

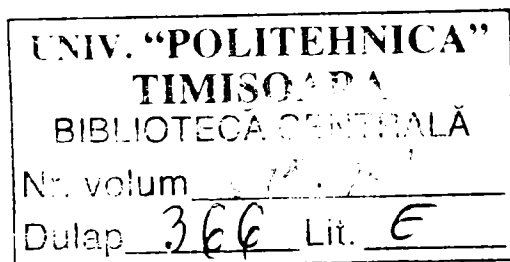
Ing. Constantin Cosovan

**CONTRIBUȚII LA REALIZAREA COMENZII ADAPTIVE  
PRIN DEFORMAȚIILE ELASTICE  
ALE PISELOR ȘI BATIURILOR DE STRUNG**

TEZĂ DE DOCTORAT

Conducător științific:

prof.dr.ing.eur.ing. **Tiberiu D. BABEU**



2005

	pag.
Cuvânt înainte	IV
Cap.1 Considerații privind analiza sistemică a procesului de prelucrare pe mașini unelte	1
1.1 Generalități	1
1.2 Procesul de aşchiere privit ca sistem dinamic	3
1.3 Structura mașinii unelte privită ca sistem elastic echivalent	7
1.4 Modele matematice ale sistemului dinamic de prelucrare	9
1.5 Identificarea și măsurarea parametrilor dinamicii mașinilor unelte	13
1.6 Concluzii	19
Cap.2 Comanda adaptivă pentru procesul de strunjire	21
2.1 Contextul industrial – realizări și perspective	21
2.2 Comanda adaptivă specifică procesului de strunjire	26
2.3 Comanda adaptivă și optimizarea regimurilor de aşchiere	34
2.4 Concluzii	36
Cap.3 Mărimi de referință utilizate în conducerea adaptivă a mașinilor-unelte	38
3.1 Introducere	38
3.2. Metodici de stabilire a funcțiilor tehnologice pentru comanda adaptivă a strungurilor	40
3.3 Considerații privind calculul reacțiunilor și a forțelor critice de flambaj	43
3.4 Concluzii	61
Cap. 4 Rigiditatea strungului – rigiditatea batiului	62
4.1.Aspecte generale asupra deformațiilor elastice ale elementelor portante ale mașinilor unelte	63
4.2.Componentele preciziei tehnologice ale mașinii – unelte	64
4.3. Elemente portante de tip batiu	69
4.4. Modele și metode de calcul pentru batiu	77
4.5 Concluzii	88
Cap.5 Măsurarea deformațiilor mecanice	91
5.1 Introducere	91

5.2 Montajul electric de măsurare	92
5.3 Dinamometrul utilizat pentru măsurarea componentelor forței de strunjire	94
5.4 Rezultate experimentale	96
5.5 Sisteme de achiziție și prelucrare digitală a datelor	99
5.6 Conducerea adaptivă cu ajutorul calculatorului a strungului	104
5.7 Concluzii	107
Cap.6 Contribuții originale și concluzii	108
6.1 Concluzii generale	108
6.2 Contribuții originale	109
6.3 Direcții de cercetare în domeniul CA pentru strunguri	112
Bibliografie	114
Anexă – program pentru calculul interpolării	127

## ***Cuvânt înainte***

Se recunoaște unanim că tehnologiile zilelor noastre se bazează pe știință iar dezvoltarea oricărei industrii are ca fundament aplicarea practică a tehnologiilor din ce în ce mai avansate. Caracterul științific al tehnologiilor provine din utilizarea metodei științifice la care, alături de polii clasici ai triadei: teorie, experiment și rațiune (ca raționator), s-au alăturat și "procedeele informatice", care prin automatizare au impus definitiv categoria de sistem, utilizată acum în toate domeniile de activitate umană.

Tehnologiile din sistemele de producție în primul rând și apoi mecanismele de conducere, din ce în ce mai integrate, devenite sisteme cu conducere automată, intrând în cotidian au provocat în așa măsură gândirea umană încât au devenit nu numai fenomene științifice și culturale ci chiar și sociale, creându-ne numeroase probleme de adaptare.

Complexității mereu crescânde a acestor sisteme conceptuale, tehnico – inginerești și economico – sociale i s-a răspuns permanent cu metode de reprezentare matematico – informaționale tot mai perfecționate.

Introducerea indicatorilor de performanță în formularea problemelor de analiză, dar mai ales în a celor de sinteză (pentru aceste sisteme), din care omul face sau nu parte, are cel puțin următoarele motivații:

- necesitatea de a reduce continuu nedeterminarea problemelor cu soluții multiple (dacă va fi posibil până la eliminarea completă a acestora), în vederea rezolvării lor abstracte și automate în mod sigur;
- depistarea cerințelor specifice impuse anumitor sisteme, care prin specificul aplicațiilor funcționează numai la valori extreme chiar și pentru domenii înguste de variație ale parametrilor semnificativi;
- exigența mereu sporită din punct de vedere tehnic și / sau economico – social, a impus acceptiunea de a se concepe și realiza doar acele sisteme care satisfac optim criteriile impuse (pentru a oferi satisfacție totală utilizatorilor).

Cercetările specifice domeniului reglării automate adaptive au demarat la începutul anilor '50 în lume, iar prin anii '70 (Institutul Politehnic "Traian Vuia" - Facultatea de Mecanică, - Colectiv de cercetare în domeniul mașinilor-unelte, condus regretatul prof.

dr.ing. Eugen Dodon) și la noi în țară. Nivelul rudimentar al echipamentelor de calcul și automatizare și mai ales lipsa unei fundamentări teoretice corespunzătoare a domeniului, a încetinit ritmul de elaborare a unei teorii structurale pentru comanda adaptivă. Ulterior s-au făcut remarcate totuși câteva școli, care au adus contribuții deosebite și chiar fundamentale în majoritatea direcțiilor de studiu abordate. Progresele teoretice, dar mai ales realizările spectaculoase ale microelectronicii, au mărit de la un an la altul interesul pentru comanda adaptivă. Noile echipamente de calcul (în "timp real"), ce au fost implementate și validate industrial, au reușit să utilizeze prin algoritmi adecvați, chiar și anumite teorii considerate anterior ca fiind prea abstracte.

Informația apriorică minimă oferită de aceste sisteme, le face frecvent utilizate în cele mai diverse aplicații, evident numai în urma unor studii și analize preliminare detaliate (pentru care nici elementul economic nu este de neglijat). Aplicațiile viabile din domeniul prelucrărilor prin așchiere (din industria prelucrătoare în general) au evidențiat că comanda adaptivă conduce la efecte notabile, asigurând: încărcarea optimă și exploatarea rațională a mașinilor – unelte, reducerea duratelor de prelucrare, asigurarea calității impusă prelucrării, protecția sculelor și a dispozitivelor, evitarea apariției defectărilor, economia de energie ș.a.

În construcția de mașini (poate mai pregnant ca în alte domenii) s-au accentuat elementele concurențiale ale pieței unde calitatea, costul, durata, productivitatea și interschimbabilitatea au un rol determinant. Aceste cerințe pot fi simultan satisfăcute, din ce în ce mai bine, dacă mașinile – unelte prelucrătoare sunt dotate cu sisteme de conducere adaptivă a proceselor de prelucrare.

De aceea domeniul cercetării aplicative rămâne deschis, ca de altfel și cel al cercetării fundamentale, care se desfășoară în numeroase universități, dar și în unele firme de prestigiu. Considerăm că și pe plan național este încă util un asemenea efort, în vederea atenuării decalajului față de nivelul de vârf mondial, fiind și aceasta o posibilitate de a restructura, rentabiliza și moderniza economia.

Acesta este contextul în care se înscriu și cerințele asupra proceselor de prelucrare prin așchiere, în special datorită exigențelor referitoare la precizia și calitatea suprafețelor generate cât și datorită apariției unor materiale și cerințe noi de prelucrare, la un preț de cost competitiv. Amplificarea acestor preocupări este permanent animată de introducerea și perfecționarea tehnologiilor informaticii pe scară largă, atât în desfășurarea și controlul proceselor tehnologice cât și pentru dezvoltarea de noi procedee de prelucrare prin așchiere. Acest tip de cercetări continuă să se dezvolte și în țările considerate avansate, lucru evidențiat și de tendința actuală de integrare din domeniul construcțiilor de mașini.

Toate acestea sunt cauze pentru care se semnaleză dezvoltări continue și substanțiale în construcția și automatizarea mașinilor unelte cu comandă numerică și / sau adaptivă, remarcându-se extinderea permanentă a robotizării, a centrelor de prelucrare și a dezvoltării sistemelor flexibile de fabricație.

Trebuie să acceptăm că ipoteza transformărilor continue ale conținutului și configurației tehnologiei este validată datorită evidenței că mutațiile tehnologice influențează întreprinderea în ansamblul său. Totodată, în rândul tehnologiilor se înregistrează atât în conținut, cât și în configurații o tot mai accentuată și vizibilă coerență.

Lucrarea de față își propune să completeze cercetările făcute în cadrul colectivului de Mașini-Unelte și Agregate din cadrul catedrei de Tehnologia Construcțiilor de Mașini, a Universității "Politehnica" din Timișoara, în direcția optimizării procedurii de prelucrare pe mașini unelte (strung), prin introducerea și utilizarea comenzii adaptive.

Conform unei definiții mai complete, [BRĂ' 96] prin **comandă adaptivă (CA)** a unei mașini-unelte se înțelege, "**un sistem de automatizare a prelucrării care pe baza informațiilor primite de la măsurările de referință (caracteristici ale mașinii, sculei, materialului, capacitate productivă, forțe, puteri, costuri de prelucrare, indici de calitate a piesei, etc) și a informațiilor provenite prin măsurarea unor parametri ai regimului de așchiere, chiar în timpul desfășurării procesului, prelucrate potrivit unei anumite strategii, reglează parametri regimului de așchiere astfel ca să se obțină un efect tehnico-economic optim**".

Introducerea comenzii adaptive la operațiile de prelucrare prin așchiere aduce o serie de avantaje evidente:

- reducerea cheltuielilor de proiectare a proceselor tehnologice;
- creșterea preciziei de prelucrare;
- creșterea evidentă a productivității muncii prin încărcarea a masinii
- compensarea automată a erorilor sistematice sau aleatoare;
- protecția împotriva supraîncărcării sistemului tehnologic elastic, STE.

Literatura de specialitate (specifică în special domeniului automatizării) oferă ca o primă clasificare a comenzilor adaptive, clasificare care nu se reflectă suficient de concludent pentru domeniul mașinilor unelte, astfel:

- CA cu valori limită - restricții (ACC)

- CA de optimizare – reglare după criterii impuse (ACO)

Un alt tip de clasificare, mai completă a CA, se poate face în funcție de criteriile de optimizare care pare mai adecvată acestui scop.

Criteriile de optimizare acceptate de către majoritatea cercetătorilor și evidențiate, adesea sunt: - costul operației de prelucrare;

- atingerea unor anumiți indici de calitate (precizie dimensională, precizia poziției reciproce, precizie de formă, calitatea suprafeței);

- capacitatea de producție (gradul de încărcare și coeficientul de utilizare al mașinii - unelte).

Criteriile de mai sus, pot fi considerate individual sau pot fi combinate, astfel că, cele mai eficiente mașini unelte în producție sunt dotate cu sisteme sisteme, care pot ține seama de unul sau mai multe criterii sau chiar de combinații ale acestora.

Lucrarea de față își propune să studieze modul cum influențează mărimile reglabile asigurarea atingerii unor anumiți indici de calitate; (precizie dimensională, precizia poziției reciproce, precizie de formă, calitatea suprafeței) în condițiile de atingere a capacității maxime de producție. Introducerea sculelor înzestrate cu senzori și sisteme electronice de măsurare a forțelor și cu traductoare de vibrații și de temperatură, va permite dezvoltarea cercetării și perfecționare sistemelor cu comandă adaptivă pe mașinile de prelucrat prin așchiere pentru orice fel de dimensiuni și la orice capacitate.

Lucrarea este structurată pe 5 capitole după cum urmează:

Cap.1- tratează considerațiile care se desprind din analiza sistemică a mașinii – unelte și a procesului de așchiere evidențiindu-se implicațiile benefice rezultate datorită acestui mod de abordare. Concluziile extrase din aceste studii permit formularea unei baze de date fără de care strategia de conducere adaptivă nu poate fi aplicată. Așa cum s-a dovedit, la strung datorită complexității proceselor, interpretarea rezultatelor analizei dinamice impun separarea proceselor de generare - așchiere de procesele din lanțurile cinematice și din săniile care intervin direct în strategia de adaptare.

Cap.2 - prezintă diferite variante și moduri conceptuale de realizare a sistemelor automate și adaptive pentru operațiile de așchiere în mai multe variante. Totodată se

propune un model de sistem automat specific operației de strunjire pentru care s-a prezentat și aparatul matematic corespunzător.

Cap.3 - cu o arie mai extinsă, prin care se prezintă aspectele teoretice legate de variația fibrei medii a piesei supusă forțelor din sistem, evidențiate pe parcursul procesului de prelucrare. Din această analiză, rezultă necesitatea ca forța de aşchiere, să prezinte o astfel de variabilitate, care să compenseze săgeata posibilă apărută pe piesă, la orice forță, ca și consecință a procesului în cauză.

Cap. 4 - în care se analizează cu ajutorul metodei de element finit, comportarea rigidității mașinii unelte (a batiului), pe timpul procesului, evidențiindu-se mărimea și consecințele variabilității acesteia la diferite forțe posibil a fi generate.

Cap.5 – în care sunt prezentate concluziile și contribuțiile personale ca și posibilele direcții de dezvoltare și cercetare în viitor.

Prezenta teză se dorește a fi o modestă contribuție la elucidarea unor aspecte insuficient explicate în literatura de specialitate specifică acestei problematici.

Autorul se simte profund îndatorat și recunoscător celor suficient de mulți pentru a putea fi nominal menționați. Trebuie să aduc și pe această cale un profund și sincer omagiu celui care, a fost prof dr.ing. Eugen Dodon entuziast susținător și promotor în acest domeniu și alături de care începând cu anii 90, am fost îndemnat în a studia și acest interesant domeniu, oferindu-mi totdeauna sprijin și consultanță.

Fără înțelegerea și îndelunga răbdare și a regretatului conducător științific, prof. dr. ing. Ionel Dobre, care deși a trecut în această perioadă printr-o lungă și grea suferință, toate cele menționate în lucrare nu ar fi avut finalitate; deci un sincer și profund omagiu și pof. dr.ing. Ionel Dobre.

În sfârșit dar nu în ultimul rând, toate mulțumirile se adresează și colectivului catedrei de Rezistența Materialelor și a conducătorului științific, prof. Dr. ing. Eur. Ing. Tiberiu Dimitrie Babeu fără a cărui sprijin științific și mai ales moral nu aş mai fi reușit să finalizez această teză.



## **CAP.1. CONSIDERAȚII PRIVIND ANALIZA SISTEMICĂ A PROCESULUI DE PRELUCRARE PE MAȘINI UNELTE**

### ***1.1. Generalități***

Conceptul de sistem a pătruns în orice secțiune a realității în care se identifică un ansamblu de fenomene, obiecte, procese, ființe sau grupuri interconectate într-o mulțime de relații reciproce, care acționează în vederea realizării unui obiectiv comun. O definiție a sistemului poate fi dată doar în contextul general al caracteristicilor și evoluției tuturor disciplinelor iar pentru o teorie unitară de studiu și a comportamentelor sistemelor în ansamblul lor există încă căutări.

În sens fizic larg prin noțiunea de sistem se înțelege un complex unitar relativ delimitat printr-o structură internă (pentru un rol bine determinat) față de mediul înconjurător cu care interacționează.

Sistemele din natură și în mod special cele tehnice sunt caracterizate în special de proprietățile (utilitățile) determinate prin însăși structura lor.

Generalitatea noțiunii de sistem ne dezvăluie, că una și aceeași realitate fizică poate cuprinde sau fi cuprinsă într-o varietate de sisteme corelate.

Cel mai adesea, descrierea sistemelor se face cu ajutorul unui model matematic (ideal) pe baza căruia se explicitează proprietățile cunoscute predictându-se eventual și altele noi, modelarea matematică fiind prioritară pentru structurarea și descrierea sistemelor. Descrierea (analiza) comportării dinamice a sistemelor fizice reale pe baza modelelor matematice nu poate fi exactă datorită erorilor inerente de măsurare și modelare, acțiunii unor perturbații, modificării condițiilor de funcționare, etc. De altfel și în etapa de sinteză a sistemelor dedicate (de comandă) se lucrează tot cu modelele matematice care diferă într-o oarecare măsură de sistemul real. Această problemă de care se ocupă practica inginerescă a lărgit sfera pentru studiul sistemelor în special în scopul conceperii unor sisteme tehnice din ce în ce mai performante.

Astfel, în decursul timpului și pentru cercetarea comportării dinamice a mașinilor unelte așchietoare (MU) au fost propuse mai multe metode și modele sistemice de studiu. Inițial, mașina unealtă a fost asimilată cu o structură elastică (SE) pe parcursul procesului de așchiere (PA), mașina unealtă fiind asimilată cu fiind un sistem dinamic de prelucrare (SDP), [KUD '70]. Sistemul SDP, astfel definit, poate fi reprezentat sub formă de schemă bloc ca în

figura 1.1, [BOR '82], [ISP '98], [CHI '04], ș.a. Ulterior și sfera acestor sisteme s-a lărgit și completat cu problematica sculelor și a dispozitivele necesare prelucrării astfel că mașina unealtă în ansamblul ei a fost considerată ca fiind un sistem denumit MUDPS (Mașină - Unealtă - Dispozitiv - Piesă - Sculă).

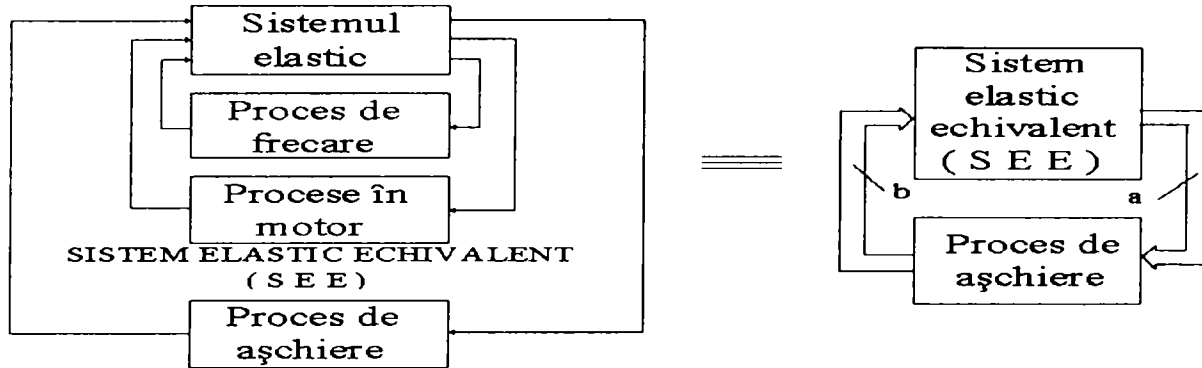


Fig.1.1 Schema bloc simplificată a SDP

Procesele tranzitorii și staționare sunt deasemenea componente ale sistemului MUDPS constituite într-un grup relativ mare de fenomene mecanice, termice, electrice, hidro și aerodinamice care se produc concomitent pe timpul procesului de prelucrare și într-o mare măsură în interdependență [COZ '95, PIC '95], ș.a. așa cum este redat simplificat în figura 1.2.

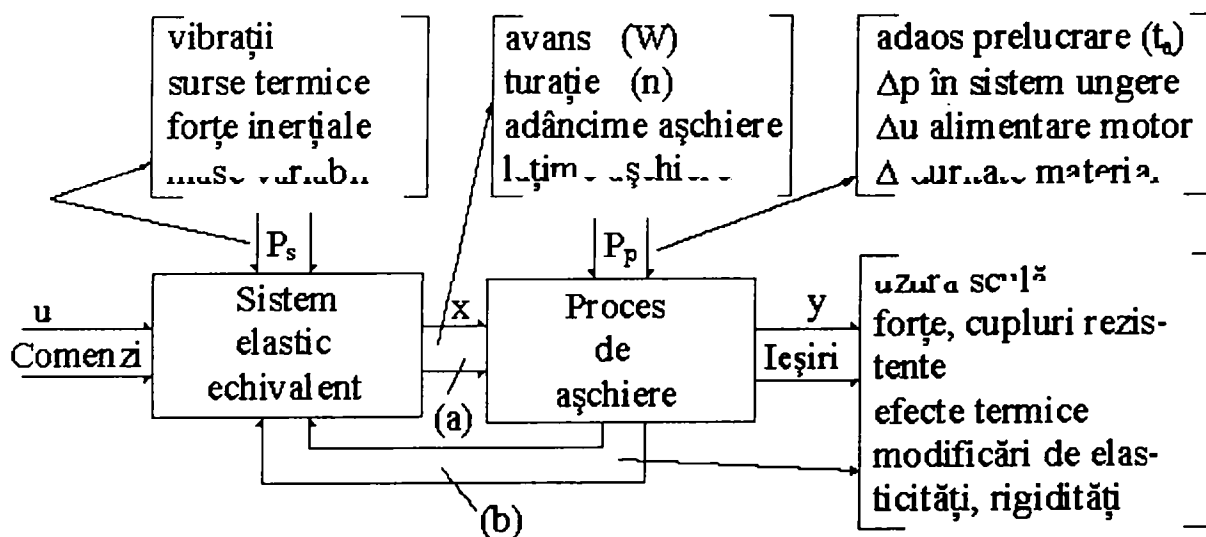


Fig.1.2 Schema bloc informațională a MUSDP

## **1.2 Procesul de aşchiere privit ca sistem dinamic**

După cum se cunoaște, mișcările generatoare și celelalte operații auxiliare necesare procesului de prelucrare prin aşchiere (PA), sunt permanent însoțite de solicitări statice, dinamice și termice ale subansamblurilor ce interacționează. În fiecare moment apar procese tranzitorii și staționare care ridică serioase dificultăți în generarea suprafețelor pieselor la condițiile variate de precizie dimensională, calitate a suprafeței și capacitate de prelucrare a mașinii. Se constată că există și alte motive întemeiate să se considere că PA este un sistem dinamic, deoarece:

- nu se desfășoară niciodată în stare de echilibru;
- este continuu perturbat și deci trebuie continuu reglat (manual sau automat) pentru a compensa perturbațiile; originea perturbațiilor poate fi exterioară și/sau interioară procesului.

Studiile efectuate asupra legilor mecanicii aşchierii se pot individualiza, din ansamblul lor evidențindu-se doar particularitățile specifice. Un prim aspect este reprezentat de transformările mecanice suferite de metalul aşchiat, care este supus unor deformații plastice mari, într-o zonă redusă dar cu gradient de deformare mare (îngreunându-se calculul analitic și determinările experimentale pentru tensiunile care iau naștere în proces). În ansamblul PA semnificative sunt forțele de aşchiere din zona de formare a aşchiilor, fiindcă acestea imprimă caracterul de dinamicitate întregului sistem, deoarece:

- procesul de deformare plastică este însoțit de ruperea (distrugerea) materialului aşchiat. Ruperea se produce la temperaturi ridicate fie pe calea dezvoltării deformației plastice până la o stare critică, fie pe calea formării și dezvoltării fisurilor, respectiv ruperii casante, ce cuprinde întreaga secțiune a stratului aşchiat, formând aşchia în zona deformației sub formă de bucăți distincte;
- apare și acțiunea forțelor de frecare ce au loc între fețele de aşezare ale sculei și cele de prelucrare ale piesei, dar și dintre aşchie și fața de degajare a sculei ce influențează decisiv deformarea plastică în zona de formare a aşchiei;
- este posibilă și apariția depunerilor pe tăişul sculei în funcție de natura materialului și a regimului de aşchiere.

Apoi, modificările întâmplătoare ale adâncimii de aşchiere  $a_p$ , ale unghiurilor funcționale ale tăişurilor sculei datorită uzurii, ale durității materialului care se prelucrează, ale rigidității structurii elastice ( $R_{SE}$ ) etc., conferă forțelor de aşchiere un caracter aleator care într-un calcul analitic trebuie luat în considerare [PIC '92].

O schema bloc informațională simplificată a PA este redată în figura 1.3 prin care se sugerează schematic complexitatea deosebită a procesului de formare și prelevare a așchiilor. Modelele deterministe descrise și comentate în literatură, au confirmat doar în parte, cu o bună aproximație pentru anumite cazuri concrete de prelucrare, relațiile care definesc PA, dar instalațiile complexe ce sunt utilizate în acest scop, nu sunt accesibile pentru multe laboratoare [ISP '98].

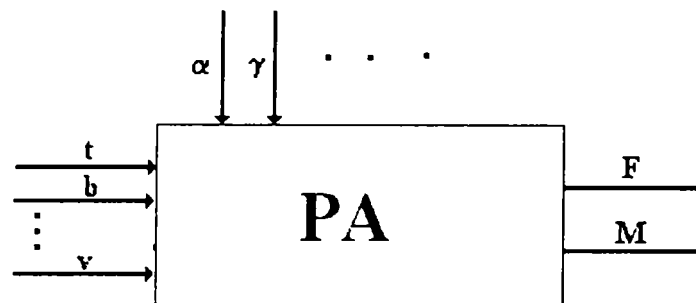


Fig.1.3 Schema bloc informațională a PA

Datorită acestor complexități, elucidarea cauzalității intrare-ieșire în toată generalitatea sa, pentru stadiul actual al posibilităților de investigare nu este încă posibilă. De aceea, se recurge la o serie de ipoteze simplificatoare bazate pe cercetarea experimentală prin care se stabilesc ponderile influenței unor parametri asupra PA. Analizele prezentate în literatura de specialitate iau în considerare doar variația în timp a forțelor de așchiere care se consideră determinată numai de secțiunea așchiei nedetașate și de viteza principală de așchiere.

Experiența acumulată în exploatarea MU, sculelor și dispozitivelor, ca și numeroasele cercetări efectuate asupra vibrațiilor forțate permit stabilirea cu o precizie suficientă (pentru nevoile practicii) expresia forțelor de așchiere în condițiile în care se manifestă influența unor factori din prima categorie. Problema se complică dacă se are în evidență și consecințele apariției autovibrațiilor și respectiv ale forțelor care le guvernează [SUR '80].

Această trecere sumară în revistă a cauzelor complexității PA ne determină să introducem mai multe ipoteze simplificatoare prin care să punem în evidență în studiul MUSDP, cel puțin două subsisteme în interacțiune așa cum este sugerat prin schema bloc de principiu a MUSDP (considerat ca sistem închis) din figura 2.2.

Cum principalii factori perturbatori acționează în primul rând prin intermediul forțelor de așchiere, aceștia pot fi grupați în două categorii [CHI '82]:

- factorii  $p_{IF}(t)$ - cu acțiune lungă în timp: uzura tășurilor sculei, dilatația termică a acesteia, variația rigidității structurii elastice în lungul cursei de avans etc.;

- factorii  $p_{sF}(t)$ - cu acțiune scurtă în timp, din rândul cărora se menționează: prezența unui "grăunte" dur sau a unui "gol" în materialul care trebuie prelevat, prelucrarea pieselor în trepte, angajarea sau ieșirea sculei în, respectiv din așchiere etc. Ca urmare a duratei medii scurte de manifestare în timp, perturbațiile  $p_{sF}(t)$  se pot asimila pentru studiu, asemenea unor semnale de tip impuls – figura 1.4.

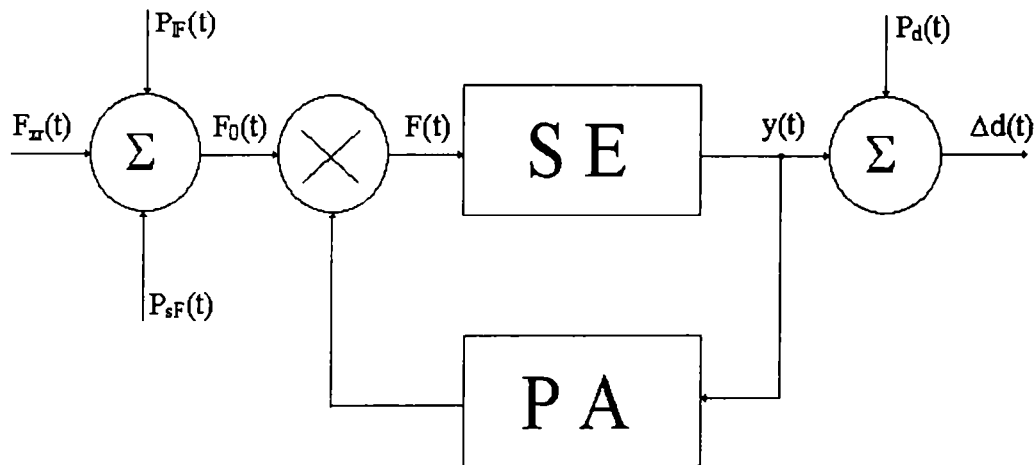


Fig.1.4 Schema bloc de principiu a MUSDP

$F(t)$  – modulul forței totale (instantanee) de așchiere;

$F_0(t)$  – valoarea nominală a lui  $F(t)$ ;

$F_{zr}(t)$  – forța totală de referință evaluată pentru procesul de așchiere;

$\Delta F$  – modulul forței normale de așchiere măsurate din proces;

$p_p(t)$ ,  $p_s(t)$ ,  $p_d(t)$  – factori perturbatori interni și externi;

$y(t)$  – deplasarea relativă dintre sculă și piesă;

$\Delta d(t)$  – abaterea totală (toleranța) a poziției dintre sculă și piesă.

Modalitatea prin care componentele  $F_{zr}(t)$ ,  $p_{IF}(t)$ ,  $p_{sF}(t)$  ale mărimii de intrare, se manifestă asupra ieșirii  $y(t)$  a SDP, este aceeași, deosebirea dintre  $F_{zr}(t)$  și perturbații nefiind de principiu și nici imuabilă, astfel că se poate scrie ecuația [CHI '04]:

$$F_o(t) = F_{zr}(t) + p_{IF}(t) + p_{sF}(t) \quad (1.1)$$

Unicul criteriu avut în vedere la scrierea ecuației (1.1), a fost cunoașterea legilor de variație în timp; forțele aflate la intrarea SDP și descrise prin legi deterministe trebuie incluse în  $F_{zr}(t)$ , iar forțele care iau valori ce nu pot fi precizate anticipat desfășurării procesului de

așchiere, trecute în rândul perturbațiilor. În realitate, în influența condițiilor de prelucrare asupra parametrilor forței dinamice de aşchiere, se regăsește și una dintre explicațiile existenței unui număr relativ mare de metode propuse pentru identificarea sistemului PA. Investigațiile continuă în cercetarea comportării staționare determinându-se valorile parametrilor componente dinamice a forței de aşchiere pentru anumite condiții standard de prelucrare. Nu sunt neglijate nici studiile întreprinse pentru proiectarea și realizarea mașinilor unelte ca și diversificarea metodelor de studiu și investigație asupra elementelor din structura acestora [GLĂ '99].

Modificările întâmplătoare amintite anterior, conferă forțelor de aşchiere un caracter aleator demn de luat în considerare. Astfel, dacă raportul dintre componenta aleatoare și cea deterministă a forței dinamice de aşchiere nu poate fi neglijat, sistemul PA trebuie privit ca un sistem dinamic cu parametrii aleatori și/sau cu mărimea de intrare aleatoare. Studiile întreprinse au consemnat că, în principiu, modelarea PA printr-un sistem cu parametrii aleatori este posibilă dacă, prin calcul și/sau experimental, ar putea fi precizate caracteristicile statistice ale unor parametrii descriși sub formă de matrice [KUD '70, LOK '73, CHI '84.]. Chiar dacă analitic acest lucru este posibil prin diverse dezvoltări (introducându-se funcții aleatoare centrate, independente și staționare, de tipul zgomotului alb), dificultățile experimentale rămân încă majore pentru a avea și o confirmare a acestor ipoteze. Până în prezent se pot explica doar diverse modele particulare ale sistemului PA, datorate mai ales școlii ruse (Lotkev Gozman și Popov).

Se poate concluziona afirmând că diversele ecuații, menite a evalua influența variației dinamice a poziției relative dintre sculă și piesă asupra forței de aşchiere sunt de fapt speranțele matematice ale mărimilor în discuție [PAN '75, ș.a.]. Importanța lor constă mai ales în aceea că indică formele generale ale dependenței dintre intrarea și ieșirea sistemului PA. Pentru a le putea folosi în cercetarea comportării MUSDP este necesar mai întâi să se identifice pe cale teoretică și/sau experimentală parametrii teoretici introduși în diversele ecuații. În acest scop au fost dezvoltate o serie de metode în special pentru procesele de aşchiere ortogonală. Cercetătorii remarcă cu satisfacție că pentru majoritatea cercetărilor experimentale, cazurile concrete de prelucrare au evoluat în limitele stabilite teoretic [ISP '98].

Datorită condițiilor variate de prelucrare și a influenței acestora asupra parametrilor forței dinamice de aşchiere se regăsește și explicația existenței unui număr relativ mare de metode propuse pentru identificarea sistemului PA, privit și ca sistem dinamic aleator [ISP '92].

### **1.3 Structura mașinii unelte privită ca sistem elastic echivalent**

În literatura de specialitate dedicată mașinilor unelte, prin SE se înțelege în principiu MU cu subansamblele care participă în mod nemijlocit la poziționarea piesei și la realizarea diverselor mișcări ale acesteia pe timpul PA.

În orice caz ne-am situa, din punct de vedere dinamic, SE este un sistem cu masă, amortizare și elasticitate distribuite. Cercetările teoretice și mai ales cele experimentale au pus în evidență și în acest caz mai multe modele ale SE, deoarece o aceeași MU se află de regulă în diverse condiții de exploatare: prelucrarea de degroșare, de tăiere, de semifinisare, finisare, aşchiere a unor piese cu proprietăți fizico-mecanice diferite etc. Drept urmare SE este supusă unei game largi de solicitări ce-și modifică frecvent și uneori apreciabil configurația spațială (datorită deplasărilor subansamblelor și elementelor sale componente) [PIC '92].

Acesta este și principalul motiv pentru care nu se poate da o descriere pur deterministă încărcării și configurației sale spațiale și deci MU poate fi concepută ca un sistem cu intrări și/sau cu parametrii aleatori (să nu mai amintim de diferențele apreciabile ce pot apare chiar la mașinile de același tip) [ISP '98 ].

Funcția de bază a SE este aceea de a asigura deplasarea organelor mobile, adică de a putea imprima o anumită traiectorie punctului în interacțiunea dintre sculă și piesă. Analiza dinamicii SE se face în general decuplând SE în mai multe subsisteme atașate câte unui lanț cinematic, adică unei direcții de deplasare sau mișcări rotative, ținând cont de particularitățile:

- deplasarea axelor se face în permanență cu reglarea vitezelor de avans;
- deplasările se fac cu viteze tehnologice (la prelucrare) sau rapide (la poziționare);
- în stabilirea traiectoriei se ține seama nu numai de dimensiunile piesei ci și de cele ale sculei ca și de uzura sa în timp;
- reacția procesului de lucru (mai ales la aşchiere) asupra comportării dinamice a SE, influența fiind mai mare prin forțele și momentele rezistente asupra motoarelor de acționare și prin modificarea rigidității sistemului cinematic de transmisie;
- efectul perturbator al unei serii de mărimi mai greu controlabile (forțe inițiale, jocuri și rigidități ale sistemului) și al celor în general necontrolabile (vibrații, mase variabile, solicitări termice, frecări și amortizări de diverse naturi);

- interacțiunea mărimilor de ieșire ale celor două subsisteme elastice de bază, a acționării de avans și a turației axului principal ce determină așchieria efectivă [CHI '04].

Se poate constata că un astfel de sistem are un număr extrem de mare de grade de libertate, motiv pentru care comportarea lui se descrie în general prin ecuații diferențiale cu derivate parțiale. Datorită dificultăților legate de precizarea legilor cantitative care guvernează distribuția maselor, amortizărilor și elasticităților în dinamica MU, structura elastică este înlocuită de regulă prin modele echivalente (de tip Kelvin - Voigt) cu un număr finit de grade de libertate [CHI '84].

Particularitățile enunțate intervin determinant în precizarea modelului și în identificarea parametrilor dinamici echivalenți ai mașinii, aceasta datorându-se:

- subansamblurilor (plăci, șuruburi, piese etc.) cu strângere redusă;
- deplasării continue a "punctului" de generare a suprafeței în lungul curselor de avans;
- prezenței unor cuple cinematice de tipul sanie-ghidaj, șurub-piuliță, arbore-lagăr etc.

Deformațiile elastice ale elementelor componente și procesele de frecare ce au loc în cuplele cinematice influențează în mod direct asupra numărului gradelor de libertate ale modelelor echivalente cât și asupra interdependenței modurilor de mișcare și asupra caracteristicilor elastice și de amortizare.

Datorită acestor particularități s-au propus mai multe modele de studiu pentru SE. Ca și în cazul sistemului PA, izolarea sistemului SE de "mediul ambiant" se efectuează prin intermediul mărimilor de intrare și al celor de ieșire, alese convenabil în funcție de obiectivul urmărit.

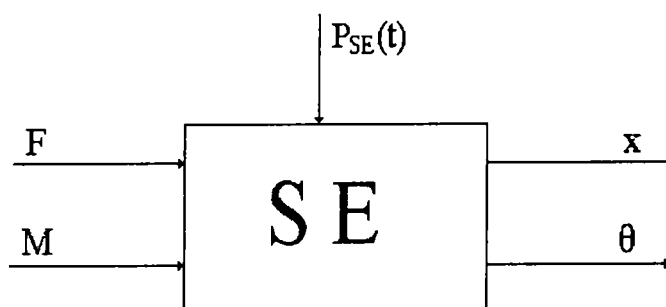


Fig.1.5 Schema bloc informațională a SE

În general, majoritatea modurilor de cercetare asupra MUSDP vor avea ca mărimi de intrare forța  $F$  și momentul  $M$  care solicită structura, iar ca mărimi de ieșire, deplasarea liniară  $x$ , respectiv cea unghiulară  $\varphi$ . Astfel mașinii unelte  $i$  se poate asocia schema bloc



informațională din figura 1.5, unde prin  $P_{SE}(t)$  s-a notat mărimea perturbatoare, adică dezechilibrările unor elemente (piese) aflate în mișcare etc.

Există și o mulțime de factori externi a căror pondere este greu de evaluat cu exactitate într-un studiu complet. De aceea se recurge la diferite particularizări ale căror rezultate concludente sunt evidențiate în continuare.

Deoarece SE a unei MU este supusă unui diapazon larg de solicitări și își modifică frecvent și uneori apreciabil configurația spațială (prin deplasările subansamblurilor și elementelor sale componente), nu se poate da doar o descriere deterministă încărcării și configurației sale spațiale, fapt ce a impus ca, cel puțin în unele cazuri, SE să fie considerată ca și un sistem cu parametrii aleatori. Datorită însă dificultăților ridicate de abordarea matematică a sistemelor aleatoare, multivariabile, analiza comportării MUSDP este extinsă deocamdată la modele echivalente cu cel mult trei grade de libertate. Dacă, în particular, pe baza cercetării experimentale a subansamblului arborelui principal se dovedește că variația polară a rigidității acestuia nu are un caracter determinist (adică nu se obțin curbe închise), atunci relația [CHI '84]:

$$k(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left( A_n \cos \frac{2\pi n i}{\lambda k} t + B_n \sin \frac{2\pi n i}{\lambda k} t \right) \quad (1.2)$$

trebuie înlocuită cu :

$$k(t) = k_0 [1 + k_1(t)] \quad (1.3)$$

unde  $k_0$  este speranța matematică a mărimii  $k(t)$ , iar  $k_1(t)$  o funcție aleatoare centrată, de tipul zgomotului alb. Ținând seama de aceste considerații - la modul general SE trebuie privită ca un sistem dinamic la care parametrii și mărimile de intrare au un caracter aleator. De aceea metodele stochastice de identificare a SE, capătă aici un plus de valoare și consistență [CIO '89].

## **1.4 Modele matematice ale sistemului dinamic de prelucrare**

### **1.4.1 Considerente generale**

Întrucât comportarea dinamică a PA nu este pe deplin elucidată, tematica înscriindu-se în ceea ce astăzi literatura denumeste ca fiind dinamica proceselor de prelucrare pe mașinile - unelte așchietoare, se cunosc (mai) multe dezvoltări teoretice în acest domeniu. Fenomenele dinamice ce însoțesc funcționarea unei MU sunt determinate de interacțiunea dintre sistemul elastic echivalent SE și procesele de lucru specifice funcționării mașinii. Astfel,

procesul de aşchiere se desfăşoară în zona de contact dintre piesa-semifabricat şi sculă, însoţit fiind de procesul de frecare între elementele cuplurilor cinematice şi îmbinărilor, de procesele din motoarele de acţionare în interstiţiul dintre rotor şi stator, (piston şi cilindru) ultimile constituind un ansamblu de fenomene electromagnetice, aero şi hidrodinamice etc. Procesele de lucru acţionează asupra SE prin forţe sau momente, acţiuni datorită cărora apar deplasări relative ale elementelor constructive ale SE, deplasări ce conduc la variaţia parametrilor de lucru: secţiunea aşchiei, presiunea de contact, viteza de deplasare, poziţia relativă etc. Toate aceste interdependenţe ne conduc către modelul unui sistem dinamic în circuit închis redat în formă simplificată în figura 1.6.

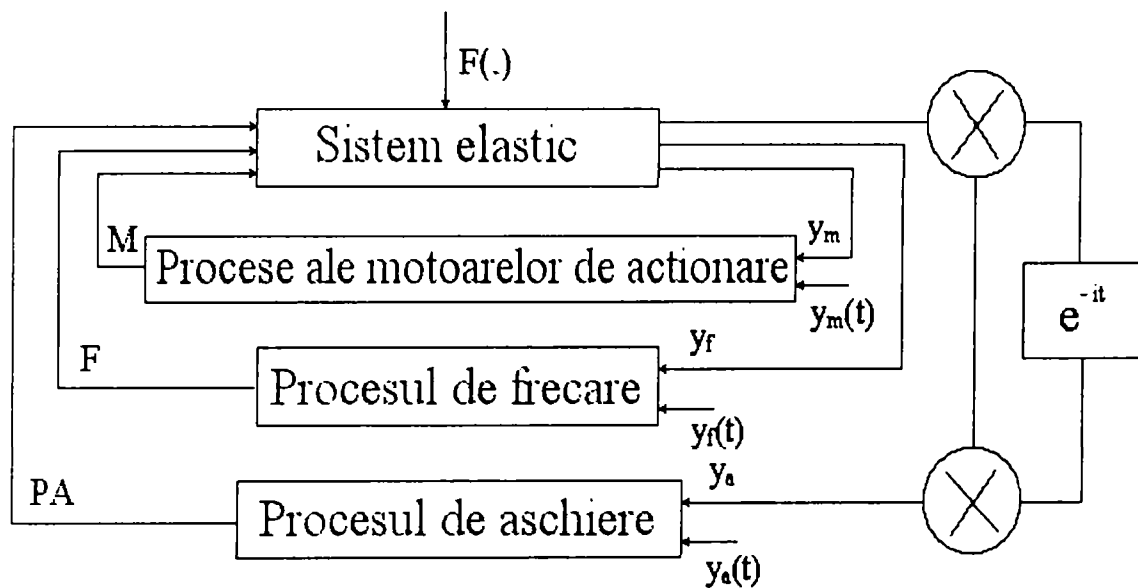


Fig. 1.6 Componentele sistemului dinamic de prelucrare prin aşchiere

Acțiunile proceselor de aşchiere (PA), de frecare (F), din motoarele de acţionare (M), conduc la reacțiunile  $y_a$ ,  $y_f$ ,  $y_m$  care alături de factorii perturbatori interni și externi pot duce la apariția autovibrațiilor din sistem, adică a instabilității dinamice. Cu excepția unor situații cu totul particulare, instabilitatea MUSDP nu este de dorit, răsfrângându-se în mod negativ asupra piesei care se prelucurează, a sculei, a dispozitivelor și mașinii-unelte.

Factorii perturbatori externi: variația adaosului de prelucrare, a presiunii de alimentare cu lubrifianț în cuplurile cinematice, a tensiunii de alimentare a motoarelor electrice etc. notați cu  $y_a(t)$ ,  $y_f(t)$ ,  $y_m(t)$ , provoacă în SE apariția vibrațiilor forțate, dependente de procesele de lucru ale mașinii-unelte.

Studiul fenomenelor ce se produc în sistemul dinamic al MU se poate face formalizându-se cu elementele teoriei reglării automate. Analiza caracteristicilor elementelor MUSDP și a legăturilor dintre acestea, permite evidențierea unor particularități mai importante, dintre care se amintesc [CHI '82], [VOI '86], [ISP '96], ș.a.:

- MUSDP este închis cu mai multe circuite, cuprinzând și sursa de energie - figurile 1.1 și 1.4;
- interacțiunea dintre procesele de lucru se produce numai prin intermediul SE - figurile 1.1a și 1.2;
- acțiunile dintre elementele de bază ale sistemului pot fi considerate unice ca sens și natură.

Pentru generalizare în schema reprezentată în figura 1.6 a fost introdus și circuitul ce cuprinde elementul de întârziere datorat eventualelor ondulații introduse de piesă, provocate de vibrațiile de pe durata ciclului tehnologic anterior. Întârzierea este definită de fapt de intervalul de timp dintre trecerea a două muchii așchietoare consecutive ale sculei (lor).

Asupra SE, în afara proceselor de lucru, mai acționează și forțele de inerție ale organelor neechilibrate aflate în mișcare de rotație, ale organelor cu mișcare rectilinie alternativă, greutatea ansamblurilor mecanice și greutatea piesei-semifabricat, forțele de strângere ale sistemului, sursele de căldură, șocurile și vibrațiile transmise prin fundație sau care apar în interiorul sistemului datorită impreciziei sau uzurii angrenajelor, a erorilor de execuție a pieselor. Toate aceste acțiuni constituie surse de excitație ale vibrațiilor forțate, independente de procesele de lucru ce practic pentru studiu, pot fi considerate ca acțiuni ale factorilor externi asupra sistemului elastic echivalent.

Ca și particularitate a acestor sisteme dinamice evidențiem posibilitatea de a echivala SDP al mașinii-unelte cu un sistem format doar dintr-un singur circuit. Astfel se pot reprezenta pentru studiu trei tipuri de bază ale sistemelor echivalente – redate în figurile 1.7 a, b și c – care au pus în evidență aspectele mai importante după cum urmează:

- primul tip de SDP echivalent (fig.1.7, a) cuprinde toate procesele din motoarele de acționare ale mașinii și elementul echivalent sistemului mecanic. Sistemul mecanic echivalent se reprezintă sub forma unei mase asupra căreia acționează forțele rezistente sau mai multe mase și resoarte, având parametrii echivalenți cu ale mecanismelor de transmitere a mișcării de la motor la ansamblul mobil;
- al doilea tip de sistem dinamic echivalent (fig.1.7, b) permite studiul problemelor legate de analiza și calculul condițiilor de frecare din ghidajele sau/și lagărele MU în care parametrul de bază ce exprimă echivalența sistemului este amortizarea;

- al treilea tip de sistem dinamic echivalent (fig.1.7, c) este utilizat pentru analiza și determinarea condițiilor de așchiere a unei anumite piese pe mașina unealtă [ISP '98].

Prin intermediul teoriei reglării automate, a putut fi pusă în evidență, o altă particularitate a MUSDP și anume că, acțiunea unui element asupra altuia nu este însoțită de o altă reacțiune în afara celei luate în considerare, particularitate ce permite deschiderea sistemului pentru studiu (făcând comodă analiza sa) [KUD '70].

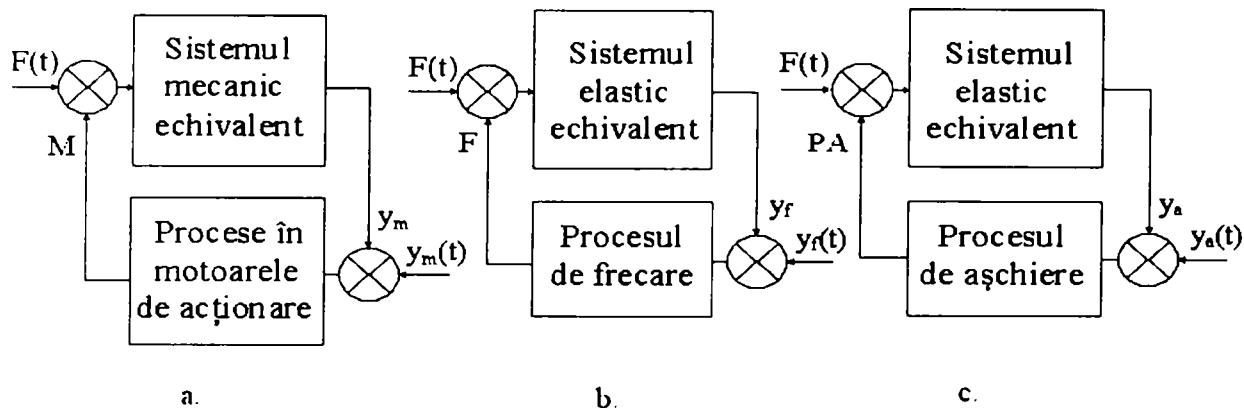


Fig. 1.7 Sisteme dinamice echivalente simplificate ale MUSDP

Astfel, în funcție de obiectivul urmărit și de locul pe care-l ocupă sistemul PA într-o schemă informațională generală, se introduc o serie de ipoteze simplificatoare, bazate în special pe experiența acumulată în cercetarea experimentală și care au în vedere în primul rând micșorarea gradului de complexitate până la nivelul schemei din figura 1.4. În general considerațiile se fac în ipoteza că fiecare din sistemele componente sunt stabile. La nivelul sistemului – structură elastică (SE) prin măsuri constructive și/sau tehnologice adecvate, întotdeauna este evitată instabilitatea statică (de tipul flambajului) ca și funcționarea la turații critice, fenomene care nu sunt proprii dinamicii proceselor de prelucrare pe mașinile-unelte așchietoare și care au fost studiate folosind metodele și procedeele oferite de teoria elasticității, rezistența materialelor etc [DOB '97] ș.a. În funcție de proprietățile fizico-chimice-mecanice ale materialului de prelucrat, de geometria tășurilor sculei, de parametrii regimului de așchiere etc., la generarea suprafețelor pe MU iau naștere cel mai adesea așchii continue (de curgere) și mai rar așchii discontinue. În primul caz instabilitatea proprie a sistemului PA poate fi semnalată atunci când sunt îndeplinite condițiile de formare și desprindere periodică a depunerilor de pe tăș, iar în cel de-al doilea caz instabilitatea sistemului PA, poate fi produsă de variația periodică a forței de așchiere. În situații

particulare la prelucrările cu scule având raza de rotunjire a tășurilor mult mai mare decât grosimea de așchiere, sistemul PA poate deveni instabil chiar dacă sunt îndeplinite condițiile de formare a așchiilor de curgere [PĂM '99], [PIC '79] .

Data fiind o mare diversitate de necesități în practica prelucrărilor pe mașinile-unelte, se studiază doar procesele de așchiere la care se formează așchii continue și la care, instabilitatea sistemului PA se consideră că este exclusă [CHI '82].

## ***1.5 Identificarea și măsurarea parametrilor dinamicii mașinilor unelte***

### **1.5.1 Principii generale**

Structura elastică fiind concepută ca un sistem dinamic (SD), determinarea parametrilor ce intervin în ecuațiile care descriu interdependența dintre mărimile de intrare și cele de ieșire, se încadrează în problematica generală a identificării sistemelor. Problematika este amplu dezbătută și redată în numeroase monografii de specialitate [ION '94], [LAN '97]. Se vor prezenta doar câteva aspecte mai succinte în legătură cu determinarea experimentală a caracteristicilor parametrilor ce caracterizează dinamica MU. Se cunoaște o mare diversitate de instalații utilizate pentru generarea, măsurarea și prelucrarea semnalelor forță (moment) și a defazării liniare (respectiv unghiulare), care apar în procesul de identificare a parametrilor dinamicii aparținând subsansamblurilor MU [ISP '98].

Identificarea este operația de determinare a caracteristicilor dinamice ale procesului (sistemului), a cărei cunoaștere este necesară pentru proiectarea și implementarea unui sistem performant de reglare. Operația de identificare completă trebuie să cuprindă în general mai multe etape: achiziție intrări/ieșiri, determinarea complexității – alegerea structurii modelului, estimarea parametrilor modelului, validarea structurii și a valorilor parametrilor, [LAN '97].

De asemenea s-au dezvoltat și algoritmi de identificare performanți având o formulare recursivă adaptată problemelor de identificare în timp real și implementării lor pe calculator.

Este de dorit ca încercările structurii să se facă în condiții cât mai apropiate de cele din timpul procesului de prelucrare mecanică. S-au stabilit și criteriile pentru clasificarea instalațiilor utilizate la identificarea caracteristicilor dinamice ale structurilor MU. Alegerea uneia sau alteia dintre instalațiile destinate identificării depinde de o mulțime de factori:

precizia cu care este necesar să se determine caracteristicile dinamice ale SE, aparatura de care se dispune pentru generarea și prelucrarea semnalelor, timpul necesar pregătirii și realizării încercărilor etc. Astfel, literatura de specialitate oferă informații ample asupra testării caracterului sistemului care trebuie identificat [GIB '74], [FLE '82], [ION '85], [ISP '98].

### **1.5.2 Măsurarea parametrilor dinamicii mașinilor unelte**

Reprezentând un mijloc de cunoaștere, măsurarea reflectă în mod determinant stadiul atins de știință și cercetare în general.

Măsurarea reprezintă o modalitate obiectivă de stabilire a datelor științifice, fiind un proces de determinare experimentală calitativă și cantitativă ale fenomenelor și proceselor ca și a legilor de desfășurare ale acestora.

Metodele de măsurare constituie un ansamblu de principii și mijloace pe care se bazează efectuarea unei măsurări, cu scopul ca rezultatul obținut să reprezinte cât mai fidel valoarea mărimii măsurate.

Mărimea de măsurat, determină o mărime de ieșire din instalația de măsurare care este influențată de mărimile de reglare (comandă), de mărimile perturbatoare externe și interne. Valoarea prescrisă (de referință) este valoarea la care trebuie să fie menținută mărimea de ieșire într-un sistem de reglare automată. De obicei această valoare este materializată sub forma unei mărimi de intrare în sistemul de reglare automată care, ținând cont de factorii de conversie ai traductoarelor, reprezintă și valoarea mărimii de calitate a procesului.

Deoarece în activitățile de cercetare, testare, măsurare și control sunt utilizate tot mai des calculatoarele PC, companiile producătoare de instrumentație și-au reorientat aparatura de măsurare astfel încât să-și poată exploata resursele hard și soft.

Datorită perfecționării continue a tehnologiilor acestui domeniu de vârf, echipamentele pentru achiziția de date devin bunuri de larg consum. Doar software-ul devine factor major de diferențiere a sistemelor de achiziție și prelucrare de date.

Instrumentația virtuală s-a dovedit a fi o alternativă cu cele mai bune perspective de utilizare în cercetarea experimentală din domeniul sistemelor mecanice și mecatronice.

Cu astfel de mijloace și tehnici se pot studia caracteristicile sistemului dinamic ale unei mașini unelte verificându-se și corectându-se ipotezele teoretice.

### **1.5.3 Sistemul dinamic al mașinii unelte (MUSDP) – sistem dinamic de prelucrare (SD)**

Sistemul dinamic (SD) al MU este format din SE și PA în interacțiunea lor. Se pot pune în evidență cel puțin următoarele particularități de bază ale SD al MU:

- SD al MU este un sistem cu buclă închisă, format din mai multe circuite în care este inclusă și sursa de energie;
- acțiunea elementelor de bază ale SD pot fi considerate ca unidirecționale;
- intersecția (interferența) dintre procesele de lucru se produce numai prin intermediul SE.

Ținând cont de aceste particularități, se poate reprezenta sistemul echivalent ca în figura 1.2, unde legătura a devine esențială, iar legătura b se manifestă ca o perturbație a SE de către procesul de prelucrare, ca efect al operațiilor de tăiere din material. Astfel credem că o schemă mai adecvată problematicii SD este cea din figura 1.6.

În tendința de a se apropia cât mai mult situațiile în care are loc identificarea de condițiile în care se află MU în timpul PA s-au dezvoltat o serie de metode specifice identificării simultane a parametrilor PA și SE. Cele mai semnificative rezultate sunt cunoscute ca fiind cele elaborate de Pandit, Burney, Subramanian ș.a., metodele fiind ulterior extinse la toate tipurile de MU [PAN '75; 78; 82], bazându-se pe faptul că, dacă la intrarea unui sistem liniar staționar se aplică un semnal aleator, atunci răspunsul este tot aleator. În funcție de condițiile concrete de prelucrare, la o aceeași MU se pot obține valori diferite pentru majoritatea parametrilor ce pot fi măsurați și apoi discretizați în timp sau spațiu (pe direcția de deplasare). Acest lucru este firesc fiindcă și condițiile de prelucrare, la o aceeași MU sunt diferite.

Caracteristicile statice și dinamice ale elementelor și subsistemelor dinamice ale mașinii-unelte s-au dovedit a fi practic neliniare (experimental apare ca o curbă de histerezis, exprimând dependența deformației SE de forța care acționează asupra sa). Acestea se pot exprima prin ecuații diferențiale care, în cazul cel mai general, pot fi scrise sub forma:

$$X(x_e, \frac{dx_e}{dt}, \frac{d^2x_e}{dt^2}, \dots) = Z(f, \frac{df}{dt}, \frac{d^2f}{dt^2}, \dots, y, \frac{dy}{dt}, \frac{d^2y}{dt^2}, \dots) \quad (1.4)$$

unde prin  $f$  este notată acțiunea factorilor externi, prin  $y(t)$ , acțiunea variației reglării, iar prin  $x_e$  acțiunea mărimilor de ieșire.

Acest tip de ecuație, neliniară cu coeficienți distribuiți este dificil de studiat și interpretat, preferându-se modelul liniar care admite principiul suprapunerii efectelor [POP '96]. Astfel ecuația devine:

$$X(x_e, \frac{dx_e}{dt}, \dots, \frac{d^m x_e}{dt^m}, \dots) = Z(f, \frac{df}{dt}, \dots, \frac{d^n f}{dt^n}) + Y(y, \frac{dy}{dt}, \dots, \frac{d^k y}{dt^k}) \quad (1.5)$$

și utilizând transformata Laplace obținem:

$$(a_m s^m + a_{m-1} s^{m-1} + \dots + a_1 s + a_0) x_e = (b_n s^n + b_{n-1} s^{n-1} + \dots + b_1 s + b_0) f + (c_k s^k + c_{k-1} s^{k-1} + \dots + c_1 s + b_0) y \quad (1.6)$$

unde a, b, c sunt coeficienți determinați din proprietățile sistemului elastic și ale proceselor de lucru precum și de interdependența dintre ele.

Pentru analiza sistemelor dinamice se preferă utilizarea metodelor frecvențiale, care urmăresc răspunsul sistemului pentru o variație armonică, cu pulsație  $\omega$ , a mărimii de intrare și care în planul complex formează diagrama polară. Diagramele polare ale funcțiilor de transfer se tratează pe baza expresiilor:

- pentru un sistem închis, la variația reglării:

$$G_y(j\omega) = \frac{x_e}{y} = \frac{G_d(j\omega)}{1 + G_d(j\omega)} \quad (1.7)$$

- pentru un sistem închis, supus și acțiunii factorilor externi:

$$G_f(j\omega) = \frac{x_e}{f} = \frac{G_{f,d}(j\omega)}{1 + G_d(j\omega)} \quad (1.8)$$

Cum caracteristicile statice și dinamice ale sistemelor sau elementelor mașinii-unelte prezintă neliniarități (dovedite experimental) aplicarea metodelor frecvențiale se face numai pe baza unor caracteristici echivalente obținute prin liniarizare directă, armonică ș.a. [ISP '98].

De aceea pentru toate dezvoltările teoretice propuse este nevoie de o experimentare practică pentru a se efectua corecțiile de rigoare.

Într-un caz mai general SD cu parametri concentrați, invariabili în timp, trebuie privit ca un sistem dinamic neliniar cu întârziere (neliniaritățile putând fi datorate atât SE cât și PA, iar întârzierile sistemului PA). De aici și greutatea utilizării ultimei ecuații în prognozarea măsurilor constructive și/sau funcționale menite a analiza comportarea SD - în particular și în sensul creșterii stabilității acestuia. Metodele cele mai larg utilizate au constat în trasarea unor diagrame de stabilitate în planul a doi dintre parametrii sistemului. Informațiile conținute în asemenea diagrame au, în primul rând, o importanță calitativă, permițând evidența regimurilor de lucru, a factorilor direcționali ai SE și a condițiilor limitative proprii cazului de prelucrare avut în vedere. Studiile efectuate pentru strunguri și considerându-se



doar două grade de libertate pentru procesul de așchiere (figurile 1.8, a și b) au pus în evidență condițiile în care un sistem poate să-și piardă stabilitatea la acțiuni chiar neînsemnate ale unor factori externi [ISP '98].

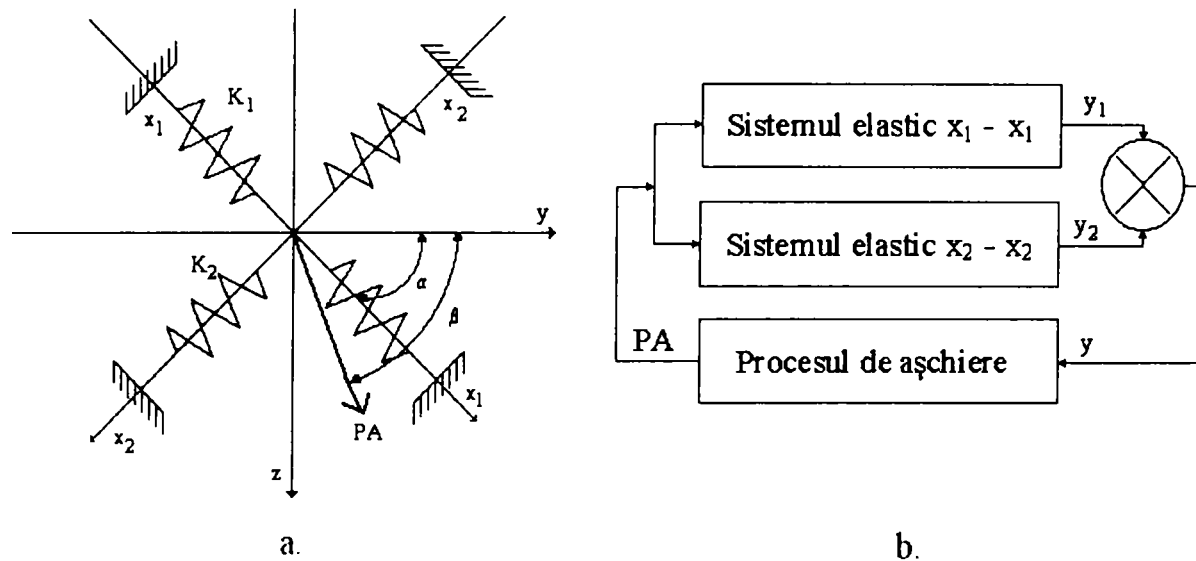


Fig.1.8 Model al sistemului elastic pentru strung

Pentru îmbunătățirea stabilității sistemului trebuie luate măsuri prin care să se modifice caracteristicile SE. Astfel caracteristica procesului de așchiere poate fi considerată sub forma expresiei ei statice [SIM '86].

$$k_a = k \cdot b = (1.3 \div 1.5)\xi\sigma_r b \quad (1.9)$$

- unde:
- k – reprezintă presiunea în [N/mm<sup>2</sup>];
  - ξ - coeficient de tăiere a așchiere;
  - σ<sub>r</sub> – rezistența la rupere a materialului piesei [N/mm<sup>2</sup>];
  - b – lățimea așchiei [mm].

Impunând condiția de stabilitate a SD, se poate determina lățimea limită b<sub>lim</sub> a stratului ce va fi îndepărtat prin așchiere. De mărimea acestui segment depinde lățimea așchiei ce poate fi calculată prin relația [PĂM '99].

$$b_{lim} = \frac{1}{k Re_{SE}^0} \quad (1.10)$$

unde: Re<sub>SE</sub><sup>0</sup>, reprezintă segmentul determinat de diagrama polară pe semiaxa negativă [MOH '96].

De asemenea păstrarea stabilității depinde și de forța de așchiere în raport cu variația secțiunii de așchiere, lucru evidențiat prin caracteristica dinamică dată de relația:

$$G_a = \frac{P(\omega)}{Y(\omega)} = \frac{K_a}{\omega^2 T_a^2 + 1} - j \frac{\omega K_a T_a}{\omega^2 T_a^2 + 1} \quad (1.11)$$

- unde
- $T_a = \alpha \cdot a_0 \cdot \xi_0 / v$  fiind constanta de timp a procesului de formare a așchiilor;
  - $a_0$  – grosimea nominală a așchiei;
  - $\xi_0$  – coeficientul mediu de tasare a așchiilor;
  - $v$  – viteza de așchiere;
  - $\alpha$  - coeficient ce ține cont de condițiile de așchiere.

În vederea determinării nivelului vibrațiilor pentru a ne încadra în limita de stabilitate a mașinii-unelte se recurge la înscrierea dinamică a acestora folosindu-se la cel puțin două tipuri de măsurători:

- stabilirea nivelului global al vibrațiilor la care este supusă MU în regim normal de funcționare și în mediul ambient specific de lucru, fapt ce permite evaluarea calitativă a MU supusă experimentării;
- determinarea caracteristicilor vibrațiilor structurii elastice a MU sau ale unui element component al acesteia.

Aceste măsurători pot determina:

- stabilirea unor parametri dinamici specifici SE: coeficienți de amortizare, constante elastice, mase echivalente;
- verificarea studiilor teoretice privind comportarea dinamică a MU;
- stabilirea unui model matematic al structurii în scopul unei analize ulterioare a acestuia prin simulare;
- stabilirea diagramei polare a funcției de transfer a SDP.

Cercetările experimentale se pot efectua și cu ajutorul instrumentației virtuale realizat în mediul de programare LabView al firmei NI instalat pe un IBM PC Notebook la care se atașează modulul de achiziție AT-MIO-16 [ISP '92].

Presupunând că s-a ținut seama și de restricțiile cazurilor concrete de prelucrare se poate lua mai ușor o decizie în ceea ce privește mărimea unor parametrii.

Decizia finală asupra valorilor pe care trebuie să le aibă parametrii reglabili la prelucrarea efectivă este luată - cel mai adesea - pentru îndeplinirea unui obiectiv care, cel mai frecvent are acum un caracter economic.

Este de înțeles că problema optimizării regimurilor de așchiere, se pune atât în faza de proiectare-programare a procesului de prelucrare mecanică cât și în cazul utilizării MU cu conducere adaptivă (denumite în general sisteme cu comandă adaptivă – SCA). Comparând sistemele cunoscute, se poate constata că în timp ce mărimile de execuție rămân aceleași - avansul, turația și chiar și adâncimea de așchiere - mărimile reglate diferă ca număr și

structură de la un caz la altul. Se mai poate constata că deja actualele sisteme dispun de o mare capacitate de decizie proprie, în privința valorii mărimii reglate tinzându-se către integrarea totală și efectivă a sistemului de comandă în procesul de prelucrare.

Lucrarea de față urmărește aflarea unei soluții pentru SCA prin care să se acorde o autonomie deplină sistemului făcând posibilă stabilirea - în timpul prelucrării - a valorilor mărimilor reglate, în conformitate cu dinamica evoluției parametrilor ce definesc PA în ansamblu. Se insistă asupra soluției de principiu, modalitatea practică de realizare într-o formulă ușor de integrat în construcția de mașini fiind o problemă ce necesită încă studii aprofundate - ea depinzând în primul rând de posibilitățile tehnologice și financiare ale întreprinzătorului.

## **1.6 Concluzii**

Introducerea pe scară largă a automatizării proceselor tehnologice a condus la o creștere semnificativă a rolului proceselor dinamice la prelucrarea pe mașini-unelte. Această creștere este amplificată și datorită apariției unor materiale noi, greu prelucrabile precum și modernizării permanente a mașinilor unelte.

Rezolvarea problemelor legate de fenomenele dinamice devine o necesitate tot mai actuală atât pentru proiectanți cât și pentru tehnologi sau utilizatori.

Variatatea problematicii ca și a soluțiilor obținute a impus necesitatea stabilirii unor indici dinamici general valabili pe baza cărora s-ar putea compara și aprecia calitățile mașinilor-unelte.

Se pot evidenția și în continuare particularitățile mașinilor-unelte ca fiind:

- gama largă a variației parametrilor MUDPS (viteza de așchiere poate avea un raport max/min de câteva sute, viteza de deplasare a subansamblelor mobile variază de la microni la mii de metri pe minut). În limite largi variază dimensiunile, greutatea, configurația, condițiile impuse preciziei și calității suprafețelor prelucrate. Cuprinderea acestora este imposibilă și atenția se îndreaptă spre analiza majorității fenomenelor practice, mai întâi printr-o modelare și o aproximare liniară care va deveni drept bază pentru cercetările ulterioare.
- analiza dinamicii mișcărilor auxiliare se execută și la mersul în gol al mașinilor-unelte și ar trebui să preceadă analiza generală a proceselor de prelucrare prin așchiere.
- trebuie evidențiate forțele de inerție ale pieselor neechilibrate aflate în mișcare, al forțelor de strângere, temperatura și nu în ultimul rând vibrațiile – considerate ca factori externi.

Strungul fiind o mașină complexă atât din punct de vedere constructiv cât și din punct de vedere funcțional ce execută o gamă largă de operații, cuprinderea varietății parametrilor lui într-un model unic nu este încă posibilă.

Se constată că încă există un interes permanent pentru a se găsi modele matematice cât mai adecvate atât pentru mașina unealtă ca atare cât și pentru sistemul mașină unealtă – proces. În acest sens au apărut o mulțime de linii de dezvoltare teoretice de abordare a teoriei sistemelor, fără a se putea decide în mod cert care dintre ele este cea adecvată. Acest lucru s-a întâmplat deoarece sunt necesare confirmări experimentale și practice pentru fiecare mod de abordare. Pe măsură ce sistemele de investigare și control se vor perfecționa se va decide și asupra modelelor veridice.

Tendența este sprijinită și datorită subansamblelor tot mai inteligente care se dezvoltă, în cazul strungului: pinola, portcuțitul și chiar cuțitul înzestrat cu senzori de presiune, vibrații și temperatură. Ca modele teoretice sunt de remarcate abordările stocastice, în vogă în ultima vreme.

## **CAP.2 COMANDA ADAPTIVĂ PENTRU PROCESUL DE STRUNJIRE**

### ***2.1 Contextul industrial - realizări și perspective***

Cum obiectivul de bază al oricărei industrii prelucrătoare rămâne implementarea unei gândiri tehnice și economice, orientate către o eficiență maximă a efortului material și intelectual, atingerea acestuia a fost posibilă doar printr-o abordare sistemică și a proceselor tehnologice. Apariția comenzii numerice (CN), a făcut posibilă automatizarea deplasărilor la dimensiune prin "ciclul cotelor" și instalarea automată prin programul care conține cotele unor valori discrete ale parametrilor regimului de așchiere (regim de lucru), într-o succesiune precis anticipată. Utilizarea sistemelor de comandă după program (SCP) în asigurarea ciclului cotelor și a parametrilor regimului de așchiere, a constituit un mare element de progres în construcția MU, cu toate dezavantajele pe care le aveau deoarece:

- pregătirea și elaborarea programelor necesită un volum mare de calcul și operații care, la rândul lor, solicită un volum și mai mare de informații apriorice, etc.;
- datele utilizate în calcule conțin inevitabilele aproximări, datorită multitudinii de coeficienți și exponenți specifici relațiilor din știința materialelor și practicii așchierii la care se adaugă diversitatea cazurilor tehnologice concrete, asociate cu necunoașterea exactă a legilor ce guvernează procesele în cauză [VLA '79, '89], [PIC '94] etc.;
- efectele uzurii normale și întâmplătoare ale sculelor;
- variațiile dimensiunilor semifabricatului (uneori imprevizibile și deci neprogramabile).

Datorită acestor dezavantaje există riscul de producere a unor defecte sau erori de fabricație precum și cel de a stabili rezerve mult prea mari pentru parametri de regim. Aceste rezerve determină o încărcare a MU dotate sau nu cu CN sau DNC, în general mult inferioară MU convenționale similare, cu efecte economice nesatisfăcătoare. Pentru înlăturarea acestor neajunsuri se utilizează sisteme automate adaptive (în varianta specifică proceselor de prelucrare prin așchiere) al căror scop constă în reducerea treptată a nedeterminării datorate multivariabilității parametrilor procesului.

Se cunoaște că cercetările în domeniul reglării automate adaptive au debutat prin anii '50, în primul rând, datorită cerințelor de proiectare a sistemelor de pilotaj automat. După un debut entuziast, ritmul experimentării acestora a stagnat datorită numeroaselor accidente petrecute în cursul încercărilor; lipsea fundamentarea teoretică corespunzătoare.

După ce Kalman (1958) dezvoltă structurile de regulator autoacordabil, Bellman (1961) fundamentează matematic programarea dinamică, iar Feldbaum (1965) elaborează o teorie a reglării automate, are loc o adevărată renaștere pentru dezvoltarea sistemelor de conducere, adaptive. În deceniul următor, apar lucrările fundamentale specifice teoriei reglării automate adaptive (P.N. Salahov, B.S. Balaksin) bazate pe reacția negativă, cu evidențierea spațiilor de stare și a stabilității prezentate simplificat în figura 2.1 [ASTR '84].

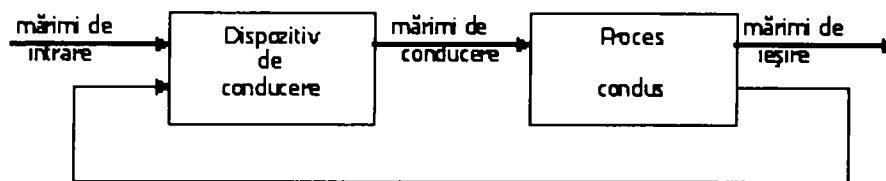


Fig.2.1 Sistem de conducere cu reacție negativă

Progresele microelectronicii din anii șaptezeci conduc la conturarea a trei modalități de reglare adaptivă a parametrilor (programarea câștigului, reglarea automată după model (SAME) și reglarea automată cu autoacordare (SAA)), modalități ce au beneficiat de o descriere unitară [ȚÎP '86].

Cu toate că rezultatele teoretice deveneau tot mai concludente, dificultățile de implementare a subsistemelor de adaptare și de încadrare a lor în configurația comenzii și controlului numeric (CNC - se justifică păstrarea termenului de control care reprezintă o generalizare a noțiunii de reglare) au întârziat generalizarea funcției de CA pentru MUCN. Ulterior anilor '80, datorită apariției structurilor cu microprocesor s-a constatat o pătrundere masivă a acestora, cercetarea a făcut pași rapizi beneficiind în mod continuu de progresele microelectronicii, experimentând reglarea automată a proceselor de prelucrare, sistemele automate rezultate fiind denumite ulterior "cu comandă adaptivă" [BOR '89].

Comanda adaptivă acționează eficient numai dacă se dispune de un control activ, prin senzori adecvați, care urmăresc mărimile de reglaj ale proceselor variabile ca răspuns la semnalele de comandă a prelucrării. În acest fel, comanda adaptivă se constituie într-un veritabil sistem de urmărire, control și comandă, legând în aceeași secvență informația despre stadiul prelucrării dimensionale cu informația de comandă a procesului. Măsurările se pot efectua în proces, post proces sau în ambele situații, după caz [CAL '88].

Problema-cheie pentru prelucrările prin aschiere este de a găsi o modalitate convenabilă pentru a modifica parametrii regimului de așchiere, ca răspuns la variațiile instantanee din proces și mai ales la dinamica aleatoare a perturbațiilor. Sistemele cu buclă

Închisă obținute pentru comanda adaptivă sunt neliniare ceea ce face dificilă analiza lor (cap.1). Astfel legile de adaptare au devenit din ce în ce mai complexe fiind necesară și dovada că parametrii de reglare, definiți inițial prin calcul (dar nu toți), vor converge către valorile reale din proces.

Este de înțeles de ce problema optimizării regimurilor de așchiere se pune atât în faza de proiectare - programare a procesului de prelucrare cât și în cazul utilizării MU cu conducere adaptivă (denumite în general sisteme cu comandă adaptivă – SCA). Comparând sistemele cunoscute, se poate constata că există dependențe profunde între mărimile de execuție - adâncimea de așchiere, avansul și turația – și mărimile reglate, unele dintre acestea nefiind încă elucidate. Totuși actualele sisteme dispun de o mare capacitate de decizie proprie, în privința valorii mărimii reglate tinzându-se către integrarea totală și efectivă a sistemului de comandă în procesul de prelucrare (Leeds, Northrop, Asea Brown Boveri, Satt Control - Suedia, Foxborro și Turnbull Control - Anglia, Yokogawa și Toyo - Japonia, Techmation și Powell - Process Instruments - SUA, etc).

La nivelul anului 2000 a fost estimată existența a peste 100.000 sisteme de comandă adaptivă în funcțiune, în majoritatea domeniilor de activitate (navigație, roboți industriali, mașini unelte, sisteme de fabricație).

Totodată, eficiența CA s-a dovedit și în cazul producției individuale sau de serie mică, la prelucrările complexe cu o mare diversitate a încărcării, așa cum se întâmplă în situația centrelor de prelucrare (CP) din structura FMC sau FMS.

Aceste sisteme prelucrează informație apriorică și își modifică structura și/sau parametrii și/sau algoritmi pe măsură ce se estimează informațiile despre proces. Dacă estimarea se face permanent, SCA-urile sunt utilizate în cazul proceselor neliniare și/sau variabile în timp, așa cum sunt de fapt majoritatea proceselor reale. O schemă de principiu a unei structuri de reglare convențională/adaptivă (SRC/SAD) după model matematic (MM) este dată în figura 2.2.

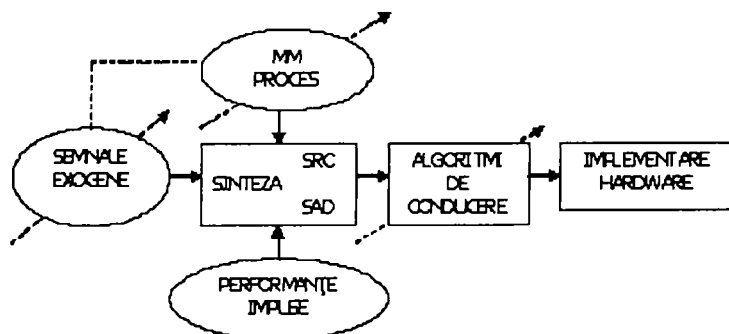


Fig. 2.2. Structura informațională a unui SRC/SAD

Deoarece au fost propuse mai multe variante de clasificare și de definiții pentru acest tip de sisteme, în practica proceselor industriale este acceptată încă convenția formulată de comitetul "Adaptive Gerate und Systeme" – Freiburg, aprilie 1973, care stabilește următoarea clasificare:

- sisteme directe cu modele de referință (etalon) SAME - pentru sistemele ce utilizează explicit legea de referință a comportării dorite în timp(Landau 1972), figura 2.3.a;
- sisteme indirecte denumite și autoacordabile (autoadaptive-SAA) pentru sistemele ce utilizează identificarea on-line a parametrilor procesului (Åström, Wittenmark, 1973) care după estimare face posibilă uactualizarea coeficienților unei legi de reglare cu structură fixată, figura 2.3.b.

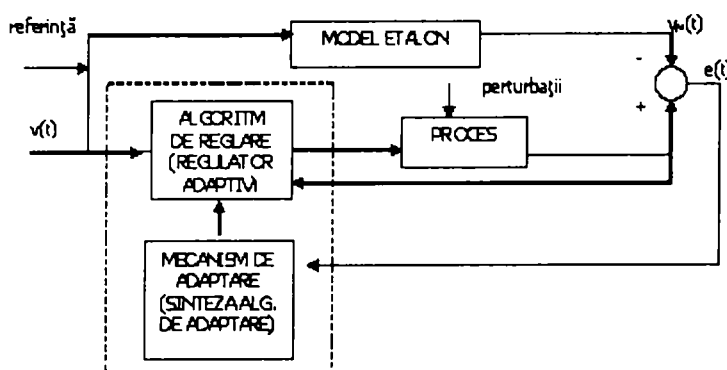


Fig.2.3.a Structura unui SAME cu reglare explicită

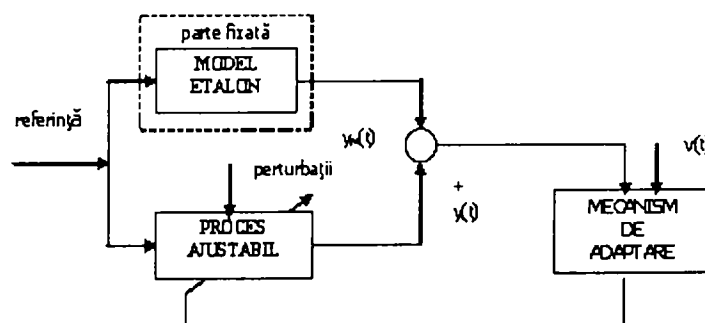


Fig.2.3.b Structura unui SAME cu reglare implicită

Printr-o reformulare mai actuală a acestor metode, se poate conveni că, reglarea directă înseamnă utilizarea erorii de adaptare pentru acordarea elementelor vectorului de



comandă, pe când reglarea indirectă presupune determinarea unei legi de adaptare care să actualizeze vectorul estimațiilor (prin cunoașterea implicită a parametrilor etalon) folosind eroarea de identificare. Trebuie remarcat în timp și progresul tehnicii de calcul, cu rol hotărâtor mai ales prin aplicarea modelelor matematice ce utilizează calculul cu diferențe finite, elementul finit și algoritmi adaptivi [GOD '77, MATCAD etc.]. Automatizarea adaptivă a creat astfel și facilitățile acordate de "adaptarea flexibilă" în construcția de mașini, acoperind majoritatea domeniilor de prelucrare.

Altfel spus comanda adaptivă pentru MU este percepută ca acțiune de conducere automată, care conservă proprietatea de comandă a deplasărilor (impuse prin program) punctului de interacțiune dintre piesă-sculă urmărind și satisfacerea unor criterii suplimentare tehnico-economice; se evidențiază variantele:

- a. conducerea după un criteriu de performanță apriori cunoscut [BOR '89];
- b. optimizarea unui indice tehnico-economic global, [CĂL '88] și prezentate sintetic în fig 2.4.

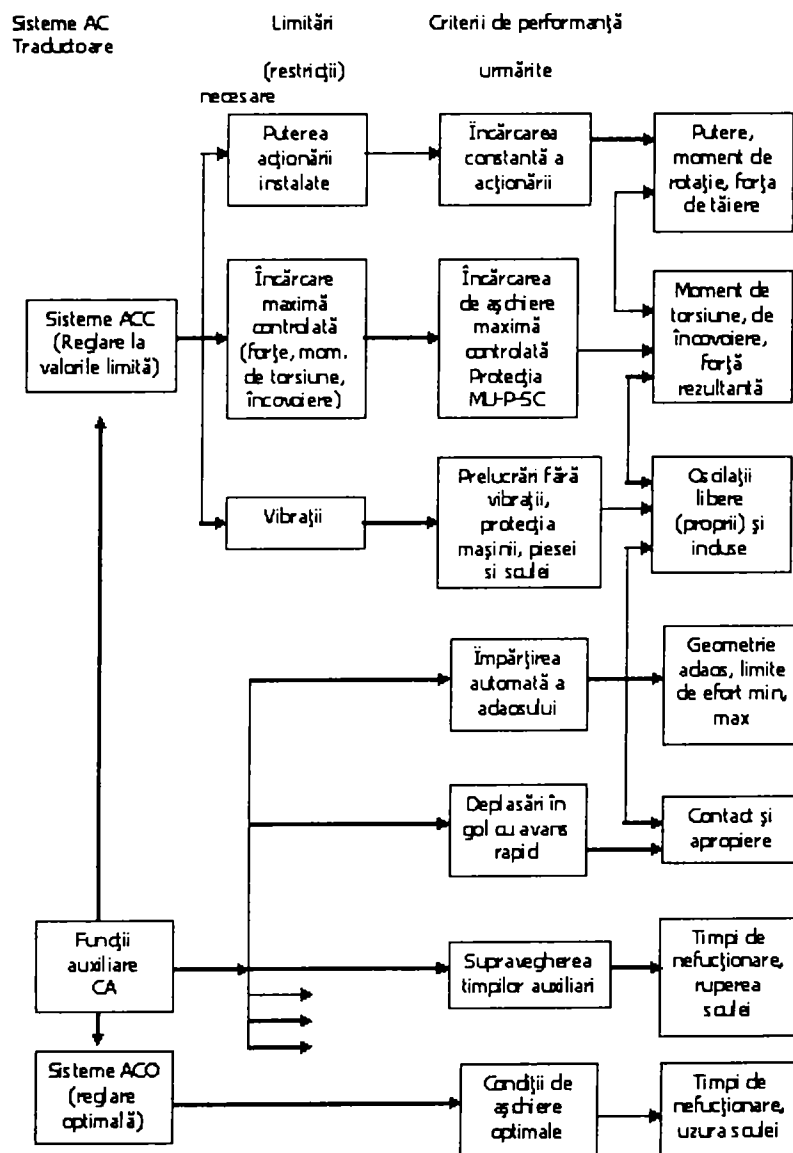


Fig. 2.4. Sisteme de reglare cu criteriu tehnico-economic global

Evoluția spectaculoasă a inteligenței artificiale (IA) după anii nouăzeci a permis dezvoltarea domeniilor CAD, CAM extinzând eficient tehnicile adaptive la toate nivelele fabricației și conducerii de proces CAPP (Computer Aided Process Planning) [FIL '02].

Planificarea procesului tehnologic pentru prelucrările prin așchiere, deformare și asamblare, definită ca "prepararea documentației detaliate de prelucrare pentru fabricația unei piese individuale sau în ansamblu", într-o formă mai restrânsă sau mai extinsă, cuprinde stabilirea procedeelelor de prelucrare alese, parametrilor tehnologici, operațiilor de prelucrare (și chiar fazele, respectiv o detaliere la nivelul fișei tehnologice sau al planului de operații), alegerea mașinilor-unelte, SDV-urilor necesare, cu reglările aferente, precum și pregătirea programelor necesare (pentru CN, DNC) [IVA '01].

Pentru piesele prelucrate prin strunjire s-au dezvoltat în special metodologiile ce folosesc reprezentarea pieselor pe baza elementelor tehnologice de formă (ETF) [BELL '94]. Cel mai răspândit sistem CAPP pentru acest tip de piese (strunjite), folosește deja metode euristice în tehnologia de fabricație [KOR '92].

Acest lucru este posibil dacă variabilele din procesul în cauză sunt relevate de către identificatorii specifici care le prelucrează în timp real. Optimizarea adaptivă îndeplinește de fapt, simultan, funcțiile de identificare, prelucrare, decizie și comandă prin programe adecvate executate de către calculatoarele specializate.

Decizia finală asupra valorilor parametrilor reglabili la o prelucrare efectivă este luată - cel mai adesea - în conformitate cu o funcție care, cel mai frecvent, are de acum și un caracter economic.

În actualele condiții și în domeniul construcției de mașini s-au accentuat elementele concurențiale ale pieții, competitivitatea impunând calitatea, productivitatea și flexibilitatea.

În țările dezvoltate tehnologic, avansarea automatizării induce o flexibilizare pronunțată a producției, asigurându-se posibilitățile de realizare ale produselor existente într-un nomenclator larg, prin reconfigurarea ușoară și rapidă a fabricației. Viitorul sistemelor de producție este cel al sistemelor integrate pe scară largă, conduse de calculator [POP '98].

## ***2.2 Comanda adaptivă specifică procesului de strunjire***

Tehnicile de comandă adaptivă permit reducerea treptată a nedeterminării datorată de obicei necunoașterii parametrilor procesului, combinând în general un algoritm de identificare în timp real a modelului procesului cu calculul parametrilor procesului identificat și cu performanțele dorite.

Plecând de la această constatare putem conchide că sistemele adaptive sunt de fapt sisteme autonome care au aptitudinea de a-și autoajusta structura și/sau funcțiile în concordanță cu variația parametrilor procesului optimizat, la schimbarea condițiilor interne sau externe de lucru astfel încât să îndeplinească un anumit criteriu de optimalitate impus [LAN '97, SUR '03].

Deoarece problematica comenzii adaptive pentru mașinile unelte este complexă, nu se identifică exact cu nici una din categoriile clasificării prezentate anterior. Din această cauză vom propune o structură de schemă bloc ce conține elemente din ambele clase, plecând de la conducerea adaptivă cu model de referință (SAME).

Într-o astfel de schemă generală prezentată în figura 2.5, trebuie să apară în mod explicit în bucla de adaptare, alături de mărimile de referință, un bloc de estimare al modelului procesului, urmate de un bloc de calcul în timp real a parametrilor regulatorului (schemă de comandă adaptivă combinată).

Eroarea  $\epsilon(t)$  dintre valoarea parametrului reglat la ieșirea din proces la momentul  $t$ ,  $y(t)$  și ieșirea predictată de model  $\hat{y}(t)$  - numită eroare de predicție, este prelucrată prin algoritmul de adaptare parametrică. Mărimea erorii va modifica parametrii modelului de la fiecare moment de eșantionare, în caz de necesitate, astfel încât eroarea să tindă permanent către un minim. Intrarea (semnalele de la traductor – eșantionate convenabil) este în general o secvență pseudoaleatoare.

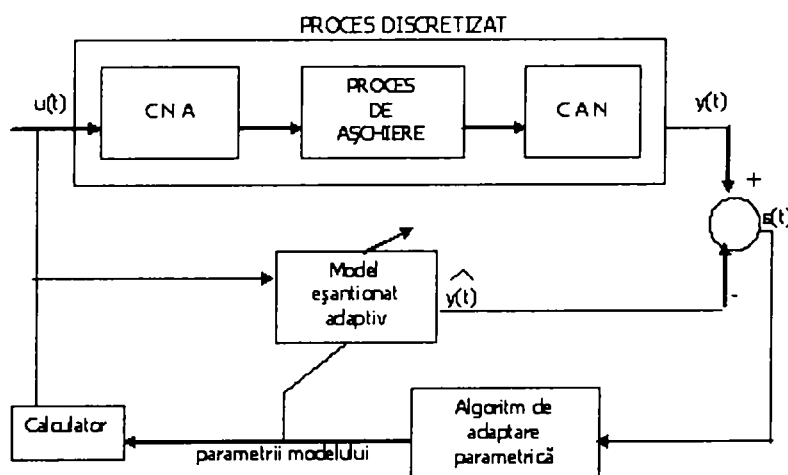


Fig. 2.5 Principiul estimării parametrilor unui model

Testele efectuate ulterior vor permite să se aleagă pentru procesul de așchiere PA cel mai adecvat model (respectiv structură), precum și algoritmul optim pentru estimarea

parametrilor. Acest mod de abordare elimină dezavantajele metodelor clasice și oferă mai multe avantaje dintre care amintim:

- urmărirea variațiilor parametrilor procesului în timp real, permițând reabordarea reguletoarelor în timpul funcționării;
- identificarea modelelor de perturbație și modelarea zgomotelor în vederea eliminării lor;
- detecția și măsurarea eventualelor frecvențe de vibrație ca și posibilitatea de a efectua o analiză spectrală a semnalelor pentru a putea fi înlăturate [FIL'02].

În acest scop s-au dezvoltat și algoritmi de identificare performanți, în general cu o structură recursivă adaptată problemelor de identificare în timp real și implementării lor pe calculator [SIM '92, LAN '98] ș.a.

Identificarea modelului procesului se efectuează cu ajutorul algoritmilor de adaptare parametrică care ajustează parametrii modelului de predicție pe baza mărimilor culese din sistem la fiecare pas de eșantionare. Acești algoritmi au o structură recursivă, (noua valoare a parametrilor este egală cu valoarea precedentă plus un termen de corecție ce va depinde de ultimile măsurători), având următoarea structură generală:

$$\begin{bmatrix} \text{Estimația} \\ \text{precedentă} \\ \text{a} \\ \text{parametrilor} \\ \text{(vector)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Amplificarea} \\ \text{de} \\ \text{adaptare} \\ \text{(matrice)} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \text{Funcția} \\ \text{de} \\ \text{măsurare} \\ \text{(vector)} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \text{Eroarea} \\ \text{de} \\ \text{predicție} \\ \text{(scalar)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Estimație} \\ \text{actuală a} \\ \text{parametrilor} \\ \text{(vector)} \end{bmatrix}$$

Vectorul funcțiilor de măsurare se mai numește vector al observațiilor (componentele vectorului parametrilor sunt de fapt parametrii care trebuie identificați, adică culeși de la traductoare).

Dezavantajul acestor structuri de reglare constă în faptul că, punctul de măsurare se află destul de "departe" de zona de așchiere, ceea ce în practică poate introduce întârzieri semnificative (chattering) între momentul când se produc modificări esențiale ale puterii de așchiere și momentul în care acest lucru poate fi sesizat – rezultând o comportare lentă și lipsită de robustețe a buclei de reglare la eventualele perturbații [BOR '89].

Perfecționările ulterioare au constat în a utiliza diferite modalități de măsurare directă a eforturilor de așchiere (momentul de torsiune,  $M$  – cu timbre tensiometrice pe arborele principal), cunoscându-se că puterea de așchiere este dată de:

$$P_{ech} = 2\pi nM \tag{2.1}$$

De această dată au apărut doar dificultăți constructive în prelucrarea semnalelor de la traductoare [KOL'98]. Cum însă,

$$P_{ech} = 2\pi r n F = F \cdot v \quad (2.2)$$

echipamentele CNC actuale pot asigura ușor menținerea constantă a vitezei de așchiere (tăiere)  $v$ , în raport cu variația razei  $r$ , a piesei în rotație.

Astfel pentru mărimea de comandă, adoptată în acest caz, se prelucrează viteza de avans longitudinal  $f$  și se reactualizează funcția de referință, intervenindu-se mult mai rapid în evoluția procesului prin controlul vitezei, figura 2.6.

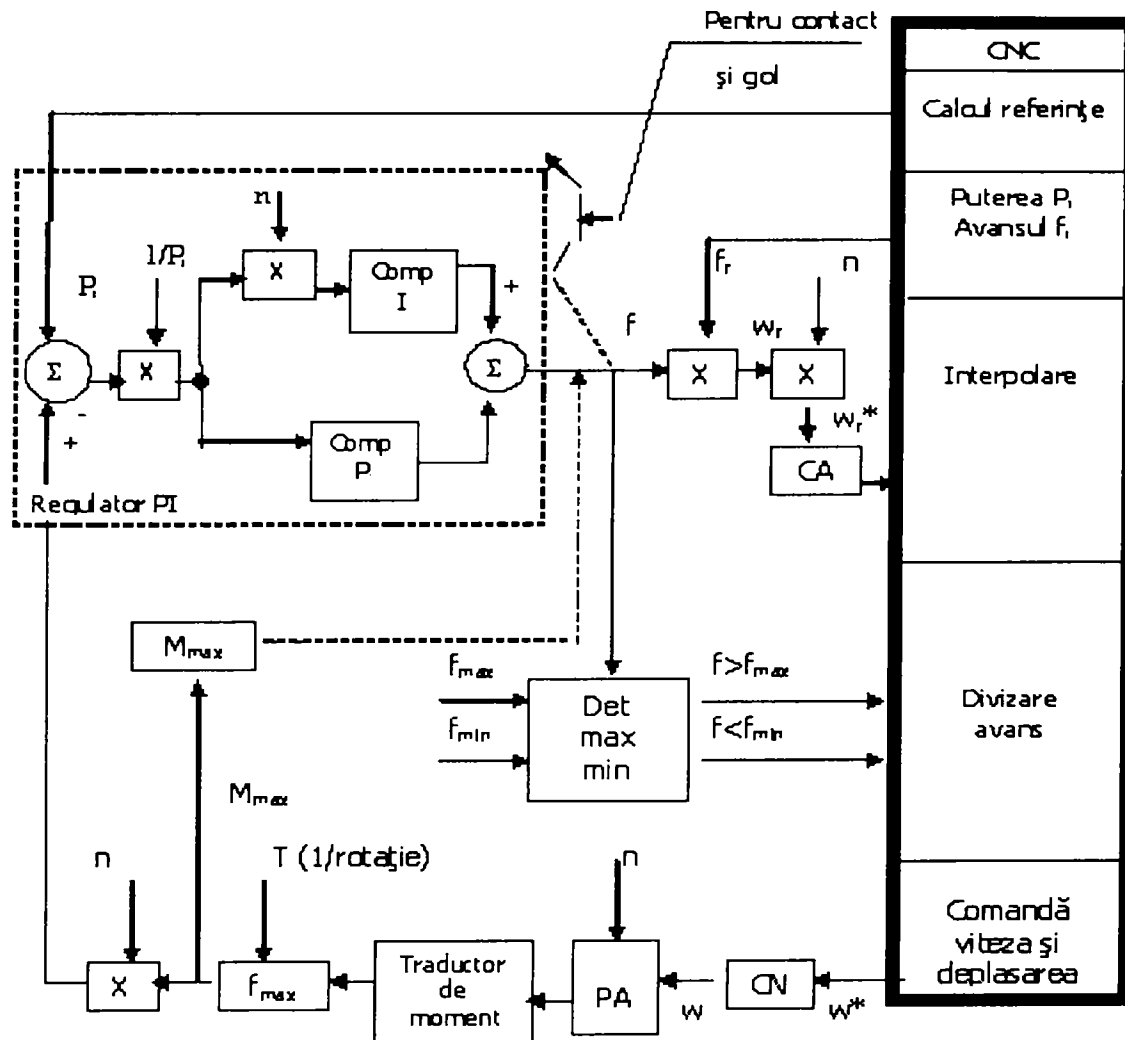


Fig. 2.6 Schemă bloc a sistemului automat cu reglarea puterii la strunjire

Totuși, în urma experimentărilor efectuate, s-a dovedit că, mărimea cea mai "apropiată" de proces este forța de strunjire și dacă am avea posibilitatea să o putem măsura suficient de exact și mai ales a o genera aprioric ca mărime de referință pentru CA, am îndeplini majoritatea dezideratelor unei CA eficiente pentru procesul de strunjire [DOD '74], [VON '76], [GAV '89], [KOL '99], [SUR '80], [PĂM '99], [STA '02].

Această nouă structură de comandă adaptivă pentru strunguri ar putea să satisfacă majoritatea cerințelor impuse procesului de strunjire, asigurând și un control optimal pentru cea mai mare parte a parametrilor, evident dacă dispunem și de programe adecvate în acest sens.

Ca insuficiență a acestui model se remarcă doar impunerea unei limite a abaterii (uneori semnificativă) considerată ca fiind situată între condițiile de stabilitate rezultate din calcule și cele determinate experimental.

Pentru eliminarea acestei deficiențe și a descrierii comportării neliniare a sistemului PA, o serie de cercetări au ținut seama și de condițiile variației dinamice a mărimilor  $a$ ,  $b$ ,  $v$  ca și de caracterul puternic neliniar al acestor formule [DOD '89], [BĂL '00], ș.a

Cum până în prezent, pentru forța de așchiere se cunosc doar relațiile stabilite mai mult pe cale experimentală, efortul ca și scopul major în cele ce urmează se va îndrepta și către deducerea unei funcții analitice – considerată ulterior funcție de referință (tehnologică) – cât mai apropiată de mărimea reală din proces, eventuala eroare fiind măsurată și prelucrată apoi instantaneu prin CA.

### 2.2.1 Modelul sistemic al procesului de strunjire

Strungul a fost asimilat cu un sistem dinamic de prelucrare, compus din SE și PA, cu mai multe grade de libertate (cap.1). Pentru modelarea procesului de strunjire se poate restrânge numărul gradelor de libertate, deoarece majoritatea prelucrărilor se desfășoară doar după o direcție (longitudinal sau transversal). Astfel procesul de strunjire (doar după o direcție) poate fi modelat de un sistem închis cu mai multe blocuri funcționale așa cum este redat în figura 2.7 [COS '98, '02].

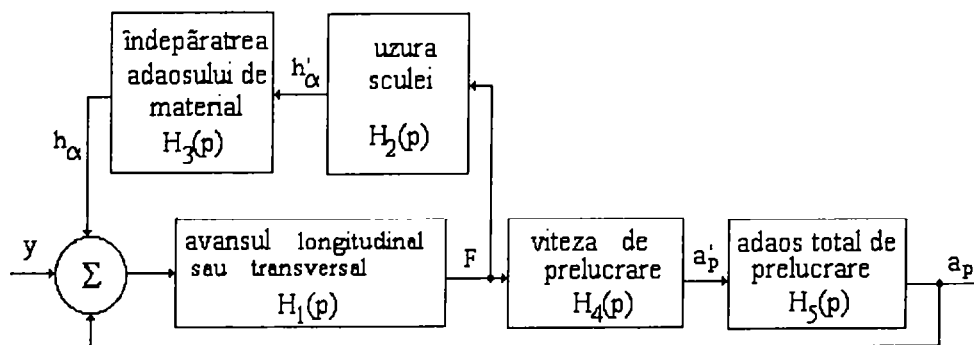


Fig. 2.7 Schema bloc funcțională pentru un strung

Astfel procesul de prelucrare poate fi controlat doar prin adâncimea de aşchiere şi viteza de avans pe direcţia principală. Pentru primul bloc, mărimea de intrare este avansul (sau mai pretenţios, viteza de avans), mărimea de ieşire fiind forţa de aşchiere,  $F$  pe care cuţitul o exercită asupra piesei care se prelucrează. Ecuaţia forţei de aşchiere poate fi considerată şi ca:

$$F = R_{SE} \cdot v = K_1 \cdot v \quad (2.3)$$

unde  $R$  este rigiditatea sistemului,  $[N/m]$  ce poate fi aproximată cu o constantă,  $K_1$ .

Pentru viteza de uzură a cuţitului (sucei), mărimea de intrare este forţa normală de aşchiere  $F$ , care acţionează asupra piesei, mărimea de ieşire fiind viteza de uzură a sucei notată  $h'_\alpha$  şi dată de

$$h'_\alpha = K_2 F \quad (2.4)$$

unde  $K_2$  este coeficientul de uzură în  $[mm/Ns]$  prescris de producătorul sucei.

Pentru a determina uzura sucei se ţine cont că mărimea de intrare este viteza de uzare  $h'_\alpha$  iar mărimea de ieşire fiind uzura propriu zisă a sucei  $h_\alpha$ , data de:

$$h_\alpha = \int_{t_0}^t h'_\alpha dt \quad (2.5)$$

unde  $t_0$  este timpul de începere al prelucrării (pentru sculă),  $t$  fiind timpul curent de prelucrare.

Viteza de îndepărtare (aşchiere) a adaosului de prelucrare sau viteza de schimbare a dimensiunilor piesei se poate determina ţinând seama că mărimea de intrare este forţa de aşchiere  $F$ , iar mărimea de ieşire este viteza de îndepărtare a adaosului de material prin prelucrare,  $a'_p$ . Astfel ecuaţia de transfer a acestui bloc funcţional este:

$$a'_p = K_3 F \quad (2.6)$$

unde:  $K_3$  este factorul de eliminare specifică a adaosului de prelucrare,  $[mm/Ns]$ .

Îndepărtarea adaosului de prelucrare,  $a_p$  al piesei se calculează ţinând cont că putem considera ca mărime de intrare, viteza de îndepărtare a adaosului de prelucrare, iar ca mărime de ieşire, adaosul eliminat în timpul prelucrării astfel că, ecuaţia de transfer a acestui bloc funcţional va fi:

$$a_p = \int_{t_0}^t a'_p dt \quad (2.7)$$

unde  $t$  are aceeaşi semnificaţie.

Astfel prin liniarizarea mărimilor de intrare şi de ieşire cu ajutorul transformatei Laplace ( $L$ ) se obţin caracteristicile dinamice ale PA, sub forma funcţiilor de transfer, după cum urmează:

$$H_1(p) = \frac{F(p)}{y(p)} = K_1(R) \quad (2.8)$$

$$H_2(p) = \frac{p \cdot h_a(p)}{F(p)} = K_2 \quad (2.9)$$

$$H_3(p) = \frac{h_a(p)}{p \cdot h_a(p)} = \frac{1}{p} \quad (2.10)$$

$$H_4(p) = \frac{p \cdot a_p(p)}{F(p)} = K_3 \quad (2.11)$$

$$H_5(p) = \frac{a_p(p)}{p \cdot a_p(p)} = \frac{1}{p} \quad (2.12)$$

Pentru calculul funcției de transfer a sistemului dinamic închis, vom deduce mai întâi, funcția de transfer a sistemului deschis, dată de:

$$H_d(p) = \frac{a_p(p)}{y(p)} = \frac{H_1(p) \cdot H_4(p) \cdot H_5(p)}{1 + H_1(p) \cdot H_2(p) \cdot H_3(p)} = \frac{\frac{K_1 K_2}{p}}{1 + \frac{K_1 K_2}{p}} = \frac{K_d}{1 + p T_d} \quad (2.13)$$

unde coeficientul de transfer al sistemului deschis este:

$$K_d = \frac{K_3}{K_2} \quad (2.14)$$

iar constanta de timp a sistemului deschis este:

$$T_d = \frac{1}{K_1 K_2} \quad (2.15)$$

Atunci funcția de transfer a sistemului dinamic închis cu reacție este:

$$H_i(p) = \frac{H_d(p)}{1 + H_d(p)} = \frac{K_1 K_3}{K_1(K_2 + K_3) + p} = \frac{K_i}{1 + p T_i} \quad (2.16)$$

unde  $K_i = \frac{K_3}{K_2 + K_3}$  (2.17) este coeficientul de transfer al sistemului închis, iar

$T_i = \frac{1}{K_1(K_2 + K_3)}$  (2.18) este constanta de timp a acestuia.

Această expresie corespunde unui element aperiodic de ordin unu, cu constanta de timp  $T_i$  și coeficientul de transfer  $K_i$ . Coeficientul de transfer  $K_i$  arată cât din viteza de avans se transmite sculei (cuțitului) ca viteză  $a'_p$  de așchiere a adaosului de prelucrare. Constanta de timp  $T_i$ , depinde în cea mai mare proporție de  $K_1(R)$  adică de rigiditatea sistemului, de coeficientul de uzură al sculei și de adâncimea de așchiere a adaosului de prelucrare.



Caracteristica dinamică a sistemului  $K_d$  se poate defini și ca fiind raportul dintre forța de așchiere și grosimea așchiei, adică:

$$K_d = \frac{F(\tau)}{a(\tau)} \quad (2.19)$$

sau utilizând Laplace se obține:

$$F(p) = K \cdot a(p) \frac{1}{1 + pT} \quad (2.20)$$

ceea ce confirmă cele afirmate anterior, fiind și în deplină concordanță cu experimentele efectuate [DOD'89].

Trecerea de la funcția de transfer  $H(p)$  la caracteristica frecvență-amplitudine se face prin înlocuirea operatorului  $p$  cu  $j\omega$ :

$$W(p) = \frac{X_e(p)}{X_i(p)} = \frac{P(p)}{Q(p)} \Rightarrow W(j\omega) = \frac{P(j\omega)}{Q(j\omega)} \quad (2.21)$$

Analizând acest model, se poate constata că avansul  $y$ , nu se transmite integral piesei prelucrate cu adaosul  $a_p$ , de îndepărtare, deoarece o mică parte se consumă pentru compensarea deformațiilor elastice  $D_e$  și a mărimii uzurii sculei  $h_\alpha$ , astfel că se poate scrie:

$$y = a_p + D_e + h_\alpha \quad (2.22)$$

Experimental s-a constatat că autovibrațiile sunt întreținute tot de către forțele de așchiere și că acestea rămân în urmă față de variația grosimii așchiei, deci execută un lucru mecanic care excită și întreține autovibrațiile [COZ '95].

Tot experimentele au confirmat că microdeplasările multitudinii elementelor din structura SDP sunt provocate de către diversele forțe perturbatoare, inclusiv cele care aparțin direct PA. Astfel s-au evidențiat vibrațiile proprii denumite și libere, produse de o cauză inițială din perioada tranzitorie a PA, apoi vibrațiile forțate (întreținute – excitate), cele cu caracteristici variabile, autoîntreținute (autovibrații – autoexcitate) etc [SUR '80].

Stabilitatea dinamică pentru SDP înseamnă desfășurarea așchierii fără vibrații și zgomote sau cu acestea sub limitele admise de către cerințele tehnico-funcționale. Prin indicii de calitate dinamică ai SDP se evidențiază posibilitățile de reglare a parametrilor PA fără a scoate SE în afara domeniului de stabilitate. Cel mai important indice de calitate al sistemului îl constituie viteza de reacție ce evidențiază rapiditatea cu care acesta răspunde acțiunii exterioare (forțe, momente, temperatură, vibrații, etc.). Atât metodele analitice globale cât mai ales metodele experimentale au arătat că îmbunătățirea comportării dinamice a SDP se poate realiza prin întărirea (rigidizarea) elementelor mai slabe sau prin limitarea forțelor și momentelor de așchiere. Prin comanda adaptivă se poate însă realiza limitarea forțelor și momentelor de așchiere prin menținerea și/sau modificarea parametrilor PA atunci când este

necesar și cu cât este necesar în conformitate cu datele culese și prelucrate din proces corelate cu cele stabilite prin program și criteriul impus.

Deoarece SDP echivalent strungului are o comportare asemănătoare unui sistem dinamic liniar fiind deci cunoscută este posibilă urmărirea optimală a oricărei traiectorii dorite [PUS '02]. Avantajul deosebit al acestei abordări îl oferă și cunoașterea anticipată a evoluției traiectoriei (evaluându-se chiar și perturbațiile exterioare). Acest fapt înlesnește introducerea corecțiilor predictive apelându-se la valorile funcției calculate anterior momentului curent, generând de fapt, modelul predictiv ideal pentru proces. În acest fel, plusul de informație apriorică obținut în conducerea procesului, face posibilă urmărirea și a unui indicator de performanță [VAR '85]. Cazul cel mai convenabil ce se poate trata în acest context este cel al urmării reale a modelului astfel încât să se minimizeze eroarea obținută la ieșirea modelului (sistemului) pe un anumit interval de timp considerat optim. Astfel se asigură o actualizare permanentă (on-line) a referinței respectându-se criteriul de calitate impus prin deplasarea parametrilor și a stării SDP în direcția care minimizează funcția eroare.

### **2.3 Comanda adaptivă și optimizarea regimurilor de așchiere**

Așa cum s-a constatat, numai prin introducerea automată a datelor de intrare și prin calculul automat al parametrilor așchierii nu se rezolvă complet problema optimizării.

Teoretic, modalitățile matematice de optimizare ale PA sunt mult mai multe decât cele luate de obicei în considerare pentru un caz concret. Toate metodele de optimizare au la bază un anumit criteriu de optimizare, care în expresie matematică se numește funcție obiectiv (FO). Domeniul de definiție al acestei funcții este constituit din mulțimea valorilor pe care le poate parcurge parametrul respectiv, valorile fiind de la caz la caz continue, discrete, finite sau nu. Analiza concretă a prelucrărilor prin așchiere implică elucidarea tuturor aspectelor enumerate pentru ca procesul să fie condus cu maximum de acuratețe și în deplină siguranță. În ceea ce privește variabilele funcției obiectiv și acestea pot fi stabilizate sau aleatorii (între anumite limite).

Această problematică ne duce la concluzia că, abordarea unei probleme de optimizare presupune de fapt o activitate de proiectare de proces desfășurată în mai multe etape:

- definirea parametrilor și a condițiilor (domeniilor), ierarhizându-se după semnificația ponderii în proces, ceea ce în cazul strunjirii este greu de efectuat;
- ierarhizarea variabilelor după gradul de influență asupra funcției obiectiv (preț de cost minim al operației, timp minim de lucru, securitate și durabilitate maximă pentru sculă, consum minim de energie, etc.);

- delimitarea domeniilor de definiție pentru funcția obiectiv, prin precizarea limitelor tehnice ale variabilelor, având drept scop conturarea domeniului de fezabilitate pentru proces. De asemenea, se va ține seama și de utilitatea practică a optimizării prelucrării funcției, de tipul producției, de complexitatea proiectării sistemului supus optimizării, de natura și gradul de dotare tehnică, etc;
- stabilirea variabilelor independente (de decizie), cele identificate ca având ponderile majore.

Întocmirea algoritmului ce modelează procesul de aşchiere, transcrierea într-un limbaj de programare (eventual în limbaj de asamblare) ca și rularea lui (simulare) pe toată gama de valori posibile, încheie acest prim grup de etape ale proiectării.

Datorită volumului mare de muncă și de calcule pe care-l presupune rezolvarea problemei de optimizare, este necesară prezența cel mai adesea a unui calculator. Actualele posibilități de calcul oferite de procesoarele specializate este binevenită, cu atât mai mult cu cât gabaritul și robustețea la condițiile grele de lucru sunt pe măsură.

Este cert că introducerea CA pentru PA ușurează rezolvarea unei părți din cerințe, astfel că studiile se pot extinde cu precădere și asupra mărimilor de ieșire considerate de referință, cu implicații majore asupra scopului urmărit (aici forța de aşchiere). Cum mărimile implicate se culeg din proces prin intermediul traductoarelor, acestea trebuie să îndeplinească cerințe de: rigiditate, sensibilitate, fiabilitate, promptitudine (viteză instantanee de reacție), continuitate, gabarit redus, domeniu de măsurare cât mai extins, etc. [NIC '98].

Ca obiectiv funcțional, CA trebuie să mențină parametrii regimului de aşchiere  $a_p$ ,  $f$ ,  $v$  la valori care, eventual să și optimizeze procesul după un criteriu impus. Examinând însă teoriile de optimizare cunoscute în literatură, vom constata că acestea nu sunt în totalitate compatibile cu rigorile impuse de principiile funcționării MU cu CA, deoarece:

- calculul uzual al regimului de aşchiere, în afara unor deficiențe semnalate, nu conține mărimi posibile de măsurat direct în PA de către CA [CHIR '82, VLA '89, PIC '92, BOT '00];
- teoriile Duca 1 și 2 sunt valabile numai pentru durata de aşchiere și nu pot fi combinate cu CA întrucât ar rezulta că, parametrul  $a_p$ , poate fi instalat independent prin ciclul cotelor, lucru neadevărat [DOD '84, BOR '89, PAM '99] etc.

Totuși teoriile dezvoltate au avut meritul coerenței în rezolvarea problemei de optim a capacității de aşchiere, atât din punct de vedere matematic cât și ca ordonanțare logică în algoritmul ierarhizării parametrilor de regim [DUC '57, DUC '69, GAV '89, PAM '99]. Astfel la o analiză critică a acestora putem constata că:

- teoria Konig-Depireaux nu face obiectul CA într-un-cât perechea de parametrii  $f$  și  $v$  nu depind de mărimile măsurabile din PA, în plus constantele introduse solicită valori diferite de la caz la caz [BRA'96];
- teoria ce minimizează costul tehnologic unitar la calitatea impusă, cu toate că prin funcția obiectiv reflectă PA atât prin aspectele calitative ( $a_p, f, v$ ) cât și prin cele tehnologice ( $\delta, R_a, R_{se}, L_p, u_f$ , etc.) așa cum rezultă din studiile efectuate, costul este dependent și de tensiunea electromotoare ( $E$ ), posibil a fi măsurabilă în proces, dar CA nu o poate urmări întrucât lipsește dependența directă dintre mărimea de măsurat și mărimile reglabile  $a_p, f$  și  $v$ . Chiar dacă se urmărește instalarea CA doar pentru un singur parametru de regim, atât CA cât și teoria de optimizare aferentă trebuie să se bazeze pe mărimile măsurabile în PA.

Fără pretenția unei tratări exhaustive a teoriilor de optimizare cunoscute putem concluziona că, actualmente nu se cunoaște o teorie completă, o metodă (algoritm) care să poată fi aplicabilă comod și imediat pentru un proces de optimizare al tuturor prelucrărilor prin așchiere. Algoritmii propuși satisfac doar în parte cerințele impuse și evidențiate până în prezent.

Din prezentarea sumară făcută obiectivelor enunțate, dar mai ales din punctul de vedere al mărimilor măsurabile (deci obiective) din PA, al tehnicilor de măsurare cunoscute precum și din practica și experiența utilizării CA la strunjire a colectivului din UPT, Catedra de TCM (de peste 40 de ani), se desprinde concluzia că, pentru CA aplicată procesului de strunjire, mărimea cea mai avantajoasă a fi măsurată, prelucrată și controlată în proces este forța de așchiere (tehnologică), deoarece:

- se poate mai ușor stabili avansul tehnologic maxim admisibil ( $f_{maxadm}$ ) indiferent de variația celorlalți parametri ai PA (exc., și se face rugozitatea suprafeței);
- asigură controlul utilizării puterii de acționare și controlul supraîncărcării [VON '76, BAL '85, COS '96];
- permite obținerea unei precizii ridicate a piesei (la orice nivel impus) menținând-o constantă la aceeași viteză pe tot domeniul dimensional [BOT '00, ș.a.].

## **2.4 Concluzii**

Rezumând, putem afirma că în practica optimizărilor asistate de calculator se utilizează mai multe metodologii care acoperă obiective de optimizare diferite, în funcție de procesele cărora le sunt destinate. Complexitatea procesului de așchiere face ca comanda adaptivă, destinată acestui scop, să nu poată fi încadrată strict în nici una din clasificările

prezentate, ci să se definească undeva la intersecția acestor două modalități.

Indiferent ce tehnică se utilizează, dificultățile legate de conducerea adaptivă provin din cel puțin două surse:

- de obicei instalația (MU) se prezintă ca o „cutie neagră” la care numai intrările și ieșirile acesteia sunt disponibile (cap.1);
- legea analitică (mărimea de referință) pentru comanda adaptivă care ar trebui să ne asigure că parametrii regulatorului, evoluând în proces, vor converge către valorile dorite în condițiile impuse (de stabilitate și convergență rapidă).

Dacă prima sursă ridică o problemă mai mult de natură experimentală, ce a fost mai puțin abordată în această lucrare, a doua problemă (utilizarea relațiilor politrope pentru forță, cel puțin pentru procesele de așchiere, nu a fost încă soluționată satisfăcător. De aceea se caută și se propun legi din ce în ce mai complete din punct de vedere analitic, care să explicitizeze cât mai exact procesul.

Referitor la teoriile de optimizare tehnologică pentru PA se constată că:

- dintre mărimile măsurabile în PA doar forța de așchiere (sau anumite componente ale ei) și temperatura (prin intermediul tensiunii electromotoare E) pot fi incluse în ecuațiile funcției obiectiv, ele redând în modul cel mai fidel PA;
- nici una dintre teoriile elaborate până în prezent nu se referă la sistemele de prelucrare prin CA și nici nu explicitază funcția obiectiv sau parametrii de execuție din proces, funcție de dimensiune controlată;
- aplicarea oricăreia dintre aceste teorii în sistemele cu CA presupune modificări care să le facă compatibile cu principiile de funcționare ale acestora (teoriile Duca și teoria costului minim);
- orice algoritm pentru CA suferă de imperabilitatea instalării adâncimii de așchiere ( $a_p$ ) care fiind un parametru independent de comandă nu poate fi introdus automat prin CA.

Lucrarea de față urmărește aflarea unei soluții analitice cât mai exacte pentru SCA, prin care să se acorde o autonomie cât mai largă sistemului, făcând posibilă stabilirea și ajustarea în timpul prelucrării a valorilor mărimilor reglate, în conformitate cu dinamica evoluției parametrilor ce definesc PA în ansamblu. Se insistă asupra soluției de principiu și a algoritmilor necesari, precum și a modalităților practice de realizare, într-o formulă ușor de integrat în construcția de mașini. Fiind încă o problemă extrem de complexă necesită încă studii aprofundate, realizarea practică depinzând în primul rând de posibilitățile tehnologice și financiare ale întreprinzătorului.

## **CAP.3 MĂRIMI DE 'REFERINȚĂ' UTILIZATE ÎN CONDUCEREA ADAPTIVĂ A MAȘINILOR-UNELTE**

### ***3.1 Introducere***

Scopul automatizării proceselor de prelucrare mecanică se reflectă în timp pe multiple direcții, dintre care unele devin prioritare. Dintre acestea enumerăm doar pe cele referitoare la cost și calitate, care în competiția dură la nivel mondial cere eforturi susținute în scopul promovării tehnologiilor moderne, în vederea asigurării unui nivel cât mai ridicat al preciziei de prelucrare, în condiții de eficiență economică.

Astfel, comanda adaptivă, având rolul de a controla și regla permanent unul sau mai mulți parametri ai regimului de așchiere, de așa manieră încât erorile de prelucrare (diferența dintre suprafața generată și suprafața programată) să fie cât mai mici cu putință, devine deosebit de atractivă. Aceasta deoarece erorile de prelucrare afectează în mod direct precizia de prelucrare a semifabricatului, fără a constitui în mod obligatoriu o măsură a acesteia. Eroarea efectivă măsoară diferența dintre suprafața generată și suprafața țintă, constituind adevăratul indicator al preciziei de prelucrare. Aceste erori reprezintă același lucru (având doar baze diferite de măsurare), fiind variabile în diferite zone ale semifabricatului, depinzând direct de intensitatea procesului de așchiere, de rigiditatea STE în zona respectivă și evident de uzura sculelor așchietoare.

Față de strategia clasică de conducere dimensională, când accentul se pune în primul rând pe sculă, strategia adaptivă urmărește compensarea erorilor utilizând una din metodele de predicție (analitică, empirică sau combinată). Pentru orice variantă, modelul matematic utilizat pentru conducerea procesului de prelucrare se bazează pe predicția erorii de prelucrare, urmărind compensarea ei. Se cunosc mai multe familii de astfel de algoritmi a căror utilizare în comanda adaptivă au dat rezultate mai mult decât satisfăcătoare [SIM '92].

Modelele matematice devin eficiente atunci când se cunosc acele funcții care să descrie cât mai complet și exact variabilitatea procesului. Aceste funcții au fost definite ca funcții de referință (deși nu sunt constante în timp!), o denumire mai adecvată fiind aceea de funcții tehnologice (ale procesului) [DOD '69]. Trebuie evidențiat și meritul cercetătorilor Politehnicii din Timișoara (Facultatea de Mecanică – colectiv TCM, sub îndrumarea

profesorului dr.ing. Eugen Dodon), în cercetările întreprinse pentru a alege, defini și explicita funcțiile tehnologice specifice diferitelor operații de aşchiere, prezentate în diverse lucrări și teze de doctorat [VON '76], [URD '75], [LUN '76], [BAI '78], [RAD '78], [SUR '80], [GAN '85], [GRO '85], [TAU '88], [GAV '89], [GRZ '98], [PAM '99] ș.a. Eforturile permanente care se fac în domeniile conexe proceselor de prelucrare sunt binevenite pentru cunoașterea mai în detaliu a desfășurării proceselor.

De obicei, aceste mărimi au fost clasificate în funcție de posibilitățile de măsurare a variabilelor din proces și s-au definit ca fiind:

- directe – care se pot măsura direct din proces;
- indirecte, pe baza cărora se calculează ulterior parametrii procesului [GAV '89].

#### **a) La procesul de găurire**

Lucrările consacrate acestui procedeu [GAN '85] au evidențiat dependențele între parametrii reglabili (avansul) și mărimea de referință (momentul de torsiune) ținând cont și de forța axială de găurire. S-a constatat că momentul de torsiune nu poate fi general acceptat ca mărime de referință deoarece burghiul are o stabilitate redusă (tendință de flambaj) în special pentru diametre sub 12 mm [GRO '85], impunându-se corecții semnificative. Calculul momentului de torsiune se impune a se face automat și în mod permanent pentru a nu se produce depășiri ale forței axiale critice de flambaj. Astfel, funcția ce determină valorile calculate pentru avans devine mai convenabil a fi acceptată ca mărime de referință. În ceea ce privește considerarea mărimii de referință pentru viteză, se constată că există o turație optimă care satisface și restricțiile introduse prin influența perturbațiilor care intervin în proces.

#### **b) La procesul de rectificare, finisare și superfinisare**

Această operație complexă de urmărire a rugozității ( $R_s$ ) a fost studiată în special din punctul de vedere al indicilor tehnico-economici (timpul de prelucrare și uzura sculei abrazive). Pentru stabilirea mărimii de referință, aici denumită forță de frecare – controlată prin comanda adaptivă – s-a introdus un concept denumit „presiunea de frecare convențională” –  $p_{fc}$  pentru care s-au efectuat mai multe determinări [LUN '96]. Studiile au arătat că intervalele valorilor  $R_a$  ce se pot obține cu scule abrazive, având anumite granulații depind în mod biunivoc unele de altele. De asemenea, un alt parametru important luat în considerare este viteza de rotație a piesei, pentru care s-au găsit și o serie de legi de dependență [GAV '89], [NIC '98], [TAU '00], [STA '02].

#### **c) La procesul de strunjire**

Lucrările referitoare la procesul de strunjire au stabilit parametrii principali ce definesc cât mai complet forța de aşchiere optim admisibilă (definită ca funcție tehnologică), pentru o

anumită rigiditate tehnologică a STE, în funcție de variația lungimii, diametrului (cu sau fără trepte) și a modului de prindere a piesei (combinat C, între vârfuri V sau în universal U) [VON '76]. Alături de acești parametri s-a evidențiat și faptul că, forța de așchiere mai depinde și de:

- poziția instantanee a sculei în raport cu axele semifabricatului;
- deformația termică a elementelor STE;
- forța de inerție a semifabricatului (la piesele grele);
- modulul de elasticitate al materialului piesei.

În funcție de modul de prindere al piesei se poate evalua și forța de strângere (încărcare) a piesei pe timpul prelucrării. Se constată că pentru toate operațiile de prelucrare apare ca o problemă deosebită reglajul limitativ, în condițiile impuse de calitatea prelucrării și mai ales de durabilitatea sculei.

Mărimile reglate sunt, de obicei, viteza, avansul și forța totală de așchiere, care intervin în determinarea tuturor limitelor impuse pe mașina unealtă în cauză. Realizarea acestor mecanisme de acționare devine o sarcină dificilă, deoarece acestea trebuie să îmbine posibilitatea realizării unui reglaj cât mai fin, pe un interval destul de larg, asociat cu o protecție corespunzătoare pentru cazurile extreme. Dacă se dorește obținerea unui compromis optim între anumiți parametri și criteriile impuse, atunci este necesară și o lege de adaptare în timp (predicție) pentru acționarea forțelor și avansurilor.

### ***3.2. Metodici de stabilire a funcțiilor tehnologice pentru comanda adaptivă a strungurilor***

Au fost mai multe încercări de definire a unei funcții tehnologice care să asigure precizia și capacitatea de producție corespunzătoare pentru o anumită prelucrare. Toate acestea s-au bazat pe relația:

$$y_{STE} = \frac{F}{R_{STE}} \quad (3.1)$$

unde:  $y_{STE}$  – mărimea deformației măsurată la piesă, ce apare la instalarea unui anumit regim de prelucrare stabilit;

$F$  – forța de așchiere totală (STAS 6599/4 – 89);

$R_{STE}$  – rigiditatea efectivă a mașinii unelte în procesul de așchiere, cu manifestare directă asupra piesei aflată în prelucrare.



Pornind de la teoria rigidității în domeniul deplasărilor mici, se poate surprinde și efectul forțelor axiale de strângere ținându-se cont de variația lungimii, diametrului, formei și a modului de prindere.

Precizia de formă a piesei se consideră realizată, dacă eroarea de prelucrare în secțiune longitudinală și transversală rămâne constantă pe timpul prelucrării. Mai trebuie reținut că precizia de prelucrare este funcție și de echilibrarea statică a semifabricatului.

Problema erorii în secțiune transversală se pune numai la modul de prindere în universal (situație în care poate apare mișcarea de precesie a axei semifabricatului și care limitează drastic forța de așchiere). Forța de lucru maxim admisibilă  $F_c (F_c)$  devine acum forță de referință ce depinde de:

- forma geometrică a semifabricatului (definită de lungimea  $l$  și diametrul  $\Phi_i$ , și se referă la treptele piesei, dacă ele există);
- modul de prindere a semifabricatului, în ordinea descrescătoare a forțelor de așchiere maxim admise înscriindu-se:
  - I. fixare în universal și prindere în vârf (C);
  - II. prindere între vârfuri (V);
  - III. fixare în universal (consolă) (U).
- poziția în fiecare moment a sculei în raport cu axa semifabricatului și originea sistemului de coordonate în care se situează semifabricatul;
- forța de inerție a semifabricatului (importantă la piesele grele și mai ales cele prinse în universal);
- deformația termică a elementelor STE (diferențiată valoric, dar și ca importanță, de la element la element). Acest efect este cu atât mai mare în cazul în care se lucrează cu pinola blocată, lucru de care trebuie să se țină cont.

Plecând de la ipoteza unei solicitări complexe a piesei în așchiere, se stabilește o formă general valabilă a forței totale de așchiere, mărime ce devine "de referință" pentru comanda adaptivă, denumită și funcție tehnologică [DOD '71]. Indiferent de modul de prindere al piesei, deformația efectivă totală în punctul de contact piesă – sculă este dată de suma mai multor deplasări distincte cu cauze diferite.

Sub influența forțelor ce intervin pe timpul prelucrării, elementele STE pot prezenta deformații elastice, fapt ce ar afecta în mod direct precizia de prelucrare, calitatea suprafeței prelucrate și chiar capacitatea de producție a mașinii. Astfel, în cazul prinderii între vârfuri, dacă se consideră deformațiile tuturor elementelor STE, deformația totală în raport cu baza sau batiul mașinii se poate scrie, conform figurii 3.1, ca fiind:

$$y_{STE} = y_m + y_d + y_s + y_p \quad (3.2)$$



$$F_{pf} = F_e \left( l - \frac{x}{l} \right) \quad (3.3)$$

$$F_{pm} = F_e \frac{x}{l} \quad (3.4)$$

Cunoscând aceste reacțiuni (valoric variabile în funcție de cota  $x$  a sculei), precum și rigiditățile  $R_{pf}$  și  $R_{pm}$ , pot fi determinate deplasările în dreptul păpușilor fixă și mobilă în funcție de forța echivalentă.

Deformația căruciorului se stabilește prin măsurare în timpul aşchierii, pe strungul concret stabilit (de obicei este precizată o valoare medie în cartea tehnică a strungului).

Dacă în calcule se folosește rigiditatea tehnologică a strungului (în ansamblu) atunci nu interesează în special (sau separat) deformația căruciorului. Dacă însă în calcule apar separat elementele STE, atunci urmează a se stabili separat deformația elastică a fiecăruia dintre aceste elemente. De regulă, valoarea acestei deformații s-a constatat că este constantă [VON '76].

- b) Deformația piesei  $y_p$  – în această situație, se urmărește ca forța echivalentă  $F_e$  care acționează asupra piesei să nu producă fenomene de instabilitate sau deformații la rotațiile piesei pe timpul prelucrării. Trebuie luat în considerare că, de fapt, asupra piesei acționează o forță echivalentă diferită de cea considerată inițial.
- c) Deformațiile dispozitivului  $y_d$  și sculei  $y_s$  – de regulă, prin construcția lor, dispozitivele de fixare a sculelor pe mașină au o rigiditate suficient de mare după direcția forței principale de aşchiere. Având în vedere efectele negative – în precizia de prelucrare obținută – ce apar la folosirea în SCA a unor portcuțite cu rigiditate variabilă, apare cu atât mai importantă găsirea unor soluții de principiu și constructive la aceste dispozitive, care să permită măsurarea componentelor forței de aşchiere, fără însă ca prin aceasta dispozitivele să devină punctul nevralgic (din punct de vedere al rigidității) din STE. În ceea ce privește deformația sculei, aceasta nu va fi luată practic în considerare, efectele ei asupra preciziei de prelucrare în secțiunea longitudinală fiind neglijabile [SAN '94].

### ***3.3. Considerații privind calculul reacțiunilor și a forțelor critice de flambaj ale piesei***

La calculul reacțiunilor determinate de forțele de aşchiere la vârful sculei aşchietoare și în dispozitivele de prindere, pentru fiecare variantă în parte sau luat în considerare mai multe situații generate de poziția vârfului sculei aşchietoare în lungul piesei prelucrate și de

forma piesei. Aceste calcule s-au efectuat pe baza ecuației diferențiale de ordin 2 a liniei elastice pentru piesa supusă prelucrării [DOB 97].

### 3.3.1. Piesa prinsă în universal

#### 1. Calculul reacțiilor

Distanța la care se consideră vârful cuțitului este notată cu  $x$ .

Conform figurii 3.2 se pot scrie ecuațiile de echilibru ale forțelor și momentelor pentru determinarea reacțiilor:

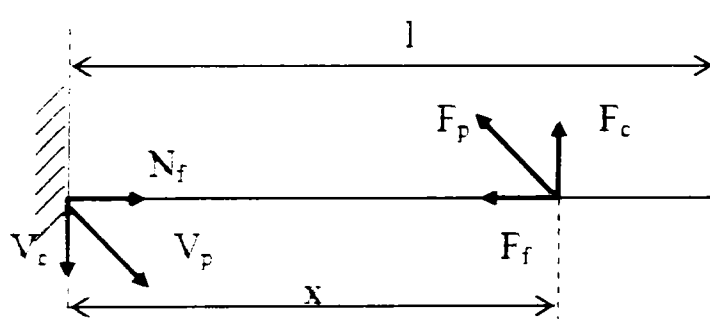


Fig.3.2

$$\sum F_f = 0 \quad N_f - F_f = 0 \quad (3.5)$$

$$\sum F_p = 0 \quad : \quad V_p - F_p = 0 \quad (3.6)$$

$$\sum F_c = 0 \quad V_c - F_c = 0 \quad (3.7)$$

$$\sum M_f = 0 \quad M_f = 0 \quad (3.8)$$

$$\sum M_p = 0 \quad M_p - F_p x = 0 \quad (3.9)$$

$$\sum M_c = 0 \quad M_c - F_c x = 0 \quad (3.10)$$

#### 2. Calculul forței de flambaj

##### a) Cazul piesei cu un singur tronson

Vom considera starea deformată a piesei supuse prelucrării, modelată ca o grindă încastrată la un capăt și liberă la celălalt capăt, conform figurii 3.3, urmărind metodologia cazului trei de flambaj după Euler [DOB'02].

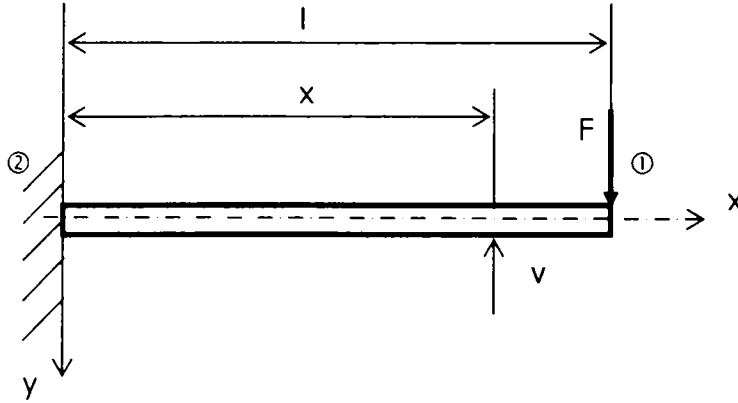


Fig.3.3

Ecuția diferențială a fibrei medii deformate este:

$$\frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{M_i(x)}{EI_z(x)} \quad (3.11)$$

unde:  $M_i(x)$  – este legea de variație a momentului încovoiator pe tronsonul considerat;

$EI_z(x)$  – rigiditatea la încovoiere a grinzii, constantă pe un tronson, dar variabilă în trepte pe lungimea grinzii.

Menționăm că s-au făcut următoarele notații, care s-au păstrat și în continuare (la celelalte cazuri):

- $F_j$  – forța de avans;
- $F_c$  – forța de așchiere
- $v$  – săgeata din punctul de acționare al forței de așchiere ( $y_p$ )
- $f$  – săgeata maximă a piesei
- $l_i$  – lungimea tronsonului  $i$

$$M_i(x) = -M_0 + Fx \quad (3.12)$$

$$\frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{M_i(x)}{EI} \quad (3.13)$$

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = M_0 - Fx \quad (3.14)$$

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M_0 - Fx}{EI} \quad (3.15)$$

$$\Rightarrow \frac{dv}{dx} = \frac{-Fx^2}{2EI} + \frac{M_0x}{EI} + C_1 \quad (3.16)$$

$$\Rightarrow v = \frac{-Fx^3}{6EI} + \frac{M_0x^2}{2EI} + C_1x + C_2 \quad (3.17)$$

Prin urmare obținem un sistem de două ecuații cu două necunoscute:  $C_1, C_2$ , pe care-l vom rezolva punând condițiile la limită.

Condițiile la limită sunt:

I.  $x = 0, v = 0$

$$0 = \frac{-Fl^3}{6EI} + \frac{M_0l^2}{2EI} + C_1l + C_2 \quad (3.18)$$

II.  $x = l, \frac{dv}{dx} = 0$

$$0 = \frac{-Fl^2}{2EI} + \frac{M_0l}{EI} + C_1 \quad (3.19)$$

Sistemul, prin a cărui rezolvare obținem valoarea constantelor  $C_1, C_2$ , se scrie sub următoarea formă matriceală:

$$\begin{bmatrix} l & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{Fl^3}{6EI} - \frac{M_0l^2}{2EI} \\ \frac{Fl^2}{2EI} - \frac{M_0l}{EI} \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

### b) Cazul piesei cu două tronsoane

Și în acest caz vom considera starea deformată a piesei supuse prelucrării, modelată ca o grindă încastrată la un capăt și liberă la celălalt capăt, conform figurii 3.4.

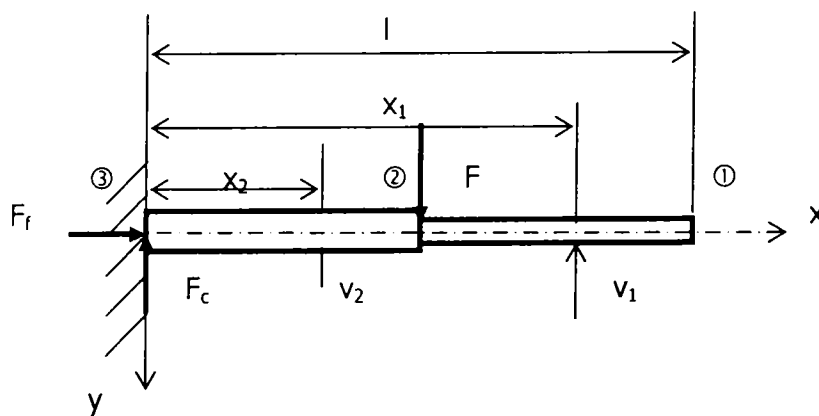


Fig.3.4

- Pe tronsonul (3 – 2) avem:

$$M_i(x_2) = -M_3 + F_c x_2 + F_f v_2 \quad (3.21)$$

Din ecuațiile de echilibru static avem:

$$\sum M_3 = 0 \Leftrightarrow M_3 + M_0 - F_c l_2 - F_f f = 0 \quad (3.22)$$

Înlocuind în ecuația (3.21) obținem:

$$M_i(x_2) = M_0 - F_c l_2 - F_f f + F_c x_2 + F_f v_2 \quad (3.23)$$

$$EI_2 \frac{d^2 v_2}{dx_2^2} + F_f v_2 = -M_0 + F_c l_2 + F_f f - F_c x_2 \quad (3.24)$$

Notăm:  $\alpha_2^2 = \frac{F_f}{EI_2}$  (3.25)

$$\frac{d^2 v_2}{dx_2^2} + \alpha_2^2 v_2 = \frac{-M_0 + F_c l_2 + F_f f}{EI_2} - \frac{F_c}{EI_2} x_2 \quad (3.26)$$

$$\begin{cases} v_2 = C_1 \sin \alpha_2 x_2 + C_2 \cos \alpha_2 x_2 + \frac{F_c l_2 + F_f f - M_0}{F_f} - \frac{F_c}{F_f} x_2 \\ \frac{dv_2}{dx_2} = \alpha_2 C_1 \cos \alpha_2 x_2 - \alpha_2 C_2 \sin \alpha_2 x_2 - \frac{F_c}{F_f} \end{cases} \quad (3.27)$$

- Pe tronsonul (2 – 1) avem:

$$M_i(x_1) = -M_3 + F_c x_1 + F_f v_1 \quad (3.28)$$

$$M_i(x_1) = 0 \quad (3.29)$$

$$\frac{d^2 v_2}{dx_2^2} = 0 \quad (3.30)$$

Obținem:

$$\begin{cases} v_1 = C_3 x_1 + C_4 \\ \frac{dv_1}{dx_1} = C_3 \end{cases} \quad (3.31)$$

Prin urmare obținem un sistem de patru ecuații cu cinci necunoscute:  $C_1, C_2, C_3, C_4, f$  pe care-l vom rezolva punând condițiile la limită.

Condițiile la limită sunt:

I.  $x_2 = 0, v_2 = 0$

$$0 = C_1 \sin 0 + C_2 \cos 0 + \frac{F_c l_2 + F_f f - M_0}{F_f} \quad (3.32)$$

II.  $x_2 = 0, \frac{dv_2}{dx_2} = 0$

$$0 = \alpha_2 C_1 \cos 0 - \alpha_2 C_2 \sin 0 - \frac{F_c}{F_f} \quad (3.33)$$

III.  $x_1 = l_2, v_1 = v_2$   
 $x_2 = l_2'$

$$C_1 \sin \alpha_2 l_2 + C_2 \cos \alpha_2 l_2 - C_3 l_2 - C_4 + f = \frac{M_0}{F_f} \quad (3.34)$$

IV.  $x_1 = l_2, \frac{dv_1}{dx_1} = \frac{dv_2}{dx_2}$   
 $x_2 = l_2'$

$$\alpha_2 C_1 \cos \alpha_2 l_2 - \alpha_2 C_2 \sin \alpha_2 l_2 - C_3 = \frac{F_c}{F_f} \quad (3.35)$$

V.  $x_1 = l_2, v_1 = f$

$$f = C_3 l_2 + C_4 \quad (3.36)$$

Sistemul, prin a căru rezolvare obținem valoarea constantelor  $C_1, C_2, C_3, C_4, f$  se scrie sub următoarea formă matriceală:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ \alpha_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \sin \alpha_2 l_2 & \cos \alpha_2 l_2 & -l_2 & -1 & 1 \\ \alpha_2 \cos \alpha_2 l_2 & -\alpha_2 \sin \alpha_2 l_2 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_2 & 1 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \\ f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{M_0 - F_c l_2}{F_f} \\ \frac{F_c}{F_f} \\ \frac{M_0}{F_f} \\ \frac{F_c}{F_f} \\ \frac{F_c}{F_f} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.37)$$



c) Cazul piesei cu trei tronsoane

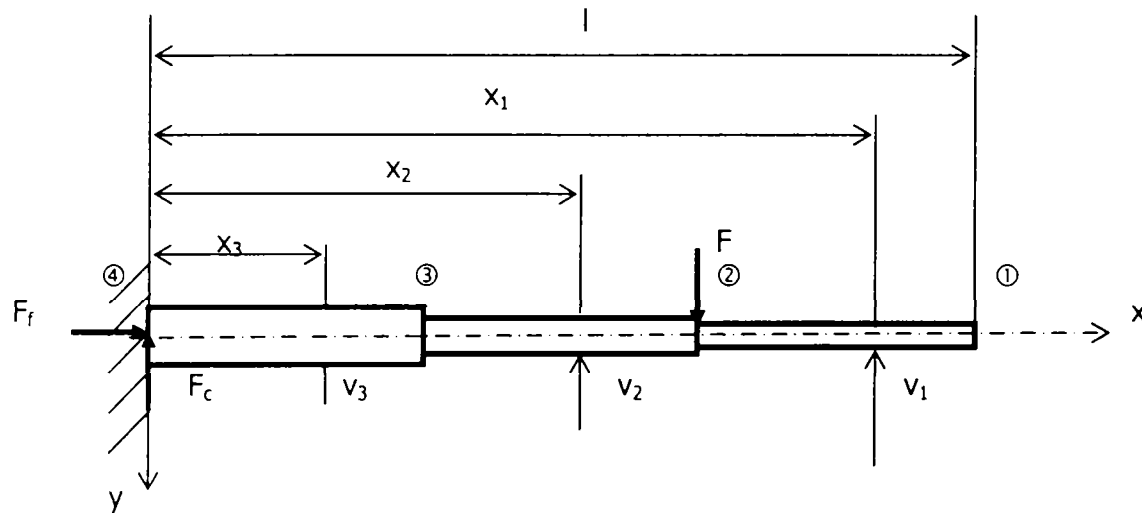


Fig. 3.5

- Pe tronsonul (4 – 3) avem:

$$M_i(x_3) = -M_4 + F_c x_3 + F_f v_3 \quad (3.38)$$

Din ecuația de echilibru static:

$$\sum M_4 = 0 \Leftrightarrow M_4 + M_0 - F_c(l_3 + l_2) - F_f \cdot f = 0 \quad (3.39)$$

$$\Rightarrow M_i(x_3) = M_0 + F_c x_3 - F_c(l_2 + l_3) - F_f f + F_f v_3 \quad (3.40)$$

$$EI_3 \frac{d^2 v_3}{dx_3^2} = -M_0 - F_c x_3 + F_c(l_2 + l_3) + F_f f - F_f v_3 \quad (3.41)$$

$$\frac{d^2 v_3}{dx_3^2} + \alpha_3^2 v_3 = \frac{F_f f - M_0 + F_c(l_2 + l_3)}{EI_3} - \frac{F_c}{EI_3} x_3 \quad (3.42)$$

unde notăm:  $\alpha_3^2 = \frac{F_f}{EI_3}$  (3.43)

$\Rightarrow$  soluția ecuației diferențiale omogene:

$$v_3 = C_1 \sin \alpha_3 x_3 + C_2 \cos \alpha_3 x_3 + \frac{F_f f - M_0 + F_c(l_2 + l_3)}{F_f} - \frac{F_c}{F_f} x_3 \quad (3.44)$$

și  $\frac{dv_3}{dx_3} = C_1 \alpha_3 \cos \alpha_3 x_3 - C_2 \alpha_3 \sin \alpha_3 x_3 - \frac{F_c}{F_f}$  (3.45)

- Pe tronsonul (3 – 2) avem:

$$M_i(x_2) = -M_4 + F_c x_2 + F_f v_2 = M_0 - F_c(l_2 + l_3) - F_f f + F_c x_2 + F_f v_2 \quad (3.46)$$

$$EI_2 \frac{d^2 v_2}{dx_2^2} = -M_0 + F_c(l_2 + l_3) + F_f f + F_c x_2 - F_f v_2 \quad (3.47)$$

$$\frac{d^2 v_2}{dx_2^2} + \alpha_2^2 v_2 = \frac{F_f f - M_0 + F_c(l_2 + l_3)}{EI_2} - \frac{F_c}{EI_2} x_2 \quad (3.48)$$

unde notăm:  $\alpha_2^2 = \frac{F_f}{EI_2}$  (3.49)

⇒ soluția:

$$v_2 = C_3 \sin \alpha_2 x_2 + C_4 \cos \alpha_2 x_2 + \frac{F_f f - M_0 + F_c(l_2 + l_3)}{F_f} - \frac{F_c}{F_f} x_2 \quad (3.50)$$

și  $\frac{dv_2}{dx_2} = C_3 \alpha_2 \cos \alpha_2 x_2 - C_4 \alpha_2 \sin \alpha_2 x_2 - \frac{F_c}{F_f}$  (3.51)

- Pe tronsonul (2 – 1) avem:

$$M_i(x_1) = -M_4 + F_c x_1 + F_f v_1 \quad (3.52)$$

$$M_i(x_1) = 0 \quad (3.53)$$

$$\frac{d^2 v_1}{dx_1^2} = 0 \quad (3.54)$$

$$\begin{cases} \frac{dv_1}{dx_1} = C_5 \\ v_1 = C_5 x_1 + C_6 \end{cases} \quad (3.55)$$

Condițiile la limită sunt:

I.  $x_3 = 0, v_3 = 0$

$$\Rightarrow C_1 \sin 0 + C_2 \cos 0 + \frac{F_f f - M_0 + F_c(l_2 + l_3)}{F_f} = 0 \quad (3.56)$$

$$C_2 + f = \frac{M_0 - F_c(l_2 + l_3)}{F_f} \quad (3.57)$$

II.  $x_3 = 0, \frac{dv_3}{dx_3} = 0$

$$\Rightarrow C_1 \alpha_3 \cos 0 - C_2 \alpha_3 \sin 0 - \frac{F_c}{F_f} = 0 \quad (3.58)$$

$$C_1 \alpha_3 = \frac{F_c}{F_f} \quad (3.59)$$

Condiții de continuitate:

III. pt  $x_3 = l_3$  și  $x_2 = l_3 \Rightarrow v_3 = v_2$

$$\begin{aligned} & C_1 \sin \alpha_3 l_3 + C_2 \cos \alpha_3 l_3 + \frac{F_f f - M_0 + F_c (l_2 + l_3)}{F_f} - \frac{F_c}{F_f} l_3 = \\ \Rightarrow & C_3 \sin \alpha_2 l_3 + C_4 \cos \alpha_2 l_3 + \frac{F_f f - M_0 + F_c (l_2 + l_3)}{F_f} - \frac{F_c}{F_f} l_3 \end{aligned} \quad (3.60)$$

$$C_1 \sin \alpha_3 l_3 + C_2 \cos \alpha_3 l_3 - C_3 \sin \alpha_2 l_3 - C_4 \cos \alpha_2 l_3 = 0 \quad (3.61)$$

IV. pt  $x_3 = l_3$  și  $x_2 = l_3 \Rightarrow \frac{dv_3}{dx_3} = \frac{dv_2}{dx_2}$

$$C_1 \alpha_3 \cos \alpha_3 l_3 - C_2 \alpha_3 \sin \alpha_3 l_3 - \frac{F_c}{F_f} = C_3 \alpha_2 \cos \alpha_2 l_3 - C_4 \alpha_2 \sin \alpha_2 l_3 - \frac{F_c}{F_f} \quad (3.62)$$

$$C_1 \alpha_3 \cos \alpha_3 l_3 - C_2 \alpha_3 \sin \alpha_3 l_3 - C_3 \alpha_2 \cos \alpha_2 l_3 + C_4 \alpha_2 \sin \alpha_2 l_3 = 0 \quad (3.63)$$

V. pt  $x_3 = l_3 + l_2$  și  $x_2 = l_3 + l_2 \Rightarrow v_1 = v_2$

$$\begin{aligned} & C_3 \sin \alpha_2 (l_3 + l_2) + C_4 \cos \alpha_2 (l_3 + l_2) + \frac{F_x f - M_0 + F_y (l_2 + l_3)}{F_x} - \frac{F_y}{F_x} (l_3 + l_2) \\ & = C_5 (l_3 + l_2) + C_6 \end{aligned} \quad (3.64)$$

$$\Rightarrow C_3 \sin \alpha_2 (l_3 + l_2) + C_4 \cos \alpha_2 (l_3 + l_2) - C_5 (l_3 + l_2) - C_6 + f = \frac{M_0}{F_f} \quad (3.65)$$

VI. pt  $x_1 = l_3 + l_2$  și  $x_2 = l_3 + l_2 \Rightarrow \frac{dv_1}{dx_1} = \frac{dv_2}{dx_2}$

$$C_3 \alpha_2 \cos \alpha_2 (l_3 + l_2) - C_4 \alpha_2 \sin \alpha_2 (l_3 + l_2) - C_5 = \frac{F_c}{F_f} \quad (3.66)$$

VII. săgeata  $f = v_2 (l_2 + l_3)$  sau  $f = v_1 (l_2 + l_3)$

$$\Rightarrow C_5(l_3 + l_2) + C_6 = f \quad (3.67)$$

Sistemul pus în formă matriceală este următorul:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \alpha_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \sin\alpha_3 l_3 & \cos\alpha_3 l_3 & -\sin\alpha_2 l_3 & -\cos\alpha_2 l_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_3 \cos\alpha_3 l_3 & -\alpha_3 \sin\alpha_3 l_3 & -\alpha_2 \cos\alpha_2 l_3 & \alpha_2 \sin\alpha_2 l_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sin\alpha_2(l_3 + l_2) & \cos\alpha_2(l_3 + l_2) & -(l_3 + l_2) & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_2 \cos\alpha_2(l_3 + l_2) & -\alpha_2 \sin\alpha_2(l_3 + l_2) & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (l_3 + l_2) & 1 & -1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \\ C_5 \\ C_6 \\ f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_0 - F_c(l_2 + l_3) \\ F_f \\ \frac{F_c}{F_f} \\ 0 \\ 0 \\ \frac{M_0}{F_f} \\ \frac{F_c}{F_f} \\ \frac{F_c}{F_f} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.68)$$

### 3.3.2. Piesă prinsă între vârfuri

#### 1. Calculul reacțiunilor

Conform figurii 3.6 se pot scrie relațiile de echilibru ale forțelor și momentelor pentru calculul reacțiunilor:

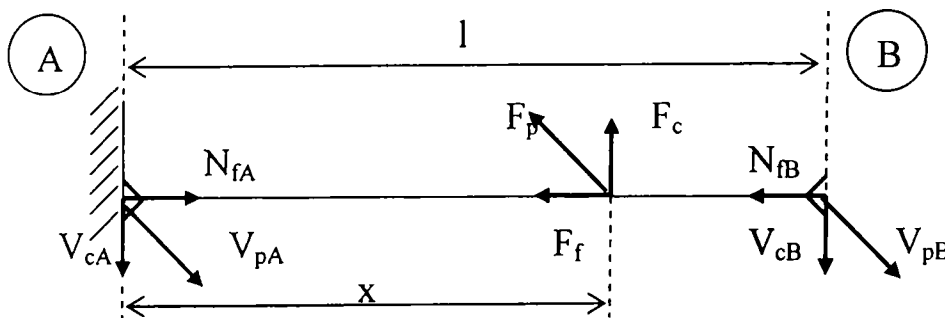


Fig.3.6

$$\sum F_f = 0 \quad : \quad -N_{fA} + F_f + N_{fB} = 0 \quad (3.69)$$

$$\sum F_p = 0 \quad : \quad V_{pA} + V_{pB} - F_p = 0 \quad (3.70)$$

$$\sum F_c = 0 \quad : \quad V_{cA} + V_{cB} - F_c = 0 \quad (3.71)$$

$$\sum M_f = 0 \quad : \quad M_f = 0 \quad (3.72)$$

$$\sum M_p = 0 \quad : \quad F_p x - V_{pB} l = 0 \quad (3.73)$$

$$\sum M_c = 0 \quad : \quad F_c x - V_{cB} l = 0 \quad (3.74)$$

Sistemul este static nedeterminat, pentru rezolvarea acestuia fiind necesară o ecuație suplimentară care rezultă din condiția asigurării unei forțe de strângere controlată la pinola păpușii mobile.

## 2. Calculul forțelor de flambaj

Calculul forței critice de flambaj este similar cu cel din cazul prinderii combinate a piesei, prezentat în subcapitolul următor.

### 3.3.3. Piesă prinsă în universal și vârful

#### 1. Calculul reacțiunilor

Conform figurii 3.7 se pot scrie ecuațiile de echilibru ale forțelor și momentelor:

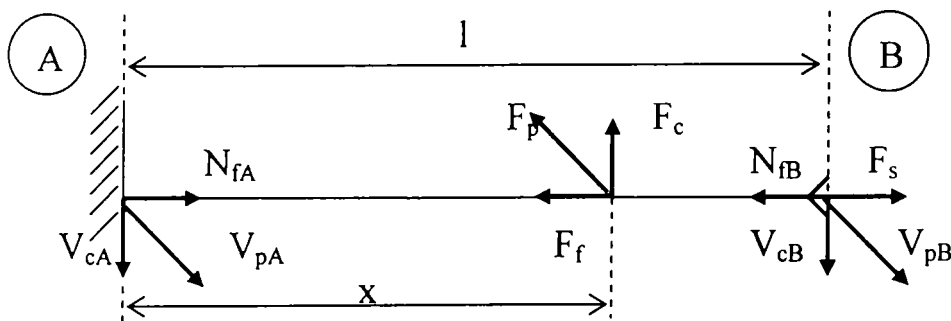


Fig. 3.7

$$\sum F_f = 0 \quad N_{fA} - N_{fB} - F_f + F_s = 0 \quad (3.75)$$

$$\sum F_p = 0 \quad V_{pA} + V_{pB} - F_p = 0 \quad (3.76)$$

$$\sum F_c = 0 \quad : \quad V_{cA} + V_{cB} - F_c = 0 \quad (3.77)$$

$$\sum M_f = 0 : M_f = 0 \quad (3.78)$$

$$\sum M_p = 0 : M_{cA} - F_p x + V_{pB} l = 0 \quad (3.79)$$

$$\sum M_c = 0 : M_{cA} - F_c x + V_{cB} l = 0 \quad (3.80)$$

Sistemul fiind static nedeterminat, pentru înlăturarea nedeterminării se procedează analog cu cazul precedent.

## 2. Calculul forțelor de flambaj

### a) Cazul piesei cu un tronson – figura 3.8

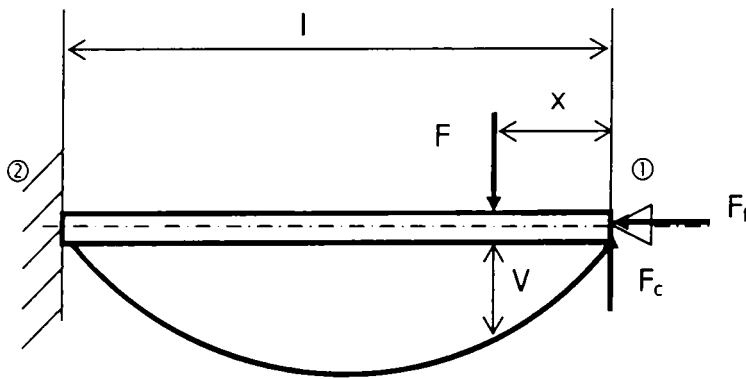


Fig. 3.8

$$M_i(x) = M_0 + F_f v - F_c x \quad (3.81)$$

Din ecuația fibrei medii deformate rezultă:

$$EI \frac{d^2 v}{dx^2} = -F_f v + F_c x - M_0 \quad (3.82)$$

Notăm cu:  $\alpha^2 = \frac{F_f}{EI}$  (3.83)

$$\frac{d^2 v}{dx^2} + \alpha^2 v = \frac{F_c}{EI} x - \frac{M_0}{EI} \quad (3.84)$$

Soluția ecuației omogene este:

$$v = C_1 \sin \alpha x + C_2 \cos \alpha x + \frac{F_c}{F_f} x - \frac{M_0}{F_f} \quad (3.85)$$

$$\frac{dv}{dx} = \alpha C_1 \cos \alpha x - \alpha C_2 \sin \alpha x + \frac{F_c}{F_f} \quad (3.86)$$

Necunoscutele  $C_1, C_2, F_c$  le putem afla punând condițiile la limită:

I.  $x = 0, v = 0$

$$0 = C_1 \sin 0 + C_2 \cos 0 - \frac{M_0}{F_f} \quad (3.87)$$

II.  $x = l, v = 0$

$$0 = C_1 \sin \alpha l + C_2 \cos \alpha l + \frac{F_c}{F_f} l - \frac{M_0}{F_f} \quad (3.88)$$

III.  $x = l, \frac{dv}{dx} = 0$

$$0 = \alpha C_1 \cos \alpha l - \alpha C_2 \sin \alpha l + \frac{F_c}{F_f} \quad (3.89)$$

În aceste condiții obținem sistemul de trei ecuații cu trei necunoscute care se poate scrie sub următoarea formă matriceală:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ \sin \alpha l & \cos \alpha l & \frac{l}{F_f} \\ \alpha \cos \alpha l & -\alpha \sin \alpha l & \frac{1}{F_f} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ F_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{M_0}{F_f} \\ \frac{M_0}{F_f} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.90)$$

**b) Cazul piesei cu două tronsoane - figura 3.9.**

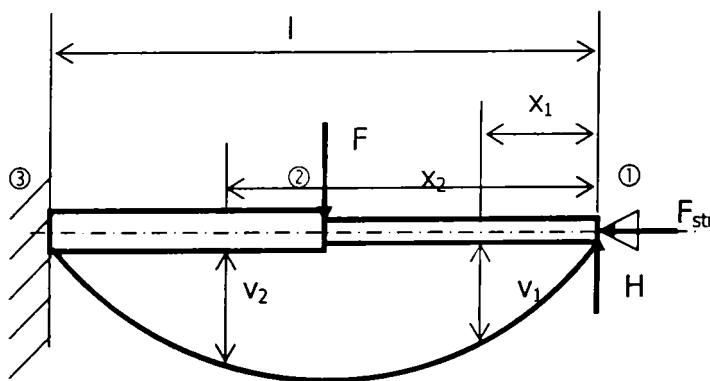


Fig. 3.9

- Pe tronsonul (1 – 2) avem:

$$M_i(x_1) = F_{str}v_1 - Hx_1 \quad (3.91)$$

$$EI_1 \frac{d^2v_1}{dx_1^2} = -F_{str}v_1 + Hx_1 \quad (3.92)$$

Notăm:  $\alpha_1^2 = \frac{F_{str}}{EI_1} \quad (3.93)$

$$\frac{d^2v_1}{dx_1^2} + \alpha_1^2 v_1 = \frac{H}{EI_1} x_1 \quad (3.94)$$

$$v_1 = C_1 \sin \alpha_1 x_1 + C_2 \cos \alpha_1 x_1 + \frac{H}{F_{str}} x_1 \quad (3.95)$$

$$\frac{dv_1}{dx_1} = \alpha_1 C_1 \cos \alpha_1 x_1 - \alpha_1 C_2 \sin \alpha_1 x_1 + \frac{H}{F_{str}} \quad (3.96)$$

- Pe tronsonul (2 – 3) avem:

$$M_i(x_2) = F_{str}v_2 - Hx_2 + F_f v_2 + F_c(x_2 - l_1) - M_0 \quad (3.97)$$

$$EI_2 \frac{d^2v_2}{dx_2^2} = M_0 - (F_{str} + F_f)v_2 + Hx_2 - F_c x_2 + F_c l_1 \quad (3.98)$$

$$\alpha_2^2 = \frac{F_{str} + F_f}{EI_2} \quad (3.99)$$

$$\frac{d^2v_2}{dx_2^2} + \alpha_2^2 v_2 = \frac{H - F_c}{EI_2} x_2 + \frac{F_c l_1 + M_0}{EI_2} \quad (3.100)$$

$$v_2 = C_3 \sin \alpha_2 x_2 + C_4 \cos \alpha_2 x_2 + \frac{H - F_c}{F_{str} + F_f} x_2 + \frac{F_c l_1 + M_0}{F_{str} + F_f} \quad (3.101)$$

$$\frac{dv_2}{dx_2} = \alpha_2 C_3 \cos \alpha_2 x_2 - \alpha_2 C_4 \sin \alpha_2 x_2 + \frac{H - F_c}{F_{str} + F_f} \quad (3.102)$$

Condițiile la limită sunt:

I.  $x_1 = 0, v_1 = 0 \Rightarrow$

$$0 = C_1 \sin 0 + C_2 \cos 0 \quad (3.103)$$

$$\Rightarrow C_2 = 0 \quad (3.104)$$

II.  $x_1 = 0, \frac{dv_1}{dx_1} = 0$



$$0 = \alpha_1 C_1 \cos 0 + \frac{H}{F_{str}} \quad (3.105)$$

III.  $x_2 = l, \frac{dv_2}{dx_2} = 0$

$$0 = \alpha_2 C_3 \cos \alpha_2 l - \alpha_2 C_4 \sin \alpha_2 l + \frac{H}{F_{str} + F_f} - \frac{F_c}{F_{str} + F_f} \quad (3.106)$$

IV.  $x_1 = l_1, v_1 = v_2$   
 $x_2 = l_1$

$$C_1 \sin \alpha_1 l_1 + C_2 \cos \alpha_1 l_1 + \frac{H}{F_{str}} l_1 = \quad (3.107)$$

$$C_3 \sin \alpha_2 l_1 + C_4 \cos \alpha_2 l_1 + \frac{H - F_c}{F_{str} + F_f} l_1 + \frac{F_c l_1 + M_0}{F_{str} + F_f}$$

V.  $x_1 = l_1, \frac{dv_1}{dx_1} = \frac{dv_2}{dx_2}$   
 $x_2 = l_1$

$$\alpha_1 C_1 \cos \alpha_1 l_1 - \alpha_1 C_2 \sin \alpha_1 l_1 + \frac{H}{F_{str}} = \quad (3.108)$$

$$\alpha_2 C_3 \cos \alpha_2 l_1 - \alpha_2 C_4 \sin \alpha_2 l_1 + \frac{H - F_c}{F_{str} + F_f}$$

Sistemul de ecuații sub formă matriceală este:

$$\begin{bmatrix} \alpha_1 & 0 & 0 & \frac{1}{F_{str}} \\ 0 & \alpha_2 \cos \alpha_2 l & -\alpha_2 \sin \alpha_2 l & \frac{1}{F_{str} + F_f} \\ \sin \alpha_1 l_1 & -\sin \alpha_2 l_1 & -\cos \alpha_2 l_1 & \frac{F_f l_1}{F_{str}(F_{str} + F_f)} \\ \alpha_1 \cos \alpha_1 l_1 & -\alpha_2 \cos \alpha_2 l_1 & \alpha_2 \sin \alpha_2 l_1 & \frac{F_f}{F_{str} + F_f} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C_1 \\ C_3 \\ C_4 \\ H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{F_c}{F_{str} + F_f} \\ \frac{M_0}{F_{str} + F_f} \\ \frac{F_c}{F_{str} + F_f} \end{bmatrix} \quad (3.109)$$

c) cazul piesei cu trei tronsoane – figura 3.10

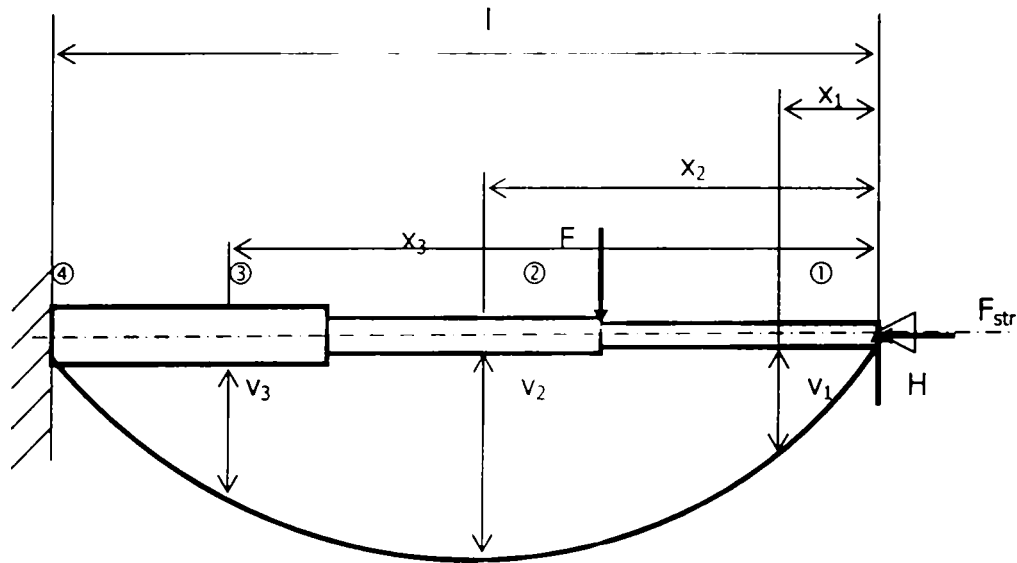


Fig. 3.10

- Pe tronsonul (1 – 2) avem:

$$M_i(x_1) = F_{str} v_1 - Hx_1 \quad (3.110)$$

$$EI_1 \frac{d^2 v_1}{dx_1^2} = -F_{str} v_1 + Hx_1 \quad (3.111)$$

Se notează:  $\alpha_1^2 = \frac{F_{scr}}{EI_1}$  (3.112)

$$\Rightarrow \frac{d^2 v_1}{dx_1^2} + \alpha_1^2 v_1 = \frac{H}{EI_1} x_1 \quad (3.113)$$

$$v_1 = C_1 \sin \alpha_1 x_1 + C_2 \cos \alpha_1 x_1 + \frac{H}{F_{scr}} x_1 \quad (3.114)$$

$$\frac{dv_1}{dx_1} = \alpha_1 C_1 \cos \alpha_1 x_1 - \alpha_1 C_2 \sin \alpha_1 x_1 + \frac{H}{F_{scr}} \quad (3.115)$$

- Pe tronsonul (2 – 3) avem:

$$M_i(x_2) = F_{str} v_2 - Hx_2 + F_f v_2 + F_c(x_2 - l_1) - M_0 \quad (3.116)$$

$$EI_2 \frac{d^2 v_2}{dx_2^2} = -(F_{scr} + F_c) v_2 + Hx_2 - F_c(x_2 - l_1) + M_0 \quad (3.117)$$

Se notează:  $\alpha_2^2 = \frac{F_{str} + F_f}{EI_2}$  (3.118)

$$\Rightarrow \frac{d^2 v_2}{dx_2^2} + \alpha_2^2 v_2 = \frac{H - F_c}{EI_2} x_2 + \frac{F_c l_1 + M_0}{EI_2} \quad (3.119)$$

$$v_2 = C_3 \sin \alpha_2 x_2 + C_4 \cos \alpha_2 x_2 + \frac{H - F_c}{F_{str} + F_f} x_2 + \frac{F_c l_1 + M_0}{F_{str} + F_f} \quad (3.120)$$

$$\frac{dv_2}{dx_2} = \alpha_2 C_3 \cos \alpha_2 x_2 - \alpha_2 C_4 \sin \alpha_2 x_2 + \frac{H - F_c}{F_{str} + F_f} \quad (3.121)$$

- Pe tronsonul (3 – 4) avem:

$$M_i(x_3) = F_{str} v_3 - H x_3 + F_f v_3 + F_c (x_3 - l_1) - M_0 \quad (3.122)$$

$$EI_3 \frac{d^2 v_3}{dx_3^2} = -(F_{str} - F_f) v_3 + H x_3 - F_c (x_3 - l_1) + M_0 \quad (3.123)$$

Se notează:  $\alpha_3^2 = \frac{F_{str} + F_f}{EI_3}$  (3.124)

$$\Rightarrow \frac{d^2 v_3}{dx_3^2} + \alpha_3^2 v_3 = \frac{H - F_c}{F_{str} + F_f} x_3 + \frac{F_c l_1 + M_0}{EI_3} \quad (3.125)$$

$$v_3 = C_5 \sin \alpha_3 x_3 + C_6 \cos \alpha_3 x_3 + \frac{H - F_c}{F_{str} + F_f} x_3 + \frac{F_c l_1 + M_0}{F_{str} + F_f} \quad (3.126)$$

În sistemul de ecuații format din  $v_1, v_2, v_3$  și derivatele de ordinul întâi al acestora avem necunoscutele:  $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, H, F_c$  care nu se pot determina impunând condițiile limită și condițiile de continuitate.

Condițiile la limită și continuitate sunt:

**I.**  $x_1 = 0 \Rightarrow v_1 = 0$

$$0 = C_1 \sin 0 + C_2 \cos 0 \quad (3.127)$$

$$\Rightarrow C_2 = 0 \quad (3.128)$$

**II.**  $x_1 = l_1$   
 $x_2 = l_1 \Rightarrow v_1 = v_2$  (continuitatea deplasărilor)

$$C_1 \cos \alpha_1 l_1 + \frac{H}{F_{str}} l_1 =$$

$$C_3 \sin \alpha_2 l_1 + C_4 \cos \alpha_2 l_1 + \frac{H - F_c}{F_{str} - F_c} l_1 + \frac{F_c l_1 + M_0}{F_{str} + F_f}$$
(3.129)

III.  $\begin{matrix} x_1 = l_1 \\ x_2 = l_1 \end{matrix} \Rightarrow \frac{dv_1}{dx_1} = \frac{dv_2}{dx_2}$  (continuitatea rotațiilor)

$$\alpha_1 C_1 \sin \alpha_1 l_1 + \frac{H}{F_{str}} l_1 =$$

$$C_3 \cos \alpha_2 l_1 + C_4 \sin \alpha_2 l_1 + \frac{H - F_c}{F_{str} - F_c} l_1 + \frac{F_c l_1 + M_0}{F_{str} - F_f}$$
(3.130)

IV.  $\begin{matrix} x_2 = l_1 + l_2 \\ x_3 = l_1 + l_2 \end{matrix} \Rightarrow v_2 = v_3$

$$C_3 \sin \alpha_2 (l_1 + l_2) - C_4 \cos \alpha_2 (l_1 + l_2) =$$

$$C_5 \sin \alpha_3 (l_1 + l_2) - C_6 \cos \alpha_3 (l_1 + l_2)$$
(3.131)

V.  $\begin{matrix} x_2 = l_1 + l_2 \\ x_3 = l_1 + l_2 \end{matrix} \Rightarrow \frac{dv_2}{dx_2} = \frac{dv_3}{dx_3}$

$$\alpha_2 C_3 \cos \alpha_2 (l_1 + l_2) - \alpha_2 C_4 \sin \alpha_2 (l_1 + l_2) =$$

$$\alpha_3 C_5 \cos \alpha_3 (l_1 + l_2) - \alpha_3 C_6 \sin \alpha_3 (l_1 + l_2)$$
(3.132)

VI.  $x_3 = l \Rightarrow v_3 = 0$

$$C_5 \sin \alpha_3 l + C_6 \cos \alpha_3 l + \frac{H - F_c}{F_{str} + F_f} l = \frac{F_c l_1 + M_0}{F_{str} + F_f} = 0$$
(3.133)

VII.  $x_3 = l \Rightarrow \frac{dv_3}{dx_3} = 0$

$$\alpha_3 C_5 \cos \alpha_3 l - C_6 \sin \alpha_3 l + \frac{H - F_c}{F_{str} + F_f} = 0$$
(3.134)

În final, deoarece  $C_7 = 0$  obținem un sistem algebric liniar de 6 ecuații cu 6 necunoscute, pe care le ordonăm sub forma:

### 3.4 Concluzii

Urmărind demonstrațiile făcute, observăm cu ușurință că determinarea valorii critice a forței critice ce ar putea produce flambajul ( $F_{cr}$ ) se face cu un volum de calcul disproporționat de mare. Totuși se poate constata că expresia acestei forțe, pentru cazurile examinate diferă numai printr-un coeficient numeric, astfel că poate fi scrisă sub forma:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l_f^2} \quad (3.136)$$

Se introduce noțiunea de lungime de flambaj, (pentru prinderea în universal  $l_f = l$ , pentru prinderea între vârfuri  $l_f = \frac{\sqrt{2}}{2}l$ , iar pentru preinderea combinată  $l_f = \frac{1}{2}l$ ), care se poate asimila (pentru o mai bună siguranță) cu  $l_f = \frac{1}{2}l$ , astfel că:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{\left(\frac{1}{2}l\right)^2} = \frac{4\pi^2 EI_{\min}}{l^2} \quad (3.137)$$

Pentru cazul unei piese cu mai multe tronsoane se va lua în considerare tronsonul cu diametrul cel mai mic.

Astfel se poate utiliza un algoritm de calcul, cu aproximații succesive, care poate fi programat cu ușurință și care poate să dea informații pertinente, în timp real, utile pentru comanda mașinii unelte.

Presupunem date (cum este și firesc se pleacă de la):

- dimensiunile inițiale ale semifabricatului;
- dimensiunile finale ale piesei de prelucrat;
- componentele forțelor anterioare de pe tronsonul date (forțele de așchiere), care solicită grinda la încovoiere.

Aceste elemente pot fi de asemenea menționate, constituind o bază de date ce poate suplini parametrii variabili în procesul de analiză a deformației piesei (asimilată cu o grindă) – ceea ce este un lucru fundamental, față de variantele clasice.

## **CAP. 4 RIGIDITATEA STRUNGULUI – RIGIDITATEA BATIULUI**

Una din preocupările permanente ale ultimilor ani, în vederea creșterii preciziei de prelucrare a mașinilor unelte, este studierea deformațiilor elastice ale elementelor portante, elemente pe care se montează fix sau cu posibilitate de deplasare, ansamblurile și elementele ce constituie mașina unealtă.

În 1935, K.V.Votinov începe primele investigații privind rigiditatea elementelor de structură. De atunci metodele și modelele de calcul utilizate în cercetarea structurilor mașinilor unelte au evoluat și continuă să evolueze [VOT '40].

Acum, datorită perfecționării tehnicilor de calcul, elementele de structură pot fi analizate încă din stadiul de proiectare. Programele de proiectare asistată de calculator sunt interfațate cu programe de analiză numerică a comportării statice și dinamice, utilizând fie metode analitice exacte fie metode numerice aproximative, cel mai adesea metoda elementului finit [CON '89, BRA '83, GAR '90].

Pentru studierea deformațiilor elastice a unor structuri reale se utilizează diverse metode de calcul, deoarece nu există metode generale unice și nici algoritmi, care să asigure elaborarea unui model unic care să poată aproxima cu o eroare prestabilită, orice structură supusă studiului.

Se constată că, dintre metodele de calcul ce pot fi folosite pentru studierea deformațiilor structurilor în domeniul elastic al elementelor portante, metoda elementelor finite are cea mai largă răspândire [NASTRAN, SAP, COSMOS ș.a.].

### 4.1. Aspecte generale asupra deformațiilor elastice ale elementelor portante ale mașinilor unelte

Precizia unui produs este cerută de rolul funcțional al acestuia; rol care impune și limitele admisibile de toleranță în care calitatea produsului trebuie să se încadreze. În general, precizia, se definește ca fiind:

- a) proprietatea unui produs de a avea mărimile caracteristice cuprinse într-un interval cât mai mic în jurul valorii dorite (cerute, proiectate);
- b) eroarea maximă admisibilă, în plus sau în minus, la efectuarea unei măsurători sau la realizarea unui produs

Conform acestor două definiții, evaluarea calității unui produs (piese) nu se realizează și în exploatare ci numai la realizarea și la măsurarea sa. Precizia de fabricare a unei piese cu ajutorul mașinilor unelte relevă gradul de corespondență a condițiilor tehnice reale de generare a suprafețelor piesei prelucrate, cu valorile teoretice ale aceluiași condiții (dimensionale, de formă, de calitate a suprafeței, de poziție relativă a suprafețelor componente) prescrise în desenul de execuție.

Într-un cadru general, precizia de prelucrare ( $P_p$ ) este o funcție compusă, de variabile independente  $p_k$  denumite abateri, care la rândul lor depind de erorile de prelucrare  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , adică:

$$P_p = P(p_1, p_2, \dots, p_k, \dots, p_n) \text{ unde } p_k = p(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

Cele mai reprezentative erori (sistematice) care influențează precizia de prelucrare se pot estima sub forma unei sume de erori parțiale, definindu-se astfel bilanțul erorilor totale a piesei prelucrate ca fiind ( $E_p$ ) [BUT '01]:

$$E_p = E_{sc} + E_{sf} + E_a + E_{MU} + E_{th} + E_{pc} + E_M + E_{Md} , \text{ unde}$$

$E_{sc}$  - erorile sculei așchietoare;

$E_{sf}$  - erorile semifabricatului;

$E_a$  - erorile poziției relative sculă - semifabricat;

$E_{MU}$  - erorile mașinii – unelte;

$E_{th}$  - erorile tehnologice;

$E_{pc}$  - erorile de programare și comandă;

$E_M$  - erorile de măsurare;

$E_{Md}$  - erorile datorită mediului ambiant (vibrații, temperatură).

Ponderea fiecărei erori în precizia de prelucrare nu poate fi determinată cu exactitate, acestea fiind provocate cu precădere de mecanismele mașinii unelte și apoi de către condițiile specifice proceselor de generare a suprafețelor - figura 4.1. Dintre toate componentele erorii piesei prelucrate, erorile geometrice și cinematice ale mașinii unelte nu pot fi atenuate oricât și oricând (de obicei numai la recondiționare), în timp ce celelalte erori pot fi reduse parțial sau chiar total.

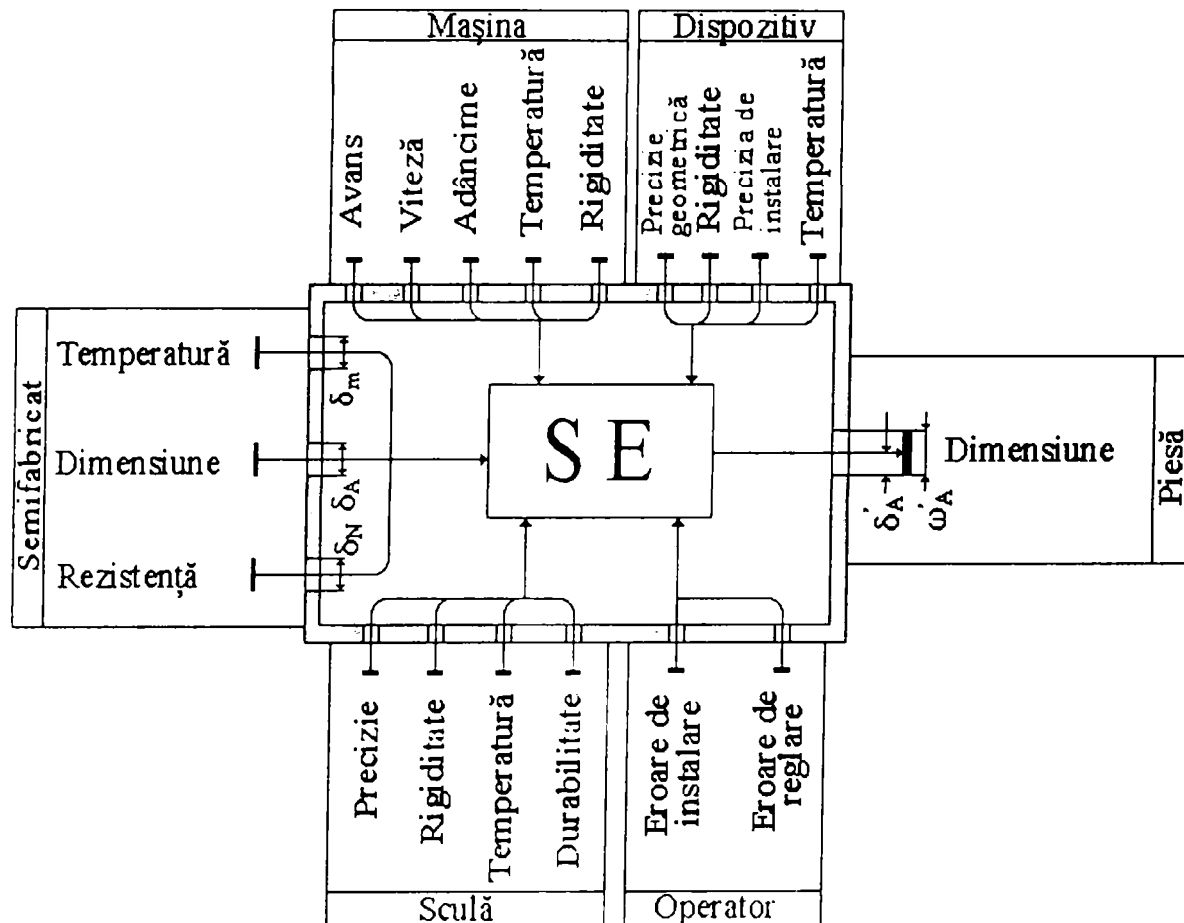


Fig.4.1. Factorii ce influențează precizia de prelucrare

## 4.2. Componentele preciziei tehnologice ale mașinii – unelte

În precizia de prelucrare a pieselor, mașina uneltă se regăsește cel mai adesea prin precizia tehnologică. Pentru aprecierea acesteia este necesar să se cunoască comportarea mașinii unelte din punct de vedere geometric, cinematic, static, dinamic și termic.



Sistemul tehnologic (ST) al mașinilor unelte are o structură elastică (STE) sub acțiunea forțelor generate de procesele de lucru. Deformația elastică a ST provoacă abateri de la poziția reciprocă a piesei și sculei având ca efect posibilitatea apariției unor erori de prelucrare. Acest fapt a condus la definirea unui element de calcul numit *rigiditate a sistemului tehnologic*, ( $R_{ST}$ ) și definită ca fiind capacitatea sistemului tehnologic de a se opune deformațiilor elastice sub acțiunea forțelor din procesul de lucru. Rigiditatea sistemului tehnologic se exprimă valoric prin raportul dintre mărimea efortului (forța  $F_i$  sau momentul  $M_i$ ) și deformația (liniară  $\delta_i$  sau unghiulară  $\varphi_i$ ) corespunzătoare, după cum urmează:

$$R_{ST\delta} = \frac{F}{\delta} \quad [\text{N}/\mu\text{m}] \text{ – rigiditate liniară} \quad (4.1)$$

$$R_{ST\varphi} = \frac{M}{\varphi} \quad [\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}] \text{ – rigiditate unghiulară} \quad (4.2)$$

Datorită variabilității pozițiilor de lucru și a mărimilor forțelor, rigiditatea a fost apreciată ca fiind statică sau dinamică în funcție de caracterul static sau dinamic al forțelor din sistem.

#### **4.2.1 Rigiditatea statică**

Experimentele au dovedit că nici caracteristica de rigiditate statică a mașinilor unelte nu este liniară datorită complexității constructive a elementelor componente ale sistemului tehnologic, prezentându-se sub o formă curbilinie arătată în figura 4.2 [PIC '92].

Datorită acestui fapt, se definește o rigiditate statică instantanee prin relația:

$$R_{STi} = \left( \frac{dF}{d\delta} \right)_{F_0} = \frac{F_0}{\delta_0 - \delta'} \quad [\text{N}/\mu\text{m}] \quad (4.3)$$

În cercetările experimentale rigiditatea instantanee se consideră ca fiind:

$$R_i = \frac{F_{M1}}{\delta_{M1}} = \text{tg}\alpha_1 \quad (4.4)$$

precum și o rigiditate medie (utilizată în special pentru simplificarea calculelor)

$$R_{med} = \frac{F_M}{\delta_M} = \text{tg}\alpha_m \quad (4.5)$$

acceptată, în special, pe un domeniu limitat de sarcină prin relația:  $0 < F < F_0$ , așa cum este prezentat în diagrama din figura 4.2.

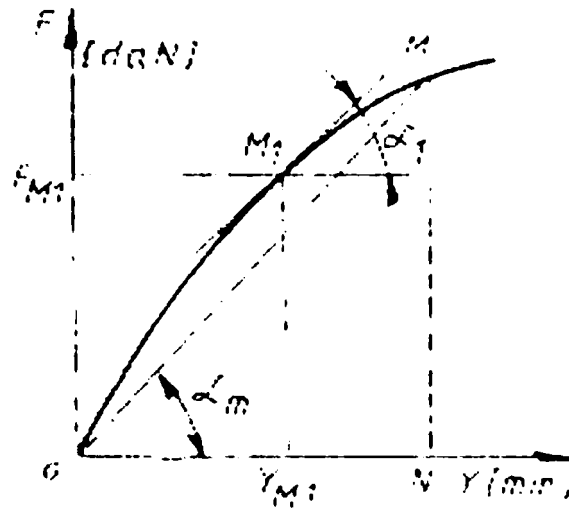


Fig.4.2 Diagrama de rigiditate a sistemului tehnologic

Gradul de cedare sau de flexibilitate a sistemului tehnologic se definește ca fiind o mărime inversă rigidității statice după cum urmează:

$$C_{\delta} = \frac{1}{R_{ST}} = \frac{d\delta}{dF} \quad [\mu\text{m}/\text{N}] \quad (4.6)$$

$$C_{\varphi} = \frac{1}{k_{\varphi}} = \frac{d\varphi}{dM} \quad [\text{rad}/\text{N}\cdot\text{m}] \quad (4.7)$$

Cedarea elastică și respectiv rigiditatea unui element de structură al mașinii unelte depinde de material, configurația geometrică, poziția punctelor de aplicare a sarcinilor, direcțiile, sensurile și mărimile acestor solicitări.

Factorii principali care influențează rigiditatea statică și care țin de complexitatea ST sunt deformațiile elastice proprii elementelor de structură și cele de contact din cuplurile cinematice. Deformațiile elastice de contact se manifestă ca urmare a elasticității îmbinărilor fixe sau mobile dintre elementele de structură și sunt specifice sarcinilor reduse. Deformațiile elastice proprii ale ST sunt preponderente la sarcini mari iar studiul acestor deformații constituie un obiectiv esențial în aprecierea comportării statice a structurii mașinilor unelte.

#### 4.2.2 Rigiditatea dinamică

Rigiditatea dinamică a unei mașini unelte este definită ca fiind proprietatea (calitatea) acesteia de a-și păstra stabilitatea la vibrații, sub acțiunea solicitărilor variabile de orice natură. Evaluarea rigidității dinamice se face în condiții foarte apropiate de cele din exploatare.

Pentru studiile întreprinse în acest scop se consideră că sistemul dinamic al mașinii unelte este un sistem închis, format din sistemul elastic mașină unealtă – dispozitiv – piesă – sculă (MUSDP) și procesele de lucru în interacțiunea lor. Rigiditatea totală a sistemului MUSDP, se compune din rigiditățile mașinii unelte, dispozitivelor de prindere, a sculei și a piesei de prelucrat, adică a tuturor elementelor MUSDP. Aceasta este variabilă atât pe perioada vieții mașinilor unelte cât și pe timpul prelucrării chiar al unei singure piese. Compunerea elementelor de structură portante în funcție de mobilitatea acestora, poate influența rigiditatea statică a MUSDP și implicit precizia de prelucrare [ISP '98].

În evaluarea poziției deformate a unei structuri se are în vedere aspectul static, geometric și fizic. Structura unei mașini unelte fiind realizată din materiale cu comportare elastică, mașina se constituie într-un sistem conservativ, la care deformațiile sunt elastice

Ipotezele generale pentru studiul deformațiilor elastice au avut la bază teoria liniară, admitându-se mai multe ipoteze simplificatoare, referitoare la comportarea materialului, a structurii și a caracteristicile solicitărilor după cum urmează:

- materialul are o comportare elastică – liniară (este valabilă legea lui Hooke);
- materialul este continuu, omogen și izotrop;
- proprietățile fizice ale materialului nu variază în timp;
- sunt valabile expresiile ce consideră dependența liniară dintre forță și deplasare;
- deplasările structurii sunt considerate ca fiind mici în comparație cu dimensiunile sale geometrice, ecuațiile de echilibru static scriindu-se pe structura nedeformată (aspect static liniar);
- tensiunile și deplasările sunt funcții liniare de mărimea solicitărilor;
- relațiile între deformațiile specifice și deplasări sunt liniare;
- se admite principiul suprapunerii efectelor;
- rigiditatea și cedarea elastică a structurii depind numai de caracteristicile structurii și de natura materialului;
- se admite ipoteza lui Bernoulli a secțiunilor plane la structurile din bare și ipoteza Kirchhoff – Love la calculul structurilor din plăci plane și plăci curbe subțiri;
- solicitările statice se estimează de obicei ca valori medii.

În bilanțul general al elementelor care contribuie la obținerea unei precizii mari, la prelucrarea pe orice mașină unealtă, o pondere însemnată o are structura portantă (batiul) a mașinii deoarece influențează în mod direct precizia prelucrării. Acest lucru este accentuat și prin tendința de creștere a puterii motoarelor de acționare, care la rândul lor conduc la o creștere a tuturor forțelor ce intervin în procesul de așchiere.

Pentru strunguri, structura portantă este asigurată de batiu, al cărui rol este deosebit de important mai ales datorită robusteții sale și a modului cum este structurat. Nu se poate oferi o soluție universală de analiză ale acestora datorită unei mari varietăți de structuri de batiu deja existente. Analizele comparative întreprinse asupra rigidității statice a batiurilor care continuă să se realizeze și în acest moment au arătat diferențe semnificative între acestea [ZAP '96].

Ulterior se poate justifica prin calcul și un proiect pentru un batiu de strung cu ajutorul metodei elementului finit, metodă care este complet rezolvată acum de calculatorul electronic.

Stabilirea deformației, care se obține în timp real cu intenția de a putea fi contracarată și chiar anticipată, constituie un alt pas important către ceea ce în continuare vor fi și se vor numi structuri active, dintre care unele deja funcționează pe mașinile unelte moderne cu comenzi adaptive.

Deci condiția principală pe care trebuie să o îndeplinească batiul în timpul de viață al mașinii este aceea de a menține cât mai exact poziția reciprocă a ansamblurilor și a pieselor (adică invariabilitatea pozițiilor relative ale suprafețelor de bază), oricare ar fi regimul de lucru permis pe aceasta. Acest lucru se poate realiza printr-o îmbinare optimă între:

- alegerea unei forme corespunzătoare de batiu;
- alegerea materialului pentru batiu și a unei tehnologii adecvate de fabricație;
- asigurarea unei rigidități corespunzătoare, astfel încât deformațiile maxime ale batiului sub acțiunea eforturilor maxime sau accidentale, să nu depășească limitele toleranțelor pentru piesele supuse prelucrării;
- asigurarea rezistenței la vibrații a batiului pentru toate regimurile de lucru;
- asigurarea unei rezistențe la uzură suficient de mare a ghidajelor.

Forma batiului este determinată în special de considerentele:

- material, dimensiune, greutate, lungimea curselor principalelor părți și ansambluri ale mașinii;
- modul de așezare pe batiu a suprafețelor de bază și în special a ghidajelor pentru cărucior, masă, păpușă mobilă, dispozitive și cap de lucru;
- necesitatea practicării în pereții batiului a golurilor pentru acces în vederea montării/demontării diverselor mecanisme și dispozitive, precum și a jgheaburilor înclinate pentru lichidul de răcire și pentru evacuarea așchiilor.

La proiectarea batiurilor turnate trebuie să se țină cont în mod deosebit și de golurile și nervurile care au scopul de a ușura formarea așchiilor și de a atenua tensiunile interne de contracție precum și de posibilitățile de transport, montare și eventual mutare. Rigiditatea

batiului asigură de fapt rigiditatea mașinii unelte în ansamblul ei și care împreună cu rigiditatea MUDPS limitează alegerea parametrilor de bază ai regimului de așchiere (adâncime, avans) admisibili pentru precizia și calitatea suprafeței prelucrate și pentru duritatea sculelor utilizate.

În general batiul este supus unor eforturi combinate și deformările pot avea un caracter complex – încovoiere, torsiune, alungire. Tensiunile și deformațiile care se produc în batiul mașinii unelte în funcțiune se pot evidenția cu un anumit grad de aproximare pentru fiecare caz în parte, dacă se cunoaște sistemul de forțe care acționează asupra mașinii în timpul procesului de așchiere.

Forma constructivă dictată de aceste necesități funcționale conduce la o structură de rezistență în general complexă, alcătuită din plăci de grosime variabilă, dispuse în plane diferite, cu goluri, cu nervuri de rigidizare, cu diferite tipuri de îmbinări, realizate prin sudură sau turnare sub o formă continuă și al căror calcul analitic este imposibil de realizat.

În toate încercările, ulterior și abandonate, s-au efectuat numeroase simplificări, ajungându-se la structuri de tipul grinzilor sau cadrelor pentru care calculul de rezistență și rigiditate este cunoscut în detaliu. Acum, dezvoltarea unor programe laborioase de element finit, au redeschis problematica pentru care se cunosc mai multe realizări [ZAP '95, MOT '96, MOH '96, GLA '00].

Ideea că aceste batiuri trebuie să aibă o rigiditate statică și dinamică cât mai mare a constrâns fabricanții ca la realizarea batiului să adopte nervuri de rigidizare (perpendiculare și în diagonală) până la limita acceptabilă de utilizare în exploatarea.

### ***4.3. Elemente portante de tip batiu***

#### **4.3.1 Batiuri orizontale**

Batiul suportă reacțiunile datorită forțelor de așchiere, greutateii subansamblelor, forțelor de strângere etc. motiv pentru care se impune ca acest element portant să transmită în zona de așchiere deformații minime. De aceea forma batiurilor este determinată de poziția în spațiu și de lungimea axelor de deplasare a săniilor, meselor, traverselor, dar și de necesitatea de a asigura o rigiditate cât mai mare. De asemenea trebuie să existe posibilitatea amplasării unor mecanisme de comandă și acționare, având accesibilitate la montaj, întreținere și curățare. În figura 4.3 este prezentată varianta de strung (SNA-250), pentru a cărei batiu s-a studiat rigiditatea, analizându-se cu metoda elementului finit.

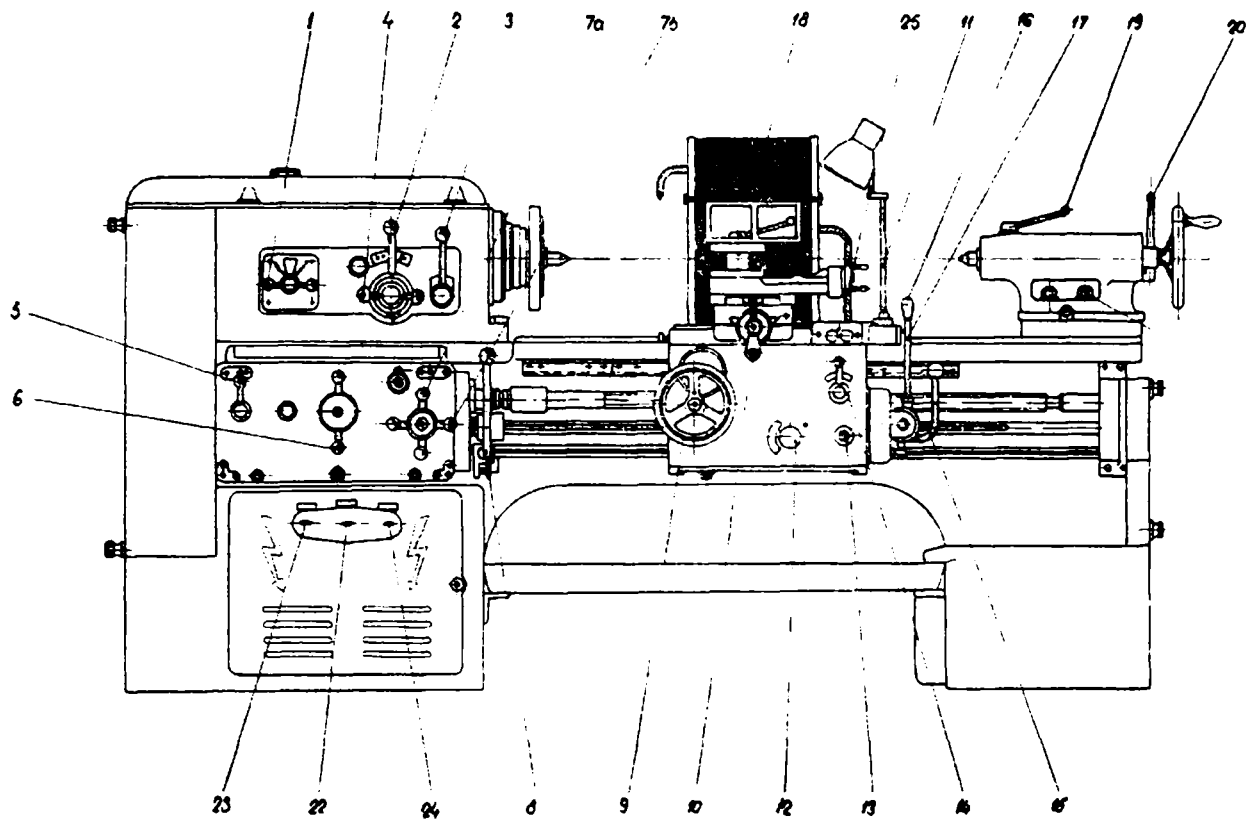


Fig. 4.3 Strungul normal SNA - 250

Forțele care acționează asupra acestor tipuri de batiu crează solicitări de răsucire – figura 4.4 – și încovoiere în planurile vertical și orizontal – figura 4.5.

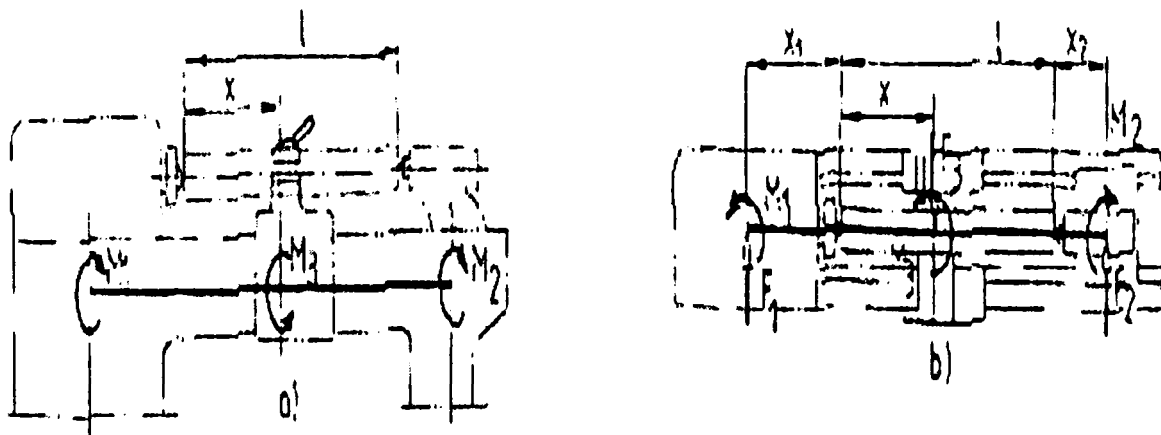


Fig. 4.4 Evidențierea solicitărilor de răsucire

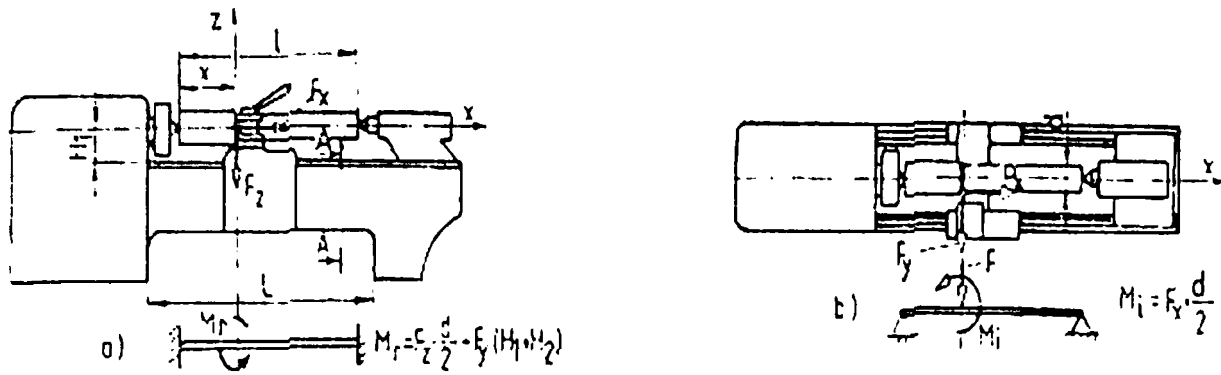


Fig.4.5 Evidențierea solicitărilor de încovoiere

Referitor la solicitarea de răsucire, cuplurile  $M_1, M_2, M_3$  se deduc cu relațiile:

$$M_1 = F_z \frac{d}{2} + \left( F_y \frac{l-x}{l} + \frac{1}{l} F_x \frac{d}{2} \right) (H_1 + H_2) \quad (4.8)$$

$$M_2 = \left( F_y \frac{x}{l} + \frac{1}{l} F_x \frac{d}{2} \right) (H_1 + H_2) \quad (4.9)$$

$$M_3 = -F_z \frac{d}{2} - F_y (H_1 + H_2) \quad (4.10)$$

Referitor la solicitarea de încovoiere, solicitările batiului rezultă conform relațiilor:

$$F_1 = - \left( F_y \frac{l-x}{l} + \frac{1}{l} F_x \frac{d}{2} \right) \quad (4.11)$$

$$F_2 = - \left( F_y \frac{x}{l} + \frac{1}{l} F_x \frac{d}{2} \right) \quad (4.12)$$

$$F_3 = F_y \quad (4.13)$$

$$M_1 = F_1 \cdot x_1 \quad (4.14)$$

$$M_2 = -F_2 \cdot x_2 \quad (4.15)$$

$$M_3 = -F_x \cdot \frac{d}{2} \quad (4.16)$$

Schema de calcul simplificat a deformațiilor elastice ale batiurilor strungurilor normale se întocmește pentru operația tipică de strunjire longitudinală cu piesa prinsă între vârfuri. Ponderea deformațiilor batiului în cazul deplasărilor totale dintre sculă și semifabricat este foarte importantă în acest caz. Deformațiile batiului se consideră pe o lungime cel puțin egală cu cea a semifabricatului. În calculele pentru răsucire, pentru batiul simplificat asimilat

cu o grindă, care se consideră încastrată la ambele capete. La încovoierea în plan orizontal, "grinda" se consideră articulată la cele două capete în secțiunea centrelor de prindere, unde momentele încovoiătoare sunt nule. Deplasarea maximă a batiului pe direcția  $y$  ( $f_y$ ), influențează direct precizia de prelucrare a piesei și se poate determina utilizând relația [ISP '87, ZAP '95] :

$$f_y = \left[ F_y (H_1 + H_2) + F_z \frac{d}{2} \right] \frac{x(l-x)(H_1 + H_2)}{IGI_p} + \left[ F_y x(l-x) - F_x \frac{d}{2} (2x-l) \right] \frac{x(l-x)}{3IEI_z} \quad (4.17)$$

în care: -  $EI_z$  este indicele rigidității de încovoiere în planul orizontal;

-  $GI_p$  este indicele rigidității la răsucire

În cazul batiurilor strungurilor normale cu nervuri perpendiculare sau în diagonală, astfel simplificate pentru calcule, deformația de răsucire poate constitui 60 – 90% din valoarea totală a deplasării  $f_y$  a sculei, datorită deformației batiului – figura 4.6 a și b. Produsul  $f_y \cdot V$  (deplasare și volumul de material înglobat în partea deformabilă a batiului) este criteriul principal de apreciere calitativă a diverselor variante constructive de batiuri. Volumul batiului,  $V$  se determină cu relația:

$$V = A_1 \cdot L + n \cdot A_2 \cdot a \quad (4.18)$$

în care:  $A_1$  – aria secțiunii transversale a pereților batiului;

$A_2$  - aria secțiunii transversale a nervurilor;

$n$  – numărul nervurilor;

$a$  – lungimea nervurilor;

$L$  – lungimea părții deformate a batiului.

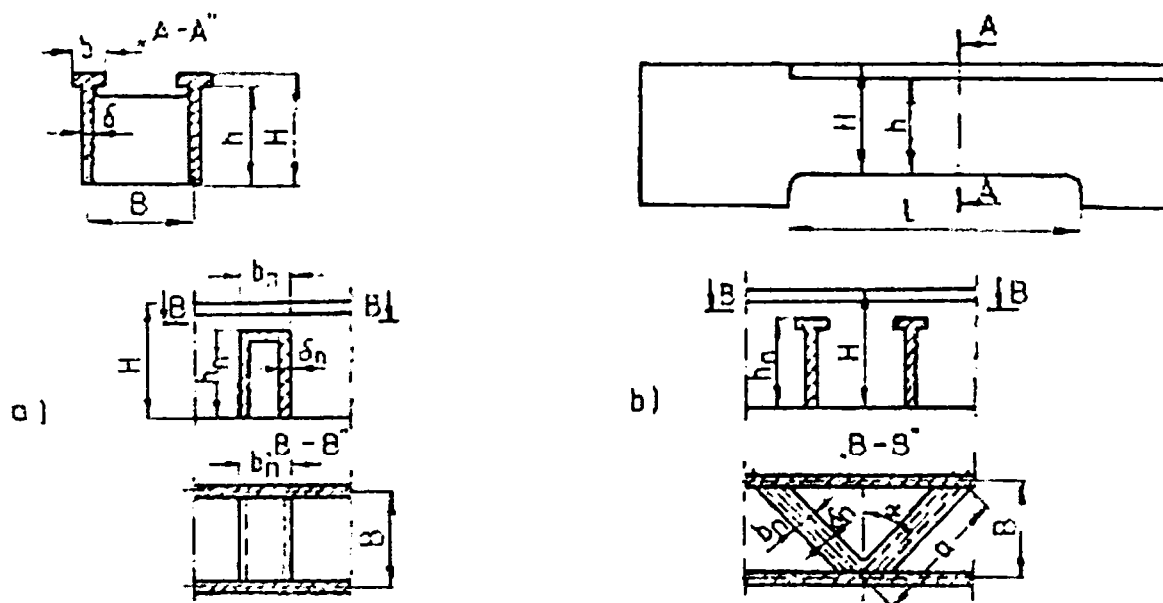


Fig. 4.6 Batiu cu nervurare perpendiculară (a) și în diagonală (b)



Mărimile  $H_2$ ,  $I_z$ ,  $I_p$  și  $A_1$ ,  $A_2$  se exprimă prin intermediul parametrilor de bază ai batiului (lățimea  $B$ , înălțimea  $H$ , lungimea  $L$ ) și ai pereților (grosimea  $\delta$ , înălțimea  $h$ , lățimea  $b$ ). Componentele forței de așchiere pot fi considerate ca fiind în raportul:

$$F_x / F_y / F_z = 0,3 / 0,5 / 1,0 \quad (4.19)$$

iar dimensiunile semifabricatului:

$$d = \frac{2}{3} H_1 \text{ și } l = \frac{2}{3} L_1 \quad (4.20)$$

unde:  $H_1$  – înălțimea centrelor strungului

$L_1$  – distanța maximă între vârfuri;  $L_1 = 0,8 \cdot L$

Pentru cazul cel mai defavorabil adică pentru  $x = l / 2$  rezultă relațiile:

$$f_y = K_1 \frac{F_y}{EL} \quad (4.21)$$

$$f_y \cdot V = K_2 \frac{F_y L^2}{E} \quad (4.22)$$

unde:  $K_1$ ,  $K_2$  – coeficienți adimensionali care depind de:

- parametrii dimensionali  $H_1$  și  $L_1$ ;
- dimensiunile de bază ale batiului  $B$ ,  $H$ ,  $L$ ;
- parametrii pereților  $\delta$ ,  $n$ ,  $b$ ;
- numărul și parametrii nervurilor  $n$ ,  $h_n$ ,  $b_n$ .

Pentru exemplificare s-au analizat cele două variante constructive uzuale de batiuri: cu nervuri perpendiculare și în diagonală. Variind parametrii constructivi de bază pentru batiurile strungurilor de dimensiuni medii, s-a urmărit influența acestora asupra lui  $f_y$  și  $f_y \cdot V$  prin intermediul unor coeficienți adimensionali  $K_1$  și  $K_2$ . După efectuarea calculelor s-au trasat curbele de variație – figura 4.7 – pentru  $K_1$  și  $K_2$  în funcție de:

- rapoartele dimensiunilor de bază  $B / L$ ,  $B / H$  - figura 4.8 a;
- parametrii relativi ai pereților  $\delta / b$ ,  $h / H$  - figura 4.8 b;
- dimensiunile relative ale nervurilor  $b_n / B$ ,  $h_n / H$  - figura 4.8 c

Graficele cu linie continuă se referă la batiuri cu nervuri perpendiculare, iar cele cu linie întreruptă la batiuri cu nervuri în diagonală, cele combinate fiind undeva printre acestea. Calcule similare se pot face pentru a compara variantele constructive de batiuri cu nervuri perpendiculare, cu nervuri în diagonală și cu contur închis fără nervuri.

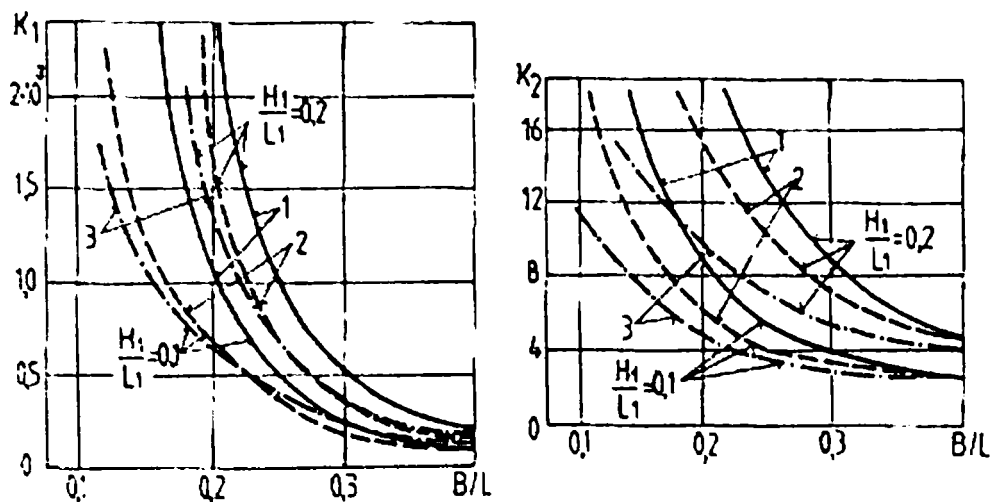


Fig. 4.7 Curbele de variație pentru  $K_1$  și  $K_2$

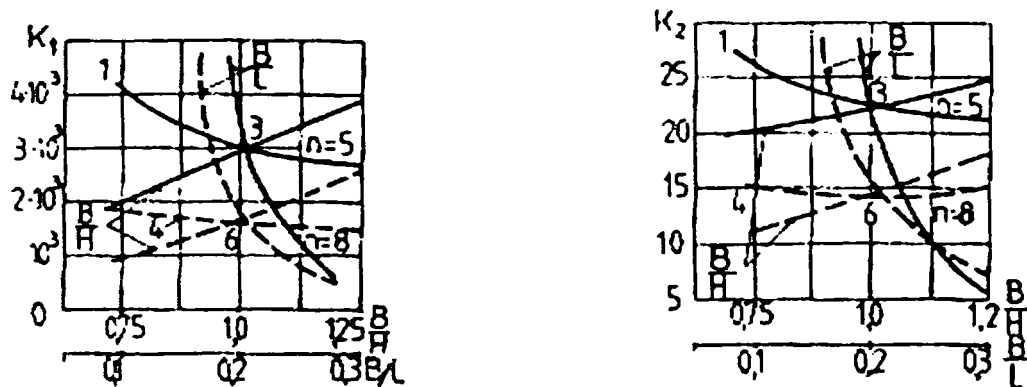


Fig. 4.8 a Caracteristici constructive ale batiului

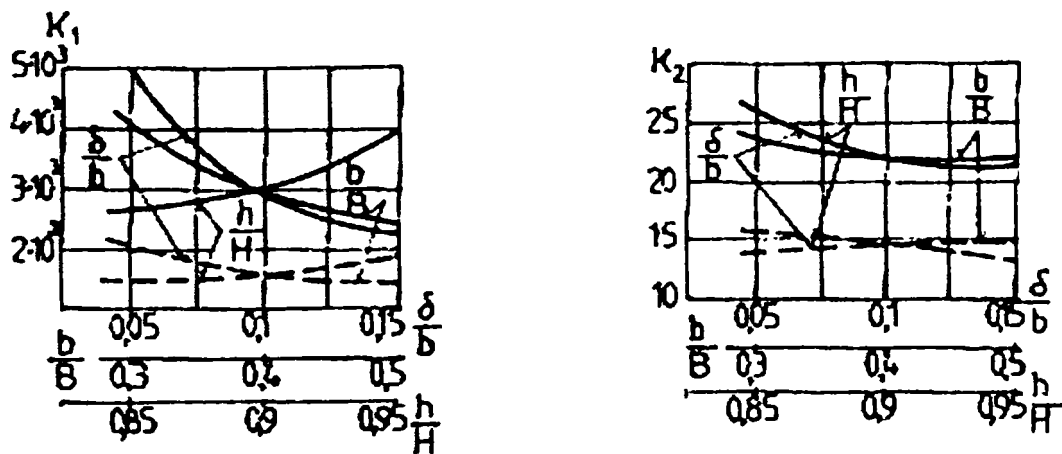


Fig. 4.8 b Caracteristici constructive ale batiului

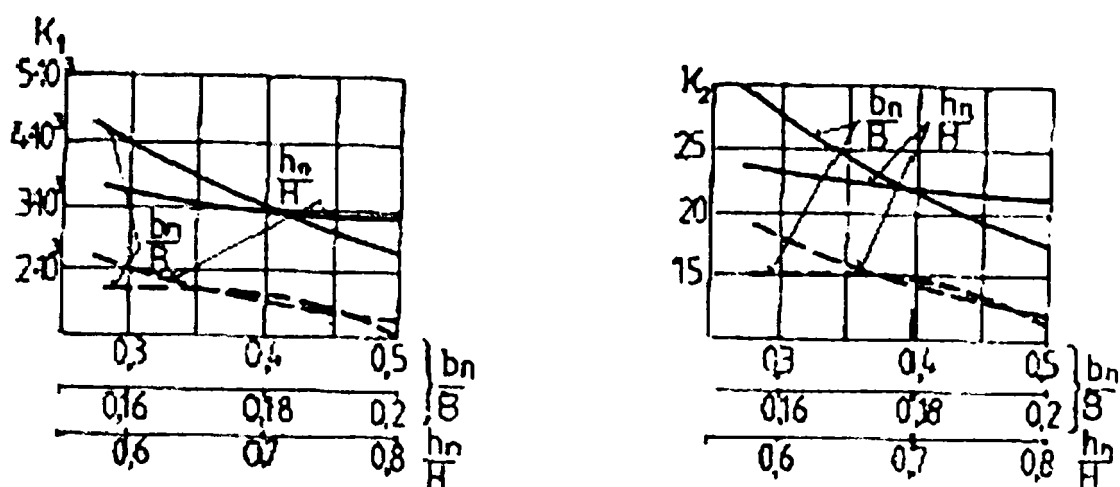


Fig. 4.8 c Caracteristici constructive ale batiului

Rezultatele obținute pentru diverse rapoarte,  $H_1/L_1 = 0,1$  și  $H_1/L_1 = 0,2$  sunt prezentate grafic în figurile 4.8 a, b, și c. Analizând curbele prezentate se pot desprinde următoarele concluzii importante:

- pentru aceleași dimensiuni  $H_1, L_1$  batiurile cu contur închis asigură o deplasare  $f_y$  minimă, la o greutate minimă. Soluția se adoptă la batiuri înclinate, unde nu apare problema eliminării așchiilor [ZAP '95];
- la strungurile având  $L_1/H_1 > 3$  rigiditate mai bună au batiurile cu nervuri în diagonală. De exemplu, pentru  $L_1 = 1500 \text{ mm}$ ,  $H_1 = 300 \text{ mm}$ , batiul cu nervuri în diagonală are  $f_y$  mai mică cu 40% față de varianta cu nervuri perpendiculare și în plus volumul de metal încorporat este cu 20% mai mic [GLA '01];
- la strungurile pentru care  $L_1/H_1 < 3$ , se preferă din punct de vedere tehnologic batiurile cu nervuri perpendiculare;
- lățimea  $B$  are influență determinantă asupra deforțărilor elastice. Astfel lățimea este aleasă maximă din considerente constructive; uzual  $B/H = 0,75 \dots 1,25$ ;
- lățimea relativă  $b_n/B$  a nervurilor influențează deforțățiile elastice îndeosebi la batiurile cu nervuri perpendiculare, deoarece secțiunile lor sunt solicitate în principal la răsucire. La batiurile cu nervuri în diagonală, solicitările acestora fiind de încovoiere, influență mare asupra deforțățiilor o are și înălțimea relativă  $h_n/H$ . Se pot optimiza valorile  $b_n/B$  și  $h_n/H$  pe baza criteriilor  $f_y$  și  $f_y \cdot V$ ;

- grosimea nervurilor se recomandă către valori minime din considerente tehnologice. Deplasarea  $f_y$  minimă pentru o greutate dată a batiului se obține prin adoptarea unui număr optim de nervuri:

- pentru  $B/L = 0,3 \dots 0,4$  se adoptă  $n = 2 \dots 3$  nervuri perpendiculare sau  $n = 3 \dots 5$  nervuri în diagonală;
- pentru  $B/L = 0,1 \dots 0,2$  se adoptă  $n = 4 \dots 5$  nervuri perpendiculare sau  $n = 6 \dots 8$  nervuri în diagonală;

Distanța uzuală dintre nervurile perpendiculare este egală cu lățimea batiului, iar unghiul dintre nervurile în diagonală trebuie să fie cuprins între  $60^\circ \dots 90^\circ$ .

S-au efectuat și alte calcule simplificate pentru determinarea rigidității de încovoiere în plan orizontal și vertical și a rigidității la răsucire a batiurilor.

Astfel, modelul de rigiditate,  $EI$  a batiurilor cu doi pereți de bază și pereți intermediari perpendiculari se determină cu relația:

$$EI_{pp} = s_1 EI_z \quad (4.23)$$

iar în cazul pereților intermediari în diagonală cu relația:

$$EI_{pd} = s_2 EL^2 A \quad (4.24)$$

unde:  $I_z$  – momentul de inerție în raport cu axa  $z$  în planul rigidității minime al pereților de bază ai batiului [ $\text{mm}^4$ ];

$A$  – aria secțiunii transversale [ $\text{mm}^2$ ];

$L$  – distanța dintre pereții de bază ai batiului [ $\text{mm}$ ];

$E$  – modulul de elasticitate al materialului [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ];



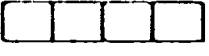
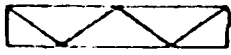
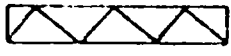
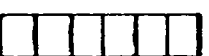

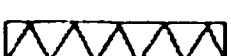
$s_1, s_2$  – coeficienți care depind de:

- $B/L$  - lățimea / lungimea batiului;
- $I_z, I_{nz}$  – momentele de inerție față de axa  $z$  a pereților, respectiv a pereților despărțitori;
- $A, A_n$  – suprafețele secțiunilor pereților și respectiv pereților despărțitori

Relațiile de calcul pentru coeficienții  $s_1, s_2$  se găsesc în tabelul 4.1 (ENIMS).

Pentru batiurile de dimensiuni mijlocii și mari este indicat un studiu special pentru stabilirea influenței prinderii pe fundație asupra deformațiilor batiurilor orizontale [MOH '96, GLA' 00].

Tabelul 4.1

Schema batiu	n	$s_1$	Schema batiului	n	$s_2$
	1	8		2	$\frac{\sin\alpha \cdot \cos^2\alpha}{12 [A/A_n + \sin^3\alpha]}$
	3	$32 \frac{3 + 4 \frac{B I_z}{L I_{nz}}}{3 + 16 \frac{B I_z}{L I_{nz}}}$		4	$\frac{\sin\alpha \cdot \cos^2\alpha}{12 [A/A_n + 3\sin^3\alpha]}$
				6	$\frac{\sin\alpha \cdot \cos^2\alpha}{12 [A/A_n + 6,3\sin^3\alpha]}$
	5	$72 \frac{1 + \frac{B I_z}{L I_{nz}}}{1 + 9 \frac{B I_z}{L I_{nz}}}$		8	$\frac{\sin\alpha \cdot \cos^2\alpha}{12 [A/A_n + 31\sin^3\alpha]}$
				10	$\frac{\sin\alpha \cdot \cos^2\alpha}{12 [A/A_n + 17\sin^3\alpha]}$

#### 4.4. Modele și metode de calcul pentru batiu

Conceptul de element de structură (batiu, traversă, sanie, masa mașinii, carcasă etc.) folosit în domeniul mașinilor – unelte coincide cu cel de structură utilizat în majoritatea calculelor de rezistență. Uzual, prin structură se înțelege un ansamblu de bare, plăci și învelișuri interconectate.

Definită ca mai sus, noțiunea de structură implică acceptarea ipotezei secțiunii plane (Bernoulli) pentru bare și a ipotezei normalei rectilinii (Kirchhoff) pentru plăci și învelișuri, aceasta făcând posibilă înlocuirea forțelor exterioare reale prin valori concentrate echivalente.

Structurile reale sunt de fapt sisteme continue, cu parametrii distribuiți. Configurația lor exactă ar trebui definită printr-un număr foarte mare de coordonate generalizate, rezutând de fapt teoretic un număr infinit de grade de libertate. Practic, interesează doar mișcarea unui număr finit de coordonate (generalizate) ce trebuie descrise în modelul de calcul adoptat.

În mod normal elaborarea modelului de calcul pentru deformațiile elastice și calculul de rezistență al unei structuri trebuie corelată riguros cu metoda de calcul aleasă.

În tabelul 4.2, se prezintă sintetic metodele matematice de calcul cele mai utilizate și specifice mecanicii structurilor prezentate în literatura de specialitate.

Tabelul 4.2

METODE DE CALCUL	METODE ANALITICE (EXACTE)	pentru bare
		pentru plăci și învelișuri
		pentru structuri simple
	METODE NUMERICE (APROXIMATIVE)	Metoda diferențelor finite (MDF)
		metoda elementelor finite (MEF) (substructurare)
		Metoda elementelor de frontieră (MEFr)

Metodele analitice de calcul constau în integrarea ecuațiilor teoriei elasticității.

Metodele numerice de calcul sunt utilizate pentru probleme mai complexe, când practic devine imposibil de determinat soluția analitică exactă. Utilizarea pe scară largă a calculatoarelor personale permite dezvoltarea și perfecționarea continuă a programelor software pentru calculul structurilor. Metodele numerice sunt cele mai des întâlnite în calculul structurilor beneficiind și de aportul multitudinii aplicațiilor în continuă dezvoltare și diversificare a programelor de aplicații.

Dintre metodele amintite ultimele două au cea mai largă utilizare. Metoda diferențelor finite se pretează bine pentru elaborarea de programe pentru calculator, dar are următoarele dezavantaje:

- trebuie cunoscută ecuația fundamentală care guvernează fenomenul care se modelează;
- volumul datelor de intrare este relativ mare;
- aplicabilitate numai pentru structuri simple.

#### 4.4.1. Metoda elementelor finite

Este una din cele mai utilizate metode de rezolvare a unor probleme ingineresti complexe în mecanica solidelor deformabile (domeniul liniar sau neliniar), în mecanica fluidelor, în câmpurile termice, magnetice, electrice, tehnica biomedicală, etc. Metoda consideră structura ca un tot unitar ce se analizează prin intermediul unor părți mici, discrete ce se numesc elemente finite. Prin discretizare va rezulta un model intuitiv, cu un număr finit de necunoscute, deoarece se scriu necunoscutele numai în noduri. Pe de altă parte câmpul necunoscutelor se precizează cu ajutorul unor funcții de aproximare (interpolare) care au un rol fundamental în cadrul metodei. Astfel comportarea unei structuri este descrisă de un

sistem de ecuații scris matriceal [OLT '72, CUT '80, BRĂ '84, GÂR '90, FAU '97, RAI '98, MAR '03]:

$$[M]\{\dot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{R\} \quad (4.25)$$

în care:

$[K]$  – matricea de rigiditate;

$[M]$  – matricea maselor care conține termeni ce definesc greutatea proprie a elementelor, dar și termeni care evidențiază aportul altor mase (concentrate sau distribuite), la influențarea comportării dinamice a structurii;

$[C]$  – matricea coeficienților de amortizare;

$\{u\}$ ,  $\{\dot{u}\}$ ,  $\{\ddot{u}\}$  și  $\{R\}$  – vectorii deplasărilor nodale, vitezelor accelerațiilor, respectiv ai încărcărilor exterioare.

Etapele care trebuie parcurse în cadrul MEF, indiferent de tipul analizei care se face (statică, modală sau dinamică) sunt următoarele:

- discretizarea structurii elementelor finite, cu precizarea tipului și a formei geometrice de element finit (bară, placă, corp) și implicit a funcțiilor de interpolare cu care se va lucra (vezi tabelul 4.1).
- stabilirea câmpului de deplasări al elementelor finite și a sistemelor de coordonate; numerotarea elementelor și a nodurilor.
- funcțiile de interpolare sunt funcții convenționale care aproximează variabilele în puncte din interiorul elementului finit, având ca reper valorile acestora din noduri. Cel mai des folosite sunt funcțiile de interpolare Lagrange, Pascal, Hermite, Serendip ș.a.
- determinarea matricelor de rigiditate pentru fiecare EF. Acest lucru se face în sistemul local de axe al fiecărui EF. Metodele energetice pentru determinarea matricei de rigiditate au la bază principiul lucrului mecanic virtual care arată că energia potențială de deformație  $U$  a solidului deformabil este de fapt egală cu variația virtuală a lucrului mecanic efectuat de sarcinile exterioare. Se pot scrie astfel relațiile:  $\delta \cdot U = \delta \cdot L_{ext}$

$$\delta \cdot U = \iiint \{\delta \cdot \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV \quad (4.26)$$

$$\{\varepsilon\}^T = [\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \gamma_{xy} \gamma_{yz} \gamma_{xz}] \quad (4.27)$$

$$\{\sigma\}^T = [\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{xz}] \quad (4.28)$$

în care:  $\{\varepsilon\}$  – vectorul deformațiilor specifice;

$\{\sigma\}$  – vectorul tensiunilor;

Matricea de rigiditate pentru oricare tip de element se poate determina cu relația:

$$[k] = \iiint [B]^T [E] [B] dV \quad (4.29)$$

știind că:

$$\{\delta\varepsilon\}^T = ([D][N]\{\delta u\})^T = \{\delta u\}^T [B]^T \quad (4.30)$$

în care: [D] – matricea cu operatori diferențiali de legătură între deformațiile specifice  $\varepsilon$  și deplasările  $u$ ;

[N] – vectorul funcțiilor de interpolare;

$$\sigma = E\varepsilon \quad (4.31)$$

- e) determinarea vectorilor forțelor nodale;
- f) calculul deplasărilor nodale ale structurii;
- g) calculul tensiunilor normale prin efectuarea substituțiilor inverse;
- h) calculul tensiunilor principale și ale direcțiilor lor, obținându-se relațiile;
- k) asamblarea matricelor de rigiditate și a vectorilor forțelor nodale. Procesul de asamblare se bazează pe calculul matriceal. De la sistemele de referință locale ale elementelor finite se trece la unul general pentru întreaga structură.

#### 4.4.2 Modelarea batiului – elemente tip placă (shell) și tip bară (beam) 3D

În vederea analizei rigidității strungului normal încă în fabricație (ARIS-Arad) s-a optat pentru programul SAP-2000 care prezintă posibilități suficiente de analiză prin intermediul elementelor de tip bară și placă.

Din structura reală a strungului s-a extras partea de batiu externă până-n vecinătatea zonelor care reprezintă – prin alcătuirea lor - o rigiditate foarte mare - figura 4.9.

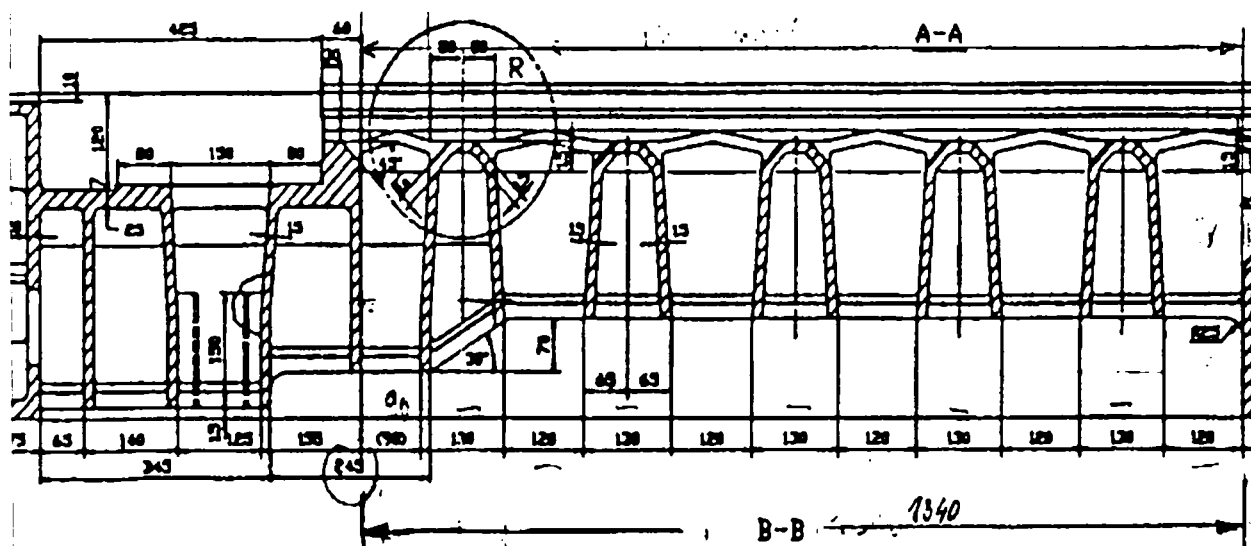


Fig.4.9 Batiu





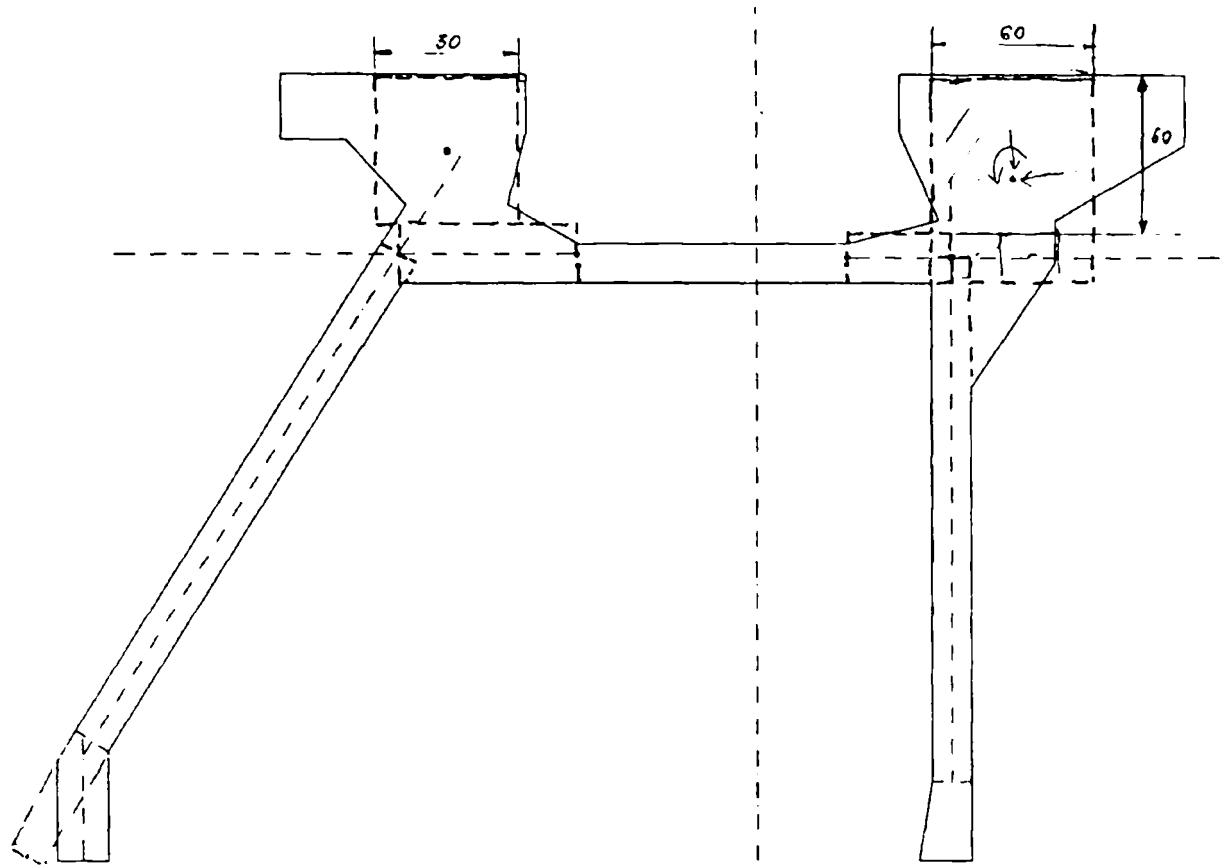


Fig. 4.11 Secțiunea batiului simplificată pentru modelare

Fețele laterale ale batiului au grosimi constante de aproximativ 10 mm și prezintă goluri cu o anumită regularitate - figurile 4.12 și 4.13. Fața laterală din spate este verticală, iar cea văzută direct din față este înclinată.

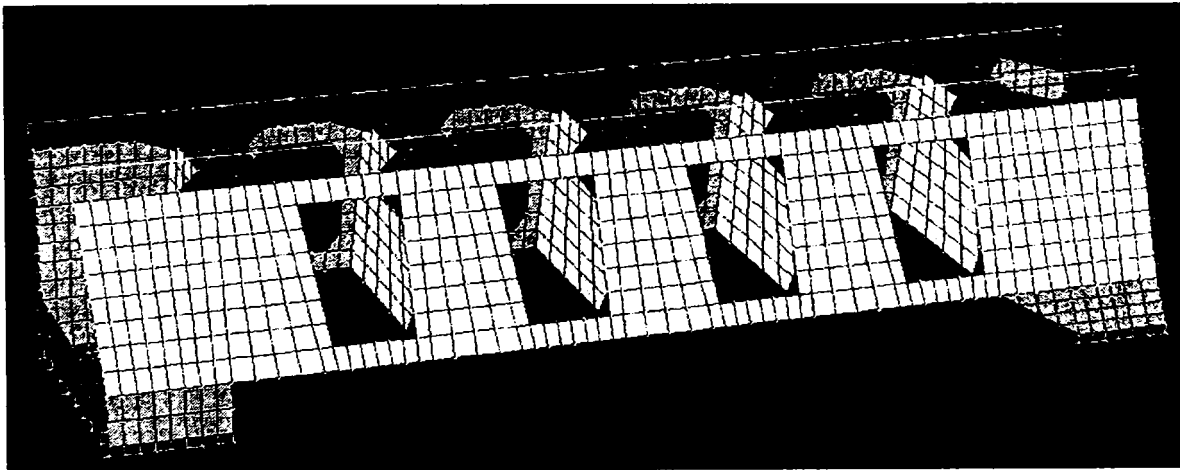


Fig. 4.12 Fața laterală înclinată– vedere din față

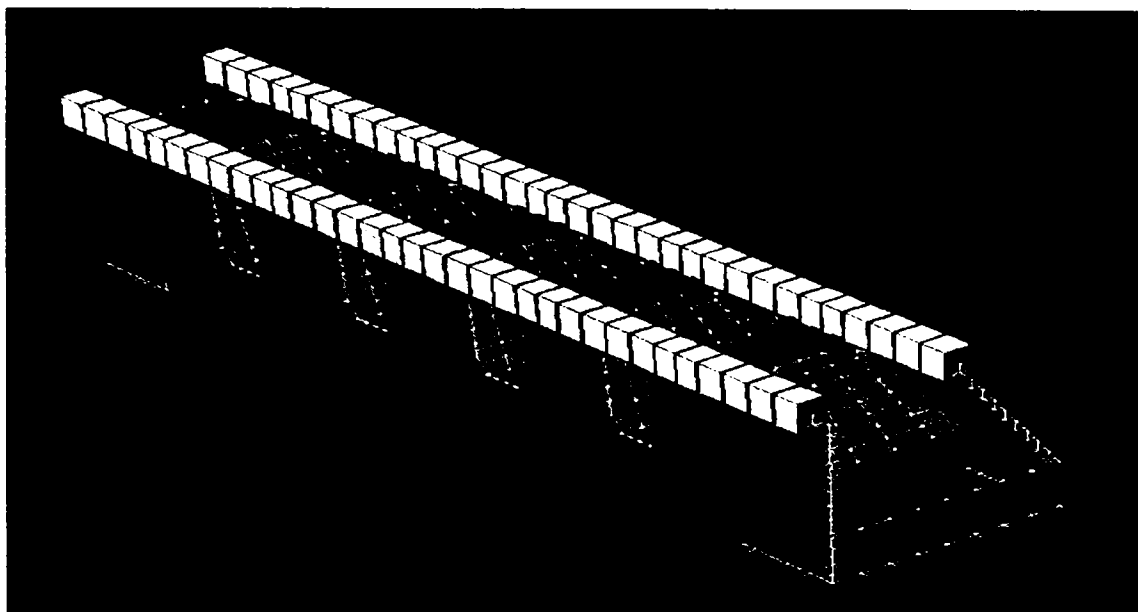


Fig. 4.13 Fața laterală verticală – vedere din spate

Cele două fețe laterale ale batiului sunt legate prin diafragme înclinate, cuplate la partea superioară tot cu o diafragmă (diafragma - fața superioară a batiului are și ea goluri), astfel încât porțiunile rămase pot fi considerate tot ca niște diafragme, redată în figura 4.12. Fața superioară, respectiv diafragmele înclinate, au în medie grosimi de 10 mm, dar grosimile lor se măresc în dreptul muchiilor de racordare astfel încât la margini, pentru modelare s-au prevăzut elemente finite cu grosimi mai mari - figura 4.14.



Fig. 4.14 Diafragma superioară a batiului

Cât privește cele două șine (sania) pe care culisează căruciorul, acestea având o formă geometrică complexă, modelarea lor, ridică mari dificultăți chiar și pentru program. Pentru a modela cât mai fidel posibil, șinele (sania), acestea au fost considerate ca având secțiunile echivalente cu câte o suprafață dreptunghiulară ale căror momente de inerție sunt egale (echivalente) cu momentele de inerție ale celor două corpuri de șine. Centrele de

greutate ale acestor dreptunghiuri vor preciza poziția axelor elementului finit de tip bară (*beam*). Nodurile în lungul acestor elemente vor fi constrânse să aibă aceleași deplasări și rotații ca și nodurile vecine aparținătoare batiului de care sunt fixate la acest tip de strung prin sudură sau în alte cazuri prinse cu șuruburi.

Programul (SAP-2000) este învestit cu posibilitatea de a ține seama de efectul greutatei proprii a structurilor analizate. Calculul pentru structura analizată se conduce în domeniul elastic. Materialele din care este construită această structură au caracteristicile:

a) pentru fontă;  $G = 7,25 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$ ,  $E = 10^6 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\mu = 0,3$

b) pentru oțel;  $G = 8,002 \times 10^{-6} \text{ kg/cm}^3$   $\rho = 7,25 \times 10^{-3} \text{ kg/m}$ ,  $E = 10^6 \text{ daN/cm}^2$   
 $\mu = 0,3$ .

Lungimea elementului finit tip beam a fost dictată în special de asigurarea continuității materialului între batiu și sanie. S-au obținut astfel pentru porțiunea de batiu analizată, 66 elemente tip bară și 1618 elemente de tip placă, care la rândul lor au generat 9744 ecuații rezolvabile prin program, atingându-se capacitatea maximă a acestei variante de program.

Studiul s-a făcut în scopul determinării modului de variație al săgeții (deviației) pe care o induce forța de așchiere prin intermediul semifabricatului pe batiu, pe timpul procesului de prelucrare, cunoscut fiind că rigiditatea ansamblului variază pe această lungime. O anumită săgeată este introdusă și în semifabricat  $y(f_y)$ , de aceeași forță de așchiere, începând de la o anumită valoare a acesteia, așa cum s-a arătat în capitolul 3. Aceste deviații (săgeți), corelate cu parametrii procesului de așchiere, este necesar a fi cunoscute pe toată lungimea semifabricatului de prelucrat. Pentru a urmări mărimea acestor deviații cumulate asupra dimensiunilor piesei, pe toată lungimea de prelucrare, s-a aplicat aceeași forță de așchiere, în 10 secțiuni diferite asupra piesei. Apoi s-au evaluat efectele acesteia, asupra batiului, cu ajutorul elementului finit, pentru fiecare poziție – ale secțiunii orizontale ale semifabricatului. Deși s-a lucrat în ipotezele anterior enunțate, s-a procedat și invers; adică s-a impus o aceeași deviație constantă pe toată lungimea semifabricatului calculându-se astfel mărimea forței care ar produce acest efect. Rezultatele obținute se dau în tabelul 4.3, alături de mărimea forței evaluată pe cale analitică. Evaluarea analitică, s-a efectuat pentru aceleași 10 secțiuni transversale, distanțate la circa 80 mm, situate între două noduri (de element finit) ale modelului șinei (saniei) pe care succesiv s-a aplicat forța și s-a evaluat deviația orizontală, așa cum este arătat în același tabel. Pentru fiecare caz în parte, exemplificat numai în figurile 4.15, 4.16, 4.17 și 4.18, s-a arătat și poziționarea forței corespunzătoare aplicată locului respectiv. Rezultatele sunt prezentate în tabelul 4.3, unde se constată variația semnificativă a mărimii acesteia.

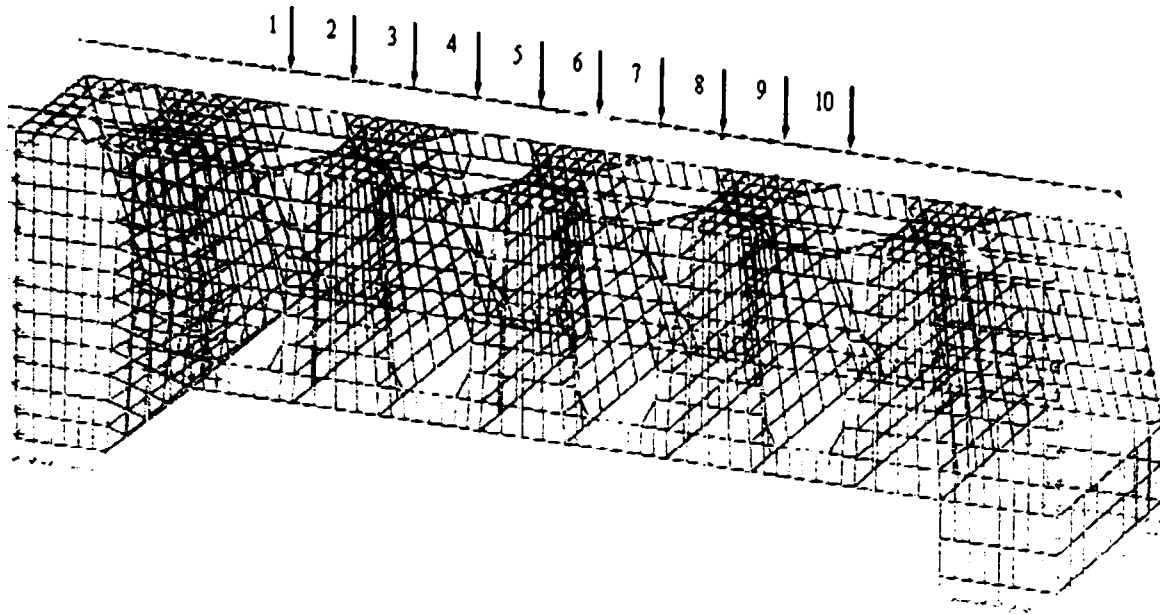


Fig. 4.15 Evidențierea modului de aplicare a forței pe batiu

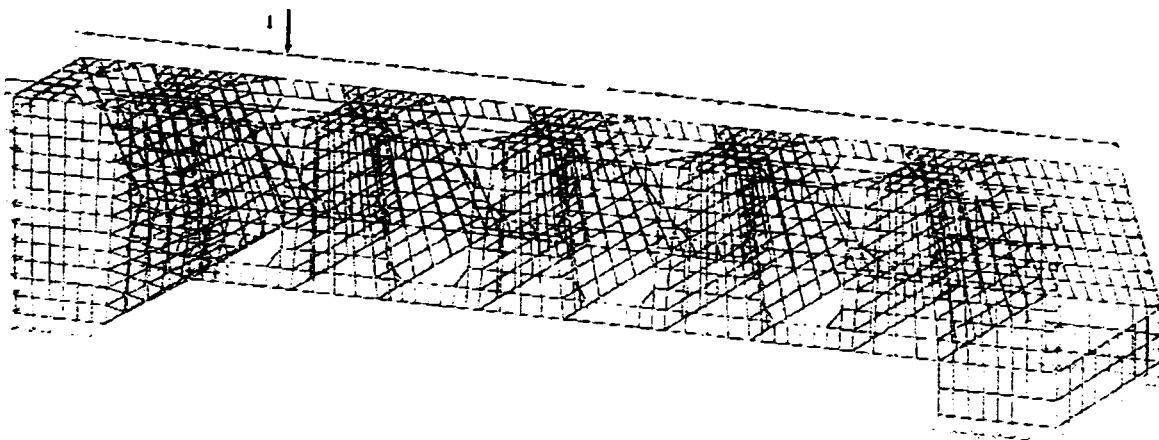


Fig. 4.16 Forța aplicată pe batiu pe primul punct

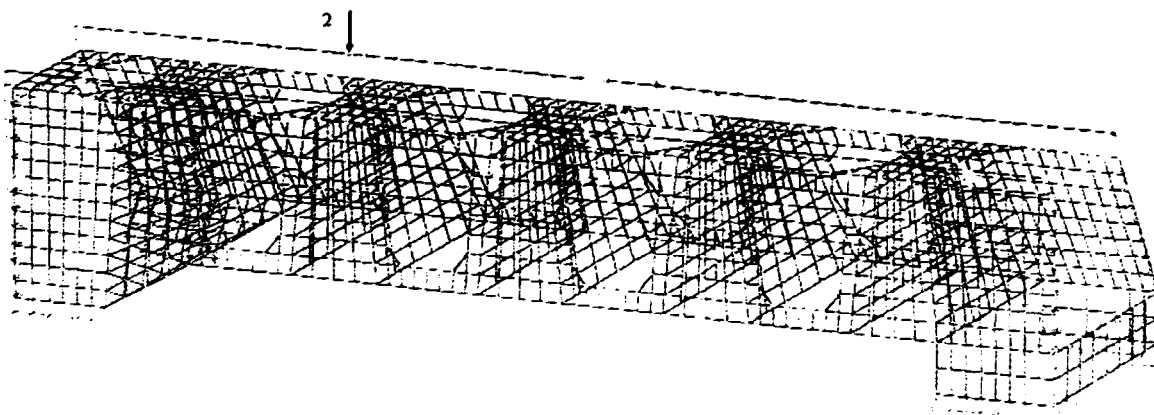


Fig. 4.17 Forța aplicată pe batiu în al doilea punct

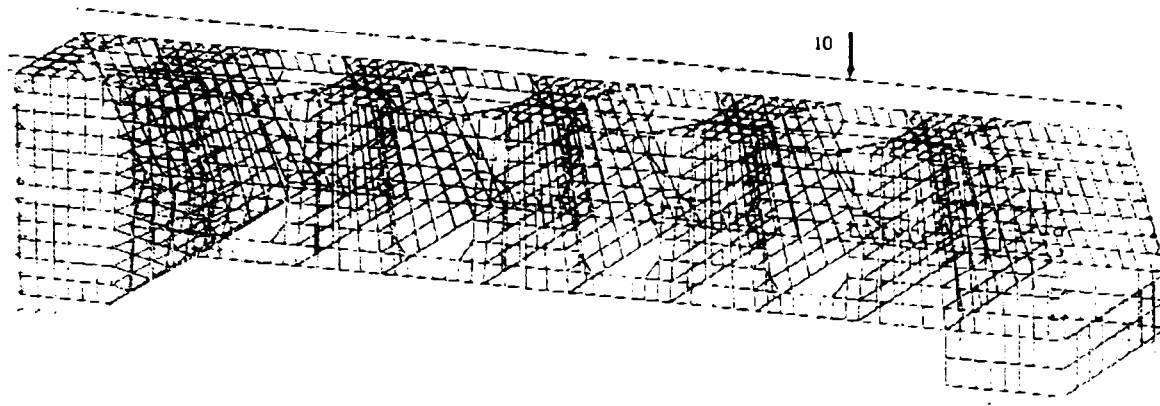


Fig. 4.18 Forța aplicată pe batiu în al 10-lea punct

Constatăm că acest tip de variație a forței se pretează unei exprimări analitice prin metoda regresiei polinomiale. Pentru punctele  $(X, F)$  din tabelul 4.3, s-a obținut ecuația de gradul 3 având coeficienții rezultați în urma prelucrării acestor date printr-un program corespunzător, atașat în anexă. Astfel legea de variație a mărimii forței se poate reprezenta ca o funcție polinomială de gradul 3 având și coeficienții calculați, prin programul atașat, pentru acest caz.

$$F = 202.3864 - 3.7357 \cdot x + 0.0138319 \cdot x^2 + 0.0005999202 \cdot x^3 \quad (4.32)$$

Diferențele între cele două curbe (dedusă analitic și obținută prin interpolare) astfel obținute sunt prezentate în tabelul 4.3 și redate în graficul din figura 4.19.

Tabelul 4.3

X [cm]	F		X [cm]	F	
	MEF	ANALITIC		MEF	ANALITIC
0	212.012	202.386	41.253	122.203	113.934
8.44	158.845	172.203	50.003	132.403	125.178
16.252	143.447	147.902	58.440	146.924	151.047
25.003	127.037	127.007	66.253	169.031	190.065
33.440	120.661	115.365	75.003	265.656	253.130

Pentru cazul în care s-au impus, la cotele indicate în tabelul 4.3, menținerea aceleiași mărimi a deviației  $f_y$ , se obțin valorile forței pentru care aceasta a fost analitic evaluată. Datele rezultate în acest caz sunt trecute în tabelul 4.4.

Tabelul 4.4

$f_y = 0,001 \text{ mm}$

X [mm]	0	8,4	16,2	25	33,4	41,2	50	58	66,2	25
F [daN]	212	159	144	127	121	122	132	147	169	265

Experimentele au arătat însă că, forța practic prezintă variații neuniforme asemănător unor zgomote dar în limite acceptabile, motiv pentru care în calcule se se pot utiliza valori mediate.

### 4.4.3 Regresia polinomială

Dacă se consideră un polinom de gradul  $n$ :

$$y_i = a_n x_i^n + a_{n-1} x_i^{n-1} + \dots + a_1 x_i + a_0 \quad (4.33)$$

atunci pentru  $x = x_i$ , valoarea expresiei din dreapta devine:

$$\bar{y}_i = a_n x_i^n + a_{n-1} x_i^{n-1} + \dots + a_1 x_i + a_0 \quad (4.34)$$

Se minimizează suma pătratelor abaterilor valorilor lui  $y_i$ , utilizând relația dată de:

$$\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2 \quad (4.35)$$

care devine:

$$S = \sum_{i=1}^n (y_i - a_n x_i^n - a_{n-1} x_i^{n-1} - \dots - a_1 x_i - a_0)^2 \quad (4.36)$$

Derivând suma în raport cu coeficienții  $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$  și efectuând fiecare derivată parțială egală cu zero, se obține un sistem de „ $n+1$ ” ecuații liniare cu „ $n+1$ ” necunoscute acestea fiind  $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$  (se obțin ecuațiile normale ale regresiei polinomiale de gradul  $n$ ). Prin rezolvare ( procedura de eliminare gaussiană) se obțin coeficienții polinomului căutat.

În cazul unui polinom de gradul 3 de forma:

$$y = a_3 x^3 + a_2 x^2 + a_1 x + a_0 \quad (4.37)$$

sistemul care se obține utilizând procedeul de mai sus este:

$$\begin{cases} ma_0 + (\sum x_i) \cdot a_1 + (\sum x_i^2) \cdot a_2 + (\sum x_i^3) \cdot a_3 = \sum y_i \\ (\sum x_i) \cdot a_0 + (\sum x_i^2) \cdot a_1 + (\sum x_i^3) \cdot a_2 + (\sum x_i^4) \cdot a_3 = \sum x_i y_i \\ (\sum x_i^2) \cdot a_0 + (\sum x_i^3) \cdot a_1 + (\sum x_i^4) \cdot a_2 + (\sum x_i^5) \cdot a_3 = \sum x_i^2 y_i \\ (\sum x_i^3) \cdot a_0 + (\sum x_i^4) \cdot a_1 + (\sum x_i^5) \cdot a_2 + (\sum x_i^6) \cdot a_3 = \sum x_i^3 y_i \end{cases} \quad (4.38)$$

unde  $m$  este numărul de puncte (în cazul nostru 4).

## 4.5 Concluzii

Precizia tehnologică a mașinii – unelte se apreciază cunoscând comportarea acesteia din punct de vedere geometric, cinematic, termic, static, dinamic și a modului cum este montată.

Deformațiile elastice ale elementelor portante ale mașinilor – unelte se apreciază prin prisma influenței lor asupra preciziei de prelucrare. Aceasta se caracterizează prin deplasarea relativă dintre tăișul sculei și semifabricat produsă pe normala la suprafața de așchiere.

Deformațiile elementelor portante se stabilesc la acțiunea forței de așchiere, greutatei proprii, a greutatei semifabricatului, a forțelor de strângere și uneori a forțelor de antrenare, determinând în acest fel rigiditățile la încovoiere, răsucire și forfecare.

Rigiditatea mașinilor – unelte nu poate fi caracterizată cu o singură valoare, deoarece prelucrarea poate fi efectuată în diferite puncte ale spațiului de lucru al mașinii – unelte și cu diferite direcții de acțiune a forței de așchiere, pentru aceasta fiind nevoie de un vector multidimensional.

Creșterea rigidității elementelor portante se poate obține prin:

- utilizarea materialelor cu modul de elasticitate ridicat; în grupa acestor materiale intră: oțelurile, fontele de înaltă rezistență cu grafit sferoidal. Materialele din grupa aliajelor dure au modulul de elasticitate cu valoarea cea mai mare (până la  $4 \cdot 10^5$  MPa).
- stabilirea optimă a formei secțiunii; forma optimă de secțiune pentru piesele sollicitate la răsucire este cea inelară, iar pentru cele sollicitate la încovoiere aria activă a secțiunii trebuie să fie cât mai depărtată de axa neutră.
- dispunerea rațională a reazemelor;
- reducerea deformațiilor locale datorită deformației conturului secțiunii;
- nervurarea secțiunilor, prin prevederea unor diafragme;



- micșorarea consolelor și consolidarea încastrărilor;
- micșorarea numărului de elemente care transmit sarcinile de bază;
- închiderea poligonului forțelor pe un contur de lungime minimă;
- orientarea direcțiilor principale de rigiditate astfel încât să rezulte deplasări minime pe normala la suprafața de așchiere.

Metodele analitice pentru calculul deformațiilor elastice sunt aplicabile numai pentru metodele simple de structuri. Schemele de încărcare trebuie să considere operația tipică de prelucrare pe mașina – unealtă, subansamblurile acesteia aflându-se în situația cea mai defavorabilă .

Elementele portante ale mașinilor – unelte sunt în cea mai mare parte a cazurilor structuri complexe solicitate spațial. Calculul deformațiilor elastice ale acestor structuri se impune a fi făcut prin metode numerice, utilizând software specializat pentru calculatoare PC și rețele grafice.

Metoda elementelor finite este cea mai adecvată scopului propus, de cercetare a deformațiilor elastice ale elementelor portante în vederea optimizării structurii acestora după mai multe criterii.

Principalele avantaje ale acestei metode sunt:

- posibilitatea de a face o discretizare cu geometrie variabilă;
- se pot folosi simultan mai multe tipuri de elemente finite;
- are cea mai mare generalitate;
- permite accesul la fișierele cu rezultate, acestea putând fi procesate ulterior folosind și alte programe de interpretare a rezultatelor;
- calculul se poate efectua și pe substructuri;
- se pot rezolva problemele de optimizare ale structurilor încă din faza de proiectare constructivă a acestora.

Programele de element finit pot determina atât tensiunile principale și direcțiile axelor principale cât și mărimile globale la nivelul fiecărui element. Pe baza acestor valori, cu ajutorul programelor de postprocesare grafică se pot reprezenta accesibil și evident câmpurile de tensiune la nivelul întregii structuri .

Determinarea tipurilor de elemente finite pentru un caz concret, la structurile complexe, este deosebit de importantă. Modelul MEF aproximează geometric și fizic structura reală și de aceea alegerea unui număr optim de elemente ne poate feri fie de o slabă aproximare fie de erori considerabile.

Parametrii de bază ai unui element finit de un anumit tip, care trebuie avuți în vedere la elaborarea modelului de calcul și care au un rol hotărâtor în a determina precizia soluției

obținute, sunt: forma geometrică, numărul de noduri, numărul de grade de libertate pe nod și gradul polinomului de interpolare. De această alegere depinde și timpul de discretizare și cel de calcul.

## CAP. 5 MĂSURAREA DEFORMAȚIILOR MECANICE

### 5.1 Introducere

Pentru măsurarea electrică a forțelor, cuplurilor, maselor și altor mărimi ce se pot converti într-o forță, se utilizează traductoare cu mărci tensiometrice. Acestea sunt de fapt rezistoare speciale, realizate din fire foarte subțiri sau prin corodare, ce se lipesc pe un suport cu o anumită elasticitate și urmăresc deformația acestuia sub acțiunea unei forțe. Prin deformare, mărcile tensiometrice își modifică valoarea nominală a rezistenței, modificarea fiind proporțională cu alungirea relativă a suportului elastic, deci, în final, este proporțională cu forța aplicată suportului. Pentru ca această proporționalitate să se păstreze, trebuie ca deformațiile ce sunt măsurate să nu depășească limita elasticității pentru materialele respective. De obicei, deformarea suportului este foarte mică deci și variația de rezistență este de asemenea mică, cel mai adesea de ordinul miliohmilor. Măsurarea unor variații de rezistență atât de mici pune probleme practice deosebite. Pentru un curent de măsurare de mărimea unui miliamper, tensiunea utilă rezultată este de domeniul microvolților, dificil de măsurat cu mijloace de măsurare obișnuite.

Montajele de măsurare a unor astfel de variații de rezistență, care s-au impus prin avantajele oferite fac parte din clasa de punți Wheatstone ce lucrează în regim dezechilibrat. O astfel de punte este formată de obicei din 4 mărci tensiometrice (câte una pentru fiecare braț), ce sunt fixate pe un suport elastic astfel încât la apariția unei deformații, 2 mărci să-și crească rezistența cu  $\Delta R$ , iar celelalte 2 mărci să-și micșoreze rezistența cu  $\Delta R$ . Cele 4 mărci se conectează în montaj electric conform figurii 5.1.

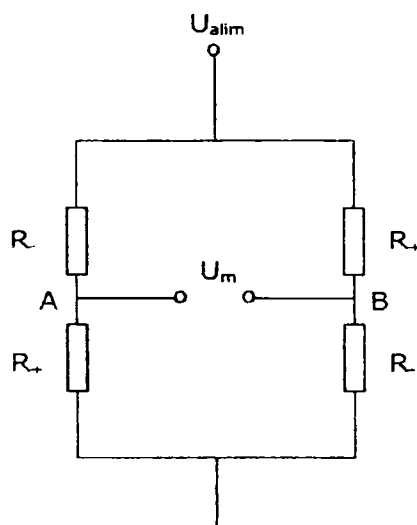


Fig. 5.1 Puntea Wheatstone pentru măsurarea variației de rezistență

La apariția efortului ce determină variația  $\Delta R$ , în punctul A tensiunea crește de la valoarea  $U_A/2$  la valoarea  $U_A \cdot (R + \Delta R)/2R$ , iar în punctul B scade de la valoarea  $U_A/2$  la  $U_A \cdot (R - \Delta R)/2R$ . Între punctele A și B apare astfel o tensiune utilă ce se poate măsura ca fiind de mărime  $U_m = U_A \cdot \Delta R / R$  și care evident depinde și de tensiunea de alimentare.

Puntea de măsurare elimină tensiunea de valoare mare dată de rezistența constantă  $R$ , tensiune ce nu este purtătoare de informație și în același timp, elimină efectul variației de temperatură ce se manifestă printr-o deviație parazită  $\Delta R_T$  a mărcilor tensometrice. Fiind dispuse pe același material, mărcile tensometrice au aceeași temperatură deci suferă variații egale  $\Delta R_T$  ce se compensează reciproc datorită montajului în punte și nu au efect asupra tensiunii de ieșire (măsurate).

## **5.2 Montajul electric de măsurare**

Tensiunea  $U_m$  ce se obține pe diagonala AB a punții de măsurare este totuși foarte mică, de ordinul microvolților, necesită pentru măsurare, un amplificator performant care să crească amplitudinea semnalului de la acest nivel la ordinul volților pentru a fi compatibilă cu necesitățile aparatelor de măsurare și prelucrare. Construcția unui astfel de amplificator ca și conectarea lui la puntea de măsurare pune probleme deosebite în practica industrială. Legăturile de la punte și amplificator pentru semnalul util, trebuie realizate prin cabluri ecranate și torsoadate astfel încât să se micșoreze tensiunile parazite ce se suprapun peste semnalul util, tensiuni ce apar datorită câmpurilor electromagnetice variabile exterioare (de la motoarele de acționare). Aceste tensiuni parazite nu dispar în totalitate, dar sunt micșorate semnificativ prin ecranare, efectul lor refăcându-se simțit doar dacă distanța dintre puncte și amplificator este de ordinul câtorva metri.

O metodă eficace de mărire a tensiunii utile de măsurare, și implicit a raportului semnal / zgomot, a semnalului ce ajunge la amplificator, constă în a crește tensiunea de alimentare a punții deci și o creștere a curenților ce străbat mărcile tensometrice. Această creștere nu poate fi prea mare deoarece căldura degajată prin efect Joule ar încălzi excesiv mărcile și ar compromite montajul de măsurare.

Utilizarea calculatorului pentru achiziția și prelucrarea semnalului furnizate de mărcile tensometrice permite totuși adoptarea unei metodologii eficiente de măsurare care să permită creșterea curentului de măsurare, fără a se ajunge în zona de distrugere prin efect termic a mărcilor tensometrice. Se recurge la creșterea curentului pentru un timp foarte scurt (circa 20 ms, cam cât este și perioada zgomotului), timp însă suficient calculatorului să

citească tensiunea utilă, după care curentul se întrerupe pentru a permite mărcilor tensometrice să disipe căldura acumulată de la impulsul de curent. Acest lucru este posibil deoarece unele interfețe performante pot executa până la 200.000 de citiri într-o secundă.

Pe lângă conducerea procesului de măsurare, calculatorul mai poate realiza și alte funcții necesare pentru obținerea unei precizii ridicate: filtrarea semnalului de măsurare, corecția de autozero, compensarea anumitor efecte datorate temperaturii, etc. Astfel, folosind puterea de calcul a sistemului de măsurare, se pot realiza prin soft funcții ce ar necesita module hard complicate. Schema electronică prin care s-a implementat și verificat metoda de alimentare prin impulsuri de curent a punților tensometrice utilizate este prezentată în figura 5.2.

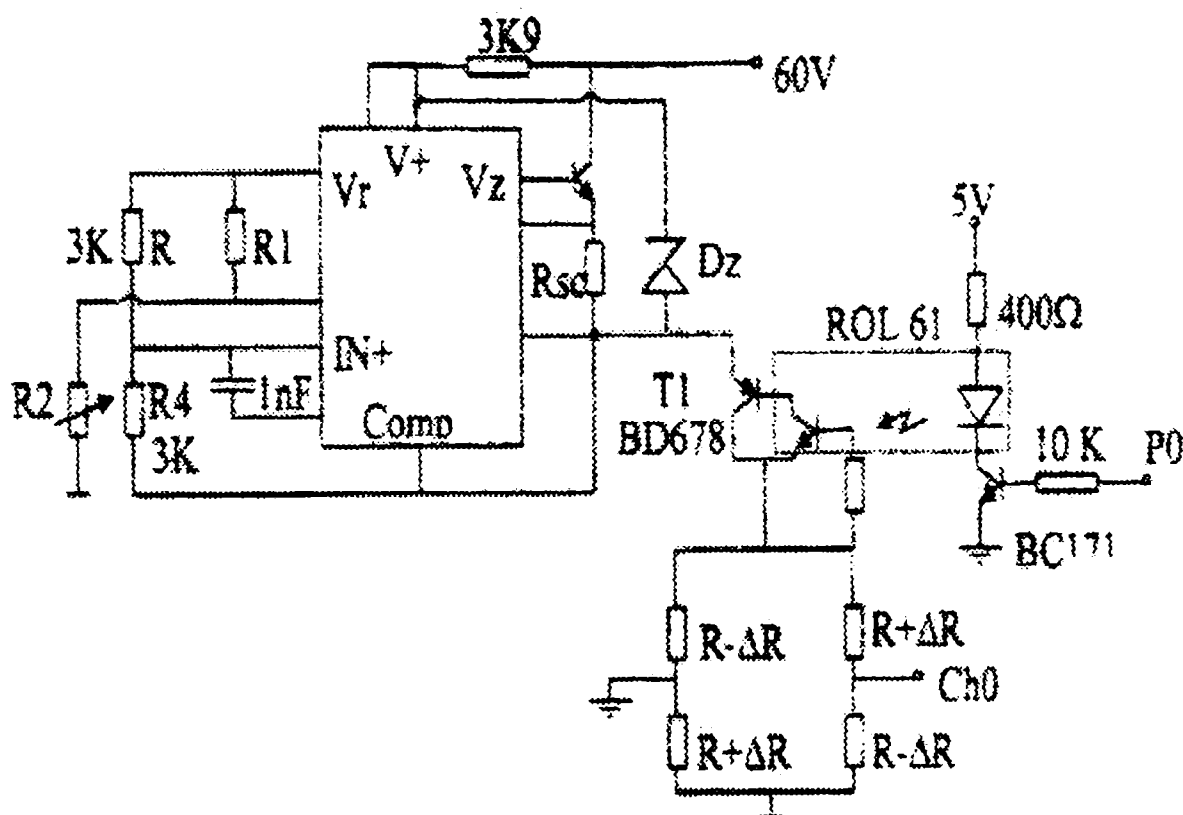


Fig. 5.2 Schema de alimentare în impulsuri a punții tensometrice

Tensiunea de ieșire  $V_0$  se poate regla în funcție de valoarea mărcilor tensometrice, din rezistența reglabilă  $R_2$ . Aceasta este aplicată punții tensometrice prin intermediul tranzistorului BD 678 ce este comandat de ieșirea numerică P0 a plăcii de achiziție și generare de date. Legătura între ieșirea TTL P0 a plăcii și baza tranzistorului se realizează prin optocuplorul ROL 61 ce permite separarea galvanică necesară și decalarea nivelului de tensiune pentru comanda tranzistorului BC 171. Tensiunea utilă furnizată de punte este citită prin canalul CH 0 de achiziție analogică a plăcii.

### 5.3 Dinamometrul utilizat pentru măsurarea componentelor forței de strunjire

În literatura de specialitate sunt prezentate diverse soluții de dinamometre pentru măsurarea forțelor și momentelor, fiecare cu avantajele și dezavantajele sale. Datorită acestui fapt s-a optat pentru utilizarea unui dinamometru (existent deja la catedra TCM) cu care se pot măsura componentele forței totale de așchiere:  $F_c$ ,  $F_p$ ,  $F_f$  [ KOV '79; RAD '83].

Principiul constructiv de bază al acestui dinamometru, prezentat în figura 5.3, este cel al elementului elastic circular. Lipind timbrele tensometrice, în locuri potrivite, se pot forma montaje de punți tensometrice convenabile direcțiilor de interes. Pentru cazul în discuție au fost conectate 12 timbre tensometrice, legate în 3 punți, corespunzător elementelor elastice E1, E2, E3 și făcute accesibile alimentării prin intermediul prizei 2.

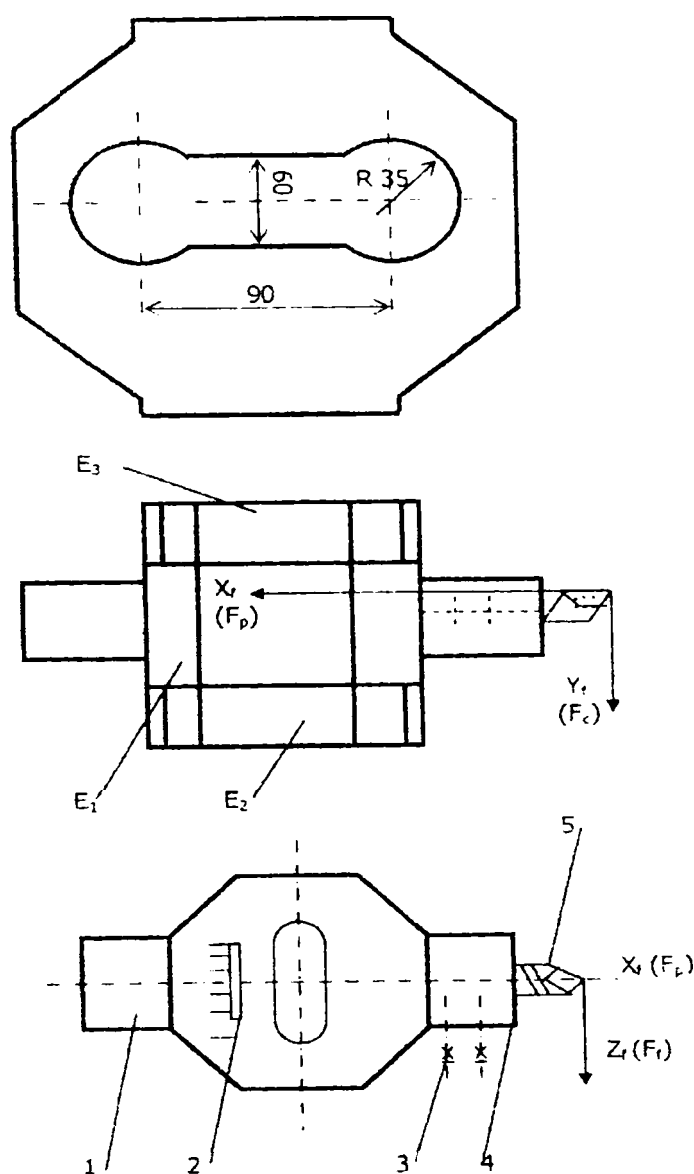


Fig.5.3 Elementele elastice ale dinamometrului echipat cu punți tensometrice

Astfel, preluarea variațiilor de semnal corespunzător celor trei componente ale forței totale de așchiere s-a efectuat pe grupuri distincte de elemente traductoare rezistive cu fir (tip CEA-06-375 UW 350 Micro – Measurements), de rezistență 240 ohmi. Experimentele efectuate cu acest tip de dinamometru, datorită dimensiunilor constructive, permit măsurarea forțelor de așchiere de până la 1000 N, dovedind o sensibilitate liniară în acest domeniu.

Dinamometrul se fixează în suportul portcuțit al strungului cu partea (1), așa cum este arătat în figura 5.4, iar cuțitele (5) se montează în locașul suportului dinamometrului cu ajutorul șuruburilor de fixare (3), de secțiune maximă 25 x 25 mm.



Fig. 5.4 Fixarea dinamometrului în suportul portcuțit

Caracteristicile dinamometrului sunt:

- domeniile de măsurare ale forțelor de așchiere:

$$F_c = 0 \div 3000 \text{ N}$$

$$F_p = 0 \div 2000 \text{ N}$$

$$F_f = 0 \div 2000 \text{ N}$$

- alungirile relative:

$$\varepsilon_{yf} = 0,7 \text{ } \mu\text{m/mm}$$

$$\varepsilon_{xf} = 0,4 \text{ } \mu\text{m/mm}$$

$$\varepsilon_{zf} = 0,7 \mu\text{m/mm}$$

- frecvența proprie de rezonanță:  $\approx 800 \text{ Hz}$

Practic s-a constatat că pentru o sensibilitate cât mai bună a dinamometrului este necesară reducerea la minim posibil a razelor medii ale inelelor elastice și a consolajului cuțitului. Etalonarea dinamometrului după cele trei direcții este dată în diagrama din figura 5.4. Măsurătorile au confirmat că eroarea de măsurare este de maxim 2%, histerezisul este de maxim 5%, iar influențele de încărcare pe direcții nu depășesc 10%, lucru considerat acceptabil [PĂM`99]. În figura 5.5 este prezentată diagrama de etalonare a dinamometrului pentru acest mod de echipare.

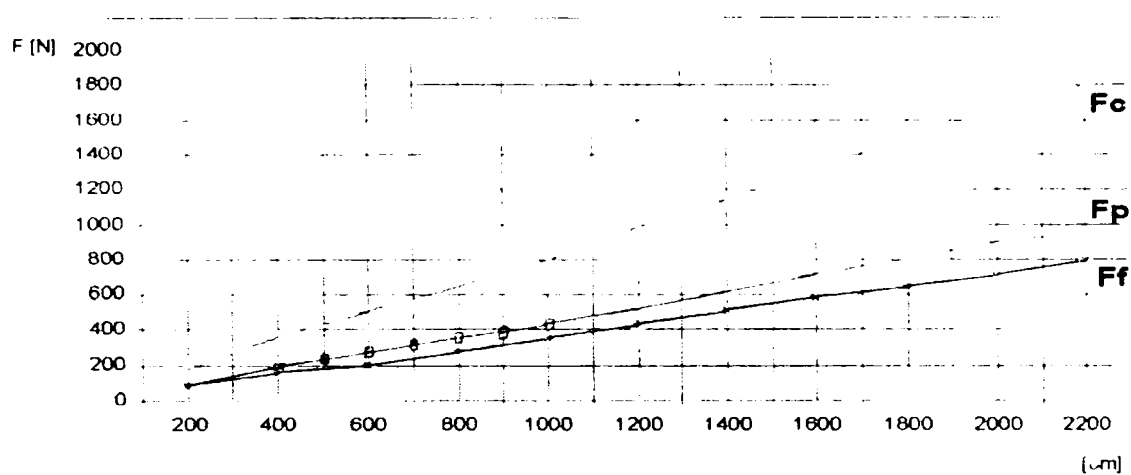


Fig.5.5 Grila de etalonare a dinamometrului

### **5.4 Rezultate experimentale**

Inițial puntea s-a alimentat în mod permanent la o tensiune continuă de 5 V. Curentul total prin punte a fost de cca. 25 mA, printr-un braț fiind de 12,5 mA. După manevrele de corecție corespunzătoare s-a eliminat doar într-o mică măsură efectul nefast al zgomotului. Pentru mărirea sensibilității punții și eliminarea într-o măsură mai mare a zgomotului s-a utilizat un montaj de alimentare în impulsuri (15V), prezentat în figura 5.2. Prin mărirea duratei dintre impulsurile de alimentare, așa cum se arată în figura 5.6, s-a redus aproape complet și efectul temperaturii ce se putea acumula în mărcile tensometrice.

Mărirea timpului de răcire,  $T_2$  peste o anumită valoare nu are influență prea mare deoarece temperatura critică este determinată de amplitudinea curentului de alimentare și de durata  $T_1$  a impulsului, aleasă optim. Pentru o eventuală mărire de N ori a curentului ar trebui ca durata impulsului să scadă de același număr de ori. Teoretic, durata  $T_1$  este limitată



doar de viteza de măsurare a tensiunii cu placa de achiziții, pentru care interfața ADA 1100 (utilizată în acest caz) ajunge la 100.000 de citiri într-o secundă. Astfel au rezultat, pentru durata  $T_1$ , valori de ordinul sutimilor de milisecunde. Practic s-a constatat că zgomotul de 50 Hz, care se suprapune peste semnalul util are un nivel relativ mic, dacă se alege durata impulsului de circa 1 ms și se mărește curentul doar atât cât este necesar. Rezultatele cele mai bune s-au obținut pentru valori ale timpului  $T_1$  de 20 ms cu care s-au evaluat ulterior calculele.

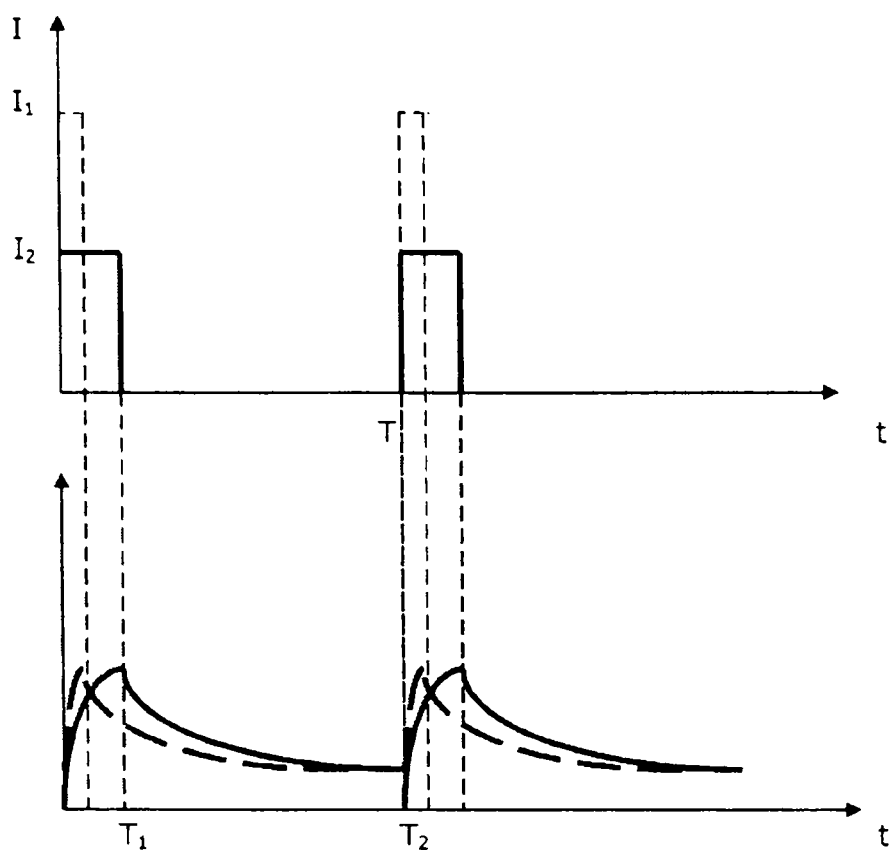


Fig. 5.6 Evidențierea efectului de răcire datorat alimentării punților

Utilizând schema bloc informațională redată în capitolul 1, unde mărimea  $y=y(t)$  reprezintă deplasarea relativă dintre piesă și sculă măsurată pe normala la suprafața care se prelucrează, putem evidenția trei traiectorii posibile ale unui punct de pe tăișul cușitului pe timpul procesului de așchiere, traiectorii redată în figura 5.7, în care avem:

- a – traiectoria reglată;
- b – traiectoria neperturbată;
- c – traiectoria perturbată (datorită factorilor perturbatori);
- $d=d(t)$  – dimensiunea instantanee a suprafeței care se prelucrează;
- $\Delta_0 d$  – câmpul de toleranță al piesei care se prelucrează;
- $y(t)$  – abaterea dintre traiectoria perturbată și cea neperturbată.

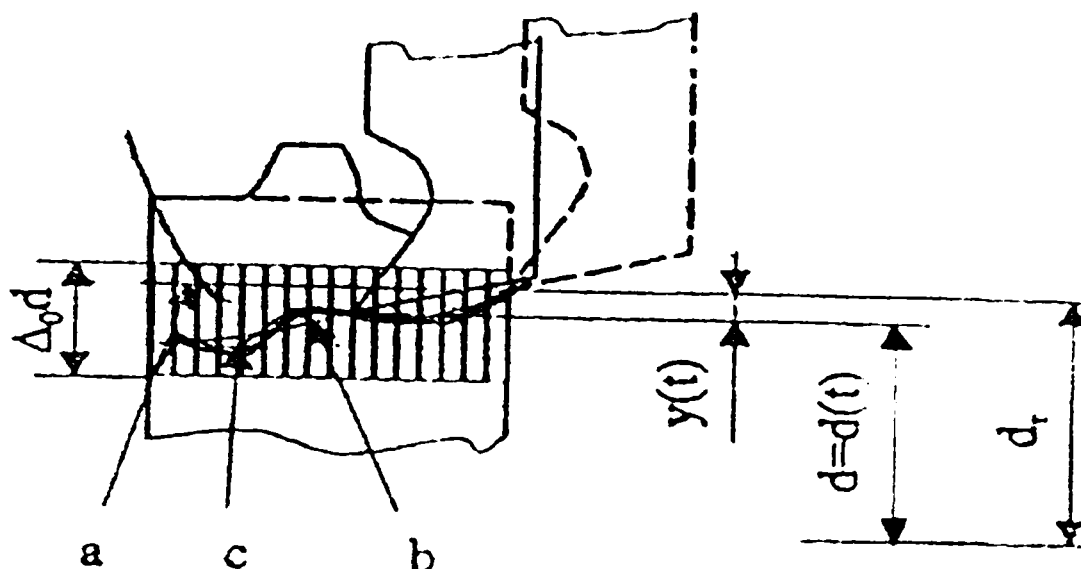


Fig.5.7 Traiectorii ale cuțitului în timpul prelucrării

Plecând de la dimensiunile de reglare ale cuțitului față de piesă și căutând să facem încadrarea în câmpul de toleranțe prescris pentru piesa de prelucrat, deducem de fapt care este abaterea permisă pentru reglajul adaptiv. Astfel săgeata maximă admisă la prelucrarea fiecărei piese se poate calcula în conformitate cu relațiile stabilite în cadrul capitolului 3, în vederea programării automatului (a comenzii adaptive) din punctul de vedere al formei geometrice și al parametrilor calitativi ai prelucrării. Se observă că numai variația săgeții de încovoiere de-a lungul suprafeței prelucrate influențează abaterile dimensionale ale acesteia, astfel că punând condiția ca săgeata maximă admisă să nu depășească  $\frac{1}{4}$  din intervalul de toleranță admis (IT) se obțin relațiile restrictive de calcul pentru forțele de așchiere [PIC '92].

Mărimile de referință considerate ca fiind indirecte sunt:

1. uzura cuțitului (mai exact viteza uzurii) pe baza căreia se poate determina viteza economică. Uzura se poate determina însă, numai după un anumit timp de așchiere, timp în care acest parametru se poate aproxima prin calcule, ajungându-se astfel la viteza economică de referință. Acest tip de calcule este prezentat în manualele de specialitate [PIC '79; PIC '92].
2. puterea de așchiere (din care se poate calcula viteza de așchiere) sau lungimea cursei și timpul în care se efectuează. Sursa determinării mărimilor de 'referință' este de fapt capacitatea de încărcare a masinilor-unelte (SE) ca și cea de așchiere a sculelor care se exprimă prin durabilitate. Capacitatea de încărcare a SE este, la rândul ei, determinată de funcțiile rigidității tehnologice a SE (respectând precizia de prelucrare și capacitatea de

producție cu o amplitudine admisibilă a oscilațiilor, pentru un caz tehnologic concret) conform tabelului de mai jos.

Nr crt	Tipul operației	$R_z$ ( $\mu\text{m}$ )	$R_a$ ( $\mu\text{m}$ )	2A ( $\mu\text{m}$ )	$y_{\text{max}}$ ( $\mu\text{m}$ )
1	Degroșare	50	12,5	50	12,5
2	Semifinisare	12,5	3,2	12,5	3
3	Finisare	4	0,4	4	1

## **5.5 Sisteme de achiziție și prelucrare digitală a datelor**

### **5.5.1 Introducere în sistemele de achiziție și prelucrare a datelor**

Noțiunea de dată, constă în valoarea matematică sau logică rezultată dintr-un proces de măsurare. Datele rezultate sunt captate, interpretate, prelucrate și utilizate în scopul obținerii unor informații utile. Datele se vehiculează de la și spre fenomen prin transformări succesive, cu sau fără intervenția operatorului. Prin prelucrarea datelor primare se extrag informațiile utile și se modelează fenomenele, se elaborează strategii și acțiuni optimale sau transformări utile pentru a obține caracterizări în domeniile timp și/sau frecvență.

Cea mai simplă achiziție de date constă în măsurarea unor mărimi, iar observatorul citește datele și le transpune într-un anumit mod pe un suport fizic. Datele astfel culese se pot prelucra în diferite moduri. De la această modalitate, până la sistemele de achiziție și prelucrare a datelor cu calculatorul, evoluția a fost influențată de mai mulți factori, cei mai importanți fiind:

- progresul în tehnica integrării circuitelor;
- evoluția rapidă a structurilor hardware de calculatoare (procesoare, interfețe, memorii, periferice);
- apariția unor noi sisteme de operare și software dedicat sistemelor de achiziție;
- evoluția generală a traductoarelor pentru măsurare și tendința spre senzori inteligenți;
- standardizarea în comunicația datelor;
- dezvoltarea inteligenței artificiale.

Se poate constata că sistemele de achiziție și prelucrare a datelor (SAPD), constituie un domeniu interdisciplinar care implică utilizarea de mijloace și tehnici de măsurare, electronică analogică și digitală, calculatoare, comunicații de date, procesarea digitală a semnalelor, teoria sistemelor și informatica. Datorită standardizării subsansamblelor de măsurare, a interfețelor de comunicație, a controlerelor și elementelor de execuție, numeroase firme produc componente

hardware și software compatibile, care ușurează sarcina proiectanților de sistem. După estimări, ponderea costurilor într-un sistem de achiziție și prelucrare pentru date de complexitate medie este de 40-20% pentru circuitele electronice, 40-50% pentru software, 15-20% pentru cablaje-conectică și 5-10% pentru mentenanță. Structura costurilor pare să se mențină dar costul total are o tendință de scădere prin integrarea componentelor, a funcțiilor hardware și prin elaborarea de pachete software dedicate, care asociate corespunzător, realizează funcțiile de măsurare - prelucrare – control, specifice aplicației concrete.

### **5.5.2. Funcțiile sistemelor de achiziție și prelucrarea datelor**

SAPD sunt sisteme de complexitate variată, realizate, dezvoltate și utilizate în scopul:

- urmării unor fenomene în contextul influențelor reciproce corelate, pe baza măsurării unor mărimi într-un proces de experimentare sau prelucrare;
- testării produselor finite;
- observării și controlului proceselor de producție precum și monitorizarea acestora.

În funcție de scop și aplicații, SAPD poate avea în structura sa unul sau mai multe canale de culegere-prelucrare a datelor caracteristice unei mărimi sau/și legături de control prin reacție negativă.

În acest context, canalul de culegere-prelucrare a semnalelor cuprinde:

- traductoare și senzori, care transformă mărimea investigată în semnal electric;
- sisteme de procesare a semnalelor, în care semnalul electric primar este asociat unui cod numeric;
- sistemul de cuantizare a semnalelor, care efectuează prelevarea de eșantioane din semnale și conversia lor, analog-digitală;
- calculatorul, care preia datele primare prin interfața standardizată.

Calculatorul conduce procesul de achiziție, memorează datele, afișează datele primare și prelucrate, primind comenzi de la operator. Printr-o interfață adecvată calculatorul poate comunica datele selectate altor calculatoare de rang ierarhic superior, la calculatoarele puternice de supervizare și conducere, sau să primească instrucțiuni de la alte calculatoare - figura 5.8).

Canalul de control este prezent în majoritatea sistemelor SAPD, asigurând conducerea decizională, optimală sau adaptivă a procesului, ale cărei mărimi caracteristice au fost culese.

Acest canal cuprinde:

- calculatorul care emite valorile prescrise ale mărimilor reglate;
- sistemul pentru procesarea comenzilor, care de regulă cuprinde și conversia digital - analogică;

- elementele de execuție care efectuează acțiunile de corecție ale mărimilor controlate.

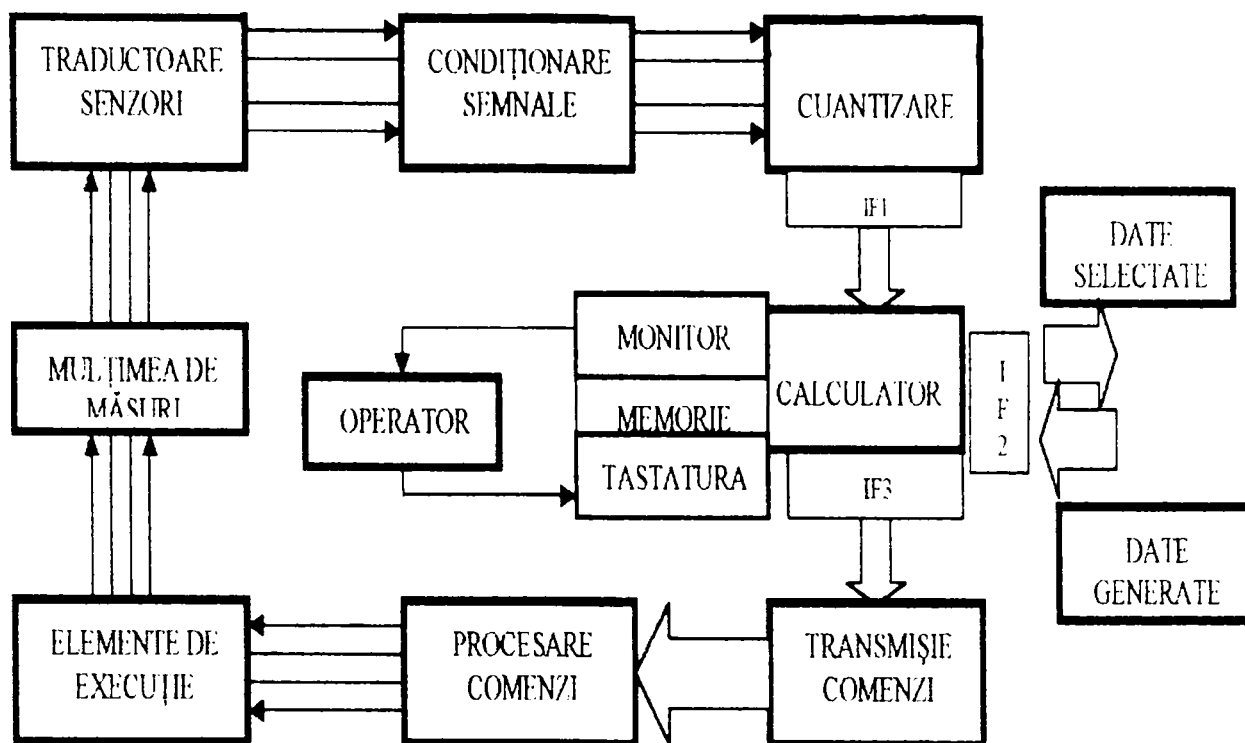


Fig.5.8 Interfața om – calculator – mașină

Mediul de transmisie, memorare și procesare fiind electric (informația este inclusă într-o caracteristică de semnal electric: amplitudinea, nivelul logic, frecvența, faza de tensiune sau de curent, intensitatea câmpului electromagnetic), toate mărimile se introduc în sistemul de achiziție și prelucrare după o primă transformare dintr-o mărime neelectrică în mărime electrică. Unele mărimi electrice sunt compatibile, trebuind doar culese și condiționate (ex. tensiune, curent, câmp), iar altele (putere electrică, parametri de circuit) trebuie convertite în purtătoarele uzuale de informație (tensiune, curent).

O mare parte a mărimilor sunt neelectrice, implicând utilizarea traductoarelor (senzori) care transformă mărimea respectivă într-o reprezentare electrică, ce conține univoc în limitele de precizie cunoscute, informația valorică asupra mărimii neelectrice originale.

Traductoarele pot realiza diferite funcțiuni:

- de transformare a mărimii neelectrice în mărime electrică;
- de traducere și condiționare a semnalului electric obținut (traductoare integrate);
- de conversie analog-digitală și procesare primară a datelor (traductoare inteligente).

Din punct de vedere al principiului de funcționare, traductoarele sunt:

- parametrică, având ca mărime electrică de ieșire un parametru de circuit (rezistența, inductanța, capacitatea);
- generatoare, având ca mărime electrică la ieșire o tensiune sau o sarcină electrică;
- de radiație, bazate pe interacțiunea dintre diferite forme de radiație (infraroșii, ultrasunete, laser, microunde, nucleare) și mărimea neelectrică de măsurat;
- digitale, care produc direct coduri numerice.

Traductoarele sunt caracterizate static (limite de măsurare, precizie, sensibilitate, liniaritate) și dinamic (funcție de transfer, timp de răspuns, banda de frecvență). Opțiunea pentru un traductor se face pe baza analizei raportului preț-performanță.

O problemă specială o constituie protecția la zgomote a căii de captare și transmisie a semnalului primar prin procedee adecvate de împământare și ecranare.

### **5.5.3 Transferul datelor în sistemele de achiziție**

În sistemele de achiziție și procesare a datelor, informațiile digitale (date, adrese, comenzi) sunt vehiculate între:

- convertoarele analog digitale sau memoriile de capacitate mai mică în care se reține un volum redus de date cuantizate și calculatorul coordonator;
- calculatorul coordonator și alte calculatoare;
- calculatorul coordonator și perifericele de comenzi și execuție din sistemele de reglare.

Pentru ca produsele diferitelor firme specializate în echipamente de măsurare, subansamble de achiziție, calculatoare și periferice să fie compatibile, există standarde pentru interfețe și comunicație care prevăd:

- specificațiile constructive ale comunicației (coduri, cabluri);
- specificațiile electrice ale comunicației (nivelul tensiunilor și al curenților din sistem, implementarea logică a semnalelor digitale);
- specificații privind structura canalului de comunicație;
- specificații asupra protocolului de comunicație.

### **5.5.4 Structuri de sisteme pentru achiziția și prelucrarea datelor**

În principiu, achiziția datelor referitoare la fenomene și procese se face în scopul:

- constatări aleatoare sau continue a stării unor mărimi;
- culegerii și procesării corelate de date ale unui sistem în faza de model funcțional pentru verificarea proiectării și execuției, având ca rezultat omologarea sau aducerea de îmbunătățiri pentru optimizarea performanțelor;

- culegerea și procesarea corelată de date asupra unui produs/sistem în scopul testării funcționale după procesul de fabricație;
- culegerea și prelucrarea de date din procese de producție (electrotehnică, electronică, construcția de mașini) și controlul automat al fazelor de producție (reglaje, faze tehnologice, control activ de calitate, asamblare);
- controlul proceselor tehnologice prin procesarea datelor în timp real, calculul parametrilor de reglaj pe baza modelelor matematice și a datelor culese și estimarea vectorilor evolutivi ai procesului.

Corespunzător scopului urmărit structura sistemelor de achiziție este specifică pentru sistemele de măsurare - testare, care se întind pe distanțe mici (cel mult zeci de metri) fiind sisteme rapide, respectiv pentru sistemele de măsurare și control, care se întind pe distanțe mari (uneori chiar kilometri) având viteza de achiziție - transmisie - control variabilă de la o aplicație la alta. În sistemele de achiziție de date și control, structurile au evoluat în paralel cu tehnica de calcul.

În structura sistemelor de achiziție se disting în principiu:

**a.** nivelul de control care conține procesele, traductoarele (senzorii), sistemele de condiționare a semnalelor, aparatele/subsistemele de măsurare, elementele de execuție/reglaj a proceselor, ale căror parametri de acționare sunt prescriși prin controlere de proces;

**b.** nivelul de control direct în care microcalculatoarele, plasate în vecinătatea unui grupaj de procese, asigură:

- achiziția datelor, care înseamnă culegerea valorilor instantanee ale proceselor (eșantionare), primirea mesajelor de stare din partea elementelor de control din procesul condus, adică toate datele necesare controlului în bucla închisă a proceselor;
- monitorizarea proceselor controlate în urma procesării datelor, luarea de decizii privitor la acțiunile de întreprins (fie pe baza calculelor on-line, fie pe baza modelării proceselor);
- elaborarea de date selectate și de comenzi în urma procesării mărimilor achiziționate.

În sisteme de automatizare industrială utilizarea microcalculatoarelor (gen PC) s-a impus în ultimii ani, când s-a trecut la înlocuirea sistemelor de automatizare ermetice (închise) la medii cu software, deschise, cu calculatoare, aparate și module de măsurare standard. Modulele soft pentru automatizarea producției și a proceselor pot realiza: interfațarea cu sistemul (software de interfață om-mașină) sau chiar monitorizarea și controlul procesului concret funcție de gradul de integrare.

În funcție de aplicația pe care o dezvoltă utilizatorul, modulele de program se imemorează astfel că utilizatorul nu mai trebuie să construiască algoritmi de procesare, ci doar

să selecteze și să adapteze modulele de soft spre a fi conectate împreună. Se cunosc diferite versiuni ale limbajelor de nivel înalt (BASIC, C, sau variantele lor de Visual BASIC și Visual C), fie pseudolimbaje de programare, elaborate de producătorul de echipamente de achiziție. Tot așa se adaptează și modulele soft pentru control, pentru procesare, pentru elaborare de rapoarte, pentru vizualizarea datelor brute și a celor procesate, pentru a introduce/extrage date din baza de date constituită.

Toate acestea sunt posibile dacă dispunem de sisteme CNC, a căror definiție poate fi formulată astfel: "Sistemul CNC este o comandă numerică care conține un calculator cu programare liberă și este destinat pentru comanda unei mașini de prelucrare, sau a uneia de măsurat, sau pentru un număr de unități similare". Caracteristicile funcționale ale acestei comenzi numerice sunt determinate în principal de programarea calculatorului.

În afara de funcțiunile oferite de către CN convenționale, sistemele CNC pot realiza funcțiunile logice ale blocurilor de adaptare ale mașinilor unelte, modificarea ușoară a programelor piesă, **comanda adaptivă** a procesului de prelucrare, compensarea erorilor cinematice ale mașinilor unelte, comanda instalațiilor de încărcare/descărcare și de transport a pieselor, controlul profilactic și de diagnosticare al mașinilor-unelte etc. Posibilitatea realizării unui schimb de informații cu un calculator performant permite includerea sistemului CNC într-un sistem informațional dezvoltat. Toate aceste funcțiuni reprezintă potențialul sistemelor CNC; nu cunoaștem dacă toate funcțiunile enumerate au fost implementate în sistemele CNC existente în prezent pe plan mondial.

### ***5.6 Conducerea adaptivă cu ajutorul calculatorului a strungului***

Pentru implementarea algoritmilor de conducere adaptivi vizați, sistemul conceput trebuie să asigure următoarele funcții:

- achiziția datelor de la traductoare;
- prelucrarea datelor conform algoritmilor impuși;
- compararea cu datele prelevate anterior și cu cele din referință;
- generarea comenzilor către elementele de execuție;
- verificarea stării prezente și validarea continuării procesului.

În figura 5.9 se prezintă schema bloc a sistemului din punct de vedere al traductoarelor și elementelor de execuție.

Din punct de vedere hardware, sistemul CNC este compus dintr-un calculator (dotat de obicei cu dispozitive de citire și dispozitivele de afișare numerică) și echipamentele specializate.



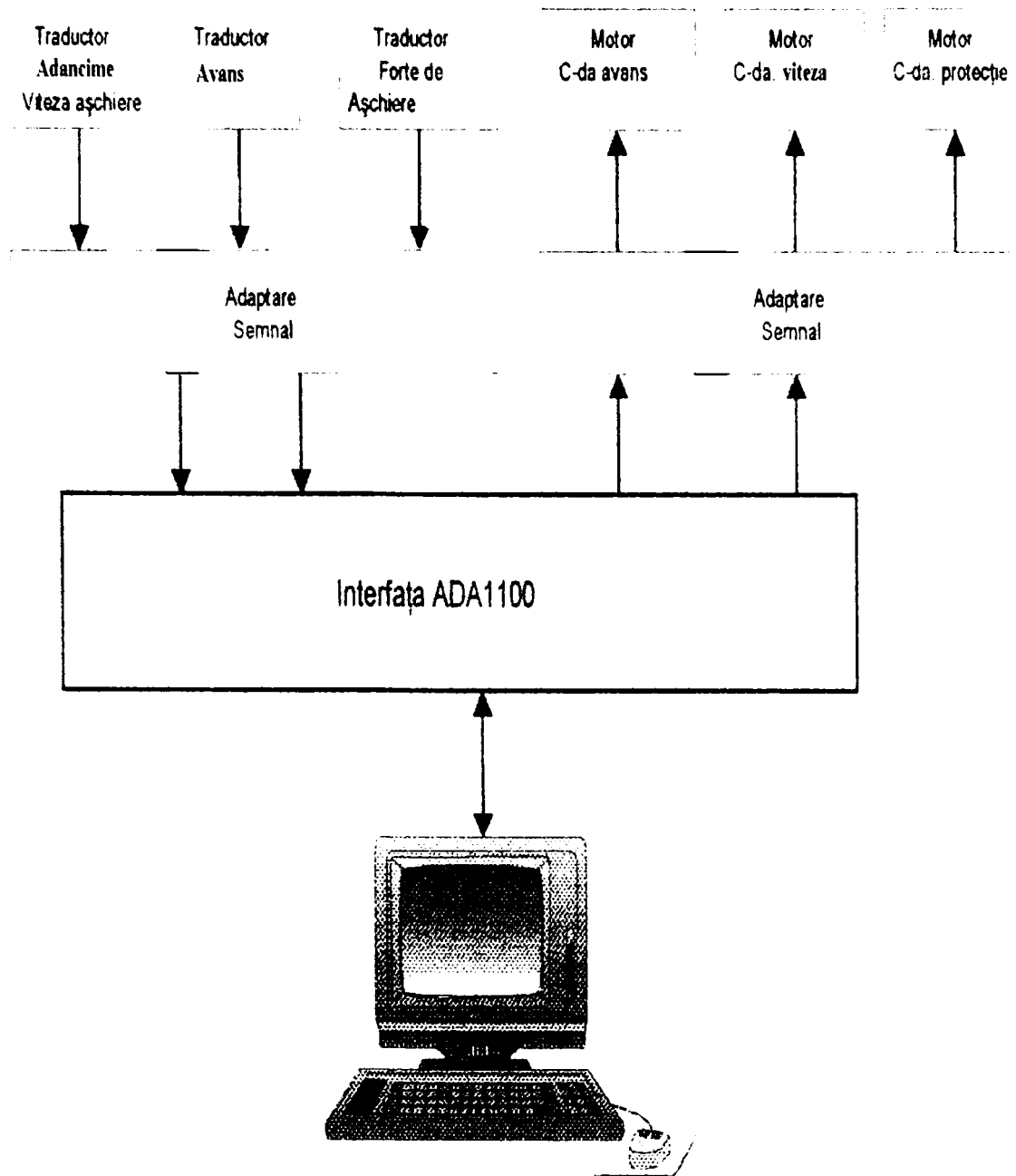


Fig. 5.9 Schema bloc a sistemului de comandă al comenzii adaptive

Gradul de dezvoltare a echipamentelor specializate, într-un sistem CNC, depinde de modul de distribuire a funcțiilor, între software și hardware.

Schema bloc a unui echipament CNC, în varianta sa minimă, este prezentată în figura 5.10. În care interfața calculator-mașină-unealtă conține două părți principale: dispozitivul de cuplare al calculatorului la mașina-unealtă (cuplor 1) și consola operatorului mașinii-unelte (CO). Cuplorul 1 conține blocul de comandă al sistemelor de acționare și blocurile de intrare/ieșire.

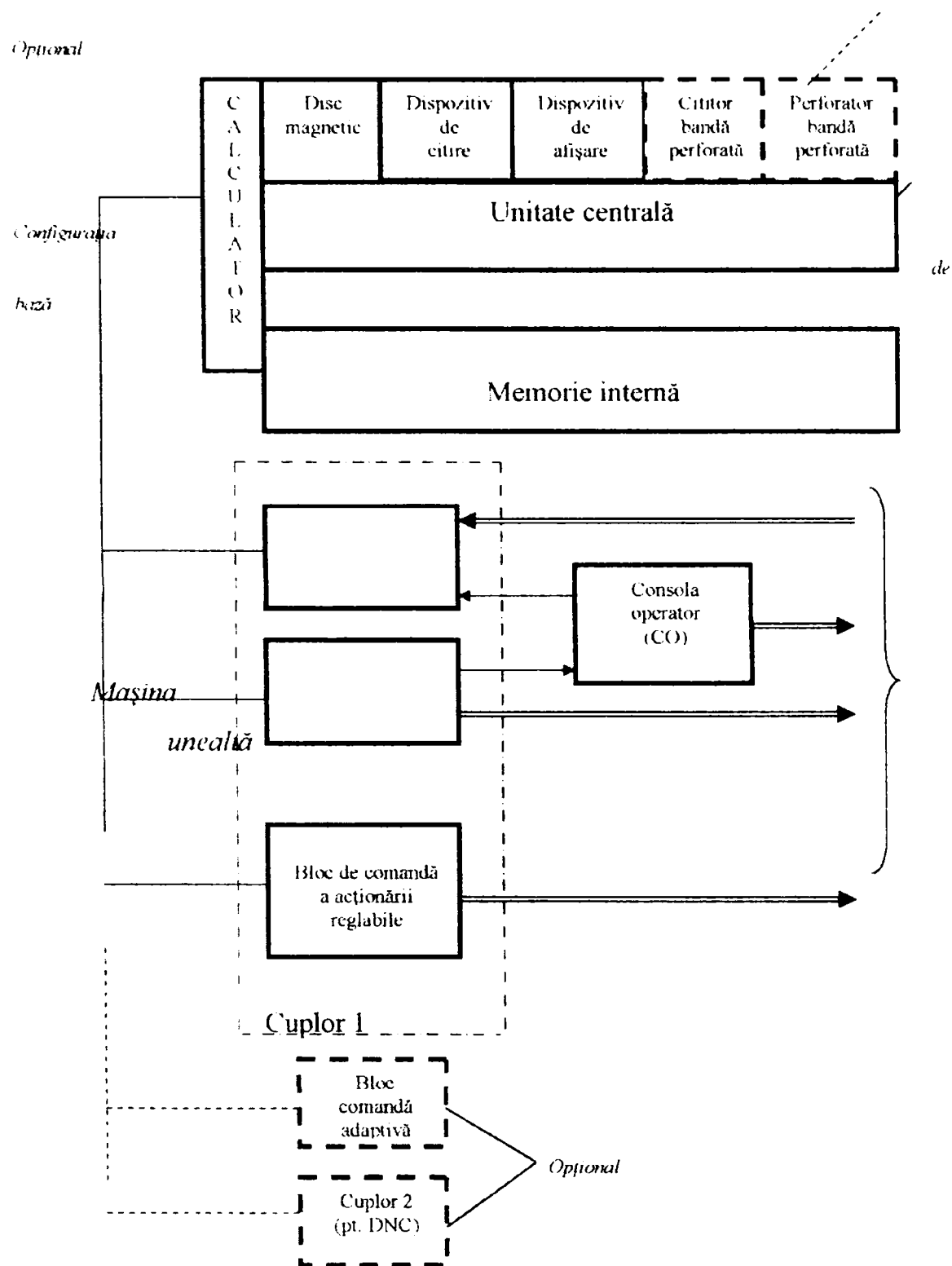


Fig. 5.10 Schema bloc a unui CNC

Blocul de comandă al sistemelor de acționare conține logica de comandă care permite acționarea motoarelor de curent continuu aferente acționărilor de avans.

Blocurile de intrare/ieșire realizează recepționarea de la mașina-unealtă a informației discrete de la traductoare. În același timp, ele asigură emiterea spre mașina-unealtă a semnalelor de comandă necesare.

Consola operatorului mașinii-unelte reprezintă pentru operator un mijloc de orientare pentru luarea anumitor decizii și pentru confirmarea corectitudinii intervențiilor sale. De la consolă, operatorul poate interveni în orice moment în desfășurarea procesului de prelucrare a piesei, cerând: selectarea și corecția de sculă, reducerea vitezelor de avans, modificarea turației arborelui principal, oprirea avansului, prelucrarea în "oglină" etc.

Pentru a păstra întreaga bibliotecă de programe-piesă și a avea un acces rapid la ele, sistemul poate fi dotat cu memorie externă relativ rapidă și de mare capacitate. În cazul acesta, sistemul poate păstra informațiile privind starea de funcționare a mașinilor unelte și evidența numărului de piese prelucrate, și poate fi integrat într-un sistem informațional superior. Pentru a asigura legătura cu un calculator performant, sistemul CNC se dotează cu un dispozitiv de cuplare special, care permite inițializarea dialogării și transferul informației în ambele sensuri.

După cum se observă din figură, achiziția de date și generarea comenzilor se face prin intermediul unei interfețe de tip ADA1100. Schema electrică completă a interfeței AD1100 precum și modul de conectare a traductoarelor este prezentată în detaliu în Anexa 2.

## **5. 7 Concluzii**

Procesul de măsurare, însoțit de metode, etaloane, aparate, metodologii, metrologi reprezintă apanajul oricărei tehnologii. În acest domeniu, totdeauna de frontieră se află intersecția dintre clasic și modern. În această intersecție se află și necesitatea de prelucrare prin metode eficiente a rezultatelor măsurătorilor. Apariția calculatorului și a interfețelor de achiziție a anumitor semnale de la proces a rămas și va rămâne la fel de importantă ca și procesul în sine.

Pentru o societate comercială care are în obiectul său de activitate realizarea de sisteme automate de comandă și control pentru prelucrările prin așchiere sunt necesare și etapele de experimentare și cercetare fără de care urmărirea și controlul nu poate fi corect. Extinderea în perspectivă a cercetărilor trebuie să cuprindă și creșterea gradului de flexibilizare însuși a acestor instalații. De asemenea atenția principală trebuie acordată modelării în regim dinamic a procesului de control automat și mai ales a influenței acestuia asupra erorilor de măsurare care rămân o perspectivă permanentă pentru cercetare.

Se poate concluziona că perspectiva de dezvoltare a acestui domeniu va rămâne încă multă vreme sub influența controlului automat și în domeniul prelucrărilor prin așchiere.

## **CAP.6 CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI CONCLUZII**

### ***6.1 Concluzii generale***

Noile cerințe impuse acum de concurența pieței / calitatea suprafețelor prelucrate au determinat fabricanții să realizeze instalații automate de măsură și control orientând problematica aşchierii către instalații deosebit de complexe conduse automat. Perfecționarea instalațiilor existente comportă o analiză teoretico-experimentală și o modelare matematică pe măsură, încadrată evident într-o concepție sistemică unitară. "Calitatea, concept filozofic, tot mai adânc legat de ființa umană, descrie acum profund starea de spirit în care ar trebui să ne aflăm la acest început de mileniu. Nu produsul este subiectul calității acum, ci **procesul** care îl realizează. Nici un produs nu poate fi mai bun decât procesul care îl produce" [TEO '94].

Calitatea produselor industriei constructoare de mașini se poate aprecia din punct de vedere tehnologic prin luarea în considerație a mai multor parametrii: precizia de prelucrare, calitatea suprafețelor prelucrate, economicitatea fabricației, durabilitatea și fiabilitatea produselor. Precizia dimensională și funcțională este principala cerință, ea generând și o permanentă cercetare în domeniu, fapt datorat dezvoltării și perfecționării continue a MU, proceselor și metodelor de creștere a capacității de obținere a preciziei dimensionale în PA. Importanța procesului este accentuată permanent și de tendința unei continue automatizări unde îndemânarea operatorilor în corectarea și conducerea proceselor nu mai este suficientă.

Aceste deziderate se pot îndeplini doar prin automatizarea și optimizarea proceselor de prelucrare. Dar optimul tehnico-economic este un bun compromis între un mare număr de factori: mașina-uneltă (tipul ei), piesa de prelucrat (materialul utilizat), sculele, dispozitivele, tehnologiile și programele utilizate.

Pentru fiecare tip de mașină-uneltă este necesar un studiu de caz (analiză), cunoscându-se că, există o mare varietate de tehnologii și metode experimentale de optimizare, de la încercări succesive și până la algoritmi de calcul și optimizare. Cu toate acestea încă nu cunoaștem o metodologie unică (algoritm unic) pentru proiectarea optimală a unei tehnologii de prelucrare pentru mașinile unelte (strunguri) [DEX, ESPRIT 5675, 6115, PROENG/ NEC, CROIMI, DINROD, PRATEH, ș.a.].

## 6.2 Contribuții originale

1. În formularea și soluționarea problemelor de analiză și apoi de sinteză optimală, informația apriorică și de lucru asupra obiectului condus constituie reprezentarea, numită model. Presupunând că, atât procesul de aşchiere cât și structura elastică a mașinii unelte, sunt sisteme stabile, analiza și modelarea matematică a creat condițiile teoretice propice pentru stabilirea formelor generale de funcții care descriu stabilitatea aceste sisteme.

Astfel a fost posibilă propunerea unui model sistemic (care surprinde dinamica mașinii) al strungului a cărui schemă bloc este redată în figura 2.7. Pentru acest model s-a justificat și demonstrația matematică care întărește afirmația că strungul corespunde unui model aperiodic de ordinul întâi (relațiile 2.3 – 2.20; cap.2).

Dar cel mai important câștig al acestui mod de abordare la constituit posibilitatea de a evalua parametrii dinamici echivalenți ai procesului de aşchiere. Datorită acestui fapt devine posibilă integrarea sistemului dinamic de prelucrare în sistemul complex al unei mașini-unelte cu conducere adaptivă.

De asemenea din analiza acestor condiții ideale s-au putut evalua modalitățile unei urmăriri în timp real, pentru procesul de aşchiere și condițiile ce pot fi implementate practic.

2. În acest sens s-au trecut în revistă principalele realizări din domeniul sistemelor adaptive pentru conducerea mașinilor unelte cunoscute ca fiind realizate.

Ipotezele simplificatoare succesive ca: parametrii concentrați, liniaritate, invarianță, caracter determinist, precum și neglijarea unor fenomene dinamice au permis dezvoltarea unor metode și chiar algoritmi de conducere ale proceselor de aşchiere datorită ipotezelor teoriei liniare ca și al posibilităților de corecție prin urmărirea modelului de referință acum larg răspândit.

De asemenea, s-au putut analiza influențele introduse de ipotezele simplificatoare asupra unui parametru oarecare din model ce evidențiază acest lucru, față de care modelul mai constituie calitativ și cantitativ o reprezentare adecvată a obiectului.

Pentru o sinteză optimală în cazul conducerii on-line a procesului s-a apelat la modalitatea urmării modelului prin proceduri de identificare a parametrilor (considerați inițial ca informație apriorică – prin funcția de referință) și de estimare a stării (ca informație de lucru). Aceste proceduri de actualizare a modelului pot fi apelate periodic sau la anumite intervale, sau pot fi reunite într-un subansamblu unitar de identificare adaptivă.

**3.** Având în vedere încercările reușite prin modelare analogică și experimentarea cu succes a soluțiilor propuse au fost abordate global (la nivel de proces) diferitele modalități de prelucrare pe MU specializate (mașinile de găurit, debitat, de cojit bare și debitat, freze, mașini de rectificat). În acest context se înscrie și prezenta lucrare, prin încercarea de a se elabora o funcție de „referință” și pentru procesul de strunjire, utilizată apoi în comanda adaptivă. Marile firme producătoare de astfel de echipamente utilizează din plin realizările tehnicii de calcul furnizând programe specializate pentru comanda și controlul “din exterior” (prin program) a procesului de prelucrare în timp real. Ca urmare, la aceste sisteme a apărut ca necesitate primordială realizarea unei metodologii de definire și instalare în SCA a unei mărimi cu caracter de funcție de referință. Dată fiind importanța majoră a unei astfel de mărimi, prezenta teză a urmărit și adoptarea unei proceduri de deducere analitică a forței numită “de referință”, pe baza căreia devine posibilă stabilirea automată a încărcării comenzii adaptive a strungurilor.

**4.** Se aduc completări adâncindu-se studiul funcțiilor tehnologice pentru care se întreprind și numeroase verificări experimentale prezentate pe parcurs. În lucrare s-a urmărit stabilirea expresiilor generale ale deformației fibrei medii, pentru semifabricatul supus prelucrării, lucru neabordat încă în literatura de specialitate (Cap 3, în întegritate.). Deducerea analitică a acestor funcții a solicitat cunoștințe specifice la interferența mai multor discipline, cum ar fi: rezistența materialelor, mecanică teoretică, matematici speciale, teoria sistemelor, tehnologia materialelor, mașini-unelte, etc. Astfel față de încercările anterioare de a se defini o funcție – mărime de referință - pentru toate cazurile posibile tehnologic a fi prelucrate s-au definit modele matematice ce descriu analitic deformarea fibrei medii pentru piesa supusă prelucrării pentru situațiile cele mai generale de prindere ale piesei în procesul de prelucrare. Așa s-au obținut ecuațiile din capitolul 3, completându-se modelele matematice similare întâlnite în literatura de specialitate.

**5.** Dacă din punctul de vedere al sistemului automat și al programelor utilizate, SCA are problemele în mare parte rezolvate, lucrarea de față a fost orientată mai ales în direcția soluționării bazei tehnologice a mărimii de referință. Astfel funcțiile tehnologice stabilite sintetizează cât mai multe condiții (în final trebuiesc toate) pe care urmează să le îndeplinească regimul de așchiere. Aceste funcții constituie de fapt suportul de referință care asigură o încărcare comandată a strungului ducând la eliminarea programării unor mărimi cu caracter limitativ (restrictiv). Există deja un punct de vedere unanim constatat și acceptat și

anume că problema fundamentală a unei CA o constituie încă stabilirea unei modalități aparte de control a procesului de aşchiere.

În felul acesta se ajunge la eliminarea unor coeficienți ai formulelor stabilite experimental pentru proces, cu funcții analitice de mai multe variabile ce se pot însera în așa numita funcție tehnologică. Funcțiile tehnologice se apropie din ce în ce mai mult de "mărimea de referință" reală pentru procesul în cauză pentru o anumită mașină-unealtă (în cazul nostru strung). Avantajul extraordinar al unei mărimi de referință precise conduce apoi prin posibilitățile actuale ale calculatoarelor la reducerea sau chiar la eliminarea mai multor faze intermediare de lucru la operațiile tehnologice în cauză cu un real aport la productivitatea operației.

**6.** Actualmente mijloacele moderne de investigare și măsurare ne permit să constatăm că dintre toate mărimile măsurabile ale procesului de aşchiere cea mai fidelă pentru proces se dovedește a fi forța de aşchiere (prin componentele sale) alături de temperatura de aşchiere ( $\theta$ ) urmând cu o anumită dependență criteriul de uzură al sculei (cuștitului), parametrul de rugozitate  $R_{zj}$ , amplitudinea autovibrațiilor ș.a. ce pot fi înglobate în funcția – mărime de referință dacă pe viitor se va dispune de tehnici de măsurare și cu soluții viabile industrial.

Alegerea forțelor de aşchiere ca mărimi de referință controlabile prezintă avantaje deosebite deoarece:

- pot fi precis măsurate în timpul procesului de aşchiere și permit:
- o stabilirea unei încărcări optime a SE - ului mașinii (asigurându-ne că se cunoaște starea de solicitare fără alte măsurări);
- o diagnosticarea stării de uzură a cuștitului;
- o controlul legat de natura și mărimea autovibrațiilor definind și o lege pentru rigiditatea tehnologică a sistemului.

**7.** Aparenta complexitate a funcțiilor nu mai constituie acum un impediment în exploatarea avantajelor pe care le prezintă larga lor capacitate de sinteză, a multiplelor aspecte ce caracterizează SE în procesul de strunjire. Bazându-ne pe experimentele efectuate și eventual pe modelarea lor analogică se pot concepe algoritmi de conducere și comandă în vederea reglării valorii efective a mărimii forței de aşchiere ( $F_c$ ) apropiată de valoarea forței de referință  $F_{ref}$  (dimensional față de piesă și temporal față de proces). De modul în care sistemul și algoritmul implementat hard și soft reușește să execute acest lucru,

depinde evident, încărcarea strungului (utilizarea completă a capacității SE) cu condiția asigurării preciziei de prelucrare și/ sau a altor factori de calitate.

În final putem aprecia că și prin acest demers s-au mai elucidat anumite laturi ale bazei tehnologice necesare oricărei încercări de conducere automată adaptivă a procesului de așchiere și că s-au prefigurat și noi căi de cercetare în acest domeniu pentru noile sisteme de mașini-unelte integrate în sistemele flexibile de fabricație ale mileniului III.

**8.** Modalitățile actuale de calcul ale regimului de așchiere pentru procesul de strunjire nu conduc către un regim optimal (fiind bazate pe relații experimentale sau valori tabelare și nomograme) tratând doar fazele procesului de așchiere prin corelația a cel mult doi dintre parametrii de regim.

Teoriile de optimizare tehnologică studiate nu se referă la sisteme cu CA și nu explicitează o funcție obiectiv sau funcția unui parametru de execuție din proces ca mărime controlabilă și deci nerestrictivă.

**9.** Pe linia reducerii timpului de prelucrare și apoi de reacție în sistemul de conducere adaptivă a procesului de strunjire se propune a fi utilizați și cei mai eficienți algoritmi adaptivi. În acest sens dorim a fi testați și utilizați algoritmi de gradient ca fiind cei mai adecvați în urmărirea și conducerea proceselor cu variație continuă și lentă în timp (<1ms). Sistemul și algoritmul de conducere propus permite celor abilitați să intervină în funcție de cerințele diverselor tipuri de prelucrări (însereare, corectare, modificare, etc.) și în perfectă cunoștință asupra parametrilor de calitate pe care trebuie să le aibă piesa fabricată. Evident că la aceste multiple și permanente cerințe nu există nici un răspuns tip, nici un model unic care să poată fi impus. Doar japonezii susțin că succesul lor în toate domeniile de producție pornește de la ideea de bază că trebuie să controlezi procesul mai întâi decât să controlezi produsul care derivă din acesta. Dar care este oare punctul critic al acestei situații a întreprinderii și mai ales a muncitorilor? Deocamdată în acest univers incert vedem doar un unic răspuns: imobilismul actual reprezintă cea mai nefericită soluție.

### ***6.3 Direcții de cercetare în domeniul CA pentru strunguri***

Complexitatea procesului de așchiere presupune extinderea domeniului de experimentare luând în considerare și alți factori mai puțin investigați până în prezent: temperatura, stabilitatea dinamică [LAN'98], supravegherea și controlul durabilității (uzurii) sculelor așchietoare [NAE '00], momentul de torsiune la arborele principal, tensiunea electromotoare, vibrațiile [DRA '00] și mai ales autovibrațiile [MOG '02]. Pentru toate aceste



domenii este necesară întocmirea și a unei baze de date experimentale și apoi, a unui nou algoritm de optimizare, care să permită evidențierea ponderii fiecărui factor din proces. Pentru o parte dintre acești parametri, lucrarea dispune de datele minime de abordare a domeniului, iar pentru o altă parte mai sunt necesare cercetări.

Din aceste considerente realizarea unui strung echipat cu comenzi adaptive rămâne încă o preocupare deschisă, deoarece pe plan mondial, această mașină tinde a fi o componentă de bază a CIM – urilor viitoare.

Majoritatea autorilor recunosc că forțele de aşchiere modelează cel mai bine procesul de aşchiere, lucru sesizat de la început de către Colectivul de mașini unelte, motiv pentru care a fost abordată încă din anii 1970 (pentru strung). Cunoașterea sau deducerea analitică a acestor forțe, asigură cunoașterea stării de solicitare a STE, acestea fiind ușor măsurabile acum. Totodată, prin intermediul lor se pot elucida și aspecte profunde ale bazei tehnologice necesar a fi cunoscute conducerii automate (asigură diagnosticarea stării de uzură a cuțitelor de strung).

Normativele întocmite de personalul specializat nu corespund întotdeauna cu materialul piesei sau cu cel avut la dispoziție și nici cu cel al tipului de sculă, astfel că, mai întotdeauna se lucrează cu regimuri neadecvate, prelucrarea rămânând de cele mai multe ori la latitudinea muncitorilor.

Presupunând că, atât procesul de aşchiere cât și structura elastică, sunt sisteme stabile, analiza și modelarea matematică a creat condițiile teoretice propice pentru dezvoltarea de utilaje extrem de perfecționate. Abordarea unitară, ulterior pentru SDP a permis stabilirea formelor celor mai generale de funcții care descriu aceste sisteme. Tratarea problemei de stabilire a funcției tehnologice pentru SCA începe cu analiza cazurilor specifice de prindere a piesei (combinată (C), între vârfuri (V), sau în universal (U)) evidențindu-se particularitățile statice și dinamice ale fiecărui mod de prindere (fixare). La stabilirea ecuațiilor fibrei medii deformată, pentru acest gen de solicitare, au fost evidențiate efectele tuturor factorilor (cunoscuți și studiați) ce intervin efectiv în procesul de aşchiere. De asemenea pe măsură ce se vor stabili noi parametri și/ sau legi de variație ai acestora legate de formele constructive de natura și caracteristicile materialului sau ținând cont de temperatura din proces ca și de ambianța mediului, acestea pot fi introduse ca noi variabile în legile generale. Acest fapt va permite să se asigure o deformare constantă pe lungimea fibrei medii a piesei, echivalând cu posibilitatea de a controla total eroarea de prelucrare (care poate fi menținută la o valoare constantă sau impusă (minimă – chiar nulă) pe toată dimensiunea piesei), sau orice alt parametru de calitate, fapt ce nu poate fi asigurat cu nici un alt fel de sistem de comandă (adică prin programare).

## Bibliografie

1. [ACE `55] Acerkan, N.S. - „Calculul și construcția mașinilor unelte”, Ed.Tehnică, 1955
2. [AEL `85] Aelenei, M. ș.a. - „Probleme de mașini unelte”, Ed.Tehnică, 1985
3. [ARH `80] Arhip, M. ș.a. - „Sisteme de comandă adaptivă la MU”, AMC – 20A, 1980
4. [ARH `75] Arhip, M. - „Sisteme de comandă adaptiv la MU”, Ed. Tehnică, București, 1975
5. [AST `87] Aström, K. J. - „Adaptive feedback control”, IEEE vol. 75, nr. 2, 1987
6. [AST `84] Aström, K.J. - „Teoria și aplicațiile reglării automate adaptive”, AMC – 38, 1984
7. [AST `92] Aström, K.J., Wittenmark, B. - „Adaptive control”, Addison – Wesley PC, 1992
8. [BAG `95] Bagard, P., Palleau, M. - „Pour fabriquer les outillages on gogne a les usiner a grand vitesse”, Information nr. 142, feb 1995
9. [BAB `91] Babeu, T - „Rezistența materialelor”, Lito UTT, vol I, II, 1991
10. [BAB `98] Babeu, T - „Teoria elementară a RM”, Ed.Mirton,1998
11. [BABU `85] Babuția, I. ș.a. - „Conducerea automată a proceselor”, Ed. Facla, 1985
12. [BĂD `68] Bădescu, R., Maican, C. - „Integrale utilizate în mecanică, fizică, tehnică și calculul lor”, Ed.Tehnică , 1968
13. [BAL `73] Balacsin, B.S. ș.a. - „Adaptivee upravlenie stankami mașinostroenie”, Moskva, 1973
14. [BAL `73] Balacsin, B.S. ș.a. - „020”, Fertigungs tehnic und Betrieb, 1973
15. [BAL `86] Balacsin, B.S. - „Perspectivele utilizării sistemului de comandă adaptivă la mașini-unelte pentru comanda și optimizarea proceselor tehnologice”, Fertigungs tehnic und Betrieb, vol. 2, 1986
16. [BAL `87] Balaure, E. - „Sisteme și echipamente de comandă numerică”, Ed. Tehnică, 1987
17. [BAȘ `82] Baștiurea, Gh. - „Introducerea comenzii numerice ca mijloc de automatizare a mașinilor-unelte”, AMC - 29
18. [BAZ `73] Bazrov, B.M. - „Metodi provișenia tocinosti obrabutki detalei tip telvrașcenia posredstvom adaptivnogo upravlenia”, Stanki ins trument nr. 3, 1973
19. [BĂL `91] Bălan,G. - „Studiul dinamicii mașinilor unelte utilizând *arbori de decizie*”, Studii și cercetări de Mecanică Aplicată,1991

20. **[BĂL `91]** Bălan, G. – „Dinamica stocastică a strungului – sinteză”, Revista CM 2000 (52) nr. 6-7
21. **[BEL `85]** Belea, C., Vartolomei, M. – „Metode algebrice și algoritmi de sinteză optimală a sistemelor dinamice”, Ed. Academiei, 1985
22. **[BELL `94]** Belloy, P. – „Integration des connaissances metier dans la conception: un modele pour les pieces mecaniques. Application a l’usinage et a l’estampage”, Teză de doctorat, UJF, Grenoble, 1994
23. **[BES `64]** Besekerski, V.A. ș.a. – „Teoria reglării automate. Culegere de probleme”, Ed. Tehnică, 1964
24. **[BOB `96]** Boboc, D. – „Cercetări teoretice și experimentale privind conceperea unor sisteme de diagnosticare pentru MU”. Teză de doctorat, Universitatea Politehnica București, 1996
25. **[BOR `82]** Borangiu, Th. ș.a. – „Structuri moderne de conducere automată a mașinilor unelte”, Ed. Tehnică, 1982
26. **[BOR `89]** Borangiu Th. ș.a. – „Conducerea multiprocesor în timp real a structurilor flexibile de fabricație”, Ed. Tehnică, 1989
27. **[BRĂG `96]** Brăgaru, A. ș.a. – „Optimizarea proceselor și echipamentelor tehnologice”, EDP, 1996
28. **[BRĂT `84]** Brătianu, C. – „Metode cu elemente finite în dinamica fluidelor”, Ed. Academiei, 1984
29. **[BUH `86]** Buhler, H. – „Reglage par mode de glissement. Prosses Polytechniques Romandes”, Elveția, 1986
30. **[BUT `01]** But, A. – „Erorile de prelucrare pe mașinile unelte”, Teză de doctorat, U.P.T., 2001
31. **[BUZD `92]** Buzdugan, G. – „Rezistența materialelor”, Ed. XII revizuită, Ed. Tehnică, 1992
32. **[BUZA `93]** Buzatu, C. ș.a. – „Sisteme flexibile de prelucrare prin așchiere”, Ed. Tehnică, 1993
33. **[CĂL `71]** Călin, S., Belea, C. – „Sisteme automate adaptive și optimale”, Ed. Tehnică, 1971
34. **[CĂL `84]** Călin, S. ș.a. – „Sisteme automate numerice”, ESE, 1984
35. **[CĂL `85]** Călin, S., Dumitrache, I. – „Reglatoare automate”, E.D.P., 1985
36. **[CAT `93]** Catrina, D. ș.a. – „Mașini-unelte cu comandă numerică”, vol. I, II, curs Universitatea Politehnica București, 1993

37. **[CER `73]** Cernețki, V.I. ș.a. – „Metode matematice și algoritmi în studiul sistemelor automate”, Ed. Tehnică, 1973
38. **[CHIO `95]** Chiorescu, G. – „Matematici speciale - culegere de aplicații în matematică”, Ed. Gh. Asachi, 1995
39. **[CHI `71]** Chiriacescu, S.T. – „Contribuții la studiul stabilității dinamice a proceselor de prelucrare pe mașinile-unelte așchietoare”, Teză de doctorat, I.P. Iași , 1971
40. **[CHI `84]** Chiriacescu, I. S. – „Stabilitatea în dinamica așchierii uneltelor”, Ed. Academiei, 1984
41. **[CHI `04]** Chiriacescu, S.– „Dinamica mașinilor unelte. Prolegomene”, Ed. Academiei, 2004
42. **[CIM `72]** \*\*\* – „Strunguri normale tip SNA 500”, Cartea mașinii, Arad, 1972
43. **[CIOB `97]** Ciobanu, M.R. – „Cercetări privind concepția sistemelor flexibile liber selectabile asistate de roboți industriali, prin ingineria valorii”. Teză de doctorat, Universitatea “Gh. Asachi” Iași, 1997
44. **[CIOC `79]** Ciocârdia, C.; Ungureanu, I. – „Bazele cercetării experimentale în tehnologia construcțiilor de mașini”, E.D.P. 1979
45. **[CIOC `89]** Ciocârdia, C. ș.a. – „Bazele cercetării experimentale în tehnologia construcțiilor de mașini”, E.D.P. 1989
46. **[CON `80]** Constantinescu, I. ș.a. – „Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare numerice”, Ed. Tehnică, 1980
47. **[CON `89]** Constantinescu, I.N. – „Metode noi pentru calcule de rezistență”, Ed. Tehnică, 1989
48. **[COS `91] Cosovan, C.** – „Asupra funcțiilor tehnologice la comanda adaptivă (CA) pentru procesul de strunjire”, Comunicare la a VI a Conferință Internațională de Inginerie Managerială și Tehnologică TEHNO'91, Timișoara, 1991
49. **[COS `92] Cosovan, C.** – „Funcțiile tehnologice ale parametrilor regimurilor de lucru pe strunguri”, Referat 2, Catedra MU, Fac. de Mecanică, U.P. T., 1992
50. **[COS `93] C osovan, C.** – „Comenzile de contur și ale regimului de așchiere pe strunguri”, Referat 3, Catedra MU, Fac. de Mecanică, U.P. T., 1993
51. **[COS `93] Cosovan, C.** – „Considerații asupra procesului de prelucrare prin așchiere pe mașini–unelte”, Comunicare la Sesiunea jubiliară de comunicări științifice, Timișoara, 1993
52. **[COS `93] Cosovan, C., Dodon, E.** – „Asupra calculului automat al regimului optim de așchiere la strunguri”, Comunicare la Sesiunea jubiliară de comunicări științifice, Timișoara, 1993

53. **[COS `95] Cosovan, C.** – „Asupra funcțiilor tehnologice la comanda adaptivă pentru procesul de strunjire”, Comunicare la a VII a Conferință Internațională de Inginerie Managerială și Tehnologică TEHNO'95, Timișoara, 1995
54. **[COS `96] Cosovan, C.** – „Funcțiile tehnologice la comanda adaptivă pentru operația de strunjire”, CNMU'96, 24-25 oct, București, 1996
55. **[COS `96] Cosovan, C.** – „Organigrame de calcul automat al referințelor”, Referat 4, Catedra MU, Fac. de Mecanică, U.P. T. 1996
56. **[COS `96] Cosovan, C.** – „Simplified model of the splintering process as a dynamic non-periodic system” , The Internațional Conference of Tehnical Informatics – Computer Science and Engiineering vol. 2, 14-16, nov.1996
57. **[COS `98] Cosovan, C.** – „Algoritmul determinării regimurilor optime de prelucrare prin aşchiere a mașinilor – unelte cu comanda adaptivă”, CONTI '98, oct. 1998, Timișoara.
58. **[COS `99] Cosovan, C.** – „The use of the adaptive control at facing operation”, Buletinul Stiințific al Univ. Politehnica Timișoara, seria AC, Tom 44, 1999, pag.66-71.
59. **[COS `99] Cosovan, C. ș.a.** – „Strategy of control development for project management intelligent system”, Skopie Republic of Macedonia, Manufacturing and Management in 21-st Century, 16-17 sept. 2004
60. **[COS `05] Cosovan, C., Negru, R.,** „Considerații privind starea deformată la o bară cilindrică circulară cu tronsoane, solicitată la încovoiere cu o forță axială”, Revista CM, 2005
61. **[COZ `95] Cozmâncă M., ș.a.** – „Bazele aşchierii”, Editura “Gh. Asachi” Iași – 1995.
62. **[CRI `92] Cristuinea, C. ș.a.** – „Culegere de probleme de rezistența materialelor”, U.T.T. 1992.
63. **[CUT `80] Cuteanu, E. Marinov, R.** – “Metoda elementelor finite în proiectarea structurilor”, Ed. Facla, 1980
64. **[DAN `76] Dancea, I.** – „Metode de optimizare”, Ed. Dacia, Cluj-Napoca – 1976.
65. **[DAV `83] Davidoviciu, A. ș.a.** – „Minicalculatoarele și macrocalculatoarele în conducerea proceselor industriale”, E.T. București – 1983.
66. **[DOD `57] Dodon, E.** – „Mașini-unelte și agregate”, vol.I, Lito. U.P.T. – 1988.
67. **[DOB `97] Dobre, I** – „Curs de rezistența materialelor”,vol I/ '78, II/ '80, III/ '82, Lito. I.P.Timișoara.
68. **[DOB `97] Dobre, I. ș.a.** – „Rezistența materialelor, elasticitate, plasticitate”, vol.I, Solicitări fundamentale, Editura de Vest, 1997.
69. **[DOB `90] Dobre, I. (coordonator-ș.a.)** – „Culegere de probleme de rezistența materialelor”,vol I-II, Lito. I.P.Timișoara.

70. **[DRA `85]** Dragomir, T.L., Mureșan, A. – „Bazala tehnicii reglării automate”, Curs, Fac. Electrotehnică Timișoara – 1985.
71. **[DRA `94]** Drăgan, V.; Halany, A. – „Stabilitatea sistemelor liniare”, Ed. AII – 1994.
72. **[DRA `98]** Drăgoi, G., Guran, M. – „Sisteme integrate de producție asistate de calculator”, E.T. București, 1998.
73. **[DUC `57]** Duca, Z. – „Bazele teoretice ale prelucrării pe mașini-unelte”, E.D.P. București, 1969.
74. **[DUM `77]** Dumitrescu, S. ș.a. – „Aplicații ingineresti ale calculatoarelor. Calculatoare de proces”, E.D.P. București, 1977.
75. **[DUM `78]** Dumitrache, I.; Popescu, D. – „Metode de gradient pentru optimizarea sistemelor”, AMC – vol. 26 pag. 85-106 – 1978.
76. **[DUM `80]** Dumitrache, I. – „Tehnica reglării automate”, E.D.P. – 1980.
77. **[DUM `83]** Dumitraș, C. ș.a. – „Așchierea metalelor și fiabilitatea sculelor așchietoare”, E.T. București – 1983.
78. **[DUM `84]** Dumitru, M. – „Teoria matematică a sistemelor dinamice, stabilitate, control optimal și tehnici de proiectare a sistemelor de reglare”, AMC-39 pag. 162-168.
79. **[ELB `95]** Elbestawi, M.A., Du, R., Wu, S.M. – „Automated Monitoring of Manufacturing Processes”, part 1,2 Journal of Engineering for Industry, 1995
80. **[EYK `74]** Eykhoff, P. – „Identificarea sistemelor”. E.T. București, 1974.
69. **[FAU `02]** Faur, N. – „Elemente finite. Fundamente”, Ed. Politehnica, Timișoara, 2002
70. **[FAU `02]** Faur, N. – „Elemente finite. Fundamente”, Ed. Politehnica, Timișoara, 2002
71. **[FAR `85]** Farber, G. – „Conducerea proceselor tehnologice și sistemelor informatice”, AMC.
72. **[FAR `87]** Farkaș, D.D. – „Automate aleatoare cu utilități”, E.S.E. 1978 – București.
73. **[FIL `84]** Filip, F. G. – „Sisteme complexe: teorie și aplicații”, AMC-39 pag. 189-193.
74. **[FLE `82]** Fletcher, R. – „Methods for nonlinear constraints”, Academic Press, London, 1982.
75. **[FLO `79]** Florea, S. ș.a. – „Evoluția sistemelor de comandă adaptive și de optimizare a regiunilor de așchiere la MU”, AMC-28 pag. 259-280.
76. **[FLO `84]** Florea, S.; Ionescu, V. – „Automatica, concepte și problematică”, partea I și II, Institutul Politehnic București, 1984 și 1985.
77. **[FLO `80]** Florea, S. ș.a. – „Electronică industrială și automatizări”, E.D.P. 1980.
78. **[GAV `74]** Gavrițaș, S. ș.a. – „Îndrumător pentru proiectarea tehnologiilor pe strunguri”, I.P. București, 1974.

79. **[GHE `93]** Gheorghiu, S. – REX – „Calculul analitic al regimurilor de aşchiere” – Hello Cad-Fans, Nr. 26, pag. 14-20, oct. 1993.
80. **[GHI `97]** Ghinea, M., Fireşteanu, V. – „MATLAB – calcul numeric, grafică – aplicaţii”, Editura Teora, Bucureşti, 1997.
81. **[GIB `74]** Gibson, I.E. – „Sisteme automate neliniare”, E.T. Bucureşti, 1974.
82. **[GÂR `90]** Gârbea, D. – “Analiză cu elemente finite”, Ed. Tehnică, 1990
83. **[GOD `77]** Godunov, S.K. ş.a. – „Scheme de calcul cu diferenţe finite”, E.T. Bucureşti, 1977.
84. **[GRO `85]** Grosu, I. – „Comanda adaptivă a avansului la maşinile de găurit”, teză de doctora, IPTV Timişoara – cond. ştiinţific prof.dr.ing.E. Dodon – 1985
85. **[GRO `97]** Grozav, I. – „Comanda adaptivă a avansului la maşini de frezat orizontale cu consolă”, Teză de doctorat UPT, cond. ştiinţific prof.dr.ing. Dodon E. – 1997.
86. **[HAY `91]** – Haykin, S. – „Adaptive Filter Theory” – Second Edition Prentice Hall International, Inc.Englewood Cliffs – 1991.
87. **[HOH `88]** Hohn, E.F. – „Elementary Matrix Algebra”. Macmillan Company N. Y. – 1988.
88. **[IACO `80]** Iacovescu, A. ş.a. – „Modificarea avansurilor şi a turaţiilor programate pe echipamentele de CN în timpul lucrului la MU”, AMC-20A pag. 177-191 – 1980.
89. **[ION `80]** Ionescu, T.; Nedelea, D. – „Probleme ale conducerii adaptive” AMC-31 – 1980.
90. **[ION `85]** Ionescu, G. ş.a. – „Traductoare pentru automatizări industriale”, vol.I, E.T. Bucureşti – 1985.
91. **[ION `81]** Ionescu, V. – „Optimizarea sistemelor”, E.D.P. Bucureşti, 1981.
92. **[ION `82]** Ionescu, C. ş.a. – „Automatizări”, E.D.P. 1982.
93. **[ION `94]** Ionescu, V., Stoica, A. – „Sisteme automate. Metode moderne de sinteză”, Ed. Getic – 1994.
94. **[IOR `80]** Iorga, V.; Popeea, C. – „Metode numerice în conducerea optimală”, AMC-20B pag. 261-310 – 1980.
95. **[ISP `92]** Ispas, C. ş.a. – „Metode de cercetare a maşinilor unelte”, Centrul de multiplicare al I.P. Bucureşti – 1992.
96. **[ISP `97]** Ispas, C. ş.a.- “Maşini unelte; elemente de structurare”, Ed. Tehnică, 1997
97. **[ISP `98]** Ispas, C.I. ş.a. – “Maşini unelte. Încercări şi recepţie”, Ed. Tehnică, 1998
98. **[IVA `89]** IVAN, N.V. – „Bazele optimizării proceselor tehnologice în construcţia de maşini”, Ed. Univers, Braşov, 1989

99. **[IVAN `81]** Ivan, M. ș.a. – „Mașini-unelte și control dimensional”, E.D.P. București, 1981.
100. **[JAC `95]** Jacquot, E. – „Fabrications mecaniques conditions de coupe”, Litographie Ecole Nationale d’ingenieurs de Belfort, France, 1995
101. **[JOR `81]** Jora, B. – „Contribuții la analiza stabilității sistemelor adaptive”, Teză de doctorat, I.P. București – cond. științific prof.dr.ing. S. Florea – 1981
102. **[KAP `83]** Kapajiotidis, N. – „Adaptive Control (AC)”, Nr. 83, 1983
103. **[KÖN `69]** König, E., Depireux, W.R. – „Cum se pot optimiza avansul și viteza de așchiere”, Industrie Anzeiger Nr. 61/69.
104. **[KOV `95]** Kovacs, A. – „Stand pentru achiziția componentelor forței de frezare”, Analele Univ. Oradea, 1995.
105. **[KOVA `85]** Kovan, M.V. ș.a. – „Fundamentals of manufacturing engineering”, Mir Publishess Moscow, 1985.
106. **[KRÎ `57]** Krîlov, A. N. – „Lecții de calcule prin aproximații”, E.T. București, 1957
107. **[KUD `70]** Kudinov, V. A. – „Dinamica mașinilor unelte”, E.T. București, 1970
108. **[KUO `91]** Kuo, B. C. – „Automatic Control Systems”, Prentice Hall, 1991.
109. **[LAN `86]** Landau, I. D.; Dugard, L. – „Commande adaptive – Aspects pratique et Théoriques”, Masson, Paris 1986.
110. **[LAN `93]** Landau, I. D. – „Identification et commande des systemes” – Edition Hermes, Paris 1993.
111. **[LED `70]** Lederbergher, A. – „Adaptive Regelung bei Drehbearbeitung”, Industrie Anzeiger Nr. 70,71 – 1970.
112. **[LIN `86]** Lin Shield Bao-Hsin – „Au optimal gain adaptive control system for CNC metal cutting machine tools (manufacturing)”, Ph. D. Texas University, 1986.
113. **[MAK `76]** Makarov, A.D., ș.a. – „Izuos i stoikosti rezuscih instrumentov”, “Moșinostroenie”, Moskva, 1976
114. **[MAK `76]** Makarov, A. – „Optimizarea procesov rezaniia Mașinostroenie”, Moskva, 1976
115. **[MAN `82]** Mangeron, D. ș.a. – „Un model liniar al procesului dinamic de așchiere”, Simpozionul Internațional de Teoria și Practica Mecanismelor, București, 1982
116. **[MAT `97]** Mateescu, A. ș.a. – „Prelucrarea numerică a semnalelor”, E.T. București, 1997.
117. **[MAZ `71]** Mazand, M. – „Stade actuel et perspectives de la comande adaptive en tournage”, GAMIISM CN, iunie 1971.



118. **[MAR `03]** Marin, C. ș.a. – “Modelarea cu elemente finite a structurilor mecanice”, Ed. Agir 2003
119. **[MIC `87]** Micu, C. – „Aparate și sisteme de măsurare în construcția de mașini”, E.T. 1987.
120. **[MIN `95]** Mincă, I. – „Informatica și teoria cunoașterii”, E.T. București, 1995.
121. **[MIR `80]** Mirski, F. – „Dynamique de la machine-outil. Theorie mathematique du broutement”, La machine Outil Française, 1980.
122. **[MOH `96]** Mohora, C. – “Cercetări teoretice și experimentale privind optimizarea sistemului batiu – elemente de rezemare - fundație la mașini unelte”, Teză de doctorat, conducător științific prof.dr.ing. Ispas, C., București, 1996
123. **[MON `74]** Monopoili, R. – „Model Reference Adaptive Control with an Augmented Error Signal”, IEEE Trans. on Aut. Control – oct. 1974.
124. **[MOR `83]** Moraru, V. ș.a. – „Vibrațiile și stabilitatea mașinilor-unelte”, E.T. București – 1983.
125. **[MOR `86]** Morar, L. – „Contribuții privind folosirea SCA la mașinile de rectificat rotund între vârfuri”, Teză de doctorat IPCN Cluj-Napoca cond. științific prof.dr.ing. Stănescu, I. – 1986.
126. **[MOȚ `96]** Moțica, M. – “Optimizarea structurilor de rezistență ale masinilor unelte prin proiectarea asistată de calculator cu metode numerice”, Teză de doctorat, conducător științific prof.dr.ing. Dobre, I. Timișoara, 1996
127. **[MOȚ `94]** Moțoiu, R. – „Ingineria calității”, Editura Chiminform Data S.A. București – 1994.
128. **[NEGR `97]** Negrescu, C. – „Bazele algoritmilor adaptivi de gradient. Metode de optimizare”, Universitatea Politehnică București - Note de curs – 1997.
129. **[NIC `98]** Niculiță, L. ș.a. – „Controlul automat integrat în sistemele de producție mecanice”, E.T. – 1998.
130. **[NIG `77]** Nigm, M. ș.a. – „Determination of dynamic cutting coefficients from steady-state cutting date”, Ins. I. Mach. Tool. Des. Res., vol. 17, Nr. 1, pag. 19-37 – 1977.
131. **[OLT `72]** Olteanu, N.G. ș.a. – “Metode de discretizare a continuului în vederea rezolvării diferitelor tipuri de probleme de mecanică”, vol II, MEF; INIDST, 1972
132. **[OPR `89]** Oprean, A. Predincea, N. – “Rigiditatea statică a masinilor unelte”, TCMM nr.6/1989
133. **[ORS `77]** Orszari, E. – „Sistem de comandă adaptivă cu reinstalare automată la cotă pentru mașinile de cojit bare”, Teză de doctorat elaborată la IP “TV” Timișoara, cond. științific prof.dr.ing. E. Dodon – 1977.

- 134.**[PĂM `98]** Pământaş, E. – „Contribuții la calculul automat al adâncimii de aşchiere pentru operația de strunjire”, Teză de doctorat la U.P. Timișoara – 1998.
- 135.**[PĂM `01]** Pământaş, E. – “Optimizarea operației de strunjire și a parametrilor de regim în condițiile conducerii automate a ciclului de lucru”, Teză de doctorat, conducător științific prof.dr.ing. Dodon Eugen, .U.T. Timișoara, 2001
- 136.**[PĂM `88]** Pământaş, E. – „Relații teoretice și experimentale pentru determinarea forței de aşchiere la strunjirea profilată rotundă”, Sesiunea de Comunicări Științifice Elm. Tim – 1988.
- 137.**[PĂM `93]** Pământaş, E. – „Particularități ale procesului de aşchiere la strunjirea profilată cu avans radial”, Buletin Științific Univ. Cluj-Napoca – 1993.
- 138.**[PĂM `98]** Pământaş, E. – „Stabilirea adaosului de prelucrare și a adâncimii de aşchiere la strunjire”, a VII-a Conf. Int. IMT, Tehno'98, Timișoara – 1998.
- 139.**[PAN `75;78]** – Pandit, S.M ș.a., „Modeling machine tool chatter by time serier”, Trans. ASME B 97, 1, 211-215 (1975)
- 140.**[PAN `78]** Pandit, S.M., ș.a. – „Stability of random vibrations with special eference to machine tool chatter”, Trans ASME B 97, 2, 216-229 – 1978.
- 141.**[PAP `78]** Papodache, I. – „Automatizări industriale”, Inițiere, aplicații, E.T. – 1978.
- 142.**[PAP `91]** Papoulis, A. – „Probability, Random Variables and Stochastic Processes”, 3-rd Edition, McGraw Hill International Editions 1991.
- 143.**[PAR `86]** Parks, P. C. – „Lyapunov redesign of model reference adaptive control systems”, IEEE Trans. on Aut. Cntr. 11, 3 – 1986.
- 144.**[PAR `88]** Parr, E.A. – „Industrial control handbook. Theory and Applications”, vol. I, II, III – 1988, Kent.
- 145.**[PEN `70]** Penescu, C. ș.a. – „Procese optimale”, E.A. – 1980.
- 146.**[PET `79]** Petriceanu, Gh. ș.a. – „Proiectarea proceselor tehnologice și reglarea strungurilor automate”, E.T. București – 1979.
- 147.**[PIC `82]** Picoș, Gh. ș.a. – „Normarea tehnică pentru prelucrări prin aşchiere”, Vol. I și II. E.T. - 1982.
- 148.**[PIC `92]** Picoș, C. ș.a. – “Proiectarea tehnologiilor de prelucrare mecanică prin aşchiere, manual de proiectare” vol .1. Editura Universitas, Chișinău, 1992
- 149.**[PLAY `95]** Play, D. ș.a. – „Feature based geometric modelling and analysis of multibody mechanical system behaviour”, Periodica Polytechnica, CAMP '95 Budapesta – 1995.
- 150.**[PON `60]** Ponomariov, D. N. ș.a. – „Calculul de rezistență în construcția de mașini”, vol I, II, București 1960 și 1962.

151. **[POP `78]** Popescu, D.; Dumitrache, I. – „Metode de optimizare prin “căutare” fără evaluarea derivatei”, AMC-27, pag. 67-103.
152. **[POP `82]** Popescu, Th.D. – „Contribuții la identificarea și conducerea adaptivă cu calculatorul a proceselor continue”, Teză de doctorat conducător științific, prof. dr. ing. Seogiu Călin, I. P. București – 1982.
153. **[POP `83]** Popescu, Th. – „Regulator autoacordabil pentru conducerea proceselor industriale”, AMC-35, pag. 62-86.
154. **[POP `85]** Popescu, Th. D. – „Metode de estimare recursivă a parametrilor sistemelor”, AMC-51 pag. 290-319.
155. **[POP `85]** Popescu, Th. D. – „Reglarea proceselor industriale”, AMC-50 pag. 61-84.
156. **[POP `87]** Popescu, I. – „Optimizarea procesului de aşchiere”, Editura Scrisul Românesc – Craiova – 1987.
157. **[POP `96]** Popovici, N. – „Ecuatii cu derivate parțiale de ordinul doi. Teorie și aplicații la ecuațiile fizicii matematice”, București – 1996.
158. **[PRE `95]** Precup, R.E.; Preitl, Șt. – „Sisteme de reglare avansate”, vol.I Lito. V.P.T. – 1995.
159. **[PRED `91]** Predincea, N. – „Studiul deformațiilor termice și elastice ale MU și al influenței acestora asupra parametrilor de performanță”, Teză de doctorat, I.P. București – 1991.
160. **[PROA `92]** - Proakis I., Ling F. ș.a. – „Advanced Digital Signal Processing”, Macmillan Publishing Company, N.Y. – 1992.
161. **[RAD `79]** Rodeș, M. – „Metode dinamice pentru identificarea sistemelor mecanice”, Editura Academiei RSR – 1979.
162. **[RAZ `87]** Răzvan, V. – „Teoria stabilității”, E.S.E. – 1987.
163. **[RĂD `70]** Rădulescu, O. – „Principii și metode de optimizare a exploataării mașinilor”, E.M. București – 1970.
164. **[RAI `98]** Raicov, P.C. – “Calculul structurilor cu metoda elementului finit”, Ed. Mirton 1998
165. **[RAD `71]** Radisch, B. – „Strunjirea cu comandă numerică și adaptivă” – T.Z. fur praktische metallbearbeitung, Vol.65 nr. 4 – aprilie 1971.
166. **[RĂD `75]** Rădulescu, O. ș.a. – „Regimuri de aşchiere și metodica alegerii lor pentru diferite prelucrări pe mașini-unelte”, I.P. București – 1975.
167. **[REC `97]** Rece, L., Soare, Ghe. – „Metoda de optimizare a parametrilor unui proces tehnologic”, Litografia UTCB,1997

- 168.[**ROBA `98**] – „Proiectarea structurală de rezistență” – PC Report Vol. 8 Nr.4 [79] aprilie '99.
- 169.[**ROBU `97**] Robu, N. – „Tehnici de modelare și metode de ordonanțare în fabricația integrală prin calculator”, Editura Orizonturi Universitatea Timișoara – 1997.
- 170.[**ROM `78**] Roman, V. – „Echilibru și dezechilibru”, E.S.T. București – 1978.
- 171.[**ROȘ `88**] Roșca, D.M., - „ Contribuții teoretice și experimentale privind aplicarea conducerii adaptive la mașinile de rectificat”, Teză de doctorat elaborată la Univ. din Brașov – conducător științific prof.dr.ing. A. Vaida – 1988.
- 172.[**RUS `76**] Rusu, S. – „Asupra valorilor forțelor dinamice de așchiere la strunjirea cilindrică”, CM Nr. 2 – 1976.
- 173.[**SAN `67**] Sandu, I.G. ș.a.— “Ghidajele mașinilor unelte”, Ed. Tehnică, 1967
- 174.[**SAN `94**] Santochi, M. – „Present research trends in metal cutting”, University of Pisa, Italia, 1994
- 175.[**SAV `69**] Savas, E.S. – „Conducerea cu calculatoare a proceselor industriale”, E.T., 1969.
- 176.[**SÂN `98**] Sângeorzan, Dan – „Sisteme adaptive robuste”, Promedia Plus Computers, Cluj-Napoca, 1998.
- 177.[**SIM `85**] Sima, V. – „Tehnici de factorizare în algoritmi de conducere adaptivă”, AMC-50 pag. 265-289.
- 178.[**SIM `85**] Sima, V.; Popescu, Th. D. – „Conducere adaptivă și stohastică”, AMC-50 pag. 227-303.
- 179.[**SIMI `86**] Simion, F. P; Ispas, C. – „Vibrațiile mașinilor unelte. Teorie și aplicații”, București E.A. – 1986.
- 180.[**SIO `95**] Siouris, M. G. – „An Engenering Approach To Optional Control and Estimation Theory”, Macmillan P.C.N.Y. – 1995.
- 181.[**SLA `94**] Slavici, T. – „Contribuții la programarea asistată de calculator a mașinilor-unelte cu comandă numerică în vederea prelucrării entităților geometrice complexe”, Teză de doctorat, cond. științific prof.dr.ing. Drăgici, G., U.P.T., 1994.
- 182.[**SOK `46**] Sokolovski, A.P. – „Rigiditatea în tehnologia construcțiilor de mașini”, Leningrad, 1946
- 183.[**SOL `84**] Solomențev, I.M. ș.a. – „Procese tehnologice cu comandă adaptivă”, E. Maschiz, Moscova, 1984.
- 184.[**SOL `87**] Solomențev, I.M. ș.a. – „Metodologia optimizării proceselor tehnologice de strunjire”, Vesnic Masinostroenie, Nr.6 pag. 62-66 – 1974.

185. **[SPR `78]** Sprânceană, N. ș. a. – „Automatizări discrete în industrie”, E.T. București, 1978.
186. **[STO `65]** Stoenescu, Al. ș.a. – „Culegere de probleme de mecanică teoretică”, Ed. Politehnicii, București 1965.
187. **[STO `89]** Stoica, P. ș. a. – „Identificarea și optimizarea sistemelor”, E.T. București, 1989.
188. **[STR `87]** Stratulat, F. – „Contribuții la studiul sistemelor multivariabile”, Teză de doctorat, conducător științific prof. dr. ing. Ionescu Vlad. I. P. București – 1987.
189. **[SUC `86]** Suciu, M. ș. a. – „Microprocesoare, microcalculatoare și roboți în automatizări industriale”, E.T. București, 1986.
190. **[SUC `80]** Suciu, I. – „Bazele echipamentelor electrice”, E.T. 1980.
191. **[SUR `80]** Suru, P. – „Comanda adaptivă după autovibrații la strunguri”, Teza de doctorat, I.P. T.V. Timișoara – cond. științific prof.dr.ing. E. Dodon – 1980.
192. **[SUR `03]** Suru, P. – „Conducerea adaptivă a proceselor de prelucrare prin aşchiere pe mașini unelte”, Ed. Politehnica, Timișoara, 2003
193. **[TEO `94]** Teodoru, R. – „Calitatea, stare de spirit”, Tribuna Calității An II Nr. 5 pag. 1.
194. **[ȚÎP `74]** Țîpkin, Ia. Z. – „Optimalitatea sistemelor adaptive de conducere automată”, partea I – AMC 52 pag. 252-264; partea II, AMC 53 pag. 61-81 – 1986.
195. **[ȚÎP `86]** Țîpkin, Z. – „Optimalitatea sistemelor adaptive de conducere automată” partea I, AMC-52 pag. 252-264; partea II, AMC-53 pag. 61-81.
196. **[TREI `86]** Treichler J. R., ș.a. – „Theory and Design of Adaptive Filters”, John Wiley and Sons N.Y. – 1986.
197. **[URD `75]** Urdea, G. – „Comanda adaptivă la mașini de rectificat rotund exterior între vârfuri”, Teză de doctorat, cond. științific prof. dr. ing. E. Dodon, I.P. TV Timișoara, 1975.
198. **[UTK `78]** Utkin, V. I. – „Sliding modes and their application in variable structure systems”, Mir Moscou – 1978.
199. **[VAR `85]** Varga, A. ș.a. – „CASAD – Pachet interactiv pentru analiza și proiectarea asistată de calculator a sistemelor automate”, AMC Nr. 49 – 1985.
200. **[VLA `85]** Vlase, A., ș.a. – „Regimul de aşchiere. Adaosuri de prelucrare și norme tehnice de timp” vol. I,II, E.T. – 1985.
201. **[VLA `89]** Vlase, A., ș.a. – „Tehnologii de prelucrare pe strunguri”, E.T. – 1989.
202. **[VON `76]** Vonica, C. – „Stabilirea automată a încărcării la comanda adaptivă a strungurilor”, Teză de doctorat, conducător științific prof.dr.ing. Dodon Eugen, I.P.T.V, Timișoara, 1976

203. **[VOT `40]** Votinov, K.V. – „Rigiditatea mașinilor unelte”, Moscova, 1940
204. **[WID `76]** Widrow, B., McCool, J. M. – „A Comparison of Adaptive Algorithms Based on the Methods of Steepest Descent and Random Search”, IEEE Trans. Antennas Propag. vol. AP-94 no 5, pag. 615-637 – 1976.
205. **[WID `85]** Widrow B., Stearns S. – „Adaptive Signal Processing”, Englewood Cliffs, Prentice- Hall – 1985.
206. **[ZAP `95]** Zapciu, M. – „Cercetări teoretice și experimentale privind deformațiile elastice ale elementelor portante ale mașinilor unelte în vederea optimizării structurilor lor”, Teză de doctorat, conducător științific prof.dr.ing. Ispas, C., U.P.București, 1995
207. **[ZHA `85]** Zhang, I. ș.a. – „An improved succesive linear programming algorithm”, Working Paper, 84/85-3-2, Univ. of Texas at Austin – 1985.
208. **[ZOM `87]** Zompi, A. – „Tool-life distribution in process optimization. Parameter identification and aplication”, Anuals of the CIRP, vol. 27 – 1987.
209. \*\*1 – „Carte tehnică strung SP-630-NC”, ICPMUA București.
210. \*\*2 – „Carte tehnică strung paralel SN 350 IR”, Arad.
211. \*\*3 - „Turning Center “R” can be used as Adaptive Controlled NC at the Aiehi”, Mazak Japonia.
212. \*\*4 – „Comanda sau reglarea adaptivă la MU”, Tokio Koggo Co. Ltd. – iulie 1973.
213. \*\*5 – „Scheme mecanice. Simbouri grafice” STAS 1543-86.
214. \*\*6 – „Cutting force coeficients in “specific test metal cutting machine tools”, vol. I pag.109-124, Manchester – 1972.
215. \*\*7 – „Modernizări tehnologice și proiectare de echipamente tehnologice pentru liniile de fabricație repere motoare electrice”, Contract Nr.229/1985-1990, Elm. Tim – U.P. Timișoara.
- 216.\*\*\* - „CETIM” – Documentație de firmă

C Aproximarea variatiei rigiditatii batiului printr-un  
C polinom de gradul trei utilizand metoda celor mai mici  
C patrate,

C  
real matrix  
integer\*2 c1  
character\*1 ccc  
dimension matrix(4,5),a(4),sum(6),right(4)

C  
call init  
call alfgr  
call clrec

C  
do 10 i=1,6  
10 sum(i)=0.0  
do 11 i=1,4  
11 right(i)=0.0

C  
C Citeste coordonatele punctelor si formeaza sumele

C  
do 40 j=1,10  
jj=9+j  
call pozitc(10,jj)  
write(\*,100) j  
100 format(' ',i2,\)  
call pozitc(13,jj)  
call wrtext('Abscisa x , Ordonata y : ')  
read(\*,200) x,y  
200 format(f8.3,f10.3)  
do 30 i=1,6  
30 sum(i)=sum(i) + x\*\*i  
do 40 i=1,4  
40 right(i)=right(i) + y \* (x\*\*(i-1))  
call ffast(c1)  
call clrec

C  
C Memoreaza matricea coeficientilor

C  
matrix(1,1)=10.00  
do 50 i=1,4  
matrix(i,5)=right(i)  
do 50 j=1,4  
k=i+j  
if(k.ne.2) matrix(i,j) = sum(k-2)  
50 continue

C  
C Apeleaza rutina Gauss de rezolvare a unui sistem de ecuatii  
C prin eliminare

C  
Call Gauss(matrix,a,4,5)

C  
C   Tipareste rezultate  
C

```
call pozitc(5,10)
write(*,777)
777  format(' ',\)
     do i=1,4
     call pozitc(5,9+i)
     write(*,2000) a(i)
2000 format(' ',1Pe14.6,\)
     end do
     call ffast(c1)
     stop
     end
```

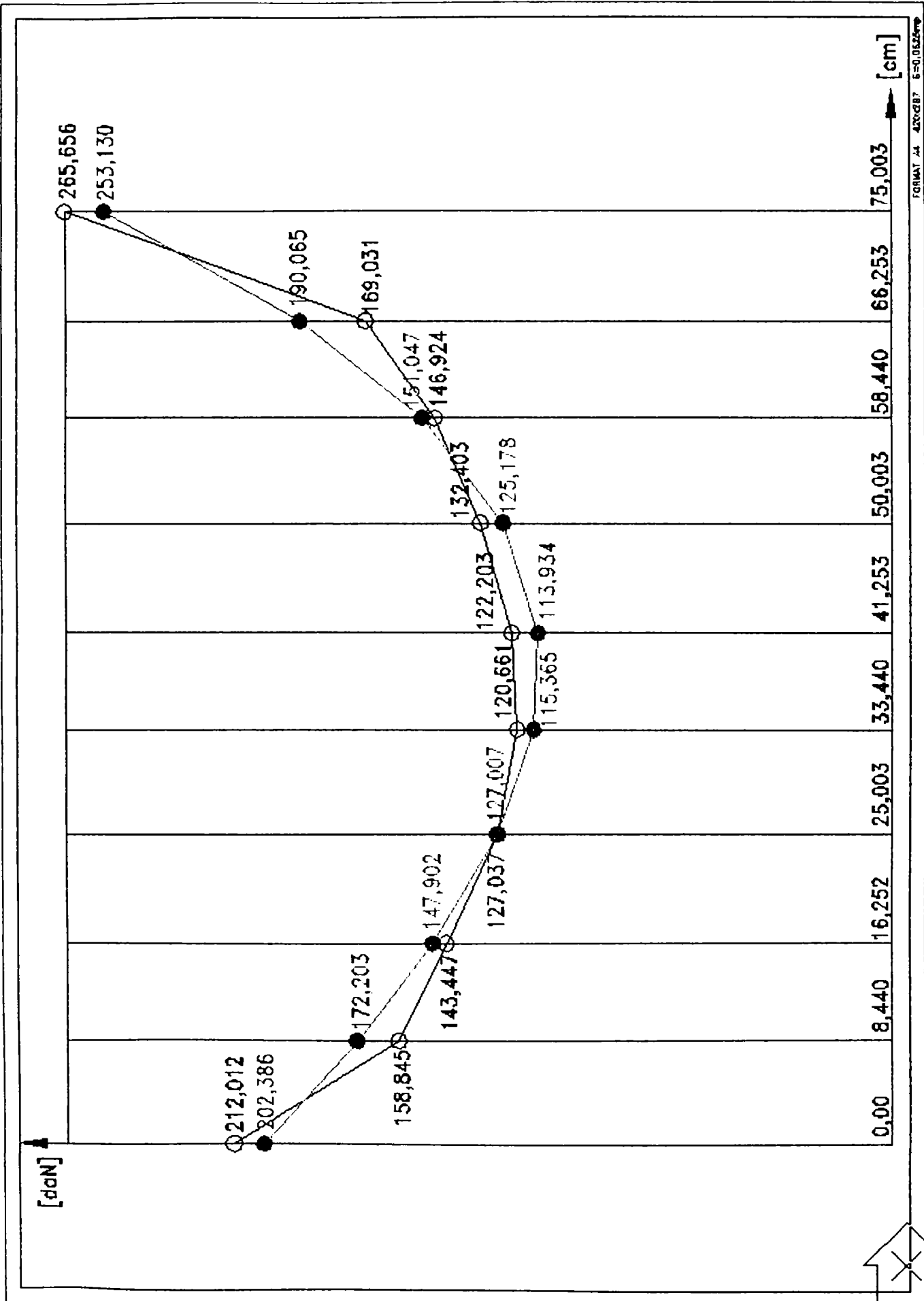
```
c
SUBROUTINE Gauss (a, x, n, np1)
dimension a(n,np1),x(n)
nm1=n-1
do 600 k=1,nm1
kp1=k+1
l=k
do 400 i=kp1,n
400  if(abs(a(i,k)).gt.abs(a(l,k))) l=i
     if(l.eq.k) go to 500
     do 410 j=k,np1
     temp=a(k,j)
     a(k,j)=a(l,j)
410  a(l,j)=temp
500  do 600 i=kp1,n
     factor=a(i,k)/a(k,k)
     do 600 j=kp1,np1
600  a(i,j)=a(i,j)-factor * a(k,j)
     x(n)=a(n,np1)/a(n,n)
     i=nm1
710  ip1=i+1
     sum=0.0
     do 700 j=ip1,n
700  sum=sum + a(i,j) * x(j)
     x(i)=(a(i,np1) - sum)/a(i,i)
     i=i-1
     if(i.ge.1) go to 710
     return
     end
```



```

C      Calculul analitic al fortei
      integer*2 c1
      call init
      call alfgr
      i=1
12     call pozitc(20,9+i)
      call wrtext('Abscisa x = ')
      call getnrbet(x,kod)
      forta=202.3864-3.7357*x+0.0138319*x**2+0.0005999202*x**3
      call pozitc(40,9+i)
      write(*,777)
777   format(' ',\)
      call pozitc(40,9+i)
      call wrtext('Forta = ')
      call pozitc(50,9+i)
      write(*,10) forta
10    format(' ',f10.3,\)
      i=i+1
      if(i.gt.10) go to 11
      go to 12
11    call ffast(c1)
      stop
      end

```



FORMAT A4 420x297 E=0,0525mm

