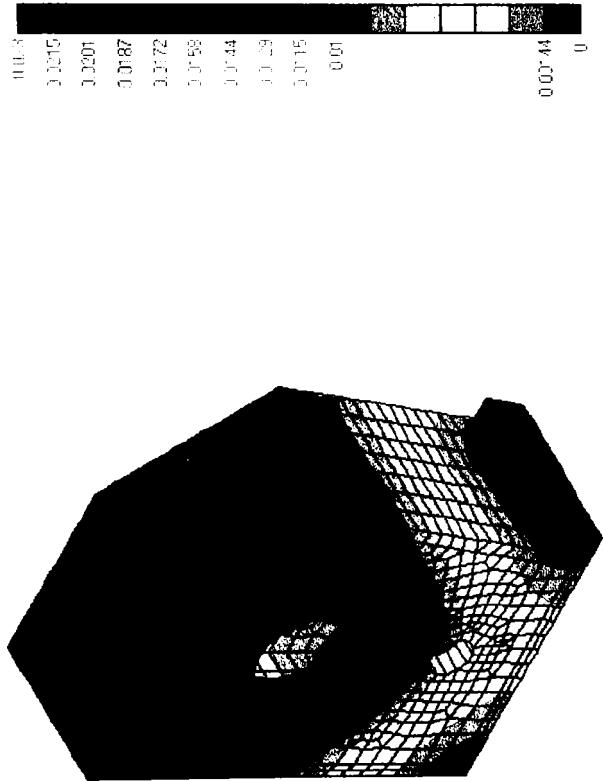


Y

Z

X

Output Set: MSC/NASTRAN Case 1
Contour: T3 Translation

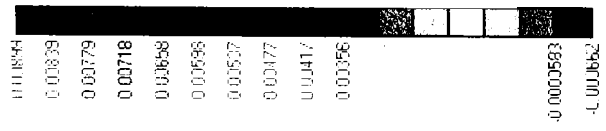
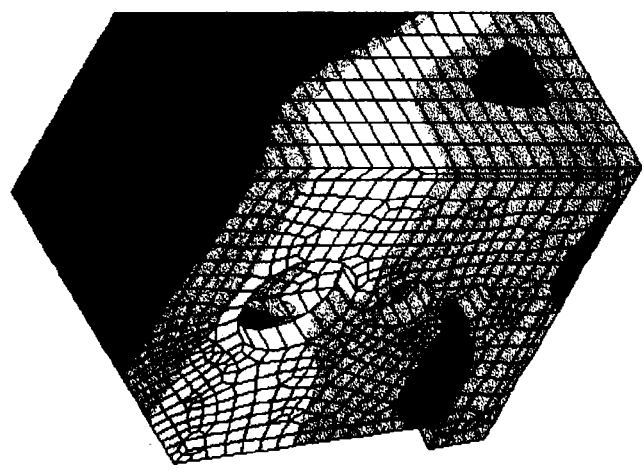


Z X
Y
Output Set MSC/NASTRAN Case 1
Contour: Total Translation

□ □ □

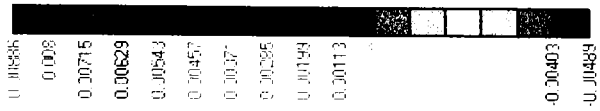
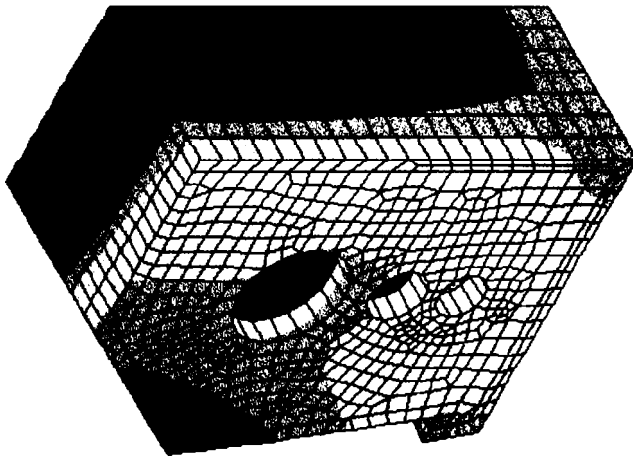
X
Y
Z

Output Set: MSC/NASTRAN Case 1
Contour: T1 Translation

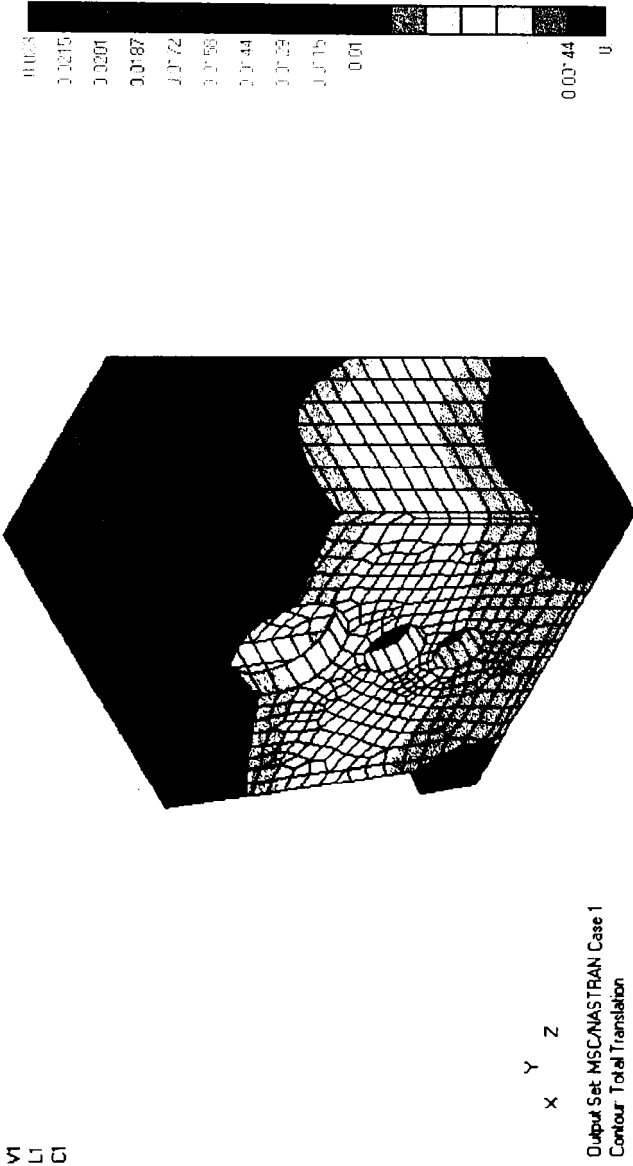


X Y Z

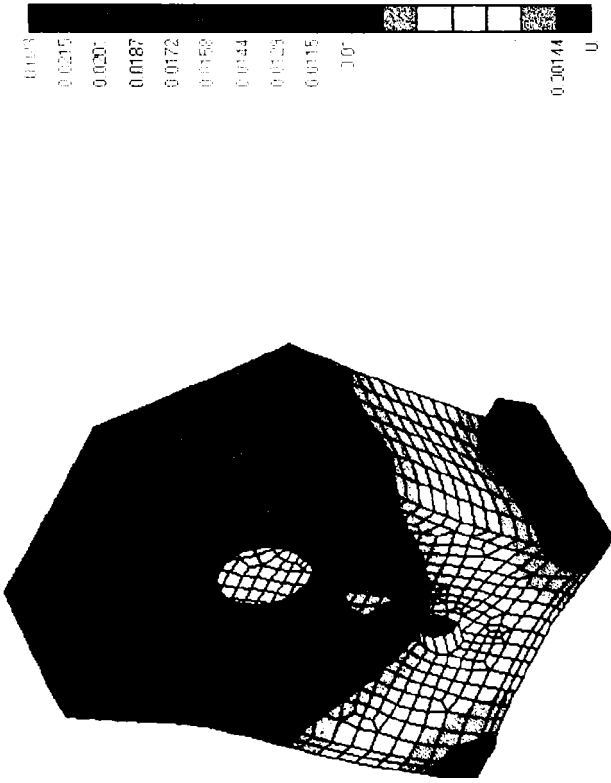
Job: Set MSC/NASTRAN Case 1
Contour T2 Translation



550



V1
L1
C1



0:Apur2et: MSC/NASTRAN Case 1
Deformed(0.023) Total Translation
Contour: Total Translation

II.2. INFLUENȚA DEFORMAȚIILOR TERMICE ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE

II.2.1. MĂSURAREA TEMPERATURILOR LA LAGĂRELE ARBORELUI PRINCIPAL ȘI A TEMPERATURILOR ULEIULUI DIN BAZINUL CUTIEI DE VITEZE

Având în vedere faptul că elementele ce degajă cea mai mare cantitate de căldură în cutia de viteze sunt cuplajele, am făcut măsurători de temperatură la două cutii de viteză, una cu cuplaje hidraulice (CH) și una având cuplaje electromagnetice (CE). S-au înregistrat temperaturile în lagărul din față (Lf), în lagărul din spate(Ls), temperatura din bazin și temperatura mediului ambiant. Citirile s-au făcut cu ajutorul unui echipament ce are posibilitatea de înregistrare a temperaturilor prin intermediul unor captori termici.

Tabel II.2.1.1.

| TIMP MIN | CV cu cuplaje hidraulice | | | | CV cu cuplaje electromagnetice | | | |
|----------------|--------------------------|------|------|--------|--------------------------------|----|------|--------|
| | Lf | Ls | Tmed | Tbazin | Lf | Ls | Tmed | Tbazin |
| 0 | 21 | 21 | 24 | 22 | 16 | 16 | 16 | 20 |
| 20 | 25 | 27 | 24 | 26 | 24 | 21 | 16 | 21 |
| 40 | 30 | 30 | 24 | 28 | 30 | 25 | 17 | 29 |
| 60 | 32 | 32 | 24 | 30 | 33 | 28 | 17 | 32 |
| 80 | 34.5 | 34 | 24.5 | 32 | 35 | 30 | 17.5 | 34 |
| 100 | 36 | 35 | 25 | 34 | 38 | 32 | 18 | 37 |
| 120 | 38 | 36 | 25 | 35.5 | 40 | 34 | 18 | 39 |
| 140 | 38 | 36.5 | 25 | 36 | 41 | 36 | 20 | 40 |
| 160 | 40 | 40 | 25.5 | 40 | 43 | 37 | 20 | 42 |
| 180 | 40 | 40 | 26 | 40 | 45 | 38 | 20 | 43 |
| 200 | 40.5 | 40.5 | 26 | 40 | 45 | 40 | 20 | 45 |
| 220 | 40.5 | 40.5 | 26 | 40 | 45 | 40 | 20 | 45.5 |
| n=1200 rot/min | | | | | n=1200 rot/min | | | |

Se observă că evoluția temperaturilor în timp prezintă aproximativ aceeași alură. Temperaturile mai mari s-au înregistrat în lagărul din față a arborelui principal. Turația la care s-a făcut citirile a fost de 1200 rot/min.

Temperatura Lf

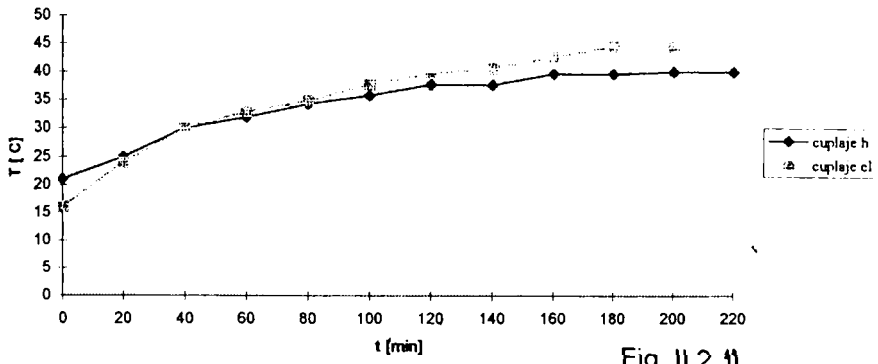


Fig. II.2.11.

Temperatura Ls

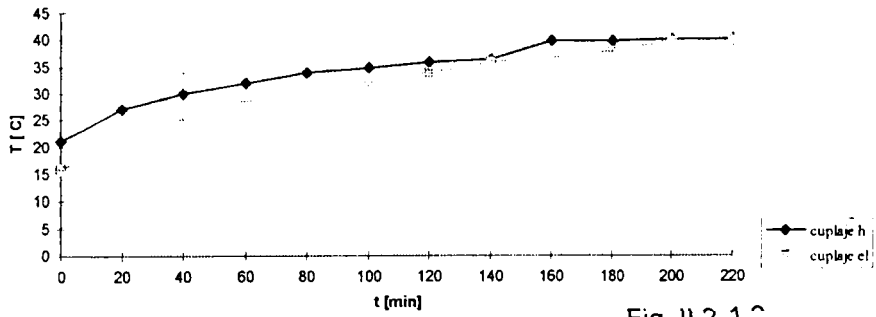


Fig. II.2.12.

Temperatura bazin

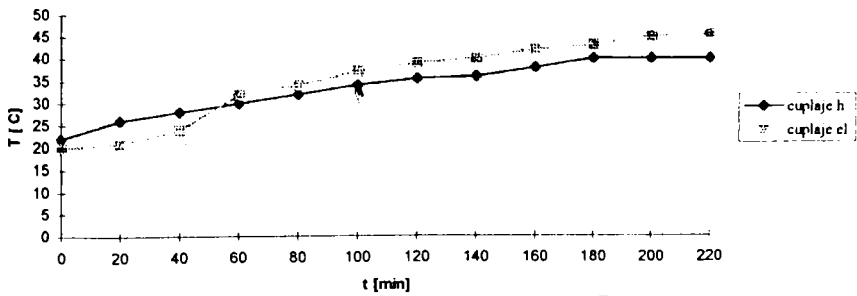


Fig. II.2.13.

II.2.2. INFLUENȚA TEMPERATURILOR ȘI A DEFORMAȚIILOR TERMICE ASUPRA PRECIZIEI LA PRELUCRAREA PIESEI PRINSE ÎN UNIVERSAL ȘI VÂRF

Cercetarea are drept scop determinarea deformațiilor termice a piesei prinsă în universal și vârf atât în plan vertical cât și orizontal. Măsurătorile au fost făcute la păpușa fixă, la vârful din pinolă, și la păpușa mobilă. S-au montat cele patru ceasuri comparatoare, două în plan vertical (1 și 2), și două în plan orizontal (3 și 4) care ne indică deformațiile în cele două planuri (Fig. II.2.2.1). Turația mașinii $n = 2000$ rot/min, timp de 180 minute, perioada în care s-au măsurat deformațiile și temperaturile din 30 în 30 minute.

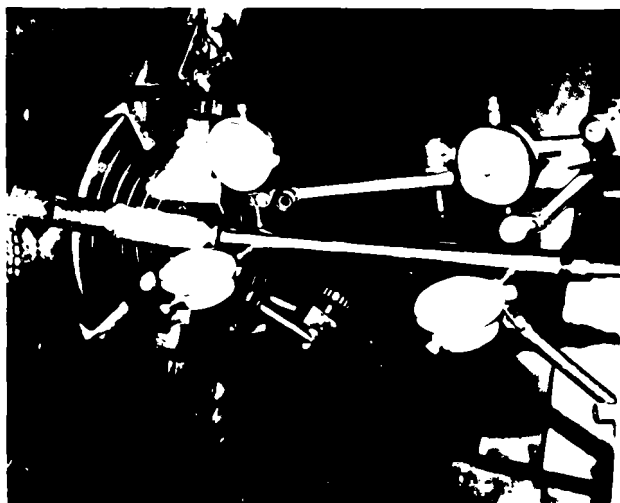


Fig. II.2.2.1.

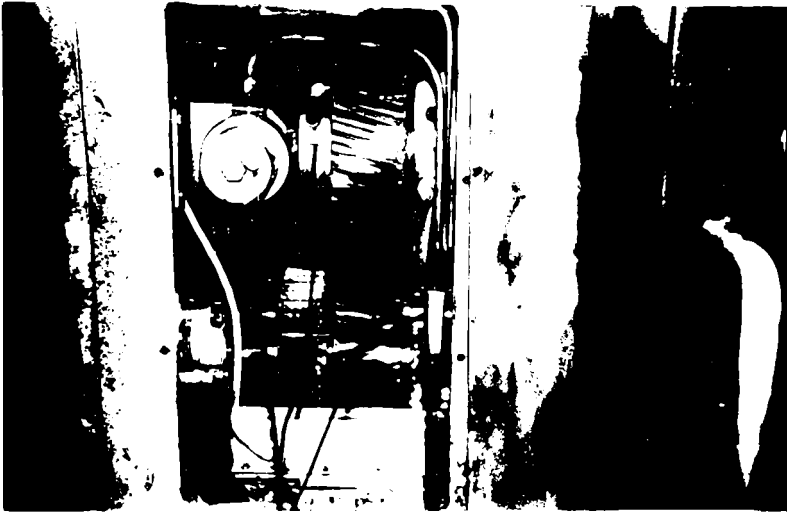


Fig. II.2.2.2



Fig. II.2.2.3

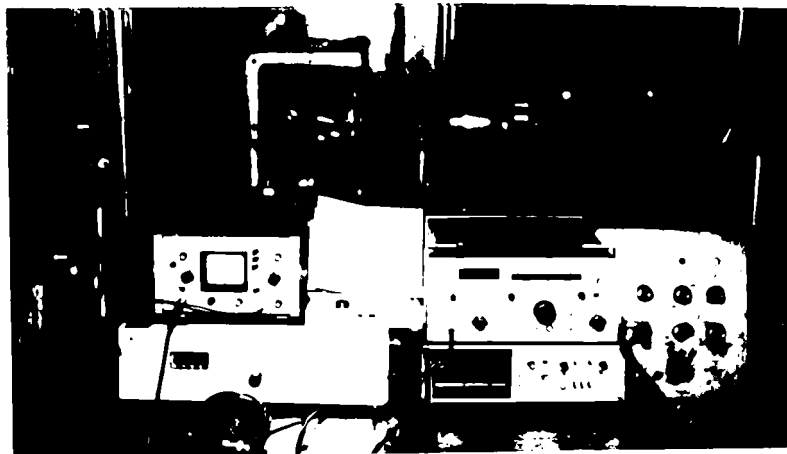


Fig. II.2.2.4

Experimentul s-a făcut în următoarele condiții :

- Presiunea de strângere la pinola a fost $p = 15$ bari;
- Turația la arborele principal $n = 2000$ rot/min.

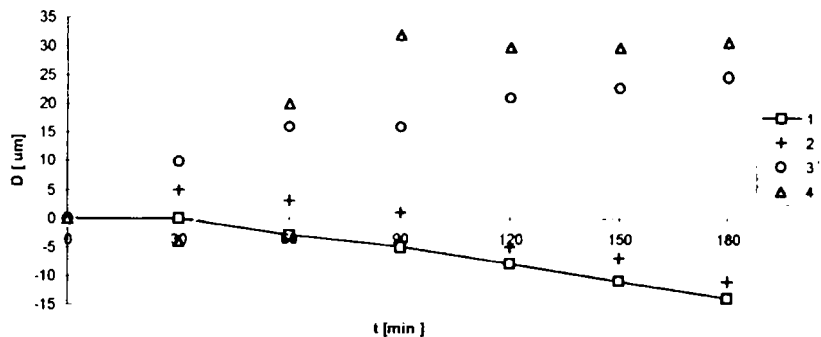
Rezultatele sunt prezentate în tabelul II.2.2.1 cu ilustrare grafică în figura II.2.2.1' :

Deformații termice [μm]

Tabel II.2.2.1

| Timp [min] \ punct | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 |
|--------------------|---|----|----|----|-----|-----|-----|
| 1 | 0 | 0 | -3 | -5 | -8 | -11 | -14 |
| 2 | 0 | 5 | 3 | 1 | -5 | -7 | -11 |
| 3 | 0 | 10 | 16 | 16 | 21 | 23 | 25 |
| 4 | 0 | -4 | 20 | 32 | 30 | 30 | 31 |

Fig. II.2.2.1'



În urma determinării deformațiilor termice cu piesa prinsă în universal și vârf s-a constatat că după stabilizarea deformațiilor piesa s-a deplasat în plan vertical cu $-0,014$ mm la capătul dinspre păpușa fixă și cu $-0,011$ mm în capătul dinspre pinola, în plan orizontal piesa se deformează cu $0,025$ mm la capătul dinspre păpușa fixă și cu $0,03$ mm la capătul dinspre pinola.

Temperaturile s-au stabilizat după 180 minute de funcționare: la arborele principal la 48°C , la vârful fix la 44°C , la păpușa mobilă la 44°C , iar la pinola la 50°C .

II.2.2.1. INFLUENȚA TEMPERATURILOR ASUPRA DIFERITELOR SUBANSAMBLURI A MAȘINII UNELTE ÎN TIMPUL PROCESULUI TEHNOLOGIC

Cercetarea are drept scop analiza influenței deformațiilor termice în lagărele arborelui principal vârfuri din pinolă, păpușă mobilă. Pentru efectuarea măsurătorilor turația a fost de 1800 rot/min timp de 160 minute, perioada în care s-au măsurat temperaturile în punctele mai sus arătate, din 15 în 15 min. Experimentările s-au făcut în următoarele condiții :

- Turația maxima a arborelui principal $n = 1800$ rot/min;
- Presiunea de strângere la pinola $p = 45$ bari;
- Temperatura mediului ambiant $T = 20^{\circ}\text{C}$.

Rezultatele se găsesc în tabelul II.2.2.1.1cu reprezentarea grafica în figura II.2.2.1.1.

În urma experimentărilor s-a constatat că după 150 minute de funcționare temperaturile s-au stabilizat, temperatura cea mai ridicată fiind de 48°C la lagărul din față a arborelui principal.

Temperaturi [$^{\circ}\text{C}$] Tabel II.2.2.1.1

| Loc de Măsurat \ Timp [min] | 0 | 15 | 30 | 45 | 60 | 75 | 90 | 105 | 120 | 135 | 150 |
|-----------------------------|----|----|----|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|
| Vârf fix din pinolă | 16 | 20 | 21 | 22 | 26 | 26 | 31 | 32 | 32 | 32 | 34 |
| păpușă mobilă | 18 | 24 | 32 | 32 | 37 | 36 | 39 | 40 | 41 | 43 | 43 |
| Lagăr spate AP | 19 | 33 | 34 | 38 | 35 | 38 | 37 | 37 | 37 | 37 | 39 |
| lagăr fata AP | 19 | 36 | 37 | 43 | 45 | 45 | 47 | 47 | 47 | 48 | 48 |

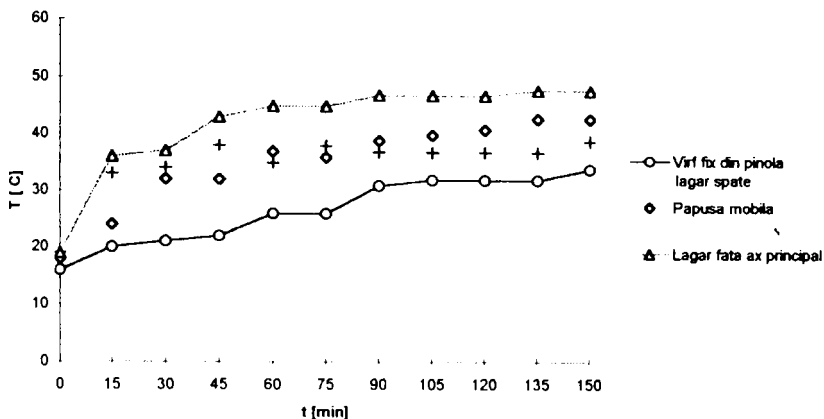
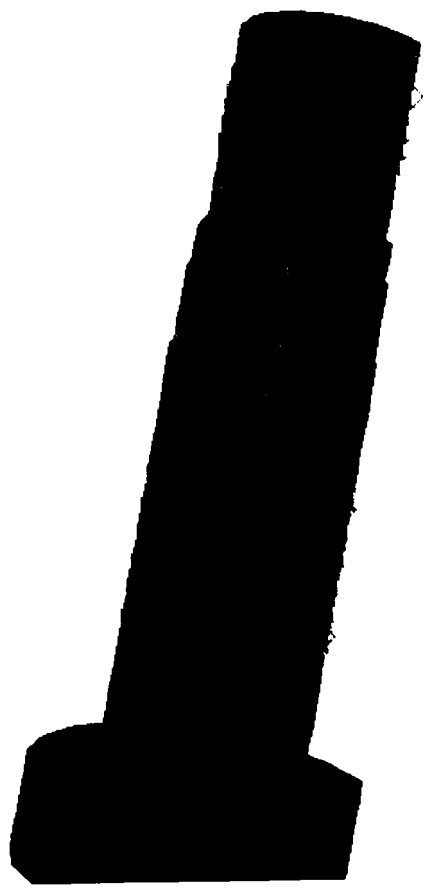
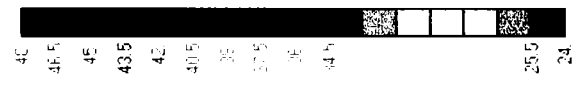


Fig. II.2.2.1.1.

Modalitățile de experimentare sunt reprezentate în figurile următoare cu plasarea captorilor termici în cutia de viteze (fig. II.2.2.2.) cu standul de măsurare (fig. II.2.2.3. și II.2.2.4.). În urma măsurătorilor cu valorile obținute s-a făcut o analiză cu element finit prezentându-se modificările în timp a arborelui principal. În figurile II.2.2.5–II.2.2.11 sunt prezentate repartizările în timp (la 130 sec, 1030 sec, 3230 sec, 4830 sec, 6430 sec, 8030 sec și 9630 sec) a distribuției temperaturii pe arborele principal la prelucrarea în universal și vârf. S-au folosit pentru discretizare 4973 noduri. Strungul care s-a analizat este un strung cu comandă numerică SP-630-NC. În urma analizei s-au obținut deformațiile maxime în plan axial la arborele principal (prezentate în fig. II.2.2.12) – cea mai mare valoare fiind de 0,0539 mm

În plan radial apare o deformație maximă de 0,0331 mm (fig. II.2.2.13) conform măsurătorilor din tab. II.2.2. punctul 4.

În fig. II.2.2.14 sunt reprezentate deformațiile termice cumulate (totale) a arborelui principal, în timp, la prelucrarea în universal și vârf. În acest fel s-a obținut deformațiile termice exacte a arborelui principal, valori utilizate în determinarea deplasării totale a axei instantanee a arborelui principal, deplasări ce influențează precizia de prelucrare.



Y
Z
X

Output Set: Case 6 Time: 3230.000000
Contour: Temperature

V5
L1

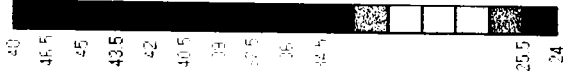
FigJ12.2.7

VS
U1



Fig. II 2.28

106



Y Z
X

Output Set: Case 7 Time 4830.000000
Contour: Temperature

V5
U1

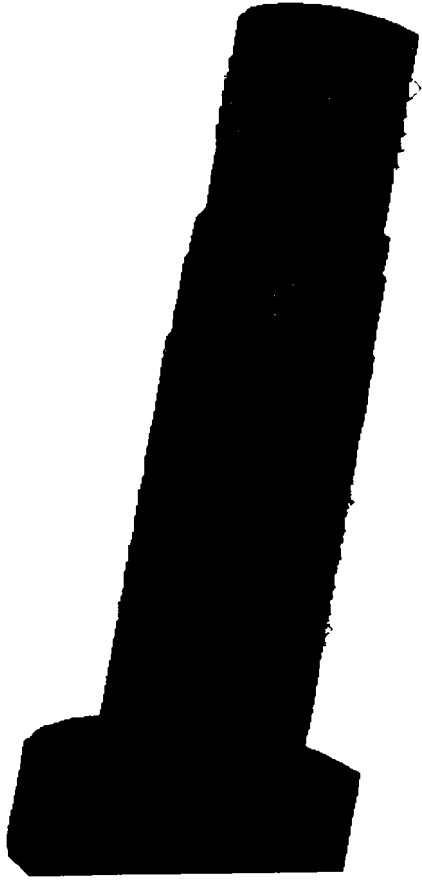
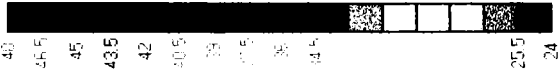


Fig.II 229

X Y Z
Output Set: Case 8 Time 6430.000000
Contour: Temperature

V5
L1

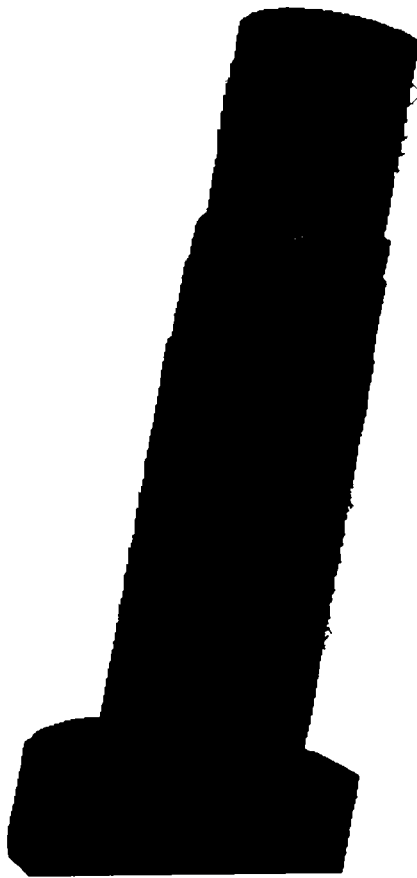
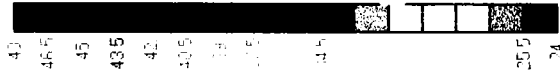


Fig. II 2.2.11

110

Y Z
X
Output Set: Case 10 Time 9630.000000
Contour: Temperature



V3
U
C

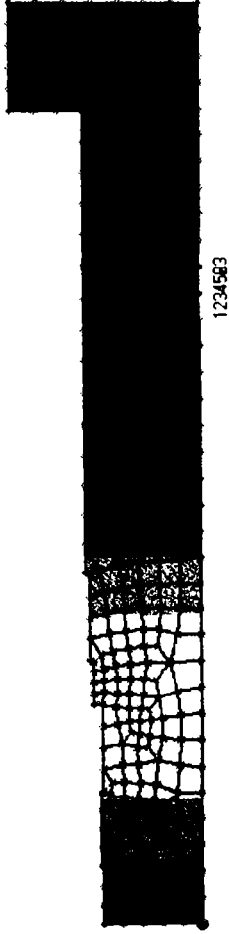
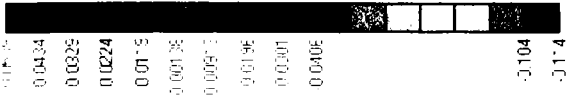


Fig.II 2.2.12

Y
Z X
Output Set: MSC/NASTRAN Case1
Contour: 11 Translation

V3
L1
G

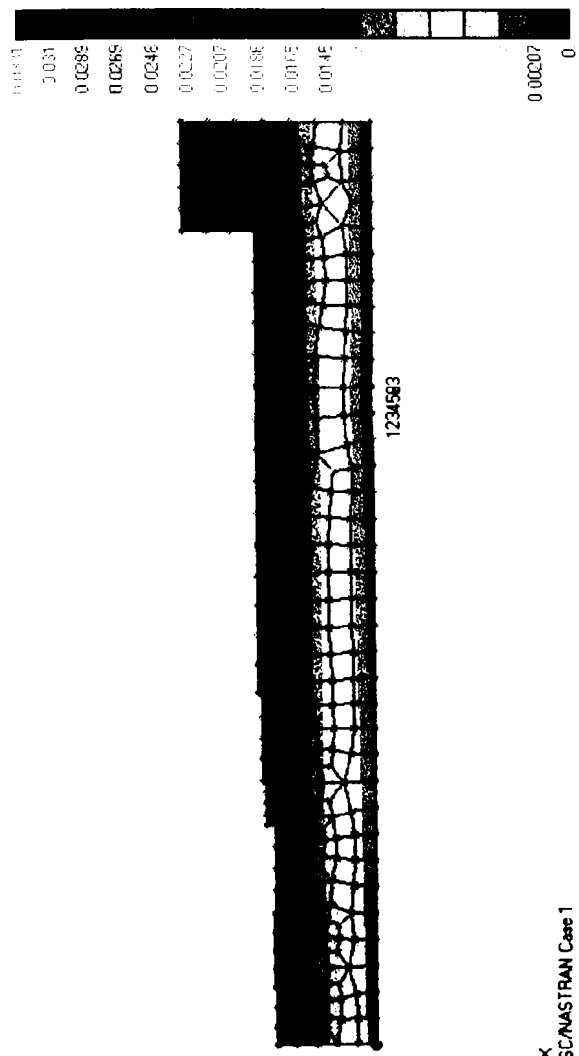


Fig. If 22.13

Y
Z X
Output Set: MSC/NASTRAN Case 1
Contour: T2 Transition

855

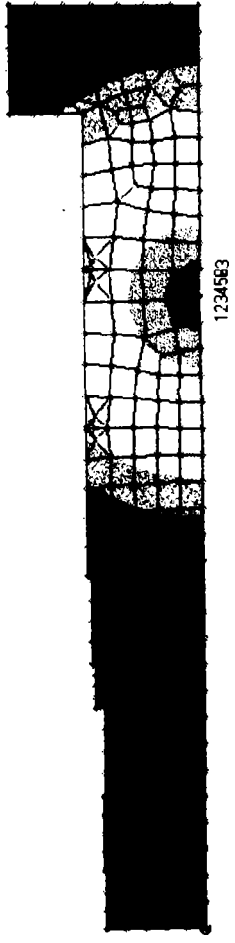


Fig. II 2.2.14

Y
Z X
Output Set: MSC/NASTRAN Case 1
Contour: Total Translation

II. 2.3. EXPERIMENTARI PRIVIND MODALITATILE EFECTUARII CORECTE A REGLAJELOR DE PRESTRÂNGERE LA LAGARELE ARBORELUI PRINCIPAL

Cercetarea are drept scop verificarea deformațiilor termice și a temperaturilor în vederea reglării prestrângerii rulmenților la arborele principal.

Pentru efectuarea lucrării s-a prins un dorn în arborele principal pe care palpează patru ceasuri comparatoare, doua lângă arborele principal în plan vertical și orizontal, iar doua la distanța de 200 mm de celelalte în plan vertical și orizontal. După reglarea ceasurilor comparatoare s-au ales puncte de măsură pentru temperaturi. S-au făcut măsurători de timp și deformații termice cu mașina rece, după care s-a pornit mașina rotind arborele principal cu turația $n = 1000$ rot/min, apoi s-au refăcut măsurători după 20 minute de funcționare și după 50 minute de funcționare, (Tab.II.2.3.1 și în fig.II.2.3.1) după care s-a schimbat turația la $n = 2000$ rot/min după 30 minute de funcționare (Tab.II.3.2). Cu turația mărită s-au măsurat temperaturile și deformațiile. În urma măsurătorilor s-au observat temperaturi ridicate la arborele principal și s-a oprit mașina pentru reglarea prestrângerii rulmenților arborelui principal. După efectuarea reglajelor la rulmenți s-au reluat măsurătorile. S-a rotit arborele principal cu $n = 2000$ rot/min timp de 90 minute, perioada în care s-au făcut măsurători din 30 în 30 minute, apoi s-a mărit turația la $n = 2800$ rot/min funcționând cu turația aceasta timp de o oră, după care s-a oprit mașina și s-au prereglat rulmenții din nou.

După a doua reglare de prestrângere a rulmenților s-au reluat măsurătorile verificându-se numai temperaturile.

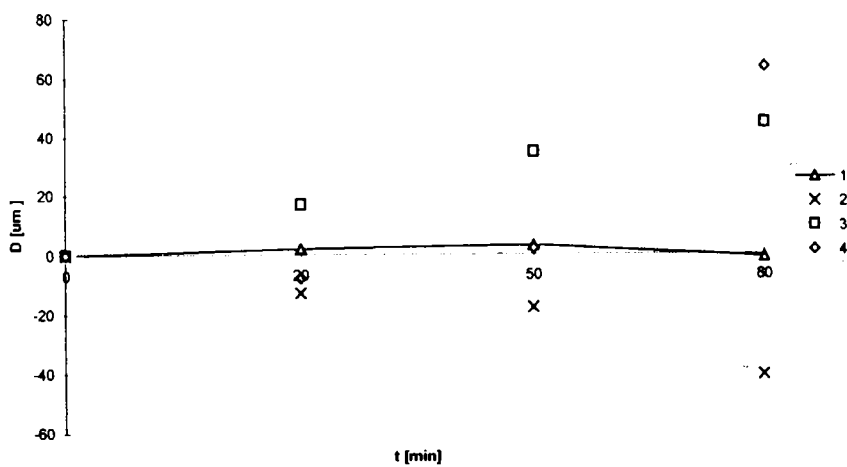
Mașina a funcționat timp de 210 minute, perioada în care s-au făcut măsurători din 30 în 30 minute (Tab. II.2.3.4). Pentru efectuarea lucrării mașina a fost pregătită în condiții normale de montaj urmând ca definitivarea

Deformații termice [μm]

Tabelul II.2.3.1

| Pct. de măsurare | Timp [min] | | | |
|------------------|------------|-----|-----|-----|
| | 0 | 20 | 50 | 80 |
| 1 | 0 | 2 | 3 | -1 |
| 2 | 0 | -13 | -18 | -41 |
| 3 | 0 | 17 | 35 | 45 |
| 4 | 0 | -8 | 2 | 64 |

Fig.II.2.3.1.

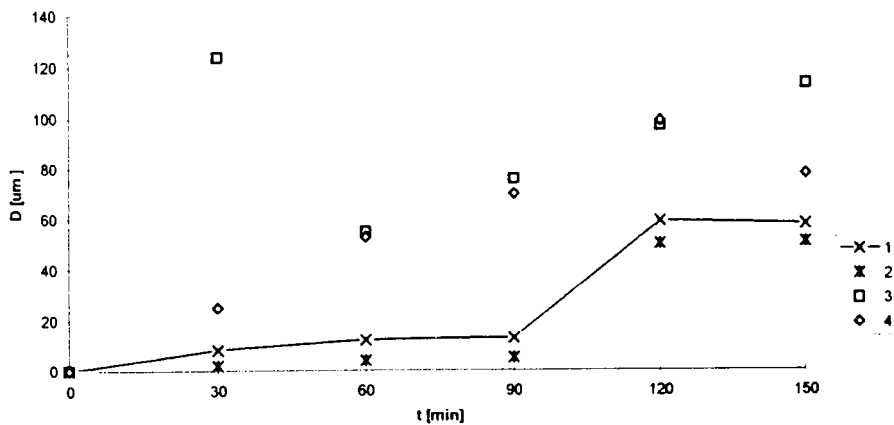


Deformații termice [μm]

Tabelul. II.2.3.2

| Timp [min] \ Pct de măsurare | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 |
|------------------------------|---|-----|----|----|-----|-----|
| 1 | 0 | 8 | 20 | 22 | 28 | 58 |
| 2 | 0 | 2 | 4 | 5 | 50 | 51 |
| 3 | 0 | 124 | 55 | 76 | 97 | 114 |
| 4 | 0 | 25 | 53 | 70 | 99 | 78 |

Fig. II.2.3.2

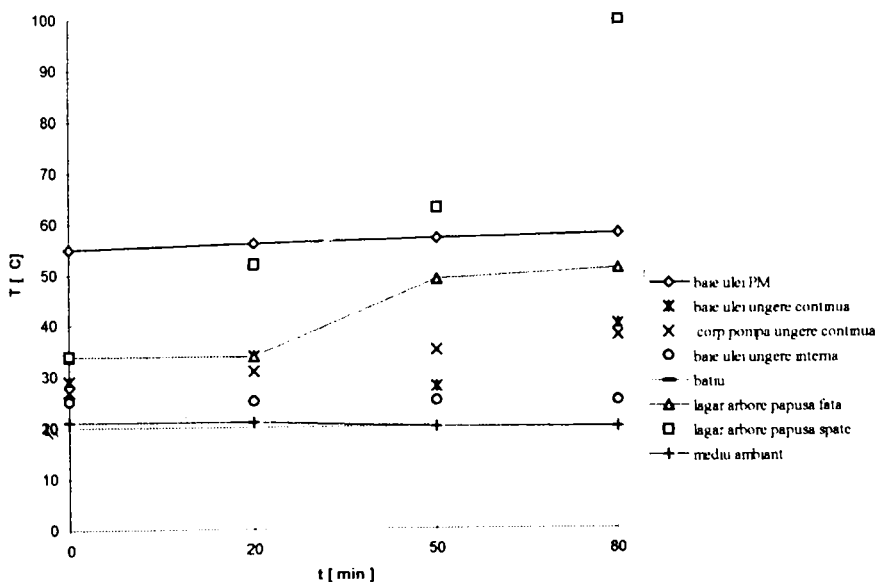


Temperaturi [°C]

Tabelul II.2.3.3.

| Timp [min] | 0 | 20 | 50 | 80 |
|----------------------------|----|----|----|-----|
| Loc de măsură | | | | |
| baie ulei PM | 55 | 56 | 57 | 58 |
| baie ulei ungere continua | 29 | 34 | 38 | 40 |
| corp pompa ungere continua | 27 | 31 | 35 | 38 |
| baie ulei ungere interna | 25 | 25 | 25 | 25 |
| batiu | 20 | 20 | 20 | 20 |
| Lagăr arbore păpușa față | 34 | 34 | 49 | 51 |
| lagăr arbore păpușa spate | 34 | 52 | 63 | 100 |
| mediul ambiant | 21 | 21 | 20 | 20 |

Fig.II.2.3.3.

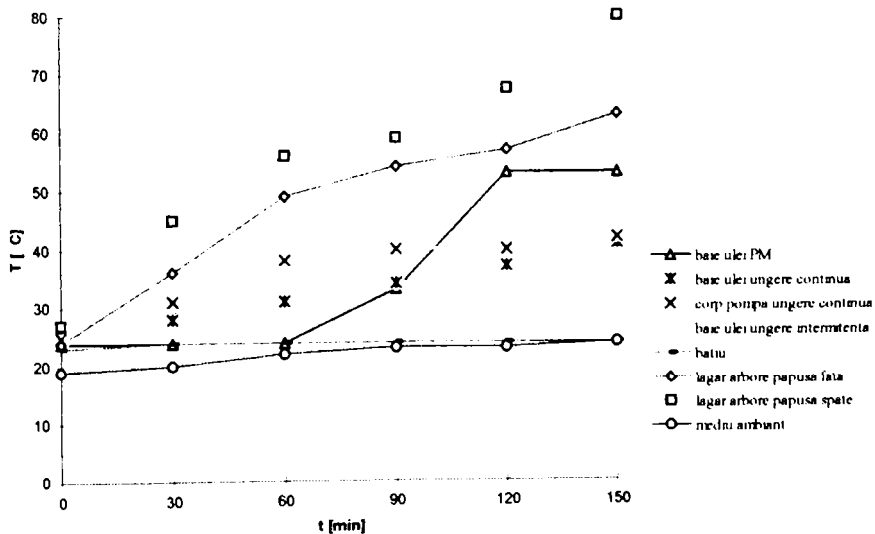


Temperaturi [°C]

Tabelul II.2.3.4.

| Loc de măsură \ Timp [min] | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 |
|----------------------------------|----|----|----|----|----------|-----|
| baie ulei PM | 24 | 24 | 24 | 33 | 53 | 53 |
| baie ulei ungere continua | 25 | 28 | 31 | 34 | 37 | 41 |
| corp pompa ungere continua | 25 | 31 | 38 | 40 | 40 | 42 |
| baie ulei ungere intermitenta | 23 | 23 | 23 | 24 | 24 | 24 |
| batiu | 23 | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 |
| lagăr arbore păpușa față | 24 | 36 | 49 | 54 | 57 | 63 |
| lagăr arbore păpușa spate | 27 | 45 | 56 | 59 | 67, 5 | 80 |
| mediul ambiant | 19 | 20 | 22 | 23 | 23 | 24 |

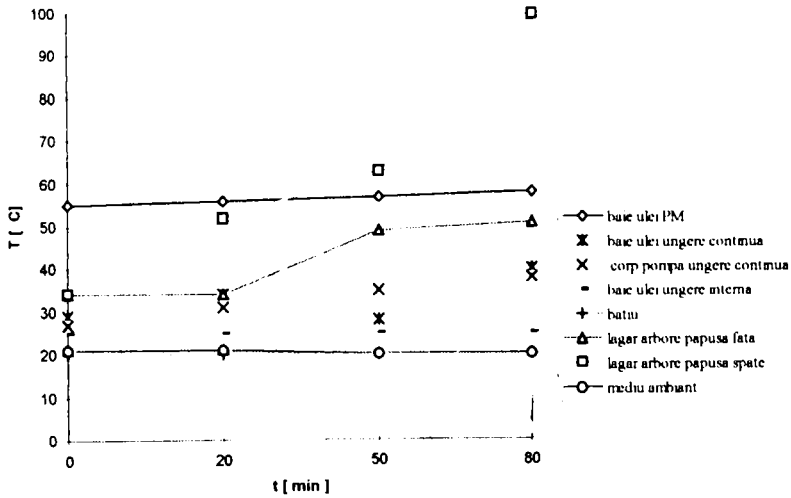
Fig. II.2.3.4.



Tabelul. II.2.3.5

| Loc de măsurat \ Timp [min] | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 |
|-----------------------------|----|----|----|----|-----|-----|-----|
| lagăr fata [°C] | 32 | 48 | 52 | 55 | 58 | 62 | 60 |
| lagăr spate [°C] | 32 | 49 | 55 | 58 | 59 | 63 | 62 |
| motor [°C] | 30 | 34 | 34 | 36 | 37 | 38 | 38 |
| Intrare păpușa fixa | 31 | 47 | 58 | 58 | 64 | 65 | 64 |
| Corp hidraulic | 37 | 43 | 48 | 56 | 53 | 53 | 55 |
| mediu ambiant | 28 | 28 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |

Fig. II.2.3.5



prestrângerii rulmenților de la arborele principal să se facă în urma măsurărilor.

Rezultatele măsurărilor se găsesc în tabelele II.2.3-1,2,3,4,5 cu reprezentările grafice în figurile anexate acestora. În urma verificării deformațiilor termice și a temperaturilor se constată că deformațiile termice la dornul prins în arborele principal cresc odată cu creșterea temperaturii. Deformația maximă în plan vertical este de 0,11 mm (punctul 3), iar în plan orizontal este de 0,058 mm (punctul 2) (Tab.II.2.3.2).

La temperaturi, se observă că după prima serie de măsurători temperatura la lagărul arborelui principal spate este de 100°C (Tab.II.2.3.3), după primul prereglaj la rulmenți temperatura scade la 80°C (Tab.II.2.3.4), iar după al doilea prereglaj la rulmenți temperatura scade la 70°C.

II.2.4. INFLUENȚA DEFORMAȚIILOR TERMICE ASUPRA PIESEI PRINSE ÎN UNIVERSAL.

Cercetarea are drept scop determinarea evoluției în timp a poziției liniei arborelui principal față de cuțit datorată deformațiilor termice. Au funcționat acționarea principală și instalațiile de ungere.

Tabelul II.2.4.1.

| Loc de masurat | Timp [min] | | | | | | |
|----------------|------------|----|----|----|-----|-----|-----|
| | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 |
| 1 | 0 | 28 | 17 | 14 | 8 | 20 | 144 |
| 2 | 0 | 8 | 7 | 4 | 0 | -2 | 2 |
| 3 | 0 | 43 | 73 | 98 | 143 | 112 | 118 |
| 4 | 0 | -2 | 3 | 8 | 5 | 10 | 11 |

S-a prins dornul în arborele principal, dorn care a fost măsurat în timp de 4 comparatoare, 2 în plan orizontal și 2 în plan vertical (comparatoarele 1 și 3 cu palpare în plan vertical, iar comparatoarele 2 și 4 în plan orizontal)(Fig.II.2.4.1). Tijele comparatoarelor nu au fost în contact permanent cu dornul din arborele principal numai în momentul când arborele principal se afla în stare oprita. S-au măsurat temperaturile din lagărele arborelui principal, la motor, arborele de intrare în păpușa fixă instalația hidraulică și a mediului ambiant (Tab. II.2.4.2). Din 30 în 30 minute s-au citit și indicațiile celor patru ceasuri comparatoare. Arborele principal a fost rotit cu turația de 1000 rot/min.

Mijloace de măsurare :

Termometru cu termocuplu, precizie $\pm 1^{\circ}\text{C}$;

- Aparat cu opt canale și cu captor de temperatură
- Comparatoare cu cadran, precizie 0,001 mm;
- Termometru cu imersiune, precizie $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

În vederea determinării cât mai exacte a deformațiilor termice în subsansamblurile mașinii s-a folosit modalitatea

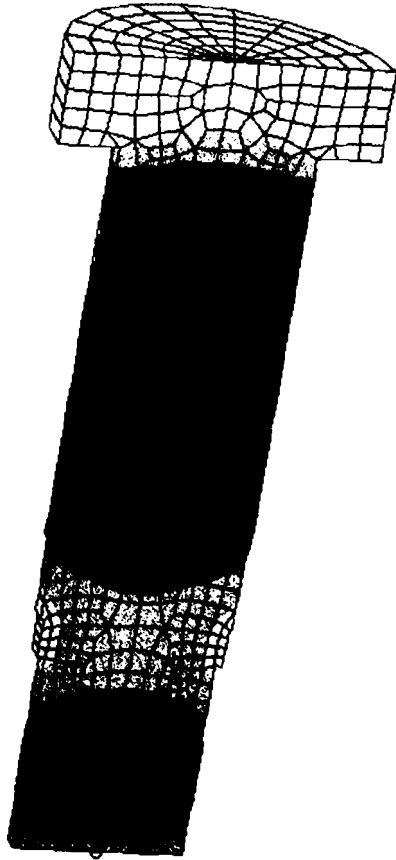
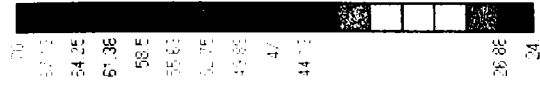


Fig. II 24.3

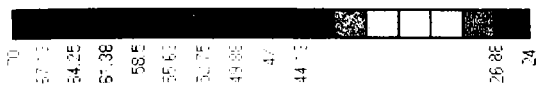
Z X

Output Set Case 5 Time 2406.875000
 Contour Temperature

855

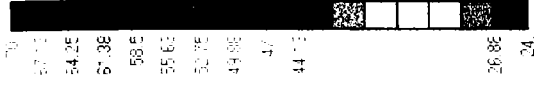
Fig. II 24.4

123



Z X

Y
Output Set: Case 7 Time 5506 875000
Contour: Temperature



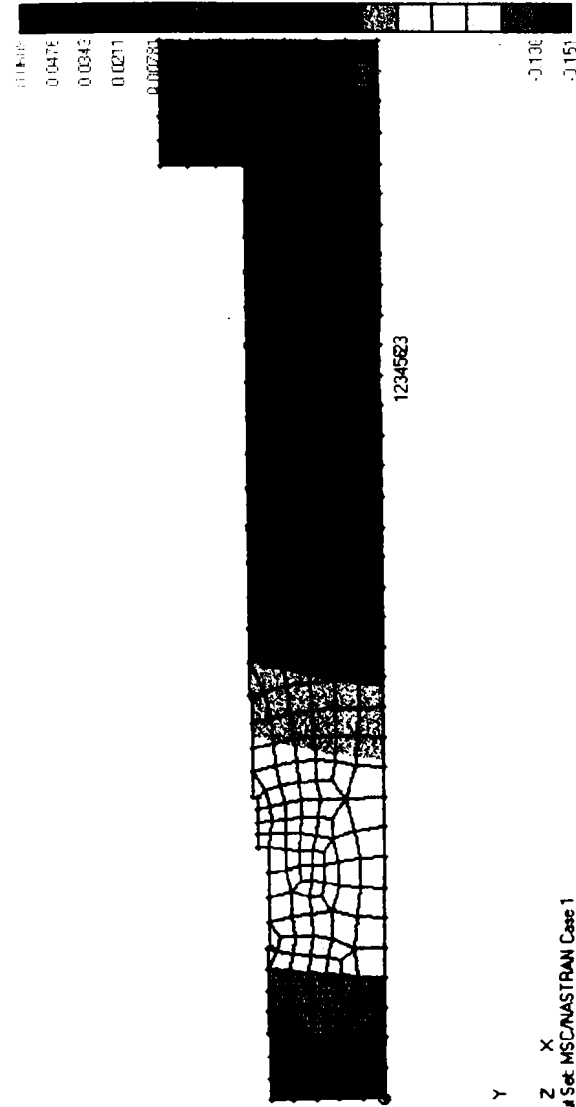
VS
U
U

Fig.II 24.5

124

Z X
Y

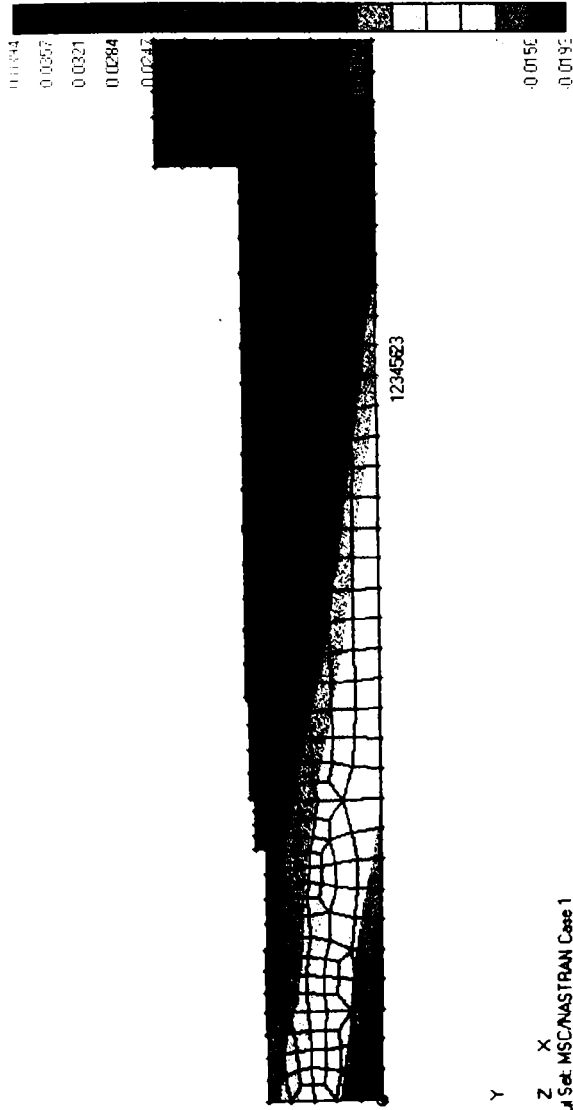
Output Set Case 8 Time 7206.875000
Contour: Temperature



3 5 6

Fig.II 2.4.7

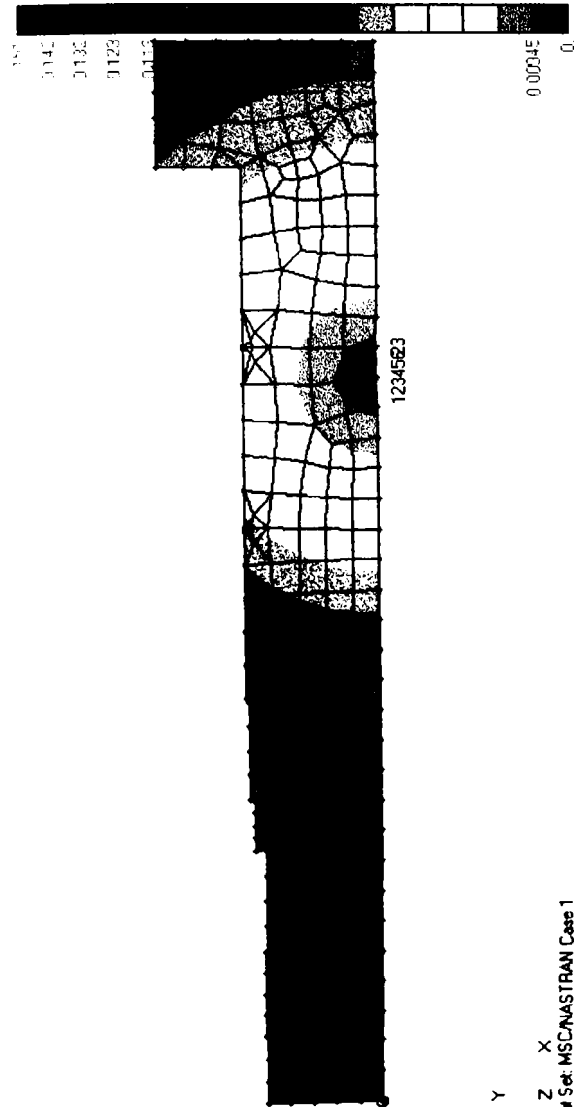
Y
Z X
Output Set: MSC/NASTRAN Case 1
Contour: T1 Translation



□ □ □

Fig. II 2.4.8

Y
Z X
Output Set: MSC/NASTRAN Case 1
Contour: T2 Transl:0



855

Fig. II 24.9

127

Y
Z X
Output Set: MSC/NASTRAN Case 1
Contour: Total Translation

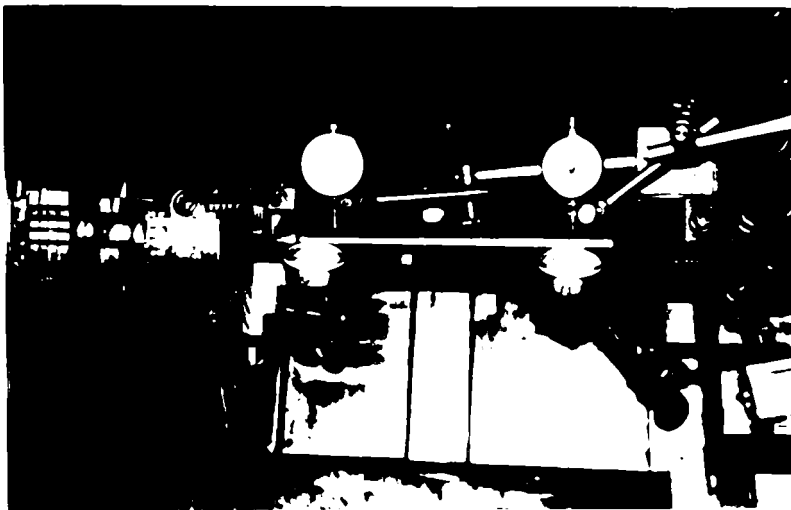


Fig II.2.4.1

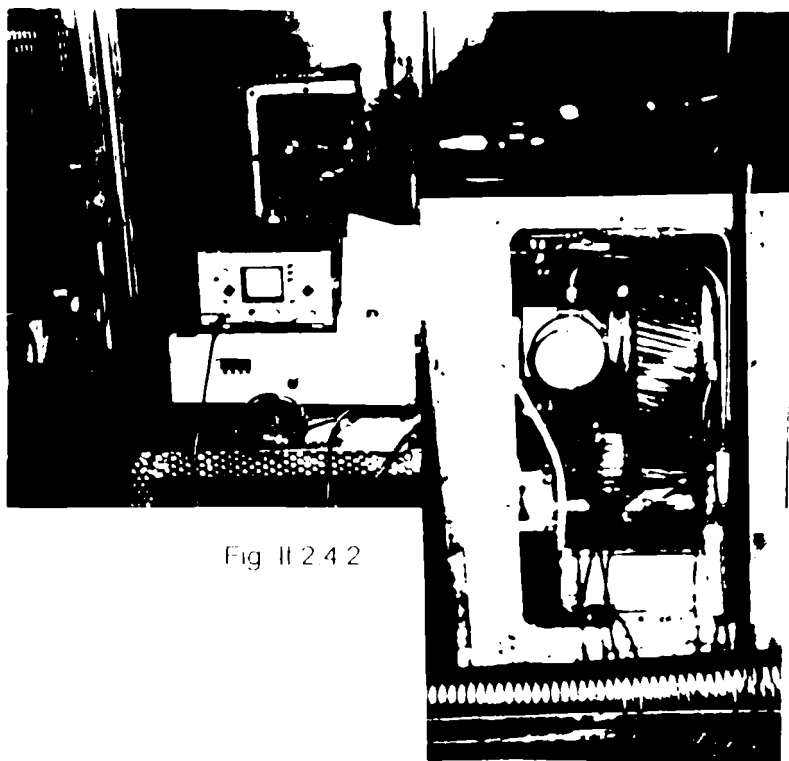


Fig II.2.4.2

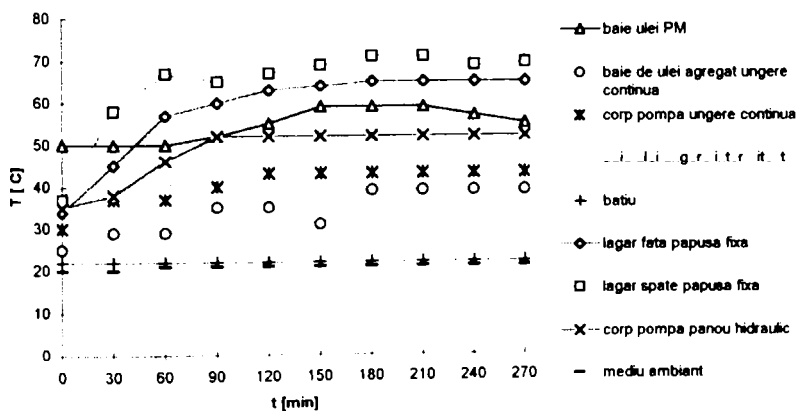
de măsurare a temperaturilor cu captori de temperatură amplasați pe lagăre, în baia de ulei, pe pompa de ungere, pe batiu, pe pompa din panoul hidraulic și mediu ambiant. Valorile temperaturilor (Tab. II.2.4.2) au fost folosite în elaborarea analizei cu element finit pentru determinarea deformațiilor termice. Astfel în (fig. II.2.4.3, II.2.4.4, II.2.4.5, II.2.4.6) sunt prezentate repartizările în timp (la 2406 sec, 5606 sec, 7206 sec și 9926 sec) a distribuției temperaturii pe arborele principal, la prelucrarea în universal.

După care în fig. II.2.4.7, II.2.4.8, II.2.4.9 sunt prezentate deformațiile în plan axial fig. II.2.4.7, în plan vertical fig. II.2.4.8 și deformațiile compuse (totale) în fig. II.2.4.9. Pentru analiză s-au folosit 4870 de noduri, obținându-se în acest fel o determinare exactă a deformațiilor datorită temperaturii.

Temperaturi [°C]

Tabelul. II.2.4.2.

| Loc de măsură | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 210 | 240 | 270 |
|-------------------------------|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| baie de ulei PM | 50 | 50 | 50 | 52 | 55 | 59 | 59 | 59 | 57 | 55 |
| baie de ulei agregat ungere | 25 | 29 | 29 | 35 | 35 | 31 | 39 | 39 | 39 | 39 |
| corp pompa ungere | 30 | 37 | 37 | 40 | 43 | 43 | 43 | 43 | 43 | 43 |
| baie ulei ungere intermitenta | 20 | 20 | 20 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 |
| batiu | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 |
| lagăr față păpușa fixă | 34 | 45 | 57 | 60 | 63 | 64 | 65 | 65 | 65 | 65 |
| Lagăr spate păpușa fixă | 37 | 58 | 67 | 65 | 67 | 69 | 71 | 71 | 69 | 69 |
| corp pompa panou hidraulic | 35 | 38 | 46 | 52 | 52 | 52 | 52 | 52 | 52 | 52 |
| mediu ambiant | 20 | 20 | 21 | 21 | 21 | 21 | 21 | 21 | 21 | 21 |



II.3. INFLUENȚA SURSELOR DE ZGOMOT ȘI A VIBRAȚIILOR ASUPRA PRECIZIEI PRELUCRĂRII

Scopul experimentului este determinarea nivelului de vibrații la păpușa fixă și port-sculă și modul de transmitere a acestora de la surse prin postament, sănii și turela până la organele directe în lucru (arborele principal și scula așchietoare).

S-a măsurat nivelul vibrațiilor la păpușa fixă, port-sculă, turela, sănii și postament, precum și la talpa motorului (Fig.II.3.1).

La păpușa fixă se măsoară vibrațiile în direcția orizontală și verticală pe toate cele patru game de la turația minimă până la turația maximă, notându-se nivelul maxim al vibrației și înregistrându-se pe osciloscop semnalele culese de către acceleratorul de vibrații prezentat în Fig. II.3.2, în vederea determinării spectrelor de vibrații.

Mijloace de măsură utilizate:

- accelerometru tip KD 34
- osciloscop
- analizor în timp real
- filtror de bandă îngustă
- înregistrator

Rezultatele măsurătorilor sunt prezentate în Fig. II.3.3....13.

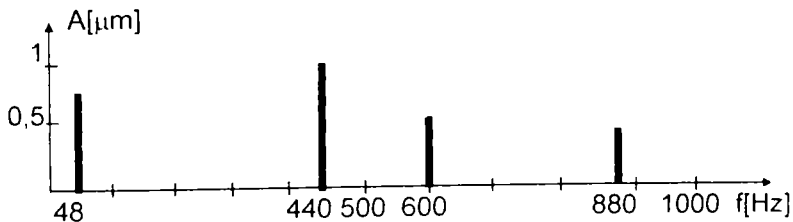


Fig. II.3.3

Analiza frecvențială a vibrațiilor la echipamentul hidraulic în plan vertical.



Fig. II. 3.1

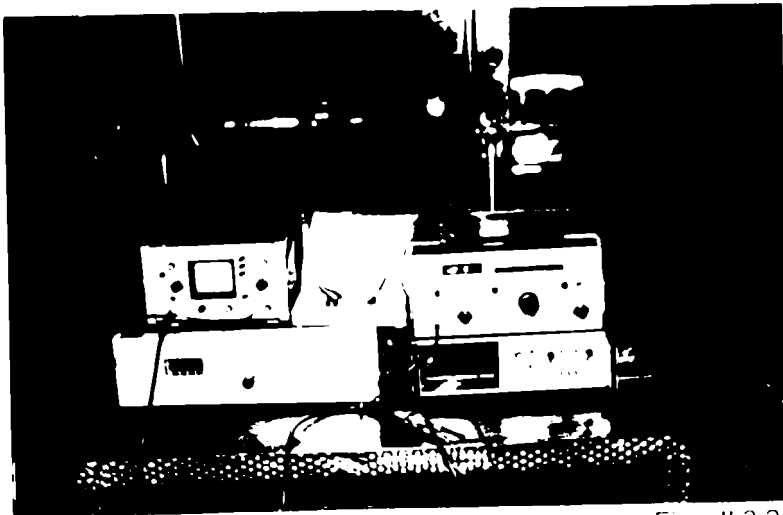


Fig II 3.2

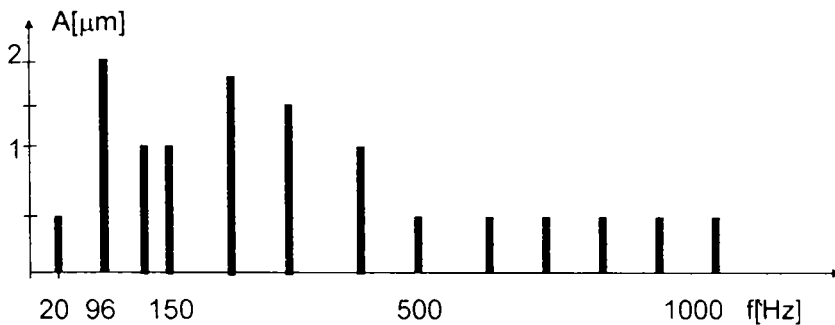


Fig. II.3.4.

Analiza frecvențială a vibrațiilor la păpușa fixă în plan orizontal, $n=80$ rot/min

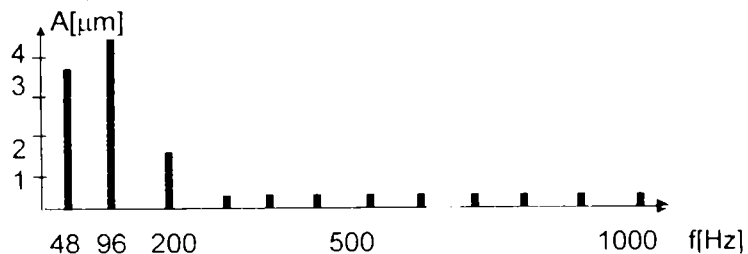


Fig. II.3.5

Analiza frecvențială a vibrațiilor la păpușa fixă în plan orizontal, $n=185$ rot/min

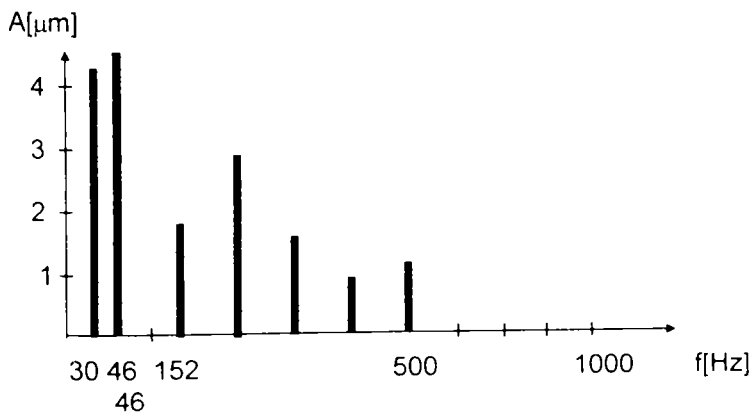


Fig. II.3.6

Analiza frecvențială a vibrațiilor la păpușa fixă în plan orizontal, $n=400$ rot/min

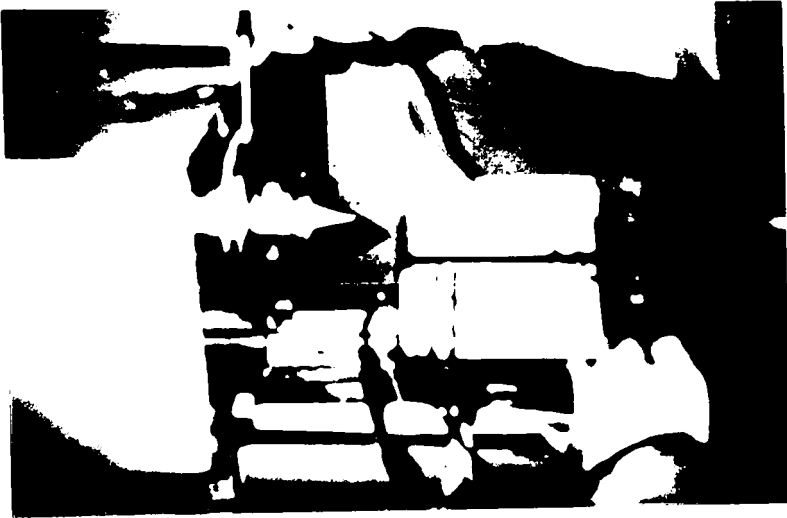
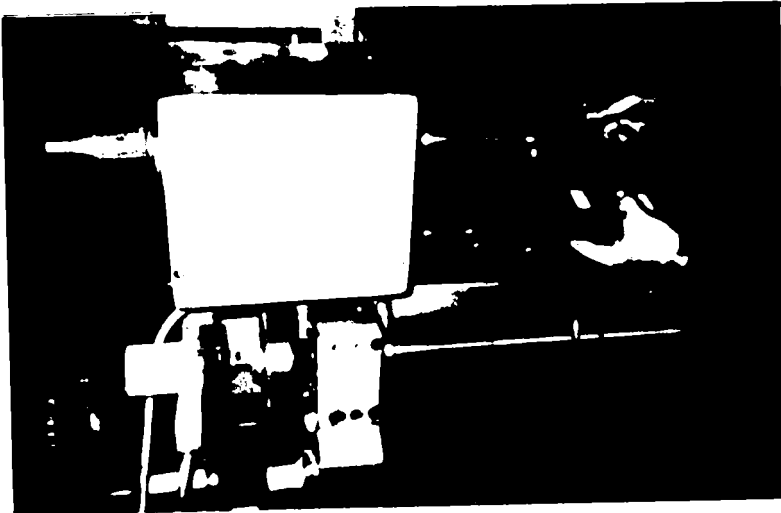


Fig.II.3.1



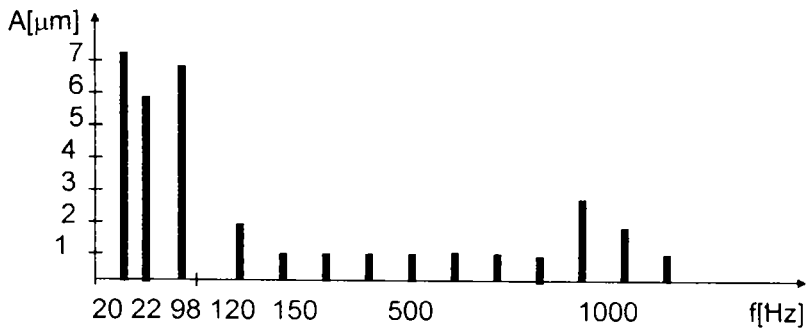


Fig. II.3.7

Analiza frecvențială a vibrațiilor la păpușa fixă în plan orizontal $n=670$ rot/min

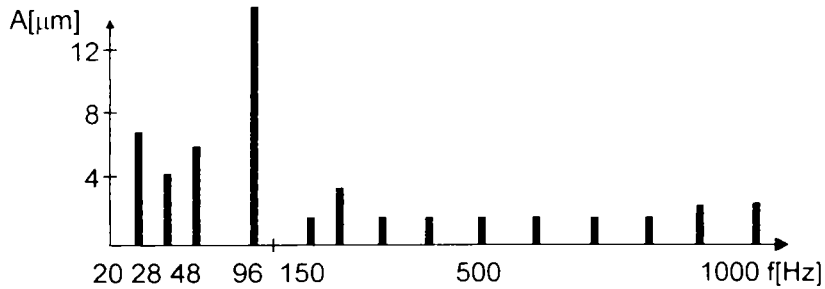


Fig. II.3.8

Analiza frecvențială a vibrațiilor la păpușa fixă în plan orizontal $n=1128$ rot/min.

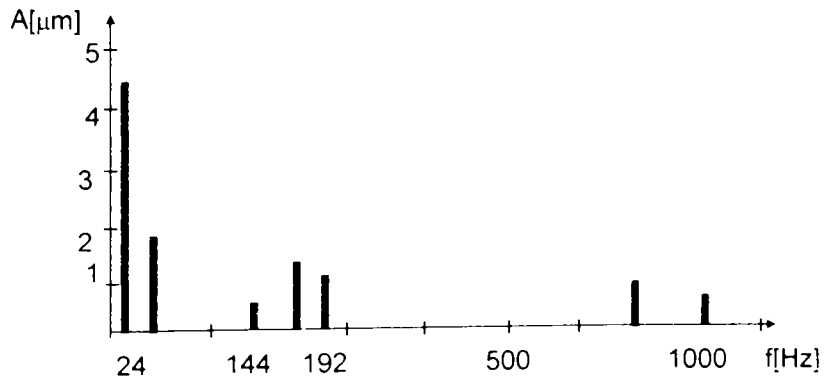


Fig. II.3.9

Analiza frecvențială a vibrațiilor la postament în plan orizontal $n=43$ rot/min

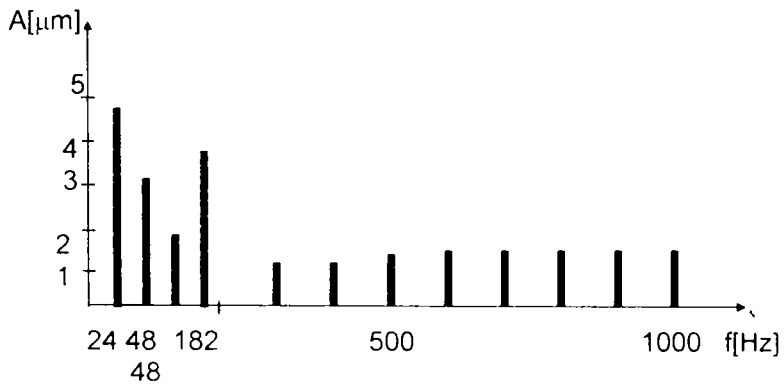


Fig. II.3.10

Analiza frecvențială a vibrațiilor la sania longitudinală în plan orizontal $n=1443$ rot/min.

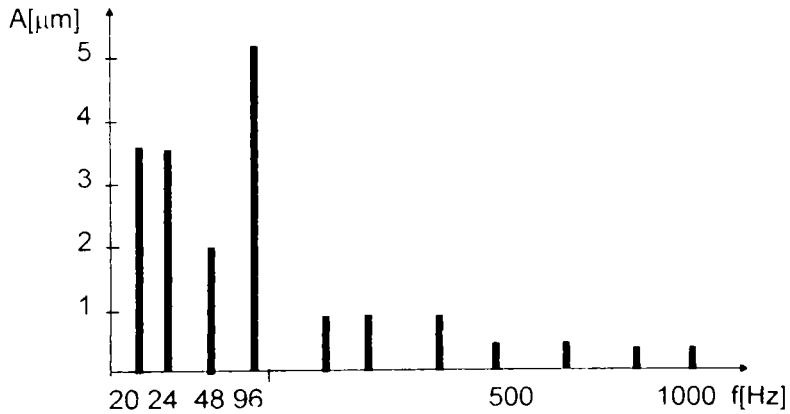


Fig. II.3.11

Analiza frecvențială a vibrațiilor la sania transversală $n=1443$ rot/min.

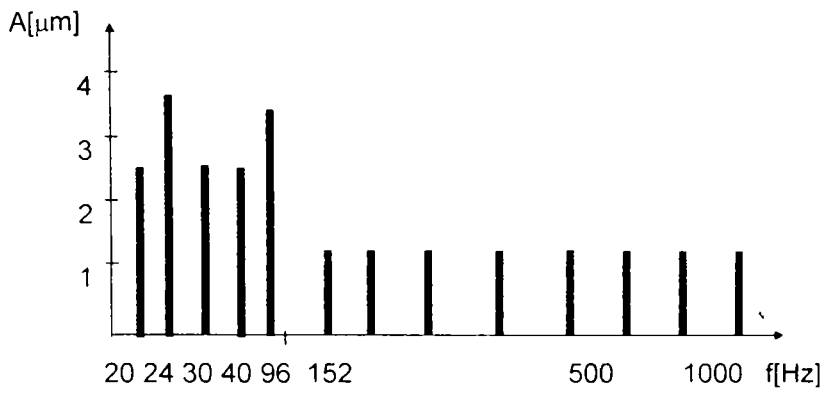


Fig. II.3.12

Analiza frecvențială a vibrațiilor la turela la turația $n=1443$ rot/min.

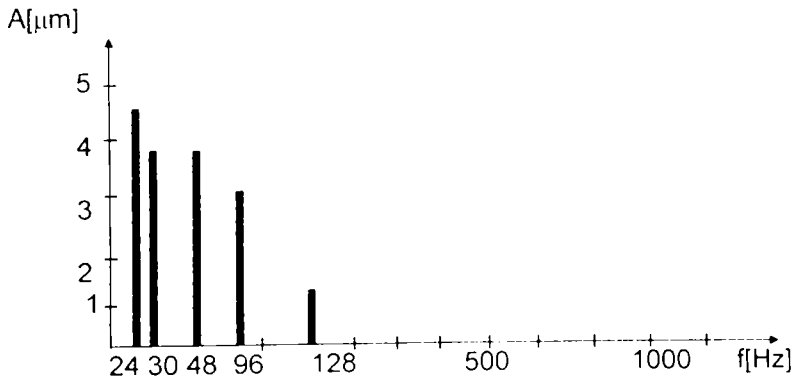


Fig. II.3.13

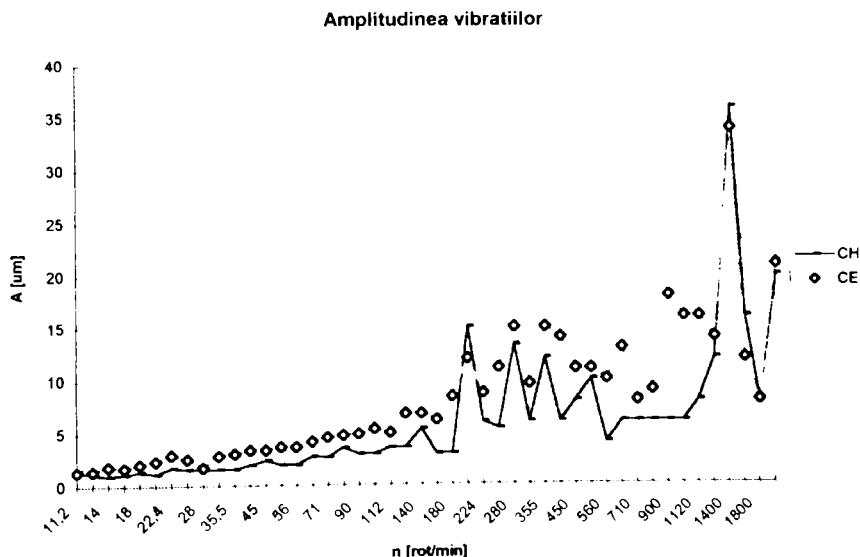
Analiza frecvențială a vibrațiilor la port-sculă la turația $n=1443$ rot/min.

II.3.1. DETERMINAREA AMPLITUDINII VIBRAȚIILOR LA LAGĂRUL DIN FAȚĂ AL ARBORELUI PRINCIPAL

Având în vedere că la cutia de viteză, cuplajele sunt elemente generatoare de vibrații, s-au făcut măsurători la 2 cutii de viteză, una având cuplaje hidraulice (CH) și una cu cuplaje electromagnetice (CE) măsurându-se pe toată gama de turații vibrațiile la lagărul din față a arborelui principal.

Vibrațiile au fost măsurate pe direcție orizontală la lagărul din față al arborelui de ieșire din cutia de viteze (Fig. II.3.1.3 și Fig. II.3.1.4). Rezultatele sunt prezentate în tabelul de mai jos. Ambele variante prezintă amplitudini foarte apropiate ale vibrațiilor înregistrate în toate turațiile de funcționare. Diferențele cele mai mari s-au întâlnit în intervalul (630-1120 rot/min) în care vibrațiile cutiei cu cuplaje electromagnetice au fost de aproximativ două ori mai mari. La ambele cutii de viteze s-au înregistrat vibrații maxime la turații de 1400 rot/min cu amplitudini situate în jur de 35 μm .

Fig. II.3.1.1.



Tabelul II.3.1.1.

| Turația | C H | CE | Turația | C H | CE |
|---------|---------------------|---------------------|---------|---------------------|---------------------|
| rot/min | A [μm] | A [μm] | rot/min | A [μm] | A [μm] |
| 11.2 | 1.6 | 1.4 | 160 | 3 | 6.2 |
| 12.5 | 1.2 | 1.5 | 180 | 3 | 8.4 |
| 14 | 1 | 1.9 | 200 | 15 | 12 |
| 16 | 1.2 | 1.8 | 224 | 6 | 8.7 |
| 18 | 1.4 | 2.1 | 250 | 5.4 | 11.1 |
| 20 | 1.2 | 2.4 | 280 | 13.3 | 15 |
| 22.4 | 1.8 | 3.0 | 315 | 6 | 9.6 |
| 25 | 1.6 | 2.6 | 355 | 12 | 15 |
| 28 | 1.6 | 1.8 | 400 | 6 | 14 |
| 31.5 | 2 | 2.9 | 450 | 8 | 11 |
| 35.5 | 2.4 | 3.1 | 500 | 10 | 11 |
| 40 | 2 | 3.4 | 560 | 4 | 10 |
| 45 | 2 | 3.4 | 630 | 6 | 13 |
| 50 | 2.8 | 3.7 | 710 | 6 | 8 |
| 56 | 2.7 | 4.2 | 800 | 6 | 9 |
| 63 | 3.6 | 4.6 | 900 | 6 | 18 |
| 71 | 3.7 | 4.8 | 1000 | 6 | 16 |
| 80 | 3 | 4.9 | 1120 | 8 | 16 |
| 90 | 3 | 5.4 | 1260 | 12 | 14 |
| 100 | 3 | 5.0 | 1400 | 36 | 32 |
| 112 | 3.6 | 6.8 | 1600 | 16 | 12 |
| 125 | 3.6 | 6.8 | 1800 | 8 | 8 |
| 140 | 5.4 | 6.8 | 2000 | 20 | 21 |



Fig. II.3.1.3

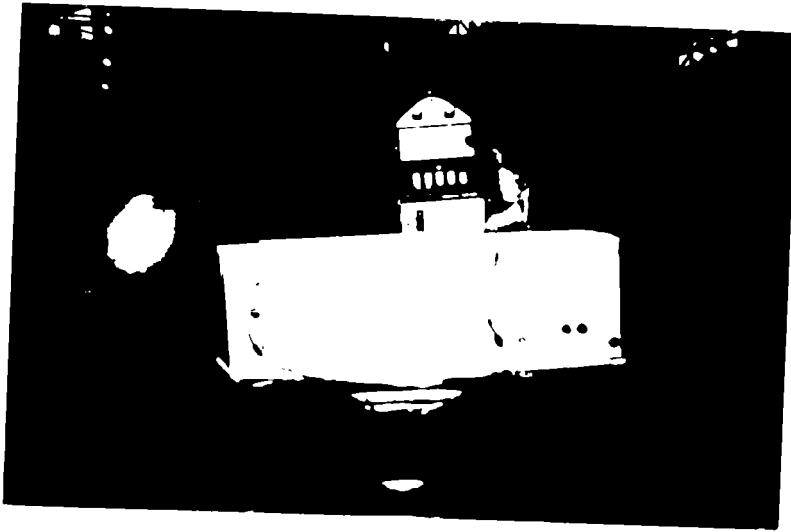


Fig. II.3.1.4

VZ
C1

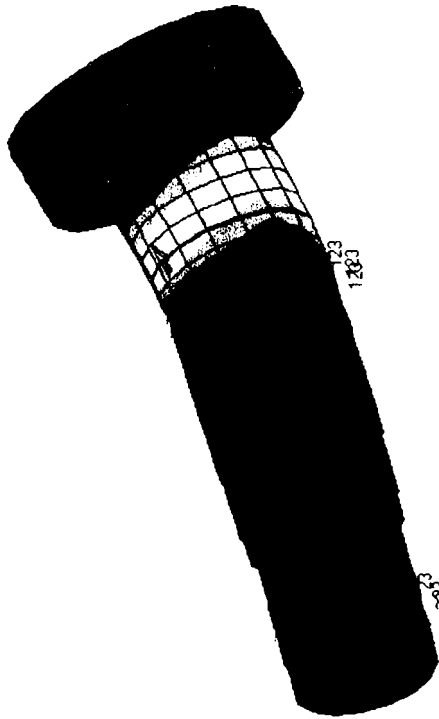


Fig.II 315

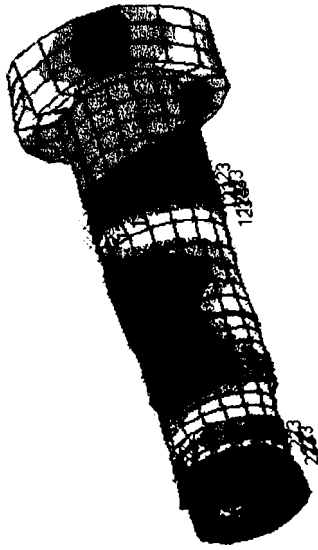
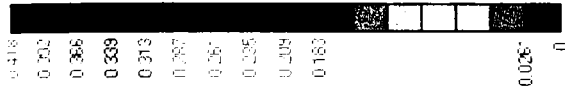
Y X

Output Set(Case 2 Mode 35 565590 Hz
Deformed(0.235) Total Translation
Contour Total Translation

V3
C1

Fig. II 3.16

142



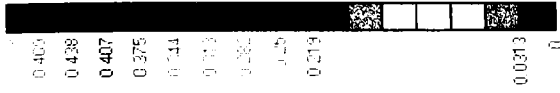
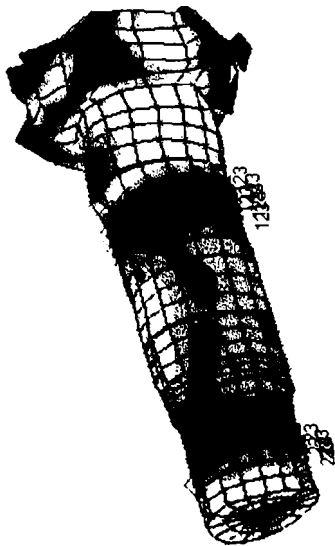
Y X

Output Set: Case 11 Mode 372: 566884 H
Deformed (0.418): Total Translation
Contour: Total Translation

55

Fig. II 3.17

143



Y X

Output Set2Case 20 Mode 521 078363 H
Deformed(0.5): Total Translation
Contour: Total Translation

Pentru a determina deformațiile arborelui principal datorită vibrațiilor s-a folosit metoda elementului finit prin intermediul programului NASTRAN.

În Fig. II.3.15, II.3.16, II.3.17, sunt prezentate deformațiile arborelui principal la diferite frecvențe (de 35,5 Hz, 372,5 Hz și 521 Hz) obținându-se valorile deformațiilor indicate de spectrele de culori pe diferite zone ale arborelui principal, reușindu-se astfel o modelare a deformațiilor arborelui principal.

II.4. CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA RIGIDITĂȚII MAȘINII ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE

Pornind de la definirea rigidității statice ca raport între forța aplicată după o anumită direcție și mărimea deformației dată de acea forță

$$J = \frac{F}{\rho} \quad [\text{daN/mm}]$$

F – forța [daN]
 ρ - deformația [mm]

$$J_w = \frac{F_w}{\rho_w}$$

$$J_v = \frac{F_v}{\rho_v}$$

$$J_z = \frac{F_z}{\rho_z}$$

w, v, z – direcții după care s-au făcut solicitările

S-a trasat curbele de deformație ce exprimă deformațiile elementare studiate într-un punct definit pe mașină la încărcarea și descărcarea progresivă de la forța minimă la maximă, lucru prezentat în anexele (1 – 26 pag. 152 - 177).

Forța de încărcare s-a obținut cu ajutorul unui dispozitiv de strângere din Fig. II.4.1 (pag 150), iar valoarea forței a fost măsurată cu ajutorul unui sistem de măsură bazat pe traductori de forță piezoelectrice.

Deformațiile absolute sunt măsurate în punctele marcate în anexa 28 după direcțiile corespunzătoare W; V; Z.

Echipamentul necesar este schematizat în anexa 27 și prezentat în Fig.II.4.2 (pag.155) și cuprinde:

- dispozitiv de încărcare
- traductori piezoelectrice
- amplificator
- osciloscop
- comparatoare cadru 0,001 mm
- suporti magnetici pentru comparatoare
- dispozitive pentru fixarea comparatoarelor.

În anexa 3 – 14 (pag.154 – 165) sunt prezentate deformațiile la forță maximă a subansamblurilor păpușă fixă și păpușă mobilă, sanie, dispozitiv port sculă la încărcarea axială și radială.

II.4.1. INFLUENȚA SUBANSAMBLURILOR MAȘINII-UNELTE LA DEFORMAȚIA TOTALĂ A STRUNGULUI

A) S-a supus păpușă fixă la încărcarea axială.

În urma solicitărilor în planul WOZ (anexa 28 pag.179), aplicând forța maximă în direcția axei Z, păpușă fixă se deplasează cu $34 \mu\text{m}$ – valoare maximă ce se obține în punctul 45 de pe universal (anexa 9, pag.160).

Sub acțiunea unei forțe axiale pe lângă deplasarea păpușii apare și o rotație a ei. Valoare care se poate calcula matematic.

Astfel segmentul AB fig.II.4.1.2a (pag.148) cel care reprezintă efectul de rotire se calculează din triunghiul $\triangle ABC$ și $\triangle DCE$

$$\begin{aligned} AB &= CB \\ BC &= EC \end{aligned}$$

$$DE = 34 \mu\text{m} \quad \text{și} \quad AB = 17 \mu\text{m}$$

unde BC și CE valori rezultate prin măsurătoare.

Deformația arborelui principal este dată de diferența dintre deplasarea totală și suma deplasărilor și rotirii păpușii fixe.

Studiind mișcarea în planul VOZ (fig. II.4.1.2b) aplicând o forță maximă în direcția axei Z, păpușă fixă are o deplasare de $-3 \mu\text{m}$ care reprezintă deplasarea totală corespunzătoare valorii măsurate în punctul 45 de pe universal.

Păpușă fixă are o deplasare de $4 \mu\text{m}$ în punctul 49, executând în același timp și o mișcare de rotire.

Segmentul DE se calculează pe baza relațiilor geometrice din triunghiul ADE și ABC.

$$\begin{aligned} DE &= EA & BC &= 20 \mu\text{m} & DE &= 12 \mu\text{m} \\ BC &= AC \end{aligned}$$

unde AC și EC s-au măsurat direct.

B) Încărcarea radială păpușă fixă.

S-au făcut încercările în planul WOZ prin aplicarea forței radiale maxime păpușă fixă are o deplasare de $80 \mu\text{m}$ (fig.II.4.1.3 pag.148) și prezentată în anexa 22 prin reprezentarea punctului 31 și punctul 32 din anexa 23. (fig. II.4.1.4 pag.149)

Prin trasarea noului cerc s-a obținut segmentul AB ceea ce reprezintă deplasarea totală pe axa W.

Deplasarea păpușii fixe este dată de segmentul BC prin metoda raportului între laturile triunghiurilor dreptunghice (fig. II.4.1.5) unde avem:

$$\frac{DE}{BC} = \frac{EA}{AC} \quad BC = 20 \mu\text{m}$$

AE și AC valori rezultate prin măsurare.

Deformația arborelui principal este obținută prin diferența dintre deformația totală (păpușă fixă și arbore principal) și suma deplasărilor și rotirilor numai a păpușii fixe care este de 37 μm.

Analizând deformațiile în planul VOZ, în urma solicitărilor cu o forță maximă în direcția axei Z, obținem o deplasare de - 34 μm care reprezintă deplasarea totală și reprezintă deplasarea punctului 44 (anexa 26) de pe universal.

Păpușa fixă are o deplasare de - 4 μm, corespunzătoare punctului 49 (anexa 20), păpușa fixă executând și o mișcare de rotație. Segmentul DE se calculează din triunghiurile ADE și ABC (fig. II.4.1.2b)

$$\frac{DE}{BC} = \frac{EA}{AC} \quad BC = 20 \mu\text{m} \quad DE = 12 \mu\text{m}$$

unde AC și EC – valori rezultate prin măsurători.

Diferența dintre deformația totală și suma deplasării și rotirii păpușii fixe ne dă deformația arborelui principal.

În urma experimentului s-au desprins următoarele concluzii:

- Punctele 45 și 46 (din anexa 9) prezintă un histerezis redus (10 – 16 μm)
- Punctul 8 (anexa 14) – prezintă un histerezis mediu (20μm) și porțiunea orizontală a curbei de descărcare între 757 – 378, denotă participarea arborelui principal la cumularea energiei de deformare
- La încărcarea axială rezistența cea mai scăzută este la rotirea păpușii fixe în plan orizontal (44% din deformația totală, în rezistența cea mai mare o are arborele principal 6% din deformația totală).

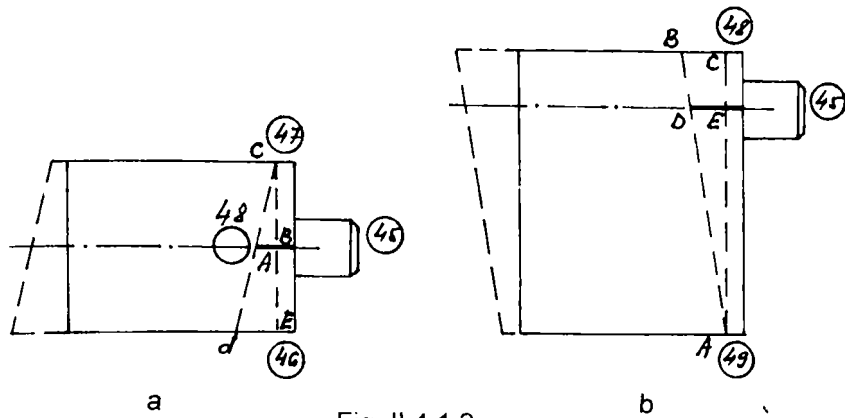


Fig. II.4.1.2

Încărcarea axială. Deformația păpușii fixe în planele WOZ (stânga) și VOZ (dreapta).

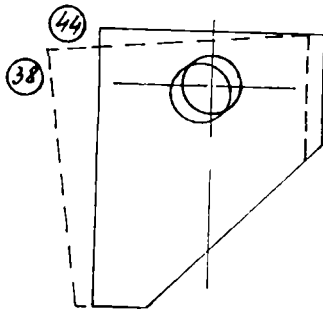


Fig. II.4.1.3.

Încărcarea radială. Deformația păpușii fixe în planul WOV

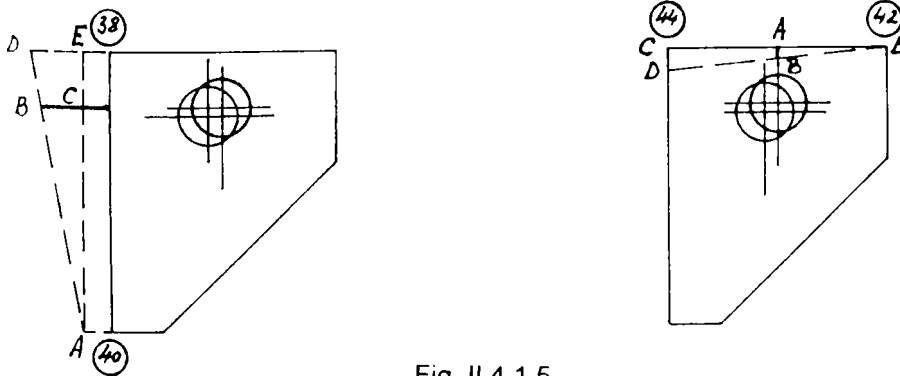


Fig. II.4.1.5

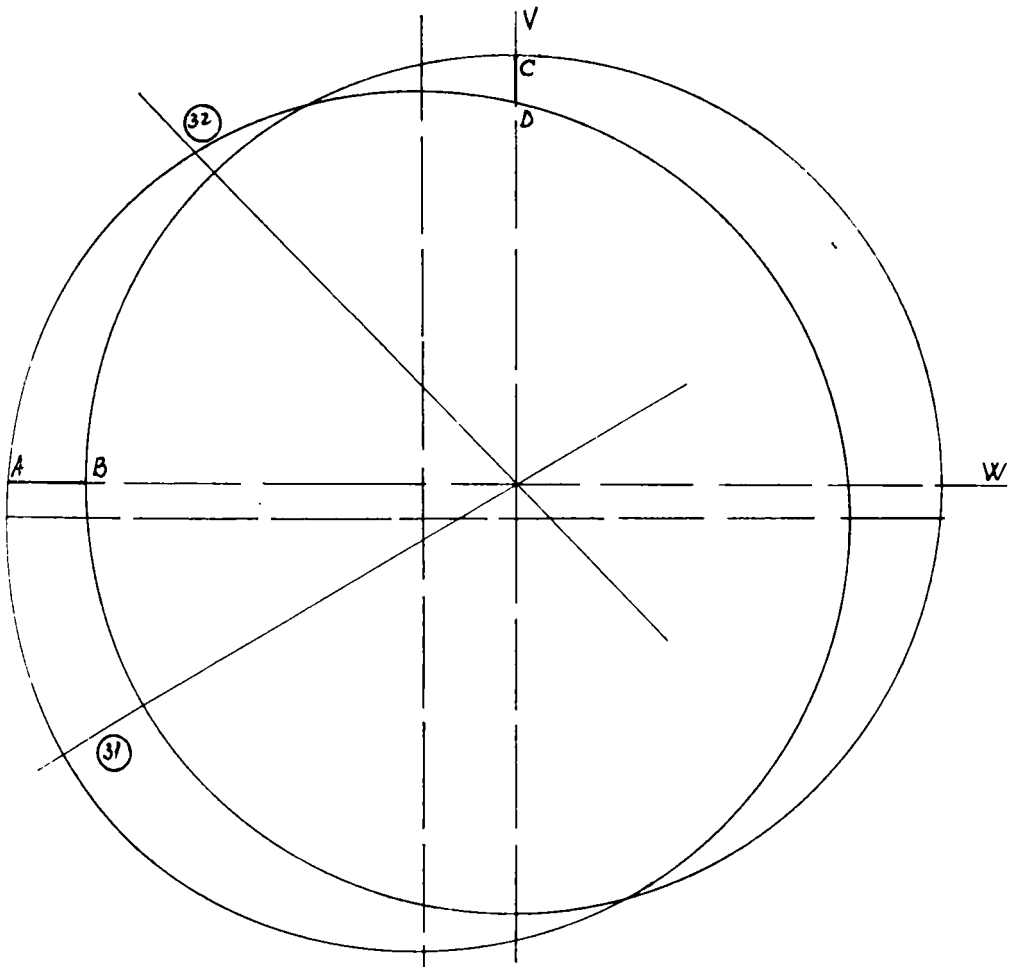


Fig. II.4.1.4

La încărcarea radială a păpușii fixe s-a constatat că similitudinea curbelor de deformare a punctelor 32 și 35 denotă influența deformațiilor de răsucire în jurul axelor W și V a carcaseri păpușii fixe asupra deformațiilor totale înregistrate în punctul 32.

Valorile mai mari ale deformațiilor în punctele 35 și 38 față de punctele din planele respective indică o contribuție mare a deformațiilor peretilor carcaseri păpușii fixe la deplasarea întregului ansamblu față de cea a deformațiilor elementelor de fixare pe postament.

La analiza ponderii deformațiilor organelor componente se relevă contribuția arborelui principal (49% în planul WOZ și 74% în planul VOZ) la deformarea întregului subansamblu.

| REPER | DEPLASARI [μm] | PONDEREA IN DEPLASARE [%] | RIGIDITATEA [$\text{daN}/\mu\text{m}$] |
|--|--------------------------------|------------------------------|---|
| Deplasare PF în direcția Z ,pct.47 | 5 | 15 | 15.40 |
| Rotirea PF în planul WOZ | 15 | 44 | 50.47 |
| Rotirea PF în planul VOZ | 12 | 35 | 63.08 |
| Deformare arbore principal în direcția Z | 2 | 6 | 378.50 |
| Deformare totală a PF la încărcare axială maximă | 34 | 100 | 22.26 |

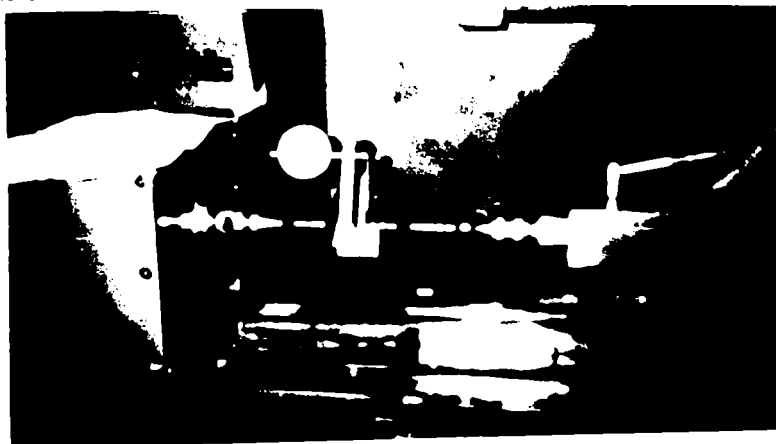


Fig II 4 1

| REPER | DEPLASARI [μm] | PONDERE IN DEPLASARE [%] | RIGIDITATEA [daN/ μm] |
|--------------------------------------|--------------------------------|-----------------------------|---------------------------------------|
| Deplasare in planul WOZ | 21 | 26.2 | 36.05 |
| Rotire PF | 20 | 25 | 37.85 |
| Deformare arbore principal | 39 | 48.8 | 19.41 |
| Deplasare totala in planul WOZ PF | 80 | 100 | 9.46 |
| Deplasare in planul VOZ PF | 0 | 0 | 0 |
| Rotire PF | -8 | 26 | 94.63 |
| Deformare arbore principal | -22 | 74 | 34.41 |
| Deformare totala in plan VOZ a PF | -30 | 100 | 25.23 |

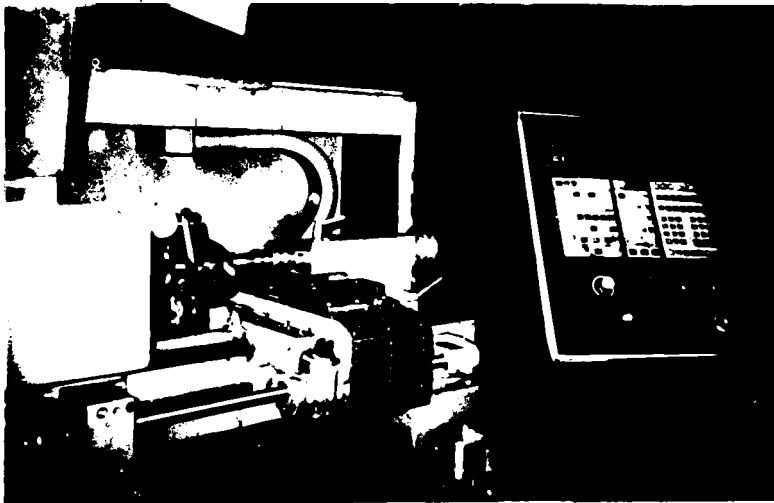


Fig. II.4.2.

INCARCARE AXIALA CU FORTA R INLUNGUL AXEII Z

Deplasari pe directia Z - Z in [μm] ANEXA 1

| | | | | | | | | | | | | | |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----|----|----|----|-----|-----|-----|----|
| F | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 45 | 46 | 47 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 75 | 9 | 5 | 4 | 2 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 151 | 21 | 14 | 15 | 13 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -5 | 0 |
| 227 | 34 | 25 | 27 | 26 | 16 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | -2 | -8 | 0 |
| 303 | 45 | 35 | 40 | 41 | 26 | 7 | 3 | 3 | 0 | 0 | -4 | -12 | 0 |
| 378 | 57 | 46 | 55 | 53 | 40 | 14 | 6 | 6 | 0 | 0 | -6 | -16 | 0 |
| 454 | 71 | 61 | 69 | 68 | 46 | 24 | 16 | 13 | 0 | 1 | -12 | -20 | 0 |
| 530 | 88 | 81 | 87 | 88 | 59 | 33 | 20 | 19 | 0 | 2 | -18 | -23 | 0 |
| 606 | 103 | 93 | 104 | 107 | 72 | 42 | 28 | 27 | 1 | 5 | -20 | -26 | 0 |
| 682 | 119 | 110 | 122 | 126 | 88 | 51 | 35 | 33 | 4 | 8 | -26 | -31 | 0 |
| 757 | 137 | 126 | 140 | 140 | 100 | 60 | 42 | 40 | 21 | 15 | -34 | -39 | -5 |
| 662 | 132 | 123 | 139 | 143 | 99 | 60 | 42 | 40 | 21 | 15 | -34 | -39 | 0 |
| 606 | 121 | 118 | 137 | 138 | 96 | 60 | 42 | 40 | 21 | 15 | -34 | -37 | 0 |
| 530 | 112 | 109 | 127 | 125 | 96 | 60 | 42 | 40 | 21 | 15 | -31 | -33 | 0 |
| 454 | 101 | 95 | 108 | 111 | 89 | 60 | 42 | 40 | 21 | 15 | -26 | -30 | 0 |
| 378 | 89 | 84 | 94 | 95 | 76 | 59 | 42 | 40 | 21 | 15 | -23 | -26 | 0 |
| 303 | 54 | 68 | 78 | 77 | 65 | 53 | 42 | 37 | 21 | 15 | -20 | -22 | 0 |
| 227 | 50 | 52 | 63 | 60 | 50 | 45 | 40 | 36 | 21 | 15 | -15 | -17 | 0 |
| 151 | 44 | 37 | 44 | 42 | 38 | 35 | 34 | 23 | 21 | 15 | -12 | -13 | 0 |
| 75 | 26 | 21 | 27 | 27 | 26 | 25 | 27 | 17 | 21 | -14 | -10 | -6 | 0 |
| 0 | 3 | 1 | 0 | 3 | 0 | 20 | 9 | 7 | 2 | 4 | -5 | -5 | 0 |

ÎNCĂRCAREA RADIALĂ CU O FORȚĂ ÎN PLANUL WOV RESPECTIV ROT DUPA DIRECTIA 60

Anexa 2

Deplasari in [μm]

| F | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
|-----|------|-----|---|---|-----|-----|-----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|-----|----|
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 75 | -13 | -3 | 0 | 0 | -5 | 3 | -4 | 0 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -4 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 |
| 157 | -24 | -5 | 0 | 0 | -7 | 6 | -7 | 20 | -2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -5 | 0 | 1 | 0 | -1 | 0 |
| 227 | -37 | -6 | 0 | 0 | -9 | 10 | -7 | 27 | -3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -5 | 0 | 1 | 0 | -5 | 0 |
| 303 | -47 | -16 | 0 | 0 | -11 | 13 | -7 | 29 | -3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -6 | 0 | 1 | 0 | -8 | 0 |
| 378 | -60 | -20 | 0 | 0 | -14 | 15 | -9 | 32 | -3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -6 | 0 | 2 | 0 | -10 | 0 |
| 454 | -64 | -27 | 0 | 0 | -16 | 17 | -12 | 36 | -3 | 0 | 0 | 0 | 0 | -6 | -6 | 0 | 2 | 0 | -12 | 0 |
| 530 | -78 | -31 | 0 | 0 | -18 | 22 | -13 | 39 | -6 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -6 | 0 | 2 | 0 | -15 | 0 |
| 606 | -86 | -31 | 0 | 0 | -18 | 28 | -14 | 43 | -8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -6 | 0 | 2 | 0 | -21 | 0 |
| 682 | -92 | -42 | 0 | 0 | -18 | 31 | -16 | 43 | -8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -6 | 0 | 4 | 0 | -25 | 0 |
| 757 | -106 | -55 | 0 | 0 | -19 | 35 | -17 | 52 | -9 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | -6 | -1 | 5 | 1 | -30 | 0 |
| 682 | -108 | -55 | 0 | 0 | -17 | 35 | -17 | 52 | -9 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -6 | 0 | 6 | 0 | -30 | 0 |
| 606 | -108 | -51 | 0 | 0 | 35 | -13 | 52 | -8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -5 | 0 | 4 | -1 | 0 | 0 |
| 530 | -108 | -48 | 0 | 0 | -14 | 35 | -11 | 52 | -6 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -5 | 0 | 3 | -2 | -30 | 0 |
| 454 | -98 | -44 | 0 | 0 | -13 | 35 | -7 | 52 | -6 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -5 | 0 | 3 | -3 | -30 | 0 |
| 378 | -91 | -40 | 0 | 0 | 35 | -5 | 50 | -5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -3 | 0 | 2 | -4 | -29 | 0 |
| 303 | -86 | -38 | 0 | 0 | -11 | 35 | 49 | -5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -2 | 0 | 1 | -4 | -28 | 0 |
| 227 | -74 | -31 | 0 | 0 | -9 | 35 | -3 | 47 | -4 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | 0 | 1 | -5 | -22 | 0 |
| 151 | 60 | -24 | 0 | 0 | -8 | 35 | -1 | 45 | -4 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | 0 | 1 | -6 | -20 | 0 |
| 75 | -49 | -18 | 0 | 0 | -4 | 35 | 0 | 42 | -4 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | -6 | -15 | 0 |
| 0 | -13 | -9 | 0 | 0 | -2 | -5 | 2 | 2 | -2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 5 | 0 | 0 | -6 | -5 | 0 |

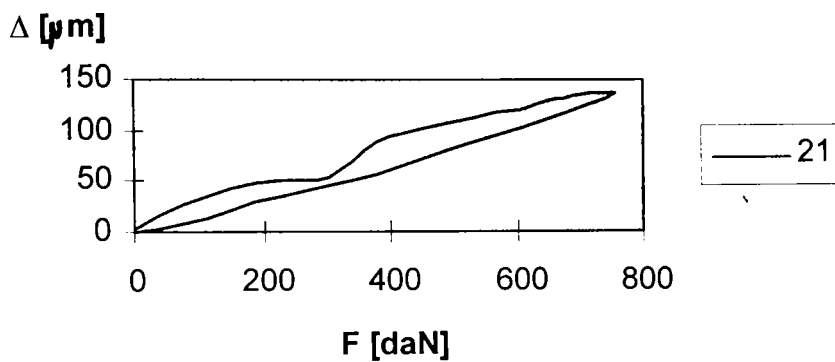
INCARCARE RADIALA CU O FORTA IN PLANUL WOT RESPECTIV ROT DUPA DIRECTIA 60

Anexa 3

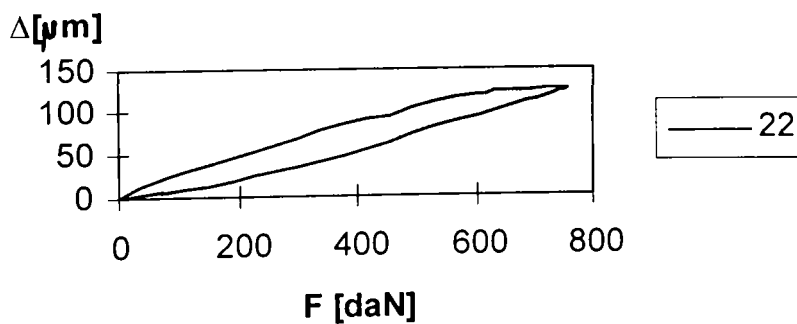
Deplasari in [µm]

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|-----|-----|------|------|------|-----|-----|-----|----|----|----|----|----|----|-----|-----|----|----|----|----|----|----|----|-----|
| F | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 31 | 32 | 33 | 34 | 35 | 36 | 37 | 38 | 39 | 40 | 41 | 42 | 43 | 44 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 75 | -18 | -18 | -40 | -52 | -20 | -5 | -14 | -1 | 0 | 0 | 5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 157 | -30 | -26 | -76 | -74 | -45 | -8 | -17 | -4 | 0 | 0 | 12 | 3 | 0 | 0 | -9 | -2 | 0 | 9 | 0 | 4 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 227 | -45 | -31 | -91 | -88 | -58 | -11 | -22 | -6 | 0 | 0 | 18 | 8 | 0 | 0 | -19 | -3 | 0 | 12 | 0 | 6 | 0 | 0 | 0 | -3 |
| 303 | | -36 | -109 | -99 | -70 | -16 | -24 | -8 | 0 | 0 | 25 | 12 | 0 | 0 | -26 | -5 | 0 | 14 | 0 | 8 | 0 | 0 | 0 | -4 |
| 378 | | -46 | -119 | -112 | -80 | -23 | -29 | -10 | 0 | 0 | 33 | 17 | -1 | 0 | -35 | -9 | 0 | 19 | 0 | 10 | 0 | 0 | 0 | -7 |
| 454 | -61 | -52 | -135 | -126 | -90 | -27 | -32 | -10 | 0 | 0 | 40 | 23 | -2 | 0 | -49 | -11 | 0 | 26 | 0 | 11 | 0 | 0 | 0 | -14 |
| 530 | -65 | -60 | -145 | -137 | -97 | -32 | -37 | -12 | 0 | 0 | 46 | 28 | -3 | 0 | -57 | -13 | 0 | 34 | 0 | 13 | 0 | 0 | 0 | -14 |
| 606 | -78 | -85 | -161 | -149 | -106 | -37 | -39 | -13 | 0 | 0 | 54 | 37 | -5 | 0 | -65 | -18 | 0 | 35 | 0 | 16 | 0 | 0 | 0 | -15 |
| 682 | -73 | -85 | -176 | -159 | -110 | -41 | -45 | 0 | 0 | 0 | 61 | | -8 | 0 | -78 | -22 | 4 | 45 | 0 | 15 | 0 | 0 | 0 | -15 |
| 757 | -81 | -86 | -191 | -173 | -135 | -46 | -47 | -17 | 5 | 0 | 69 | 48 | -9 | 0 | -88 | -29 | 0 | 55 | 3 | 21 | 0 | 0 | 0 | -16 |
| 606 | -79 | -87 | -187 | -163 | -134 | -46 | -46 | -18 | 0 | 0 | 62 | 48 | -9 | 0 | -88 | -28 | 0 | 53 | 0 | 20 | 0 | 0 | 0 | -16 |
| 530 | -73 | -85 | -178 | -161 | -131 | -45 | -44 | -14 | 0 | 0 | 56 | 46 | -9 | 0 | -86 | -28 | 0 | 53 | 0 | 19 | 0 | 0 | 0 | -17 |
| 454 | -83 | -68 | -171 | -154 | -126 | -45 | -42 | -14 | 0 | 0 | 46 | 41 | -9 | 0 | -72 | -23 | 0 | 44 | 0 | 16 | 0 | 0 | 0 | -14 |
| 378 | -77 | -75 | -165 | -148 | -122 | -44 | -40 | -12 | 0 | 0 | 40 | 37 | -9 | 0 | -58 | -22 | 0 | 37 | 0 | 15 | 0 | 0 | 0 | -13 |
| 303 | -71 | -68 | -164 | -136 | -115 | -41 | -38 | -12 | 0 | 0 | 34 | 35 | -9 | 0 | -59 | -20 | 0 | 30 | 0 | 13 | 0 | 0 | 0 | -11 |
| 227 | -64 | -61 | -143 | -126 | -110 | -39 | -37 | -10 | 0 | 0 | 28 | 32 | -9 | 0 | -50 | -19 | 0 | 27 | 0 | 12 | 0 | 0 | 0 | -6 |
| 151 | -60 | -56 | -132 | -118 | -100 | -36 | -34 | -9 | 0 | 0 | 19 | 26 | -9 | 0 | -45 | -17 | 0 | 19 | 0 | 11 | 0 | 0 | 0 | -6 |
| 75 | -49 | -48 | -119 | -105 | -95 | -32 | -32 | -8 | 0 | 0 | 5 | 20 | -6 | 0 | -31 | -12 | 0 | 14 | 0 | 8 | 0 | 0 | 0 | -6 |
| 0 | -8 | -1 | -6 | -6 | -10 | -1 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | -2 | -2 | 0 | -3 | -2 | 0 | -2 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | -1 |

PUNCTUL 21- Incarcare axiala

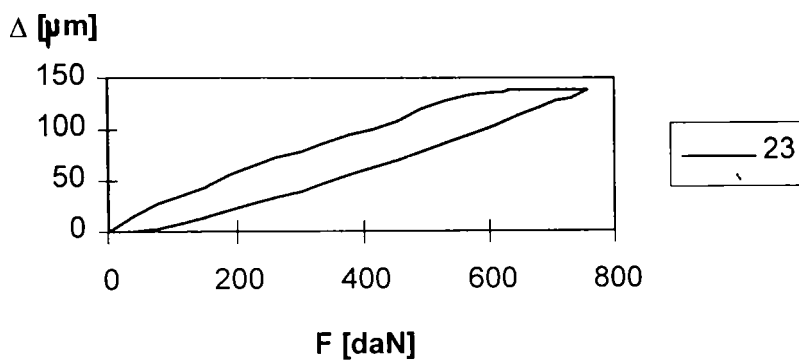


PUNCTUL 22 -Incarcare axiala

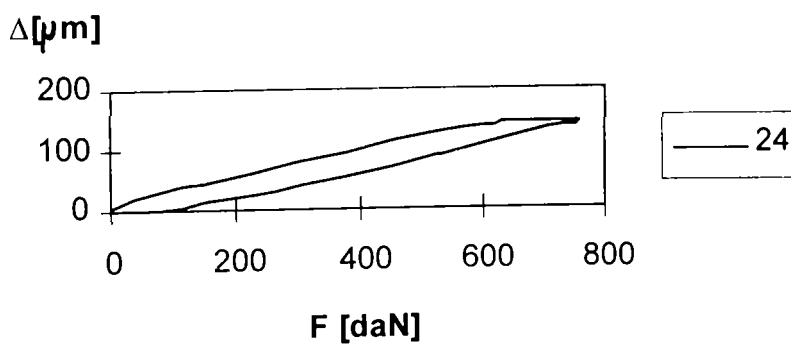


ANEXA 4

PUNCTUL 23 - Incaracre axiala

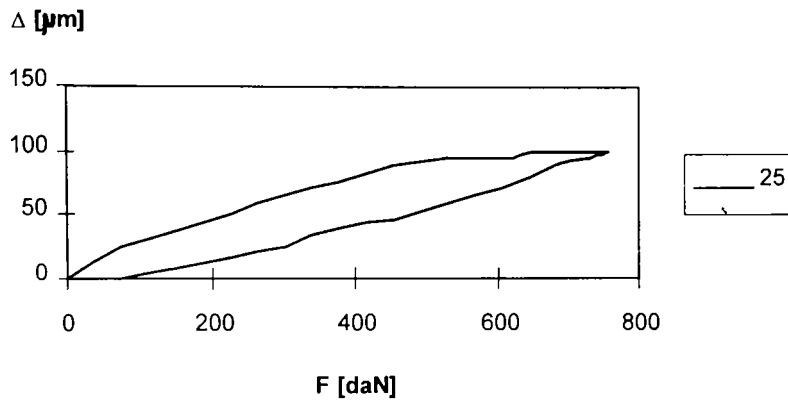


PUNCTUL 24 -Incarcare axiala

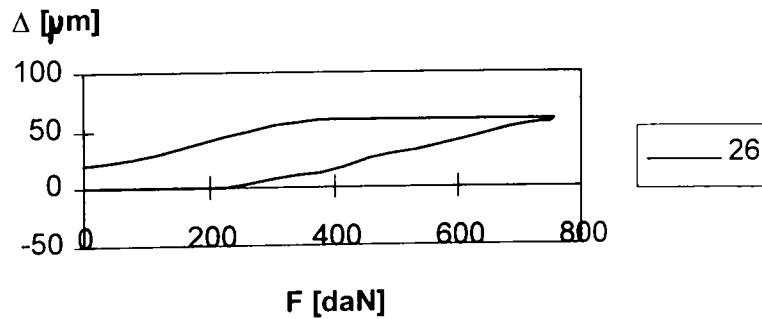


ANEXA 5

PUNCTUL 25 - Incarcare axiala

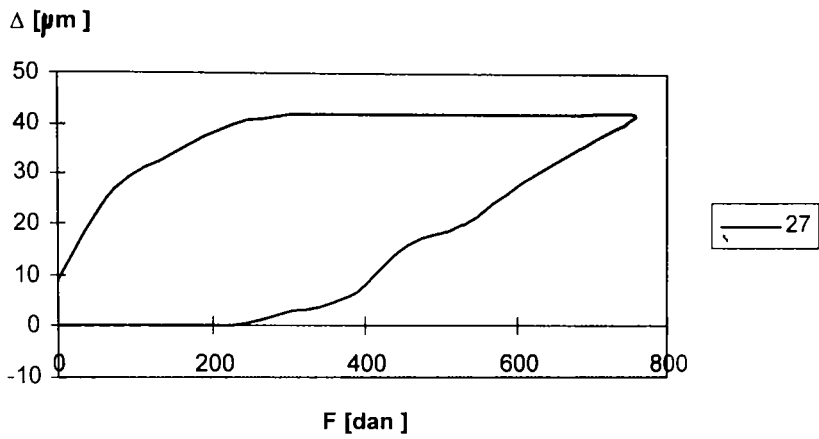


PUNCTUL 26 - Incarcare axiala

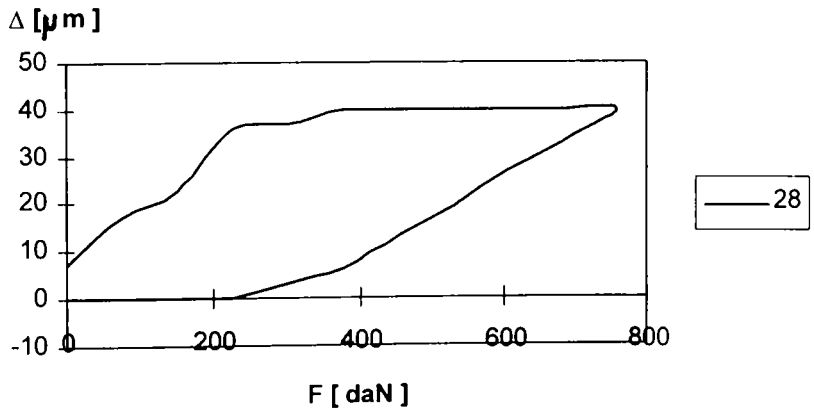


ANEXA 6

PUNCTUL 27 - Incarcare axiala

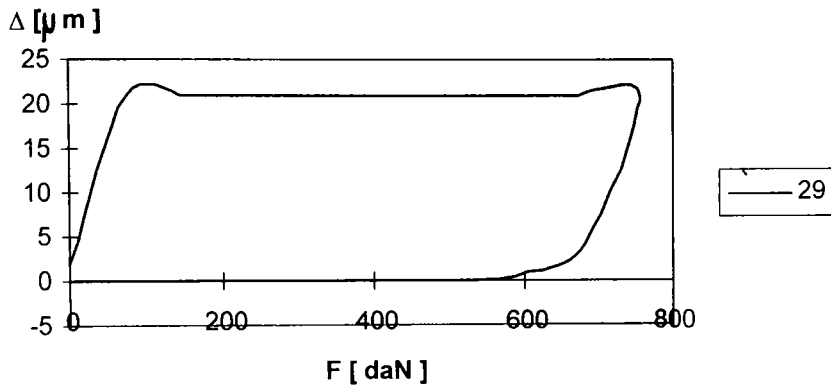


PUNCTUL 28 - Incarcare axiala

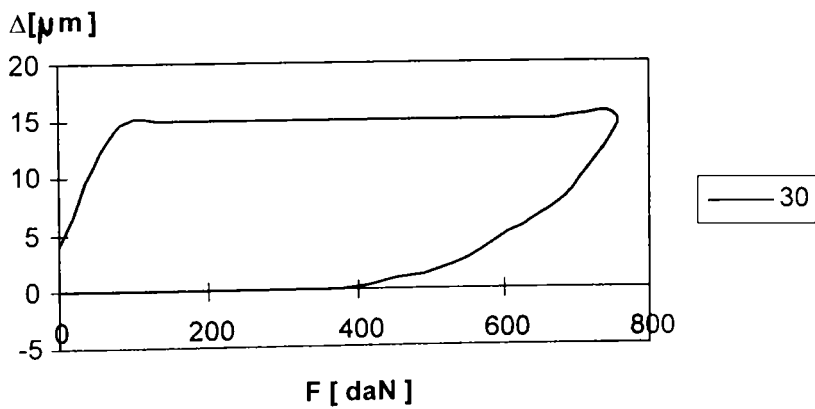


ANEXA 7

PUNCTUL 29 - Incarcare axiala

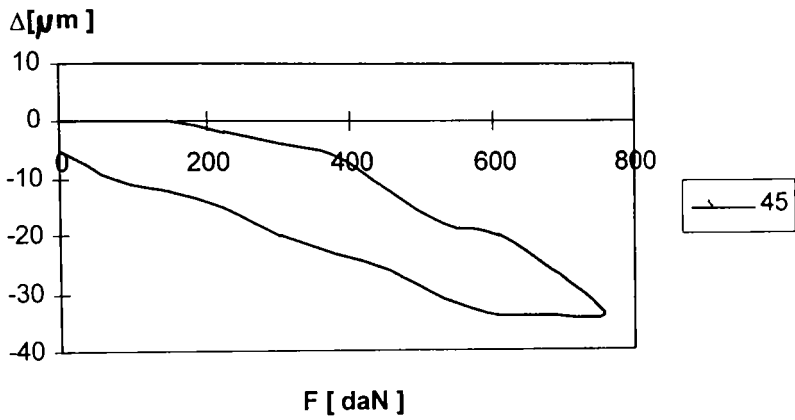


PUNCTUL 30 - Incarcare axiala

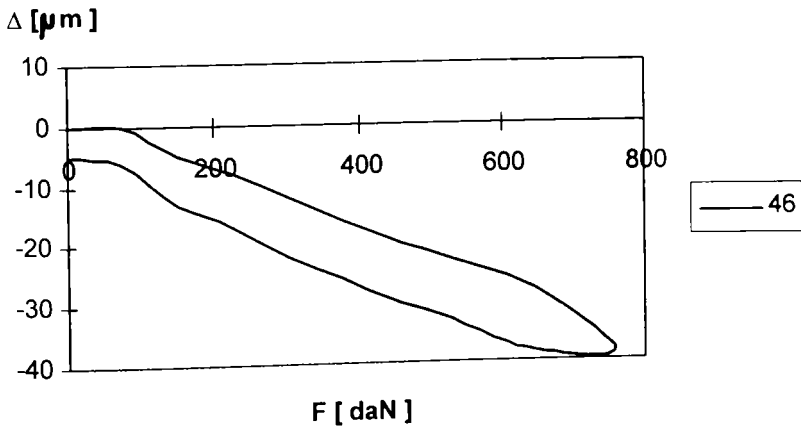


ANEXA 8

PUNCTUL 45 - Incarcare axiala

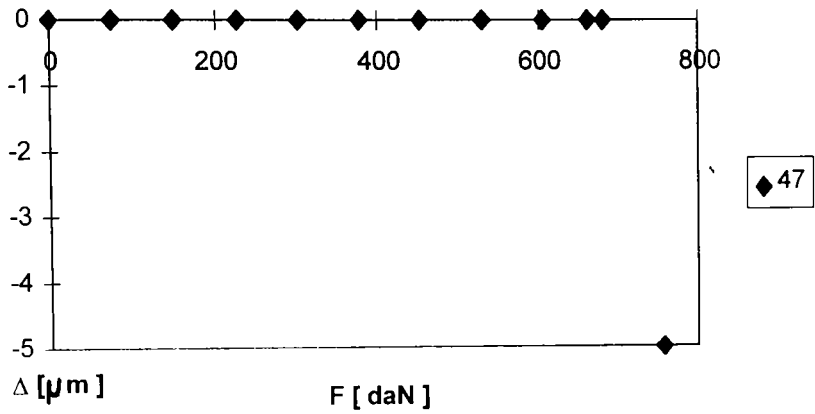


PUNCTUL 46 - Incarcare axiala

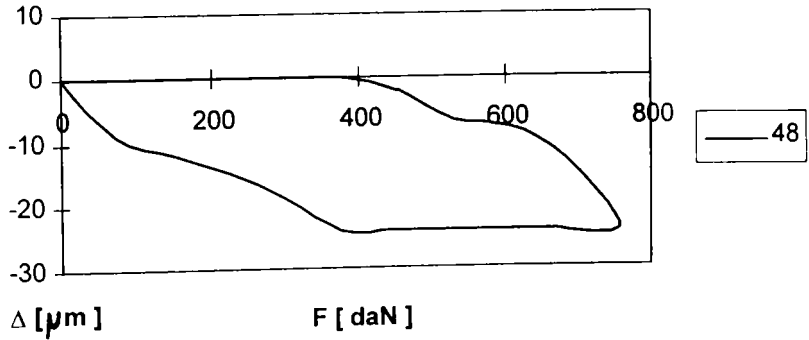


ANEXA 9

PUNCTUL 47 - Incarcare axiala

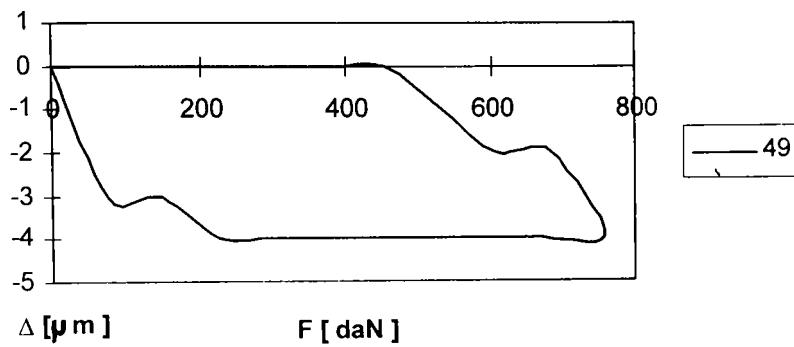


PUNCTUL 48 - Incarcare axiala

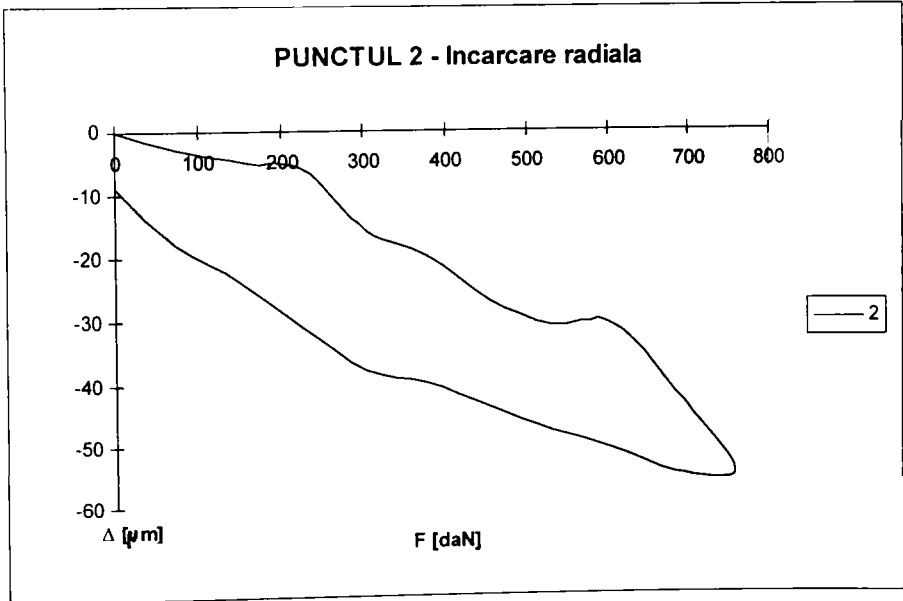
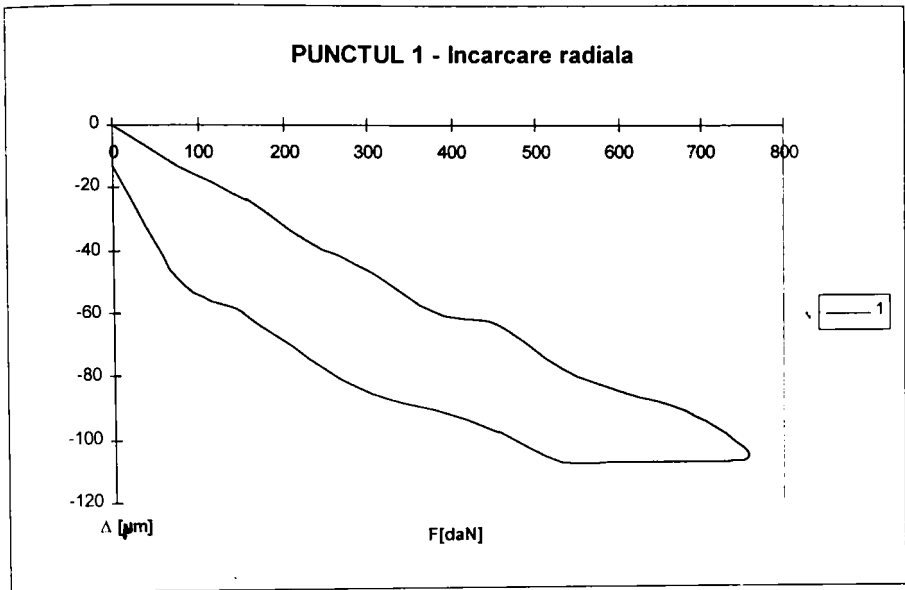


ANEXA 10

PUNCTUL 49 - Incarcarea axiala

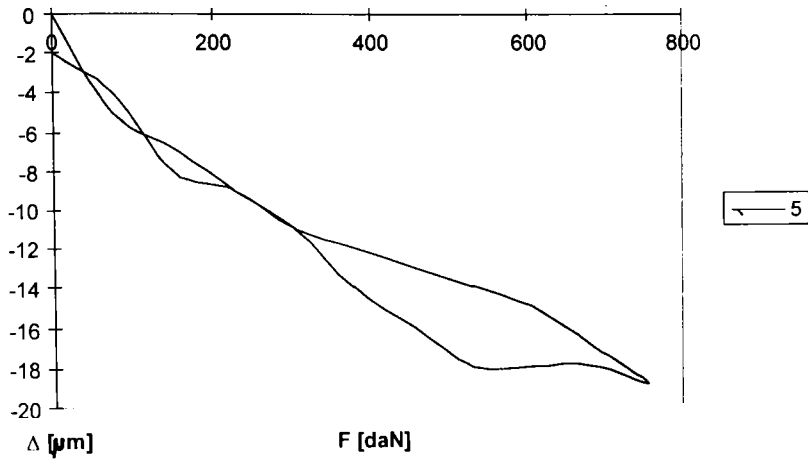


ANEXA 11

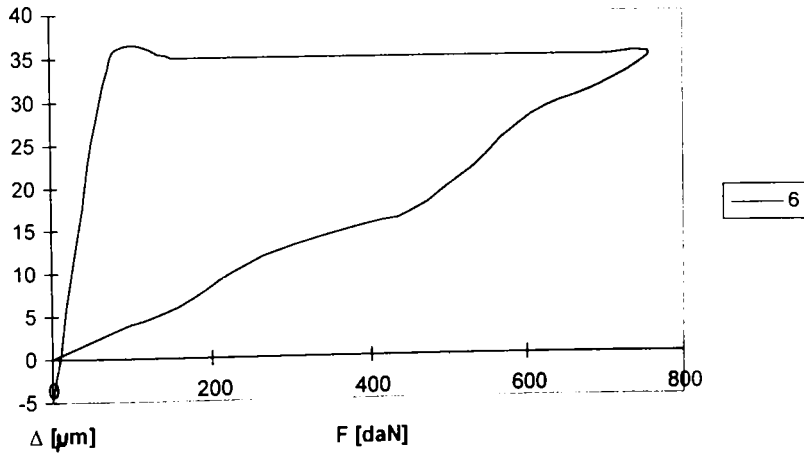


ANEXA 12

PUNCTUL 5 - Incarcare radiala

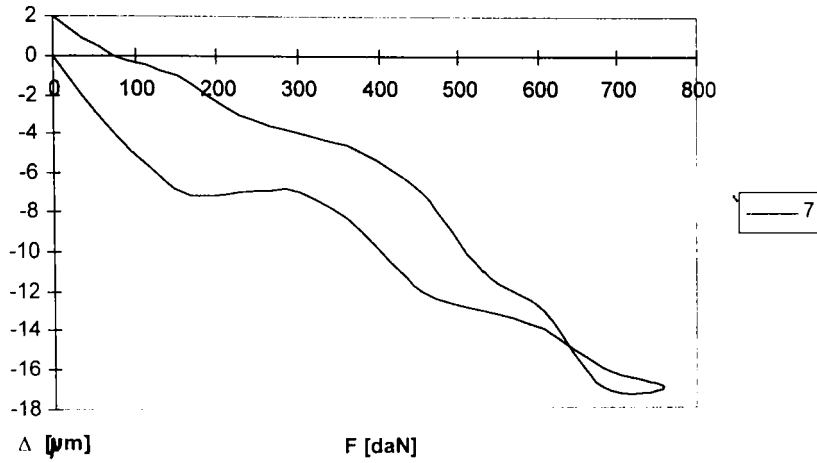


PUNCTUL 6 - Incarcare radiala

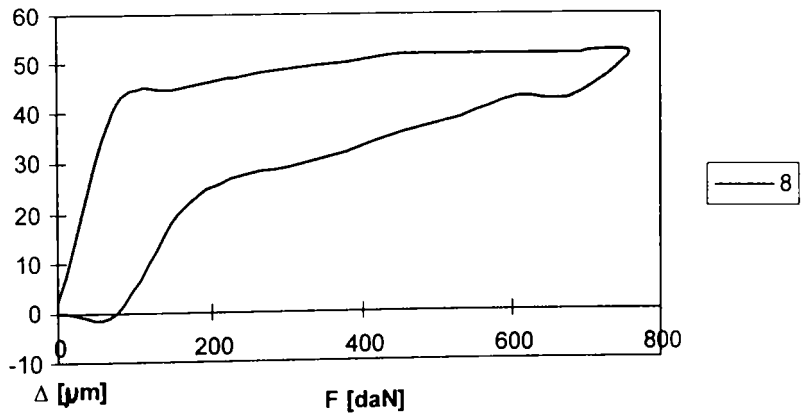


ANEXA 13

PUNCTUL 7 - Incarcare radiala

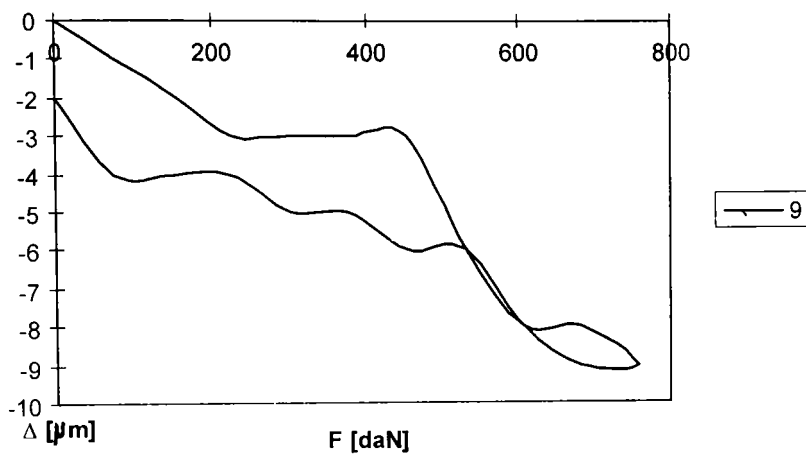


PUNCTUL 8 - Incarcare radiala

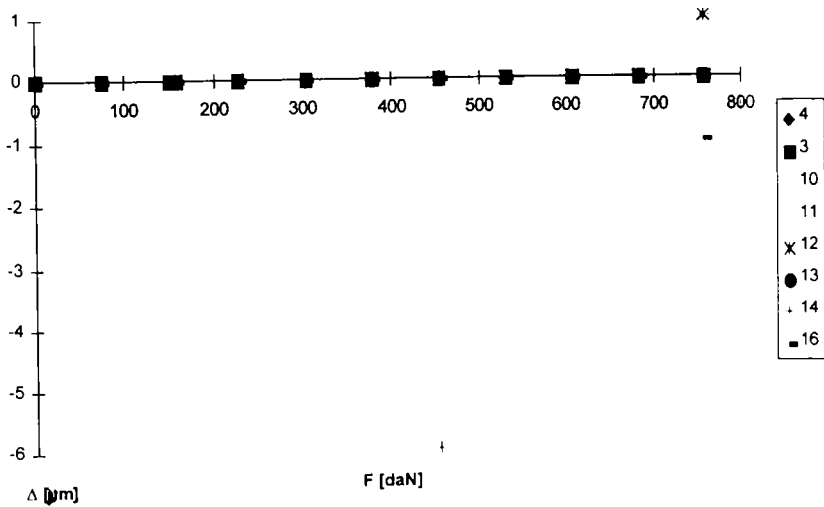


ANEXA14

PUNCTUL 9 - Incarcare radiala

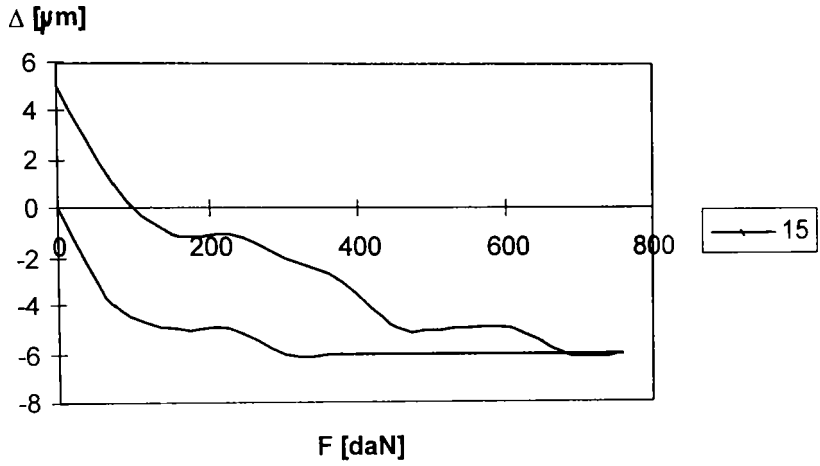


PUNCTELE 3,4,10,11,12,13,14,16

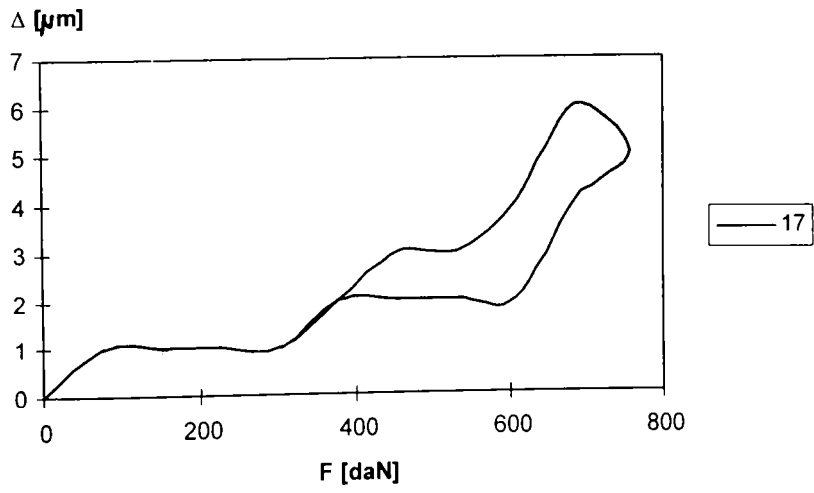


ANEXA 15

PUNCTUL 15 - Incarcare radiala

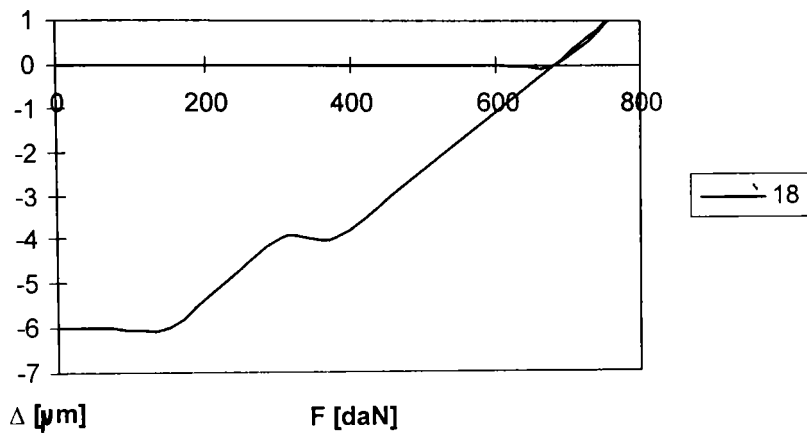


PUNCTUL 17 - Incarcare radiala

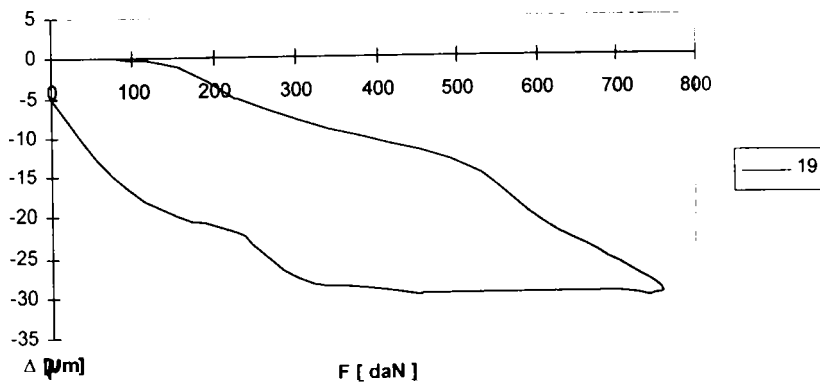


ANEXA 16

PUNCTUL 18 - Incarcare radiala

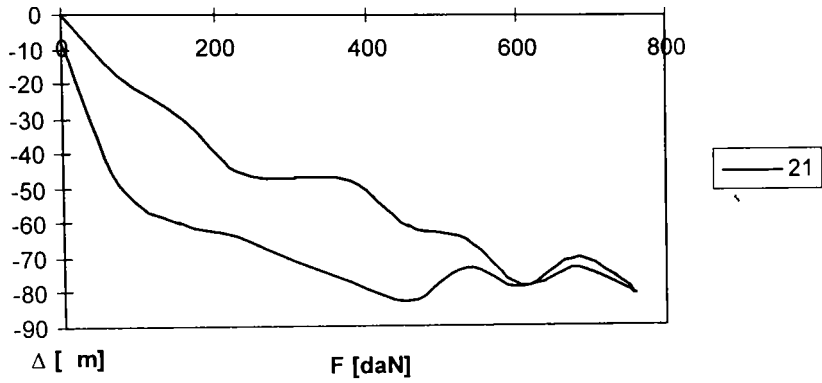


PUNCTUL 19- Incarcare radiala

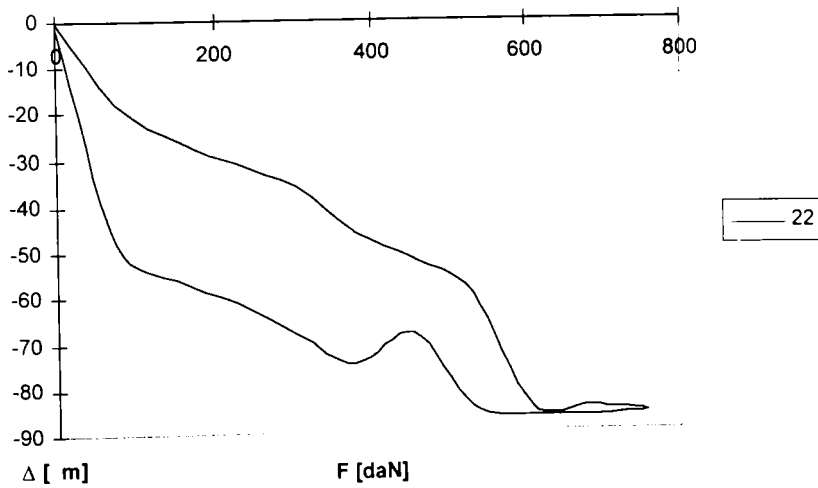


ANEXA 17

PUNCTUL 21- Incarcare radiala

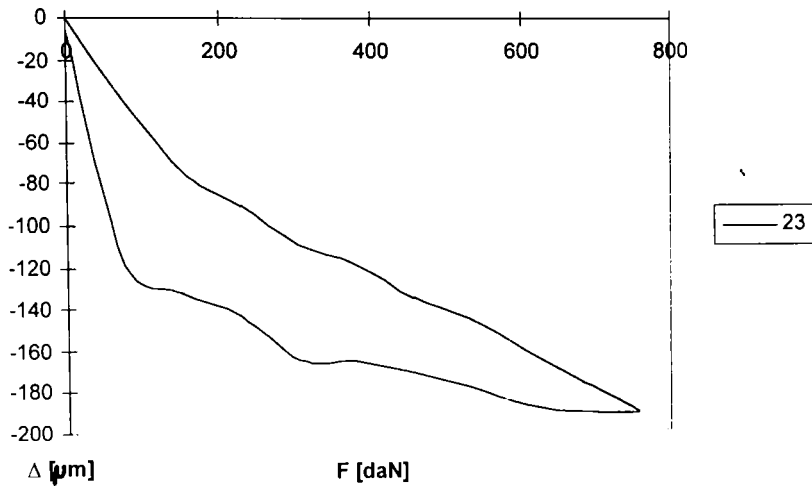


PUNCTUL 22 - Incarcare radiala

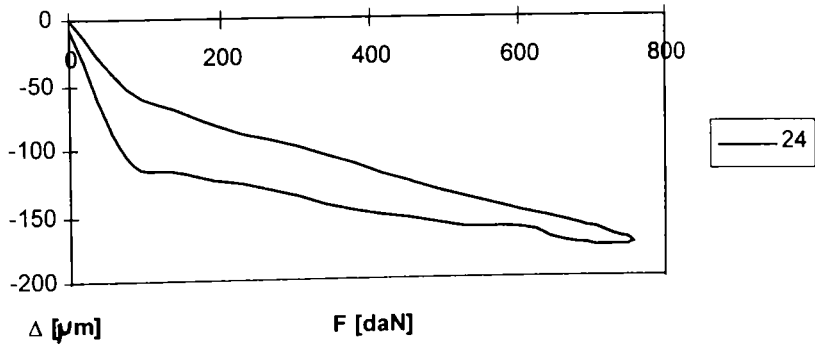


ANEXA 18

PUNCTUL 23 - Incarcare radiala

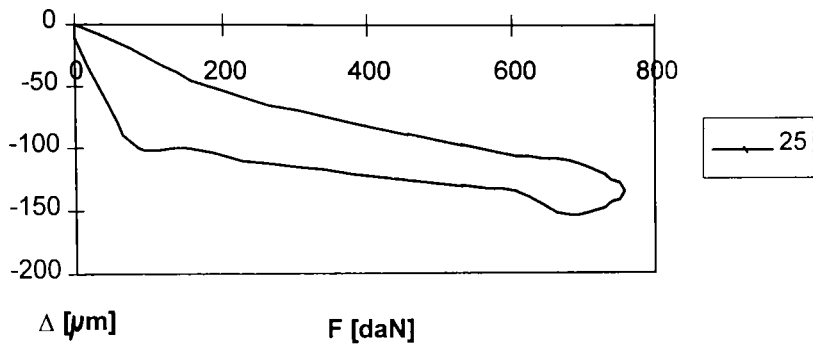


PUNCTUL 24 - Incarcare radiala

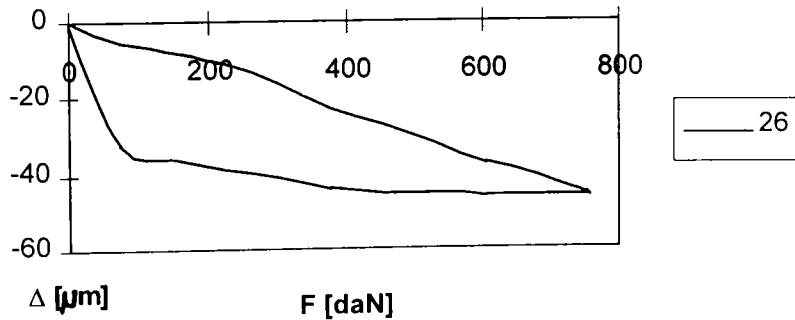


ANEXA 19

PUNCTUL 25 - Incarcare radiala

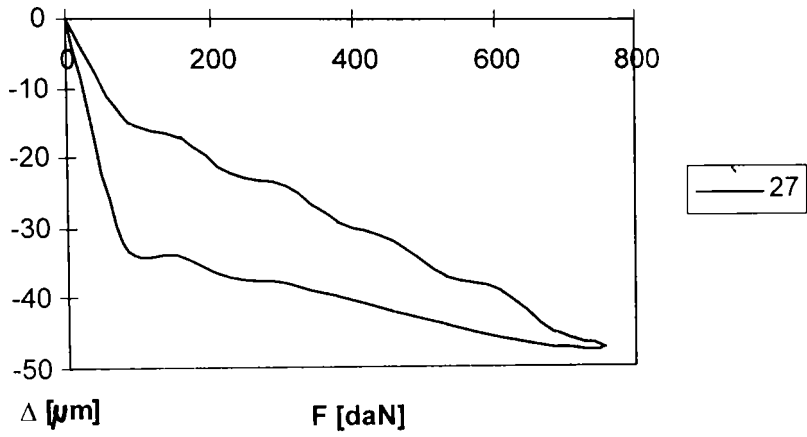


PUNCTUL 26 - Incarcare radiala

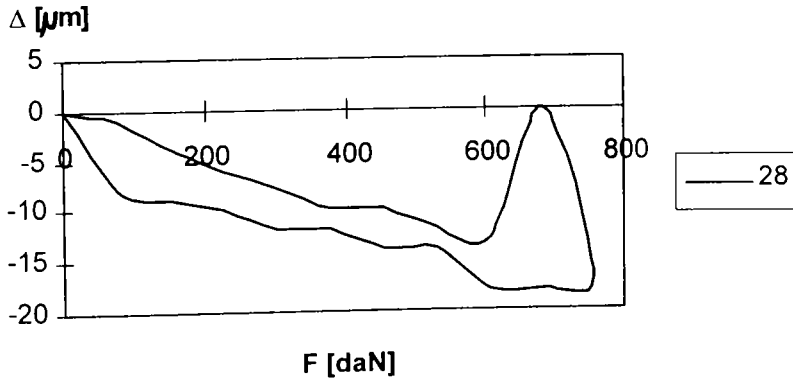


ANEXA 20

PUNCTUL 27 - Incarcare radiala



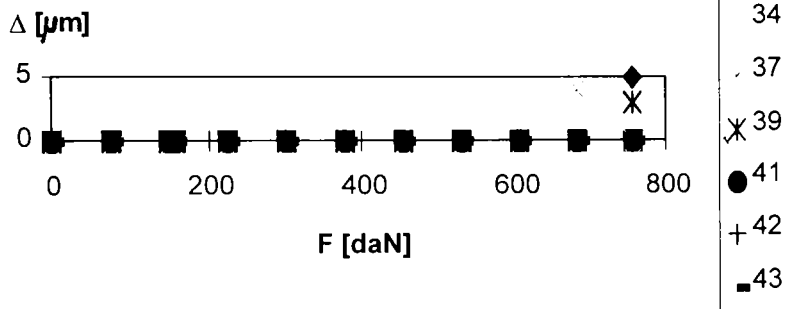
PUNCTUL 28 - Incarcare radiala



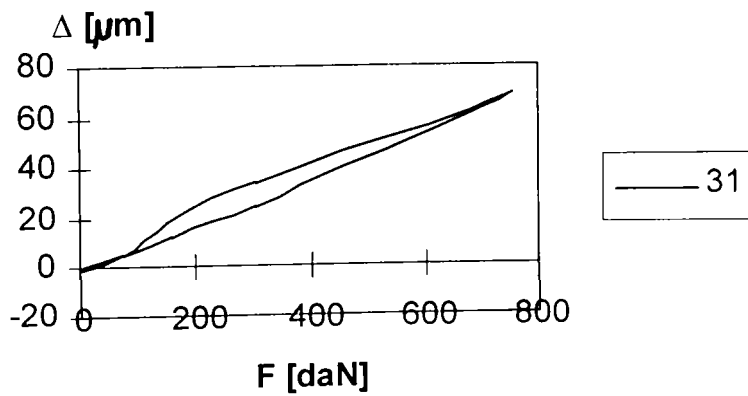
ANEXA 21

PUNCTUL 29,30,34,37,39,41,42,43 -

Incarcarea radiala

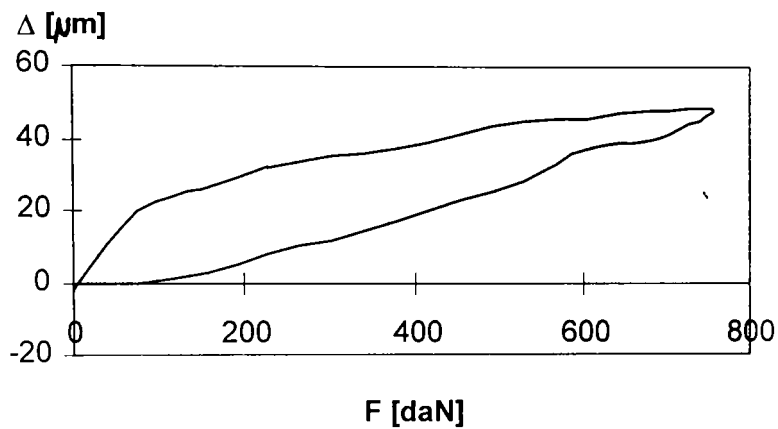


PUNCTUL 31- Incaracare radiala

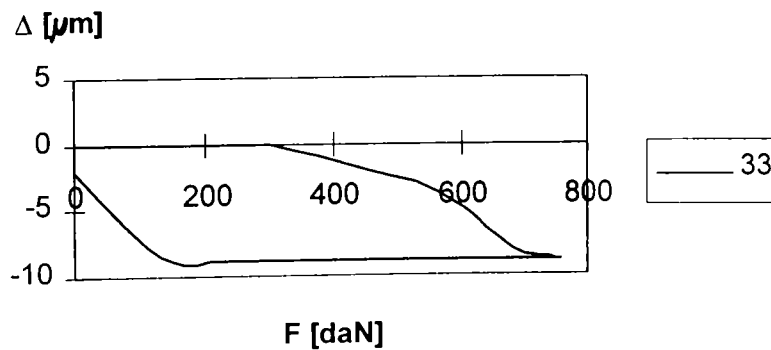


ANEXA 22

PUNCTUL 32 - Incarcare radiala

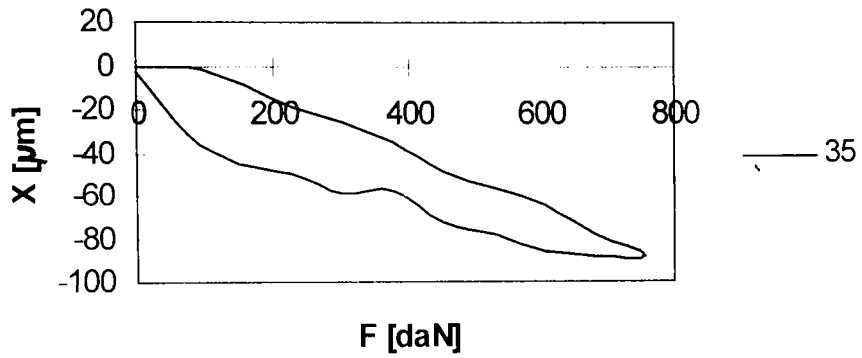


PUNCTUL 33 - Incaracare radiala

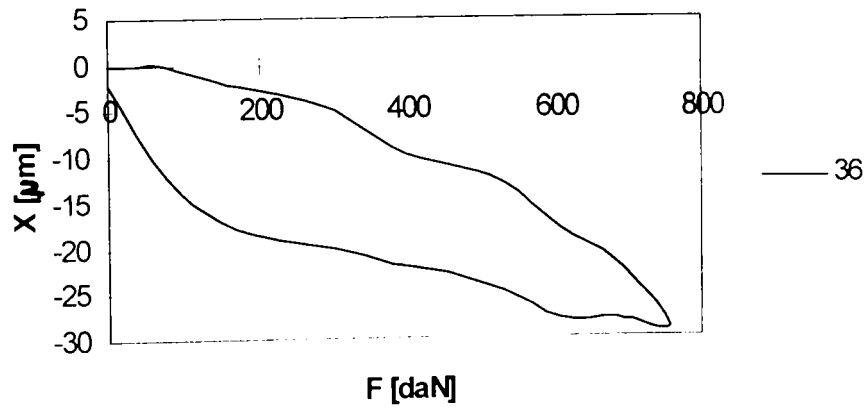


ANEXA 23

PUNCTUL 35 - Incarcare radiala

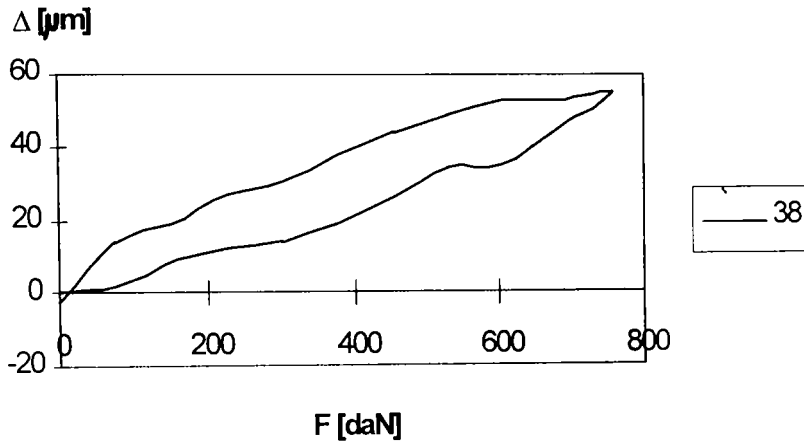


PUNCTUL 36 - Incarcare radiala

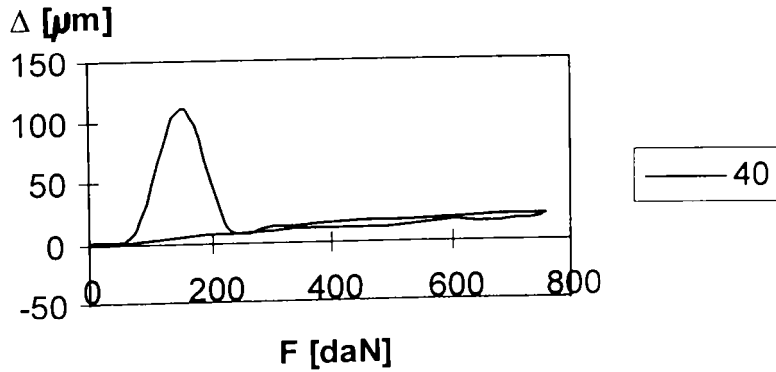


ANEXA 24

PUNCTUL 38 - Incarcare radiala

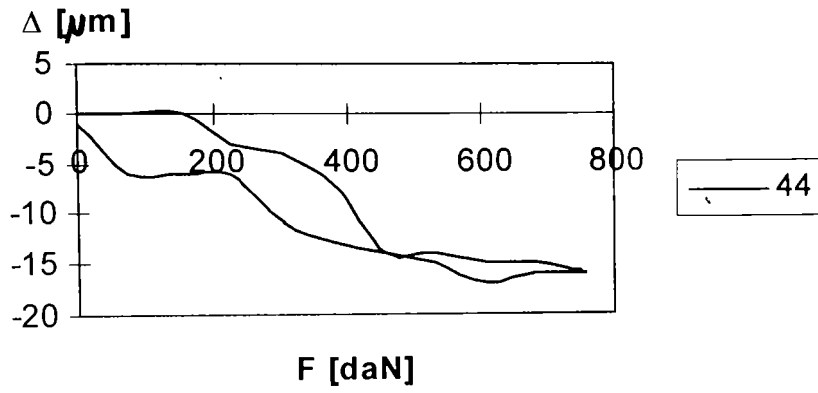


PUNCTUL 40 - Incarcare radiala

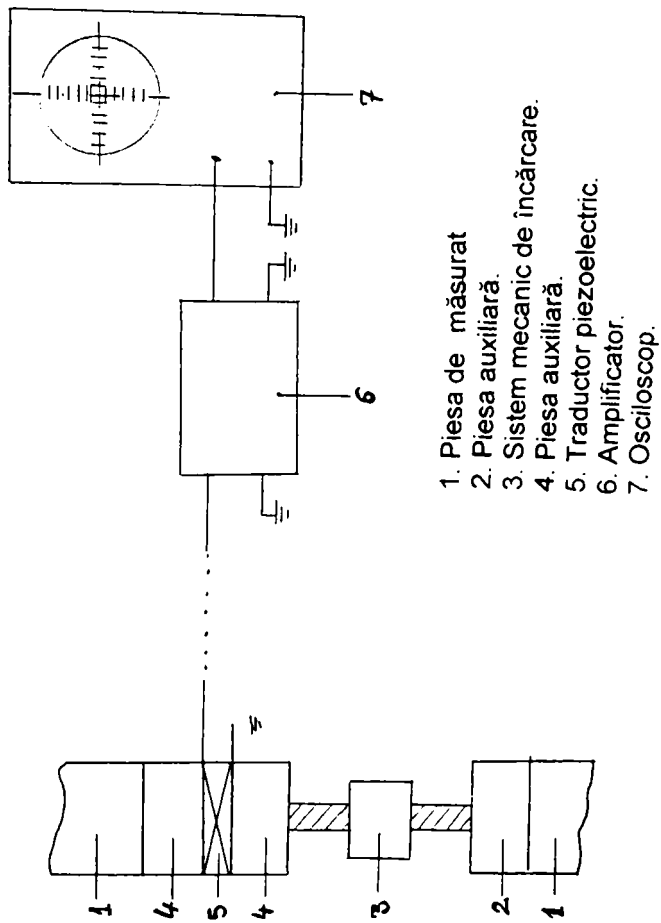


ANEXA 25

PUNCTUL 44 - Incarcare radiala

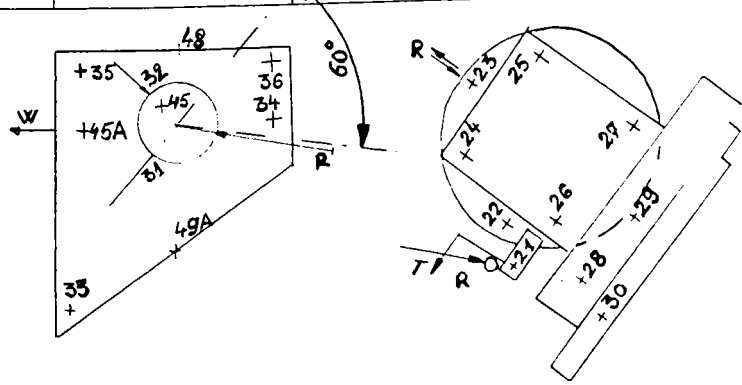
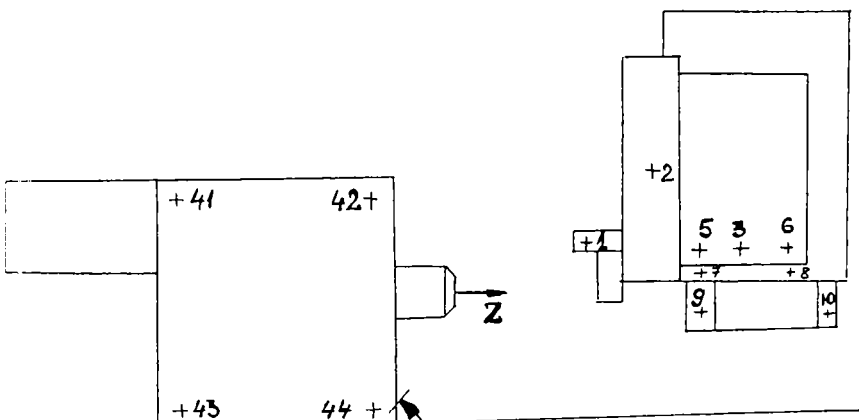
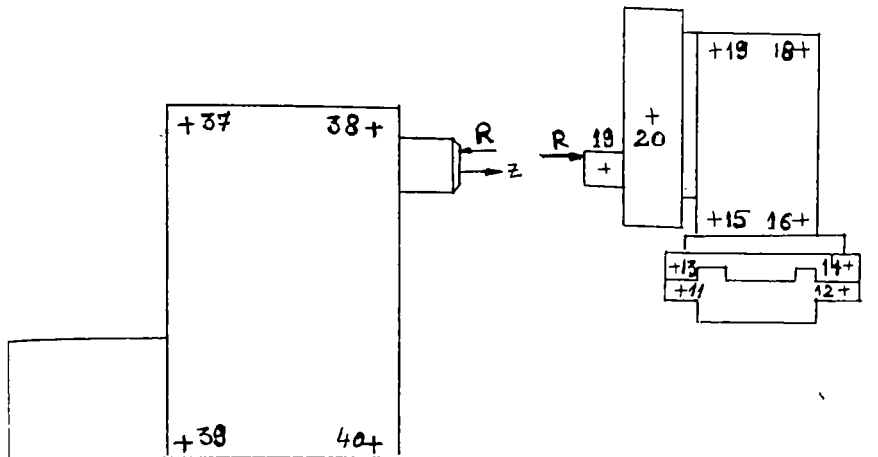


ANEXA 26



1. Piesa de măsurat
2. Piesa auxiliară.
3. Sistem mecanic de încărcare.
4. Piesa auxiliară.
5. Traductor piezoelectric.
6. Amplificator.
7. Osciloscop.

ANEXA 27



ANEXA 28

II.5. INCERCĂRI PRIVIND DETERMINAREA DEPLASĂRII AXEI INSTANTANEE DE ROTAȚIE A ARBORELUI PRINCIPAL

Deplasarea în direcție radială a axei instantanee de rotație a arborelui apare la rotirea acestuia influențând precizia de prelucrare.

Pentru determinarea deplasării axei arborelui principal s-a folosit instalația experimentală a cărei schemă este prezentată în fig. II.5.1.

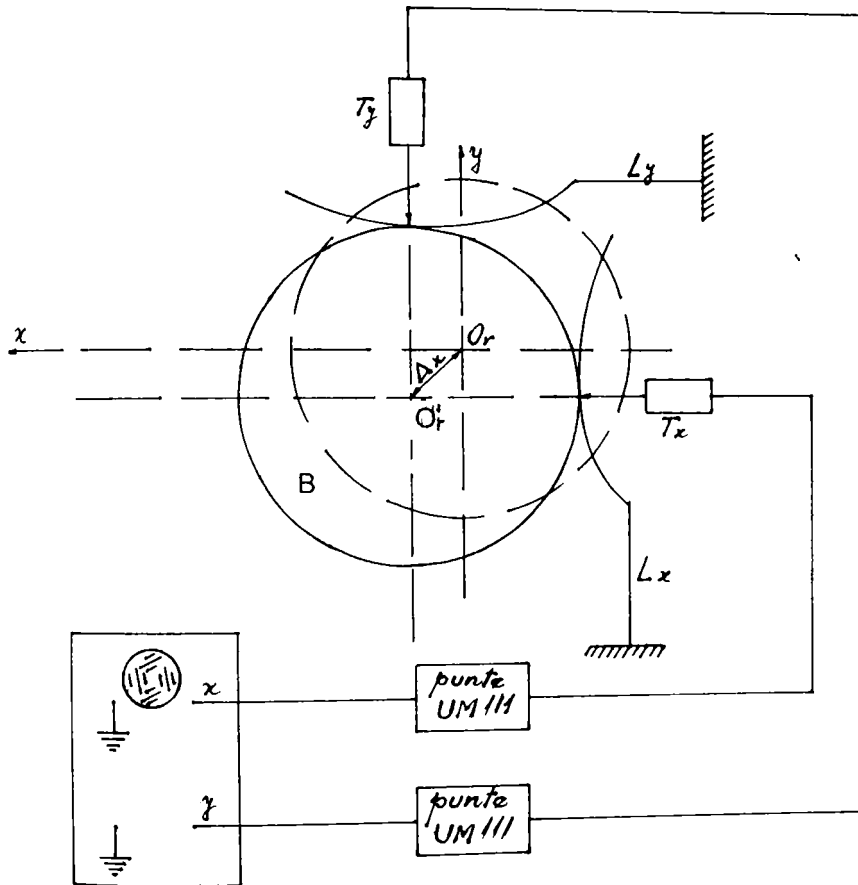
Traectoria axei instantanee de rotație a arborelui principal descrie la intersecția cu planul de generare a formei piesei prelucrate o curbă a cărei formă este determinantă pentru precizia de forma circulară.

În alezajul arborelui principal se montează un dispozitiv cu bilă, iar pe o parte fixă a mașinii, un dispozitiv pentru montarea traductorilor de deplasare. Bila având o abatere neglijabilă de la forma sferică este palpată cu ajutorul unor traductori inductivi de deplasare. Dirijând semnalele acestora prin intermediul unor punți amplificatoare la ecranul unui osciloscop se obține traiectoria modulată în amplitudine (datorită excentricității bilei) a axei instantanee de rotație. Aplicând simultan la intrările x și y ale osciloscopului semnalele care astfel cuplate dau o traiectorie circulară perturbată. Arborele principal este pus în mișcare și se rotește în gol cu mai multe rotații. Traectoriile ce apar pe ecranul osciloscopului sunt fotografiate. Timpul de expunere este corelat cu rotația mașinii, urmând a fi înregistrate un număr de 5-10 traiectorii. Bila va fi reglată cu o excentricitate cunoscută a cărei mărime este funcție de precizia de rotire a arborelui.

Din imaginile fotografiate se pot determina:

- Bătăia radială a axei instantanee de rotație echivalentă cu jumătatea lățimii suprafeței inelare care se constituie între cercul interior și exterior, tangent la traiectoria înregistrată pe fotografie.
- Pentru diferitele cazuri, traiectoria axei instantanee de rotație este circulară, ovală sau eliptică.

În timpul măsurătorilor este necesar ca mașina să fie izolată față de acțiunea surselor externe de vibrații.



- B – bilă metalică
- Δx – excentricitatea controlată a bilei
- L_x, L_y – lamele elastice, dispuse perpendicular
- T_x, T_y – traductori inductivi
- O_r – originea arborelui principal

Fig.II.5.1.

Mijloace de verificare :

- Dispozitiv cu bilă
- dispozitiv pentru fixarea traductorilor
- traductori de contact inductivi
- punte amplificatoare tip
- traductori inductivi de contact
- punte amplificatoare
- osciloscop cu spot
- adaptor pentru aparat de fotografiat
- aparat de fotografiat .

Din tabelul de mai jos rezultă că amplitudinea bătăii radiale crește cu turația atât în plan orizontal cât și în plan vertical dar nu depășește 0.8 mm, valoare obținută la turații mai mari de 500 rot/min.

| TURATIA | | 14 | 180 | 250 | 500 | 1260 | POZITIE |
|---------|------|---------|---------|---------|---------|---------|-----------|
| NR.CRT | U.M. | rot/min | rot/min | rot/min | rot/min | rot/min | |
| 1 | mm | 0.78 | 0.52 | 0.52 | 0.75 | 0.78 | Vertical |
| 2 | mm | 0.71 | 0.46 | 0.57 | 0.70 | 0.70 | Orizontal |

II.6. EXPERIMENTĂRI PRIVIND DETERMINAREA PRECIZIEI DE POZIȚIONARE LA STRUNGURI CNC

Standardele pentru verificarea mașinilor unelte cu comandă numerică au luat naștere, în general, din cuplarea standardelor referitoare la mașinile unelte clasice cu standardul pentru verificarea echipamentelor de comandă numerică.

Dintre standardele tipice pentru astfel de verificări pot fi amintite standardele NAS (Național Aerospace Standard), elaborate de Aerospace Industries Association of America, specifice pentru fiecare tip de mașină unealtă.

Verificarea condițiilor generale cuprinde verificările legate de obligațiile producătorului pentru proiectarea și realizarea mașinii și anume:

- caracteristicile legate de construcția mașinii și protecția muncii;
- condiții funcționale impuse fiecărui subansamblu al mașinii (păpușă fixă, păpușă mobilă, echipament electric convențional, echipament hidraulic, sistem de ungere, echipament de comandă numerică).

Verificarea preciziei mașinii de funcționare în gol cuprinde două grupe de verificări:

- verificări legate de precizia geometrică a mașinii unelte, care sunt reglementate de standardele actuale pentru fiecare tip de mașină unealtă clasică;
- verificarea preciziei de poziționare și repetabilitate a mașinii cu CN. În acest caz metodele de verificare sunt diferite (VDI 3254, NMTBA, alte metode elaborate de fiecare firmă în parte).

Dacă în cazul preciziei geometrice, valorile admisibile sunt indicate în standardele respective, în cazul preciziei de poziționare și repetabilitate nu sunt indicate până în prezent decât modul de efectuare al probelor și de interpretare a rezultatelor, valorile admisibile fiind stabilite numai pe baza înțelegerii dintre beneficiar și producătorul mașinii unelte.

Frecvent, se întâlnește și cazul în care anumite firme își stabilesc pe lângă probele de precizie geometrică și de poziționare, probe specifice introducerii comenzii numerice (de

exemplu: rigiditatea sistemului de avans; determinarea coordonatelor punctului de nul, etc.).

Verificarea preciziei mașinii la funcționarea în sarcină cuprinde, de asemenea, două categorii de verificări:

- precizia de lucru a mașinii clasice conform indicațiilor standardelor specifice pentru fiecare tip de mașină unealtă;

- precizia de lucru a mașinii cu comandă numerică, care se efectuează conform recomandări stabilite de VDI - 3254, NMTBA, VUOSO, ISO/ TC 39, indicându-se tipul de piesă, materialul și orientativ regimul de așchiere, precum și modul de măsurare și de evaluare a rezultatelor.

- Verificarea siguranței de funcționare în timp constă în funcționarea neîntreruptă a mașinii în ciclul automat, după un program care să cuprindă majoritatea funcțiilor pe care la poate efectua mașina și echipamentul NC, fără apariția unor defecțiuni.

Verificarea preciziei mașinii la funcționarea în gol

Precizia de poziționare a unei mașini unelte cu comandă numerică este evaluată prin mărimea abaterii poziției efective (măsurate), față de valoarea nominală.

Pentru aprecierea poziționării unei mașini unelte cu comandă numerică sunt utilizate toleranța de poziționare, abaterea de poziționare, împrăștierea de poziționare și jocul de întoarcere. parametri denumiți parametri statistici.

Precizia de poziționare a unei mașini unelte cu comandă numerică este descrisă cantitativ prin indicarea toleranței de poziționare.

Toleranța de poziționare cuprinde:

- abaterile de poziție datorate abaterilor sistematice:
- împrăștierea poziționării, care este dată de abaterile întâmplătoare.

O parte a împrăștierii de poziționare este dată de jocul la inversarea sensului de deplasare. Influența acestuia asupra preciziei piesei prelucrate se poate însă elimina prin măsuri

tehnică programată (deplasări de poziționare fină, compensarea programată a jocului, etc.), prin atingerea poziției dintr-o singură direcție, sau alte măsuri.

Determinarea parametrilor care definesc precizia de poziționare se va face după metodele statisticii, deoarece cu cât numărul de puncte de măsurare alese și numărul de măsurători pentru aceeași poziție sunt mai mari, cu atât evoluția abaterilor de poziționare poate fi stabilită cu mai mare precizie.

În fig. II.6.1 sunt prezentați parametrii statistici în cazul când nu se consideră jocul la inversare.

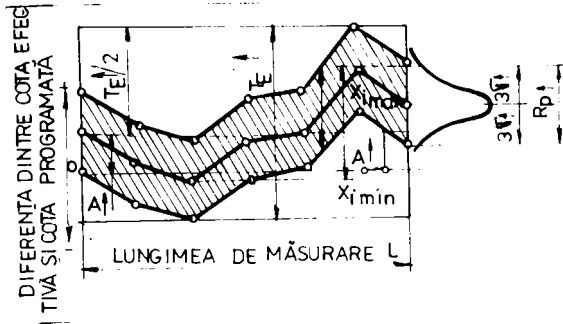


Fig. II.6.1.

Studiul asupra preciziei de poziționare și repetabilitate se face pe baza următorului principiu: pentru fiecare posibilitate de mișcare a sculei, se trimite scula, respectiv capul revolver în care este montată în puncte situate la diferite coordonate, cu avansuri diferite, pentru fiecare punct și avans efectuându-se mai multe determinări ale abaterilor față de origine la introducerea capului revolver în origine. Cu rezultatele obținute se efectuează un calcul statistic pentru determinarea parametrilor statistici și a construcției grafice pentru observarea dependenței preciziei de poziționare de avansurile de lucru. De exemplu, în cazul unui strung cu comandă numerică se pot face următoarele deplasări:

- deplasări paralele cu axa X;
- deplasări paralele cu axa Z;
- interpolări liniare;
- interpolări circulare;



Fig. II.6.1

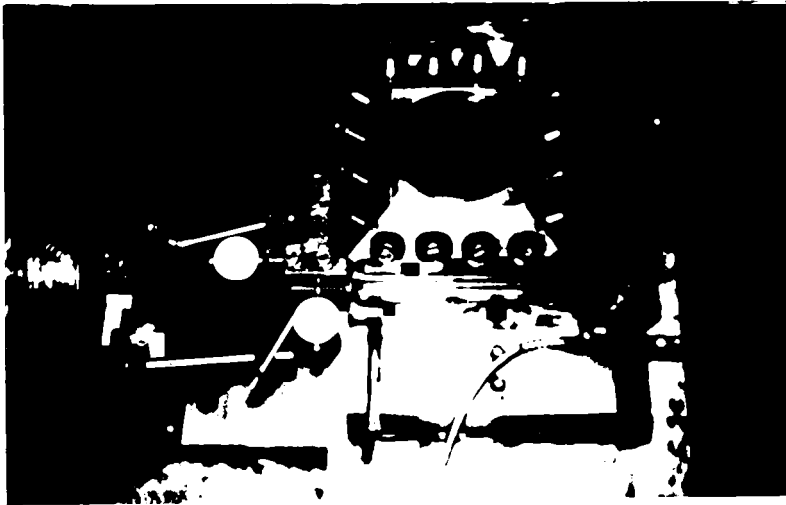


Fig. II.6.2

- interpolări combinate (o deplasare pe arc de cerc și deplasare liniară)

Sau fixat două comparatoare cu valoarea diviziunii de 0,001 mm de batiul mașinii, palpatorul comparatoarelor fiind în contact cu capul revolver (fig. II.6.2. și II.6.3). S-a ales coordonatele punctelor în care se deplasează capul revolver, s-a ales vitezele de avans f mm/ rot: 0,05; 0,12; 0,18; 0,2; RAPID și din poziția comparatoarelor la zero, s-a trimis capul revolver în punctul ales cu o viteză de avans, s-a readus în origine, măsurând abaterea față de poziția inițială. Pentru un punct și modificând avansul s-a efectuat un număr de 5 măsurători.

Comenzile pentru deplasare au fost introduse pe echipamentul de comandă numerică manual.

Rezultatele experimentale sunt trecute în tab. II.6.1 II.6.5. pag. 194 – 198.

S-a folosit următoarele notații:

x_{ij} - valorile abaterilor obținute

i - numărul de puncte

j - numărul de măsurători

Pentru fiecare caz de deplasare a capului revolver s-a trasat un grafic , abaterea medie funcție de avans. adică pentru un punct într-un caz de deplasare, s-a făcut media abaterilor de forma:

$$x_{iF} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{j=1}^n |x_{ij}|_F$$

Indicele F indicând valorile avansului.

Deci graficele construite sunt: $x_{iF} = f(F)$

Pentru determinarea preciziei a mașinii s-a efectuat calculul statistic, urmărind determinarea următorilor parametri:

- Împrăștierea medie de poziționare:

$$R_p = 6 \cdot S$$

unde: S - abaterea standard

$$S = R/ du$$

$$du = 2,326$$

- R_p - lățimea medie de împrăștiere

$$\bar{R} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n R_i$$

R_i - lățimea de împrăștiere

$$R_i = X_{ij\max} - X_{ij\min}$$

- Abaterea de poziționare:

$$A = |X_{i\max} - X_{i\min}|$$

unde: X_i - valoarea medie a abaterilor

$$\bar{X}_i = \frac{1}{n} \cdot \sum_{j=1}^n X_{ji}$$

- Toleranța medie de poziționare:

$$T_E = A + 6 \cdot S$$

- Abaterea medie de poziționare:

$$\bar{A} = \frac{\bar{X}_{i\max} + \bar{X}_{i\min}}{2}$$

Pentru determinarea preciziei globale a mașinii, calculul a fost efectuat cu program pentru calculator.

Aprecierea preciziei unei mașini unelte cu comandă numerică se poate face în urma indicării parametrilor statistici:

- toleranța medie de poziționare T_E
- împrăștierea de poziționare medie R_p
- jocul de inversare mediu U .

Pentru efectuarea probelor, trebuie respectate anumite condiții, legate de:

- temperatura piesei prelucrate în timpul măsurătorilor;
- regimul de așchiere utilizat (finisare);
- materialul piesei de probă;

TABELUL 1

| | N10 | G0 G 90 | G 54 G40 | | M13M39T11 | |
|--|-----|---------|----------|-------|-----------|--|
| | N20 | G 92 | | | S 900 | |
| | N30 | G0 | x 175 | Z 400 | D1 S 90 | |
| | N40 | G1 | | Z 200 | F 50 | |
| | N50 | G0 | | Z 400 | | |
| | N60 | G1 | | Z 200 | | |
| | N70 | G0 | | Z 400 | | |
| | N80 | G1 | | Z 200 | | |
| | N90 | G0 | | Z 400 | | |

TABELUL 2

| | N10 | G0 G90 | G 54 G40 | | T11M13M39 | |
|--|-----|--------|----------|-------|-----------|--|
| | N20 | G 92 | | | S 900 | |
| | N30 | G0 | x175 | Z 400 | D1S90 | |
| | N40 | G1 | x 75 | | F 50 | |
| | N50 | G0 | x175 | | | |
| | N60 | G1 | x 75 | | | |
| | N70 | G0 | x175 | | | |
| | N80 | G1 | x 75 | | F 50 | |
| | N90 | G0 | x175 | | | |

TABELUL 3

| | N10 | G0 G40 | G54 G90 | | T11 M13M39 | |
|--|-----|--------|---------|-------|------------|--|
| | N20 | G 92 | | | S 900 | |
| | N30 | G0 | x175 | Z 400 | D1S90 | |
| | N40 | G1 | x 75 | Z 300 | F50 | |
| | N50 | G0 | x175 | Z 400 | | |
| | N60 | G1 | x 75 | Z 300 | F50 | |
| | N70 | G0 | x175 | Z 400 | | |
| | N80 | G1 | x 75 | Z 300 | F50 | |
| | N90 | G0 | x175 | Z300 | | |

TABELUL 4

| | N10 | G0G40 | G54G90 | | T11M13M39 | |
|--|-----|-------|--------|-------|-----------|--|
| | N20 | G 92 | | | S 900 | |
| | N30 | G0 | x 100 | Z 400 | D1 S 90 | |
| | N40 | G3 | x 150 | Z 350 | i50K50F50 | |
| | N50 | G0 | x 100 | Z 400 | | |
| | N60 | G3 | x 150 | Z 350 | F50 | |
| | N70 | G0 | x 100 | Z 400 | | |
| | N80 | G3 | x 150 | Z 350 | F50 | |
| | N90 | G0 | x 100 | Z 400 | | |

- mijloacele de măsurare;
- starea de funcționare a mașinii înainte de prelucrări;
- scula utilizată.

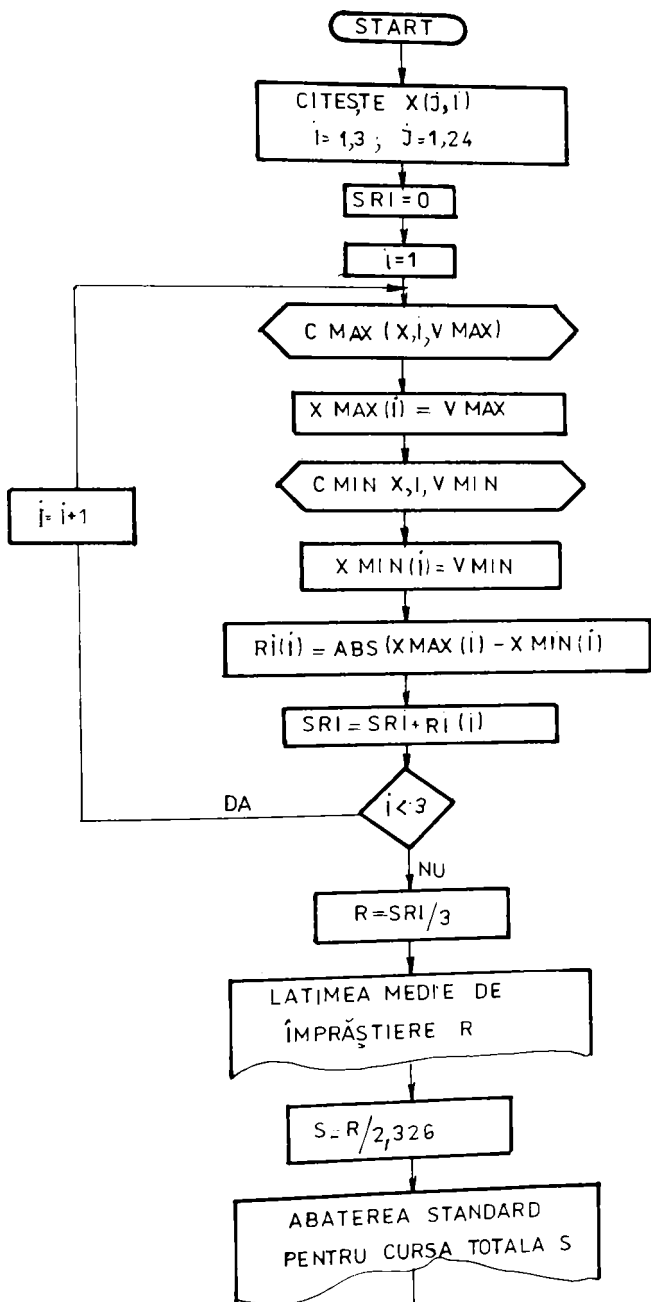
Determinarea preciziei de poziționare a mașinii a fost făcută cu ajutorul calculatorului, printr-un program a cărui schemă logică este prezentată în cele ce urmează.

PROGRAM PENTRU CALCULAREA PARAMETRILOR STATISTICI CE DEFINESC PRECIZIA DE POZIȚIONARE

```

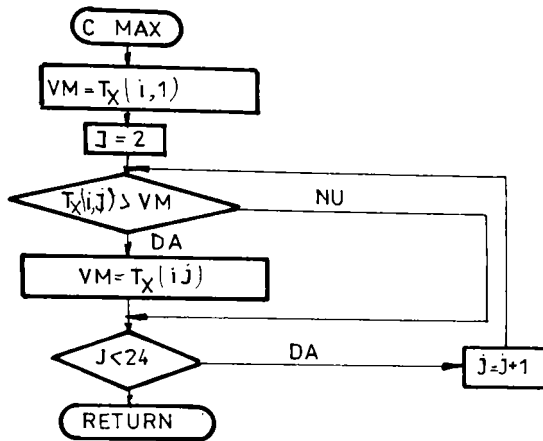
REM Program principal
CLS
OPEN "a:/oprea/masuri.dat" FOR INPUT AS #1
INPUT# 1, n, m, m$
DIM x(n,m), suma(n), min(n), max(n), med(n), r(n)
PRINT "Verificarea preciziei masinii la functionarea in gol":
PRINT " "
  rb = 0
  maxr = 0
  minr = 9999999
  FOR i = 1 TO n
    min(i) = 9999999
    max(i) = 0
    suma(i) = 0
    FOR j = 1 TO m
      INPUT #1, x(i,j)
      ax = ABS(x(i,j))
      suma(i) = suma(i) + ax
      IF min(i) > ax THEN min(i) = ax
      IF max(i) < ax THEN max(i) = ax
    NEXT j
    INPUT #1, m$
    med(i) = suma(i) / m
    r(i) = max(i) - min(i)
    IF maxr < r(i) THEN maxr = r(i)
    IF minr > r(i) THEN minr = r(i)
    rb = rb + r(i)
    PRINT "Punctul " ; i
    PRINT "min( " ; i ; " ) = " ; min(i)
    PRINT "max( " ; i ; " ) = " ; max(i)
    PRINT "med( " ; i ; " ) = " ; med(i)
    PRINT "r( " ; i ; " ) = " ; r(i)
  
```

PROGRAMUL PRINCIPAL

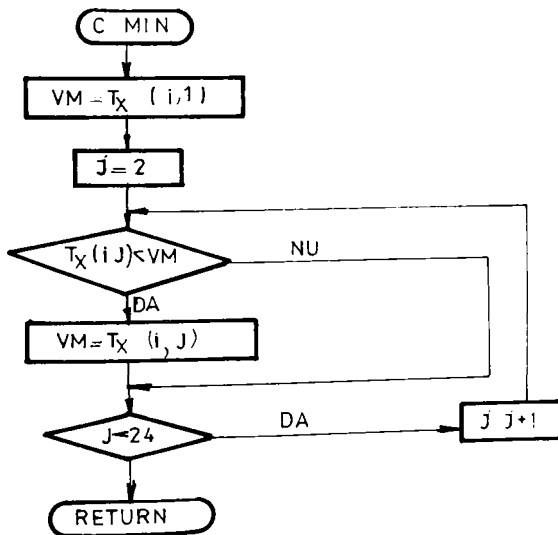


SUBPROGRAME CE SE APELEAZĂ ÎN PROGRAMUL PRINCIPAL

1. SUBPROGRAMUL DE AFLARE AL MAXIMULUI ELEMENTELOR DE PE LINIA „i” DIN TABLOUL $T_X(i,j)$



2. SUBPROGRAMUL DE AFLARE AL MINIMULUI ELEMENTELOR DE PE LINIA „i” DIN TABLOUL $T_X(i,j)$



```

PRINT "Apasati orice tasta pentru a continua" : PRINT " "
WHILE INKEY $ = " " : WEND
NEXT i
a = ABS (maxr - minr)
ab = (maxr + minr) / 2
rb = rb / n
s = rb / 2.326
Rp = 6 x s
Te = a + Rp
PRINT "Parametrii finali " : PRINT " "
PRINT "Latimea medie de imprastiere           Rb = " ; rb
PRINT "Abaterea standard                       S = " ; s
PRINT "Imprastierea medie de pozitionare      Rp = " ; Rp
PRINT "Abaterea de pozitionare                A = " ; a
PRINT "Toleranta medie de pozitionare         Te = " ; Te
PRINT "Abaterea medie de pozitionare         Ab = " ; ab
CLOSE #1
END

```

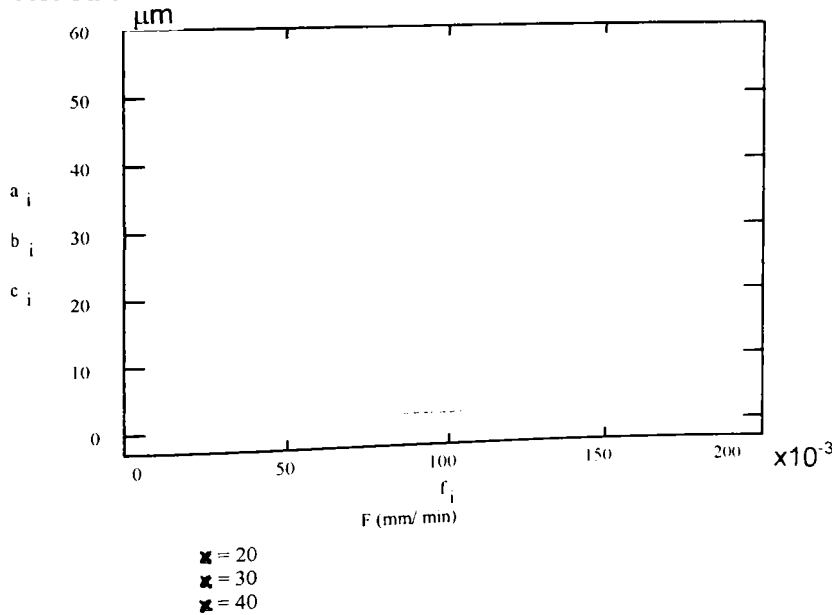
În continuare am realizat ordonarea măsurătorilor efectuate, prin trecerea acestora în tabele în modul următor:

- tabel nr. 1 Deplasări paralele cu axa x;
- tabel nr. 2 Deplasări paralele cu axa z;
- tabel nr. 3 Interpolări liniare;
- tabel nr. 4 Interpolări circulare;
- tabel nr. 5 Interpolări combinate (liniar + circular)

Tabel II.6.1.

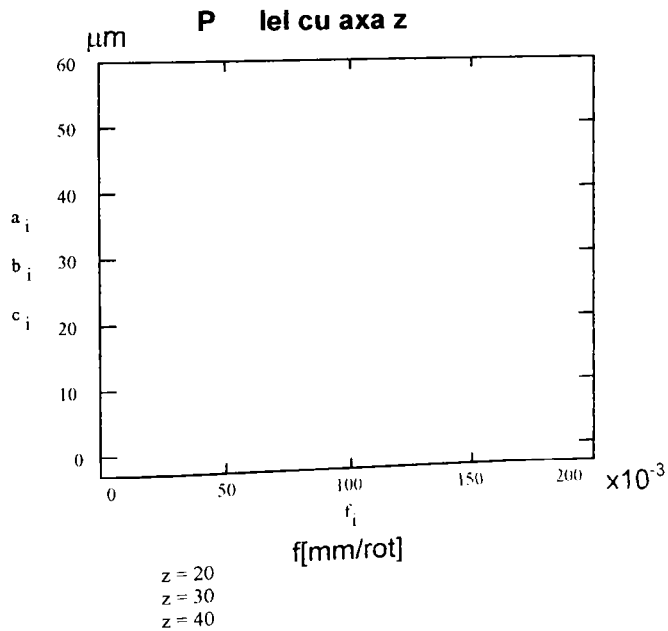
| | x[μm] | f[mm/rot] | Abateri x_{ij} [μm] | | | | | $x_i F$ [μm] |
|---|--------------------|-----------|------------------------------------|-----|----|-----|-----|---------------------------|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
| 1 | | 0,05 | -12 | -10 | -8 | -11 | -11 | 10,83 |
| 2 | | 0,12 | -6 | -5 | -2 | -8 | -4 | 5,33 |
| 3 | 20 | 0,18 | 1 | -2 | -2 | 0 | -2 | 1,16 |
| 4 | | 0,2 | -1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0,5 |
| 5 | | rapid | 11 | 2 | 26 | 55 | 80 | 41,5 |
| 1 | | 0,05 | 3 | 2 | -2 | 1 | 3 | 2,5 |
| 2 | | 0,12 | 1 | 2 | -3 | -2 | 1 | 2 |
| 3 | 30 | 0,18 | 2 | 1 | -2 | -2 | 3 | 1,83 |
| 4 | | 0,2 | 0 | 1 | -2 | -1 | -1 | 0,83 |
| 5 | | rapid | 12 | 20 | 15 | 17 | 8 | 14,16 |
| 1 | | 0,05 | 1 | 3 | 3 | 3 | 3 | 2,66 |
| 2 | | 0,12 | -3 | 2 | -2 | -1 | -1 | 2 |
| 3 | 40 | 0,18 | 1 | 2 | 1 | -1 | 0 | 0,83 |
| 4 | | 0,2 | 0 | 1 | -1 | -1 | 0 | 0,66 |
| 5 | | rapid | 12 | 4 | 2 | 22 | 23 | 14,5 |

Paralel cu axa x



Tabel II.6.2

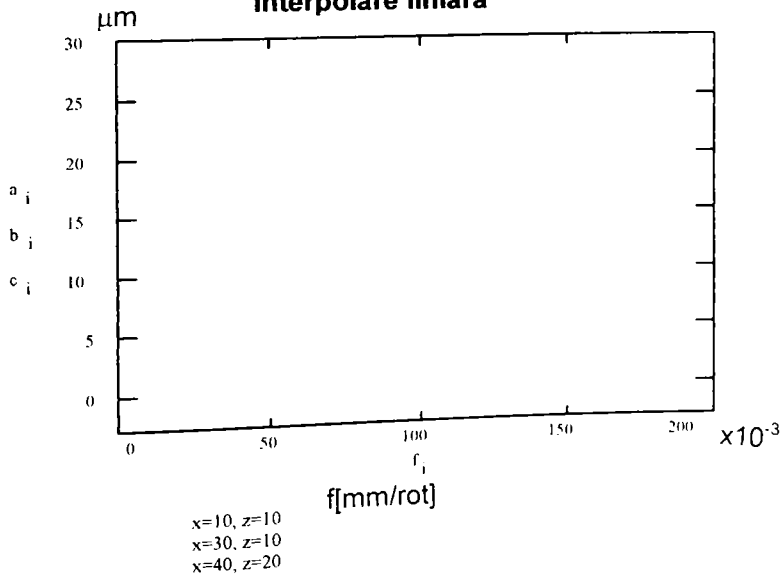
| | z[μm] | f[mm/rot] | Abateri xij [μm] | | | | | XiF [μm] |
|---|--------------------|-----------|----------------------------------|----|-----|-----|-----|--------------------------|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
| 1 | 20 | 0,05 | -2 | -5 | -7 | -5 | -7 | 6 |
| 2 | | 0,12 | -1 | -2 | -3 | -3 | 0 | 1,75 |
| 3 | | 0,18 | -1 | -1 | -2 | -2 | -1 | 1,56 |
| 4 | | 0,2 | 1 | 1 | -2 | 0 | 1 | 0,85 |
| 5 | | rapid | -11 | 17 | -18 | 10 | 52 | 28 |
| 1 | 30 | 0,05 | -3 | 1 | 4 | -2 | -2 | 2,83 |
| 2 | | 0,12 | -2 | -2 | -1 | 3 | 2 | 2,16 |
| 3 | | 0,18 | 1 | 2 | -1 | -1 | 2 | 1,5 |
| 4 | | 0,2 | 0 | 1 | -1 | -1 | 1 | 0,16 |
| 5 | | rapid | 11 | 10 | 10 | 15 | 18 | 12,33 |
| 1 | 40 | 0,5 | 3 | -4 | -3 | 2 | -2 | 2,5 |
| 2 | | 0,12 | -2 | -2 | -3 | 2 | 0 | 1,66 |
| 3 | | 0,18 | 0 | -1 | -2 | -3 | -2 | 1,83 |
| 4 | | 0,2 | 2 | 0 | -1 | -1 | 0 | 0,83 |
| 5 | | rapid | -11 | 25 | 21 | 108 | 112 | 47,83 |



Tabel II.6.3

| | x | Z [μm] | f[mm/ rot] | Abateri x_{ij} [μm] | | | | | $x_i F$ [μm] |
|---|----|------------------------|---------------|---------------------------------------|----|----|----|----|---------------------------|
| | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
| 1 | 10 | 10 | 0,05 | 3 | 5 | 6 | 10 | 10 | 7,66 |
| 2 | | | 0,12 | 0 | 2 | -2 | -1 | -5 | 2,66 |
| 3 | | | 0,18 | 1 | 1 | 1 | -1 | -2 | 1,16 |
| 4 | | | 0,2 | 0 | 0 | 0 | 1 | -1 | 0,5 |
| 5 | | | Rapid | 16 | 25 | 20 | 20 | 22 | 20,66 |
| 1 | 30 | 15 | 0,05 | 5 | 3 | 4 | 7 | 5 | 5 |
| 2 | | | 0,12 | 1 | -2 | -3 | 2 | 2 | 1,83 |
| 3 | | | 0,18 | 2 | -1 | -1 | 3 | 2 | 1,66 |
| 4 | | | 0,2 | 0 | 1 | -1 | 1 | -2 | 1 |
| 5 | | | rapid | 10 | 15 | 18 | 17 | 20 | 16 |
| 1 | 40 | 20 | 0,05 | 2 | -1 | -1 | 3 | 4 | 2,16 |
| 2 | | | 0,12 | 1 | 1 | 2 | -1 | -2 | 1,66 |
| 3 | | | 0,18 | 1 | 0 | 2 | -1 | -2 | 1,16 |
| 4 | | | 0,2 | 1 | -1 | 0 | 0 | -1 | 0,66 |
| 5 | | | rapid | 11 | 9 | 15 | 18 | 15 | 13 |

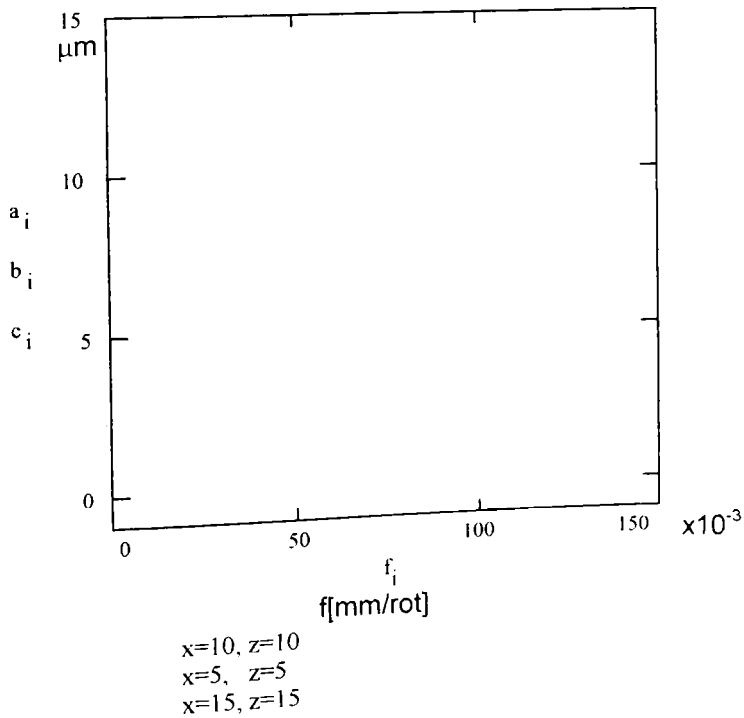
Interpolare liniară



Tabelul II.6.4.

| | x | Z [μm] | K | l | f[mm/ rot] | Abateri x_{ij} [μm] | | | | | $x_i F$ [μm] |
|----|----|------------------------|----|----|---------------|---------------------------------------|----|----|----|----|------------------------------|
| | | | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
| 1 | 10 | 10 | 10 | 10 | 0,05 | 10 | 10 | 11 | 9 | 12 | 10,33 |
| 2 | | | | | 0,12 | 1 | 2 | 0 | 0 | -1 | 0,66 |
| 3 | | | | | 0,18 | -1 | 0 | 2 | 0 | -1 | 1 |
| 4 | | | | | 0,2 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0,33 |
| 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 0,05 | 2 | 3 | 4 | 5 | 2 | 3,66 |
| 6 | | | | | 0,12 | -2 | 0 | -1 | 0 | 1 | 0,83 |
| 7 | | | | | 0,18 | -1 | 0 | -4 | -2 | -1 | 2,16 |
| 8 | | | | | 0,2 | 0 | -2 | -3 | -1 | 1 | 1,16 |
| 9 | 15 | 15 | 15 | 15 | 0,05 | 2 | 2 | 4 | 3 | 6 | 5,5 |
| 10 | | | | | 0,12 | -2 | -1 | 0 | -1 | 4 | 1,66 |
| 11 | | | | | 0,18 | -1 | -1 | -1 | 0 | -2 | 0,83 |
| 12 | | | | | 0,2 | 1 | -2 | 0 | -1 | -2 | 1 |

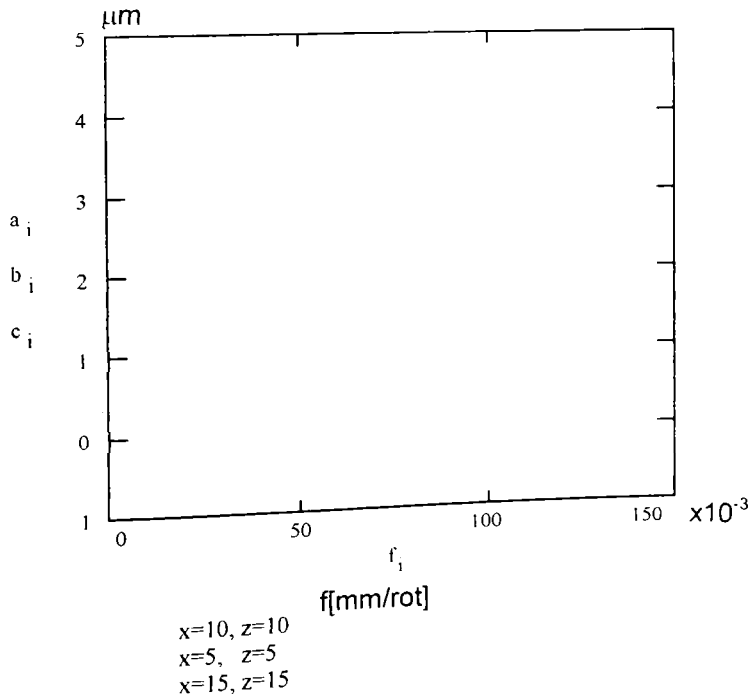
Interpolare circulară



Tabel II.6.5

| | x | Z [μm] | K | l | f[mm/rot] | Abateri x_{ij} [μm] | | | | | $x_i F$ [μm] |
|----|----|------------------------|----|----|-----------|---------------------------------------|----|----|----|----|------------------------------|
| | | | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | |
| 1 | 10 | 10 | 10 | 10 | 0,05 | 2 | 3 | 4 | 6 | 1 | 4 |
| 2 | | | | | 0,12 | -2 | -1 | -1 | -2 | 0 | 1,16 |
| 3 | | | | | 0,18 | -1 | 0 | 0 | -1 | -1 | 0,5 |
| 4 | | | | | 0,2 | 0 | 1 | 0 | 0 | 3 | 0,5 |
| 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 0,05 | -3 | -1 | -1 | 4 | -2 | 2,3 |
| 6 | | | | | 0,12 | -1 | -1 | 1 | -1 | 0 | 1,16 |
| 7 | | | | | 0,18 | -1 | -2 | -4 | -1 | 0 | 1,5 |
| 8 | | | | | 0,2 | 1 | 0 | 2 | 0 | 0 | 0,66 |
| 9 | 15 | 15 | 15 | 15 | 0,05 | -4 | -2 | 0 | 2 | 2 | 1,86 |
| 10 | | | | | 0,12 | 2 | 0 | 3 | 2 | 1 | 2 |
| 11 | | | | | 0,18 | -1 | -2 | -1 | 1 | 1 | 1,5 |
| 12 | | | | | 0,2 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0,5 |

Interpolare combinată



II.7. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

În acest capitol s-a încercat să se dea un "răspuns măsurabil", dacă se poate spune așa, la primul capitol, unde au fost tratate mai mult din punct de vedere teoretic problemele ce s-au dorit a fi analizate.

Pentru a determina deformațiile arborelui principal, deformații ce au o influență hotărâtoare asupra preciziei prelucrării s-a apelat la metoda elementului finit, metoda substructurării corpului, care are posibilitatea calculării acestor deformații cât și vizualizărilor prin utilizarea unui program performant specializat în această direcție, programul NASTRAN MSC.

– Astfel, în prima fază, s-a determinat care sunt deformațiile carcasi arborelui principal, prezentând cum și cu cât participă carcasa la deviația arborelui principal. Se observă că deformația maximă a carcasi este în dreptul lagărului din față, deformându-se cu 23 μm în direcția radială.

– Experimentările următoare au constat într-o determinare a deformațiilor termice a arborelui principal. Astfel, s-a conceput și realizat standuri de măsurare a temperaturii în diferite puncte a mașinii-unelte, modalități de determinare a deformației piesei prelucrate atât în plan orizontal, cât și vertical. Aceste încercări au fost făcute pentru două cazuri diferite de prindere a piesei:

- a) într-un prim caz de prindere în universal și vârf
- b) în al doilea caz de prindere numai în universal

– Pentru fiecare caz în parte se prezintă soluțiile de determinare a deformațiilor termice în timp a arborelui principal, soluții care au la bază metoda substructurării corpului cu element finit. În acest fel, pentru primul caz, se observă că temperaturile maxime au fost atinse în lagărul din față al arborelui principal de 48 °C și deformațiile maxime în plan orizontal au fost de 0,0539 mm, iar în plan radial, de 0,0331 mm.

Pentru cel de al doilea caz la prinderea în universal al piesei se observă că temperatura în lagărul față a crescut substanțial până la 70 °C, iar deformațiile maxime a arborelui principal în plan orizontal au fost de 0,0608 mm, iar în plan vertical de 0,0394 mm.

– Un alt experiment a constat în stabilirea influenței surselor de zgomot și vibrațiilor asupra preciziilor prelucrării. Astfel, s-a conceput și realizat standuri de măsurare a vibrațiilor pe toate cele patru game de turații, notându-se nivelul maxim al vibrației. Cu aceste valori măsurate având la bază tot metoda elementului finit,

s-a determinat care sunt deformațiile arborelui principal la diferite frecvențe ale vibrațiilor, obținând cea mai mare deformație de 0,5 mm la 521 Hz.

– Următorul experiment a constat în conceperea și implementarea unor soluții de determinare a rigidității strungului, încercări care au avut scopul de a stabili care este ponderea deformației subansamblurilor componente. S-a demonstrat că arborele principal participă în măsura cea mai mare, adică cu 49% la măsurarea în planul WOZ (orizontal) și cu 74 % în planul VOZ (plan vertical) la deformația totală a păpușii fixe.

– În vederea verificării soluțiilor care vor fi prezentate în capitoul III, s-a încercat experimental să se determine deplasarea axei arborelui principal, obținându-se cele mai mari valori ale deplasării în plan axial de 0,07 mm, iar în plan radial de 0,78 mm.

– În continuare plecând de la prezentarea metodelor de recepție a mașinilor-unelte s-a conceput, realizat și implementat un program ce are la bază parametrii statistici care pot evalua precizia de poziționare a strungului cu comandă numerică.

Toate experimentările s-au făcut pe strunguri cu comandă numerică, SP-630-NC și SP-150-NC cu aparatură performantă. Scopul acestor experimentări și măsurători a fost:

1. de a avea o informație reală a răspunsului mașinii la diferiți factori perturbatori
2. de a verifica datele obținute teoretic cu cele experimentale în vederea atestării și veridicității soluțiilor propuse
3. de a obține o bază de date suficientă pentru a alimenta fișierele de intrare a programului de determinare a deplasării axei arborelui principal.

III. METODE ACTUALE DE ANALIZĂ ESTIMARE ȘI COMPENSARE A ERORILOR MAȘINILOR – UNELTE

III.1. ÎNCERCĂRI PE PLAN MONDIAL PRIVIND DETERMINAREA ERORILOR MAȘINILOR-UNELTE

METODE ACTUALE DE ANALIZĂ, ESTIMARE ȘI COMPENSARE A ERORILOR MAȘINILOR UNELTE

În decursul timpului au fost propuse mai multe metode de analiza, estimare și compensare a erorilor geometrice. Aceste metode includ utilizarea unor modele empirice (obținute prin corelarea erorilor cu unele variabile independente), analiza trigonometrică și reprezentarea matricială a erorilor. Lucrări recente descriu utilizarea cinematicii corpului rigid pentru modelarea erorii geometrice. În metoda erorilor matriciale date de Dufour și Groppeti componentele vectorului eroare pentru diferite localizări în spațiul de lucru al mașinii sunt stocate pentru diverse încărcări și condiții termice. Corecțiile sunt obținute prin interpolarea variabilelor stocate. Dufour și Groppeti de asemenea sugerează un număr de scheme pentru încorporarea corecțiilor în circuitul de control al mașinii odată ce vectorul erorii este cunoscut. Sata și colaboratorii săi cred într-o relație pătratică între eroarea într-un punct și coordonatele acestuia în urma căruia construiesc modele de corelație pe baza experimentală. Work by Leets French and Humphries și Love and Scarr utilizează relații trigonometrice pentru a ajunge la expresia erorilor geometrice. Hocken utilizează o transformare matricială pentru modelarea erorilor unghiulare ale unei mașini de măsurat în coordonate. Schultschik modelează mașina ca un lanț vectorial închis pentru a obține expresii pentru vectorul eroare. Portman utilizează cinematica corpului rigid pentru a ajunge la o expresie a erorilor geometrice ale unui mecanism.

Mai multe teste diferite pentru determinarea erorilor mașinii au fost de asemenea dezvoltate. Bryan dezvoltă barele magnetice rotunde pentru a obține erori de poziție a mașinii la diferite puncte. Testul, cu toate că nu este complet, este rapid, ușor de realizat și da o bună estimare a câtorva dintre componentele erorii.

Thusty and Mutch recomandă diferite tipuri de măsurători pentru diferite structuri de mașini. Munca lor se adresează problemei estimării erorii geometrice indusă termic iar recomandările lor se bazează pe calcularea tensiunilor termice, în elementele structurale ale mașinii unelte simplificate, dar tipice. McClure analizează distorsiunile termice prin utilizarea tehnicii analizei dinamice care implica descrierea caracteristicilor elementelor

mașinii prin funcțiile lor de transfer. Rezultatul surselor de căldură sunt suprapuse pentru obținerea deformației finale a elementelor mașinii. Analiza elementului finit este utilizată adesea pentru modelarea comportării elementelor mașinii sub acțiunea diferitelor surse de căldură. În orice caz, datorită dificultății obținerii informațiilor despre sursele de căldură și transferul căldurii la elementele de asamblare, calculul pentru determinarea comportării la deformațiile termice ale mașinii unelte ne furnizează numai date estimative.

Cercetările descrise până acum cu excepția câtorva pot fi categorisite pe următoarele clase: cercetări ale spațiului de lucru; cercetări care măsoară și analizează erorile în spațiul de lucru fără a încerca să le rezolve de la sursele lor generatoare, elementele mașinii. În mod tipic aceste abordări necesită cantități numeroase de date (și de aici măsurători) și validitatea lor pentru stările mașinii care nu au fost incluse în normele de recepție este totdeauna în dubiu.

Cercetări elementare: aceste cercetări se adresează problemei calculului deformației elementelor mașinii, erori elementare. Ele în mod normal nu analizează propagarea acestor erori prin sistemul cinematic al mașinii pentru a influența precizia ei tridimensională.

III.2. MODELAREA DEFORMAȚIILOR GEOMETRICE ȘI TERMICE LA MAȘINILE UNELTE C.N.C.

Mașinile unelte cu comenzi numerice asistate de calculator (CNC), devin tot mai răspândite pentru că au capacitatea de a realiza piese cu o geometrie complexă la precizii dimensionale foarte ridicate. Un alt avantaj al acestor mașini este capacitatea de îmbunătățire a suprafeței finale prin reducerea operațiilor manuale la sfârșitul prelucrării. Aceste avantaje enumerate mai sus împreună cu avantajul timpului redus de punere în funcțiune a utilajului determină costuri de producție mult mai scăzute.

Eroarea este diferența dintre răspunsul prezent și cel anticipat al mașinii la o comandă dată.

Precizia este maximul deformațiilor de rotație sau translație între două puncte din spațiul de lucru al mașinii.

Câțiva factori ce sunt responsabili de deformațiile produse în spațiul de lucru sunt:

- deformațiile geometrico-cinematice ale mașinii unelte
- deformațiile termice induse pe mașinile unelte
- încărcarea statică și dinamică a mașinii unelte
- deformațiile S.D.V-urilor.

Deformațiile geometrice și termice sunt principalele surse ce duc la scăderea preciziei de realizare a pieselor.

Ne vom referi în continuare asupra acestora pentru fiecare element al mașinii unelte, și vom prezenta în continuare un model matematic pentru eroarea totală în spațiul de lucru.

Variația în timp a deformațiilor mașinii este în funcție de varierea condițiilor mediului în care este amplasată mașina și de sursele interne de căldură ale mașinii unelte. Condițiile de mediu se pot schimba prin temperatura camerei prin folosirea instalației de răcire. Sursele interne de căldură sunt: motoare, lagăre, săni și șuruburi conducătoare. De asemenea rata mare de încărcare a arborilor și viteza mare de rotație determină încălzirea mașinii unelte. Deformațiile termice au fost considerate de mulți cercetători ca fiind cele mai importante surse de erori, ele reprezentând 70% din totalul deformațiilor mașinii unelte. Ele rămân o problemă datorită dificultăților de proiectare. Unele soluții propun: folosirea de materiale, cu coeficienți termici de dilatare mai mici, poziționarea surselor de căldură astfel încât să minimalizeze gradientii, răcirea de la instalațiile de răcire să fie cât mai eficientă, etc.

III.2.1. Modelul matematic al deformațiilor mașinii unelte.

Mașinile unelte în general, sunt construite prin combinarea unor ansamblu fixe, subansamblu mobile, ghidaje alunecătoare de rotație și translație. Aceste componente realizează o legătură strânsă între vârful sculei și piesă. Într-o încercare de a dezvolta un model generalizat al deformației la mașinilor unelte, este important ca prima dată să definim modelul ideal prin mijloace sistematice. Metoda Matricei de Transfer Omogene oferă o abordare eficientă de realizare a acestui scop, pentru că o asemenea matrice este capabilă de transformări raționale și translaționale. Totuși aplicarea acestei metode este bazată pe ipoteza cinematicii corpului rigid. De aceea micile deformații asociate subansamblurilor trebuie adăugate împreună cu deformațiile ghidajelor.

Pentru a reprezenta poziția relativă a corpului rigid în spațiul tridimensional față de un sistem de coordonate avem nevoie de o matrice 4×4 . Matricea de Transfer Omogenă reprezintă transferul coordonatelor din sistemul de coordonate al corpului rigid $\{X_0, Y_0, Z_0\}$ în sistemul de coordonate de referință $\{X_R, Y_R, Z_R\}$, adică din sistemul de coordonate relativ în sistemul de coordonate absolut.

$$R_{T_0} = \begin{bmatrix} 0_{i_x} & 0_{i_y} & 0_{i_z} & P_x \\ 0_{j_x} & 0_{j_y} & 0_{j_z} & P_y \\ 0_{k_x} & 0_{k_y} & 0_{k_z} & P_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

unde R reprezintă sistemul de referință de la care transformarea este făcută. Primele trei coloane ale matricei sunt cosinuzii directori, reprezentând orientarea axelor X_0, Y_0, Z_0 ale sistemului de coordonate a corpului rigid față de sistemul de referință, ultima coloană reprezintă poziția originii sistemului de coordonate a corpului rigid față de sistemul de coordonate de referință. Cifra 1 a ultimului rând și a ultimei coloane reprezintă factorul de scară pentru poziția x, y, z . Numărul 1 este ales pur și simplu pentru conveniență.

Astfel coordonatele echivalente ale punctului în sistemul de coordonate O , în raport cu sistemul de coordonate de referință R sunt date.

$$\begin{bmatrix} X_R \\ Y_R \\ Z_R \\ 1 \end{bmatrix} = R_{T_0} \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

în cazul ideal, dacă sistemul de coordonate x_1, y_1, z_1 , este traslatat cu x de-a lungul axei X (sau cu y de-a lungul axei Y sau cu z de-a lungul axei Z), atunci Matricea de Transfer Omogenă ce transformă coordonatele unui punct aflat în sistemul de coordonate x_1, y_1, z_1 , în sistemul de coordonate x, y, z este dată de:

$$XYZ_{T_x|T_y|T_z} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ sau } \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ sau } \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

De asemenea dacă sistemul de coordonate x_1, y_1, z_1 , este rotit cu θ_x în jurul axei x (sau cu θ_y în jurul axei y sau cu θ_z în jurul axei z), atunci matricea de transfer este dată de următoarele

$$XYZ_{T_x|T_y|T_z} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\theta_x & -\sin\theta_x & 0 \\ 0 & \sin\theta_x & \cos\theta_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

sau

$$\begin{bmatrix} \cos\theta_y & 0 & \sin\theta_y & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin\theta_y & 0 & \cos\theta_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

sau

$$\begin{bmatrix} \cos\theta z & -\sin\theta z & 0 & 0 \\ \sin\theta z & \cos\theta z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Pentru o axă la care aceste mișcări (de translație și rotație) sunt combinate simultan, matricile pot fi înmulțite pentru a obține o singură matrice pentru acea axă. Aceasta ne folosește când luăm în considerare mai multe surse de deformare la ghidaje. Folosind această metodă structurile mașinii pot fi descompuse într-o serie de matrici de transfer. Aceste matrici descriu poziția relativă a fiecărei axe și a oricărui sistem de coordonate intermediar ce participă la procesul de modelare.

Modelarea începe în vârful sculei de referință și ține până la sistemul de coordonate al piesei. Dacă N corpuri rigide sunt legate în serie și dacă cunoaștem matricile corespunzătoare celor N corpuri rigide, atunci poziția originii celui de-al N -lea sistem de coordonate în sistemul de referință este produsul tuturor matricilor, după cum se arată mai jos:

$$R_{T_0} = \prod_1^N (m-1)_{T_m} = 0_{T_1} * 1_{T_1} * 2_{T_1} \dots\dots\dots$$

Elementele matricii pot fi funcții matematice și întreaga reprezentare este numită funcție de modelare. Aceasta permite o reprezentare matematică a performanțelor mașinii.

Metoda matricilor de transfer omogene poate fi foarte ușor folosită pentru sisteme de coordonate cu orice număr de coordonate.

III.2.2. Deformații datorate impreciziei de asamblare.

Să considerăm cazul unui subansamblu arătat în fig. III. 2.1. Cu vectorul de translație $\{a, b, c, 1\}^t$, matricea va fi:

$$R_{T_0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a \\ 0 & 1 & 0 & b \\ 0 & 0 & 1 & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

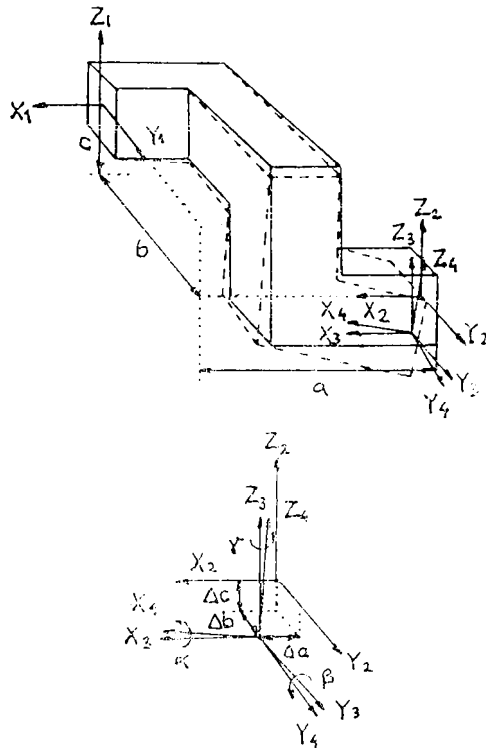


Fig. III.2.1. Deformații ale subansamblelor fixe

Acum corpurile solide pot să aibă trei componente ale mișcării de rotație: $\{\alpha(t) \beta(t) \gamma(t)\}$ și trei componente ale erorii de translație $\{\Delta a(t) \Delta b(t) \Delta c(t)\}$ de-a lungul axelor sistemului de referință. Presupunând că deformațiile sunt mici, matricea rezultată referitor la poziția ideală va fi:

$$E_0 = \begin{bmatrix} 1 & -\gamma(t) & \beta(t) & \Delta a(t) \\ \gamma(t) & 1 & -\alpha(t) & \Delta b(t) \\ -\beta(t) & \alpha(t) & 1 & \Delta c(t) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Astfel transformarea de formă pentru un subansamblu a cărei precizie este scăzută în spațiul 3D va fi:

$$R_{Toer} = R_{To} \times E_o$$

$$R_{Toer} = \begin{bmatrix} 1 & -\gamma(t) & \beta(t) & a + \Delta a(t) \\ \gamma(t) & 1 & -\alpha(t) & b + \Delta b(t) \\ -\beta(t) & \alpha(t) & 1 & c + \Delta c(t) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$\Delta a(t)$, $\Delta b(t)$, $\Delta c(t)$ - abateri de translație

$\alpha(t)$, $\beta(t)$, $\gamma(t)$ – abateri unghiulare foarte mici datorate rotirii în jurul axelor x, y, z.

Aceste abateri unghiulare și de translație vor fi constante dacă efectele termice vor fi neglijate. În practică aceste erori vor varia datorită încălzirii mașinii unelte în timpul prelucrării.

III.2.3. Deformații datorate impreciziei săniilor aflate în mișcare (pe ghidaje prismatice).

Pentru cazul mișcării liniare a unei sănii, (vezi figura III. 2.2.) deformațiile sunt funcție de poziția căruciorului în sistemul de referință. De asemenea variația deformațiilor unghiulare de-a lungul axei ghidajului cauzează abateri de deplasare pe celelalte două direcții perpendiculare pe axa ghidajului.

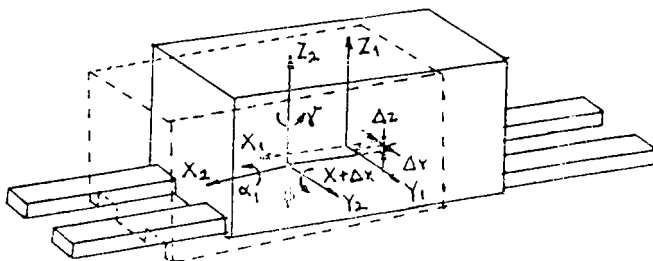


Fig. III.2.2. Modelul ghidajelor alunecătoare

Considerând cazul unui ghidaj a căru precizie este scăzută. Dacă x este poziția curentă a deplasării din poziția normală a căruciorului, atunci:

$$R_{T_{\text{cor}}} = \begin{bmatrix} 1 & -\gamma(x,t) & \beta(x,t) & x + \Delta x(x,t) \\ \gamma(x,t) & 1 & -\alpha(x,t) & \int \gamma(x,t) dx \\ -\beta(x,t) & \alpha(x,t) & 1 & -\int \beta(x,t) dx \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

unde $\alpha(x,t)$, $\beta(x,t)$, $\gamma(x,t)$, $\Delta x(x,t)$ sunt abateri unghiulare și de poziție ale ghidajelor când sunt luate în considerare deformațiile geometrice și termice. Termenii $\int \gamma(x,t) dx$ și $\int \beta(x,t) dx$ reprezintă abaterile de deplasare în cele două direcții y și z datorate variației deformațiilor unghiulare de-a lungul axei ghidajelor x .

O investigație anterioară folosind rezultate experimentale a arătat că o variație liniară caracterizează deformațiile unghiulare și de poziție. Alte măsurători indică faptul că variația a fost menținută liniară atâta timp cât mașina s-a încălzit. Figura III.2.3 arată variația erorii de-a lungul axei z în funcție de timp și de poziția subansamblului (saniei mobile). De observat variația aproape liniară a abaterii în funcție de poziție, și o variație exponențială a abaterii în timp.

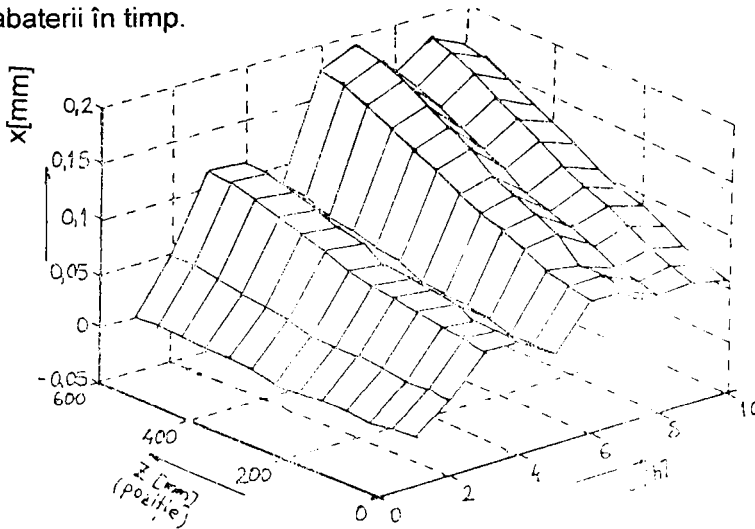


Fig. III.2.3. Variația deformațiilor pe axa Z în funcție de timp și poziție

Încărcarea termică a mașinii unelte de asemenea variază în timp, astfel încât variația erorii nu este exponențială pe întreaga durată de funcționare de 10 ore.

III.2.4. Abateri la arbori (axe de rotație).

Ideal un corp se rotește fără nici o eroare în jurul axei sale. Considerăm cazul rotirii unui subansamblu în jurul unei axe i cu un unghi θ_i . În realitate rotirea subansamblurilor pe ghidaje generează erori de rotație și translație ce depind de axele de rotație și sunt funcție de unghiul de rotație θ_i . Un exemplu este dat în fig. III.2.4. când se consideră cazul rotirii subansamblului în jurul axei z cu unghiul θ_z .

Dacă axa de rotație z_0 a subansamblului se rotește în jurul unei axe a sistemului de referință z_R cu unghi $\theta_z(t) + \beta(\theta_z, t)$, unde $\beta(\theta_z, t)$ este eroarea de rotație a axei subansamblului, caracterizat de deformațiile radiale $x(\theta_z, t)$, $y(\theta_z, t)$, de eroare axială $z(\theta_z, t)$ precum și de deformațiile de înclinare $\alpha(\theta_z, t)$ și $\beta(\theta_z, t)$, atunci matricea devine:

$$R_{\theta_{\text{over}}} = \begin{bmatrix} \cos\beta \cos(\theta_z + \gamma) & -\cos\beta \cos(\theta_z + \gamma) & \sin\beta & \Delta x \\ \sin\beta \sin\beta \cos(\theta_z + \gamma) + & \cos\alpha \cos(\theta_z + \gamma) - & -\cos\beta \sin\alpha & \Delta y \\ + \cos\alpha \sin(\theta_z + \gamma) & -\sin\alpha \sin\beta \sin(\theta_z + \gamma) & & \\ \sin\alpha \sin(\theta_z + \gamma) - & \cos\alpha \sin\beta \sin(\theta_z + \gamma) + & \cos\alpha \cos\beta & \Delta z \\ -\cos\alpha \sin\beta \cos(\theta_z + \gamma) & + \sin\alpha \cos(\theta_z + \gamma) & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

un e: $\cos\beta = \cos\beta(\theta_z + \gamma)$

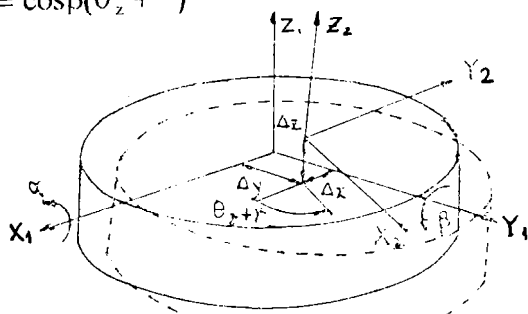


Fig. III.2.4. Modelul axelor de rotație.

Dacă neglijăm unghiurile α și β atunci:

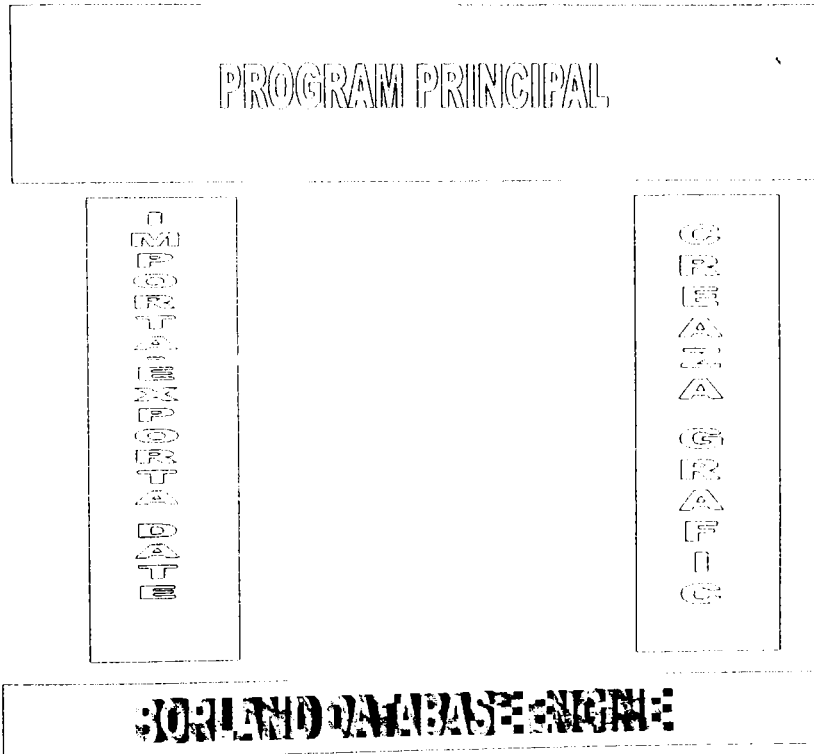
$$\begin{array}{ll} \cos \beta = 1 & \cos \alpha = 1 \\ \sin \beta = \beta & \sin \alpha = \alpha \end{array}$$

matricea simplificată:

$$\mathbf{R}_{0_{\text{rot}}} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_z + \gamma) & -\sin(\theta_z + \gamma) & \beta & \Delta x \\ \sin(\theta_z + \gamma) & \cos(\theta_z + \gamma) & -\alpha & \Delta y \\ \alpha \sin(\theta_z + \gamma) & -\beta \sin(\theta_z + \gamma) & 1 & \Delta z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Similar se pot obține matricile deformațiilor pentru rotația în jurul axelor X și Y.

SCHEMA BLOC A PROGRAMULUI DE MODELARE A ERORILOR



DATE LA NIVEL FIZIC

```

1: //-----
2: #include "vc1\vc1.h"
3: #pragma hdrstop
4:
5: #include "Main.h"
6: #include "DataModule.h"
7: #include "Data.h"
8: #include "math.h"
9: #include "Kerul.h"
10:
11: //-----
12: #pragma resource "resources"
13: TForm1 TForm1
14: //-----
15:    fastcall TForm1 TForm1(TComponent* Owner,
16:         TForm* Owner)
17:
18: TForm1 Top 30
19: TForm1 Height 85
20: TForm1 Left 100
21: TForm1 Width 385
22:
23: //-----
24: voidfastcall TForm1 BitBtn1Click(TObject* Sender)
25:
26: TForm2 ShowModal
27:
28:
29: voidfastcall TForm1 BitBtn2Click(TObject* Sender)
30:
31: typedef float mat4x4 4 4
32: typedef mat4x4 mat4x 10
33: typedef mat4x4 mat4xx 10 10
34:
35: mat4x4 html
36: float b 16 c 16
37: float klalfa kbeta kgamma kdeltaA kdeltaB kdeltaC
38: float
39:     alfa 10 beta 10 gamma 10 deltaA 10 deltaB 10 deltaC 10
40: float ktaifa ktbeta ktgamma kdeltaX kalfaXi kbetaXi kgammaXi
41: float xi xim tauT deltaXi
42: float alfal betal gamal deltaX deltaY deltaZ
43: float kraifa krbeta krgama krDeltaX krDeltaY krDeltaZ tauR
44: float tetaI tetaIm kDeltaX kDeltaY kDeltaZ
45: int i j m k
46: float temp 10 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9
47:
48: for i 0 i 4 i
49:     for j 0 j 4 j
50:         if i j html i j 1
51:         else html i j 0
52:         b 4 i j html i j
53:
54:
55: m 4
56: k inmulMat m m b m m b c
57: DataModule1 Table2 Active True

```

```

58: DataModule1->Table2->First();
59: klalfa=DataModule1->Table2->FieldByName("KLalfa")->AsFloat;
60: klbeta=DataModule1->Table2->FieldByName("Klbeta")->AsFloat;
61: klgama=DataModule1->Table2->FieldByName("Klgama")->AsFloat;
62: kldeltaA=DataModule1->Table2->FieldByName("Kldeltaa")->AsFloat;
63: kldeltaB=DataModule1->Table2->FieldByName("Kldeltab")->AsFloat;
64: kldeltaC=DataModule1->Table2->FieldByName("Kldeltac")->AsFloat;
65:
66: //*****
67: ktalfa=DataModule1->Table3->FieldByName("KTalfa")->AsFloat;
68: ktbeta=DataModule1->Table3->FieldByName("KTbeta")->AsFloat;
69: ktgama=DataModule1->Table3->FieldByName("KTgama")->AsFloat;
70: ktdeltaX=DataModule1->Table3->FieldByName("KTdeltaX")->AsFloat;
71: tauT=DataModule1->Table3->FieldByName("Timp")->AsFloat;
72: //*****
73: kralfa=DataModule1->Table4->FieldByName("KRalfa")->AsFloat;
74: krbeta=DataModule1->Table4->FieldByName("KRBeta")->AsFloat;
75: krgama=DataModule1->Table4->FieldByName("KRGama")->AsFloat;
76: krDeltaX=DataModule1->Table4->FieldByName("KRdeltaX")->AsFloat;
77: krDeltaY=DataModule1->Table4->FieldByName("KRdeltaY")->AsFloat;
78: krDeltaZ=DataModule1->Table4->FieldByName("KRdeltaZ")->AsFloat;
79: tauR=DataModule1->Table4->FieldByName("Timp")->AsFloat;
80:
81:
82: //*****
83:
84: DataModule1->Table5->Active True;
85: DataModule1->Table5->First();
86: DataModule1->Table5->Edit();
87: for(i=0;i<10;i++){
88:     alfa[i]=(0.3+0.7*(1-1/(exp(1-temp[i]))))*klalfa;
89:     beta[i]=(0.3+0.7*(1-1/(exp(1-temp[i]))))*klbeta;
90:     gama[i]=(0.3+0.7*(1-1/(exp(1-temp[i]))))*klgama;
91:     deltaA[i]=(0.3+0.7*(1-1/(exp(1-temp[i]))))*kldeltaA;
92:     deltaB[i]=(0.3+0.7*(1-1/(exp(1-temp[i]))))*kldeltaB;
93:     deltaC[i]=(0.3+0.7*(1-1/(exp(1-temp[i]))))*kldeltaC;
94:     DataModule1->Table5->FieldByName("Alfa")->AsFloat=alfa[i];
95:     DataModule1->Table5->FieldByName("Beta")->AsFloat=beta[i];
96:     DataModule1->Table5->FieldByName("Gama")->AsFloat=gama[i];
97:
98:     DataModule1->Table5->FieldByName("DeltaA")->AsFloat=deltaA[i];
99:
100:    DataModule1->Table5->FieldByName("DeltaB")->AsFloat=deltaB[i];
101:
102:    DataModule1->Table5->FieldByName("DeltaC")->AsFloat=deltaC[i];
103:    DataModule1->Table5->Next();
104:    DataModule1->Table5->Edit();
105: }
106: DataModule1->Table5->Post();
107: DataModule1->Table5->Active False;
108: //*****
109: alfaXi=(0.3*xi+0.7*xim*(1-1/(exp(temp[0]/tauT))))*ktalfa;
110: betaXi=(0.3*xi+0.7*xim*(1-1/(exp(temp[0]/tauT))))*ktbeta;
111: gamaXi=(0.3*xi+0.7*xim*(1-1/(exp(temp[0]/tauT))))*ktgama;
112: deltaXi=(0.3*xi+0.7*xim*(1-1/(exp(temp[0]/tauT))))*ktdeltaX;
113: //*****
114: kralfa=(0.3*tetaI+0.7*tetaIm*(1-1/(exp(1/tauR))))*kralfa;
115: krbeta=(0.3*tetaI+0.7*tetaIm*(1-1/(exp(1/tauR))))*krbeta;

```

```
113: krgama=(0.3*tetaI+0,7*tetaIm*(1-1/(exp(1/tauR))))*krgama;
114: kDeltaX=(0.3*tetaI+0,7*tetaIm*(1-1/(exp(1/tauR))))*krDeltaX;
115: kDeltaY=(0.3*tetaI+0,7*tetaIm*(1-1/(exp(1/tauR))))*krDeltaY;
116: kDeltaZ=(0.3*tetaI+0,7*tetaIm*(1-1/(exp(1/tauR))))*krDeltaZ;
117: //*****
118: }
119:
120: //-----
121: void __fastcall TForm1::BitBtn3Click(TObject *Sender)
122: {
123: Rezultate->ShowModal();
124: }
125: //-----
```

```

1: //-----
2: #include <vcl\vcl.h>
3: #pragma hdrstop
4: #include <vcl/printers.hpp>
5:
6: #include "Rezu.h"
7: #include "Main.h"
8: #include "Date.h"
9: //-----
10: #pragma resource "*.dfm"
11: TRezultate *Rezultate;
12: //-----
13: fastcall TRezultate::TRezultate(TComponent* Owner)
14:     : TForm(Owner)
15: {
16: }
17: //-----
18: void fastcall TRezultate::BitBtn1Click(TObject *Sender)
19: {
20: float
    a[10],b[10],c[10],dA[10],dB[10],dC[10],t[10]={0,1,2,3,4,5,6,7,
    8,9};
21: int i;
22: DataModule1->Table5->Active True;
23: DataModule1->Table5->First();
24: for(i=0;i<10;i++)
25:     a[i]=DataModule1->Table5->FieldByName("Alfa")->AsFloat;
26:     b[i]=DataModule1->Table5->FieldByName("Beta")->AsFloat;
27:     c[i]=DataModule1->Table5->FieldByName("Gama")->AsFloat;
28:     dA[i]=DataModule1->Table5->FieldByName("DeltaA")->AsFloat;
29:     dB[i]=DataModule1->Table5->FieldByName("DeltaB")->AsFloat;
30:     dC[i]=DataModule1->Table5->FieldByName("DeltaC")->AsFloat;
31:     DataModule1->Table5->Next();
32: }
33:
34: Image1->Canvas->Pen->Color clBlue;
35: Image1->Canvas->Pen->Style psSolid;
36: Image1->Canvas->Pen->Width 2;
37: Image1->Canvas->MoveTo(0,275);
38: for(i=0;i<10;i++)
39:     Image1->Canvas->LineTo(i*420/9,275-275*a[i]/1285000);
40: }
41: Image1->Canvas->Pen->Color clYellow;
42: Image1->Canvas->MoveTo(0,275);
43: for(i=0;i<10;i++)
44:     Image1->Canvas->LineTo(i*420/9,275-275*b[i]/1285000);
45: }
46: Image1->Canvas->Pen->Color clGreen;
47: Image1->Canvas->MoveTo(0,0);
48: for(i=0;i<10;i++)
49:     Image1->Canvas->LineTo(i*420/9,275*c[i]/1285000);
50: }
51:
52: }
53: //-----
54: void fastcall TRezultate::BitBtn2Click(TObject *Sender)
55: {
56: float

```

```

    a[10],b[10],c[10],dA[10],dB[10],dC[10],t[10]={0,1,2,3,4,5,6,7,
    8,9};
57: int i;
58: DataModule1 Table5 Active True;
59: DataModule1 Table5 First();
60: for(i=0;i<10;i++){
61:     a[i]=DataModule1 Table5 FieldByName("Alfa")->AsFloat;
62:     b[i]=DataModule1 Table5 FieldByName("Beta")->AsFloat;
63:     c[i]=DataModule1 Table5 FieldByName("Gama")->AsFloat;
64:     dA[i]=DataModule1 Table5 FieldByName("DeltaA")->AsFloat;
65:     dB[i]=DataModule1 Table5 FieldByName("DeltaB")->AsFloat;
66:     dC[i]=DataModule1 Table5 FieldByName("DeltaC")->AsFloat;
67:     DataModule1 Table5 Next();
68: }
69: Image1 Canvas Pen Color clPurple;
70: Image1 Canvas Pen Style psSolid;
71: Image1 Canvas Pen Width 2;
72: Image1 Canvas MoveTo(0,180);
73: Image1 Canvas LineTo(420,180);
74: Image1 Canvas MoveTo(0,160);
75: for(i=0;i<10;i++){
76:     Image1 Canvas LineTo(i*420/9,-22+180-0.00018*dA[i]);
77: }
78: Image1 Canvas MoveTo(100, 19);
79: Image1 Canvas LineTo(120, 19);
80: Image1 Canvas Pen Color clAqua;
81: Image1 Canvas MoveTo(0,246);
82: for(i=0;i<10;i++){
83:     Image1 Canvas LineTo(i*420/9,-27+275-275*dB[i]/1285000);
84: }
85: Image1 Canvas MoveTo(100, 34);
86: Image1 Canvas LineTo(120, 34);
87:
88: Image1 Canvas Pen Color clRed;
89: Image1 Canvas MoveTo(0,170);
90: for(i=0;i<10;i++){
91:     Image1 Canvas LineTo(i*420/9,-12+180-0.00013*dC[i]);
92: }
93: Image1 Canvas MoveTo(100, 49);
94: Image1 Canvas LineTo(120, 49);
95: Image1 Canvas TextOut(20, 40, "DeltaC [rad 10^-6]");
96: Image1 Canvas TextOut(20, 10, "DeltaA [rad 10^-6]");
97: Image1 Canvas TextOut(20, 25, "DeltaB [rad 10^-6]");
98: Image1 Canvas TextOut(320, 2, "1.100.000[rad 10^-6]");
99: Image1 Canvas TextOut(320, 260, "-600.000[rad 10^-6]");
100: Image1 Canvas TextOut(380, 150, "10 [ h ]");
101:
102:
103: |
104: //-----
105: void __fastcall TRezultate::BitBtn4Click(TObject *Sender)
106: {
107: PrinterSetupDialog1 Execute();
108: Printer()->BeginDoc();
109: Printer()->Canvas->CopyRect(Image1->ClientRect,
    Image1->Canvas, Image1->ClientRect);
110: Printer()->EndDoc();
111: }

```



```
1: //-----
2: #include <vcl\vcl.h>
3: #pragma hdrstop
4:
5: #include "DateIntr.h"
6: #include "Date.h"
7: //-----
8: #pragma link "Grids"
9: #pragma resource "*.dfm"
10: TForm2 Form2;
11: //-----
12: fastcall TForm2::TForm2(TComponent* Owner)
13:     : TForm(Owner)
14: {
15: Form2->Top 120;
16: Form2->Left 40;
17: Form2->Width 600;
18: Form2->Height 350;
19: DBGrid1->Top 50;
20: DBGrid2->Top 250;
21: DBGrid3->Top 450;
22: DBGrid4->Top 610;
23: Label1->Top 30;
24: Label2->Top 220;
25: Label1->Top 440;
26: Label1->Top 590;
27: !
28: //-----
```

```
1: //-----
2: #include <vcl\vcl.h>
3: #pragma hdrstop
4:
5: #include "Date.h"
6: //-----
7: #pragma resource "*.dfm"
8: TDataModule1 'DataModule1';
9: //-----
10: ___fastcall TDataModule1::TDataModule1(TComponent* Owner
11:     : TDataModule(Owner)
12: |
13: |
14: //-----
```

```

1: //-----
2: #ifndef MainH
3: #define MainH
4: //-----
5: #include <vcl\Classes.hpp>
6: #include <vcl\Controls.hpp>
7: #include <vcl\StdCtrls.hpp>
8: #include <vcl\Forms.hpp>
9: #include <vcl\ExtCtrls.hpp>
10: #include <vcl\Buttons.hpp>
11: //-----
12: class TForm1 : public TForm
13: {
14:     published:        // IDE-managed Components
15:     TPanel *Panel1;
16:     TBitBtn *BitBtn1;
17:     TBitBtn *BitBtn2;
18:     TBitBtn *BitBtn3;
19:     TBitBtn *BitBtn4;
20:     TBitBtn *BitBtn5;
21:     void __fastcall BitBtn1Click(TObject *Sender);
22:     void __fastcall BitBtn2Click(TObject *Sender);
23:     void __fastcall BitBtn3Click(TObject *Sender);
24: private:             // User declarations
25: public:              // User declarations
26:
27:     __fastcall TForm1(TComponent* Owner);
28: };
29: //-----
30: //*****
31: void negatMat ( unsigned m, unsigned n, double a[], double b[])
32: {
33:
34: unsigned i;
35: for(i=0;i<m*n;i++){
36:     b[i]=-a[i];
37: }
38: }
39:
40: void adunMat (unsigned m, unsigned n, double a[], double b[],
    double c[])
41: {
42: unsigned i;
43:
44: for(i=0;i<m*n;i++){
45:     c[i]=a[i]+b[i];
46: }
47: }
48:
49: void scdMat (unsigned m, unsigned n, double a[], double b[],
    double c[])
50: {
51: unsigned i;
52: for(i=0;i<m*n;i++){
53:     c[i]=a[i]-b[i];
54: }
55: }
56:

```

```
57: void inmulMatVect (unsigned m, unsigned n, double a[], double b[],
    double c[])
58: {
59: unsigned i,j,k;
60: for(i=0;i<m;i++){
61:     c[i]=0;
62:     k=i*n;
63:     for(j=0;j<n;j++){
64:         c[i]+=a[k+j]*b[j];
65:     }
66: }
67: }
68: }
69:
70: int inmulMat (int m, unsigned n, float a[],int p, int s,
71:              float b[], float c[] )
72: {
73: unsigned i,j,k,in,is ;
74: if(n!=p)
75:     return 0;
76: for(i=0;i<m;i++){
77:     in=i*n;
78:     is=i*s;
79:     for(j=0;j<s;j++){
80:         c[is+j]=0;
81:         for(k=0;k<n;k++){
82:             c[is+j]+=a[in+k]*b[s*k+j];
83:         }
84:     }
85: }
86: return 1;
87: }
88: //*****
89: extern TForm1 *Form1;
90: //-----
91: #endif
```

III.3. DETERMINAREA DEPLASĂRII AXEI DE ROTAȚIE A ARBORELUI PRINCIPAL

Având în vedere că la determinarea deplasării axei de rotație a arborelui principal, nu putem separa procesul de așchiere de influența diferiților factori perturbatori ce afectează poziția sa, va trebui să plecăm în analiza deplasării axei de rotație din poziția sa normală de rotație, de la un calcul de rezistență.

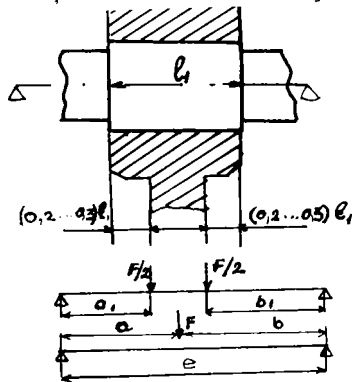
Acest calcul de rezistență presupune:

1. Stabilirea încărcărilor ce solicită arborele principal

1.1. Determinarea punctelor de aplicație a forțelor exterioare și a reacțiunilor.

Vom întâlni următoarele cazuri:

a) Interacțiunea dintre arbore și butucul roții

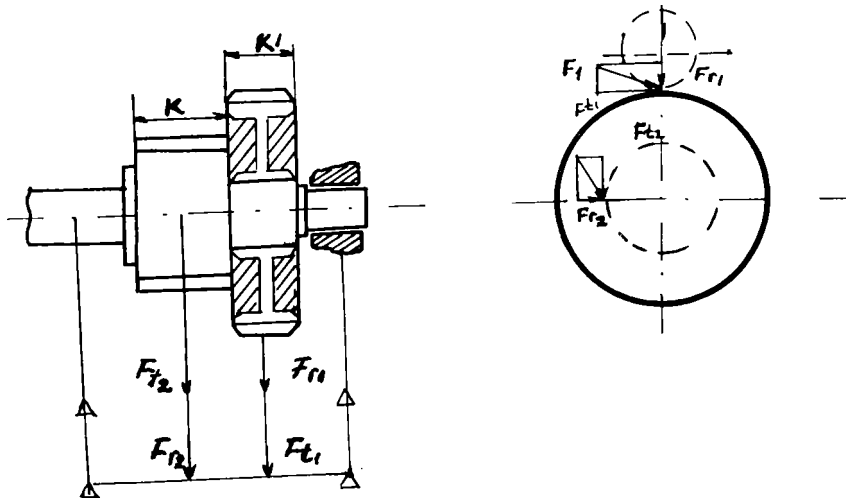


$$a_1 = a - \frac{l_1}{2} + (0,2...0,3)l_1$$

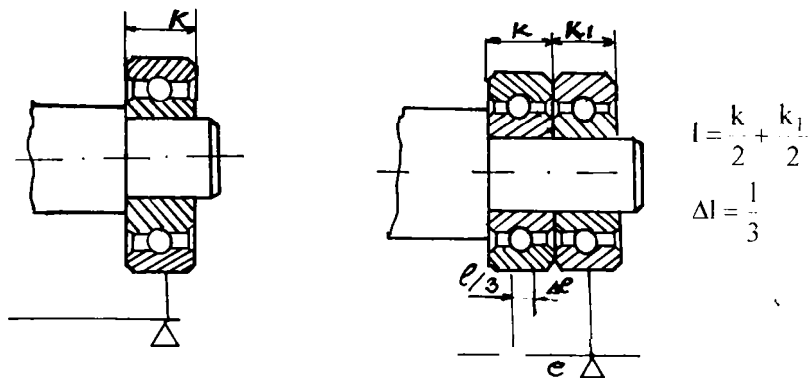
$$b_1 = b - \frac{l_1}{2} + (0,2...0,3)l_1$$

$$a = l - b$$

b) Forțe care acționează în plane diferite



c) Arbore montat în rulmenți



B) Calculul momentelor și forțelor din sistem.

C) Stabilirea tipului încărcării și a diagramelor în plan orizontal și vertical.

Acestea vor fi prezentate în programul S3D prezentat în continuare.

2. Determinarea deformației axei arborelui principal sub acțiunea forțelor și momentelor din sistem.

3. Pe baza experimentelor făcute în capitolul II, care sunt determinarea deformațiilor termice la arborele principal, determinarea influenței vibrațiilor la arborele principal, determinarea deformației carcasi arborelui principal sub acțiunea solicitărilor, deformații stabilite prin metoda elementului finit utilizând programul NASTRAN, s-a suprapus aceste deformații peste deformațiile arborelui principal datorită solicitărilor din proces, obținând astfel deformația totală a axei arborelui principal.

Toate aceste faze sunt prinse în programul S3D – un program original care are capacitatea de a parcurge toate aceste etape și care în final dă și posibilitatea vizualizării axei deformate a arborelui principal, în plan vertical, orizontal și spațial.

Acesta ne mai poate oferi și valoarea deformației și unghiul sub care are loc această deformație în orice punct de-a lungul arborelui principal – adică ceea ce ne-am propus spre rezolvare.

În cele ce urmează se vor prezenta facilitățile programului S3D cu exemplificări la calculul deformației arborelui principal al strungului SP – 630 – NC.

Descrierea programului S3D

Descriere generală

Programul S3D permite:

- preluarea de la utilizator a formei geometrice și a dimensiunilor arborelui
- preluarea solicitărilor la care este supus arborele
- preluarea de la utilizator a deformațiilor în două puncte predefinite
- calcularea și afișarea diagramelor de forțe tăietoare, și de momente
- calcularea și afișarea deformației arborelui fără considerarea deformațiilor preluate de la utilizator
- calcularea și afișarea deformației arborelui cu considerarea deformațiilor preluate de la utilizator
- încărcarea și salvarea datelor preluate, pentru un caz

Descrierea meniului programului

Meniul Arbore

Conține următoarele submeniuri:

- Creare - creează ferestrele pentru preluarea formei geometrice și a dimensiunilor arborelui, solicitărilor arborelui, afișarea diagramelor și a deformațiilor.
- Salvare - salvează datele preluate de la utilizator.
- Încărcare - încarcă datele salvate anterior.
- Listare - listează datele preluate și rezultatele.
- Configurare imprimantă - modifică configurația curentă a imprimantei.
- Ieșire - părăsirea programului.

Meniul Vizualizare

Conține următoarele submeniuri:

- Calculare deformații - calculează deformațiile arborelui cu și fără deformațiile preluate de la utilizator
- Deformații utilizator - preia deformațiile în două puncte ale arborelui

Meniul Ferestre

Conține următoarele submeniuri:

- Cascadă - aranjează ferestrele create de program în cascadă

- Alăturate - aranjează ferestrele create una lângă cealaltă
- Închide tot - închide toate ferestrele create

Meniul Help

Conține următoarele submeniuri:

- Conținut - afișează fișierul de ajutor al programului
- Index - afișează indexul fișierului de help al programului
- Despre - afișează datele despre versiunea programului

Descrierea ferestrelor programului

Tipuri de ferestre

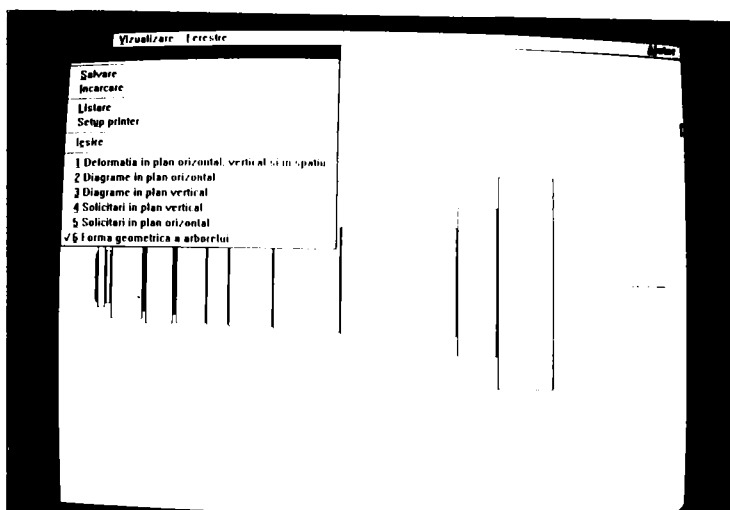
Programul folosește următoarele tipuri de ferestre:

- Forma geometrică a arborelui - preia de la utilizator datele despre forma geometrică și dimensiunile arborelui
- Solicitări în plan orizontal - preia de la utilizator solicitările arborelui în plan orizontal
- Solicitări în plan vertical - preia de la utilizator solicitările arborelui în plan vertical
- Diagrame în plan orizontal - afișează diagramele de forțe tăietoare și de momente în plan orizontal
- Diagrame în plan vertical - afișează diagramele de forțe tăietoare și de momente în plan vertical
- Deformații în plan orizontal, vertical și în spațiu - afișează deformația fibrei medii a arborelui în plan orizontal, vertical și în spațiu atât pentru cazul în care se ține cont de deformațiile preluate de la utilizator cât și în cazul în care nu se ține cont de ele.

Forma geometrică a arborelui

Fereastra este folosită pentru preluarea de la utilizator și afișarea formei și dimensiunilor geometrice ale arborelui. Forma geometrică este compusă din tronsoane, cilindrii sau trunchiuri de con care se pot adaugă la arbore, șterge sau modifica. Pentru aceasta în interiorul ferestrei se apasă butonul din dreapta al mousului în fereastră apărând un meniu pop-up, care conține barele de meniu Adaugă și Șterge fiecare dintre ele conținând submeniurile Cilindru și Trunchi de con. De asemenea pentru modificarea unui tronson existent se apasă butonul din stânga al mousului, cu cursorul poziționat în interiorul tronsonului, de două ori (dublu click). În cazul adaugării unui tronson sau al modificării lui va apărea o casetă de dialog în care completează valorile cerute.

Astfel pozițiile "începe" și "se termină", reprezintă pozițiile relative la capătul din stînga al arborelui, celelalte poziții din dialog avînd o semnificație naturală. În cazul ștergerii tronsoanelor în caseta de dialog apare lista tronsoanelor de tipul ales(cilindru sau trunchi de con), listă care conține un tabel cu trei coloane pentru cilindri și patru pentru trunchiuri de con. În ambele cazuri, prima coloană reprezintă poziția de unde începe tronsonul, iar a doua coloană reprezintă poziția unde se termină tronsonul. În cazul ștergerii unui

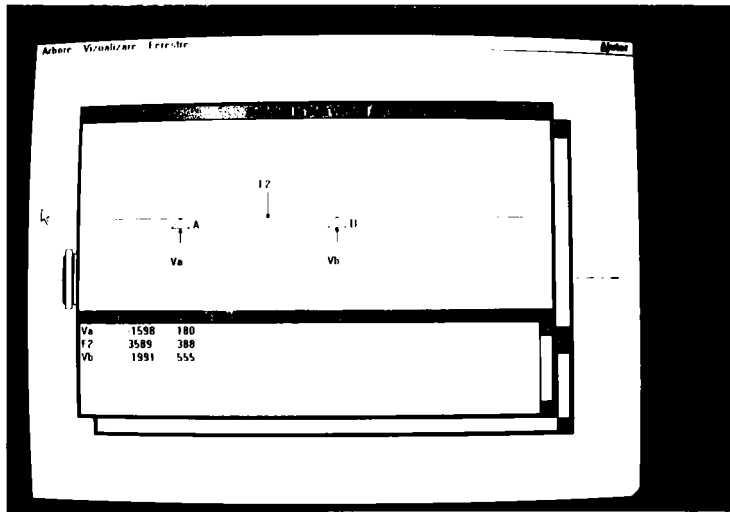
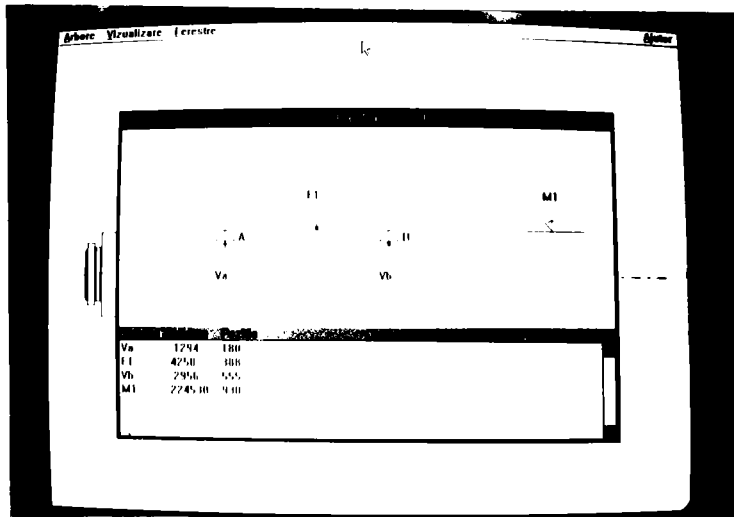


tronson de tip cilindru, ultima coloană din tabel reprezintă diametrul. În cazul dialogului pentru ștergerea unui trunchi de con, ultimele două coloane din tabel reprezintă diametrul din stînga, respectiv dreapta, al tronsonului. În ambele cazuri, pentru a putea șterge un tronson, el trebuie inițial selectat din tabel. În momentul selecției, datele din tabel apar automat în căsuța de editare, arătând care este tronsonul selectat.

Solicitări în plan orizontal (sau vertical)

Fereastra este folosită pentru preluarea de la utilizator și afișarea solicitărilor la care este supus arborele în plan orizontal(sau vertical) și conține arborele și cele două reazeme și o listă în care apar solicitările din reazeme și cele la care este supus arborele, situate în plan orizontal(sau vertical), ordonate crescător după poziția pe arbore, raportată la capătul din stînga al lui. Pentru aceasta în interiorul ferestrei se apasă butonul din dreapta al mousului în fereastră apărînd un meniu pop-up, care conține

barele de meniu Adaugă și Șterge, fiecare dintre ele conținând submeniurile Forță și Moment. De asemenea pentru modificarea unei solicitări existente se apasă butonul din stânga al mousului, cu cursorul poziționat pe solicitarea dorită, de două ori (dublu click). În



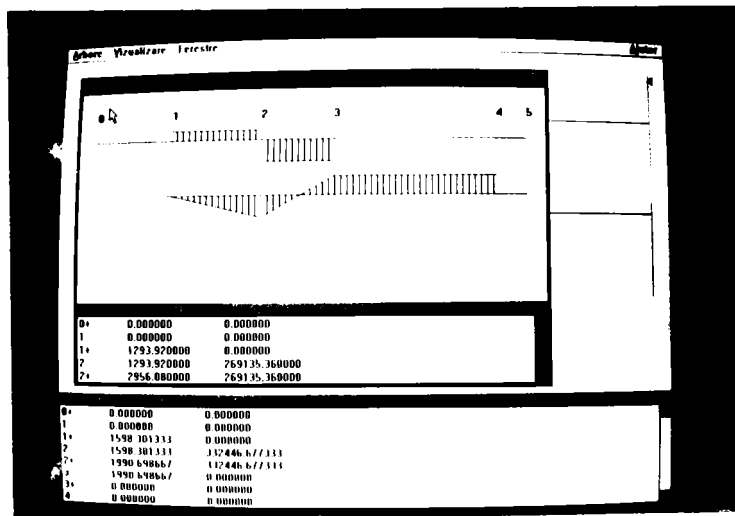
cazul adăugării sau modificării unei solicitări va apărea o casetă de dialog care conține eticheta solicitării respective, valoarea forței sau momentului și poziția relativă la capătul din stânga al arborelui. Pentru ștergere va apărea un dialog care conține o casetă de

editare și un tabel cu solicitările de tipul respectiv(similar cu dialogul de la forma geometrică), tabelul conținând în prima coloană eticheta, în a doua valoarea solicitării și în ultima poziția relativă la capătul din stânga al arborelui. Pentru modificarea datelor privind lungimea arborelui, materialului din care e făcut sau a poziției reazemelor, preluate inițial in dialogul de la crearea arborelui, se poziționează cursorul mousului pe grindă și se apasă butonul din stânga de două ori rapid(dublu click) și se modifică datele afișate în caseta de dialog.

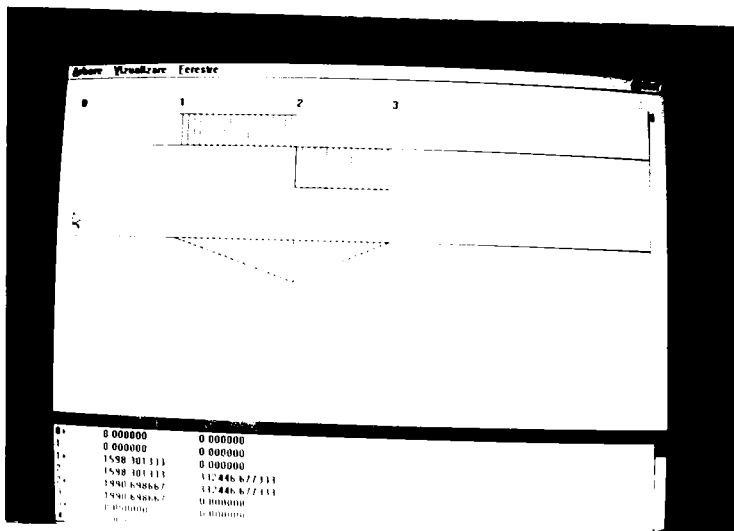
La adăugarea, ștergerea sau modificarea solicitărilor programul recalculează și afișează automat reacțiunile din reazeme.

Diagrame în plan orizontal(sau vertical)

Fereastra este folosită pentru afișarea diagramei de forțe tăietoare și a diagramei de momente pentru arborele dat în plan orizontal(sau vertical). În fereastră apare diagrama de forțe



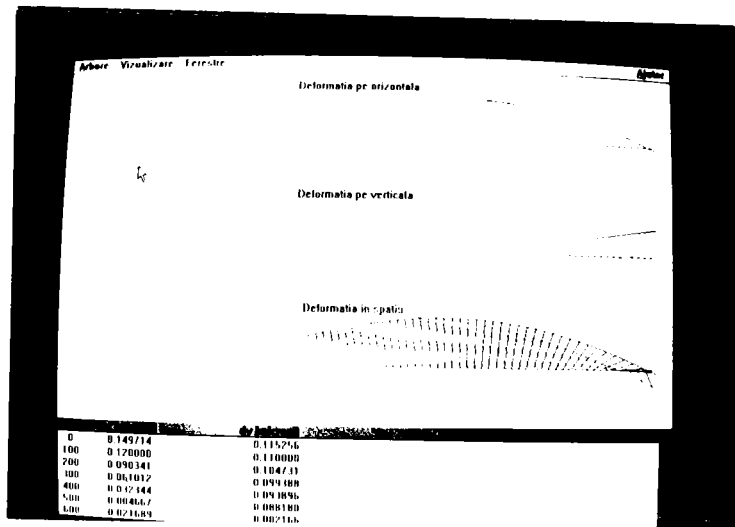
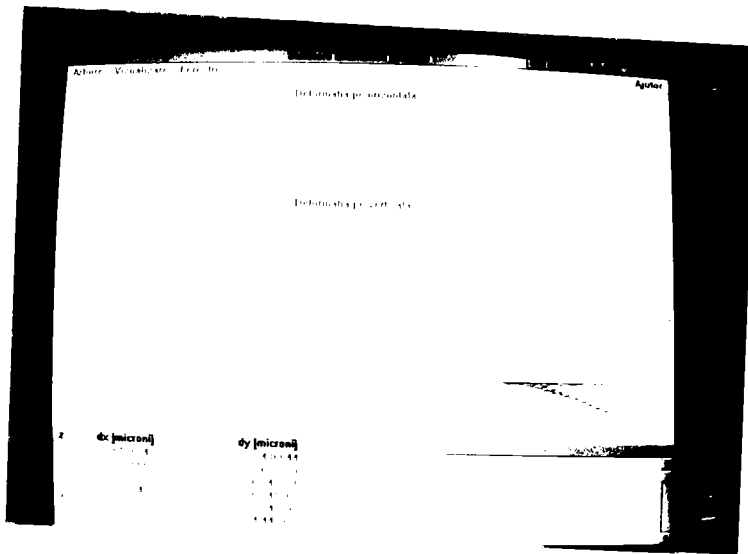
tăietoare, diagrama de momente și un tabel cu valorile calculate în fiecare secțiune a diagramelor. Pe desene secțiunile sunt notate cu cifre arabe, iar în tabel apare numărul secțiunii însoțit de semnul + sau -. Secțiunile notate cu + reprezintă imediata vecinătate din



dreapta secțiunii, iar cele cu „-”, imediată vecinătate din stânga secțiunii. Tabelul conține trei coloane, prima coloană fiind secțiunea cu semnificația de mai sus, a doua coloană reprezintă valoarea diagramei de forță tăietoare în secțiunea dată, iar a treia coloană reprezintă valoarea diagramei de moment.

Deformații în plan orizontal, vertical și în spațiu

Fereastra este folosită pentru afișarea fibrei medii deformată în plan orizontal, vertical și în spațiu pentru cazul arborelui în care nu se ține cont de deformațiile preluate de la utilizator și similar pentru cazul în care se ține cont de ele. Deformațiile se calculează doar după apelarea submeniuului Calcul deformații din meniul Vizualizare. Pentru preluarea de la utilizator a deformațiilor în dreptul reazemelor apelăm submeniuul Deformații utilizator al meniului Vizualizare. De fiecare dată când modificăm datele despre deformațiile preluate de la utilizator, forma geometrică sau dimensiunile tronsoanelor sau solicitările la care este supus arborele trebuie să recalculăm deformațiile pentru a reflecta modificările făcute. La apelarea submeniuului Calcul deformații apare o casuță de dialog în care se preia pasul cu care se vor calcula deformațiile afișate în lista din partea de jos a ferestrei. Fereastra conține reprezentarea grafică a deformațiilor în plan orizontal, vertical și în spațiu. De asemenea fereastra mai conține în partea de jos un tabel care, în prima coloană are valoarea poziției deformației raportată la capătul din stânga al arborelui, în



coloana a doua și a treia, valorile deformațiilor în plan orizontal, respectiv vertical. În coloana a patra avem valoarea radială a deformației, în ultimele trei coloane fiind dat unghiul față de orizontală în grade, minute și secunde, ele reprezentând coordonatele cilindrice ale deformației. Valorile din tabel reprezintă deformațiile rezultate din calcul, ținând cont de deformațiile din dreptul lagărelor.

Descrierea metodelor de calcul folosite în program

Pentru prelucrarea datelor culese de la utilizator s-au folosit procedeele de calcul cunoscute din rezistența materialelor și descrise mai jos.

Calculul reacțiunilor din reazeme se face pe baza condițiilor de echilibru după metoda expusă mai pe larg în [M3 - pag. 204 la 206], considerînd reacțiunile din reazeme ca forțe exterioare și calculînd suma de momente relative la fiecare dintre reazeme. Din cele două ecuații rezultate se calculează reacțiunile în lagăre

Calculul diagramei de forțe tăietoare și a diagramei de momente se face după metodele cunoscute și expuse mai pe larg în [M3 - pag. 210 la 218].

Calculul deformației fibrei medii se face calculînd deformația arborelui în fiecare punct al grinzii dat de pasul de calcul. Pentru calculul deformației într-un punct al arborelui s-a folosit metoda Maxwell - Mohr, pentru calculul integralelor folosindu-se metoda Vereșceaghin(regula înmulțirii diagramelor)[M3 - pag.518 la 522].

III.5. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

În prima parte a capitolului III s-a făcut o prezentare a stadiului actual pe plan mondial privind metodele actuale de analiză, estimare, și compensare a erorilor mașinilor unelte.

Pornind de la o metodă matematică prezentată în literatura de specialitate (metoda matriceală – metoda matricei de transfer omogenă) am conceput un program de modelare a erorilor geometrice și termice la mașinile unelte cu comandă numerică.

Astfel, programul dă valoarea deformației totale a mașinii ca produsul tuturor matricilor ce caracterizează abaterile liniare și unghiulare a tuturor componentelor mașinilor unelte.

Cu toate că acest program ar acoperi din punct de vedere matematic modul de determinare a erorii mașinii, ținând cont de erorile geometrice și termice, nu s-a putut folosi datorită imposibilității practice de preluare a datelor inițiale. Din aceste motive programul a fost abandonat.

Pentru a rezolva totuși problema, am conceput un program S3D cu următoarele facilități:

- preluarea de la utilizator a formei geometrice și a solicitărilor la care este supus arborele principal
- preluarea de la utilizator a deformațiilor datorate diferiților factori (temperatură, vibrații, solicitări) la care este supus arborele principal
- calculare și afișarea diagramelor de forțe și momente în plan orizontal și vertical
- calcularea și afișarea deformației arborelui sub acțiunea solicitărilor din proces fără a considera deformațiile preluate de la utilizator
- calcularea și afișarea deformației axei arborelui principal cu considerarea deformațiilor carcusei arborelui principal, deformațiilor termice, deformațiilor datorate vibrațiilor
- încărcarea și salvarea datelor preluate.

În urma utilizării acestui program, S3D, și folosind datele obținute experimental și prelucrate cu ajutorul programului NASTRAN, am obținut deplasarea axei arborelui principal.

Astfel, se pot da date exacte privind valoarea deplasării acestuia și unghiul sub care are loc această deplasare.

Utilitatea acestei analize constă în oferirea de date exacte privind corectarea axei arborelui principal, corectare care ar duce la o îmbunătățire esențială a calității piesei prelucrate.

CONCLUZII FINALE ȘI SINTEZA PRINCIPALELOR CONTRIBUȚII

- Lucrarea de doctorat cu titlul "Contribuții privind creșterea preciziei de prelucrare pe strunguri CNC" abordează o gamă largă de preocupări în domeniul ridicării indicilor tehnico-economici și ai preciziei de prelucrare a mașinii-unelte cât și găsirea de soluții tehnice capabile să compenseze erorile construcțiilor actuale ale mașinii și a influenței diferiților factori perturbatori.

- Utilizarea strungurilor cu comenzi numerice în analiza făcută s-a impus prin capacitatea acestor mașini de a fi conduse prin calculator cu avantajul corijării piesei prelucrate, prin intermediul echipamentului de comandă numerică. În cazul de față cunoscând poziția deformată a axei arborelui principal, ca direcție și valoare, se pot aduce corectări corespunzătoare.

- Teza de doctorat este structurată în trei părți. Prima parte cuprinde o analiză teoretică în care se evidențiază factorul constructiv al strungului CNC asupra preciziei de prelucrare cât și a factorilor și soluțiilor de menținere corectă a poziției axei arborelui principal – subansamblu cu o importanță capitală asupra preciziei piesei prelucrate. Aceste soluții au constat în prezentarea modalităților soluțiilor de preluare a jocurilor în mecanismele mașinilor-unelte cât și în lagărele de la strung, în vederea reducerii stării de încărcare în arborele principal, astfel încât săgețile și rotirile în reazeme să fie mult diminuate, în scopul creșterii preciziei de orientare a axei arborelui principal. Tot în această primă parte se prezintă un calcul matematic al deformațiilor elastice, deformații ce se datoresc atât mașinii-unelte cât și procesului.

Partea a doua, dedicată experimentărilor, vine să dea un răspuns cuantificabil la influența deformației carcusei arborelui principal asupra acestuia, la influența deformațiilor termice asupra arborelui principal în două cazuri diferite de prindere, la influența deformațiilor arborelui principal sub acțiunea vibrațiilor, determinări ce au la bază conceperea unor standuri cât și analiza prin metoda elementului finit.

S-au mai făcut experimentări de rigiditate stabilindu-se care este participarea arborelui principal la deformația totală a păpușii fixe a strungului CNC.

Partea a treia pune la dispoziția eventualilor utilizatori programe originale cu următoarele facilități:

– un program de determinare a preciziei de poziționare a sculei în câmpul bidimensional al strungului – fapt cu repercursiuni importante asupra preciziei de prelucrare. Acest program, bazat pe parametrii statistici de evaluare a erorii de poziționare, poate fi aplicat la toate tipurile de mașini–unelte cu comenzi numerice.

– un program de modelare a deformațiilor geometrice și termice la mașinile–unelte cu comenzi numerice.

– un program ce dă finalitate tezei prin utilizarea considerațiilor teoretice de calcul a deformațiilor elastice prezentate în prima parte și corelate cu determinările experimentale din cea de-a doua parte, se poate prezenta poziția deformată a axei arborelui principal.

• Apariția metodelor numerice de element finit, conceperea unor programe cât mai complete de calcul, existența unor calculatoare de mare capacitate au constituit elementele cu care s-a interpretat rezultatul măsurătorilor pentru a da un răspuns cât mai științific la analiza deplasării axei arborelui principal și prin care autorul prezentei teze de doctorat își aduce contribuția la îmbunătățirea prelucrabilității piesei pe strunguri cu comandă numerică.

• În ceea ce privește contribuțiile teoretice aduse de prezenta teză s-ar putea sintetiza în următoarele:

Tema tezei de doctorat se înscrie printre preocupările majore pe plan național și mondial de creștere a indicilor tehnico–economici ai strungurilor cu comandă numerică.

• S-a făcut analiza influenței multitudinii factorilor dintr-un sistem tehnologic elastic, pe bază de strung cu comandă numerică asupra preciziei de prelucrare, analiză ce completează literatura de specialitate din domeniu.

• Pentru prima dată în lucrare este studiată influența detaliată a construcției strungului asupra preciziei de prelucrare luându-se în considerare precizia geometrică, precizia cinematică și precizia în lucru. La aceasta din urmă se ține seama de rigiditatea subansamblurilor, de deformațiile termice și stabilitatea la vibrații.

• Metodologiile de calcul și verificare ale subansamblurilor cu efect mare asupra preciziei, cum sunt: subansamblul arbore principal, batiul mașinii–unelte, pinolei, lanțul cinematic de avans, sisteme de ghidare și mecanismul șurub–piuliță preluate din literatura de specialitate și prelucrate sunt moderne și complete.

- S-a făcut o sinteză a soluțiilor de reglare a jocurilor în componentele specifice mașinilor cu comenzi numerice
- S-a stabilit un calcul matematic al deformațiilor elastice ce stabilește legături cantitative și calitative între deplasările elastice și deformațiile cauzate de regimul de aşchiere și de erorile geometrice ale strungului.
- Folosind metoda elementului finit, metoda substructurării corpului, s-a determinat modul cum se deformează carcasa arborelui principal sub acțiunea solicitărilor din proces, indicându-se și valorile acestor deformații în toată masa carcasei.
- Cercetările originale privind determinarea prin metoda elementului finit a deformațiilor subansamblului arbore principal, sub acțiunea temperaturii și a vibrațiilor cât și a carcasei acesteia sub acțiunea forțelor din procesul de aşchiere, oferă proiectanților un instrument practic și modern.
- S-a conceput și executat un program de modelare a erorilor geometrice și termice la mașinile–unelte cu comandă numerică, program ce aplică o metodă matriceală de calcul.
- În ceea ce privește realizările de ordin practic acestea se pot sintetiza în următoarele:
 - Conceperea și realizarea unui stand pentru determinarea deformațiilor termice în plan orizontal și vertical a axei vârfurilor la un strung cu comandă numerică SP 630 – NC
 - Conceperea și realizarea unui stand modern cu mare nivel de credibilitate pentru măsurarea temperaturilor în nodurile importante ale strungului cu comandă numerică: lagărele arborelui principal, carcasa arborelui principal în dreptul celor două lagăre, în vârful de prindere din pinolă. Având la bază aceste valori se determină prin metoda elementului finit care este evoluția în timp a temperaturilor în toată masa arborelui principal cât și deformațiile termice suferite de acesta atât în plan orizontal cât și vertical.
 - Conceperea, realizarea și experimentarea standurilor de măsurare a vibrațiilor la lagărul din față al arborelui principal, cât și determinarea pe baza frecvențelor vibrațiilor măsurate, a deformațiilor arborelui principal – determinare ce are la bază aceeași metodă a elementului finit.
 - S-a conceput și implementat soluții de determinare a rigidității strungului cu comandă numerică, stabilindu-se care este participarea procentuală a arborelui principal la deformația păpușii fixe atât în plan orizontal cât și vertical.
 - S-a conceput și aplicat un program de determinare a preciziei de poziționare a strungului cu comandă numerică,

program ce are la bază parametrii statistici de evaluare. Parametrii statistici determinându-se pe baza încercărilor experimentale efectuate pe strungul CNC în urma poziționărilor liniare după cele două axe X și Z, după efectuarea de interpolări circulare cât și interpolări combinate (circulare și liniare).

- S-a conceput și realizat un program de determinare a poziției axei arborelui principal sub acțiunea solicitărilor din proces cât și sub acțiunea diferiților factori perturbatori – temperatură, vibrații, deformații elastice, determinate experimental și prelucrate prin metoda elementului finit. Programul are capacitatea de a descrie forma geometrică a arborelui principal, de a prelua de la utilizator solicitările la care este supus și de a trasa diagramele de forță și moment în plan orizontal și vertical iar în urma acestor calcule putând descrie forma deformată a axei arborelui principal sub acțiunea solicitărilor dar și sub acțiunea cumulată a solicitărilor și a celorlalți factori perturbatori.

- Acest program poate fi utilizat la simularea comportării subansamblului arbore principal cât și la stabilirea soluțiilor optime ale construcțiilor concrete astfel să se obțină precizia impusă chiar din faza de proiectare.

- Prioectantul poate corecta precizia mașinii–unelte prin modificarea forței rezultante ținând cont de valorile exacte a deformației arborelui principal calculate prin programul S3D.

- Programul poate fi folosit la determinarea preciziei arborelui principal la strunguri CNC, dar el poate fi extins și la alte tipuri de mașini–unelte comandate numeric cu arbori principali, având mișcare principală de rotație.

- Prin conținut lucrarea pune la îndemâna cercetătorilor un volum mare de date practice referitoare la comportarea subansamblului arbore principal la diferite solicitări mecanice, termice și dinamice, cât și metode pentru calculul deformațiilor arborelui principal și a carcasei arborelui principal.

```

#ifdef __arbore_h
#include "arbore.h"
#endif

```

ANEXA30

```

////////////////////////////////////
/
// O grinda este o bara orizontala de lungime l, asezata pe doua reazeme
// unul simplu si unul alunecator, asupra careia actioneaza in plan ver-
// tical forte si momente concentrate. Grinda este formata din tronsoane
Grinda::Grinda(double al)
    : ArrayEforturi(), tronsoane_proprii(1)
{
    tronsoane = new ArrayTronsoane(al);
    A = new ReazemSimplu("A",0);
    B = new ReazemAlunecator("B",al);
    add(A->reactiuneV());
    add(B->reactiuneV());
}

Grinda::Grinda(PArrayTronsoane at)
    : ArrayEforturi(), tronsoane_proprii(0)
{
    tronsoane = at;
    A = new ReazemSimplu("A",0);
    B = new ReazemAlunecator("B",at->lungime());
    add(A->reactiuneV());
    add(B->reactiuneV());
}

Grinda::~Grinda()
{
    detach(A->reactiuneV(),NoDelete);
    detach(B->reactiuneV(),NoDelete);
    flush(Delete);
    delete A;
    delete B;
    if(tronsoane != NULL && tronsoane_proprii == 1)
        delete tronsoane;
}

PArrayTronsoane Grinda::lista_tronsoane()
{
    return tronsoane;
}

int Grinda::verifica_incaдрare(REFort e)
{
    return ArrayEforturi::verifica_incaдрare(e,tronsoane->lungime());
}

/**   Calculul reactiunilor din reazeme se va face pornind de la ecuatia
data
* in help la calculul reactiunilor. Monomul Fi * (xi -xb) din formula
1)
* este calculat de functia moment_relativ( xb). Metoda sumeaza pentru
* fiecare efort din eforturi rezultatul lui moment_relativ/(xi - xb)ie
pentru
* reazemul A, respectiv B.
*/

```

```

void Grinda::calcul_reactiuni()
{
    RForta VA = A->reactiuneV();
    RForta VB = B->reactiuneV();
    double xa = A->pozitie(), xb = B->pozitie(), Va = 0, Vb = 0;
    for(int i=lowerbound;i<=lastElementIndex;i++){
        REfort e = (REfort )objectAt(i);
        if(e != NOOBJECT && e != VA && e != VB){
            Va += e.moment_relativ(xb);
            Vb -= e.moment_relativ(xa);
        }
    }
    Va /= xb - xa;
    Vb /= xb - xa;
    VA.modul(Va);
    VB.modul(Vb);
}

/**  Calculul diagramei de forte axiale
*/
PDiagramaForteAxiale Grinda::calcul_diagrama_N()
{
    double l = tronsoane->lungime();
    calcul_reactiuni();
    PDiagramaForteAxiale diagN = new DiagramaForteAxiale(0,l);
    for(int i=lowerbound;i<=lastElementIndex;i++){
        REfort e = (REfort )objectAt(i);
        if(e != NOOBJECT && e.isA() == __Forta)
            diagN->calcul_N(e);
    }
    return diagN;
}

/**  Calculul diagramei de forte taietoare se face pornind de la lista
* sollicitarilor ordonate dupa pozitia pe grinda considerind initial
* pentru toata grinda un T = 0.0. Pentru fiecare sollicitare de tip
* forta( nu moment) segmentul care contine sollicitarea(start < x
* < end) va fi impartit in doua segmente, cel dinainte de x ramine
* neschimbat iar cel de dupa isi creste T cu valoarea sollicitarii.
* Daca pozitia sollicitarii coincide cu start nu se creaza un segment
* nou ci doar i se maresta valoarea lui T cu sollicitarea.
*/
PDiagramaForteTaietoare Grinda::calcul_diagrama_T()
{
    calcul_reactiuni();
    double l = tronsoane->lungime();
    PDiagramaForteTaietoare diagT = new DiagramaForteTaietoare(0,l);
    for(int i=lowerbound;i<=lastElementIndex;i++){
        REfort e = (REfort )objectAt(i);
        if(e != NOOBJECT && e.isA() == __Forta)
            diagT->calcul_T(e);
    }
    return diagT;
}

/**  Calculeaza diagrama de momente pornind de la diagrama de forte taie
toare.
* Se calculeaza intial diagrama de forte taietoare si implicit si rea
ctiu-

```

```

*   nile prin apelul metodei calcul_diagrama_T dupa care in constructor
ul
*   clasei DiagramaMomente se face integrarea ca si cum nu am avea nici
o
*   solicitare de tip moment. Pentru calculul diagamei de momente se ia
*   fiecare solicitare de tip moment( nu forta), se cauta segmentul car
e o
*   contine si daca segmentul nu are e.pozitie == start se imparte in d
oua
*   atribuind segmentului nou o valoare cu modulul lui e mai mare in po
zitia
*   start altfel nu se imparte segmentul ci doar i se majoreaza valoare
a cu
*   valoarea modulului lui efort.
*/

```

```

PDiagramaMomente Grinda::calcul_diagrama_M()

```

```

{
    PDiagramaForteTaietoare dt = calcul_diagrama_T();
    PDiagramaMomente diagM = dt->calcul_diagrama_M();
    delete dt;
    for(int i=lowerbound;i<=lastElementIndex;i++){
        REfort efort = (REfort )objectAt(i);
        if(efort != NOOBJECT && efort.isA() == __Moment)
            diagM->calcul_M(efort);
    }
    return diagM;
}

```

```

//*****
**

```

```

// Calculul porneste de la diagrama de momente si de la forma geometrica
a
// arborelui. Pentru inceput scanam diagrama de momente si pentru fiecare
// tronson coeficientii c si d din IntDif2Deformatie.

```

```

PDif2Deformatie Grinda::corectie_Iz()

```

```

{
    PDiagramaMomente dm = calcul_diagrama_M();
    PDif2Deformatie d2d = new Dif2Deformatie(dm);
    delete dm;
    tronsoane->calcul_coeficienti(d2d);
    d2d->corectie_semne();
    d2d->calcul_arie_cg();
    return d2d;
}

```

```

void Grinda::flushEfort(DeleteType dt)

```

```

{
    detach(A->reactiuneV(),NoDelete);
    detach(B->reactiuneV(),NoDelete);
    flush(dt);
    add(A->reactiuneV());
    add(B->reactiuneV());
    (A->reactiuneV()).modul(0.0);
    (B->reactiuneV()).modul(0.0);
}

```

```

void Grinda::save(Rofstream os)

```

```

{
    detach(A->reactiuneV(),NoDelete);
}

```

```

}

void Grinda::open(Rifstream is)
{
    detach(A->reactiuneV(),NoDelete);
    detach(B->reactiuneV(),NoDelete);
    ArrayEforturi::open(is);
    A->open(is);
    B->open(is);
    add(A->reactiuneV());
    add(B->reactiuneV());
}

classType Grinda::isA() const
{
    return __Grinda;
}

////////////////////////////////////
//
// Un Arbore este o grinda solicitata atat in plan orizontal cit si in pl
an
// vertical de forte si momente concentrate
Arbore::Arbore(double al)
: pas(0.0)
{
    // exista referinte la aceleasi tronsoane in ambele grinzi( deci le
// stergem cu Delete doar din una, oricare)
    grindaH = new Grinda(al);
    grindaV = new Grinda(grindaH->lista_tronsoane());
    cdef = NULL;
    cdefinlst = NULL;
    deflagare = new DefLagare;
    cdeflag = NULL;
}

Arbore::~Arbore()
{
    delete grindaH;
    delete grindaV;
    if(cdef != NULL)
        delete cdef;
    if(cdefinlst != NULL)
        delete cdefinlst;
    delete deflagare;
    if(cdeflag != NULL)
        delete cdeflag;
}

void Arbore::addTronson(RTronson toadd)
{
    PArrayTronsoane ath = grindaH->lista_tronsoane();
    ath->add(toadd);
}

```

```

void Arbore::creaza_deformatii(int nr_pasi, double pas)
{
    if(nr_pasi < 1 || pas <= 0.0)
        return;
    if(cdef != NULL)
        delete cdef;
    cdef = new Deformatie(nr_pasi,pas);
}

void Arbore::sterge_deformatii()
{
    if(cdef != NULL){
        delete cdef;
        cdef = NULL;
    }
}

void Arbore::creaza_deformatii_lag()
{
    if(cdeflag != NULL)
        sterge_deformatii_lag();
    cdeflag = new Deformatie(cdef,deflagare);
}

void Arbore::sterge_deformatii_lag()
{
    if(cdeflag != NULL){
        delete cdeflag;
        cdeflag = NULL;
    }
}

void Arbore::calc_deform1()
{
    if(cdef != NULL)
        calcul_deformatie(cdef);
    if(cdefinlst != NULL)
        calcul_deformatie(cdefinlst);
}

void Arbore::calc_deform2()
{
    if(deflagare != NULL){
        deflagare->calc_param(grindaH->A->pozitie(),grindaH->B->pozitie());
        if(cdef != NULL)
            cdef->calc_tr_afina(deflagare);
        if(cdefinlst != NULL)
            cdefinlst->calc_tr_afina(deflagare);
    }
}

void Arbore::creaza_lista_deformatii()
{
    if(pas <= 0.0)
        return;
    int nr_pasi = (int )(lungime()/pas);
    if(nr_pasi < 1)

```



```

    return ;
    if (cdefinlst != NULL)
        delete cdefinlst;
    cdefinlst = new Deformatie(nr_pasi,pas);
}

//*****
// Calculeaza deformatia arborelui pe horizontala si verticala pe toata
// lungimea grinzii pentru ambele grinzi.
void Arbore::calcul_deformatie(PDeformatie ldeformatie)
{
    if (ldeformatie == NULL)
        return ;
    PArrayTronsoane at = grindaH->lista_tronsoane();
    double me = at->modul_E();
    PDif2Deformatie dh = grindaH->corectie_Iz();
    PDif2Deformatie dv = grindaV->corectie_Iz();
    PGrinda gv = new Grinda(lungime());
    gv->A->pozitie( grindaH->A->pozitie());
    gv->B->pozitie( grindaH->B->pozitie());
    PForta unit = new Forta("XXX",1.0,0.0);
    PDiagramaMomente m;
    for (int i=0;i<ldeformatie->numar_pasi;i++){
        unit->pozitie(ldeformatie->lstdef[i].z);
        gv->add(*unit);
        m = gv->calcul_diagrama_M();
        ldeformatie->lstdef[i].x = dh->deformatia(ldeformatie->lstdef[i].z,
m)/me;
        ldeformatie->lstdef[i].y = dv->deformatia(ldeformatie->lstdef[i].z,
m)/me;
        delete m;
        gv->flushEfort(0/*NoDelete*/);
    }
    delete unit;
    delete gv;
    delete dv;
    delete dh;
}

/* Sincronizeaza reazemele adica daca reazemele din grindaH isi schimba
* pozitia, atunci si cele din grindaV trebuie sa o schimbe.
*/
void Arbore::sinc_reazeme()
{
    grindaV->A->pozitie(grindaH->A->pozitie());
    grindaV->B->pozitie(grindaH->B->pozitie());
}

classType Arbore::isA() const
{
    return __Arbore;
}

double Arbore::lungime()
{
    PArrayTronsoane at = grindaH->lista_tronsoane();
    return at->lungime();
}

```

```
void Arbore::Save(Pchar afile)
{
    ofstream os(afile);
    deflagare->save(os);
    PArrayTronsoane t = grindaH->lista_tronsoane();
    t->save(os);
    grindaH->save(os);
    grindaV->save(os);
    os.close();
}

void Arbore::Open(Pchar afile)
{
    ifstream is(afile);
    deflagare->open(is);
    PArrayTronsoane t = grindaH->lista_tronsoane();
    t->open(is);
    grindaH->open(is);
    grindaV->open(is);
    is.close();
}
```

```

#ifndef __arbore_h
#define __arbore_h

#ifndef __deformat_h
#include "deformat.h"
#endif

#ifndef __reazeme_h
#include "reazeme.h"
#endif

_CLASSDEF(Grinda)
_CLASSDEF(Arbore)

////////////////////////////////////
/
// O grinda este o bara orizontala de lungime l, asezata pe doua reazeme,
// unul simplu si unul alunecator, asupra careia actioneaza in plan ver-
// tical forte si momente concentrate. Grinda este formata din tronsoane.
class _CLASSTYPE Grinda : public ArrayEforturi
{
    Grinda(RGrinda );
    RGrinda operator = (RGrinda );

    int tronsoane_proprii;
protected :
    PArrayTronsoane tronsoane;
public :
    PREazemSimplu A;
    PREazemAlunecator B;

    Grinda(double al = 1000);
    Grinda(PArrayTronsoane at);
    virtual ~Grinda();
    PArrayTronsoane lista_tronsoane();
    double lungime()
        { return tronsoane->lungime(); };
    int verifica_incadrare(REfort e);

    void calcul_reactiuni();
    PDiagramaForteAxiale calcul_diagrama_N();
    PDiagramaForteTaietoare calcul_diagrama_T();
    PDiagramaMomente calcul_diagrama_M();
    PDif2Deformatie corectie_Iz();

    void flushEfort(DeleteType dt);

    void save(Rofstream os);
    void open(Rifstream is);

    virtual clasType isA() const;
};

////////////////////////////////////
// Un Arbore este o grinda solicitata atit in plan orizontal cit si in
// plan vertical de forte si momente concentrate
class _CLASSTYPE Arbore
{
    Arbore(RArbore );

```

```

    RArbore operator = (RArbore );
protected :
    PGrinda grindaH, grindaV;
public :
    PDeformatie cdef;
    PDeformatie cdeflag;
    double pas;
    PDeformatie cdefinlst;
    PDefLagare deflagare;

    Arbore(double al = 1000);
    ~Arbore();
    void addTronson(RTronson toadd);
    PGrinda GrindaH(){ return grindaH; };
    PGrinda GrindaV(){ return grindaV; };
    void creaza_deformatii(int nr_pasi, double pas);
    void sterge_deformatii();
    void creaza_lista_deformatii();
    void creaza_deformatii_lag();
    void sterge_deformatii_lag();
    void calcul_deformatie(PDeformatie ldeformatie);
    void calc_deform1();
    void calc_deform2();
    double lungime();
    void Save(Pchar afile);
    void Open(Pchar afile);
    void sinc_reazeme();

    virtual classType isA() const;
};

#endif

```

```

#ifdef __deformat_h
#include "deformat.h"
#endif

////////////////////////////////////
// Descrie derivata a 2-a a deformatiei pe un interval dat. Descrie o
// ecuatie de forma (a*x+b)/(M_PI * (c*x+d)^4/32) dat prin
// calculul formulei M(x)/E*I(x) unde M(x) = a*x+b iar
// I(x) = M_PI*d(x)^4/32 cu d(x) = d pentru cilindru si d(x) = d + (D-d)*
// x/l
// pentru trunchiul de con.
//      a * x + b          E * M_PI
//      - -----          e = -----
//      e * ( c * x + d ) ^ 4      64
IntDif2Deformatie::IntDif2Deformatie(RIntDif2Deformatie r)
    : Interval(r.start,r.end),a(r.a),b(r.b),c(r.c),d(r.d)
{
}

IntDif2Deformatie::IntDif2Deformatie(PSegMoment m)
    : Interval(m->startx(),m->endx()),a(m->crestere()),b(m->modul(0.0)),
    c(0.0),d(1.0)
{
}

IntDif2Deformatie::~IntDif2Deformatie()
{
}

//*****
// Imparte segmentul in doua in punctul x.
RIntDif2Deformatie IntDif2Deformatie::imparte(double x)
{
    if(start == x)
        return (RIntDif2Deformatie)NOOBJECT;
    PIntDif2Deformatie dif = new IntDif2Deformatie(*this);
    end = x;
    dif->start = x;
    return *dif;
}

//*****
// Transfera datele din tronsonul t in coeficientii obiectului
void IntDif2Deformatie::transfera(RTronson t)
{
    if(t.isA() == __Cilindru){
        c = 0;
        d = ((RCilindru)t).diametru();
    }
    if(t.isA() == __TrunchiDeCon){
        RTrunchiDeCon tr = (RTrunchiDeCon)t;
        c = (tr.diametru_dreapta()-
            tr.diametru_stinga())/(tr.endx()-tr.startx());
        d = tr.diametru_stinga() - c * tr.startx();
    }
}

//*****
// trece prin zero daca vs si vd au semne diferite

```

```

int IntDif2Deformatie::trece_prin_zero()
{
    double vs = a * start + b, vd = a * end + b;
    return ((vs < 0.0 && vd > 0.0) || (vs > 0.0 && vd < 0.0));
}

//*****
// functia fiind monotona anularea se produce doar unde se anuleaza
// ecuatia a * x + b
double IntDif2Deformatie::unde_trece_prin_zero()
{
    double rez = 0.0;
    if(a != 0.0)
        rez = -b/a;
    return rez;
}

double IntDif2Deformatie::aria(double x)
{
    if(c == 0.0)
        return (x * (2.0 * b + x * a)/(2.0 * d * d * d * d));
    double dep = c * x + d;
    if(dep == 0.0)
        return 0.0;
    return (((a * d - b * c)/(3.0 * dep)) - a / 2.0)/(dep * dep)/c;
}

double IntDif2Deformatie::caria(double x)
{
    if(c == 0.0)
        return ((x * x * (3.0 * b + x * 2.0 * a))/(6.0 * d * d * d * d));
    double dep = c * x + d;
    if(dep == 0.0)
        return 0.0;
    double a0 = (b * c - 2.0 * a * d)/2.0, a1 = d * (b * c - a * d)/3.0;
    double prod = c * c * c * dep;
    return (-a - (a0 / dep) + (a1 / (dep * dep)))/prod;
}

double IntDif2Deformatie::cg()
{
    if(aria() != 0.0)
        return ((caria(end)-caria(start))/(aria()));
    return (start+end)/2.0;
}

//*****
**
// Calculeaza aria si centrul de greutate al figurii pentru marirea vitezei
// de calcul a deformatiei.
void IntDif2Deformatie::calcul_arie_cg()
{
    A = aria();
    CG = cg();
}

//*****
// Metoda Versheagin de integrare pe un segment dat presupune calculul

```

```
// ariei si al centrului de greutate al ariei. Daca x este in interiorul
// segmentului imparte aria in doua si calculeaza pt. fiecare din ele si
// le sumeaza.
```

```
double IntDif2Deformatie::integrala_Vereschiaghin(double x,
    PDiagramaMomente m)
{
    double v;
    if(x > start && x < end){
        IntDif2Deformatie c0(*this);
        RIntDif2Deformatie c1 = c0.imparte(x);
        v = c0.aria() * m->valoare( c0.cg());
        v += c1.aria() * m->valoare( c1.cg());
        delete &c1;
    }else
        v = A * m->valoare( CG);
    return v;
}
```

```
classType IntDif2Deformatie::isA() const
{
    return __IntDif2Deformatie;
}
```

```
////////////////////////////////////
//
// Derivata a 2-a a deformatiei pentru toata grinda se calculeaza pornind
// de la diagrama de momente.
```

```
Dif2Deformatie::Dif2Deformatie(RDif2Deformatie r)
    : XSortedArray(0,0,1)
{
    PIntDif2Deformatie p;
    for(int i=r.lowerbound;i<=r.lastElementIndex;i++){
        p = new IntDif2Deformatie((RIntDif2Deformatie )r.objectAt(i));
        add(*p);
    }
}
```

```
Dif2Deformatie::Dif2Deformatie(PDiagramaMomente dm)
    : XSortedArray(0,0,1)
{
    RArrayIterator iterator = (RArrayIterator )dm->initIterator();
    while (iterator != 0){
        RSegMoment m = (RSegMoment )iterator.current();
        if(m != NOOBJECT){
            PIntDif2Deformatie p = new IntDif2Deformatie(&m);
            add(*p);
        }
        iterator++;
    }
    delete &iterator;
}
```

```
Dif2Deformatie::~~Dif2Deformatie()
{
    flush(Delete);
}
```

```
/** In momentul apelarii acestei metode, coeficientii sunt calculati
 * pentru toate segmentele dinainte de t.start, care vor fi sarite.
```

```

*   Daca segmentul care contine t.start incepe intr-un punct in care
*   start < t.start atunci imparte segmentul in doua
*/
void Dif2Deformatie::calcul_coeficienti_c_d(RTronson t)
{
    double ts = t.startx(), te = t.endx();
    int index = lowerbound;
    do{
        RIntDif2Deformatie dif = (RIntDif2Deformatie )objectAt(index);
        if(dif.contine(ts))
            break ;
        index++;
    }while (index<=lastElementIndex);
    // nu a fost gasit nici un segment care sa contina t.start
    if(index > lastElementIndex)
        return ;
    // daca s-a ajuns aici obiectul de la index contine t.start
    RIntDif2Deformatie gasit = (RIntDif2Deformatie )objectAt(index);
    if(gasit == NOOBJECT && !gasit.contine(ts))
        return ;
    RIntDif2Deformatie nou = gasit.imparte(ts);
    if(nou != NOOBJECT){
        add(nou);
        index++;
    }
    /* Calculeaza coeficientii c si d pentru fiecare segment situat in
    * intervalul ts, te. Segmentul de la index are start == ts.
    */
    while (index<=lastElementIndex){
        RIntDif2Deformatie seg = (RIntDif2Deformatie )objectAt(index);
        if(seg != NOOBJECT)
            if(seg.endx() < te)
                seg.transfera(t);
            else
                break ;
        index++;
    }
    /* Segmentul care e curent la index are start <= te < end si el
    * trebuie impartit in doua iar pt. segmentul cuprins intre start si
    * te calculam coeficientii.
    */
    if(index > lastElementIndex)
        return ;
    RIntDif2Deformatie cseg = (RIntDif2Deformatie )objectAt(index);
    if(cseg == NOOBJECT && !cseg.contine(te))
        return ;
    RIntDif2Deformatie ultimul = cseg.imparte(te);
    if(ultimul != NOOBJECT)
        add(ultimul);
    cseg.transfera(t);
}

//*****
// Daca exista un IntDif2Deformatie care are in start semn diferit de
// end il impartim in doua in punctul de trecere prin zero.
void Dif2Deformatie::corectie_semne()
{
    double zero;
    for(int i=lowerbound;i<=lastElementIndex;i++){

```



```

RIntDif2Deformatie d = (RIntDif2Deformatie )objectAt(i);
if(d != NOOBJECT && d.trece_prin_zero()){
    zero = d.unde_trece_prin_zero();
    RIntDif2Deformatie nou = d.imparte(zero);
    if(nou != NOOBJECT)
        add(nou);
    }
}

/* Calculeaza aria si centrul de greutate al figurii. Metoda este necesar
a
* doar pentru marirea vitezei de calcul a deformatiei.
*/
void Dif2Deformatie::calcul_arie_cg()
{
    for (int i=lowerbound;i<=lastElementIndex;i++){
        RIntDif2Deformatie o = (RIntDif2Deformatie )objectAt(i);
        if (o != NOOBJECT)
            o.calcul_arie_cg();
    }
}

/* Calculeaza deformatia in punctul x pentru toata grinda prin metoda
* Maxwell-Mhor integrind segmentele prin metoda Verescheaghin.
*/
double Dif2Deformatie::deformatia(double x, PDiagramaMomente m)
{
    double def = 0.0;
    for (int i=lowerbound;i<=lastElementIndex;i++){
        RIntDif2Deformatie d = (RIntDif2Deformatie )objectAt(i);
        if (d != NOOBJECT)
            def += d.integrala_Vereschiaghin(x,m);
    }
    return def;
}

classType Dif2Deformatie::isA() const
{
    return __Dif2Deformatie;
}

////////////////////////////////////
// modelare deformatie intr-un punct
IntDeformatie::IntDeformatie(double az)
    : z(az), x(0.0), y(0.0), zp(az), xp(0.0), yp(0.0)
{
}

IntDeformatie::~IntDeformatie()
{
}

void IntDeformatie::calc_tr_afina(PDefLagare d)
{
    zp = z * d->rotatie[0] + x * d->rotatie[1] + y * d->rotatie[2] +
d->translatie[0];
    xp = z * d->rotatie[3] + x * d->rotatie[4] + y * d->rotatie[5] +
d->translatie[1];
}

```

```

}

////////////////////////////////////
// container de deformatii
Deformatie::Deformatie(int nr_pasi, double pas)
: min_z(0.0), max_z(0.0)
{
    if(nr_pasi <= 0){
        numar_pasi = 0;
        lstdef = NULL;
        return ;
    }
    numar_pasi = nr_pasi+1;
    lstdef = new IntDeformatie[numar_pasi];
    for(int i=0;i<numar_pasi;i++){
        lstdef[i].z = pas * (double )i;
        lstdef[i].zp = lstdef[i].z;
        if(lstdef[i].z < min_z)
            min_z = lstdef[i].z;
        if(lstdef[i].z > max_z)
            max_z = lstdef[i].z;
    }
}

Deformatie::Deformatie(PDeformatie d, PDefLagare l)
: min_z(0.0), max_z(0.0)
{
    if(d == NULL || d->numar_pasi <= 0){
        numar_pasi = 0;
        lstdef = NULL;
        return ;
    }
    numar_pasi = d->numar_pasi;
    lstdef = new IntDeformatie[numar_pasi];
    for(int i=0;i<numar_pasi;i++){
        lstdef[i].z = d->lstdef[i].z * l->rotatie[0] +
            d->lstdef[i].y * l->rotatie[1] + d->lstdef[i].x * l->rotatie[2]
+
            l->translatie[0];
        lstdef[i].y = d->lstdef[i].z * l->rotatie[3] +
            d->lstdef[i].y * l->rotatie[4] + d->lstdef[i].x * l->rotatie[5]
+
            l->translatie[1];
        lstdef[i].x = d->lstdef[i].z * l->rotatie[6] +
            d->lstdef[i].y * l->rotatie[7] + d->lstdef[i].x * l->rotatie[8]
+
            l->translatie[2];
        if(lstdef[i].z < min_z)
            min_z = lstdef[i].z;
        if(lstdef[i].z > max_z)
            max_z = lstdef[i].z;
        if(d->lstdef[i].z < min_z)
            min_z = d->lstdef[i].z;
        if(d->lstdef[i].z > max_z)
            max_z = d->lstdef[i].z;
    }
}

```

```

Deformatie::~Deformatie()
{
    if (lstdef != NULL)
        delete [] lstdef;
}

double Deformatie::max_x()
{
    double M = 0.0;
    for (int i=0; i<numar_pasi; i++)
        if (fabs(lstdef[i].x) > M)
            M = fabs(lstdef[i].x);
    return M;
}

double Deformatie::max_y()
{
    double M = 0.0;
    for (int i=0; i<numar_pasi; i++)
        if (fabs(lstdef[i].y) > M)
            M = fabs(lstdef[i].y);
    return M;
}

double Deformatie::lungime()
{
    return (max_z - min_z);
}

void Deformatie::calc_tr_afina(PDefLagare d)
{
    for (int i=0; i<numar_pasi; i++)
        lstdef[i].calc_tr_afina(d);
}

double Deformatie::max_xp()
{
    double M = 0.0;
    for (int i=0; i<numar_pasi; i++)
        if (fabs(lstdef[i].xp) > M)
            M = fabs(lstdef[i].xp);
    return M;
}

double Deformatie::max_yp()
{
    double M = 0.0;
    for (int i=0; i<numar_pasi; i++)
        if (fabs(lstdef[i].yp) > M)
            M = fabs(lstdef[i].yp);
    return M;
}

double Deformatie::min_zp()
{
    double M = 0.0;
    for (int i=0; i<numar_pasi; i++)
        if (lstdef[i].zp < M)

```

```

        M = lstdef[i].zp;
    return M;
}

double Deformatie::max_zp()
{
    double M = lstdef[numar_pasi-1].z;
    for(int i=0;i<numar_pasi;i++)
        if(lstdef[i].zp > M)
            M = lstdef[i].zp;
    return M;
}

////////////////////////////////////
// Punctul proiectiei
IntProiectie::IntProiectie(double az)
    : z(az), x(0.0)
{
}

////////////////////////////////////
// Proiectia deformatiei in spatiu pe planul imaginii
Proiectie::Proiectie(PDeformatie d, double w, double k)
    : min_z(0.0), max_z(0.0)
{
    numar_puncte = d->numar_pasi;
    lstpro = new IntProiectie[numar_puncte];
    for(int i=0;i<numar_puncte;i++){
        lstpro[i].z = w * (d->lstdef[i].z + k * d->lstdef[i].y)/(w +
            2.0 * k * d->lstdef[i].y);
        lstpro[i].x = w * d->lstdef[i].x/(w + 2.0 * k * d->lstdef[i].y);
        if(min_z > lstpro[i].z)
            min_z = lstpro[i].z;
        if(min_z > d->lstdef[i].z)
            min_z = d->lstdef[i].z;
        if(max_z < lstpro[i].z)
            max_z = lstpro[i].z;
        if(max_z < d->lstdef[i].z)
            max_z = d->lstdef[i].z;
    }
}

Proiectie::~~Proiectie()
{
    delete [] lstpro;
}

double Proiectie::lungime()
{
    return (max_z - min_z);
}

double Proiectie::max_x()
{
    double M = 0.0;
    for(int i=0;i<numar_puncte;i++)
        if(M < fabs(lstpro[i].x))
            M = fabs(lstpro[i].x);
    return M;
}

```

```

double Proiectie::deplasare()
{
    double m = 0.0;
    for (int i=0;i<numar_puncte;i++)
        if (m > lstpro[i].z)
            m = lstpro[i].z;
    return m;
}

////////////////////////////////////
// Deformatia in reazemele A si B
DefLagare::DefLagare()
: ax(0.0), ay(0.0), bx(0.0), by(0.0)
{
    int i,j;
    translatie = new double [3];
    rotatie = new double [9];
    for (i=0;i<3;i++){
        translatie[i] = 0.0;
        for (j=0;j<3;j++)
            if (i==j)
                rotatie[i*3+j] = 1.0;
            else
                rotatie[i*3+j] = 0.0;
    }
}

DefLagare::~DefLagare()
{
    delete [] translatie;
    delete [] rotatie;
}

void DefLagare::calc_param(double za, double zb)
{
    int i,j;
    if ((za == zb) || (ax == 0.0 && ay == 0.0 && bx == 0.0 && by == 0.0)){
        for (i=0;i<3;i++){
            translatie[i] = 0.0;
            for (j=0;j<3;j++)
                if (i==j)
                    rotatie[3*i+j] = 1.0;
                else
                    rotatie[3*i+j] = 0.0;
        }
        return ;
    }
    /* teta - rotatia in jurul axei x
    * miu - rotatia in jurul axei z
    * fi - rotatia in jurul axei y
    */
    double tfi = (bx-ax)/(zb-za), tteta = (ay-by)/(zb-za);
    double sfi = tfi/sqrt(1.0+tfi*tfi), cfi = 1.0/sqrt(1.0+tfi*tfi);
    double steta = tteta/sqrt(1.0+tteta*tteta);
    double cteta = 1.0/sqrt(1.0+tteta*tteta);
    double cmiu = 1.0, smiu = 0.0;
    rotatie[0] = cteta * cfi;
}

```

```

rotatie[1] = - cteta * sfi;
rotatie[2] = steta;
rotatie[3] = cmiu * sfi + smiu * steta * cfi;
rotatie[4] = cmiu * cfi - smiu * steta * sfi;
rotatie[5] = - smiu * cfi;
rotatie[6] = smiu * sfi - cmiu * steta * cfi;
rotatie[7] = smiu * cfi + cmiu * steta * sfi;
rotatie[8] = cmiu * cteta;
if (bx == ax)
    translatie[0] = 0.0;
else
    translatie[0] = ((bx * za) - (ax * zb)) * (1.0 - cteta)/(bx - ax);
    translatie[1] = (ax * zb - bx * za)/(zb-za);
    translatie[2] = (ay * zb - by * za)/(zb-za);
}

int DefLagare::e_unitara()
{
    return (translatie[0] == 0.0 && translatie[1] == 0.0 &&
            translatie[2] == 0.0 && rotatie[0] == 1.0 && rotatie[1] == 0.0 &&
            rotatie[2] == 0.0 && rotatie[3] == 0.0 && rotatie[4] == 1.0 &&
            rotatie[5] == 0.0 && rotatie[6] == 0.0 && rotatie[7] == 0.0 &
&
            rotatie[8] == 1.0);
}

void DefLagare::save(Rofstream os)
{
    os << ax << endl;
    os << ay << endl;
    os << bx << endl;
    os << by << endl;
}

void DefLagare::open(Rifstream is)
{
    is >> ax;
    is >> ay;
    is >> bx;
    is >> by;
}

////////////////////////////////////
// Descrie o lista de tronsoane
ArrayTronsoane::ArrayTronsoane(double al)
    : XSortedArray(0,0,1), l(al), E(1.0), G(1.0)
{
    material = NULL;
}

ArrayTronsoane::~ArrayTronsoane()
{
    flush(Delete);
    if(material != NULL)
        delete [] material;
}

Pchar ArrayTronsoane::facut_din()
{

```

```

    if(material == NULL)
        return "";
    return material;
}

void ArrayTronsoane::facut_din(Pchar un_material)
{
    if(material != NULL){
        delete [] material;
        material = NULL;
    }
    if(un_material != NULL || strcmp(un_material,"") != 0){
        int len = strlen(un_material);
        material = new char[len+1];
        strcpy(material,un_material);
    }
}

//*****
// Cauta primul interval care lipseste in ArrayTronsoane. Returneaza
// Interval(0,1) daca isEmpty, intervalul lipsa daca nu e complet sau
// NOOBJECT daca este complet.
RInterval ArrayTronsoane::interval_lipsa()
{
    int gasit_inceput = 0, gasit_sfirsit = 0;
    double currpos = 0.0, inceput, sfirsit;
    for(int i=lowerbound;i<=lastElementIndex;i++){
        RTronson t = (RTronson) objectAt(i);
        if(t != NOOBJECT){
            if(t.startx() == currpos)
                currpos = t.endx();
            else
                if(!gasit_inceput){
                    inceput = currpos;
                    gasit_inceput = 1;
                    sfirsit = t.startx();
                    gasit_sfirsit = 1;
                    PInterval i = new Interval(inceput,sfirsit);
                    return (*i);
                }
        }
    }
    if(!gasit_sfirsit && currpos < 1){
        PInterval i = new Interval(currpos,1);
        return (*i);
    }
    return (RInterval) NOOBJECT;
}

int ArrayTronsoane::verifica_suprapunere(RTronson t)
{
    for(int i=lowerbound;i<=lastElementIndex;i++){
        RInterval o = (RInterval) objectAt(i);
        if(o != NOOBJECT && o.intersecteaza(t))
            return 0;
    }
    return 1;
}

```

```

int ArrayTronsoane::verifica_incadrare(RTronson t)
{
    return (t.startx() >= 0 && t.endx() <= 1);
}

int ArrayTronsoane::verifica_umplere()
{
    int rez = 0;
    RInterval lipsa = interval_lipsa();
    if(lipsa == NOOBJECT)
        rez = 1;
    else
        delete & lipsa;
    return rez;
}

void ArrayTronsoane::calcul_coeficienti(PDif2Deformatie d2d)
{
    for(int i=lowerbound;i<=lastElementIndex;i++){
        RTronson tronson = (RTronson )objectAt(i);
        if(tronson != NOOBJECT)
            d2d->calcul_coeficienti_c_d(tronson);
    }
}

void ArrayTronsoane::save(Rofstream os)
{
    os << E << endl;
    os << G << endl;
    os << l << endl;
    os << material << '\0' << endl;
    os << lastElementIndex << endl;
    for(int i=lowerbound;i<=lastElementIndex;i++){
        RTronson tronson = (RTronson )objectAt(i);
        if(tronson != NOOBJECT)
            tronson.save(os);
    }
}

void ArrayTronsoane::open(Rifstream is)
{
    is >> E;
    is >> G;
    is >> l;
    Pchar m = new char [256];
    is.getline(m,255,'\0');
    int len = strlen(m)+1;
    if(m[0] == '\n') m++;
    material = new char [len];
    strcpy(material,m);
    delete [] m;
    int lindex = -1, tip;
    is >> lindex;
    PTronson t = NULL;
    do{
        is >> tip;
        switch (tip){
            case 1: t = new Cilindru;
                    break ;
        }
    }
}

```



```
        case 2: t = new TrunchiDeCon;
                break;
    }
    if (t != NULL) {
        t->open(is);
        add(*t);
    } else
        break;
    t = NULL;
} while (lastElementIndex < lindex);
}
```

```

#ifndef __deformat_h
#define __deformat_h

#ifndef __diagrame_h
#include "diagrame.h"
#endif

#ifndef __tronson_h
#include "tronson.h"
#endif

```

```

_CLASSDEF(IntDif2Deformatie)
_CLASSDEF(Dif2Deformatie)
_CLASSDEF(IntDeformatie)
_CLASSDEF(Deformatie)
_CLASSDEF(IntProiectie)
_CLASSDEF(Proiectie)
_CLASSDEF(DefLagare)
_CLASSDEF(ArrayTronsoane)

```

```

////////////////////////////////////
// Descrie derivata a 2-a a deformatiei pe un interval dat.
class _CLASSTYPE IntDif2Deformatie : public Interval
{
    RIntDif2Deformatie operator = (RIntDif2Deformatie );
protected :
    double a,b,c,d;
    double A,CG;
public :

    IntDif2Deformatie(RIntDif2Deformatie r);
    IntDif2Deformatie(PSegMoment m);
    virtual ~IntDif2Deformatie();
    RIntDif2Deformatie imparte(double x);
    void transfera(RTronson t);
    int trece_prin_zero();
    double unde_trece_prin_zero();
    double aaria(double x);
    double caria(double x);
    double aria()
        { return (aaria(end)-aaria(start)); };
    double cg();
    void calcul_arie_cg();
    double integrala_Vereschiaghin(double x, PDiagramaMomente m);

    virtual classType isA() const;
};

```

```

////////////////////////////////////
//
// Derivata a 2-a a deformatiei pentru toata grinda se obtine din diagram
a
// de momente prin scanarea grinzii de la stinga la dreapta, luind tronso
n
// cu tronson si calculinduse valoarea derivatei a-2-a a deformatiei pen
tru
// intervalul curent.
class _CLASSTYPE Dif2Deformatie : public XSortedArray
{

```

```

RDif2Deformatie operator = (RDif2Deformatie );
public:
Dif2Deformatie(RDif2Deformatie r);
Dif2Deformatie(PDiagramaMomente dm);
virtual ~Dif2Deformatie();
void calcul_coeficienti_c_d(RTronson t);
void corectie_semne();
void calcul_arie_cg();
double deformatia(double x, PDiagramaMomente m);

virtual classType isA() const;
};

////////////////////////////////////
// modeleaza deformatia intr-un punct
class _CLASSTYPE IntDeformatie
{
    IntDeformatie(RIntDeformatie );
    RIntDeformatie operator = (RIntDeformatie );
public:
    double z, x, y, zp, xp, yp;

    IntDeformatie(double az = 0.0);
    virtual ~IntDeformatie();
    void calc_tr_afina(PDefLagare d);
};

////////////////////////////////////
// container de deformatii
class _CLASSTYPE Deformatie
{
    Deformatie(RDeformatie );
    RDeformatie operator = (RDeformatie );
public:
    PIntDeformatie lstdef;
    int numar_pasi;
    double min_z, max_z;

    Deformatie(int nr_pasi, double pas);
    Deformatie(PDeformatie d, PDefLagare l);
    virtual ~Deformatie();
    double max_x();
    double max_y();
    double lungime();
    void calc_tr_afina(PDefLagare d);
    double max_xp();
    double max_yp();
    double min_zp();
    double max_zp();
};

////////////////////////////////////
// Punctul proiectiei
class _CLASSTYPE IntProiectie
{
    IntProiectie(RIntProiectie );
    RIntProiectie operator = (RIntProiectie );
public:
    double z, x;

```

```

    IntProiectie(double az = 0.0);
};

////////////////////////////////////
// Proiectia deformatiei in spatiu pe planul imaginii
class _CLASSTYPE Proiectie
{
    Proiectie(RProiectie );
    RProiectie operator = (RProiectie );
public:
    PIntProiectie lstpro;
    int numar_puncte;
    double min_z, max_z;

    Proiectie(PDeformatie d, double w, double k);
    virtual ~Proiectie();
    double lungime();
    double max_x();
    double deplasare();
};

////////////////////////////////////
// Deformatia in reazamele A si B
class _CLASSTYPE DefLagare
{
    DefLagare(RDefLagare );
    RDefLagare operator = (RDefLagare );
public:
    double ax, ay, bx, by;
    double * translatie;
    double * rotatie;

    DefLagare();
    ~DefLagare();
    void calc_param(double za, double zb);
    int e_unitara();
    void save(Rofstream os);
    void open(Rifstream is);
};

////////////////////////////////////
// Descrie o lista de tronsoane
class _CLASSTYPE ArrayTronsoane : public XSortedArray
{
    ArrayTronsoane(RArrayTronsoane );
    RArrayTronsoane operator = (RArrayTronsoane );
    double E, G;
protected:
    double l;
    Pchar material;
public:
    ArrayTronsoane(double al);
    ~ArrayTronsoane();
    void lungime(double al)
        { l = al; };
    double lungime()
        { return l; };
    Pchar facut_din();
};

```

```
void facut_din(Pchar un_material);
double modul_E()
{ return (E / 1000.0); }; // din N/mm2 in daN/cm2
void modul_E(double e)
{ E = e * 1000.0; };
double modul_G()
{ return (G / 1000.0); };
void modul_G(double g)
{ G = g * 1000.0; };
RInterval interval_lipsa();
int verifica_suprapunere(RTronson t);
int verifica_incadrare(RTronson t);
int verifica_umplere();
void calcul_coeficienti(PDif2Deformatie d2d);
void save(Rofstream os);
void open(Rifstream is);
};

#endif
```

BIBLIOGRAFIE

A

- [A₁] Acerkan Momentul – Calculul și construcția mașinilor-unelte, Editura Tehnică–București
- [A₂] Albu A, Morar L, Taciulescu E. Tapalaga I – Bazele cercetării experimentale, Ed. Cluj-Napoca, 1984

B

- [B₁] Bahmann W. – Antriebsfragen bei drehmaschinen. Maschinenbau technik Heft. 4–1962 pag. 195 – 203
- [B₂] Botez E. Moraru V. Ispas C – Mașini-unelte. Bazele teoretice ale proiectării Vol. 3. Organologia și dinamica. Ed Tehnică Buc. 1973
- [B₃] Banichuk N.V. Barthold F.J. Fatk A, Stein E. – Mesh refinement for shape optimization P. 46
- [B₄] Buzdugan Gh. Blumenfeld M. – Calculul de rezistență al pieselor de mașini. Ed. Tehnică București 1979.
- [B₅] Bathe K.J – Finite elemente Methoden–Matrizen und lineare Algebra, die Methode der finiten Elemente, Lösung von Gleichgewichtsbedingungen und bewegungsgleichungen, Springer Verlag, 1990.
- [B₆] Baștiurea G. – Comanda numerică a Mașinilor –

- Unelte Ed. Tehnică 1976.
- [B₇] **But A. Urdea M, Tulvan D.** – **Influența deformațiilor de contact ale corpurilor de rulare asupra funcționării rulmenților cu role utilizați în construcția arborilor principali.** Analele Universității din Oradea. 1996 pag. 211
- [B₈] **But A. Urdea M** – **Influența deformațiilor termice asupra preciziei de prelucrare pe strunguri CNC.**
- [B₉] **But A. Urdea M** – **Înlăturarea jocurilor în mecanismele mașinilor unelte** Analele Universității din Oradea. 1994 pag. 115.
- [B₁₀] **But A. Urdea M** – **Determinarea direcției de curgere a așchiei** Analele Universității din Oradea. 1996 pag. 215.
- [B₁₁] **But A. Urdea M Tulvan D, Cârlan D** – **Controlul integrat** Analele Universității din Oradea 1996 pag. 121
- [B₁₂] **Brana C. ,Brana V.** – **Transmiterea informației numerice**
- [B₁₃] **Botez E.** – **Mașini-unelte vol. II. Automatica,** 1972,Bucuresti
- [B₁₄] **Bellman B. Becker F** – **Measuring tools Automatically In Industrial & Production Eneering.** 13 (1989), pag. 40-49.
- [B₁₅] **Baron F.** – **Calitate si fiabilitate. Manual practic vol.I si II Ed. Tehnica București 1988.**
- [B₁₆] **Baron T.** – **Metode statistice pentru analiza si**

controlul producției. Ed. Didactica și pedagogică, București 1979.

[B₁₇] Ballu A.

- The processing of measured points in coordinates metrology in agreement with the definition of standardized specification. Annals of CIRP, 1991, 40, 491-494

C

[C₁] Crișan S.

- Mașini - Unelte. Vol 1. Ed. Tehnică București 1959.

[C₂] Coeman M.

- Elementele construcțiilor de mașini - unelte. Traduceri. 1952.

[C₃] Constantin G, Minciu C,

- Conceptul modelării geometrice la mașini – Predincea H. unelte cu comandă numerică. Construcția de mașini nr. 7/1994 p. 28 – 37

[C₄] Cuteanu E, Manciov R

- Metoda elementelor finite în proiectarea strungurilor. Ed. Facla Timișoara. 1980.

[C₅] Cardon M.

- La commande numerique pour tours 1973

[C₆] Ciclov D.

- Rezistența și fiabilitatea la solicitări variabile, București, Ed. Facla, 1975.

[C₇] Chisuiu A.

- Organe de mașini. București, 1976

[C₈] Constantinescu I.

- Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare

D

- [D₁] Dodoc Petre – Trohoide de vibrații la axele principale ale mașinii – unelte.
– Construcția de mașini nr. 2 și 3 1968.
- [D₂] Dodoc Petre – Influența vibrațiilor asupra preciziei de prelucrare la strunjire.
– Studii și cercetări de mecanică aplicată. – București 1968 p.1355 – 1378.
- [D₃] Deaon L.
Pavel Gh – Vibrații și mașini – unelte. Ed. Dacia 1977
- [D₄] Dobre I. – Curs de rezistența materialelor Vol. 1 –3 1983
- [D₅] Dreucean A. – Mașini unelte și prelucrări prin așchiere. Ed Didactică și pedagogică, 1968
- [D₆] Draghici I. – Indrumare de proiectare in construcția de mașini, București, 1981.
- [D₇] Donaldson R. – Error budgets Technology of machinen Tools. vol.V. Machinen Tool Accuracy, 1980.

G

- [G₁] Gârbea D. – Analiză cu elemente finite. Ed. Tehnică București 1990
- [G₂] Gheghea I. – Exploatarea și întreținerea mașinilor-unelte cu comandă numerică, București, 1981

H

- [H₁] Honrath K. – Über die Starrtheit von Werkzeugmachinenspindeln und deren Lagernug Disertație T. H Aachen 1970
- [H₂] Horovitz B. – Organe de mașini. 1969
- [H₃] Hortman V. – DNC- CNC in Werkstatt und Betrieb Lucas R. 107 Nr.8 1974.
- [H₄] Hume K.,J. – Engineering Metrology . Mac Donald Technical, Londra, 1970.
- [H₅] Hostiuc L. – Contributii privind capacitatea portanta si durabilitatea rulmenților radiali cu mișcări oscilante. Iași. Teza de doctorat, 1971.
- [H₆] Hofman B. – The Manufacture of Precision Hnida U Components in Flexible Manufacturing, Cells. In Industrial & Production Engineering 14 (1990).pag.50 -53.
- [H₆] Hocken R. – Quasistatic Machinem Tool Errors Technology of Machinen Tools. V.5. Machinen Tool Accuracy,1980

J

- [J₁] Jedrezejwski I, – Die Wärmeableitung an Werkzeug Potrykus J. maschinen – Spindellagerrungen – Internationale Werkzeugmaschinen Tagung

- 1968 Dresden
- [J₂] Jordan și Diesner – Körperschallerregung durch Drehstrommotoren mit Kafiglaufem Werkzeugmaschinenpraxis nr. 58/1974

L

- [L₁] Lysen H, W
Schwaighofer R – Die Einzeluntersuchung von Storquellen. Der Maschinenmarkt
- [L₂] Lungu I. – Mașini-unelte cu comanda numerica și sisteme de prelucrare flexibile. 1997.
- [L₃] Lin P.D. and
Ehmann K. – Inverse Error Analysis for Multi- Axis Machines. Trans Am. Soc. Mech. Eng. J. of Engineering for Industry, 1996, 118.
- [L₄] Litvin F.L. – Gear Geometry and Applied Theory, Pretince Hall Englewood Cliffs NJ. 1984

M

- [M₁] Manoliu R, Vulpe C,
Motoi R. – Mașini agregate și linii automate. Ed Tehnică București 1965.
- [M₂] Moraru V, Ispas C, – Vibrațiile și stabilitatea mașinilor – unelte. Ed. Rusu St. Tehnică, București 1982
- [M₃] Mocanu D.R – Rezistența materialelor – Ed. Tehnică, București, 1980
- [M₄] Militaru C. – Fiabilitatea și precizia în Tehnologia construcțiilor de Mașini, ed. Tehnica, București 1964.

- [M₅] M. Mazond – Stade actuel et perspectives de la comande adaptive en tournage GAMI - ISMCM - iunie - 1971.
- [M₆] C.Moldovan – Comanda electronica a mașinilor-unelte. Ed.Tehnică,Bucuresti, 1965.

N

- [N₁] Nemeč J. – Rigidity and Strength of steel Parts. Academia Praga 1966.
- [N₂] Nokikov N.I.& Makarevič B.K. –Automatic measuring of dimension in turning. Meas, Techn. 1961, 6 , 431.

O

- [O₁] Opiz H. – Massnahmen zur Wirtschaftlichen Erzielung und Erhaltung der Fertigungsgenigkeit von Werkzeugmaschinen–Industrie Auzeiger nr. 62 August 1960. P. 55–64.
- [O₂] Opiz H – Moderne Produktiostechne Stand und Tendenzen, Essen, Verlag W. Girardet, 1970.
- [O₃] Oprean A. – Fiabilitatea mașinilor-unelte. Ed. Tehnica București, 1979.

P

- [P₁] Pitroff H.
- Das Messen von Walzfagern fur die
Führung von Arbeitsspindeln
spanabnehmender
Werkzeugmaschinen Industrie
Anzieger nr. 27 427 – 434. 1961
- [P₂] Peretianko M.S
- Rigiditatea păpușilor fixe ale
strungurilor de precizie Vestnik
mașinostroenia nr. 8, 1966 pag. 47
- [P₃] Pacoste C, Stoian V,
- Metode moderne în mecanica
strungurilor. Dubina D. București
1968.
- [P₄] Pascaciu I.
- Elemente finite. Concepte – aplicații.
Ed. Militară, București. 1985
- [P₅] SD Ponomariov
- Calculul de rezistenta in construcția
de mașini. Ed. Tehnica București,
1960.
- [P₆] S.P.Protopopov
- Structurnii analis suscetvui scih
sistem SPID.Ed. Masinostroenie.
Moscva , 1968.

R

- [R₁] Rush A.A. si
Kurtosis K.
- A Crystal Ball for Maintenance
Engineers. Iron and steel
Engineering , vol. 52 No.1 , 1979,
pag.15-27.
- [R₂] Reshetov D.
- Accuracy of machine tools. ASME
pres New York, 1988.

- [R₃] G.L.Ravignani – Graphisches Verfahren zur Ermittlung optimaler Scribedigungen; 1971.
- [R₄] Rusu E., Stuparu A Chiliman A. – Sisteme de comanda numerica prin calculator a MU (CNC). In AMC vol.20 A, pag.219-232.Ed.Tehnica București, 1975.

S

- [S₁] Sokolovski A. P. – Precizia prelucrării mecanice și metodele pentru mărirea ei. Ed. Tehnică 1954.
- [S₂] Sandi I.Gh,
Minciu C. – Ghidajele mașinilor – unelte.
- [S₃] Spineanu U. – Controlul automat al dimensiunilor în construcția de mașini. Ed Tehnică 1980.
- [S₄] Sandulescu Gh.
Patrascu S. – Concepții noi in realizarea sistemelor de măsurare pentru comanda numerica a mașinilor-unelte. Ridicarea preciziei sistemului echipament-mașina. In AMC vol. A 1975.pag. 163-175
- [S₅] Seren S., Garf V. – Dinamika masin dlia ispitani na ustalosti, Moskva, 1967.
- [S₆] Simon W. – Conducerea numerica mașinilor-unelte. București, 1967.

- [S₇] Stuparu A.
Rusu E.
Chiliman A.
- [S₈] Sach G.s.a.
- [S₉] Shah R.
- [S₁₀] Szfarczyk M.&
Misiewski M.
- [S₁₁] Shiraishi , M.&
Sato S.
- [S₁₂] E. Samal
- [S₁₃] V.Simion
- [S₁₄] V.Sokolovschi
- [S₁₅] G.Spur
- Comanda numerica directa (DNC) a mașinilor-unelte. În AMC vol.20 . București , 1975.
 - Tension , Compresion and Fatigue Propreties of Seversal SAE 52100 and Tool Streels used for Ball Bearing. NASA T.N.-D , No 239, 1960.
 - Numerical control Handbook .IAMI NC GUIDE, Zurich, 1971.
 - Automatic measurement and corection of workpiece diameter on NC center lathe. Ann. CIRP, 1983, 32,305
 - Dimensional and surface roghness controls in a turning operation. Trans.ASME J.Eng.Ind. 1990, 112, 78.
 - Tehnica reglariei Ed. Tehnica, Bucuresti, 1966.
 - Conducerea numerică a mașinilor-unelte. Ed. Tehnică București, 1968.
 - Precizia prelucrării mecanice si metodele pentru mărirea ei. Ed. Tehnica București, 1964.
 - Integrarea calculatoarelor de proces la sistemele DNC și AC. Fertigungstechnik und Betrieb Nr.21,1971.

T

- [T₁] Tobias, S.A
– Machine – Tool Vibration p.40 – 45.
- [T₂] Tamura A.
– On the Vibration Caused by Ball Diameter Differences in a Ball Bearing. Bul. pf JSME, 1968, pag. 229 -234.

U

- [U₁] Urdea G.
– Mașini – Unelte și Agregate. I.P.T
- [U₂] **Urdea G, Cârlan D
But A.**
– **Componente și sisteme autoadaptabile pentru mașini unelte.** Analele Universității din Oradea 1996 pag 39
- [U₃] **Urdea G, But A**
– **Influența de poziționare la strungurile CNC.** Lucrare științifică Electromotor 1988, pag 410

V

- [V₁] ~~Vaida A, Aelenei M,
Albu A, Botez E,
Dodon E.~~
- [V₂] V.R. Varmin
– Vibratii I regimi rezania.
Ed.Masinostroenie,Moskva,
1972.

Z

- [Z₁] Zapciu M, Minciu C,
Predineea M. – Metode de determinare
experimentală a rigidității statice a
mașinilor – unelte. Construcția de
mașini nr. 7/1994.
- [Z₂] Zeinkiewiez O.C
McGrow Hill – The finite elemente, method,
Book Company (UK) 1985. \

W

- [W₁] Wiegand K. - Spindellagernugen fur
Werkzeugmaschinen mit Wolzlagen.
Industrie Anzeiger nr. 44 pag 28.
- x x x – Coordinate measuring machines. American
Machinist, SUA, 1981.
- x x x – MGF - Katalog Gleitlagen G.m.b.H. Gottingen,
1974.
- x x x – STAS 8902 - 71 - Mașini-unelte cu comanda
numerica: axe si mișcări.
- x x x – STAS 9311 - 80 .Mașini -unelte cu comanda
numerica: terminologie.
- x x x – S.K.F. General Catalogue, No. 3200 E, 1981.
- x x x – Torrington Bearings, Cat. No. 478, 1977.
- xxx – Îndrumar pentru construcția lagărelor cu
rulmenți.
- xxx – Cataloage încercări Strungul Arad.
- xxx – Machine Tools Manufacture – octomber 1997.
- x x x – Strung paralel cu comanda numerica SP - NC.

I.C.P.M. U.A. București , 1974.

x x x

– Masini -unelte japoneze, Werkstatt und Betrieb.
Nr.5, 1974.

x x x

– Discription and operating instruction TYPE- K1
Machinability Computer, Praga, 1981.