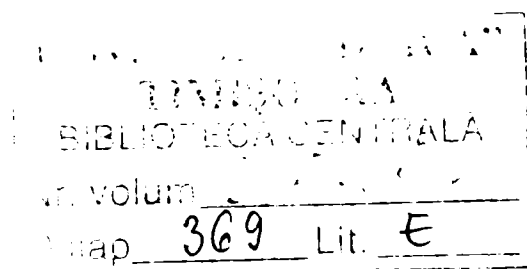


**TEZĂ DE DOCTORAT**

**INFLUENȚA INTRODUCERII VIBROȘOCURILOR  
ASUPRA CALITĂȚII LA PRELUCRĂRI PRIN  
AȘCHIERE**



**CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC**  
Prof. dr. ing. LIVIU BRÎNDEU

**DOCTORAND**  
Șef lucr. ing. IOAN MOGA

2005

## PREFAȚĂ

Procesul de prelucrare a materialelor prin așchiere ocupă un loc important în activitatea de cercetare actuală pentru a găsi noi metode de prelucrare și a le îmbunătăți pe cele existente în vederea creșterii productivității muncii, reducerea costurilor și automatizarea acestuia.

Prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată, în cazul unor operații de așchiere cum sunt operațiile de strunjire, găurire și filetare, pun probleme deosebite în ceea ce privește evacuarea așchiilor din zona de așchiere și calitatea suprafețelor ca urmare a interacțiunilor dintre sculă, așchie și suprafața prelucrată, deoarece aceste materiale dau așchii lungi, care în cele mai multe cazuri se înfășoară în jurul sculelor, necesitând oprirea procesului pentru evacuarea lor.

Introducerea în procesul de așchiere a vibrațiilor și a vibroșocurilor din exterior cu ajutorul unor dispozitive speciale, constituie o metodă de rezolvare al așchierii materialelor cu plasticitate mare.

Dezvoltările relevate în cadrul tezei de doctorat pun la dispoziția celor interesați o sinteză a aspectelor teoretice al procesului de așchiere cu vibrații și vibroșocuri, experimente privind introducerea vibrațiilor la operația de strunjire a materialelor cu plasticitate mare (cupru OFHC și oțel Armco), aspecte ale proiectării și executării unui dispozitiv vibropercutant pentru introducerea vibroșocurilor la operațiile de găurire, implementarea dispozitivului vibropercutant pe o mașină cu comandă numerică, experimentarea diferitelor regimuri de așchiere pentru operația de găurire a cuprului OFHC ca material reprezentativ cu plasticitate ridicată, studiul efectelor vibroșocurilor asupra prelucrării cu diferite regimuri de așchiere.

În implementarea metodelor de așchiere cu vibrații și vibroșocuri s-a utilizat metode moderne de investigare: simularea numerică cu ajutorul calculatorului a generării suprafețelor prelucrate cu vibrații și a funcționării dispozitivului vibropercutant pentru alegerea celei mai bune variante constructive și de măsurare a rezultatelor experimentelor efectuate: achiziția și prelucrarea semnalelor pe calculator și achiziția imaginilor suprafețelor prelucrate.

Tematica lucrării este o continuare a cercetărilor efectuate de autor în cadrul colectivului de Microunde din cadrul Universității din Oradea privind proiectarea și realizarea magnetroanelor, privind găsirea unor noi metode de prelucrare a cuprului OFHC și oțelului Armco pentru obținerea unei calități cât mai bune a suprafețelor prelucrate prin strunjire și găurire.

Pentru sprijinul privind realizarea experimentelor țin să aduc calde mulțumiri prof.dr. ing. Teodor Maghiar, Rector al Universității din Oradea, prof.dr. ing. Teodor Leuca, Prorector, prin bunăvoința cărora mi-a fost pus la dispoziție Laboratorul de Automatizări din cadrul Facultății de Electrotehnică și Informatică.

Calde mulțumiri se îndreaptă spre prof. dr. ing. Berce Petru de la Universitatea Tehnică Cluj Napoca pentru punera la dispoziția mea a dispozitivului pentru introducerea vibrațiilor în procesul de așchiere.

Mulțumesc de asemenea colegilor: șef lucrări drd. ing. Vesselenyi Tiberiu pentru inițierea mea în cunoașterea programului MATLAB, a achiziției și prelucrării digitale a semnalelor, șef lucrări drd. ing. Nagy Zoltan, ing. Ghincu Remus și maestrului Barabaș Tiberiu pentru asistența tehnică dată pe timpul desfășurării experimentelor pe mașina CP 20 UO.

Pentru pregătirea, întocmirea și finalizarea tezei de doctorat m-am bucurat de sprijinul și îndrumarea domnului prof.dr.in Liviu Brîndeu, membru al Academiei de Științe Tehnice din România, față de care îmi exprim sincere mulțumiri, stimă și recunoștință.

Teza de doctorat intitulată „Influența introducerii vibroșocurilor asupra calității la prelucrări prin așchiere” conține 10 capitole, 220 figuri explicative, 21 de tabele, 46 de anexe tipărite în volum separat și 131 de referințe bibliografice.

Autorul

## Cuprins

<b>Introducere.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Considerații generale asupra stadiului actual a studiului vibrațiilor în procesul de așchiere.....</b>	<b>4</b>
1.1. Descrierea procesului de așchiere.....	4
1.1.1. Sistemul tehnologic elastic.....	7
1.1.2. Sistemul procesului de așchiere.....	10
1.1.3. Sistemul proceselor motoare.....	14
1.1.4. Sistemul procesului de frecare.....	18
1.2. Vibrații în procesul de așchiere.....	18
1.2.1. Surse de vibrații la așchiere.....	18
1.2.1.1. Surse dependente de mașina-unealtă.....	18
1.2.1.2. Surse de vibrații independente de mașina-unealtă.....	26
1.2.2. Tipuri de vibrații care apar în procesele de așchiere.....	27
1.2.2.1. Vibrațiile libere.....	27
1.2.2.2. Vibrațiile forțate.....	30
<b>2. Autovibrații în procesul de așchiere.....</b>	<b>35</b>
2.1. Precizarea fenomenului.....	35
2.2. Surse de autovibrații.....	36
2.2.1. Nelinearitatea procesului de așchiere.....	36
2.2.2. Prezența amortizării neliniare.....	39
2.2.3. Frecarea uscată dintre fețele sculei și suprafața piesei.....	41
2.2.4. Variația unghiului de degajare și așezare.....	42
2.2.5. Viteza de așchiere variabilă.....	44
2.2.6. Grosimea variabilă a așchiei.....	45
2.2.7. Efectul perturbator al forței de așchiere față de viteza de așchiere.....	47
2.2.8. Depunerile de pe tăișul sculei.....	50
2.2.9. Influența urmelor de la trecerea precedentă.....	51
2.2.10. Deplasarea relativă dintre sculă și piesă.....	54
<b>3. Introducerea vibrațiilor în procesul de așchiere.....</b>	<b>58</b>
3.1. Efectele produse de vibrații la așchiere.....	58
3.2. Procesul neîntrerupt de așchiere cu vibrații axiale.....	64
3.3. Unghiurile funcționale la așchiera cu vibrații axiale.....	72
3.4. Cinematica procesului discontinuu de așchiere cu vibrații axiale.....	76
3.5. Folosirea sculelor multităiș la așchiera cu vibrații axiale.....	84
3.6. Procesul de așchiere cu vibrații pe direcție tangențială.....	89
<b>4. Mecanica procesului de așchiere.....</b>	<b>101</b>
4.1. Particularitățile așchierii cu vibrații.....	101
4.2. Felul și forma așchiei la prelucrarea cu vibrații.....	108
4.3. Mecanica formării așchiei într-un singur plan al dislocării.....	111
4.4. Procesul de formare a așchiei cu zonă de deformarea groasă.....	117
4.5. Factorii care determină modificarea unghiului de deplasare.....	121
4.6. Particularitățile procesului de formare a așchiei în prezența vibrațiilor.....	123



<b>5. Indicatori de bază ai procesului de așchiere cu vibrații.....</b>	<b>129</b>
5.1. Principalii indicatori fizici pentru procesul de așchiere cu vibrații.....	129
5.1.1. Forța și lucrul mecanic.....	129
5.1.2. Fenomene termice.....	131
5.1.3. Uzura sculei, lichidele de ungere și răcire.....	133
5.2. Influența introducerii așchierii cu vibrații asupra calității suprafeței prelucrate.....	141
5.3. Simularea numerică la strunjirea cu vibrații axiale.....	145
5.3.1. Determinarea traiectoriei sculei prin modelare numerică.....	145
5.3.2. Modelarea numerică a rugozității suprafețelor prelucrate.....	152
5.4. Concluzii.....	157
<b>6. Dispozitive și rezultatele privind introducerea vibrațiilor     în procesul de așchiere.....</b>	<b>159</b>
6.1. Dispozitive speciale.....	159
6.2. Introducerea vibrațiilor în procesul de așchiere cu ajutorul unui dispozitiv electromecanic.....	161
6.2.1. Descrierea standului experimental utilizat la introducerea vibrațiilor în procesul de așchiere.....	161
6.2.2. Experimentări privind strunjirea cu vibrații axiale a materialelor cu plasticitate ridicată.....	164
6.3. Concluzii.....	177
<b>7. Așchiera discontinuă cu ciocniri.....</b>	<b>179</b>
7.1. Dispozitiv pentru așchiera discontinuă percutantă.....	179
7.2. Avantajele aplicării vibropercuțiilor în procesele de așchiere.....	181
7.3. Introducerea dispozitivului în sistemul de prelucrare.....	183
7.3.1. Descrierea mașinii-unelte utilizate în cadrul experimentelor.....	183
7.3.2. Alegerea modelului de dispozitiv vibropercutant.....	185
7.3.2.1. Principii de proiectare a dispozitivelor și utilajelor supuse la șocuri și vibrații .....	185
7.3.2.2. Alegerea operației și condițiilor de prelucrare.....	186
7.3.2.3. Alegerea modelului constructiv al dispozitivului vibropercutant.....	187
7.3.3. Similitudinea dintre așchiera ortogonală cu șoc și așchiera vibropercutantă.....	189
7.3.3.1. Stabilirea standului experimental, calculul parametrilor constructivi și de funcționare.....	190
7.3.3.2. Algoritm de prelucrare a datelor și descrierea programelor .....	199
7.3.3.3. Rezultate experimentale.....	200
7.4. Concluzii.....	203
<b>8. Studiul funcționării dispozitivului vibropercutant.....</b>	<b>204</b>
8.1. Clasificarea regimurilor de funcționare ale dispozitivului.....	204
8.2. Determinarea percuției în ipoteza existenței vibropercuțiilor.....	206
8.2.1. Stabilirea coeficientului de restituire pentru modelul adoptat.....	206
8.2.2. Stabilirea relațiilor între parametrii geometrici, cinematici și dinamici ai modelului.....	209

8.3. Calculul organelor de mașini componente supuse la ciocniri.....	215
8.3.1. Calculul valorii unghiului de înclinare al suprafeței de contact al arborelui pentru evitarea blocării dispozitivului.....	215
8.3.2. Calculul de dimensionare a razei de percuție.....	217
8.3.3. Calculul de rezistență în zona de contact a perculatorului cu arborele dispozitivului din condiția de solicitare la contact.....	220
8.3.4. Stabilirea elementelor constructive ale dispozitivului.....	222
8.3.4.1. Stabilirea dimensiunilor camei arborelui dispozitivului.....	222
8.3.4.2. Stabilirea coordonatelor punctelor A, D și C.....	223
8.3.5. Calculul de verificare a parametrilor constructivi.....	228
8.4. Modelarea numerică a funcționării dispozitivului în regim vibropercutant.....	230
8.4.1. Descrierea funcționării programului.....	230
8.4.2. Rezultatele simulării.....	240
8.5. Concluzii.....	244
<b>9. Studii experimentale privind efectele vibroșocurilor în procesul     de așchiere.....</b>	<b>246</b>
9.1. Proiectarea standului de încercare și măsurare a parametrilor de funcționare.....	246
9.2. Executarea încercărilor pe standul proiectat pentru evidențierea efectelor vibropercuțiilor.....	248
9.3. Achiziția și prelucrarea datelor experimentale.....	251
9.4. Verificarea principalelor ipoteze și stabilirea regimurilor privind funcționarea cu vibropercuții.....	265
9.4.1. Verificarea ipotezelor de funcționare a dispozitivului vibropercutant.....	265
9.4.2. Stabilirea regimurilor de funcționare în regim vibropercutant.....	267
9.4.3. Concluzii.....	295
9.5. Influența aplicării vibropercuțiilor asupra calității suprafețelor.....	296
9.5.1. Calitatea suprafețelor prelucrate cu vibroșocuri .....	300
9.5.2. Analiza stratului de așchiat și așchiat cu vibroșocuri.....	303
9.5.3. Analiza microgeometriei suprafețelor prelucrate cu vibroșocuri.....	311
9.5.4. Concluzii .....	315
<b>10. Concluzii și contribuții.....</b>	<b>317</b>
10.1. Concluzii finale.....	317
10.2. Contribuții proprii.....	322
<b>Bibliografie.....</b>	<b>324</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>332</b>
<b>Anexe</b>	(în volum separat)

## INTRODUCERE

Calitatea suprafețelor prelucrate mecanic prin diferite procedee de așchiere este un parametru care influențează într-o proporție foarte mare proprietățile: fizico-chimice (conductibilitatea termică și electrică, rezistența la coroziune, bariere de difuzie, fenomenele de adsorbție fizice și chimice, capilaritatea, umectarea, etc.), tribologice (rezistența la uzură, coeficientul de frecare) [23], mecanice (duritatea, elasticitatea, rezistența la uzură, starea de tensiuni remanente, rezistența la oboseală), proprietățile magnetice și aspectul estetic al produselor industriale.

Având în vedere multitudinea factorilor determinați de calitatea suprafețelor pieselor și produselor, în domeniul fabricării produselor industriale a apărut un nou domeniu de cercetare multidisciplinară „Ingineria suprafețelor”, activitate orientată spre modificarea proprietăților straturilor superficiale în scopul îmbunătățirii performanțelor funcționale și a duratei de funcționare a acestora.

Rugozitatea suprafețelor și starea de deformare a stratului așchiat, sunt doi parametri importanți de urmărit în cadrul analizei calității suprafețelor. Primul parametru are influențe asupra rezistenței la uzură, asupra fenomenelor de capilaritate care pot fi accentuate sau diminuate; când rugozitatea mărește capilaritatea suprafețelor, fenomenul este benefic în cazul asamblărilor prin lipire [62]. Prin înălțimea asperităților pot fi influențate fenomenele de adsorbție și difuzie, factori importanți în aplicarea tratamentelor termochimice. Asperitățile mari pot deveni centre de amorsare a ruperii prin oboseală sau centre de inițiere a coroziunii intercrystaline. De asemenea, o rugozitate mare determină creșterea rezistivității electrice și a pierderilor prin căldură la trecerea unor curenți de ultraînaltă frecvență pe suprafețele interioare ale unor piese care intră în componența tuburilor electronice de mare putere de tip magnetron, klystron, amplitron [62, 63].

Deformarea stratului așchiat este un parametru important de urmărit deoarece prin stratul superficial deformat în urma prelucrărilor prin așchiere se introduc în materialul pieselor tensiuni interne remanente de ordinul unu și doi, tensiuni care în cazul unor piese cu pereți subțiri provoacă ovalizarea pieselor, ondularea suprafețelor și variații dimensionale macroscopice, cu implicații asupra proceselor de montaj și funcționare, prin modificări necontrolate a ajustajelor și toleranțelor.

În realizarea rugozității suprafețelor și producerea de tensiuni remanente în stratul superficial așchiat, un rol important îl au: metodele de așchiere utilizate, regimurile de așchiere, procesul de formare și degajare a așchiilor.

Metodele de așchiere sunt adaptate în funcție de cerințele gradului de prelucrare a suprafeței, utilizând mașini-unelte clasice sau mașini cu comandă numerică, câștigând tot mai mult teren mașinile automate și sistemele de fabricație automată, datorită creșterii productivității prelucrării și reducerii cheltuielilor de personal.

Dacă în general problemele prelucrării prin așchiere a materialelor metalice în ceea ce privește calitatea suprafețelor și a productivității operațiilor sunt rezolvate din punct de vedere tehnologic, mai sunt încă grupe de materiale, care ridică probleme la așchiere. Astfel în cazul materialelor cu plasticitate ridicată, găsirea de noi metode de

așchiere sau implementarea unor metode cunoscute pe mașini-unelte convenționale, prin implementare pe mașini cu comandă numerică, pot contribui la creșterea calității suprafețelor și a productivității.

Prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată prin operații de strunjire și găurire generează așchii lungi care sunt greu de evacuat din zona de așchiere și formează ușor tăiș de adaos, fenomene care pot contribui la înrăutățirea calității suprafeței prelucrate sau scăderea productivității prin oprirea procesului, pentru deblocarea sculei și evacuarea așchiilor. În cazul unor operații de filetare cu tarod, cu filieră și alezare, apare fenomenul de înțepenire a sculei în material și smulgere a materialului din suprafața prelucrată, situație care conduce de cele mai multe ori la ruperea sculelor, deteriorarea suprafeței prelucrate și rebutarea pieselor.

Implementarea prelucrărilor materialelor cu plasticitate ridicată, în regim automat, presupune rezolvarea problemelor legate de evacuarea așchiilor din zona de așchiere, menținerea calității suprafețelor la nivelul proiectat sau chiar îmbunătățirea lor, precum și a creșterii productivității procesului de așchiere.

Introducerea vibrațiilor și vibroșocurilor în procesul de așchiere, asigură fragmentarea eficientă a așchiilor rezultate, fiind una din condițiile de bază pentru realizarea prelucrării de înaltă productivitate, atât pe mașinile-unelte convenționale cât și pe mașinile-unelte automate. Această metodă permite creșterea prelucrabilității oțelurilor cu conținut scăzut de carbon (tip Armco), a aliajelor inoxidabile (feritice), a cuprului (tip OFHC), aluminiului și aliajelor acestora, acestea fiind materiale din grupa celor cu plasticitate ridicată.

În momentul stabilirii temei tezei de doctorat **„Influența introducerii vibroșocurilor asupra calității la prelucrări prin așchiere”**, implementarea metodei de prelucrare a unor piese cu configurație complexă din materiale cu plasticitate ridicată, constituia o continuare a cercetărilor autorului în domeniul proiectării și realizării pieselor mecanice ale magnetronelor (bloc anodic, capace polare, etc) în cadrul colectivului de cercetare „Microunde” din Universitatea din Oradea.

Prin cercetarea abordată s-a urmărit implementarea unei metode de prelucrare prin așchiere a suprafețelor interioare ale pieselor din cupru la o calitate superioară, pentru înlocuirea operațiilor de rectificare, care nu dau rezultate în cazul cuprului.

Pentru realizarea acestei teme în cadrul tezei de doctorat autorul își propune să abordeze următoarele obiective:

- o sinteza a cercetărilor în domeniul studiului vibrațiilor care apar în procesele de așchiere;
- o sinteza a stadiului actual al cercetărilor în domeniul aplicării prelucrărilor prin așchiere cu vibrații pentru stabilirea parametrilor cinematici și dinamici ai procesului de așchiere care sunt influențați de introducerea vibrațiilor și vibroșocurilor;
- modelarea traiectoriilor de formare a rugozității în cazul așchierii cu vibrații;
- încercări și experimente asupra introducerii vibrațiilor în operațiile de strunjire exterioară a unor epruvete din oțel Armco și cupru OFHC pe un stand conceput pentru a studia calitatea suprafețelor și fragmentarea așchiilor la regimuri de așchiere și vibrații rezultate în urma modelării;
- conceperea unui stand experimental pentru studiul așchierii cu șocuri, în

vederea determinării parametrilor cinematici și dinamici ai prelucrării cuprului OFHC, pentru obținerea de date preliminare necesare proiectării unui dispozitiv vibropercutant de introdus vibroșocuri în așchiera cuprului;

- proiectarea, realizarea și implementarea unui dispozitiv vibropercutant de introdus vibroșocuri la prelucrarea prin găurire a cuprului OFHC, ca operație și material reprezentativ, pe o mașină cu comandă numerică (tip CP20UO, existentă la Universitatea din Oradea), în vederea studiului influenței vibroșocurilor asupra calității la prelucrările prin așchiere;

- proiectarea și realizarea unui stand experimental pentru studierea funcționării dispozitivului vibropercutant și măsurarea parametrilor așchierii cu vibroșocuri;

- elaborarea unor concluziilor asupra metodei de prelucrare experimentată și prezentarea contribuțiilor proprii ale autorului la rezolvarea temei de cercetare.

În scopul realizării obiectivelor propuse s-au studiat un mare număr de lucrări științifice și monografii care tratează aspectele studierii vibrațiilor în procesul de așchiere, problematica introducerii vibrațiilor, cu scop benefic, în așchiera unor materiale care la așchiera obișnuită au o prelucrabilitate deficitară și metode de introducere a vibrațiilor și vibroșocurilor în așchiera materialelor cu plasticitate ridicată. În urma acestei analize s-a sintetizat stadiul actual al cercetărilor în studiul vibrațiilor în procesele de așchiere și cel al introducerii din afară a vibrațiilor și vibroșocurilor în așchiere, cinematica și dinamica așchierii în noile condiții.

Pentru atingerea obiectivelor propuse s-au conceput și realizat un număr de trei standuri, proiectat și realizat un dispozitiv vibropercutant pentru introducerea vibroșocurilor în așchiere, dispozitive pentru măsurarea și achiziția datelor experimentale pe calculator (măsurarea amplitudinilor vibrațiilor, forțelor și momentelor, vitezelor unghiulare, achiziția imaginilor metalografice).

În urma cercetărilor s-au determinat regimuri optime de funcționare ale dispozitivelor de introdus vibrații și vibroșocuri la așchiera unor materiale cu plasticitate ridicată și regimuri de așchiere optime pentru a realiza o calitate a suprafețelor prelucrate și productivitate acceptabile. Introducerea vibroșocurilor la prelucrarea prin găurire a cuprului OFHC poate înlocui cu succes operația de rectificarea interioară sau alezare, obținându-se o calitate a suprafeței apropiată de aceste două procedee.

Rezultatele obținute permit continuarea cercetărilor în acest domeniu prin extinderea aplicării metodei de găurire cu vibroșocuri și la alte materiale cu plasticitate ridicată (aluminiiu, oțeluri inoxidabile, alame, etc), precum și la alte operații de așchiere (filetare cu tarozi și filiere, alezare, etc.) aplicate acestor materiale.



## 1. CONSIDERAȚII GENERALE ASUPRA STADIULUI ACTUAL AL STUDIULUI VIBRAȚIILOR ȘI VIBROȘOCURILOR ÎN PROCESUL DE AȘCHIERE

Extinderea prelucrărilor prin așchiere din ce în ce mai mult în regim de automatizare, chiar și în cadrul producției de serie mică și unicate, precum și a necesității flexibilizării producției, în condițiile economice actuale, a presupus numeroase cercetări în planul studiului proceselor de așchiere, în vederea creșterii productivității muncii, reducerii consumurilor specifice de materiale, scule și manoperă, cu finalitate, reducerea semnificativă a prețului de cost și obținerea unor piese de calitate identică sau chiar superioară celor obținute prin mijloace tradiționale.

Utilizarea în industrie pe scară largă a unor materiale care în procesul de așchiere dau naștere la așchii continue, cum ar fi oțelurile inoxidabile feritice și austenitice, oțelurile obișnuite hipoeutectoide sărace în carbon (de tip Armco, Carbonil), a cuprului și a unor aliaje de cupru, aluminiului și a unor categorii de aliaje ale acestuia, mase plastice și altele, utilizarea unor regimuri intensive de așchiere la prelucrarea acestora, precum și procesul de automatizare al operațiilor de prelucrare prin așchiere pe mașini-unelte moderne, au făcut ca problemele prelucrării prin așchiere ale acestor materiale să fie legate de fenomenele de vibrații care au loc în timpul așchierii [2, 4, 5, 11, 20, 46, 77]

Cercetările efectuate asupra vibrațiilor care au loc în timpul procesului de așchiere pot fi împărțite în două direcții [77]

Prima direcție de cercetare se ocupă de studiul vibrațiilor care apar în timpul procesului de așchiere ca urmare a interacțiunilor din sistemul dinamic MUDPS, aceste vibrații sunt considerate a fi vibrații dăunătoare, rezultat al acțiunii unor fenomene neprevăzute și care duc la scăderea calității suprafețelor prelucrate, a preciziei de prelucrare și a durabilității sculei. Cercetările mai recente [2, 10, 40, 41, 46, 109, 119] cât și cele mai vechi [47, 81] în studiul vibrațiilor la prelucrările prin așchiere s-au desfășurat în direcția cunoașterii fenomenului fizic al apariției vibrațiilor ca fenomen însoțitor al procesului de așchiere.

A doua direcție de cercetare a vibrațiilor este legată de introducerea voită a vibrațiilor în procesul de așchiere sau „utilizarea pozitivă a vibrațiilor” [4, 36, 41, 77, 81, 82] în procesul de așchiere, cu dezvoltarea de aplicații și echipamente necesare introducerii vibrațiilor în procesul de așchiere .

### 1.1. Descrierea procesului de așchiere

Mașinile-unelte clasice cât și cele cu comandă numerică constituie sisteme dinamice complexe care conțin lagăre, rulmenți, mecanisme cu roți dințate, mecanisme șurub-piuliță, transmisii prin curele, mecanisme cu came, motoare și subansambluri hidraulice, conducte, drosele, pompe, supape, subansambluri pneumatice, motoare, inversoare și frâne electrice.

Pentru a realiza un proces de așchiere pe mașinile-unelte sunt instalate dispozitivele de orientare și fixare a semifabricatelor și a sculelor. Între sculă și piesă

se realizează o interdependență, dată de mișcările relative pentru generarea suprafețelor prelucrate.

Mișcările de generare date de lanțurile cinematice și toate operațiile auxiliare (mers în gol, opriri, inversări ale mișcărilor etc.), necesare procesului de prelucrare prin așchiere sunt însoțite de solicitări statice, dinamice și termice ale sistemului format din mașina-unealtă, dispozitiv, piesă și sculă (MUDPS). În sistemul MUDPS apar procese tranzitorii și staționare care ridică serioase dificultăți pentru generarea suprafețelor în anumite condiții de productivitate, calitate a suprafeței și precizie dimensională.

Procesele tranzitorii și staționare sunt componentele procesului dinamic al mașinii-unelte, constituite fiind dintr-un număr mare de fenomene mecanice, termice, electrice, hidro și aerodinamice care se produc concomitent și într-o oarecare măsură, în interdependență, în timpul desfășurării cărora pot apare perturbări care să conducă la instabilitatea procesului de așchiere.

Perturbările regimului staționar de așchiere pot fi de scurtă durată, caz în care apar ca șocuri izolate sau periodice sau perturbări de lungă durată, când acestea se prezintă sub forma unor funcții periodice.

Cele mai cunoscute perturbații ale procesului de așchiere sunt vibrațiile. Apariția mișcărilor vibratorii influențează negativ regimul de așchiere deoarece vibrațiile fac ca după prelucrare, pe suprafața piesei să rămână urme sub forma unor microneregularități și ondulații, acestea producând scăderea calității suprafeței, micșorează rezistența la uzură a sculei și uneori duce la ruperea acesteia, provoacă dereglări ale mașinii-unelte, limitează regimul de așchiere, iar în cazul mașinii-unelte cu CNC la întreruperea procesului de așchiere etc. [46, 47, 72, 85].

Perturbațiile care conduc la apariția fenomenelor vibratorii pot să apară din mai multe cauze:

a) – cauze constructive ca: prelucrarea sau montarea necorespunzătoare a roților dințate dă naștere la forțe periodice care se transmit la lagăre și ghidaje, cusăturile de curea sau grosimea neuniformă a curelelor trapezoidale, jocurile din lagăre, funcționarea pompelor, pulsarea lichidului în conductele acționărilor hidraulice;

b) – neechilibrarea organelor mașinii-unelte care au mișcare de rotație, sau neechilibrarea piesei care se prelucrează conduc la apariția variației forțelor centrifuge în timpul mișcării de rotație;

c) – cauze care pot proveni chiar din caracterul procesului de așchiere: așchiera unor suprafețe discontinui când forța de așchiere este variabilă (la prelucrarea unei coroane dințate, la frezare, la broșare, la prelucrarea unei suprafețe vibrate anterior, etc.);

d) – cauze din afara sistemului: vibrațiile sunt transmise prin pardoseală, de la o sursă care vibrează puternic în imediata vecinătate a mașinii-unelte și pot determina intrarea în rezonanță a acesteia;

e) – o altă cauză de apariție a vibrațiilor este prezența acestora numai pe timpul desfășurării procesului de așchiere, adică ele apar odată cu începerea procesului de așchiere și dispar odată cu încetarea procesului de așchiere.

Vibrațiile care apar în procesele de așchiere în lipsa unor forțe exterioare se

numesc autovibrații [11, 45, 85, 98], vibrații autoexcitate [46, 47, 111] sau autooscilații [36, 99].

Lucrările publicate până în prezent studiază separat diferiți indici ai calității dinamice a mașinilor-unelte. Kudinov [60] propune indici de bază ai calității dinamice ale mașinilor-unelte. Indicii de bază ai calității dinamice sunt:

- rezerva și gradul de stabilitate;
- abaterile parametrilor sistemului dinamic la acțiunea factorilor externi;
- viteza de reacție a sistemului dinamic.

Analiza fenomenelor dinamice ale mașinilor-unelte se efectuează de cele mai multe ori, ținându-se seama numai de câțiva factori excitatori, neglijându-se chiar și interdependența lor, altă serie de factori sunt înlăturați din faza de proiectare, deoarece luarea în calcul al tuturor factorilor conduce la calcule greoaie sau imposibil de realizat.

Cercetări asupra vibrațiilor mașinilor-unelte au fost dezvoltate în SUA, Rusia, Japonia, Germania, Anglia, Italia și Belgia. În România cercetările în această direcție au fost demarate în cadrul catedrelor de specialitate din Universitățile: „Tehnica” Cluj-Napoca, „Politehnica” Timișoara, Universitatea din Brașov, Institutul Politehnic București și în cadrul ICPMUA București.

În prezent, studiul vibrațiilor mașinilor-unelte se bazează în special pe cercetări experimentale efectuate cu o aparatură evoluată care asigură monitorizarea fenomenelor vibratorii care apar în procesul de prelucrare, asigurând urmărirea în timp real a vibrațiilor sistemului tehnologic elastic prin controlul activ sau comandă adaptivă [2, 6, 7, 10, 15, 16, 19, 23, 25, 26, 31, 37, 38, 41, 48, 50, 51, 59, 70, 71, 89, 91, 120, 123].

Sistemul dinamic al mașinii-unelte este format din sistemul elastic și procesele de lucru, în interacțiunea lor. Sistemul elastic (SE) cuprinde în componența sa: mașina-unelte, dispozitivul, piesa și scula (MUDPS) [60]. Teoria dinamicii prelucrării pe mașinile-unelte așchietoare a urmărit elaborarea unor scheme-bloc care să reflecte cât mai fidel comportarea dinamică a sistemului de prelucrare [21, 22], prezentată în figura 1.1.

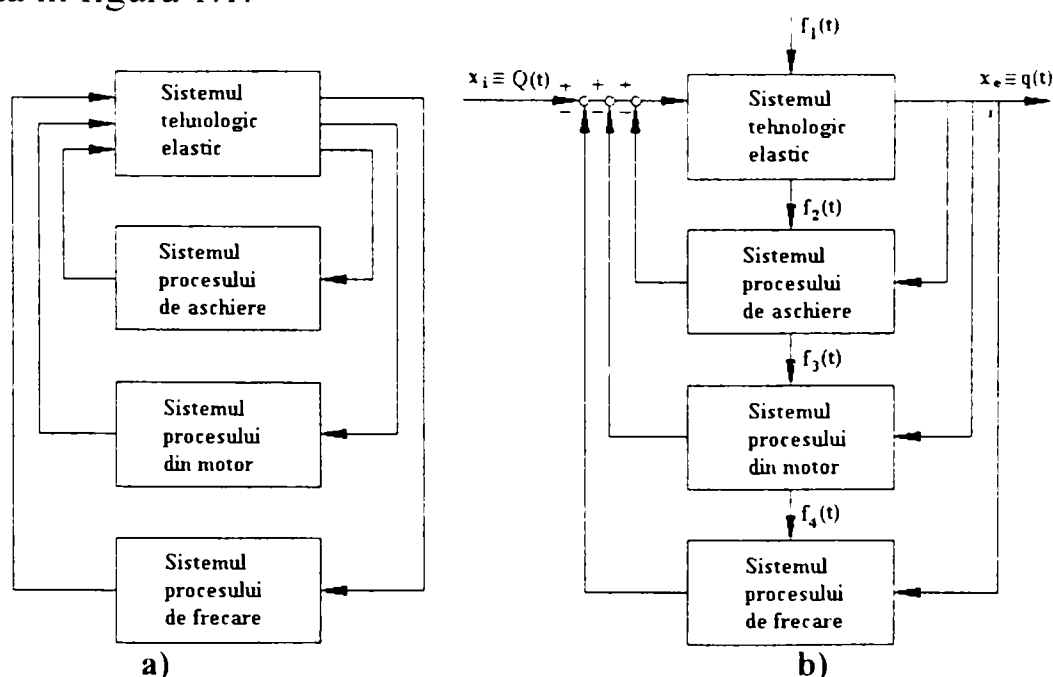


Fig. 1.1. Schema-bloc a sistemului de prelucrare [21, 22].



În funcție de condițiile concrete ale cazului analizat, prezența unuia sau a două dintre sistemele schemei-bloc din figura 1.1.a. poate fi neglijată.

În toate cazurile însă, sistemul tehnologic elastic nu poate lipsi, deoarece prin intermediul lui se realizează legăturile dintre celelalte sisteme și include obiectivul operației de prelucrare-piesa. Dată fiind importanța poziției relative dintre sculă și piesă „q”, pentru buna desfășurare a procesului de prelucrare se poate considera parametrul „q” drept mărime de ieșire a sistemului tehnologic elastic [22, 60].

Factorii care afectează poziția relativă dintre sculă și piesă se manifestă mai ales prin intermediul forței sau a momentului de așchiere, ca mărime de intrare a Sistemului Tehnologic Elastic, se poate alege forța generalizată „Q” [60]. Cu aceste precizări schema bloc din figura 1.1.a. se poate reprezenta ca în figura 1.1.b.

Fiecare dintre sistemele componente ale schemei-bloc din figura 1.1.b este descris printr-un număr de parametri caracteristici. În timpul acțiunii factorilor statici și dinamici valorile acestor parametri se pot modifica sau nu. În primul caz se spune că factorii sunt interni iar în cel de-al doilea externi, sistemului considerat.

În figura 1.1.b factorii externi au fost luați în considerare prin funcțiile  $f_i(t)$ , ( $i=1,2,3,4$ ). Precizarea apartenenței factorilor dinamici la una dintre cele două categorii este de mare însemnătate pentru analiza procesului de așchiere.

Abordarea studiului sistemului de prelucrare prin așchiere în mod sistemic după schema bloc din figura 1.1.b., conduce la o simplificare a cercetării, prin posibilitatea tratării independente a fiecărui sistem separat.

### 1.1.1. Sistemul tehnologic elastic.

În dinamica prelucrărilor pe mașini-unelte așchietoare, sistemul tehnologic elastic, se consideră alcătuit din două sisteme practic independente [22]:

a)- Sistemul piesei – compus din piesa de prelucrat, dispozitivul de prindere și subansamblurile mașinii-unelte care concură în mod direct la realizarea piesei și realizarea diverselor mișcări ale acestuia în timpul procesului de generare;

b)- Sistemul sculei - format din scula așchietoare, dispozitivul ei de prindere și subansamblurile mașinii-unelte care iau parte nemijlocit la poziționarea sculei și la realizarea diferitelor mișcări ale acestuia în procesul de generare.

Neglijând legătura dinamică a batiului asupra celor două ramuri ale Sistemului Tehnologic Elastic, acestea vor fi înglobate în noțiunea generală de Sistem Elastic. Din punct de vedere dinamic Sistemul Elastic [22] este un sistem cu masă, amortizare și elasticitate distribuită. Asemenea sisteme sunt caracterizate printr-un număr infinit de grade de libertate și ar trebui descrise prin ecuații diferențiale de mare complexitate. Datorită imposibilității precizării legilor cantitative care guvernează distribuția maselor, amortizărilor și elasticităților, dinamica Sistemului Elastic este studiată aproape în toate cazurile pe modele echivalente cu un număr finit de grade de libertate. Alegerea numărului de grade de libertate este determinantă pentru rezultatele analizei dinamice. Pentru aceasta este necesar a determina din gama, teoretic infinită, de frecvențe proprii, pe acelea pentru care amplitudinile vibrațiilor forțate au cele mai mari valori.

Numărul modurilor de vibrații astfel selectate este egal cu numărul gradelor de

libertate al modelului dinamic echivalent sau mai explicit cu numărul gradelor coordonatelor normale. Pentru toate cazurile întâlnite în practica prelucrărilor pe mașinile-unelte așchietoare, numeroasele cercetări experimentale, oferă indicații asupra alegerii modurilor normale de vibrații [21, 22, 47, 60].

Pentru generalitate se consideră că Sistemul Elastic are  $n$  grade de libertate, ecuațiile care descriu mișcările maselor echivalente sunt:

$$m_i \ddot{q}_i + c_i \dot{q}_i + k_i q_i = Q_i, \quad (i=1,2,\dots,n) \quad (1.1)$$

unde

$q_i$  – coordonata normală a modului „ $i$ ” de vibrație;

$m_i, c_i, k_i$  – masa echivalentă, coeficientul de amortizare, respectiv coeficientul de elasticitate (rigiditatea) pentru modul „ $i$ ” de vibrație;

$Q_i$  – forța exterioară generalizată care acționează asupra masei.

Valoarea forței generalizate este direct proporțională cu forța sau momentul de așchiere [60]. Alegând în mod convenabil condiția de normalizare [46, 47], deplasarea rezultantă, adică mărimea de ieșire a Sistemului Elastic este:

$$q = \sum_{i=1}^n q_i \quad (1.2)$$

În baza ecuațiilor (1.1) și (1.2) Sistemul Elastic poate fi considerat ca fiind alcătuit din „ $n$ ” subsisteme elastice legate în paralel figura 1.2.a, fiecare din ele având un sistem dinamic echivalent de tipul celui din figura 1.2.b.

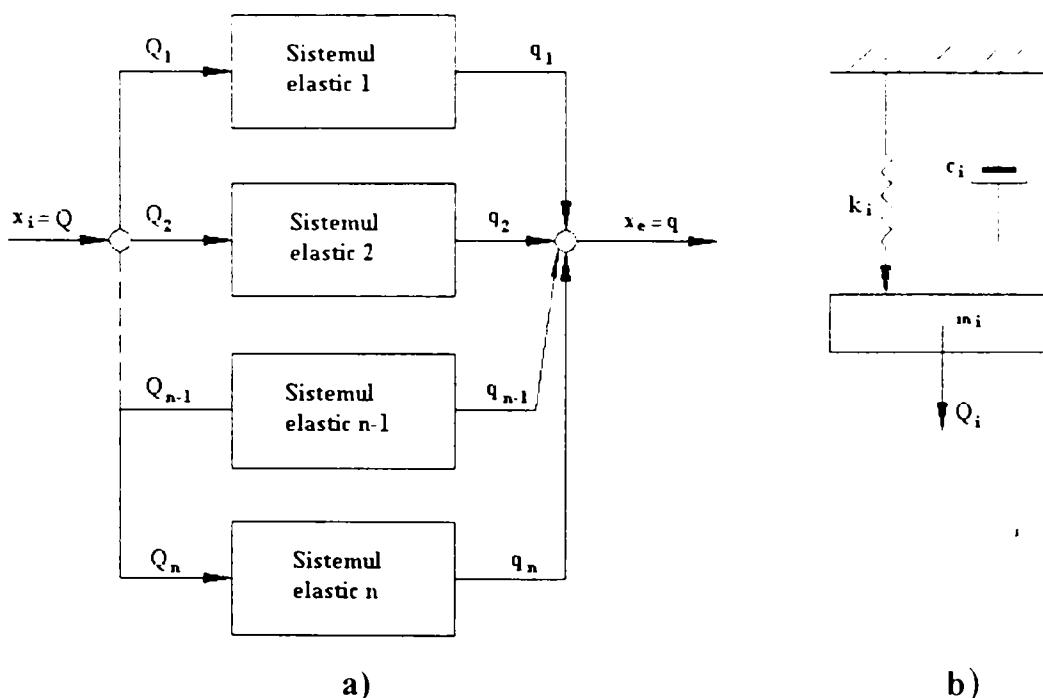


Fig 1.2. Sistemul elastic: a)-sistem elastic alcătuit din  $n$  subsisteme; b)-modelul dinamic echivalent al subsistemului elastic cu parametri  $m_i; c_i; k_i$  [60].

Fenomenele dinamice ale Sistemului Elastic descris de ecuații de forma (1.1) pot fi cunoscute cantitativ dacă se precizează modul de determinare a parametrilor  $m_i; c_i; k_i$ ; precum și natura lor.

Există două metode de determinare a parametrilor caracteristici ai modelului dinamic echivalent și anume:

a) - metode teoretice care se bazează pe aplicarea ecuațiilor lui Lagrange [11, 17, 45] la Sistemul Elastic real, ele având un grad de precizie numai în unele situații

particulare;

b) - metode experimentale [46, 47, 60].

Cea mai utilizată metodă experimentală este determinarea parametrilor caracteristici din prelucrarea curbilor de rezonanță ale structurii, sollicitată de o forță armonică generată de un excitator.

Dacă masa  $m_i$  a modelului dinamic echivalent din figura 1.2.b, este sollicitată de o forță perturbatoare armonică de forma :

$$F_d = F_0 \sin \omega t \quad (1.3)$$

și care înlocuiește forța generalizată  $Q_i$ . ( $Q_i = F_d$ ), atunci expresia deplasării se mai poate scrie sub forma:

$$q_i = \frac{F_0 \sin(\omega t - \varphi_i)}{k_i \sqrt{\left(1 - \omega/\omega_{n_i}\right)^2 + \left(2\zeta_i \cdot \omega/\omega_{n_i}\right)^2}} \quad (1.4)$$

unde

$\omega$  - pulsația forței perturbatoare cu amplitudinea  $F_0$ , în [rad/s];

$\omega_{n_i} = k_i / m_i$  - pulsația proprie a modelului dinamic echivalent, în [rad/s];

$\zeta_i = c_i / c_{cr_i}$  - factorul (raportul) de amortizare;

$c_{cr_i} = 2 \cdot k_i \cdot m_i$  - coeficientul de amortizare critică, în [N · s / m];

$\varphi_i = \arctg \frac{2\zeta_i (\omega/\omega_{n_i})}{1 - (\omega^2/\omega_{n_i}^2)}$  - unghiul de fază (defazajul dintre forța  $F_d$  și deplasarea  $q_i$ );

$A_i$  - amplitudinea deplasării  $q_i$ , în [m]

Folosind relația (1.4) și notând prin:

$$q_{s_i} = F_0 / k_i; \quad (1.5)$$

deplasarea statică a masei  $m_i$ , se poate reprezenta răspunsul modelului dinamic echivalent la pulsația de rezonanță (fig. 1.3).

În general modelele dinamice echivalente ale structurilor elastice au factorii de amortizare  $\zeta_i < 0,1$ . În acest caz se poate arăta că există relațiile:

$$\zeta_i \approx \Delta\omega / 2\omega_{n_i} \approx \delta_i / 2\pi \quad (1.6)$$

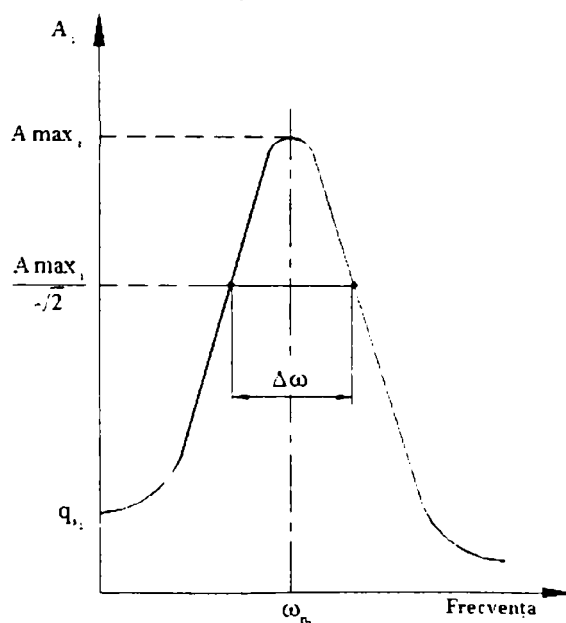


Fig. 1.3. Răspunsul la pulsația de rezonanță al modelului dinamic din figura 1.2.b. [60]

unde

$\Delta\omega$  - este lățimea benzii de pulsații corespunzătoare „punctului de putere jumătate” [47];

$\delta_i$  - este decrementul logaritm al pulsației libere amortizate.

Cunoscând amplitudinea forței perturbatoare generată de excitator ( $F_o$ ) și determinând experimental mărimile  $A_{\max_i}$ ,  $\omega_{n_i}$  și  $\Delta\omega$ , parametri  $m_i$ ,  $c_i$ ,  $k_i$  se

calculează cu relațiile [22, 46, 47]:

$$\begin{aligned} m_i &= F_o \cdot 2\zeta_i \cdot \omega_{n_i}^2 \cdot A_{\max_i} = \pi \cdot F_o \cdot \omega_{n_i}^2 \cdot \delta_i \cdot A_{\max_i} ; \\ c_i &= F_o \cdot \omega_{n_i} \cdot A_{\max_i} ; \\ k_i &= F_o \cdot 2\zeta_i \cdot A_{\max_i} = \pi \cdot F_o \cdot \delta_i \cdot A_{\max_i} \end{aligned} \quad (1.7)$$

unde

$\zeta_i$  și  $\delta_i$  sunt date de relațiile (1.6).

Dacă Sistemul elastic are o amortizare relativ ridicată se poate folosi metoda șocului. În acest caz relațiile prin care se determină parametrii caracteristici ai modelului echivalent [46, 47, 60] sunt:

$$k_i = \overline{F}_o / q_{\max_i} ; c_i = \pi \overline{F}_o \cdot \delta_i \cdot q_{\max_i} ; m_i = k_i / \omega_{n_i}^2 \quad (1.8)$$

unde

$q_{\max_i}$  - este deplasarea maximă a punctului în care s-a aplicat șocul  $\overline{F}_o$  asupra structurii cercetate.

La baza încercărilor experimentale care se fac pentru determinarea parametrilor  $m_i$ ,  $c_i$ ,  $k_i$ , stă ipoteza constanței lor. Aceasta permite alegerea arbitrară a mărimilor  $F_o$  și  $\overline{F}_o$ . În realitate însă s-a evidențiat că frecvența de rezonanță a Sistemului Tehnologic Elastic depinde de amplitudinea forței armonice generată de excitator.

Neliniaritatea semnalată se datorește rigidității (parametrului  $k_i$ ) și amortizării ( $c_i$ ), deoarece masele rămân constante pe toată durata experimentului. Strângerea îmbinărilor și jocurilor normale în cuplurile cinematice, au indicat o neliniaritate neglijabilă a coeficientului de amortizare. De aici s-a tras concluzia că rigiditatea dinamică  $k_i$  poate fi considerată drept singura cauză a neliniarității.

Fie că structura are un model dinamic echivalent cu parametri constanți, fie parametrul  $k_i$  este variabil, o serie de factori cum ar fi forțele și momentele de inerție cauzate de prezența unor mase neechilibrate în mișcare, sau datorate șocurilor și vibrațiilor transmise prin fundația mașinii-unelte, trebuiesc considerați exteriori deoarece nu afectează valorile parametrilor  $m_i$ ,  $k_i$ ,  $c_i$ .

### 1.1.2. Sistemul procesului de așchiere

Procesul de așchiere propriu-zis cuprinde acele fenomene care se desfășoară într-un spațiu limitat constituit din trei corpuri: scula, piesa care se prelucrează și așchia. Fiind greu de abordat sub aspect teoretic și dificil de rezolvat, s-a căutat a se

înlocui așchierea reală cu un model echivalent (schemă de așchiere). Verificarea compatibilității modelului cu procesul real este efectuată prin intermediul unor mărimi care pot fi măsurate ca: unghiul mediu de forfecare, unghiul de degajare al sculei, contracția așchiei, forțele de așchiere, etc.

Cunoscând tensiunile normale ( $\tau_n$ ) și tensiunile tangențiale ( $\tau_t$ ) medii din zona metalului deformat aproape toate modelele adoptă schema forțelor de așchiere (fig. 1.4.) după Merchant [22, 109].

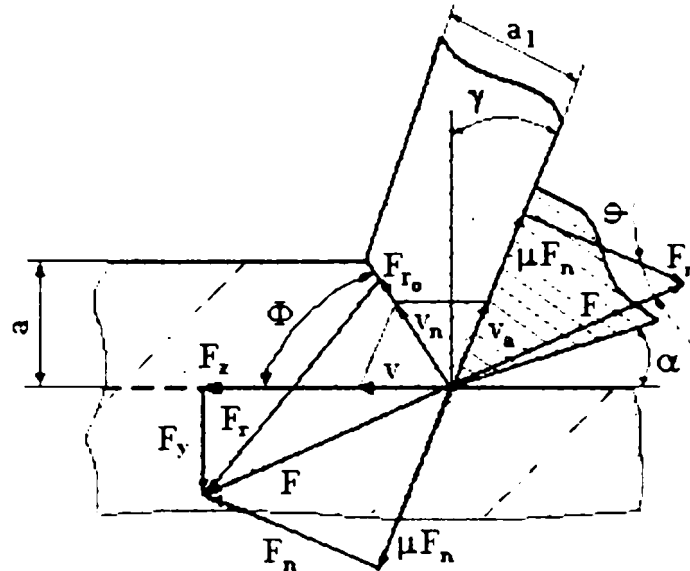


Fig. 1.4. Schema cinematicii și dinamicii formării așchiei [22, 109].

Modelul de așchiere folosește ca ipoteză simplificatoare de bază constanța tensiunilor de-a lungul liniilor de alunecare. Prin cercetările experimentale s-a încercat să se determine atât traiectoria liniilor de alunecare cât și variația tensiunilor  $\tau_n$  și  $\tau_t$  în lungul lor. Întrucât nu sunt cunoscute vitezele particulelor de material care se transformă în așchie și nici condițiile limită pentru tensiuni, o asemenea problemă din punct de vedere teoretic nu-și poate găsi rezolvarea.

Se deosebesc două metode de stabilire a formulelor pentru forțele de așchiere: una bazată pe noțiunea de forță specifică de așchiere, iar cea de-a doua pe forma politropică a dependenței forței de așchiere față de fiecare mărime care-i determină valoarea. În conformitate cu prima metodă, componenta principală a forței de așchiere este dată de relația [22]:

$$F_z = k_o - q_o \cdot \prod_{i=1}^n k_i, \quad (1.9)$$

unde

$k_o$  – forța specifică nominală de așchiere;

$q_o = a \cdot b$  - secțiunea nominală a așchiei detașate;

$k_i$  - coeficientul de influență al mărimii „i” la modificarea sa în raport cu valoarea de referință (nominală).

Coeficienții  $k_i$  au forma generală a coeficientului de corecție pentru grosimea de așchiere

$$k_a = (a_o / a)^{x_a}$$

unde

$a_0$  – este grosimea nominală de așchiere;

$a$  – este grosimea efectivă de așchiere;

$x_a$  – este coeficientul constant în domeniul de variație cercetat.

Analiza a numeroase diagrame experimentale indică variația forței de așchiere în funcție de diversele mărimi care-i determină valoarea în conformitate cu a doua metodă, să poată fi scrisă relația:

$$F = C_F \cdot v^{x_v} \cdot u^{x_u} \cdot s^{x_s} \cdot \gamma^{x_\gamma} \cdot \alpha^{x_\alpha} \cdot \chi^{x_\chi} \quad (1.10)$$

unde:

$v, u, s$  – parametrii regimului de așchiere (viteză, adâncime și avans);

$\gamma, \alpha, \chi$  – parametri funcționali ai tăișurilor sculelor (unghi de degajare, așezare și atac);

$C_F$  – coeficientul care înglobează influența parametrilor considerați neesențiali într-un anumit caz concret;

$x_v, x_u, x_s, x_\gamma$  – constantele determinate experimental în domeniul de variație cercetat.

În studiul dinamicii proceselor de prelucrare aceste formule au valabilitate numai într-o primă aproximație, cea în care se identifică variația statică a forței de așchiere cu variația dinamică. Din acest motiv este necesar a clarifica noțiunile de „variație statică” și „variație dinamică” a forțelor de așchiere și a prezenta unele dintre relațiile folosite pentru calculul acestor variații.

*Variația statică*  $\Delta F_s$  apare atunci când decalajul în timp dintre variația forței de așchiere și cea a mărimilor de care ea depinde poate fi neglijată.

Pentru determinarea variației  $\Delta F_s$  se consideră că la un moment dat procesul de așchiere este determinat prin anumite valori ale mărimilor care intră în relația (1.10). Se presupune un punct  $P_0 (v_0, u_0, s_0, \gamma_0, \alpha_0, \chi_0)$  punctul corespunzător acestor valori. Datorită unui complex de factori în timpul așchierii mărimile  $v, u, s, \gamma, \alpha, \chi$  variază lent în jurul punctului  $P_0$  [22], deci apare o variație a forței de așchiere care pentru variații mici ale mărimilor  $v, u, s, \gamma, \alpha, \chi$  poate fi dezvoltată în serie Taylor funcția (1.10) în jurul punctului  $P_0$ .

Notând cu  $\Delta v, \Delta u, \Delta s, \Delta \gamma, \Delta \alpha, \Delta \chi$  variațiile mărimilor  $v, u, s, \gamma, \alpha, \chi$ , în raport cu  $P_0$  și păstrând numai termenii liniari ai dezvoltării se obține [22]:

$$\begin{aligned} \Delta F_s = F(v, u, s, \dots) - F(\Delta v, \Delta u, \Delta s, \dots) = & \left( \frac{\partial F}{\partial v} \right)_{P_0} \Delta v + \left( \frac{\partial F}{\partial u} \right)_{P_0} \Delta u + \left( \frac{\partial F}{\partial s} \right)_{P_0} \Delta s + \\ & + \left( \frac{\partial F}{\partial \gamma} \right)_{P_0} \Delta \gamma + \dots \end{aligned} \quad (1.11)$$

Pentru variații mici ale parametrilor  $v, u, s, \gamma, \alpha, \chi$  derivatele parțiale din formula de mai sus pot fi considerate constante. În acest caz formula (1.11) generalizează relațiile folosite în cadrul unor teorii asupra stabilității dinamice a proceselor de prelucrare.



Variația dinamică  $\Delta F_d$  [22] apare în toate cazurile de prelucrare prin așchiere. Datorită relaxării periodice a tensiunilor din zona de așchiere și a deformațiilor armonice a Sistemului Tehnologic Elastic, așchiera trebuie privită ca un proces ondulatoriu.

Pentru calculul variației  $\Delta F_d$  au fost efectuate numeroase studii teoretice și experimentale [103, 114]. O parte din ele iau în considerare legea semiempirică a variației dinamice a forței de așchiere în funcție de deplasarea relativă dintre tăișul sculei și piesei. Astfel N. V. Vasilenko propune următoarea relație [114]:

$$\Delta F_d = -r\dot{y} + \bar{a}b\dot{y}^2 + \bar{b}b\frac{\dot{y}}{v} - \bar{c}b\frac{\dot{y}^3}{v^3} \quad (1.12)$$

unde

$\dot{y}$  – este variația adâncimii de așchiere ( $u$ );

$v$  – viteza principală de așchiere;

$\bar{a}, \bar{b}, \bar{c}$  - coeficienții constanți care se determină prin prelucrarea curbelor experimentale.

Formulele de tipul (1.12) nu au caracter de generalitate și necesită efectuarea unor cercetări experimentale complicate. În urma cercetărilor efectuate se ajunge la concluzia că variația dinamică a parametrilor  $v$  și  $u$  se resimte asupra forței de așchiere prin intermediul unghiului mediu de forfecare  $\Phi_m$ .

Școala engleză asupra dinamicii proceselor de prelucrare prin așchiere folosește pentru variația  $\Delta F_d$  formula lui Tobias-Fiswick [112]. Ca urmare a prea multor componente de natură statică ce intrau în formulă, Tobias propune o nouă formulă dedusă în condițiile în care adâncimea instantanee de așchiere este dată de relația:

$$u = u_0 + A_u \sin \omega t \quad (1.13)$$

unde

$u_0$  – este adâncimea inițială (reglată) de așchiere;

$A_u$  – amplitudinea variației adâncimii de așchiere;

$\omega$  – pulsația acestei variații.

Pentru așchiera ortogonală se presupune că în condițiile dinamice de variație a adâncimii de așchiere, direcția planului mediu de forfecare rămâne invariabilă și că  $F_z$  și  $F_y$  componentele forței de așchiere depind numai de aria planului de forfecare și de unghiul mediu de forfecare ( $\Phi_m$ ), Tobias și Dos ajung la următoarele relații:

$$\Delta F_{zd} = k_{uz} A_u (1 - \cos \varphi) \sin \omega t - k_{uz} A_u \left( \frac{D \cos \Phi_m - 1}{D \sin \Phi_m} u_0 \frac{\omega}{v} - \sin \varphi \right) \cos \omega t \quad (1.14)$$

$$\Delta F_{yd} = k_{uy} A_u (1 - \cos \varphi) \sin \omega t - k_{uy} A_u \left( u_0 \frac{\omega}{v} - \frac{D \cos \Phi_m - 1}{D \sin \Phi_m} \sin \varphi \right) \cos \omega t$$

unde

$D$  – indicele universal de prelucrabilitate [22, 112];

$$\varphi \approx \frac{u}{u_0} \omega \text{ctg} \Phi_m - \text{unghiul de defazaj dintre variația adâncimii de așchiere și cea}$$

a forței de așchiere;

$k_{uy}, k_{uz}$  – coeficienții de influență ai grosimii de așchiere [22, 112].

V. A. Kudininov și M. E. Eliasberg [36, 60] în analiza proceselor de prelucrare pe mașinile-unelte așchietoare, pun în evidență caracterul dinamic al forței de așchiere prin intermediul întârzierii variației acesteia în raport cu parametrul care îi determină modificarea.

În raport cu mărimile constante ce apar în relațiile de forma (1.11) (1.12) sau (1.14), factorii care influențează procesul de așchiere propriu-zis pot fi clasificați în interni sau externi. La strunjirea suprafețelor frontale, de exemplu, variația vitezei principale de așchiere prin prisma relației (1.11) este un factor intern, ca urmare a acestei variații apare o modificare a parametrului  $(\partial F / \partial v)_P$ .

### 1.1.3. Sistemul proceselor motoare

Procesele tranzitorii și staționare ale motoarelor electrice de curent continuu sau alternativ se produc la trecerea de la un regim stabil de funcționare la altul, se caracterizează prin variația turației imprimată lanțului cinematic și sunt determinate de pornirea, frânarea, schimbarea sensului de rotație a rotorului, reglarea mărimii de intrare în lanțul cinematic precum și cauze accidentale (variația rețelei de alimentare sau a frecvenței, etc). Ele influențează desfășurarea fenomenelor dinamice și conduce la apariția unor suprasarcini apreciabile și a unor șocuri puternice.

Fenomenele dinamice care apar în desfășurarea proceselor tranzitorii și staționare ale motoarelor electrice, hidraulice și pneumatice în interstițiul dintre rotor și stator, în jocul dintre piston și cilindru [72].

În regim staționar motorul electric, învingând forțele rezistente, transmite o anumită viteză de deplasare. Variația vitezei de deplasare, datorită fenomenelor dinamice, provoacă variația momentului motor, deoarece caracteristica acestuia nu poate fi absolut rigidă. Variația momentului motor  $\Delta M_m$  produce variația unghiului de rotație a rotorului  $\Phi_m$ .

Pentru definirea sistemului procesului din motor este necesar a preciza ecuația care leagă variația momentului motor  $\Delta M_m$  de variația unghiului de rotație a rotorului  $\Phi_m$ . În acest scop se presupune că funcționarea stabilă a motorului electric este definită prin punctul  $P_0(s_0 \cdot M_{m_0})$  de pe caracteristica naturală a motorului (fig.1.5) de ecuația [21]:

$$M_m = \frac{2M_k}{s/s_k + s_k/s} \quad (1.15)$$

unde:

$M_k$  – cuplul critic al motorului, corespunzând alunecării critice;

$s_k$  – alunecarea critică;

$s = \omega_0 - \omega_m / \omega_0$  - alunecarea câmpului învârtitor statoric;



$\omega_m$  – viteza unghiulară a rotorului;

$\omega_0 = 2\pi \cdot f$  - pulsația câmpului învârtitor statoric.

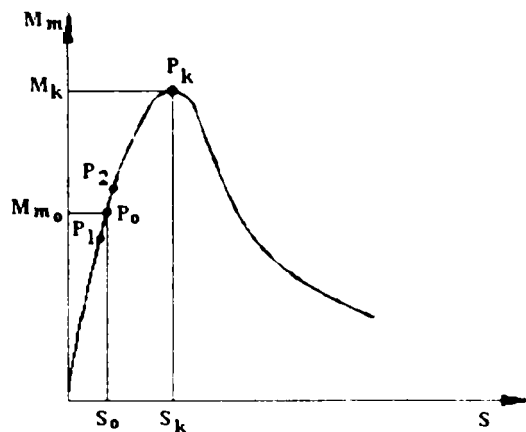


Fig. 1.5. Caracteristica mecanică naturală a motorului electric asincron [21].

Relația (1.15) arată că punctul  $P(s, M_m)$  de funcționare a unui anumit motor rămâne neschimbat numai dacă  $s = ct$ . Această condiție este îndeplinită atunci când frecvența rețelei de alimentare  $f_0$  și viteza unghiulară a rotorului  $\omega_m$  rămâne neschimbată.

Constanta mărimii  $\omega_m$  presupune un moment rezistent constant, ceea ce, la prelucrările prin așchiere nu este posibil. Din acest motiv punctul de funcționare al motorului variază într-o vecinătate ( $P_1, P_2$ ) a punctului  $P_0$ .

Pentru determinarea legii de variație a punctului de funcționare în intervalul ( $P_1, P_2$ ) se recurge la modelul dinamic echivalent al motorului electric asincron, figura 1.6.

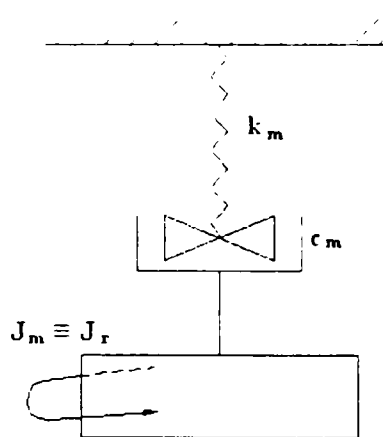


Fig. 1.6. Modelul dinamic echivalent al motorului electric asincron [22].

Ecuția care descrie mișcarea în acest model este [22]:

$$J_m \ddot{\Phi}_m + c_m \dot{\Phi}_m + k_m \Phi_m = \Delta \cdot M_m \quad (1.16)$$

unde

$J_m \equiv J_r$  – este momentul de inerție al rotorului, iar mărimile  $c_m$  și  $k_m$  se calculează cu relațiile:

$$c_m = \frac{2M_k s_k (s_k^2 - s_0^2)}{\omega_0 (s_k^2 + s_0^2)}; \quad k_m = \frac{2M_k s_k^2}{s_k^2 + s_0^2} \quad (1.17)$$

Ținând seama de modelul de definire a factorilor interni și externi precum și de

relațiile (1.17) se poate spune că oricare factor care nu afectează marimile  $M_k$ ,  $s_k$ ,  $s_o$ , și  $\omega_o$ , constituie un factor extern. Pe de altă parte de exemplu variația frecvenței rețelei de alimentare a motorului, afectând valoarea parametrului  $c_m$  constituie un factor intern.

#### 1.1.4. Sistemul proceselor de frecare

În dinamica prelucrărilor pe mașini-unelte așchietoare o deosebită importanță prezintă frecarea dintre suprafețele active ale sculei cu piesa sau cu așchia, precum și frecarea din cuplele cinematice. La sistemul procesului de frecare, numit de V.A.Kudinov „sistem cu legătură de viteză” [60] mărimea de intrare este variația vitezei relative dintre suprafețele de frecare, iar mărimea de ieșire este variația forței de frecare ( $\Delta F_f$ ) sau a forței portante ( $\Delta F_p$ ).

La studiul variației coeficientului de frecare ( $\mu$ ) dintre suprafețele active ale sculei și piesă sau așchie în funcție de viteza principală de așchiere, se obțin dependențe de genul celor din figura 1.7.

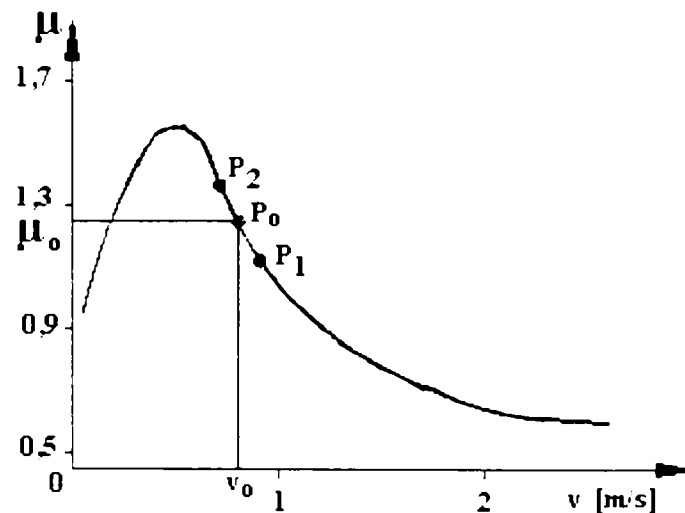


Fig. 1.7. Variația coeficientului de frecare dintre sculă și așchie în funcție de viteza de așchiere [72].

Presupunând că forța normală dintre suprafețele în frecare este egală și constantă cu  $F_n$ , forța de frecare poate fi scrisă sub forma:

$$F_f = \mu(v)F_n \quad (1.18)$$

Conform relației (1.18) dacă  $v=v_o=ct.$ , atunci și  $F_f=F_o=ct.$  Acest regim de funcționare este definit prin punctul  $P_o$  de pe curba  $\mu = \mu(v)$  (fig.1.7.).

La variația vitezei  $v$  apare o modificare a forței  $F_f$ , iar punctul de funcționare  $P(v, \mu)$  ocupă diverse poziții în domeniul  $(P_1, P_2)$  din jurul punctului  $P_o$ .

Pentru un domeniu  $(P_1, P_2)$  suficient de mic, variația forței  $F_f$  poate fi calculată prin dezvoltarea în serie Taylor a funcției (1.18) în jurul punctului  $P_o$ .

$$\Delta F_f = F_f - F_{f_o} = [\mu(v) - \mu(v_o)]F_n = \left[ \left( \frac{d\mu}{dv} \right)_{v_o} (v - v_o) + \frac{1}{2!} \left( \frac{d^2\mu}{dv^2} \right) (v - v_o)^2 + \dots \right] F_n \quad (1.19)$$

După cum este cunoscut [60, 72] la ghidajele mașinilor-unelte există de obicei o frecare mixtă, care are loc atunci când, stratul de lubrifianț se rupe și se reface, astfel încât, concomitent cu sustentanța hidrodinamică, apare și contactul între neregularitățile suprafețelor de ghidare (fig. 1.8). Excepție fac mașinile-unelte cu ungere hidrostatică sau hidrodinamică. Și într-un caz și în altul dependența forței  $F_f$  de viteză relativă a ghidajelor poate fi apreciată prin relația [72]:

$$F_f \approx F_n - k_c^{2/3} \cdot C_h^{1/3} \cdot \mu v^{1/3} \cdot C_e v \quad (1.20)$$

unde

$k_c$  – este rigiditatea de contact a ghidajelor;

$C_h, C_e$  – constante care țin seama de proprietățile hidrodinamice ale pernei de lubrifianț.

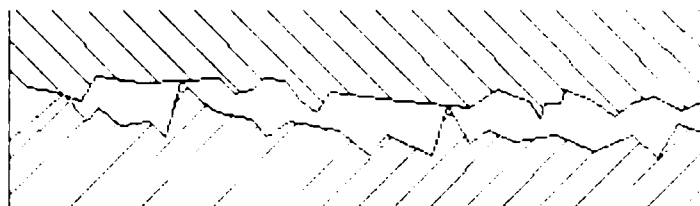


Fig 1.8. Frecarea mixtă [72].

Relația (1.20) are reprezentare grafică în figura 1.9, de unde rezultă că pentru ungerea lichidă, dependența  $F_f = F_f(v)$  poate fi considerată liniară.

Pentru domeniul frecării mixte este greu de a determina prin calcul dependența  $F_f(v)$ . În majoritatea cazurilor se folosesc diagrame experimentale. Acestea indicând în special dependența  $\mu = \mu(v)$  pentru determinarea funcției  $F_f = F_f(v)$  este necesar a se folosi relații de forma (1.18) [22].

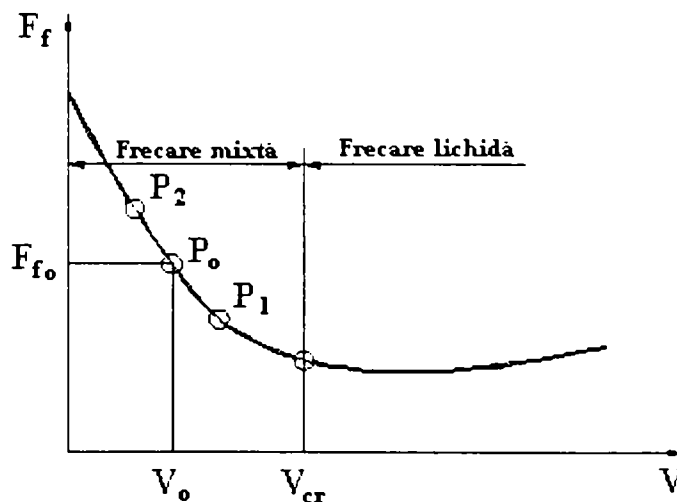


Fig. 1.9. Variația forței de frecare în funcție de viteza relativă de deplasare [72].

După cum rezultă din figura 1.9, dacă apare o variație a vitezei relative dintre suprafețele în frecare atunci punctul de funcționare  $P(v, F_f)$ , ocupă diverse poziții pe curba  $F_f(v)$  în jurul punctului  $P_0(v_0, F_{f0})$ . Din această cauză apare o variație a forței de frecare care poate fi calculată prin dezvoltarea în serie Taylor a funcției  $F_f = F_f(v)$  în jurul punctului  $P_0$ :

$$\Delta F_f = F - F_{f_0} = \left( \frac{dF_f}{dv} \right)_{v_0} (v - v_0) + \frac{1}{2!} \left( \frac{d^2 F_f}{dv^2} \right) (v - v_0)^2 + \dots \quad (1.21)$$

Modul în care au fost deduse relațiile (1.19) și (1.21), denotă caracterul static al variației forței  $F_f$ . Dacă modificarea poziției punctului P are un caracter dinamic atunci, ca urmare a schimbării legii variației  $\mu = \mu(v)$ , relațiile (1.19) și (1.21) pot să-și piardă importanța cantitativă. Din acest motiv pentru dinamica sistemului procesului de frecare este foarte important a cunoaște limitele de valabilitate ale unei anumite dependențe  $\mu = \mu(v)$ .

Factorii dinamici externi cât și cei interni în baza legăturilor funcționale dintre sistemele schemei din figura (1.1.b) conduc, cel mai adesea la apariția unor vibrații și șocuri în *Sistemul Tehnologic Elastic*, cu efecte negative asupra sistemului. Cum factorii perturbatori din *Sistemul procesului motor* și o parte din cei a *Sistemului procesului de frecare* (frecarea din cuplele cinematice) țin mai mult de latura constructivă a *Sistemului dinamic al mașinii*, rezultă că prin cunoașterea acestor factori se pot lua măsuri de eliminare a lor încă din faza de proiectare.

În final rezultă că factorii dinamici interni și externi ai *Sistemului procesului de așchiere* și frecările dintre sculă și piesă sau așchii sunt preponderenți ca surse pentru instabilitatea mașinilor-unelte.

## 1.2. Vibrații în procesul de așchiere

Prelucrarea metalelor și a altor materiale este întotdeauna însoțită de vibrații relative între piesa prelucrată și sculă. Nivelul admisibil al vibrațiilor relative dintre sculă și piesa prelucrată (adică amplitudinea maximă și într-o oarecare măsură frecvența), depinde de faptul că prelucrarea reprezintă o degroșare sau o finisare.

### 1.2.1. Surse de vibrații la așchiere

Fenomenele dinamice care se manifestă în timpul prelucrărilor pe mașinile-unelte sunt foarte complexe, iar sursele care pot genera vibrații sunt multiple, ele putându-se clasifica în două mari categorii și anume:

1. – surse dependente de mașina-unealtă așchietoare;
2. – surse independente de mașina-unealtă.

**1.2.1.1. Surse dependente de mașina-unealtă** .Sursele dependente de mașina-unealtă așchietoare, la rîndul lor se pot împărți în:

- a. – surse legate direct de specificul construcției mașinii unelte;
- b. – surse generate de procesul de așchiere.

**a.) Sursele de vibrații legate de specificul construcției mașinii-unelte așchietoare** pot fi:

**a.1.) Vibrații datorate soluției constructive.** Prin concepția constructivă privind configurația geometrică a pieselor componente, repartizarea maselor și așezarea nervurilor în batiuri și carcase, etc., se asigură rigiditatea mașinii-unelte, care este diferită după direcții diferite. De aici rezultă cum se poate îmbunătăți simțitor comportarea la vibrații, fie orientând forța rezultantă de așchiere perpendicular pe direcțiile „slabe” [27], fie orientând suprafața așchiată perpendicular pe aceste direcții. În primul caz, așa cum rezultă din figura 1.10. va lipsi forța

excitatoare (forța normală  $F_N$ ) pe direcția de libertate maximă (nu vor apărea vibrații autoexcitate) iar în al doilea caz, vibrațiile nu vor provoca nici o variație a grosimii așchierii, adică ele vor fi orientate în direcția vitezei de așchiere și deci paralel cu suprafața prelucrată.

Alegând conștient sau nu poziția reciprocă sculă-piesă în ansamblul mașinii, se alege de fapt și o comportare a sistemului mai mult sau mai puțin stabilă.

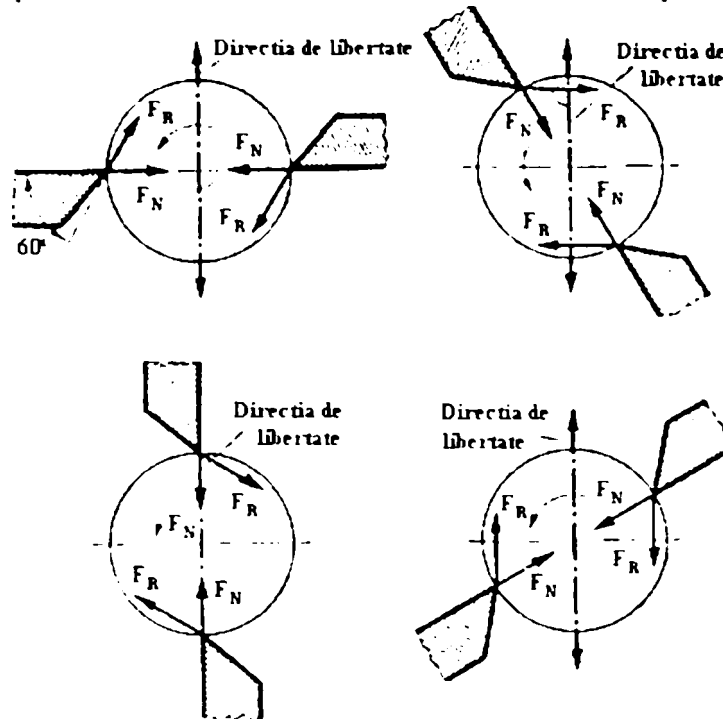


Fig. 1.10. Influența poziției relative sculă-piesă asupra stabilității [27].

În figura 1.11 se prezintă influența orientării unghiului de atac la strunjire. În majoritatea cazurilor la strung, arborele principal oferă posibilitatea maximă de apariție a vibrațiilor de încovoiere, fiind din punct de vedere dinamic, unul dintre cele mai slabe elemente ale mașinii. În schimb din punct de vedere a libertății vibrațiilor longitudinale, este cu cel puțin un ordin de mărime mai rigid.

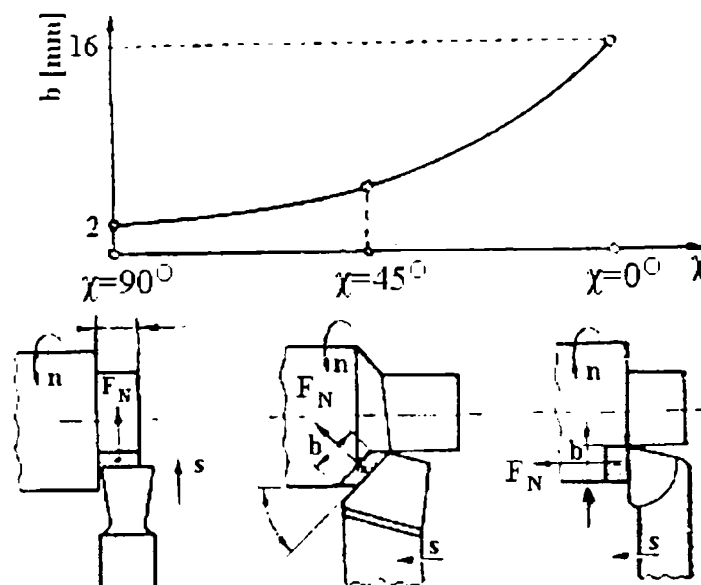


Fig.1.11. Lățimea de așchie limită în funcție de unghiul de atac [27].

Această comportare se vede calitativ și din diagrama din figura 1.11 în cele trei situații distincte, în care componenta normală a forței de așchiere acționează (în

funcție de unghiul de atac  $\chi$  perpendicular pe arbore  $\chi=90^\circ$ , la  $\chi=45^\circ$  și paralel cu axa  $\chi=0^\circ$ ).

După cum rezultă din diagramă lățimea „b” a așchiei, la limita de stabilitate (la care apare trepidatia), este mult mai mare în ultimul caz ( $\chi=0^\circ$ ) deoarece componenta normală a forței de așchiere acționează în direcție axială în raport cu arborele și pe direcția de libertate minimă a vibrațiilor arborelui.

Precizarea poziției optime a sculei are deosebită importanță la strungurile automate la care poziția unghiulară a sculei poate fi reglată.

**a.2.) Surse de vibrații apărute la antrenarea piesei și a sculei.** Aceste vibrații apar din următoarele cauze:

- **antrenarea în mișcarea de rotație a unor piese neechilibrate**, vibrația se produce când turația piesei se aproprie de una din frecvențele proprii de vibrare a structurii mașinii, vibrațiile produse au amplitudine mare, care pot afecta calitatea finisării suprafețelor prelucrate, cât și operabilitatea sculei.

- **acționarea prin roți dințate**, toate defectele roților dințate ca excentricități, erori de divizare, erori în executarea profilului, dau naștere unei mișcări de rotație neuniformă, care în unele cazuri are o influență negativă asupra finisării suprafeței. Din această cauză, la mașinile-unelte de precizie, unde se cere un alt grad de finisare a suprafeței, axul principal este de multe ori antrenat prin curele.

- **antrenările prin curele**, pot da naștere la vibrații forțate atât torsionale cât și rectilinii. Orice variație a razei efective a curelei (raza axei neutre a curelei) produce variații atât ale tensiunii cât și ale vitezei curelei. Acest lucru produce o variație a sarcinii în lagăr și a vitezei de ondulare a roții de curea. Raza efectivă a roții de curea poate varia datorită defectelor însăși (excentricitatea canalului roții) sau defectelor de structură ale curelei (variații ale profilului curelei sau neomogenitatea materialului din care este executată) [46].

- **construcția lagărelor**, imprecizia dimensională a elementelor componente ale rulmenților cu bile sau role și/sau neregularitățile suprafețelor de rulare, produc vibrații care se transmit în structura mașinii-unelte. Pe baza frecvenței vibrațiilor produse, se poate uneori identifica elementul component al rulmentului datorită căruia apar vibrații. Din punct de vedere al vibrațiilor, cele mai bune rezultate se obțin cu rulmenții având un joc radial redus și două rânduri de elemente de rulare.

- **alunecările intermitente (stick-slip), la mecanismele de translație**. La cuplarea unei transmisii, elementele transmisiei suferă o deformare elastică până când forțele transmise depășesc forțele de frecare statică ce iau naștere în suportul sculei, după care suportul începe să se miște, iar forța de frecare scade la valoarea sa dinamică. Ca urmare a scăderii forței de frecare, suportul sculei capătă o accelerație mare și „sare” înainte din cauza inerției. La sfârșitul „saltului” transmisia capătă o deformare de sens opus. Această deformare trebuie anulată înainte ca o altă mișcare să poată avea loc. Anularea are loc într-o perioadă de timp în care suportul sculei se oprește creeînd condiții ca fenomenul să se repete. Fenomenul fizic face parte din categoria oscilațiilor cunoscute sub numele de „oscilații de relaxare” [47] și apare numai la viteze de deplasare mici, depinzând de interacțiunea următorilor factori: masa corpului ce se deplasează prin alunecare, rigiditatea sistemului de avans, amortizarea ce există în sistemul de avans, viteza de deplasare a corpului care



alunecă, rugozitatea suprafețelor de alunecare și lubrifianțul utilizat.

**a.3.) Materialul utilizat pentru execuția mașinilor unelte**, are o mare importanță ca urmare a caracteristicilor diferite de amortizare. Pentru obținerea diferitelor părți ale mașinilor-unelte (batiuri, montanți, carcase) este utilizată fonta, datorită proprietăților sale de a amortiza vibrațiile, decrementul logaritmic al amortizării vibrațiilor pentru fonte este:  $\Delta \cong 0,004$  [46].

Decrementul logaritmic  $\Delta$  este logaritmul natural al raportului a două amplitudini succesive ale vibrației libere amortizate:

$$\Delta = \ln \frac{X_1}{X_2}; \text{ sau } \frac{X_1}{X_2} = e^{-\Delta}; \quad (1.22)$$

sau

$$\Delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (1.23)$$

unde

$\zeta = c / c_{cr}$  - este fracțiunea din amortizarea critică;

$c$  - coeficientul de amortizare;

$c_{cr} = \sqrt{k \cdot m}$  - coeficientul de amortizare critică.

În cazul mașinilor-unelte foarte precise sau suprasolicitate cum sunt cele cu comandă numerică, precum și mașinile grele, câștigă tot mai mult teren construcțiile nervurate din oțel ( $\Delta \cong 0,001$ ). Pentru înlăturarea fenomenului de stick-slip din ghidajele de alunecare la mașinile-unelte grele, ghidajele acestora sunt placate cu materiale plastice polimerice (turcit cu  $\Delta \cong 0,02$ ) [46]. Pentru unele mașini-unelte de măsurat cu precizii foarte ridicate de ordinul  $0,001 \div 0,0001$  [mm] se folosesc batiuri și montanți din granit ( $\Delta \cong 0,015$ ).

**b.) Sursele generate de procesul de așchiere.** Sursele de vibrații legate de procesul de așchiere pot fi: scula, piesa care se prelucrează sau interdependența dintre sculă și piesă.

**b.1.) Vibrații generate sau favorizate de sculă.** Acestea sunt vibrații legate de numărul muchiilor tăietoare, de forma, prinderea, parametrii geometrici și uzura sculei și anume:

- **folosirea sculelor cu mai multe muchii tăietoare**, datorită așchierii intermitente conduc la vibrații forțate puternice, datorate variației componente tangențiale a forței de așchiere ce acționează pe fiecare dinte după o curbă asemănătoare cu cea din figura 1.12, în cazul frezării frontale și ca în figura 1.13 în cazul frezării cilindrice.

La frezele cu dinți dreți, suprapunerea variației forței de așchiere ce acționează asupra fiecărui dinte dă întotdeauna naștere unei variații, de forma dinților de fierăstrău, a forței tangențiale ce acționează asupra frezei. Dezvoltarea în serie Fourier a acestei variații a forței de așchiere conține o serie de componente armonice, a căror frecvență este un număr întreg al frecvenței de intrare în acțiune a fiecărui dinte. Condițiile sunt ceva mai bune în cazul frezei cu dinți înclinați, din cauza suprapunerii variațiilor de forță de formă trapezoidală (formă a semnalului înregistrat la osciloscop în timpul experimentelor), care pot da o forță rezultantă aproape constantă, cu condiția ca un număr întreg de dinți să lucreze simultan [47], de aceea,

din punct de vedere al vibrațiilor forțate, frezele cu dinți înclinați se comportă mai bine decât cele cu dinți drepecți.

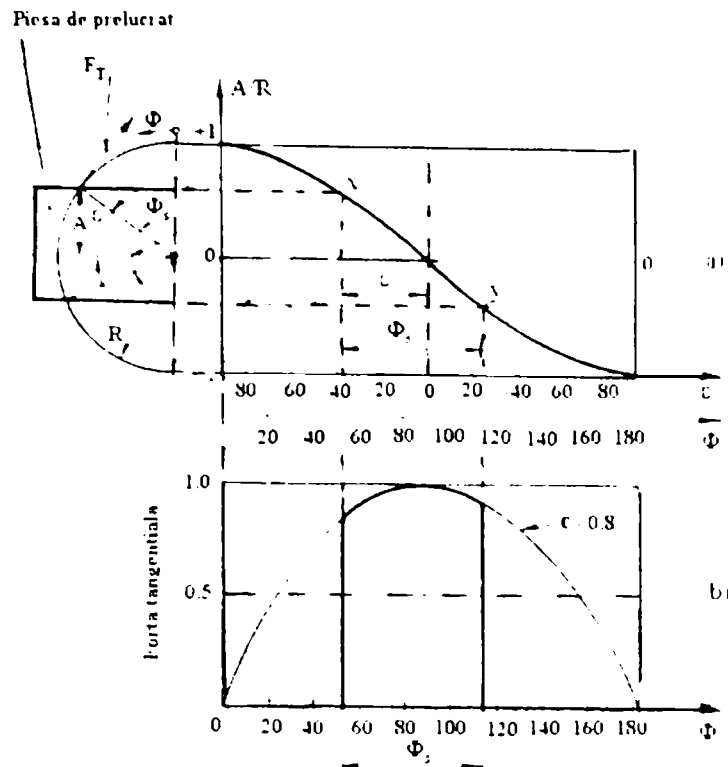


Fig. 1.12. Determinarea variației forței de așchiere tangențiale ce acționează asupra unui dinte al frezei frontale: a)- variația forței tangențiale în funcție de coordonatele poziției unghiulare  $\Phi$ , a dintelui frezei; b) - variația forței de așchiere tangențiale în funcție de poziția dintelui [47].

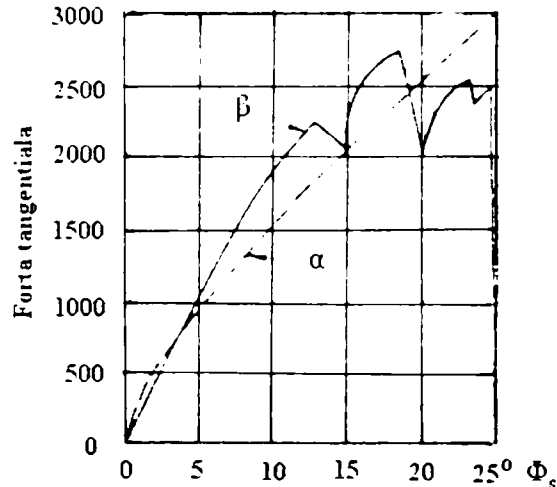


Fig. 1.13. Variația teoretică și experimentală a forței tangențiale la frezarea cilindrică:  $\alpha$  - curbură teoretică;  $\beta$  - curbură experimentală în contact cu piesa [47].

O variație a forței de așchiere produce o variație a cuplului ce acționează asupra frezei care se transmite la jocul acesteia și la sistemul de antrenare.

-*influența formei sculei* se poate urmări în figura 1.14. Se observă că prin modificarea formei corpului cușitului de la „a” la „b” limita de stabilitate se îmbunătățește, crescând viteza de așchiere la care apare instabilitatea

- *influența așezării sculei*, se arată în figura 1.15 pentru cazul unei mașini de frezat orizontale în consolă pentru patru așezări diferite ale frezei pe dornul portsculă și diagramele cu limita de stabilitate corespunzătoare.



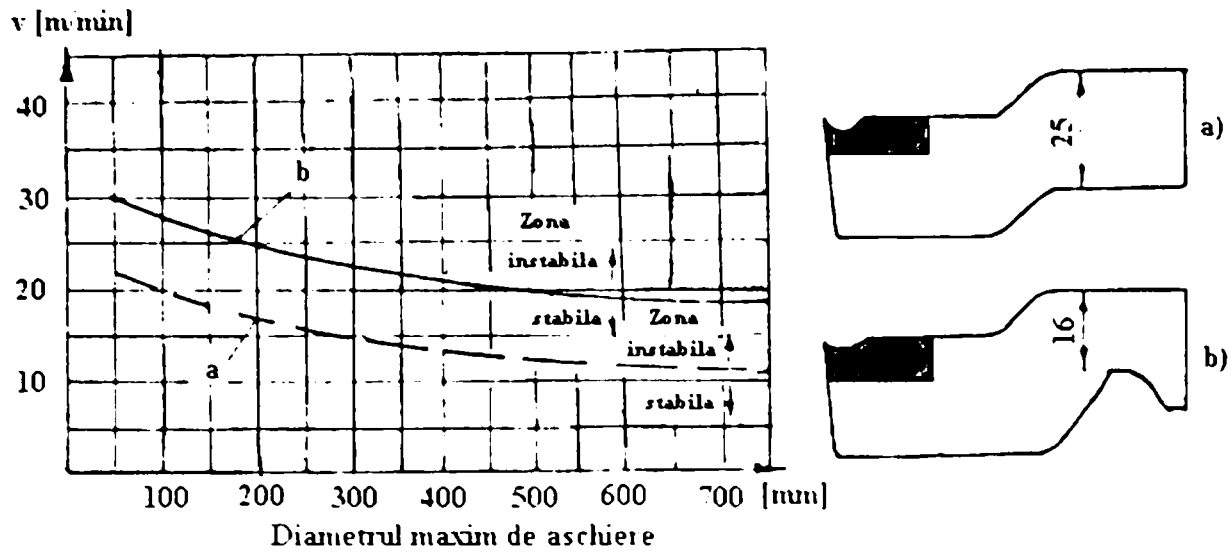


Fig. 1.14. Influența construcției corpului cuțitului asupra stabilității procesului de așchiere: a - forma clasică a corpului sculei; b - forma nouă a corpului [60].

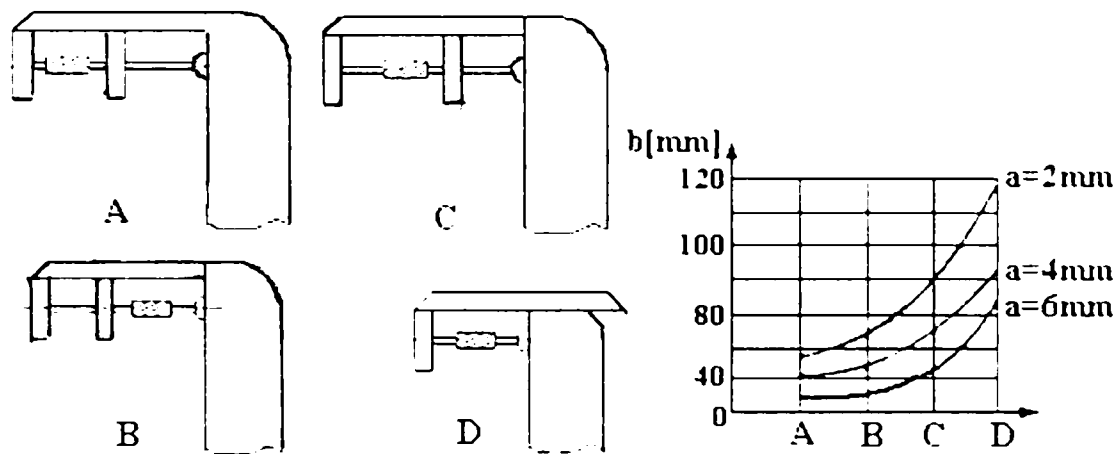


Fig.1.15. Așezarea frezei pe dorn și diagramele cu limită de stabilitate corespunzătoare pentru secțiuni ale așchiei  $a * b$  [60].

Din diagramă se observă că pentru toate cele trei secțiuni de așchie considerate, varianta „D” de așezare a frezei pe dorn oferă cea mai bună stabilitate.

- *influența parametrilor geometrici ai sculei* (fig. 1.16), se caracterizează după cum urmează: creșterea unghiului de degajare  $\gamma$ , a unghiului de atac principal  $\chi$  și micșorarea razei de rotunjire  $r$ , au efect stabilizator asupra vibrațiilor, ducând la mărirea limitei de stabilitate; unghiul de așezare  $\alpha$ , nu are importanță când variază între  $3^\circ$  și  $16^\circ$ , pentru valori mai mici apar frecări care determină creșterea componentei  $F_y$  a forței de așchiere și împiedică efectuarea așchierii în bune condiții.

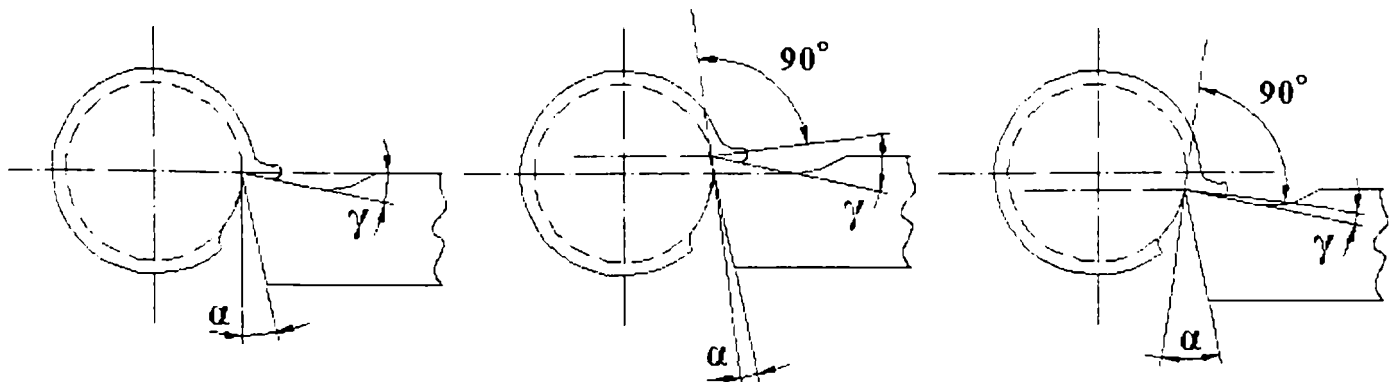


Fig. 1.16. Poziția unghiurilor  $\alpha$  și  $\gamma$  față de linia centrelor la strunjirea exterioară.

Prin ridicarea vârfului sculei deasupra centrului piesei, crește unghiul de degajare, ceea ce duce la creșterea limitei de stabilitate, însă o ridicare exagerată are un efect negativ, fața de așezare a sculei va freca pe suprafața prelucrată a piesei.

Micșorarea unghiului de degajare intensifică vibrațiile. Trebuie menționat că pentru unghiuri de degajare negative înălțimea undulațiilor pe suprafața așchiată este mai mare decât pentru unghiuri de degajare pozitive [49], așa cum de altfel se vede și din diagrama prezentată în figura 1.17.

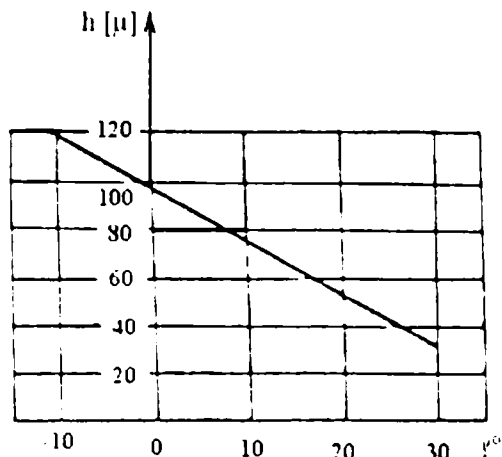


Fig.1.17. Înălțimea undulațiilor în funcție de mărimea unghiului  $\gamma''$  [103].

Unghiul de atac principal are o influență foarte mare asupra intensității vibrațiilor (fig. 1.11 și fig. 1.18) care se intensifică simultan cu micșorarea acestui unghi. Această relație este explicabilă dacă se ține seama că o dată cu micșorarea unghiului de atac crește lățimea așchiei și scade grosimea ei, fapt ce duce la intensificarea vibrațiilor.

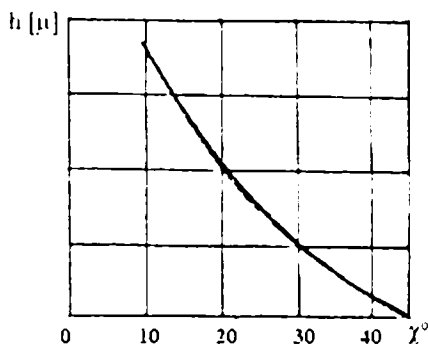


Fig. 1.18. Înălțimea undulațiilor în funcție de unghiul  $\gamma$

În afară de aceasta în cazul micșorării unghiului de atac principal, tăișul se rotește în plan orizontal astfel încât componenta apăsării forței de așchiere crește.

-*Uzura sculei* are un efect negativ iar accentuarea acesteia poate fi o sursă de generare a vibrațiilor.

**b.2.) Vibrații generate de piesa de prelucrat**, acestea se pot împărți în:

- *vibrații datorate neomogenității materialului*, grăunții duri ce se găsesc în materialul care se prelucrează produc mici șocuri asupra sculei și piesei prelucrate, în urma cărora se produc vibrații libere. Dacă șocurile tranzitorii se amortizează repede efectul lor nu este important, reprezentând o parte din zgomotul de fond general. Dacă perturbările tranzitorii nu se amortizează ele duc la vibrații de amplitudine mare.

Atunci când prelucrările se fac în condiții care duc la o îndepărtare discontinuă

a așchiilor, fragmentarea acestora are ca rezultat o variație a forței de așchiere. Dacă frecvența acestor variații coincide cu una din frecvențele proprii ale structurii se pot naște vibrații forțate de amplitudine apreciabilă. La prelucrarea materialelor cu neomogenități în structura lor se are în vedere înlăturarea cauzelor suplimentare de apariție a vibrațiilor:

- *lungimea piesei* are o influență negativă asupra limitei de stabilitate. După cum rezultă din figura 1.19, situația mai favorabilă din punct de vedere a stabilității la vibrații o prezintă cazul „c” [72].

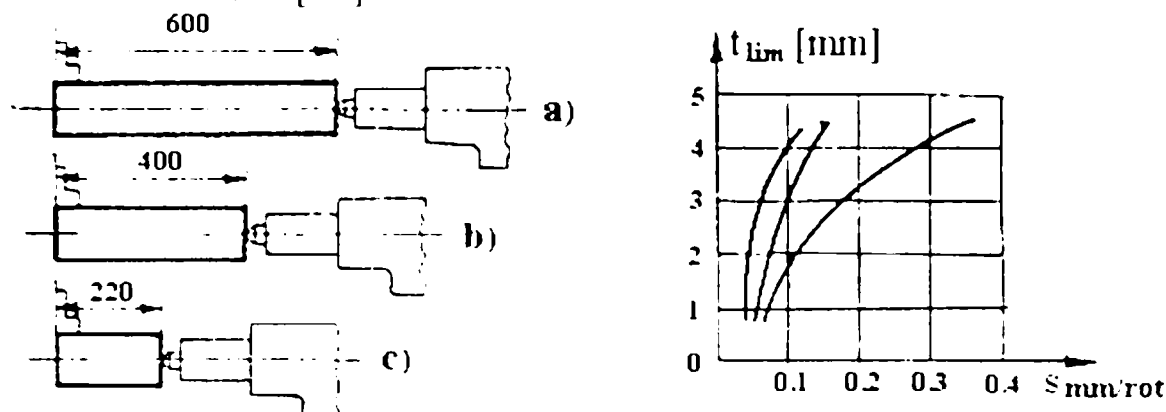


Fig. 1.19. Influența lungimii piesei asupra stabilității sistemului dinamic al strungului [72].

Din curbele prezentate rezultă că, prin mărirea rigidității semifabricatului și micșorarea masei sale realizată prin micșorarea lungimii acestuia se obține îmbunătățirea stabilității sistemului.

- *sistemul de prindere a piesei* are și el importanță, dacă piesa este prinsă doar în bacuri piesa este în consolă, ea va avea o rigiditate mai mică decât în cazul prinderii între vârfuri.

**b.3.)** *Vibrații generate de parametrii regimului de așchiere*, au fost stabilite relații între amplitudinea măsurată prin înălțimea ( $h$ ) a undulațiilor obținute pe suprafața de așchiere și parametrii regimului de așchiere (viteză, avans, adâncime de așchiere) astfel:

- *viteza de așchiere* are influență mică asupra vibrațiilor care rămâne aproape constantă la orice valoare a vitezei. Amplitudinea vibrațiilor crește odată cu creșterea vitezei de așchiere (fig 1.20), iar apoi începând de la o anumită viteză, începe să scadă, astfel că la viteze mari de așchiere vibrațiile încetează complet, făcând posibil aplicarea procedurii de așchiere rapidă.

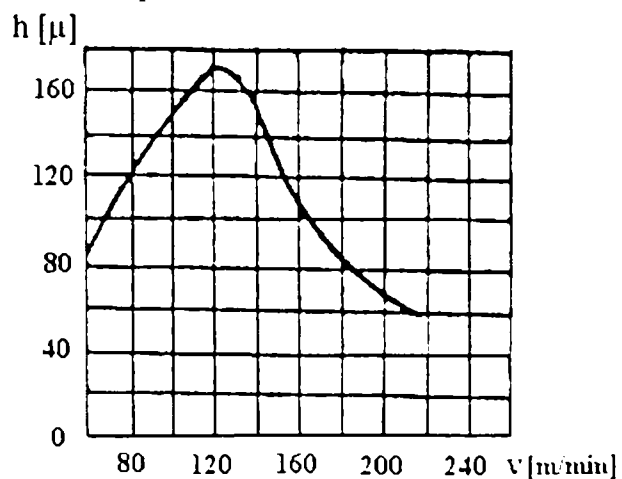


Fig. 1.20. Influența vitezei asupra amplitudinii vibrațiilor [103].

- *avansul*, atunci când acesta crește intensitatea vibrațiilor scade (fig.1.21.). O excepție o constituie domeniul grosimilor foarte mici de așchii (sutimi de milimetru), caz în care mișcarea are un caracter instabil și adesea intensitatea vibrațiilor crește într-o oarecare măsură concomitent cu creșterea avansului;

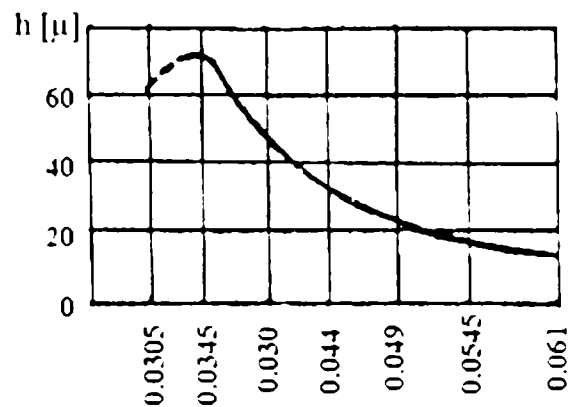


Fig. 1.21. Influența mărimii avansului asupra amplitudinii vibrațiilor [103]

- *adâncimea de așchiere*, are o influență pronunțată asupra intensității vibrațiilor care crește o dată cu mărirea adâncimii de așchiere (fig. 1.22).

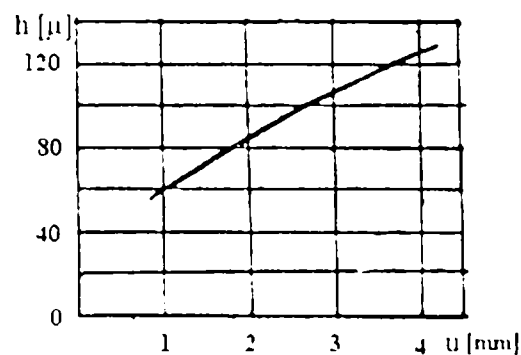


Fig. 1.22. Influența adâncimii de așchiere asupra amplitudinii vibrației [49].

**b.4.) Vibrații generate de interdependența dintre sculă și piesă în procesul de așchiere**, aceste vibrații apar ca urmare a însăși procesului de așchiere, nefiind generate de o cauză externă ele nu pot exista atunci când nu se îndepărtează așchiile de pe suprafețele destinate prelucrării. Aceste vibrații nu sunt altceva decât *autovibrații* care apar numai în timpul așchierii.

**1.2.1.2. Surse de vibrații independente de mașina-unealtă.** Ca surse independente de mașina-unealtă pot fi amintite vibrațiile transmise prin pardoseală de la alte mașini ca: piese, ciocane de forjă, motoare cu ardere, compresoare și altele (fig.1.23.).

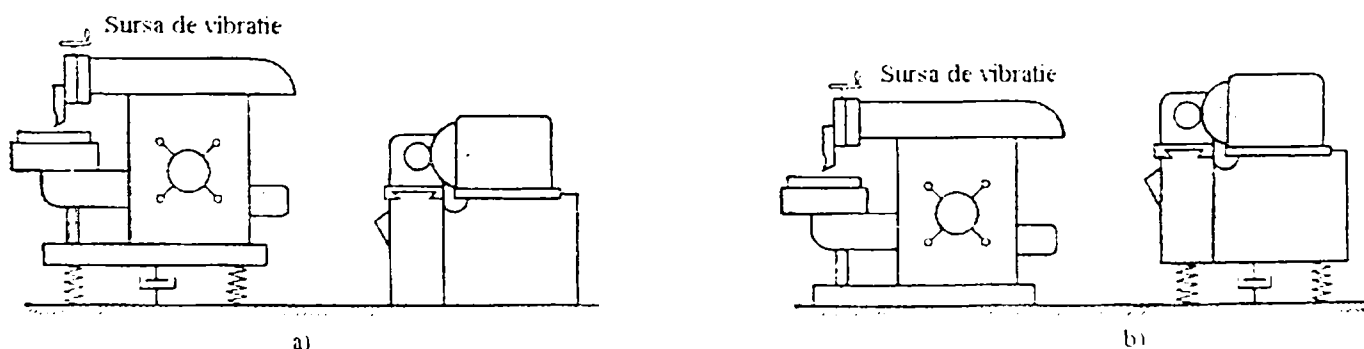


Fig. 1.23. Izolarea față de vibrațiile transmise prin pardoseală; a) – izolare activă, b) – izolare pasivă [27].

Pentru întreruperea și izolarea mașinilor-unelte față de vibrațiile transmise prin podea este necesar montarea acestora pe izolatori de vibrații, ori a mașinii care generează vibrațiile – izolare activă, ori a mașinii-unelte care trebuie protejată – izolare pasivă.

### 1.2.2. Tipuri de vibrații care apar în procesele de așchiere

Neglijând diferențele cantitative dintre forțele și momentele de așchiere, pe de o parte, și forțele generalizate  $Q_i$  pe de altă parte, ecuațiile de forma (1.1) permit clasificarea vibrațiilor care apar în procesele de prelucrare prin așchiere pe mașinile-unelte în: vibrații libere; vibrații forțate și autovibrații.

Vibrațiile libere caracterizează procesele tranzitorii, ele au o durată scurtă de existență datorită amortizărilor care au loc în sistem.

Vibrațiile forțate sunt vibrații introduse datorită acțiunii unor forțe perturbatoare care depind sau nu de procesul de așchiere.

Autovibrațiile sunt vibrații neamortizate sau vibrații autoîntreținute, generate de însăși procesul de așchiere.

**1.2.2.1. Vibrațiile libere.** Acest gen de vibrații în majoritatea lucrărilor de specialitate sunt considerate ne semnificative pentru mașinile-unelte. Neglijarea lor se justifică prin aceea că vibrațiile libere caracterizează procesele tranzitorii care datorită amortizării mari în îmbinările mașinilor-unelte au o durată foarte scurtă [46, 60, 72].

*Mișcarea vibratorie liberă* în cazul mașinilor-unelte se consideră o mișcare vibratorie cu amortizare vâscoasă deoarece majoritatea amortizărilor se produc în urma frecărilor din legăturile pasive ale Sistemului Elastic și o mică parte datorită frecărilor cu mediul înconjurător [45].

Ecuția diferențială a mișcării vibratorii în acest caz este de forma [46]:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (1.24)$$

Forma soluției variază, după cum coeficientul de amortizare  $c$  este egal, mai mare sau mai mic decât coeficientul critic  $c_{cr}$ :

$$c_{cr} = 2\sqrt{k \cdot m} = 2m\omega_n \quad (1.25)$$

Raportul

$$\zeta = c/c_{cr}, \quad (1.26)$$

este numit fracțiune din amortizarea critică.

Dacă  $\zeta < 1$ , amortizarea se numește amortizare subcritică iar soluția ecuației (1.24) este:

$$x = e^{-\zeta \omega_n t} (A \sin \omega_d t + B \cos \omega_d t) = C \cdot e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t + \theta) \quad (1.27)$$

Între pulsația proprie a sistemului cu amortizare  $\omega_d$  și pulsația sistemului fără amortizare, există relația:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad [\text{rad/s}] \quad (1.28)$$

Dacă  $\zeta = 1$  rezultă că  $c = c_{cr}$  și că nu se vor mai produce vibrații, amortizarea se numește amortizare critică iar soluția ecuației (1.24) este de forma:

$$x = (A + B \cdot t) \cdot e^{-c t / 2m} \quad (1.29)$$

Dacă  $\zeta > 1$  amortizarea se numește amortizare supracritică, iar soluția ecuației (1.24) este:

$$x = e^{-c t / 2m} \left( A \cdot e^{\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} t} + B \cdot e^{-\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} t} \right) \quad (1.30)$$

Această mișcare însă nu mai este o mișcare oscilatorie, sistemul tinde să revină încet în aceeași poziție.

Gradul de amortizare într-un sistem care are  $\zeta < 1$  poate fi definit cu ajutorul amplitudinilor succesive ale vibrațiilor libere. Înlocuind expresia amortizării critice din ecuație (1.25), expresia (1.27) a vibrației libere a sistemului cu amortizare devine:

$$x = c \cdot e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t + \theta) \quad (1.31)$$

Se consideră două maxime oarecare ale lui  $x$  (corespunzătoare la  $dx / dt = 0$ ) separate între ele prin  $n$  perioade cum se arată în figura 1.24.

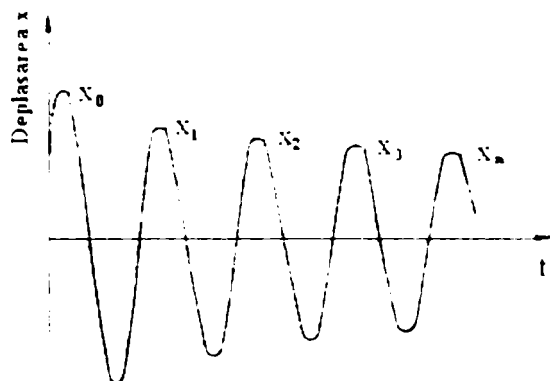


Fig. 1.24. Vibrograma mișcării libere amortizate [47].

Raportul acestor maxime sunt:

$$\frac{X_n}{X_0} = e^{-2\pi n \zeta \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (1.32)$$

În figura 1.25 se prezintă valorile lui  $x_n/x_0$ , pentru diverse valori ale lui  $n$ , corespunzând valori ale lui  $\zeta$  cuprinse între 0,001 și 0,10.

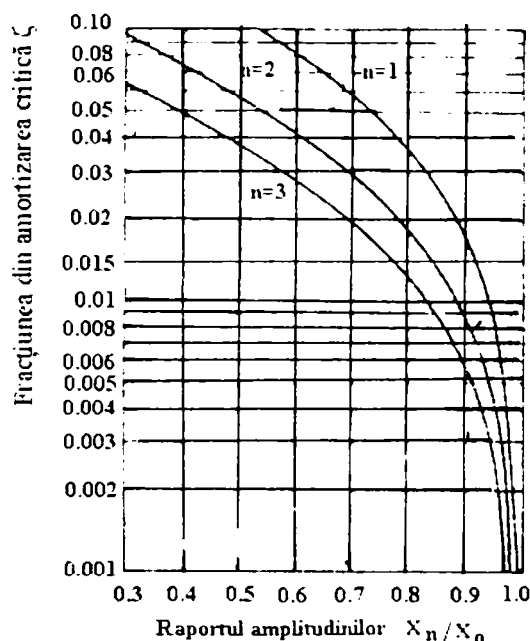


Fig. 1.25. Efectul amortizării asupra amplitudinii deplasării [46].

Prin logaritmare naturală a raportului a două amplitudini succesive ale vibrației libere amortizate se obține decrementul logaritm  $\Delta$  al amortizării (relația 1.22). Decrementul logaritm se utilizează pentru aprecierea capacității de amortizare a Sistemelor Elastice.

Pentru valori mici ale lui  $\zeta < 0,1$  se obține din relația (1.23) relația aproximativă a decrementului logaritm:

$$\Delta \cong 2\pi\zeta \quad (1.33)$$

La prelucrarea pe mașini-unelte, procesele tranzitorii sunt foarte diverse, dar interes practic prezintă: intrarea și ieșirea sculei din așchie, accelerarea și frânarea elementelor mobile și inversarea sensului de mișcare.

În urma analizei procesului tranzitoriu provocat la intrarea sculei în așchiere (fig.1.26) se stabilește legea exponențială de variație a grosimii așchii [72].

$$a = a_0(1 - e^{-t/T}) \quad (1.34)$$

unde

$a$  – este grosimea reală a stratului de așchiat;

$a_0$  – grosimea nominală a stratului de așchiat;

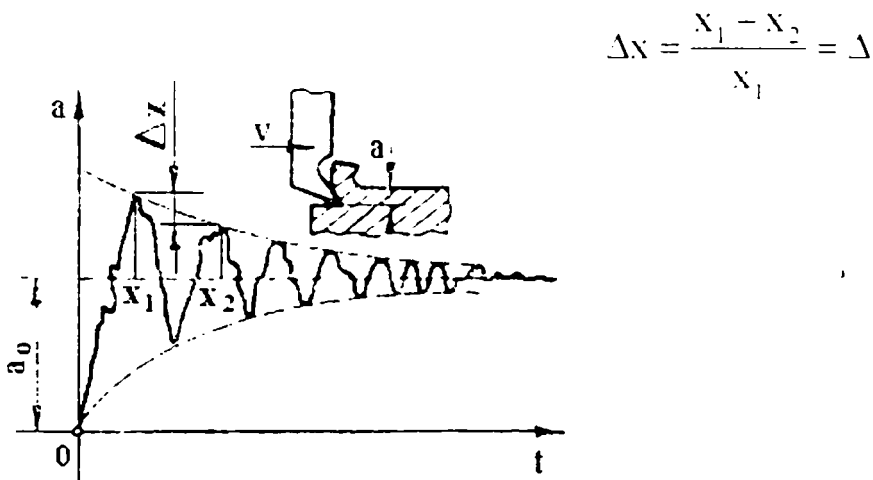
$T = \frac{\tau}{2}(1 + 2R_{SE} \cdot K_a)$  - este constanta de timp a procesului tranzitoriu;

$\tau$  – timpul în care se efectuează o rotație sau un ciclu tehnologic;

$R_{SE}, K_a$  – caracteristicile statice ale Sistemului Elastic, respectiv ale procesului de așchiere.

Eroarea de evaluare a grosimii reale a stratului de așchiat este determinată de adaosul de prelucrare minim adoptat și de precizia dimensională impusă piesei. O lege asemănătoare este valabilă și la ieșirea sculei din așchie.

Procesul tranzitoriu poate fi considerat încheiat după scurgerea unui timp  $t=3T$  pentru strunjire, iar pentru rectificare  $t=4.6T$  [60].



$$\Delta x = \frac{x_1 - x_2}{x_1} = \Delta$$

Fig.1.26. Vibrațiile în procesul tranzitoriu de intrare a cuțitului în așchiere [60].

Stabilirea corectă a duratei procesului tranzitoriu capătă importanță sporită în cazul trecerilor fără avans radial în special la strunjirile profilate și la rectificare.

**Accelerația și frânarea elementelor mobile** ale mașinilor-unelte este un alt proces tranzitoriu la prelucrările prin așchiere. Variația vitezei de deplasare a elementelor mobile la mașinile-unelte, în condițiile frecării mixte și lichide din cuplurile cinematice sanie-ghidaje, provoacă variația forțelor de frecare și ridicarea pe stratul de lubrefiant al saniei.



În figura 1.27 este prezentată variația forței de acționare a unei mese mobile la variația bruscă a vitezei de deplasare [60].

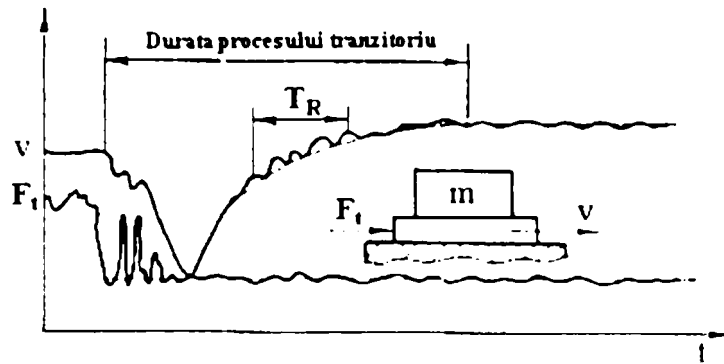


Fig. 1.27. Oscilograma variației forței tangențiale  $F_t$ , provocate de variația bruscă a vitezei  $v$  [60].

Datorită acestei ridicări apar erori de poziție relativă dintre diferitele ansambluri ale mașinilor-unelte, ceea ce are o puternică influență asupra preciziei de prelucrare și abaterilor de poziție a suprafețelor piesei supuse prelucrării.

**Inversarea sensului de mișcare** este un proces tranzitoriu care însoțește funcționarea lanțurilor cinematice principale, de avans, generatoare complexe și auxiliare ale mașinilor-unelte. Întregul proces tranzitoriu constă din trei etape: frânarea mișcării pentru trecerea de la o anumită viteză la viteza nulă, oprirea și pornirea la viteza necesară deplasării elementului mobil în noul sens. Inversarea este însoțită de fenomene dinamice: șocuri datorate inerției maselor aflate în mișcare, schimbarea sensului de acționare a forțelor de frecare, modificarea repartiției presiunilor pe ghidaje, variația bruscă a temperaturilor în anumite zone ale cuplului cinematic, etc.

Suprapunerea tuturor efectelor acestor fenomene corelată cu prezența inevitabilă a jocurilor din sistem, face ca inversarea mișcării să capete un accentuat caracter aleator cu consecințe nefavorabile asupra preciziei de prelucrare, productivității și fiabilității sistemului.

Studiul vibrațiilor libere ce apar în urma proceselor tranzitorii are și importanță metodologică. Frecvențele libere sunt frecvențele proprii ale Sistemului Elastic, parametru dinamic foarte important pentru desfășurarea proceselor vibratorii.

Pentru sistemele elastice ce pot fi considerate a avea un singur grad de libertate, frecvența proprie și decrementul logaritmic se determină pe oscilogramele vibrațiilor libere cu amortizare, cunoscând pulsația proprie din relația (1.28) perioada mișcării fiind:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_d}, \text{ iar } f = \frac{1}{T}; f = \frac{1}{2\pi/\omega_d} = \frac{\omega_d}{2\pi} = \frac{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}}{2\pi} \quad (1.35)$$

Teoretic, frecvențele proprii ale sistemelor elastice se determină cu ajutorul ecuațiilor diferențiale liniare omogene. Expresia frecvenței dată de relația (1.35) este valabilă pentru vibrația liberă descrisă de ecuația diferențială (1.24).

**1.2.2.2. Vibrațiile forțate.** Aceste tipuri de vibrații la prelucrarea prin așchiere pe mașinile-unelte pot fi:

*a.) Vibrații forțate care nu depind de procesul de așchiere* - această categorie



de vibrații apare ca urmare a imperfecțiunilor tehnologice de prelucrare și asamblare a organelor de mașini, de particularitățile constructive ale mașinii, a izolării defectuoase față de vibrațiile transmise prin pardoseală, a forțelor de inerție care apar ca urmare a mișcărilor de rotație a maselor neechilibrate din lanțurile cinematice ale mașinilor-unelte.

**b.) Vibrații forțate care depind de procesul de așchiere** – aceste vibrații sunt legate de numeroși factori ca: variația adaosului de prelucrare, variația periodică a secțiunii așchiei, variația durității materialului de prelucrat.

Din punct de vedere matematic vibrațiile forțate reprezintă soluțiile particulare ale unor ecuații neomogene, al căror membru drept este reprezentat de funcția  $F_{(t)}$ , care reprezintă forța perturbatoare.

În cazul vibrațiilor forțate care nu depind de procesul de așchiere funcția  $F_{(t)}$ , exprimă forța excitatoare, care acționează asupra Sistemului Elastic format din MUDPS. Pentru vibrațiile forțate care depind de procesul de așchiere funcția  $F_{(t)}$  se exprimă prin intermediul parametrilor procesului de așchiere și în cazul cel mai general are un caracter aleator.

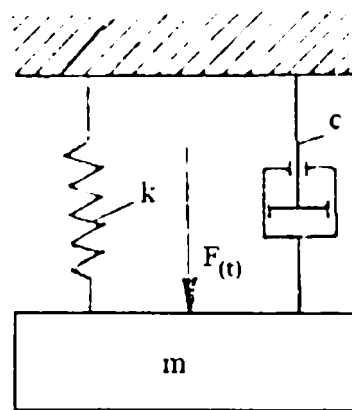
Orice funcție periodică  $F_{(t)}$  poate fi considerată a reprezenta suma unui număr infinit de funcții sinusoidale [74, 108].

$$F_{(t)} = \sum_{n=0}^{\infty} B_n \sin(\omega_n t - \varphi_n) \quad (1.36)$$

În majoritatea lucrărilor de specialitate se ia în considerare numai efectul primei armonici.

Pentru un sistem cu un singur grad de libertate ca în figura 1.28 supus la o mișcare vibratorie forțată cu amortizare vâscoasă, ecuația diferențială a mișcării este dată de relația (1.37) [11]:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_{(t)} \quad (1.37)$$



**Fig. 1.28** Sistemul elastic cu un singur grad de libertate supus la vibrații forțate cu amortizare vâscoasă [11].

Soluția generală a acestei ecuații diferențiale este determinată la fel ca și în cazul fără amortizare, adăugând la soluția ecuației omogene o soluție particulară  $x_f$  a ecuației neomogene ce corespunde vibrației forțate.

Pentru  $c < c_{cr}$  soluția generală a ecuației (1.37) se poate scrie:

$$x = A \cdot e^{-c t / 2m} \cos(p \cdot t - \Psi) + x_f \quad (1.38)$$

unde

$p$  – este pseudopulsația vibrației;

A și  $\Psi$  – constante de integrare;

$x_f$  – reprezintă vibrația forțată.

Vibrația forțată  $x_f$  se determină după ce în ecuația (1.37) se face substituția (1.39).

$$x_f = e^{-c t / 2m} \cdot U_{(t)} \quad (1.39)$$

Cu această substituție ecuația (1.37) devine:

$$\ddot{U} + p^2 U = \frac{1}{m} \cdot e^{c t / 2m} \cdot F_{(t)} \quad (1.40)$$

Soluția acesteia este de forma:

$$U_{(t)} = \frac{1}{m \cdot p} \cdot \int_0^t e^{c / 2m \tau} \cdot F_{(\tau)} \cdot \sin p(t - \tau) d\tau \quad (1.41)$$

Prin urmare, legea vibrației forțate va fi:

$$x_f = \frac{1}{m \cdot p} \cdot \int_0^t e^{-(t-\tau) / 2m} \cdot \sin p(t - \tau) \cdot F_{(\tau)} \cdot d\tau \quad (1.42)$$

Dacă forța perturbatoare este de forma:

$$F = F_0 \cdot \cos \omega t \quad (1.43)$$

în acest caz soluția particulară trebuie să fie de forma:

$$x = x_0 \cos(\omega t - \varphi) \quad (1.44)$$

Forța  $F_t$  se mai poate scrie:

$$F_{(t)} = F_0 \cos[(\omega t - \varphi) + \varphi] = F_0 [\cos \varphi \cdot \cos(\omega t - \varphi) - \sin \varphi \sin(\omega t - \varphi)] \quad (1.45)$$

Se substituie soluția (1.44) în ecuația (1.37) și grupând toți termenii după factorii  $\cos(\omega t - \varphi)$  și  $\sin(\omega t - \varphi)$  și egalând apoi coeficienții acestor factori din cei doi membri ai ecuației se obține sistemul:

$$\begin{cases} (k - m\omega^2)x_0 = F_0 \cos \varphi \\ c\omega x_0 = F_0 \sin \varphi \end{cases} \quad (1.46)$$

din care rezultă:

$$x_0 = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2}} \quad (1.47)$$

și

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \quad (1.48)$$

Dacă se notează deformația statică  $x_{st}$ :

$$x_{st} = \frac{F_0}{k}$$

și

$$\frac{c\omega}{k} = \frac{c\omega}{m\omega_n^2} = 2 \frac{c}{c_{cr}} \cdot \frac{\omega}{\omega_n}$$

atunci relațiile (1.42) și (1.48) devin:

$$X_0 = \frac{F_0}{k} = \frac{X_{st}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2c}{c_{cr}} \cdot \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (1.49)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\frac{c\omega}{k}}{1 - \frac{m\omega^2}{k}} = \frac{\frac{2c}{c_{cr}} \cdot \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (1.50)$$

Raportul  $x_0/x_n$  în funcție de  $\omega/\omega_n$  este reprezentat grafic în figura 1.29 considerând raportul de amortizare  $c/c_{cr}$  ca parametru variabil. De asemenea este reprezentat și unghiul  $\varphi$  în funcție de  $\omega/\omega_n$  în figura 1.30, parametru fiind  $c/c_{cr}$ .

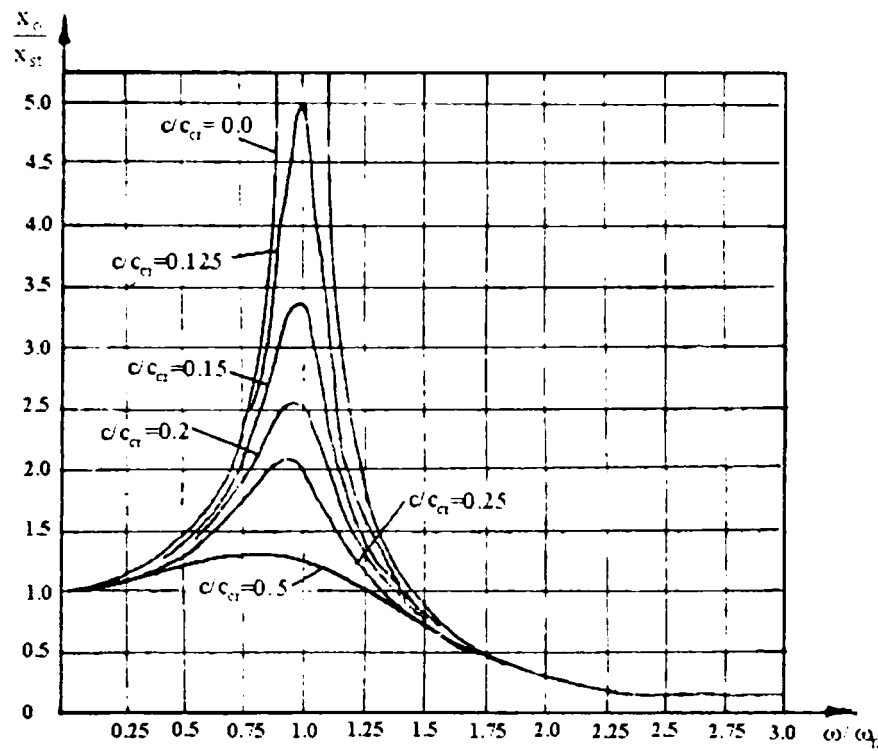


Fig. 1.29. Dependența vibrației forțate  $\omega/\omega_n$  de raportul  $c/c_{cr}$  [72].

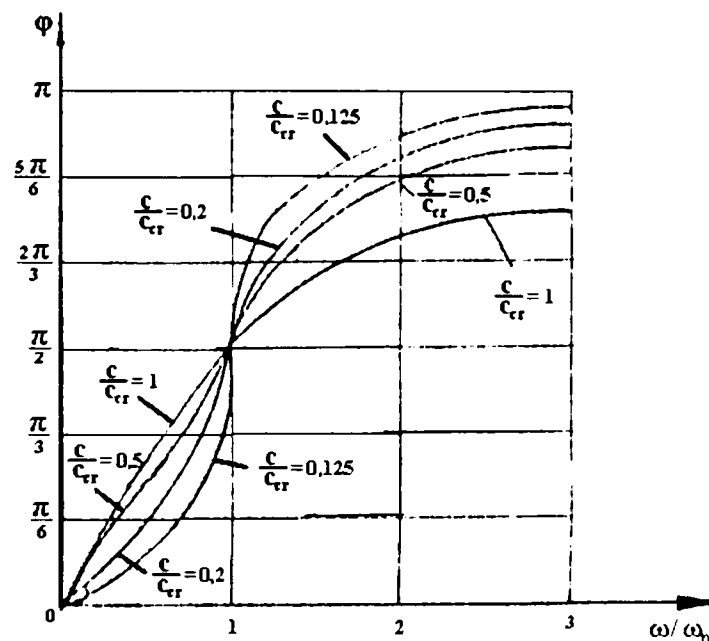


Fig. 1.30. Dependența unghiului  $\varphi$  de  $\omega/\omega_n$  și de raportul  $c/c_{cr}$  [72]

Curbele din diagrama amplitudinilor (fig.1.29) au asimptotele paralele cu axa amplitudinilor numai pentru  $c=0$ , deoarece pentru  $c \neq 0$  numitorul expresiei (1.49) nu se anulează. Pentru  $c/c_{cr}$  crescător curbele amplitudinilor sunt situate una sub alta. Valorile maxime ale amplitudinilor fac minimă cantitatea de sub radicalul din formula (1.49), adică corespund valorilor:

$$\frac{\omega}{\omega_n} = \sqrt{1 - 2\left(\frac{c}{c_{cr}}\right)^2} \quad (1.51)$$

Aceste maxime nu se realizează pentru  $\omega = \omega_n$ , ci pentru  $\omega < \omega_n$  și cu atât mai aproape de origine cu cât  $c/c_{cr}$  este mai mare. Pentru valoarea maximă se obține expresia:

$$x_{o_{max}} = \frac{x_{st}}{2 \frac{c}{c_{cr}} \sqrt{1 - 2\left(\frac{c}{c_{cr}}\right)^2}} \quad (1.52)$$

Depărtarea între valorile maxime și de rezonanță ale amplitudinilor vibrațiilor nu depășesc 7-8%, ceea ce înseamnă că eroarea care se face de obicei în determinarea practică a pulsațiilor proprii sistemelor după valorile maxime ale amplitudinilor forțate, provocate cu ajutorul vibratorilor este mică.

Studiul vibrațiilor forțate cu mai multe grade de libertate se face pe un sistem de ecuații diferențiale analoage ecuației scrise pentru sistemul cu un singur grad de libertate. Ecuațiile sistemului au forma cea mai simplă în cazul când acestea se scriu pentru coordonatele normale.

Dacă una din frecvențele perturbatoare are frecvența egală cu una din frecvențele proprii ale sistemului atunci sistemul poate intra în rezonanță, lucru nedorit, deoarece poate duce la distrugerea mașinii-unelte.

După cum s-a văzut din cele prezentate până acum fie că este vorba de vibrații libere sau vibrații amortizate, s-au găsit soluții constructive pentru mașinile-unelte, care să evite sau să producă amortizarea acestora. Dintre aceste soluții amintim: înlocuirea mișcării de alunecare cu mișcări de rostogolire în lanțurile cinematice; la mașinile cu mase grele în mișcare: placarea ghidajelor cu materiale plastice, folosirea construcțiilor sudate cu nervuri pentru diferite subansamble; echilibrarea dinamică a organelor aflate în mișcare de rotație; folosirea unor dispozitive adecvate de prindere a pieselor de prelucrat; utilizarea unor regimuri de prelucrat optime; utilizarea unor parametri optimi ai geometriei sculei pentru fiecare tip de material care se prelucrează, etc.

## 2. AUTOVIBRAȚII ÎN PROCESUL DE AȘCHIERE

Procedeul de așchiere a metalelor este adesea însoțit de o vibrație violentă a piesei prelucrate și a cuțitului, vibrație autoexcitată (autovibrație) produsă nu de forțe exterioare, ci indusă și menținută de forțele generate prin însuși procesul de așchiere.

### 2.1. Precizarea fenomenului

Autovibrațiile mașinilor-unelte au un caracter întâmplător și sunt o problemă de stabilitate dinamică. Astfel de sisteme pot deveni instabile din punct de vedere dinamic. Instabilitatea este provocată de o modificare a condițiilor de așchiere, peste forța de așchiere permanentă  $F$  se suprapune o forță elementară  $dF$  variabilă în timp [46, 47]. Dacă această forță elementară produce o mărire a perturbației inițiale, vor lua naștere autovibrații, iar sistemul se numește **instabil**.

Lanțul de fenomene ce guvernează acest proces este mai ușor de investigat din punct de vedere teoretic, considerând creșterea elementară a forței  $dF$  ca fiind funcție nu numai de perturbarea inițială, ci și de viteza acesteia.

Forțele care depind de viteza unei deplasări sunt forțe de amortizare; ele se pot aduna sau scădea din forțele de amortizare care există în interiorul sistemului. Atunci când amortizarea datorită lui  $dF$  este pozitivă, amortizarea totală (cea existentă în sistem, plus cea datorată condițiilor de așchiere modificate) este de asemenea pozitivă și sistemul este stabil. Orice perturbare va tinde să se amortizeze rapid. Totuși, amortizarea datorită lui  $dF$  poate fi și negativă, fapt care determină micșorarea amortizării (care este întotdeauna pozitivă) existente în sistem.

Dacă amortizarea negativă datorită lui  $dF$  este mai mare decât cea din sistem, amortizarea totală este negativă. Când forța totală de amortizare este negativă, ea este utilizată pentru întreținerea vibrațiilor, producând fenomenul de autovibrație.

Este foarte importantă influența structurii mașinii-unelte asupra stabilității dinamice a procesului de așchiere. Dacă se consideră că structura mașinii-unelte (inclusiv scula și piesa de prelucrat) este complet rigidă, procesul de așchiere nu poate fi perturbat, deoarece nu au loc deformațiile necesare pentru a produce astfel de perturbări.

Dinamica mașinilor-unelte este deosebit de complexă, structurile lor sunt sisteme cu masă, elasticitate și amortizare distribuite, vibrația lor fiind descrisă de ecuații diferențiale cu derivate parțiale de o mare complexitate. Din această cauză, caracteristicile dinamice ale structurii mașinii-unelte se introduc în analiza stabilității dinamice pe baza unor ipoteze simplificatoare [2, 21, 27, 36, 41, 46, 49, 55, 60, 88, 89, 100, 104]. Din acest punct de vedere teoriile existente privind stabilitatea dinamică a procesului de așchiere pot fi împărțite în două grupuri.

În primul grup de teorii se admite ipoteza că instabilitatea dinamică poate apărea numai într-unul din modurile de vibrație ale structurii. Cazurile practice în care această ipoteză este aplicabilă sunt analizate în teoria autovibrațiilor cu un singur grad de libertate.

În al doilea grup de teorii intră cazurile când ipoteza simplificatoare nu mai

este aplicabilă, problematica fiind mai complexă. Teoria care se aplică atunci când două sau mai multe moduri de vibrație sunt simultan instabile din punct de vedere dinamic este teoria autovibrațiilor cu două sau mai multe grade de libertate [46, 47, 99, 100].

Ținând seama de aceste considerente, instabilitatea unui anumit proces de așchiere care nu a mai fost analizat poate fi studiată pe baza următoarelor metodologii [46, 47]:

a) - se determină experimental dacă vibrația este autoexcitată sau este de tipul vibrațiilor libere sau forțată. Dacă s-a stabilit existența autovibrațiilor, se determină modul de vibrații care este instabil, adică direcția vibrației relative  $x(t)$ ;

b) - se determină caracteristicile dinamice ale acestui mod (frecvență proprie, amortizare și constanta elastică echivalentă), prin regim de vibrații forțate;

c) - presupunând că prezența unei vibrații  $x(t)$  modifică condițiile de așchiere, se studiază efectul lui  $x(t)$  asupra acestor condiții și se determină teoretic variația  $dF$  a forței de așchiere;

d) - pe baza variației  $dF$  a forței de așchiere se determină amortizarea echivalentă și se adaugă (adună) la amortizarea internă din structura mașinii, aceasta furnizând condițiile de stabilitate;

e) - se reprezintă amortizarea totală, ca funcție de turația sculei sau a piesei prelucrate pentru a se obține diagrama de stabilitate. Condiția ca sistemul să fie stabil este ca amortizarea totală a sistemului să fie pozitivă.

Un alt mod de abordare a cercetării fenomenului autovibrațiilor în procesul de așchiere pornește de la faptul că întreg procesul de așchiere în sine este un proces neliniar. În acest caz studiul se face pe elementele neliniare ale procesului de așchiere: forțele de așchiere neliniare etc [12, 49, 52, 98, 99, 100].

Autovibrațiile au fost studiate și experimental pe tipuri de mașini-unelte și operații ca: autovibrații la găurire, frezare, rectificare, strunjire, rabotare etc. În urma acestor cercetări au fost trasate diagramele de stabilitate pentru fiecare tip de mașină-unelte pentru anumite regimuri de lucru, cu evidențierea zonelor de instabilitate.

## 2.2. Surse de autovibrații

Neliniaritatea procesului de așchiere, amortizările neliniare din Sistemul Elastic, frecările dintre suprafețele sculelor, așchii și suprafețele prelucrate, variațiile parametrilor geometrici ai sculelor și a regimurilor de așchiere, depunerile de pe tăișul sculei, fenomenul defazajului forței de așchiere față de viteza de așchiere, urmele trecerii precedente ale sculei, precum și interdependenței dintre mărimea forței de așchiere și deplasarea relativă dintre sculă și semifabricat, pot constitui tot atâtea cauze ale apariției autovibrațiilor în procesul de așchiere.

### 2.2.1. Neliniaritatea procesului de așchiere

Datorită deformării piesei în timpul prelucrării, forța de așchiere variabilă este funcție neliniară de deformație, ceea ce implică apariția vibrațiilor sculei [12, 49].

Modul de acțiune a forței asupra cuțitului este arătat în figura 2.1.



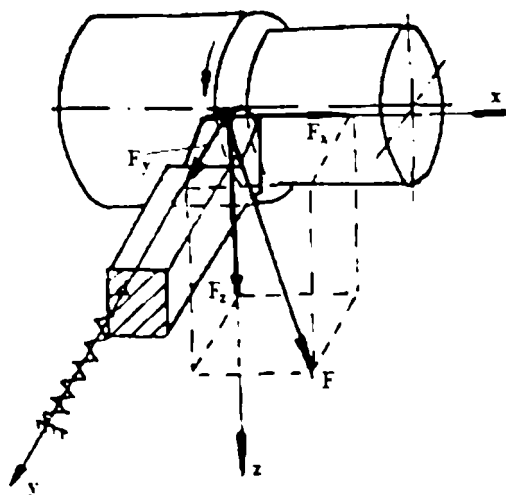


Fig. 2.1. Modul de acțiune a forțelor de așchiere [49].

Forța totală de așchiere  $F$  se calculează cu relația cunoscută din literatura de specialitate [32, 36]:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (2.1)$$

unde

$F_z$  - este componenta principală a forței de așchiere;

$F_y$  - este componenta de respingere;

$F_x$  - este componenta după direcția de avans (axială).

Dintre aceste componente, numai componenta principală  $F_z$  are o influență mai pronunțată asupra regimului de vibrații a sculei.

Componenta principală a forței de așchiere  $F_z$  are expresia:

$$F_z = C_{F_z} \cdot u^{x_{F_z}} \cdot s^{y_{F_z}} \cdot K_{F_z} \quad [\text{daN}] \quad (2.2)$$

unde

$C_{F_z}$ ,  $x_{F_z}$  și  $y_{F_z}$  - sunt constante care țin seama de material și regimul de așchiere;

$u$  - adâncimea de așchiere;

$s$  - avansul;

$K_{F_z}$  - constantă ce depinde de condițiile în care are loc procesul de așchiere.

La apariția unor vibrații pe direcția  $O_y$  are loc o modificare a adâncimii de așchiere  $u$  care va deveni  $u-y$ , dar în același timp vârful sculei își schimbă poziția pe direcția  $O_z$  ca efect al încovoierii. În acest caz expresia forței principale de așchiere se poate scrie sub forma:

$$F_z(y) = C_{F_z} \cdot (u-y)^{x_{F_z}} \cdot s^{y_{F_z}} \cdot K_{F_z} \quad (2.3)$$

Prin dezvoltarea în serie Taylor de puteri după  $y$  a relației (2.3), se obține:

$$F_z(y) = F_z(0) - C_{F_z} \cdot s^{y_{F_z}} \cdot x_{F_z} \cdot u^{x_{F_z}-1} \cdot y \cdot K_{F_z} - \frac{1}{2} C_{F_z} \cdot s^{y_{F_z}} \cdot x_{F_z} (1-x_{F_z}) \cdot u^{x_{F_z}-2} \cdot y^2 \cdot K_{F_z} - \\ - \frac{1}{6} C_{F_z} \cdot x_{F_z} \cdot x_{F_z} (1-x_{F_z}) (2-x_{F_z}) \cdot u^{x_{F_z}-3} \cdot y^3 \cdot K_{F_z} - \dots \quad (2.4)$$

unde

$F_z(0)$  este forța de așchiere în condiții de funcționare staționară (fără deformarea piesei).

Limitând dezvoltarea la primii termeni, variația forței de așchiere va fi:

$$\Delta F_z = -C_{F_z} \cdot s^{y_{F_z}} \cdot K_{F_z} \cdot x_{F_z} \cdot u^{x_{F_z}-1} \left[ 1 + \frac{1-x_{F_z}}{2u} y + \frac{(1-x_{F_z})(2-x_{F_z})}{6u^2} y^2 \right] y \quad (2.5)$$

sau

$$\Delta F_z = -k'_z [1 + \varepsilon_z \cdot y(1 - \mu_z y)] \quad (2.6)$$

unde

$$k'_z = -\frac{x_{F_z} \cdot F_z(0)}{u}; \quad \varepsilon_z = \frac{1-x_{F_z}}{u}; \quad \mu_z = \frac{2-x_{F_z}}{3u} \quad (2.7)$$

Pentru componenta  $F_y$  formulele de calcul sunt asemănătoare, folosindu-se coeficienții  $C_{F_y}$ ,  $x_{F_y}$  și  $y_{F_y}$  [49] se poate scrie expresia:

$$\Delta F_y = -k'_y [1 + \varepsilon_y \cdot y(1 - \mu_y y)] \quad (2.8)$$

unde

$$k'_y = -\frac{x_{F_y} \cdot F_y(0)}{u}; \quad \varepsilon_y = \frac{1-x_{F_y}}{2u}; \quad \mu_y = \frac{2-x_{F_y}}{3u} \quad (2.9)$$

Dinamica procesului de așchiere este esențial determinată de variația forței de așchiere ale cărei proiecții pe axe sunt neliniare în raport cu coordonata  $y$ . Deși influența neliniarității caracteristicilor date de relațiile (2.6) și (2.8) este importantă, în continuare se va analiza dinamica procesului obținut numai prin liniarizare [49].

Dacă se notează cu  $k'_y$  și  $k'_z$ , constantele elastice ale sculei pe direcțiile celor două axe ( $y$  și  $z$ ) ecuațiile diferențiale ale mișcării se pot scrie sub forma:

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + k_y y &= \Delta F_y \\ m\ddot{z} + k_z z &= \Delta F_z \end{aligned} \quad (2.10)$$

După introducerea expresiilor (2.6) și (2.8) în sistemul (2.10), acesta devine:

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + (k_y + k'_y) y &= 0 \\ m\ddot{z} + k'_z y + k_z z &= 0 \end{aligned} \quad (2.11)$$

Prima din ecuațiile (2.11) se integrează imediat, fiind o vibrație armonică de pulsație:

$$\omega_n^2 = \frac{k_y + k'_y}{m} \quad (2.12)$$

Cealaltă ecuație se poate aduce la forma:

$$m\ddot{z} + k_z z = -k'_z y_0 \cos(\omega_n t - \varphi) \quad (2.13)$$

unde

$y_0$  și  $\varphi$  - sunt constante de integrare.

Vibrația forțată va avea amplitudinea:

$$z_0 = \frac{k'_z}{m\omega_n^2 - k_z} y_0 \quad (2.14)$$

sau după introducerea relației (2.12) a pulsației proprii se ajunge la:

$$\frac{z_0}{y_0} = \frac{k'_z}{k_y + k'_z - k_z} = \frac{1}{1 + (k_z - k'_z) \cdot k'_z} \quad (2.15)$$

După cum se constată, raportul amplitudinilor depinde de raportul  $(k_y - k_z) \cdot k'_z$ , raport de amplificarea care se calculează numai știind elementele geometrice ale sculei.

### 2.2.2. Prezența amortizării neliniare

În studiul procesului de așchiere fără vibrații, experiențele multor cercetători [32, 52, 85, 79, 109] au permis să se stabilească o relație între apăsarea de așchiere pe de o parte, și lățimea și grosimea așchii pe de altă parte. O relație asemănătoare din punct de vedere calitativ trebuie să fie valabilă [12, 21, 27, 36, 55, 60, 72, 103, 111, 112, 114.] și în cazul vibrațiilor.

Dacă între forța  $F_y$  și deplasarea  $y$  ar exista o relație univocă, atunci pentru aceleași forțe în timpul curselor de pătrundere și de respingere, lucrul mecanic efectuat de forța  $F_y$  în timpul unui ciclu ar fi nul și forța  $F_y$  n-ar putea produce și întreține autovibrațiile. În realitate însă, valoarea a forței  $F_y$  este mai mare în timpul cursei de respingere decât în timpul cursei de pătrundere (fig. 2.2). Expresia matematică pentru  $F_y$  trebuie să conțină, în afară de  $y$ , și derivata în raport cu  $y$ , adică viteza mișcării oscilatorii.

Din literatura de specialitate [9, 11, 12, 98, 99, 100, 101] este cunoscut că orice sistem autovibrant aflat într-o stare vibratorie staționară, trebuie să conțină un perturbator a cărui acțiune să acopere pierderile de energie din sistem și un limitator al intensității vibrațiilor. Limitatorul trebuie să fie un element neliniar. Pe baza celor arătate, pentru forța  $F_y$  se poate adopta următoarea expresie [12, 49]:

$$F_y = R - r \cdot y + a \cdot B \frac{\dot{y}}{v} - c \cdot B \frac{\dot{y}^3}{v^3} \quad (2.16)$$

unde

$R$  – este valoarea forței  $F_y$  în absența vibrațiilor;

$ry$  – este un termen care exprimă relația dintre forța  $F_y$  și deplasarea  $y$ ;

$aB\dot{y}/v$  – este forța perturbatoare;

$cB\dot{y}^3/v^3$  – este forța care limitează vibrațiile;

$B$  – este lățimea reală a tăișului;

$v$  – este viteza de așchiere;

$a$  și  $c$  – coeficienți constanți.

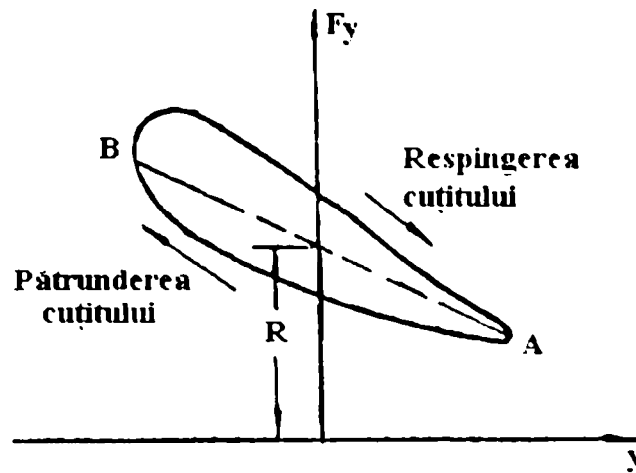


Fig.2.2. Ciclograma pãtrunderii și respingerii cuțitului la strunjirea radială [49].

Forțele elastice și rezistențele se scriu sub forma obișnuită:  $-R$ ;  $-ky$  și  $-hy$ . Forța totală care acționează asupra sistemului, raportată la vârful cuțitului este:

$$Q = F_y - ky - hy = -(k+r)y + \left(\frac{aB}{v} - h\right)\dot{y} - cB\frac{\dot{y}^3}{v^3} \quad (2.17)$$

Pentru a determina lucrul mecanic efectuat de forță în timpul unui ciclu, trebuie calculată integrala:

$$\int_0^T Q dy \quad (2.18)$$

unde

$T$  – este perioada vibrațiilor.

În cazul vibrațiilor staționare,  $y$  și  $\dot{y}$  au aceeași valoare la începutul și la sfârșitul fiecărei perioade, iar în decursul unui ciclu, lucrul mecanic al tuturor forțelor trebuie să fie nul. Dacă el ar fi pozitiv, nu ar exista vibrații staționare ci crescătoare, iar un lucru mecanic negativ ar corespunde unor vibrații amortizate. De aici rezultă condiția ca vibrațiile să fie staționare:

$$\int_0^T Q dy = 0 \quad (2.19)$$

Considerând că vibrațiile au o formă sinusoidală de tipul:

$$y = A \sin \omega \cdot t,$$

valoarea lui  $Q$  se substituie în această ecuație și efectuând operațiile necesare, se determină expresia pentru amplitudinea vibrațiilor staționare:

$$A = \frac{2}{\sqrt{3c}} \cdot \frac{v}{\omega} \sqrt{a - \frac{vh}{B}} \quad (2.20)$$

în care  $\omega$  este pulsația egală cu  $2\pi \cdot f$ , iar  $f$  este frecvența în Hz:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k+r}{m}} \quad (2.21)$$

Din expresia amplitudinii  $A$  se vede că viteza de așchiere  $v$  are valoare maximă pentru  $v=2aB/3h$ . Pentru  $v=aB/h$ , vibrațiile încetează ( $A=0$ ).

Având expresia pentru forța care provoacă apariția și menținerea procesului vibrator, ecuația mișcării  $m\ddot{y} = Q$  poate fi alcătuită ușor. Substituind în această

expresie valoarea lui  $Q$  din relația (2.17), se obține ecuația:

$$m\ddot{y} + (k + r)y - \left(\frac{aB}{v} - h\right)\dot{y} + cB\frac{\dot{y}^3}{v^3} = 0 \quad (2.22)$$

în care  $m$  este masa, raportată la vârful cuțitului. În acest mod a fost stabilită ecuația mișcării autovibrante.

### 2.2.3. Frecările uscate dintre fețele sculei și suprafețele piesei

Cel mai elocvent exemplu de frecare de acest gen, este frecarea uscată care are loc între așchie și suprafața de degajare a sculei de așchiat. Identic se întâmplă și la frecarea dintre piesă și suprafețele de așezare ale sculei de așchiat.

Între fața de degajare și așchie având loc o frecare uscată, se generează o forță de frecare variabilă  $[45, 85] \mu F_y$ ,  $\mu$  fiind coeficientul de frecare, care în general variază în funcție de viteza relativă de alunecare.

La procesul de așchiere obișnuit avansul  $s_0$  se consideră constant, de asemenea și componenta forței de așchiere  $F_y$ , rezultând că pentru cazul constant, coeficientul de frecare va fi o funcție de viteza de așchiere și viteza de pătrundere a cuțitului  $\mu(v_0 + \dot{x})$ .

Mișcarea în acest caz poate fi considerată ca model o mișcare forțată perturbată cu amortizare vâscoasă, dar forța perturbatoare  $\mu F_y$  nu este liniară datorită variației coeficientului de frecare.

Ecuația diferențială a mișcării în acest caz se poate scrie sub forma:

$$m\ddot{x} + \rho\dot{x} + \lambda x = -\mu(v_0 + \dot{x})F_y \quad (2.23)$$

Funcția  $\mu(v_0 + \dot{x})$  se poate dezvolta în serie Taylor și anume:

$$\mu(v_0 + \dot{x}) = \mu(v_0) + \mu^{(1)}\dot{x} + \frac{1}{2!}\mu^{(2)}\dot{x}^2 + \frac{1}{3!}\mu^{(3)}\dot{x}^3 + \frac{1}{4!}\mu^{(4)}\dot{x}^4 + \dots \quad (2.24)$$

Deoarece la începutul mișcării  $\dot{x}$  este foarte mic, se vor lua din serie numai primii doi termeni, care se introduc în relația (2.23), obținându-se:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + \rho\dot{x} + \lambda x &= -\left[\mu(v_0) + \mu^{(1)}\dot{x}\right]F_y \\ m\ddot{x} + \rho\dot{x} + \lambda x &= -\mu(v_0)F_y - \mu^{(1)}\dot{x}F_y \\ m\ddot{x} + \left(\rho + \mu^{(1)}F_y\right)\dot{x} + \lambda x &= -\mu(v_0)F_y \end{aligned} \quad (2.25)$$

unde

$\rho$  - coeficientul de amortizare vâscoasă;

$\lambda$  - constanta elastică a sistemului.

Din ecuația mișcării (2.25) se observă că amortizarea totală a sistemului poate lua valori negative, adică termenul  $\rho + \mu^{(1)}F_y < 0$ .

Dacă  $\rho + \mu^{(1)}F_y < 0$ , în sistem se produce o amortizare negativă [47, 111], amortizare care provoacă apariția și menținerea autovibrațiilor respectiv instabilitatea

sistemului, adică pentru  $\mu' < -\rho F_z$ , instabilitatea crește cu creșterea frecărilor dintre așchie și fața de degajare a sculei.

#### 2.2.4. Variația unghiului de degajare și așezare

În timpul procesului de așchiere la strunjire dintr-un motiv oarecare vârful cuțitului se poate deplasa după direcția  $z$  având ca și consecință mărirea sau micșorarea unghiurilor  $\gamma$  și  $\alpha$  (fig. 2.3).

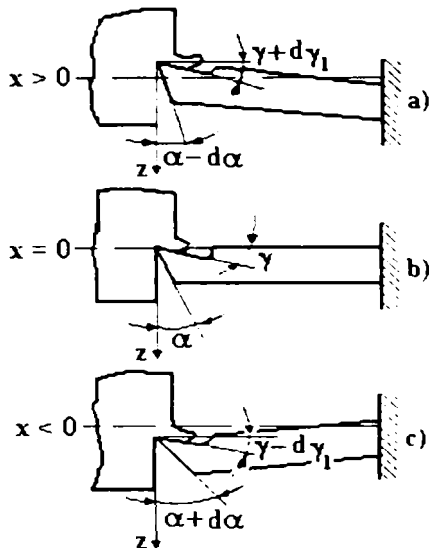


Fig. 2.3. Variația unghiurilor  $\gamma$  și  $\alpha$  la strunjire [85]

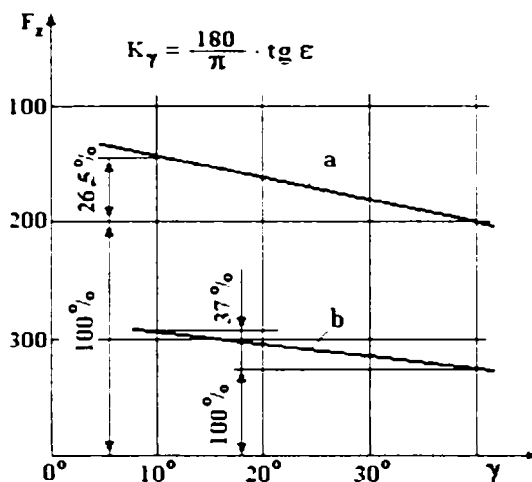


Fig. 2.4. Variația forței de așchiere  $F_z$  în funcție de unghiul  $\gamma$ . Determinarea coeficientului  $K_\gamma$ : a.) oțel OLC45; b.) fontă. [85]

Unghiul de degajare  $\gamma$  poate oscila între o valoare maximă (fig. 2.3.a) și o valoare minimă (fig. 2.3.c), iar unghiul de așezare  $\alpha$  în mod identic (fig. 2.3.c) pentru valoarea maximă și pentru valoarea minimă (fig. 2.3.a).

Unghiul de degajare este de fapt o funcție de deplasare  $x$  după direcția  $z$  a cuțitului,  $\gamma(x)$  și poate fi considerată liniară pentru deplasări mici. În aceste condiții se poate scrie:

$$d\gamma_1 = a \cdot x \quad (2.26)$$

în care  $a > 0$ , deoarece o încovoiere a cuțitului ( $x < 0$ ) produce o micșorare a unghiului de degajare,  $d\gamma_1 < 0$ .

Creșterea componentei forței de așchiere  $F_z$  se poate scrie în această ipoteză:

$$dF_{z_1} = \frac{dF_z}{d\gamma} \cdot d\gamma_1 = K_\gamma \cdot a \cdot x \quad (2.27)$$

unde

$K_\gamma$  – este coeficient ce se poate determina experimental prin măsurarea forței  $F_z$ , în funcție de unghiul  $\gamma$ . În figura 2.4 sunt reprezentate [85] curbele de variație a forței  $F_z$  în funcție de unghiul  $\gamma$ , pentru coeficientul  $K_\gamma = (180/\pi) \cdot \text{tg } \epsilon$ .

Componenta forței de așchiere  $dF_{z_1}$ , fiind proporțională cu deplasarea după direcția  $z$ , înseamnă că nu poate fi forță perturbatoare.

Dacă însă se produce și o deplasare după direcția perpendiculară pe direcția



vitezei de așchiere atunci muchia tăietoare va face o mișcare ca rezultantă a mișcării după direcția  $z$  și  $y$  (fig. 2.5). Componenta după direcția  $z$  se obține din relația (2.27).

Pentru componenta după direcția  $y$  se consideră o așchiere continuă cu  $v_0 = \text{constant}$ . Dacă se va produce o deplasare după direcția  $y = b \cdot x$ , viteza relativă de așchiere se schimbă ca valoare și ca direcție. Din triunghiul AOB (fig. 2.5 a) se constată că rezultanta se compune din componentele  $v_0$  și  $\dot{y} = b \cdot \dot{x}$  ale vectorilor viteză.

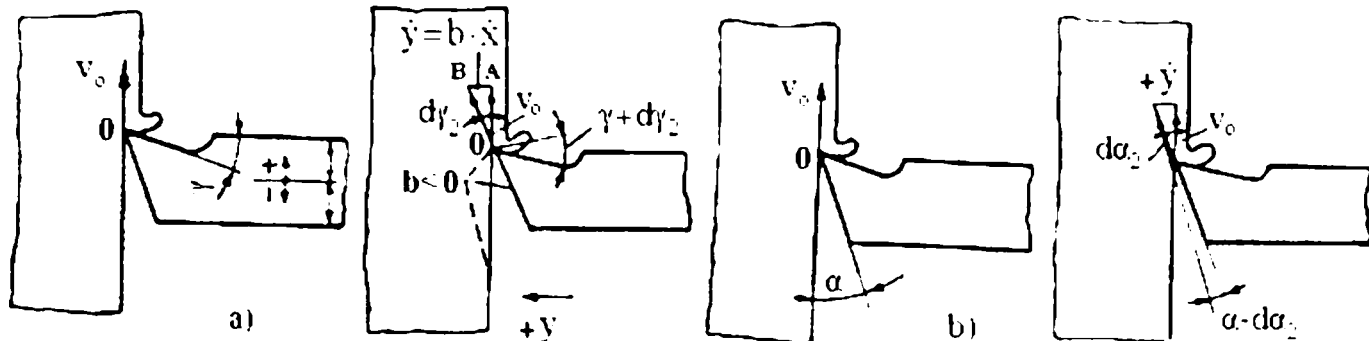


Fig. 2.5. Deplasarea muchiei tăietoare a cuțitului la apariția unor vibrații [85].

În același timp se produce o modificare a unghiului de degajare  $\gamma$ . Din figura 2.5. a, se poate scrie:

$$d\gamma_2 = \operatorname{tg} \frac{\dot{y}}{v_0} \approx \frac{\dot{y}}{v_0} \quad (2.28)$$

Modificarea componentei  $F_z$  datorită acestei cauze va fi:

$$dF_{z_2} = \frac{dF_z}{d\gamma} \cdot d\gamma_2 = \frac{dF_z}{d\gamma} \cdot \frac{\dot{y}}{v_0} = K_v \cdot \frac{b \cdot \dot{x}}{v_0} \quad (2.29)$$

Prin deplasarea după direcția  $y$  se produce și o modificare a avansului  $s_0$ , cu o cantitate  $ds$ , ceea ce va atrage după sine o modificare a forței de așchiere:

$$dF_z = \frac{dF_z}{ds} \cdot ds = K_1 \cdot ds = K_s \cdot ds \quad (2.30)$$

unde

$K_s$  – este un coeficient de avans și se determină din curba de variație a forței de așchiere în funcție de avansul  $s$  (fig. 2.6).

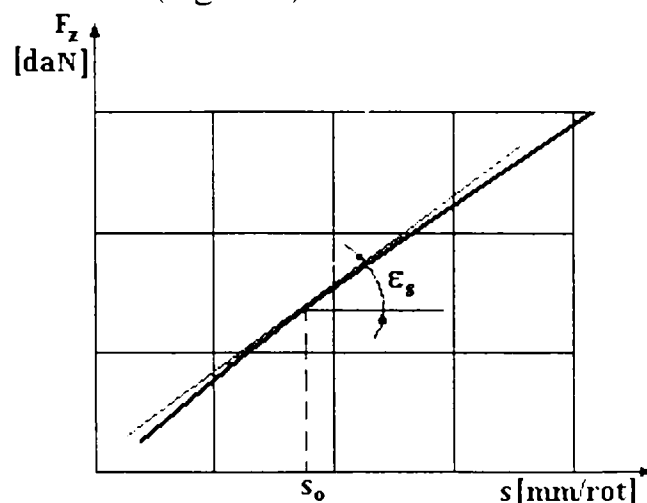


Fig. 2.6. Determinarea coeficientului  $K_s$  în funcție de forța așchiere și de avansul  $s$  [85].

Ecuția mișcării vibratorii în acest caz este:

$$m\ddot{x} + \rho\dot{x} + \lambda x = -k_{\gamma} \left( a \cdot x + b \frac{\dot{x}}{v_0} \right) - K_s \cdot b \cdot x$$

$$m\ddot{x} + \left( \rho + K_{\gamma} \frac{b}{v} \right) \dot{x} + \left( \lambda + K_s \cdot b + K_{\gamma} \cdot a \right) x = 0 \quad (2.31)$$

Dacă  $b < 0$ , atunci când muchia tăietoare pătrunde în material, se constată că nu se produc perturbații, deoarece  $K_{\gamma} < 0$ . Dacă  $b > 0$  și  $K_{\gamma} < 0$ , sistemul devine instabil, adică au loc autovibrații.

### 2.2.5. Viteza de așchiere variabilă

Variația vitezei de așchiere atrage după sine variația forței de așchiere. În cazul apariției vibrațiilor, la ieșirea cuțitului din material viteza va fi mai mică ( $v_0 - \dot{x}$ ), deci forța va crește, iar la pătrunderea în material, viteza va fi mai mare ( $v_0 + \dot{x}$ ), deci forța va fi mai mică. La o așchiere cu viteză variabilă, componenta  $F_z$  va fi:

$$F_z(v + \dot{x}) \cong F_z(v_0) + \frac{dF_z}{dv} \dot{x} = F_z(v_0) + K_v \cdot \dot{x} \quad (2.32)$$

unde

$K_v$  – este un coeficient al variației vitezei. Se determină experimental prin trasarea curbei de variație a forței de așchiere în funcție de viteză (fig.2.7).

În aceste condiții, ecuația mișcării are forma:

$$m\ddot{x} + \rho\dot{x} + \lambda x = -F_z(v_0) - K_v \cdot \dot{x},$$

sau

$$m\ddot{x} + (\rho + K_v) \dot{x} + \lambda x = -F_z(v_0) \quad (2.33)$$

Din ecuație rezultă că pentru  $\rho + K_v < 0$ , adică pentru  $K_v < 0$  sistemul devine instabil, adică în sistem apar autovibrații.

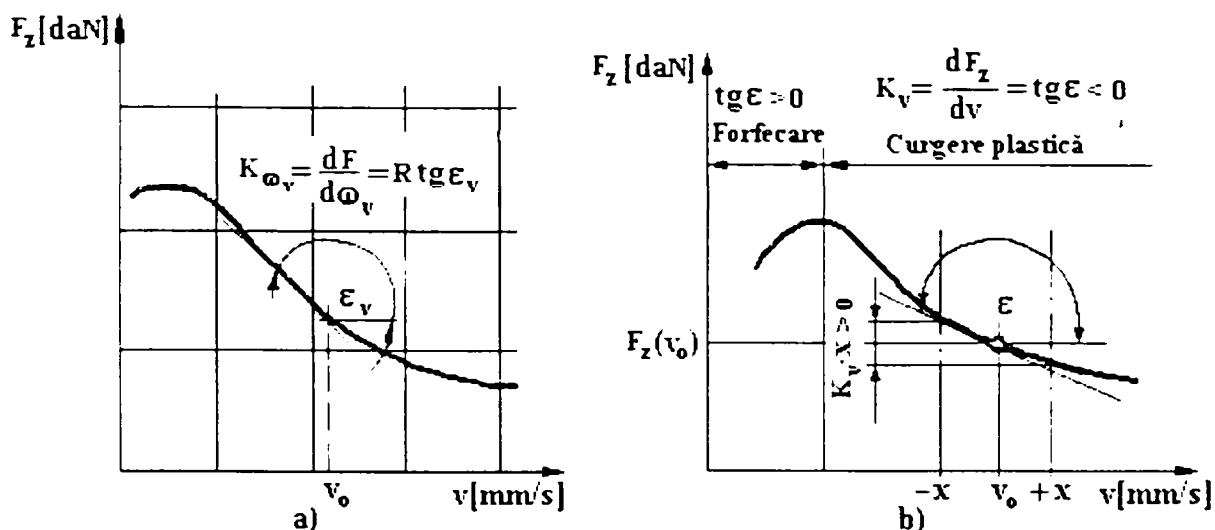


Fig. 2.7. Variația forței de așchiere în funcție de viteză: a) determinarea coeficientului  $K_{\omega_v}$ ; b) determinarea coeficientului  $K_v$  [85]

Din aceste considerații simplificate se constată ușurința cu care pot apărea vibrațiile, datorită parametrilor așchierii prezenți în orice proces de așchiere.

### 2.2.6. Grosimea variabilă a așchiei

Principala cauză interioară a procesului de așchiere care produce autovibrații în timpul așchierii este variația grosimii așchiei  $a_0$ , care la rândul ei este provocată de vibrațiile forțate ale sistemului MUDPS. Pentru studiul influenței grosimii așchiei asupra apariției autovibrațiilor, se va considera așchiera în condițiile dinamice de așchiere din figura 2.8) [85].

Din cauza neomogenității materialului, sau a unei alte cauze care provoacă variația forței de așchiere cu  $dF$  se vor produce în sistemul considerat mișcări vibratorii. Datorită acestor mișcări, grosimea așchiei se va modifica (fig.2.8.b). Variația grosimii așchiei ( $a_0$ ) se produce în funcție de timp, ea depinde de viteza de pătrundere  $\dot{y}$  și de variația vitezei de așchiere  $v_0 + dv$ .

Elementul de creștere  $dv$  se poate scrie în funcție de viteza unghiulară  $\omega_v$ :

$$dv = R \cdot d\omega_v \quad (2.34)$$

unde

$R$  – este raza piesei care se prelucrează;

$\omega_v$  – viteza unghiulară  $\omega_v = \frac{2\pi}{T} = 2\pi \cdot n$  [1/s];

unde

$n$  – turația piesei care se prelucrează, în [rot/min];

$T$  – durata unei rotații  $T = \frac{1}{n}$ , în [min].

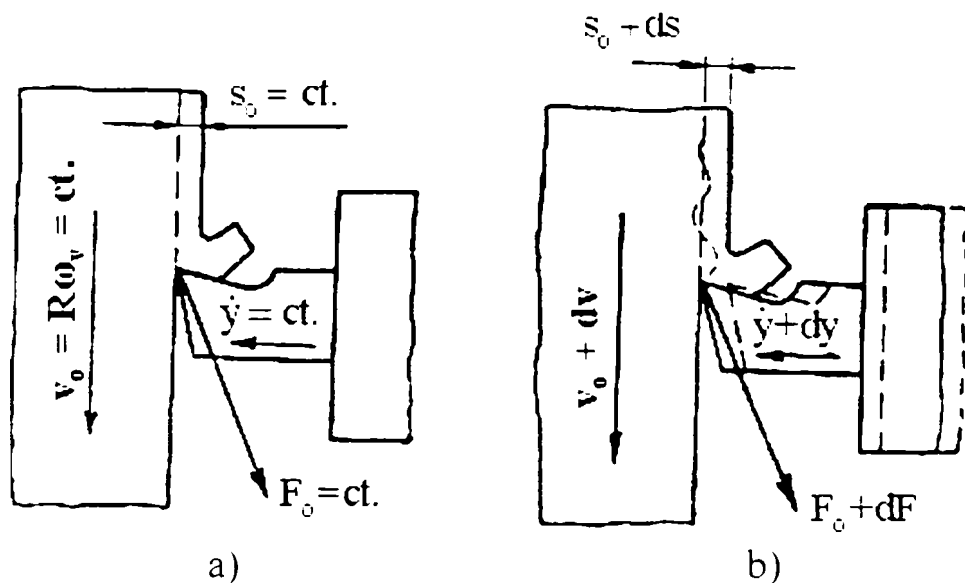


Fig.2.8. Variația grosimii așchiei: a) așchiere fără vibrații; b) așchiere cu vibrații [85].

Forța de așchiere ( $F_0$ ) variază și depinde de variația adâncimii de așchiere, de viteza de pătrundere ( $\dot{y}$ ) și de viteza unghiulară a piesei ( $\omega_v$ ).

În condițiile unei așchieri statice (fără vibrații) parametrii așchierii sunt:

- forța de așchiere ( $F_0$ );
- grosimea așchiei  $a_0 = s_0 = \text{const.}$ ;
- viteza de așchiere  $v_0 = R \cdot \omega_v = \text{const.}$ ;
- viteza unghiulară ( $\omega_v$ ) a piesei.

Cu aceste precizări, în condițiile unei așchieri liniștite, variația forței de așchiere se poate exprima astfel:

$$dF_o = K_s \cdot ds + K_v \cdot dv_o,$$

sau

$$dF_o = K_s \cdot ds + K_{\omega_v} \cdot d\omega_v \quad (2.35)$$

în care  $K_s$  și  $K_{\omega_v}$  se pot stabili din condițiile:

$$K_s = \left( \frac{\partial F_o}{\partial s_o} \right)_{d\omega_v=0} \quad \text{și} \quad K_{\omega_v} = \left( \frac{\partial F_o}{\partial \omega_v} \right)_{ds=0}$$

În cazul existenței unor vibrații, variația forței de așchiere se poate scrie:

$$dF = K_1 \cdot ds + K_2 \cdot dy + K_3 \cdot d\omega_v \quad (2.36)$$

Coeficienții  $K_1$ ;  $K_2$ ;  $K_3$  se determină experimental din condițiile:

$$K_1 = \left( \frac{\partial F}{\partial s_o} \right)_{dy=d\omega_v=0}; \quad K_2 = \left( \frac{\partial F}{\partial y} \right)_{ds=d\omega_v=0}; \quad K_3 = \left( \frac{\partial F}{\partial \omega_v} \right)_{ds=dy=0};$$

Coeficienții  $k_1$ ,  $k_2$  și  $k_3$  sunt însă dependenți și de coeficienții din ecuația mișcării fără vibrații (2.35), astfel se poate scrie:

$$dF = K_1 ds + (K_s - K_1) \frac{2\pi}{\omega_v} \cdot dy + \left[ K_{\omega_v} - \frac{s_o}{\omega_v} (K_s - K_1) \right] d\omega_v \quad (2.37)$$

În această ecuație apare un singur coeficient dinamic  $K_1$  care se referă la variația grosimii așchiei,  $K_s - K_1$  este un coeficient de pătrundere a cuțitului în material, iar  $K_{\omega_v}$  este coeficientul de viteză.

Dacă așchiera se face cu scule care au mai multe muchii așchietoare (tăișuri), având un singur grad de libertate, vibrațiile care apar vor provoca o variație a forței de așchiere, a cărei expresie va avea forma:

$$dF = \frac{z_c}{z} K_1 ds + \frac{z_c}{z} (K_s - K_1) \frac{2\pi}{\omega_v} dy + \left[ z_c K_{\omega_v} - \frac{z_c}{z} (K_s - K_1) \frac{s_o}{\omega_v} \right] d\omega_v \quad (2.38)$$

unde

$z_c$  – este numărul total de muchii tăietoare;

$z$  – este numărul muchiiilor care lucrează simultan.

Evidențierea legăturii dintre coeficienți se poate face în două moduri:

- unul când se consideră o așchiere cu viteză constantă și avansul variabil și dacă numărul de muchii așchietoare este  $z$ , atunci pe o muchie revine  $s_o/z$  va avea o variație ca în figura 2.6. Variația forței de așchiere la creșterea avansului  $ds_o$ , va fi:

$$dF = \frac{z_c}{z} K_s \cdot ds_o \quad (2.39)$$

Înlocuind în (2.36)  $ds = \frac{z_c}{z} \cdot ds_o$  și  $dy = ds_o \frac{\omega_v}{2\pi}$ , se obține:

$$dF = \frac{z_c}{z} \cdot K_1 \cdot ds_o + K_2 \frac{\omega}{2\pi} ds_o = \frac{z_c}{z} K_s ds_o \quad (2.40)$$

de unde se poate exprima coeficientul  $K_2$ :

$$K_2 = \frac{z_c}{z} (K_s - K_1) \frac{2\pi}{\omega_v} \quad (2.41)$$

- al doilea mod când se consideră avansul constant și variabilă viteza de așchiere sau viteza de rotație a piesei, respectiv a sculei, se obține o variație a forței de așchiere în funcție de viteză (fig.2.7), având valorile  $ds=0$ ,  $dy = s_o \frac{d\omega_v}{\omega_v}$ , care se înlocuiesc în relația (2.36) și se obține:

$$z_c \cdot K_{\omega_v} \cdot d\omega_v = K_2 \frac{s_o}{2\pi} d\omega_v \quad (2.42)$$

de unde se poate exprima  $K_3$ :

$$K_3 = z_c \cdot K_{\omega_v} - K_2 \frac{s_o}{2\pi} = z_c K_{\omega_v} - \frac{z_c}{z} (K_s - K_1) \frac{s_o}{\omega_v} \quad (2.43)$$

Variația forței de așchiere dată de relațiile (2.36) și (2.37) corespunde pentru valori mici ale lui  $s$ ,  $\dot{y}$  și  $\omega_v$  când coeficienții  $K_1$ ,  $K_2$  și  $K_3$  pot fi considerați constanți și deci valabile relațiile (2.41) și (2.43).

Din cercetările efectuate s-a constatat că se pot admite valori aproximativ constante pentru  $K_1$  și  $K_2$  și în cazul unor viteze mai mari.

### 2.2.7. Efectul perturbator al forței de așchiere față de viteza de așchiere

Inerția procesului de formare a așchiilor, explică apariția autovibrațiilor prin aportul de energie în sistem, cauzat de variația cu întârziere a forței dinamice de așchiere în raport cu viteza instantanee de așchiere (fig.2.9), [60, 89].

Explicația fizică a rămânerii în urmă a forței dinamice de așchiere în raport cu variația vitezei de așchiere poate fi realizată dacă se iau în considerare fenomenele plastice și termice din zona de contact așchie – suprafață de degajare a sculei.

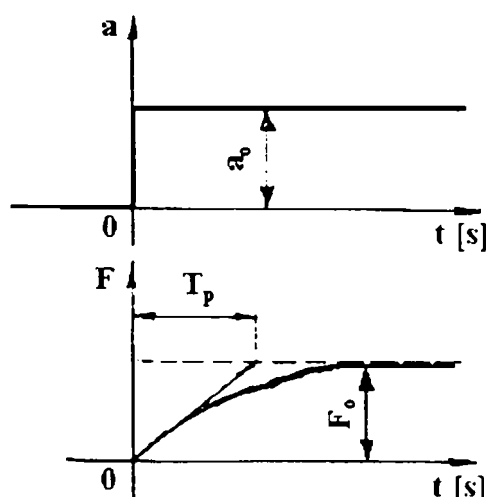


Fig. 2.9. Variația cu rămânere în urmă de parametru  $T_p$  [60, 89].

Mărimea și variația forței dinamice de așchiere sunt determinate de mărimea și variația forței de frecare așchie-sculă (fig.2.10), dependentă de temperatura feței de degajare a sculei, la rândul ei, funcție de viteza de așchiere, de grosimea așchii și de temperatura din planul de forfecare [89]. La o variație a vitezei de așchiere forța de frecare așchie-sculă variază instantaneu, în planul de forfecare și deci a temperaturii pe fața de degajare [60, 88, 89], însă noua valoare a forței de frecare și implicit noua valoare a forței dinamice de așchiere se stabilizează numai după ce elementele așchii, formate după variația vitezei de așchiere vor acoperi întreaga lungime de contact așchie-sculă, conducând astfel la o variație cu rămânere în urmă a forței dinamice față de viteza de așchiere.

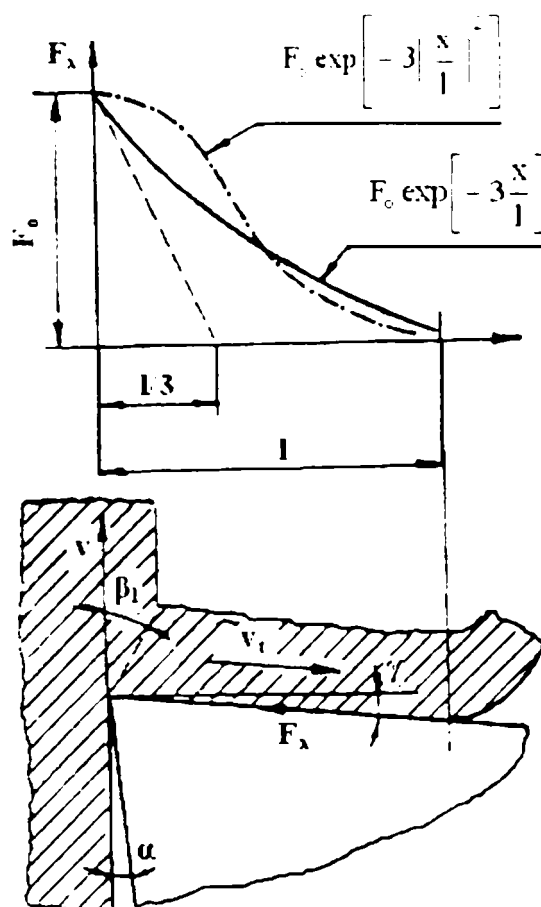


Fig. 2.10. Variația forței de frecare  $F_{(x)}$  în funcție de lungimea de contact  $l$  [88].

În esență, fenomenul de rămânere în urmă este explicat prin inerția transmiterii căldurii, ceea ce implică o inerție a formării așchii în noile condiții în care se desfășoară procesul de așchiere, condiții generate de un impuls modificator oarecare.

Parametrul  $T_p$  depinde de lungimea de contact „ $l$ ” așchie-suprafață de degajare a sculei, de viteza instantanee de așchiere și de contracția așchii, fiind cu atât mai mare cu cât viteza este mai mică și cu cât tasarea așchii este mai mare.

Acceptând o variație exponențială a forței de frecare pe suprafața de contact așchie-sculă (fig. 2.10), Kudinov și Eliasberg [36, 60] deduc ecuația diferențială de variație cu rămânere în urmă a forței dinamice față de viteza instantanee de așchiere:

$$T_p \cdot \dot{F} + F = -H \cdot v, \quad (2.44)$$

iar în condițiile inițiale considerându-se:  $F(0) = 0$  și  $v(0) = 0$ , unde



$F$  = forța dinamică de așchiere, în [N];

$H$  = panta caracteristicii statice forță-viteză de așchiere, în [N·s/m];

$T_p$  = parametrul variației cu rămânere în urmă, în [s], fig. 2.9;

$v$  = viteza instantanee de așchiere, în [m/s].

Din cele relatate rezultă că asupra rămânerii în urmă forță dinamică-viteză de așchiere se manifestă două influențe ale vitezei, o influență instantanee a vitezei de așchiere și o influență ce generează rămânerea în urmă a forței față de viteză. Zars face această diferențiere [89] ajungând la următoarea expresie a dependenței  $F-v$  :

$$T_p \cdot \dot{F} + F = -H \cdot v + (1-\lambda) \cdot T_p \cdot \frac{d(H \cdot v)}{dt} \quad (2.45)$$

unde

$\lambda$  – este un parametru ce caracterizează raportul dintre influența vitezei ce generează rămânerea în urmă a forței dinamice și influența generală a vitezei. Pentru  $\lambda = 1$ , influența instantanee a vitezei de așchiere este nulă.

În figura 2.11 se prezintă influența vitezei de așchiere asupra parametrului  $T_p$  de rămânere în urmă și asupra frecvenței ( $f$ ) a autovibrațiilor apărute la limita de stabilitate, în următoarele condiții de așchiere:  $s = 0,24$  [mm/rot],  $a = 0,21$  [mm],  $\gamma = 0$  și  $\chi = 60^\circ$ , [89].

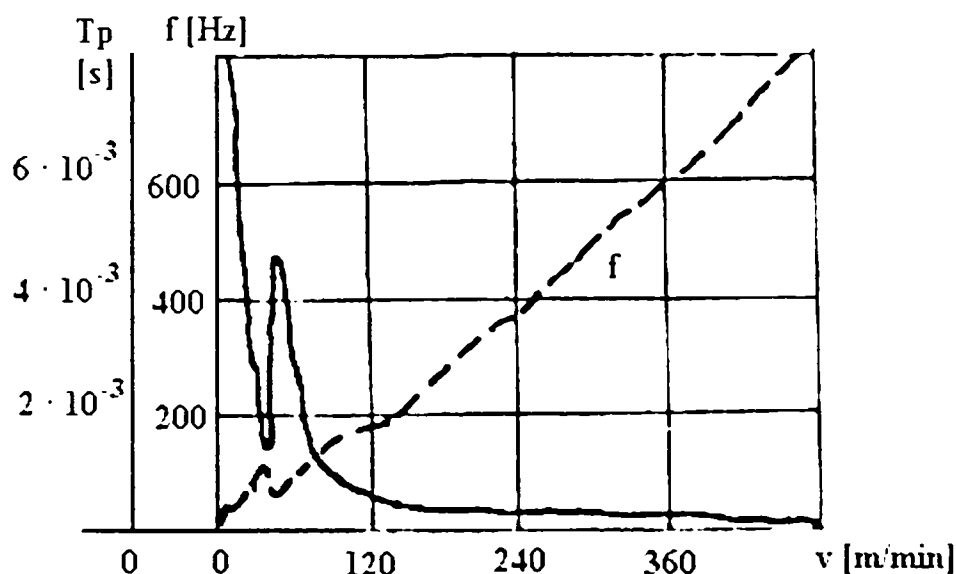


Fig. 2.11. Influența vitezei de așchiere asupra parametrului  $T_p$  și asupra frecvenței ( $f$ ) a autovibrațiilor [89].

V.A. Kudinov [60] stabilește pentru constanta de timp a procesului de formare a așchiilor, relația:

$$T_p = \frac{m}{n} \cdot \frac{a_o \cdot \xi_o}{v} \quad (2.45)$$

unde

$a_o$  – grosimea dată a stratului de așchiat;

$\xi_o$  – valoarea medie a coeficientului de tasare a așchiei pe fața de degajare a sculei;

$v$  - viteza de așchiere;

$m/n$  – coeficient constant, care depinde de material,  $m$  ține seama de coeficientul de îngroșare, iar  $n$  de coeficientul de contracție longitudinal al așchii. În cazul proceselor de așchiere staționare raportul  $m/n=4$  pentru oțel și  $m/n=3.5$  pentru cupru, iar în cazul proceselor de așchiere variabile  $m/n=1\sim 1.5$ .

În figura 2.12.a, se compară valorile experimentale a constantei de timp (linie continuă) cu valori calculate în baza relațiilor lui Kudinov la  $\xi_0 = 2.6$  și  $\xi_0 = 4.2$  pentru  $m/n = 1.5$  și  $m/n = 1$ . În figura 2.12.b, se prezintă influența unghiului de degajare asupra lui  $T_p$ , prin variația coeficientului de tasare datorită variației unghiului de degajare.

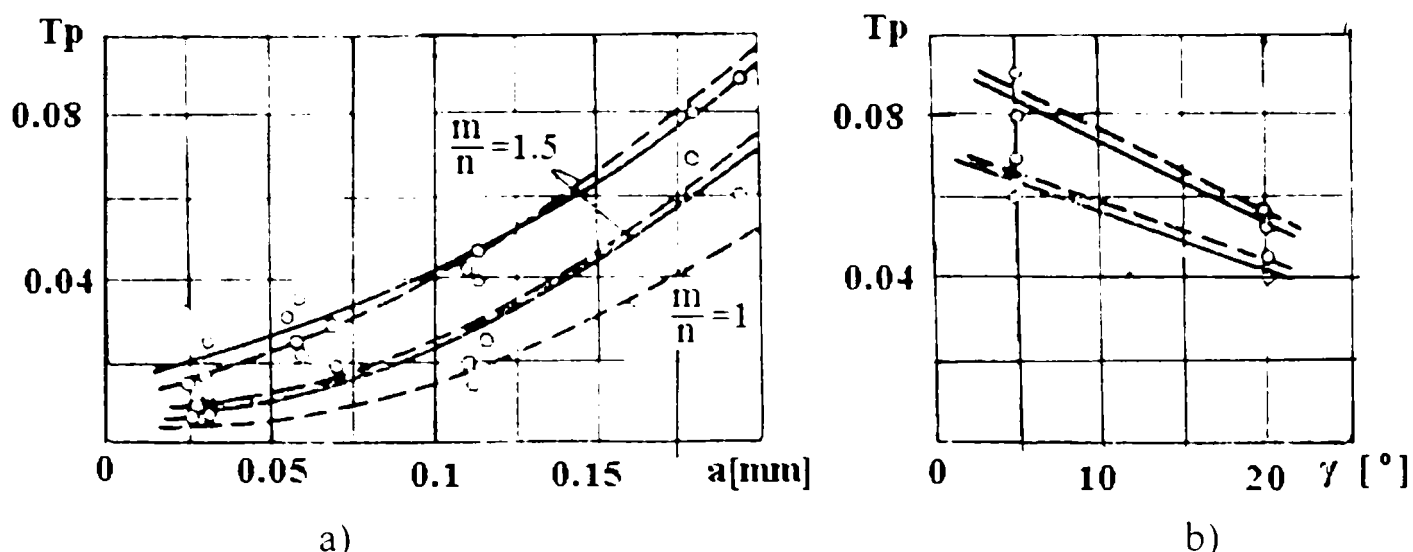


Fig.2.12. Variația parametrului  $T_p$ : a) în funcție de grosimea de așchiere  $a$ ; b) în funcție de unghiul de degajare  $\gamma$  [60].

Experiențele au demonstrat, că o influență asupra parametrului  $T_p$  o au și depunerile pe tăiș, tot prin modificarea coeficientului de tasare al așchii pe fața de degajare a sculei.

### 2.2.8. Depunerile de pe tăișul sculei

Formarea și căderea depunerilor de pe tăișul sculei pot induce în sistemul de prelucrare prin așchiere vibrații autoexcitate care se transmit atât sculei cât și piesei.

Depunerile pe tăiș (fig.2.13) având o zonă în care metalul este în stare de repaus și o altă zonă în care materialul se deplasează cu o viteză care variază de la zero la viteza de așchiere. În primul moment al formării depunerii înălțimea ei este relativ mică. Scula încălzită din timpul formării depunerii precedente nu reține materialul așchii. Dar pe măsura răcirii sculei, înălțimea reală a depunerii se mărește într-un ritm rapid. Când depunerea atinge înălțimea sa limită se produce alunecarea și distrugerea ei. În primul moment al alunecării, variația grosimii stratului de așchiat este neînsemnată, deoarece proeminența depunerii se deplasează în direcția vitezei de așchiere. După aceea variația grosimii stratului de așchiat crește brusc, terminându-se cu îndepărtarea unei grosimi suplimentare a așchii, ceea ce provoacă variația forței de așchiere introducând vibrații în sistemul tehnologic al mașinii-unelte.

Graficele de variație ale pulsațiilor  $\omega$ , ale amplitudinilor  $A$ , ale pulsațiilor de rupere ale depunerilor  $\omega_d$  și ale înălțimii acestora  $h$ , în funcție de variația vitezei de

așchiere  $v$ , sunt prezentate în figura 2.14.

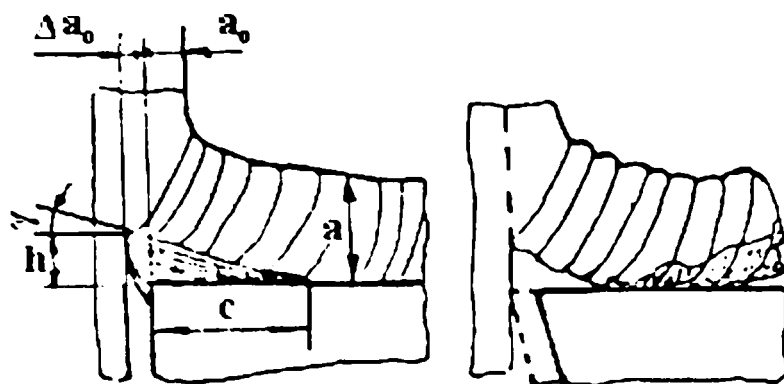


Fig. 2.13. Formarea depunerilor pe tăiș [60].

În acest caz, nu poate fi neglijată periodicitatea formării depunerilor, deoarece vibrațiile mașinilor-unelte interacționează cu autovibrațiile procesului de așchiere, reprezentat prin ruperea periodică a așchiilor și depunerilor de pe tăișul sculei așchietoare.

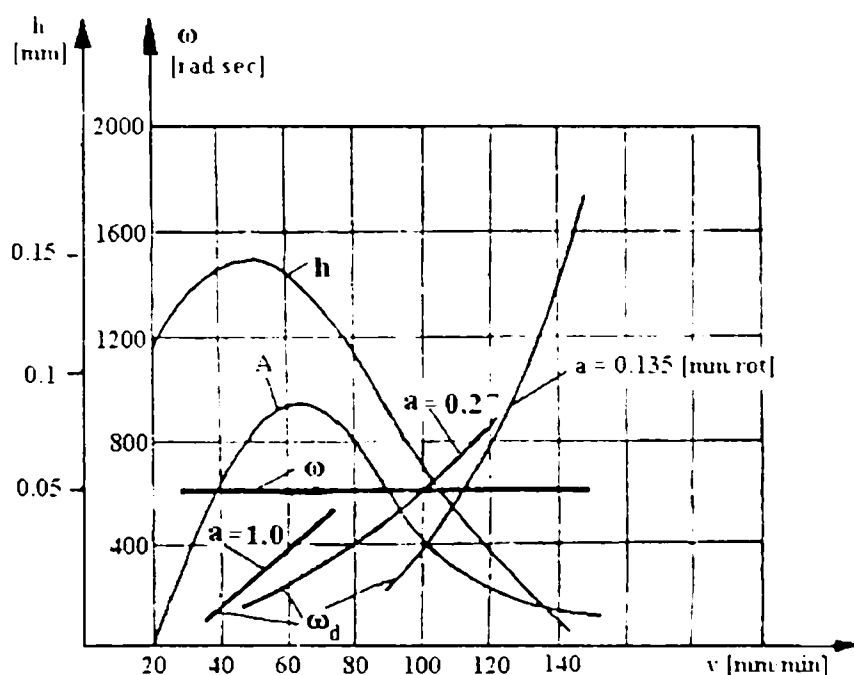


Fig. 2.14. Depuneri pe tăiș: amplitudinea, înălțimea, pulsația ruperilor și pulsația formării depunerilor în funcție de viteza de așchiere [60].

Amplitudinea autovibrațiilor prezintă un maxim la o viteză de așchiere de 45-50 [m/min].

### 2.2.9. Influența urmelor de la trecerea precedentă

La realizarea proceselor tehnologice reale, în primul rând în cazul strunjirii longitudinale, după îndepărtarea primului strat de material, datorită excitării primare a vibrațiilor, acestea provoacă apariția unor ondulații puțin adânci, adesea imperceptibile pe suprafața prelucrată.

Ondulațiile existente pe suprafața prelucrată la un regim vibratoriu, intensifică procesul vibratoriu de la începutul strunjirii. Adeseori s-a observat că în cazul în care

la strunjire au apărut vibrații puternice, undulațiile suprafeței nu au putut fi detașate nici după câteva treceri efectuate la regimuri care nu dau naștere la vibrații. Acest mod de introducere a vibrațiilor este denumit excitare secundară [36, 46, 60].

În urma studierii proceselor vibratorii în prezența excitării secundare, s-a stabilit că atunci când strunjirea se face pe o suprafață care prezintă urme de vibrații, oscilațiile care apar sunt decalate înapoi față de vibrațiile trecerii precedente (fig.2.15), cu aproximativ  $90^\circ$  [49], iar în unele cazuri, la diferite regimuri s-au observat rămăneri în urmă cuprinse între  $70^\circ$  și  $120^\circ$ . O asemenea decalare se stabilește de la sine.

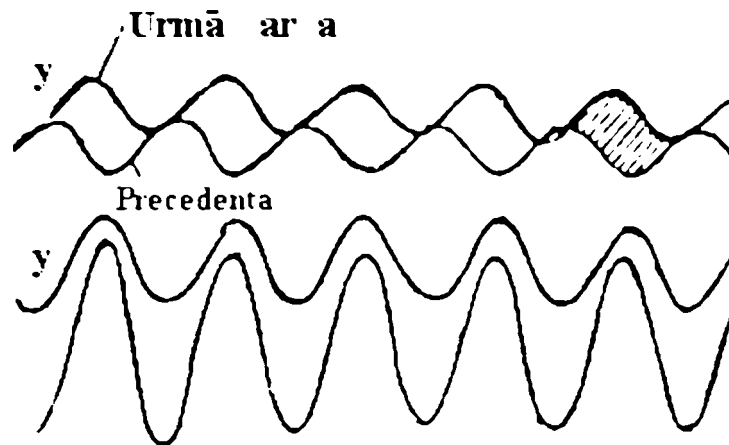


Fig. 2.15. Decalarea înapoi al vibrației următoare față de precedenta [49].

Dacă într-un moment oarecare decalarea este alta, efectul perturbării secundare scade și în câteva clipe vibrațiile se amortizează, până în momentul în care se atinge decalarea necesară.

Prezența perturbării secundare nu anihilează acțiunea perturbării primare, examinată înainte, însă în condițiile obișnuite ale strunjirii longitudinale, 85% din lucrul mecanic consumat pentru întreținerea vibrațiilor se datorește tocmai perturbării secundare.

Neglijând perturbarea primară, fenomenul strunjirii unei suprafețe cu undulații poate fi reprezentat, aproximativ printr-o ecuație [49] diferențială liniară de forma:

$$\ddot{y} + 2\eta\dot{y}(n^2 + \eta^2)y = A\eta^2 \sin \omega t \quad (2.47)$$

unde

$\eta$  – este un coeficient care depinde de condițiile de așchiere;

$\omega$  – este pulsația;

$n$  – este un coeficient care depinde de proprietățile elastice ale sistemului;

$A$  – este amplitudinea urmelor de vibrații.

Amplitudinea staționară din această ecuație nu poate fi determinată. Se poate stabili însă în ce condiții se amplifică și în ce condiții se amortizează vibrațiile la trecerea de la prelucrarea suprafeței precedente la prelucrarea următoare.

Acest principiu de amplificare a vibrațiilor este denumit în literatura de specialitate principiul intensificării treptate a vibrațiilor [49], vibrații regenerative [72], sau așchiera pe urme [60]. Considerând că acest factor nu numai că amplifică autovibrațiile în prezența factorilor primari, ci el poate duce singur la apariția autovibrațiilor.

Pentru deducerea principiului intensificării treptate a autovibrațiilor, în cazul cel mai simplu, se studiază sistemul vibrant, reprezentat în figura 2.16, având un singur grad de libertate și amortizare.

Acțiunea intensificării treptate a vibrațiilor poate fi explicat în felul următor: la un moment oarecare al prelucrării, sistemul mașinii începe să vibreze dintr-un motiv oarecare, pe suprafața prelucrată apare o ondulație care dispare după parcurgerea unei anumite lungimi (vibrația se amortizează) la cursa următoare, scula detașează în locul vibrat o așchie cu grosimea variabilă, iar apăsarea de așchiere variază periodic cu o frecvență egală cu aceea a primelor vibrații. Apăsarea de așchiere ( $P$ ) va intra în rezonanță producând noi vibrații, care determină apariția unei noi suprafețe ondulate, fenomenul repetându-se pentru fiecare trecere.

În continuare se presupune că la trecerea cu numărul de ordine  $n$  există o suprafață ondulată uniform și se determină condițiile în care amplitudinea vibrațiilor la trecerea  $n+1$  este egală cu cea de la trecerea  $n$ .

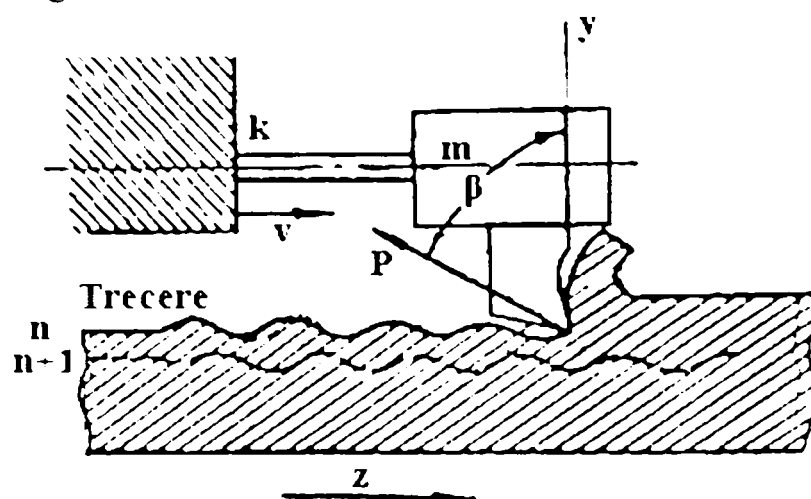


Fig. 2.16. Principiul intensificării treptate a vibrațiilor [49].

Sistemul vibrant este compus din masa  $m$  care conține scula așchietoare, legătura elastică de rigiditate  $k$  și coeficientul de amortizare  $c$  și un dispozitiv al mașinii care se mișcă uniform cu viteza de așchiere  $v$ .

Dacă amplitudinea suprafeței ondulate uniform obținută după trecerea  $n$  este notată cu  $A_n$ , ordonata cu  $y_n$ , mișcarea uniformă este dată de relația:

$$y_n = A_n \sin \omega t \quad (2.48)$$

La trecerea  $n+1$  abaterea sistemului se notează cu  $y_{n+1}$ . Între direcția apăsării de așchiere  $P$  și perpendiculara  $y$  pe suprafața prelucrată există unghiul  $\beta$ . Valoarea apăsării de așchiere este dată de expresia:

$$P = P_m - r \cdot y \quad (2.49)$$

unde

$y$  – este deplasarea cuțitului față de poziția medie măsurată în direcția  $y$ ;

$r$  – este un coeficient de proporționalitate denumit coeficient de adâncime al apăsării pe așchie.

Componenta variabilă  $\Delta P_y$  va fi:

$$\Delta P_y = r \cos \beta (y_n - y_{n+1}) \quad (2.50)$$

Ecuția mișcării la trecerea  $n$  este:

$$m\ddot{y}_{n+1} + c\dot{y}_{n+1} + ky_{n+1} = r \cos \beta (y_n - y_{n+1}) \quad (2.51)$$

sau

$$m\ddot{y}_{n+1} + c\dot{y}_{n+1} + (k + r \cos \beta)y_{n+1} = r \cos \beta A_n \sin \omega t \quad (2.52)$$

Din relația 2.52 se poate calcula amplitudinea vibrațiilor întreținute permanent:

$$A_{n+1} = \frac{c r \cos \beta A_n}{\sqrt{\left(\frac{k + r \cos \beta}{m} - \omega^2\right)^2 + c^2 \omega^2}} \quad (2.53)$$

Condiția la limită  $A_{n+1} = A_n$  este dată de relația:

$$r_{\text{lim}} \cos \beta = \sqrt{\left(\frac{k + r \cos \beta}{m} - \omega^2\right)^2 + c^2 \omega^2} \quad (2.54)$$

Cu aproximație se presupune că frecvența vibrațiilor este egală cu frecvența vibrațiilor proprii neamortizate ale sistemului cu masa  $m$  și rigiditatea  $k = r \cos \beta$ .

$$\omega^2 = \frac{k + r \cos \beta}{m}, \quad (2.55)$$

În acest caz (2.55) devine:

$$r_{\text{lim}} \cos \beta = c \sqrt{\frac{k + r \cos \beta}{m}}, \quad (2.56)$$

iar după introducerea valorii amortizării critice  $c_{\text{cr}}$ :

$$c_{\text{cr}} = 2 \sqrt{(k + r \cos \beta)m} \quad (2.57)$$

și după transformările corespunzătoare rezultă:

$$r_{\text{lim}} \cos \beta = \frac{k}{0,5 - \frac{c}{c_{\text{cr}}}} \quad (2.58)$$

Din ecuația (2.58) rezultă că în cazul unui sistem vibrant cu un singur grad de libertate pot lua naștere și se pot menține vibrații cu amplitudine constantă pentru o lățime suficientă a așchii (o valoare suficient de mare a lui  $r$ ), la un raport  $c/c_{\text{cr}} < 0,5$ .

### 2.2.10. Deplasarea relativă dintre sculă și piesă

Analiza fenomenului fizic al autovibrațiilor, se poate studia după figura 2.17, unde este reprezentată fiecare poziție relativă a vârfului sculei și variația stratului de așchiat [60].

În pozițiile 1, 2, 3 direcția vibrațiilor coincide cu forța  $F_z$ , deci lucrul mecanic ce acționează asupra sculei este pozitiv, iar în pozițiile 4, 5 și 6 coincide cu acesta, lucrul mecanic fiind negativ. Rezultă că într-un ciclu se efectuează lucrul mecanic pozitiv, care menține autovibrațiile și în prezența frecării (curba închisă 1, 2, 3, 4, 5, 6, 1).



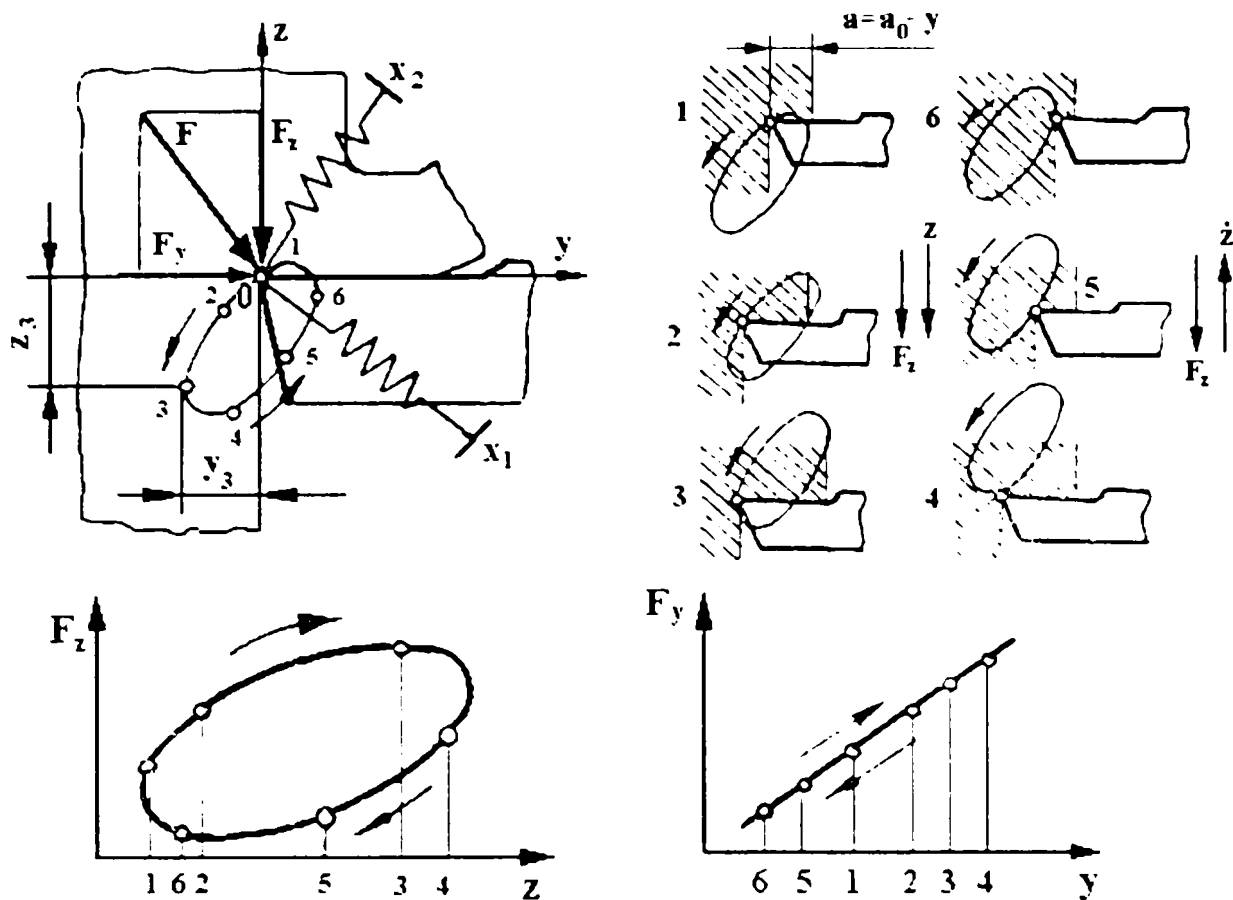


Fig.2.17. Traiectoria mișcării relative a sculei în procesul autovibrațiilor și diagramele lucrului mecanic [60].

Parcurgerea în sens invers a curbei închise de către muchia așchietoare, ar provoca lucru mecanic negativ amortizând mișcarea vibratorie în sistem.

Modelul mecanic echivalent pentru acest caz este prezentat în figura 2.18, care presupune piesa absolut rigidă, iar scula, suportul său și întregul lanț cinematic ca un punct material susținut de două resoarte, care acționează pe direcțiile a două coordonate normale.

Forța de așchiere  $F_{aș}$  se consideră aplicată în punctul „O” al cuțitului de masă  $m$  și are o variație liniară cu grosimea așchiei (fig.2.18).

Fie  $\alpha_{yy}$ ,  $\alpha_{zz}$  și  $\alpha_{yz}$  coeficienții de influență ce corespund legăturii elastice, cu precizarea că  $\alpha_{yz}$  reprezintă deplasarea cuțitului în direcția  $y$  produsă de forța unitară aplicată în direcția  $z$ .

Axele  $x_1Ox_2$  se numesc direcții principale ale rigidității și nu coincid cu direcțiile componentelor forței de așchiere.

Când cuțitul vibrează forța de așchiere are o variație egală cu:

$$F_{aș} = F_0 - ry \quad (2.59)$$

unde

$F_0$  – este forța de așchiere în regim fără vibrații;

$r$  – este coeficient constant de proporționalitate dintre variația grosimii așchiei și  $F_{aș}$ ;

$y$  – variația grosimii așchiei,

iar forțele de inerție  $-m\ddot{x}_1$  și  $-m\ddot{x}_2$  execută mișcări pe direcția axelor  $ox_1$  și  $ox_2$ .

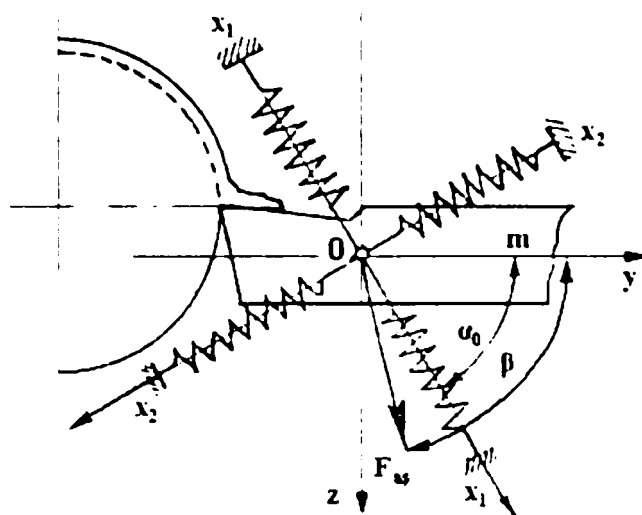


Fig.2.18. Modelul mecanic echivalent cu două grade de libertate [72].

Cu ajutorul coeficienților de influență  $\alpha_{yy} = \alpha_{11}$ ,  $\alpha_{zz} = \alpha_{22}$  și  $\alpha_{yz} = \alpha_{12} = 0$ , ecuația mișcării se scrie:

$$\begin{cases} x_1 = -\alpha_{11} m \ddot{x}_1 - \alpha_{11} r y \cos(\beta - \alpha_0) \\ x_2 = -\alpha_{22} m \ddot{x}_2 - \alpha_{22} r y \cos(\beta - \alpha_0) \end{cases} \quad (2.60)$$

Notând:  $\alpha_{11} = \frac{1}{k_1}$ ;  $\alpha_{22} = \frac{1}{k}$  și  $y = x_1 \cos \alpha_0 - x_2 \cos \alpha_0$ .

Cu cele prezentate mai sus și al coeficienților astfel exprimați, se pot scrie ecuațiile diferențiale ale mișcării:

$$\begin{cases} m \ddot{x}_1 + [k_1 + r \cos \alpha_0 \cos(\beta - \alpha_0)] x_1 - r \sin \alpha_0 \cos(\beta - \alpha_0) \cdot x_2 = 0 \\ m \ddot{x}_2 + r \cos \alpha_0 \sin(\beta - \alpha_0) x_1 + [k_2 - r \sin \alpha_0 \sin(\beta - \alpha_0)] \cdot x_2 = 0 \end{cases} \quad (2.61)$$

Ecuația caracteristică a pulsațiilor directe este:

$$\begin{vmatrix} m\lambda^2 + k_1 + r \cos \alpha_0 \cos(\beta - \alpha_0) & -r \sin \alpha_0 \cos(\beta - \alpha_0) \\ r \cos \alpha_0 \sin(\beta - \alpha_0) & m\lambda^2 + k_2 - r \sin \alpha_0 \sin(\beta - \alpha_0) \end{vmatrix} \quad (2.62)$$

Folosind notațiile:  $\sin \alpha_0 \sin(\beta - \alpha_0) = a$ ;  $\cos \alpha_0 \cos(\beta - \alpha_0) = b$  și introducând coeficienții adimensionali:  $k_1/r = \xi_1$  și  $k_2/r = \xi_2$ , ecuația caracteristică va fi:

$$\lambda^4 + (\xi_1 + b - a)\lambda^2 + \xi_1 \xi_2 - a \xi_1 + \xi_2 = 0, \quad (2.63)$$

iar rădăcinile ecuației caracteristice vor fi:

$$\lambda_{1,2}^2 = \frac{r}{m} [-A \pm \sqrt{D}] \quad (2.64)$$

unde

$$A = \frac{\xi_1 + \xi_2 + b - a}{2}; \quad D = A - [\xi_1 \cdot \xi_2 - a \xi_1 + b \xi_2]$$

Deoarece  $\xi_1 > 0$ ,  $\xi_2 > 0$  și  $b - a = \cos \beta > 0$ , rezultă că întotdeauna este

verificată condiția  $A > 0$ , în funcție de valorile  $A$  și  $D$  pot apare următoarele situații:

**Dacă  $D > 0$ ,  $A > \sqrt{D}$** , rezultă  $\lambda_1^2 < 0$  și  $\lambda_2^2 < 0$ , rădăcinile sunt pur imaginare, mișcarea este armonică, procesul de așchiere este stabil;

**Dacă  $D > 0$ ,  $A < \sqrt{D}$** , rezultă  $\lambda_1^2 < 0$  și  $\lambda_2^2 > 0$ , două rădăcini vor fi imaginare și două reale. Mișcarea rezultă din suprapunerea unei mișcări armonice și a două mișcări aperiodice, dintre care una amortizată, iar cealaltă crescătoare cu  $e^{\lambda_2 t}$ , procesul de așchiere este instabil;

**Dacă  $D < 0$** , pătratele pulsațiilor sunt complexe. Mișcarea rezultată se compune din suprapunerea a două oscilații pseudo-periodice, una amortizată, iar cealaltă cu amplitudine crescătoare  $e^{nt}$ , caz în care apare autovibrația, procesul de așchiere devine instabil;

**Dacă  $D = 0$** , rezultă că  $\lambda_1^2 = \lambda_2^2 = -\frac{r}{m} \cdot A$ , cazul poate fi considerat ca limită de stabilitate, având ecuația:

$$\left[ \xi_2 - \xi_1 \right]_{1,2} = a + b \pm 2\sqrt{ab} = \left[ \sqrt{a} \pm \sqrt{b} \right]^2 \quad (2.65)$$

Experimental și prin calcul s-a dovedit că frecvența procesului autovibrator este foarte apropiată de frecvența proprie a sistemului tehnologic, fără a fi egală cu ea și nu are nici o legătură cu viteza unghiulară a arborelui principal sau a vreunui arbore din lanțul cinematic al sistemului respectiv.

Datorită forțelor de frecare din sistem amplitudinea autovibrațiilor se stabilizează în jurul unei anumite valori finite, figura 2.19, dar uneori aceasta este atât de mare, încât desfășurarea procesului de așchiere nu mai este posibil.

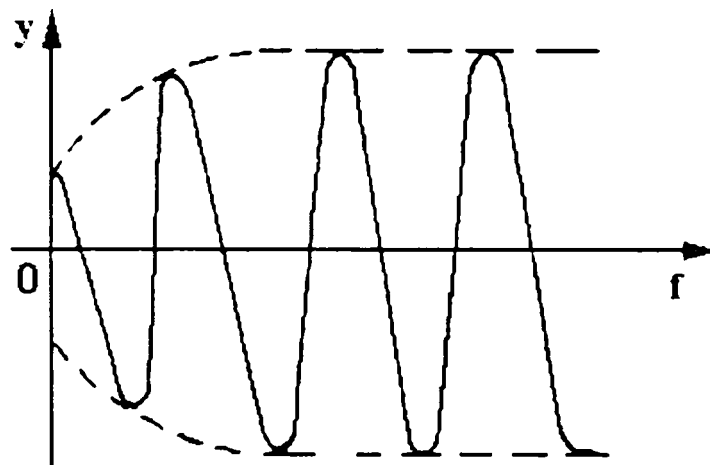


Fig. 2.19. Limitarea amplitudinii autovibrațiilor de către forțele de frecare.

Lucrul mecanic rezultat din parcurgerea într-un sens și altul ar fi nul, iar mișcarea vibratorie s-ar amortiza datorită pierderilor de energie necesare învingerii forțelor de frecare.

Din succinta prezentare a apariției autovibrațiilor rezultă că modelul pe care se studiază acest gen de vibrații trebuie să aibă minim două grade de libertate. Dacă s-ar încerca reducerea sistemului elastic la un grad de libertate, atunci curba descrisă de muchia așchitoare a sculei în mișcarea vibratorie s-ar reduce la o dreaptă.

### 3. INTRODUCEREA VIBRAȚIILOR ÎN PROCESUL DE AȘCHIERE

#### 3.1. Efectele produse de vibrații la așchiere

Apariția așchiilor continui în procesul de așchiere a materialelor cu plasticitate mare înrăutățește prelucrabilitatea acestora, datorită înfășurării lor în jurul sculelor și a pieselor, lucru care duce în cele din urmă la ruperea sculei și deteriorarea piesei, dacă procesul de așchiere nu este oprit în vederea evacuării așchiilor din zona de formare, opriri care duc la scăderea drastică a productivității atât pe mașinile clasice cât și pe cele automate.

Introducerea vibrațiilor în procesul de așchiere asigură fragmentarea efectivă și sigură a așchiilor rezultate, ceea ce se prezintă ca una din condițiile de bază pentru realizarea prelucrării de înaltă productivitate, atât pe mașinile-unelte universale cât și pe mașinile-unelte automate.

Aplicarea așchierii cu vibrații nu contravine căutării mijloacelor pentru reducerea vibrațiilor dăunătoare. Cunoașterea esenței fizice a fenomenelor care concură la producerea vibrațiilor dăunătoare și folosirea corectă a lor, pot duce la rezultate practice utile și la aplicarea lor în producție .

O problemă în prelucrarea prin așchiere a materialelor care dau așchii continui, o constituie fragmentarea și îndepărtarea lor din zona de așchiere în cazul mașinilor-unelte automate și a celor care folosesc regimuri intensive de prelucrare. Odată șpanul fragmentat, el se poate îndepărta ușor atât din zona de lucru cât și din instalații sau secții prin mecanizare.

Ca metode de fragmentare a așchiilor se folosesc fie ascuțirea specială a sculelor (practicarea unor canale sau praguri pe fețele de degajare a acestora, fie montarea pe suprafețele de degajare a sculelor a unor praguri detașabile, fie echiparea mașinii-unelte cu instalații care permit întreruperea periodică a avansului sculei tăietoare, respectiv realizarea așa zisei „așchieri discrete”, sau îndepărtarea rapidă a sculei în direcția contrară avansului așchierii [4, 36, 77, 81, 82, 109].

La aplicarea metodei de întrerupere periodică a avansului deformațiile elastice ale sistemului MUDPS nu permit întreruperea instantanee a procesului de așchiere, iar în cazul unor mase mari care execută mișcarea de avans există posibilitatea apariției mișcării „stick-slip”, mișcare care poate induce în sistem vibrații nedorite. Datorită revenirilor elastice din corpul sculelor și a pieselor, pe suprafețele prelucrate apar adâncituri sub forma unor canale în zona de oprire a avansului, astfel calitatea suprafeței prelucrate va fi inferioară celei programate. De asemenea oprirea repetată a procesului de așchiere are ca și consecință diminuarea productivității muncii.

Pentru fragmentarea așchiilor, mai de perspectivă și mai universală apare folosirea așchierii cu vibrații. Așa cum arată experimentele de laborator, introducerea vibrațiilor de parametrii optimi, micșorează intensitatea uzurii sculei din cauza scăderii forțelor de așchiere, scade temperatura de lucru în zona de așchiere, crește eficiența folosirii lichidelor de ungere și mărește calitatea suprafețelor prelucrate.

Un efect benefic al introducerii vibrațiilor în așchiera metalelor îl constituie

aplicația la găurirea orificiilor obișnuite și adânci, când așchiile mărunțite pot fi evacuate ușor, se împiedică formarea dopurilor pe canalele de degajare, dopuri care sunt surse pentru ruperea burghiilor.

Aplicarea prelucrării prin așchiere cu vibrații permite realizarea mecanizării unor operații, pentru care folosind metoda obișnuită de așchiere se aplică în general munca manuală, iar folosirea vibrațiilor la un șir de operații crează condiții mai benefice și stabile pentru lucrul sculelor. Din rândul acestor operații tehnologice fac parte, găurirea orificiilor de diametru redus ( $1,0-3,0$  mm), în piesele din materiale cu plasticitate ridicată, al găuririi orificiilor înclinate. În general aceste găuriri se fac cu avans manual și supraveghere continuă a procesului de așchiere de către operator. Încercările de mecanizare a avansului în acest caz sunt legate de ruperea în masă a burghiilor.

O altă operație de găurire la care poate fi îmbunătățită productivitatea este operația de găurire adâncă ( $l/d=10-50$ ) și foarte adâncă ( $l/d>50$ ), care în condițiile obișnuite de prelucrare presupune retragerea repetată a sculei din așchiere pentru evacuarea așchiilor și răcire, ceea ce înseamnă un mare volum de muncă și productivitate scăzută. Prin introducerea vibrațiilor în acest caz se asigură o fragmentare sigură a așchiei, posibilitatea evacuării lor cu ajutorul lichidului de răcire și ungere (LUR), sub presiune, cu o răcire mai bună a sculei și a piesei fără retragerea burghiului din așchiere, ceea ce duce la mărirea productivității muncii.

Un alt domeniu de aplicare al vibrațiilor în așchiera metalelor este la operațiile de filetare cu tarodul al orificiilor străpunse sau înfundate, operații dificile, deoarece stratul de material se deformează elastic și plastic în spatele dintelui tarodului, ceea ce duce de foarte multe ori la fenomenul de înțepenire al tarodului în orificiu și la ruperea lui, dacă nu se iau măsuri de deblocare. Deblocarea tarozilor în astfel de situații se face prin rotiri de scoatere din așchiere în sens invers (retragere a tarodului), lucru ce duce la scăderea productivității operației.

Aplicarea vibrațiilor la așchiere înlocuiește interacțiunea continuă a suprafețelor de lucru ale sculei cu materialul de prelucrat prin acțiune discontinuă și prin aceasta se oferă materialului timpul necesar amortizării tensiunilor elastice și stabilizarea deformațiilor plastice ale materialului (datorită frecărilor interne de natură văsko-plastică) [77], lucru care împiedică fenomenul de înțepenire, precum și o mai bună penetrare a LUR în zona de așchiere, lucru care concură și el la îmbunătățirea condițiilor de așchiere.

Pentru stabilirea rațională a condițiilor de prelucrare mecanică trebuie cercetată în mod complex, în baza elucidării mecanismului fizico-chimic al procesului de așchiere și a fenomenelor de bază care le determină, cinematica procesului de așchiere și însușirile dinamice ale sistemului MUDPS la stările de tensiune, deformațiile plastice și deteriorările în zona de așchiere, frecarea pe suprafețele de contact, precum și alți factori.

Toți acești factori care concură la realizarea unei prelucrări mecanice raționale și interdependența dintre ei, pot fi aranjați într-o schemă structurală a elementelor de bază care compun operația de prelucrare [81, 82].

Schema structurală a prelucrării mecanice cuprinde și parametrii primari și secundari ai prelucrării precum și legătura reciprocă dintre ei (fig.3.1.) [81].

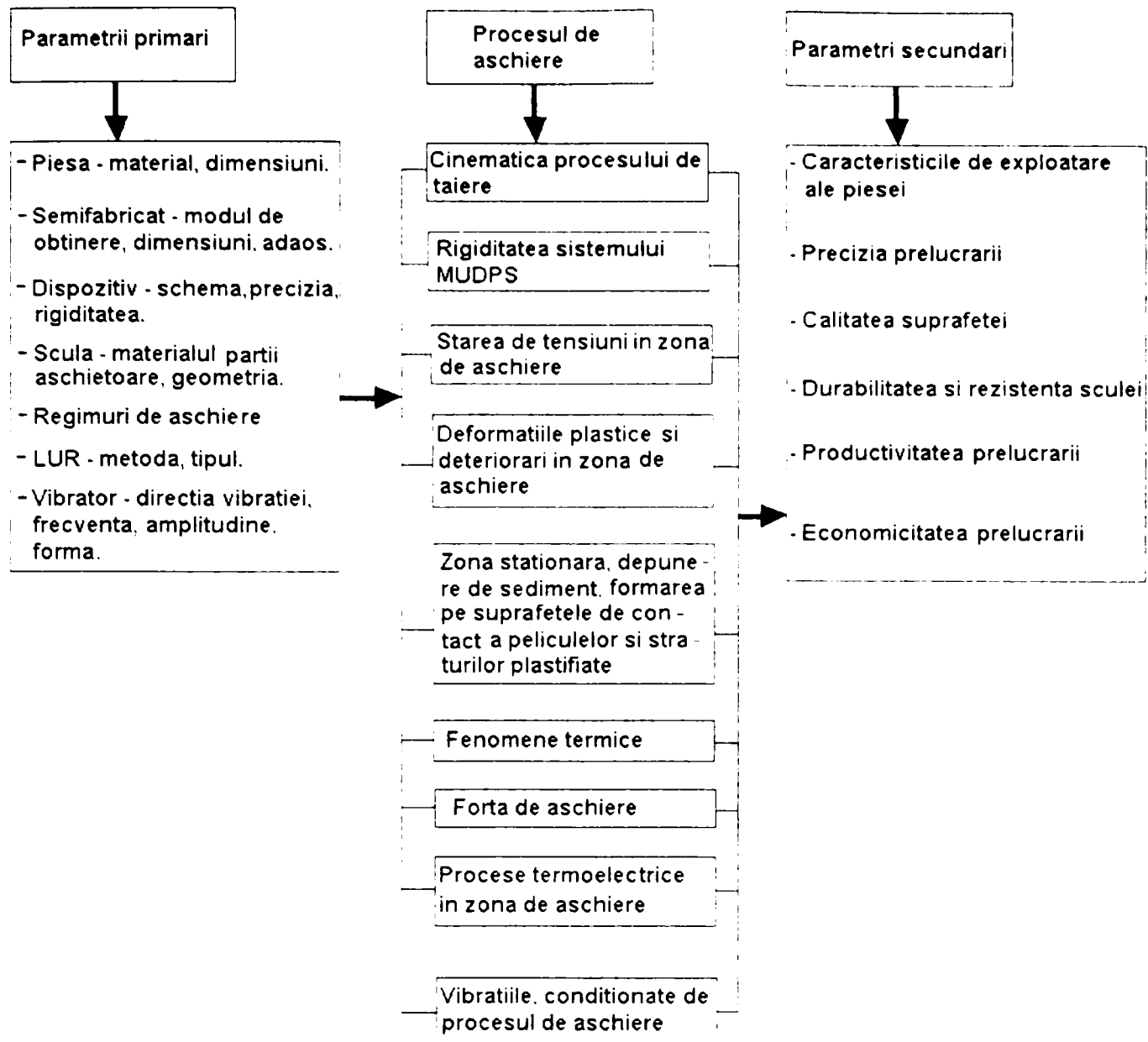


Fig. 3.1 Schema structurală a unei prelucrări mecanice [81].

Parametrii primari sunt dați de proiectant și tehnolog, iar parametrii secundari determină rezultatele prelucrării mecanice. De menționat că în cadrul acestei scheme parametrii primari și secundari pot fi completați pe măsura perfecționării proceselor de așchiere, schema nefiind una atotcuprinzătoare.

În determinarea legăturilor reciproce a parametrilor primari și secundari, respectiv în stabilirea esenței fizico-chimice a procesului de așchiere, o importanță însemnată o are rigiditatea Sistemului Elastic MUDPS și vibrațiile care apar.

Vibrațiile la așchiere pot fi introduse din exterior cu ajutorul vibratoarelor (mecanice, electrice, electrohidraulice, pneumatice, ultrasonice, etc.), sau să apară ca rezultat al procesului de așchiere însăși (vibrații libere, forțate sau autovibrații).

**În cazul introducerii vibrațiilor în mod voit, ele întotdeauna vor avea o direcție determinată, cu frecvență, amplitudine și forma oscilației care să îmbunătățească procesul de așchiere. În acest caz vibrațiile aparțin parametrilor primari ai procesului de așchiere.**

În cazul vibrațiilor care apar ca rezultat al particularităților procesului de așchiere, direcția, frecvența, amplitudinea și forma lor, în majoritatea cazurilor



înrautătesc rezultatele așchierii, ele scad durabilitatea și rezistența sculelor, precizia și calitatea suprafeței. Cunoașterea esenței fizice a prelucrării mecanice, permite alegerea parametrilor primari (fără aplicarea vibratorului ) astfel încât se pot obține vibrații condiționate de procesul așchierii în direcția, de frecvența și amplitudinea optimă, lucru ce permite transformarea vibrațiilor dăunătoare în vibrații utile.

Caracterul legăturii reciproce între unele elemente din schema structurală a prelucrării mecanice este diferit. Astfel, dacă în lanțul dintre parametrii primari și secundari există numai legătură directă, în privința legăturii între fenomenele fizice, care compun procesul de așchiere, au loc și legături inverse, exercitând influență reciprocă unul asupra celuilalt. Trebuie menționată strânsa legătură a fenomenelor de deformării plastice și frecării, pe baza căruia se construiesc toate cercetările mecanismului de formare a așchiei. Fenomenele termice determină durabilitatea sculei și în mod indirect productivitatea prelucrării. Vibrațiile introduse scad forțele de așchiere și prin aceasta temperatura în zona de lucru, contribuind la scăderea uzurii și implicit la creșterea durabilității sculei, de asemenea ele duc la favorizarea deformației plastice și micșorarea frecărilor în zona de așchiere. Aceasta arată legăturile reciproce care au loc între procesul cinematic al așchierii, starea tensională, deformațiile plastice, frecarea, forța de așchiere și fenomenele termice. Apariția vibrațiilor duce la schimbarea cinematicii procesului de așchiere, a deformațiilor plastice și a fenomenelor termice.

Introducerea vibrațiilor din exterior în procesul de așchiere se face prin intermediul vibratoarelor a căror vibrații pot fi transmise în mod continuu (vibroașchiere) sau în mod ciclic prin șocuri ( vibroșocuri ) situație în care scula face o pauză între două acțiuni consecutive.

În funcție de frecvență, vibrațiile folosite la așchiere se împart în : vibrații de joasă frecvență ( până la 200Hz), vibrații de medie frecvență ( 200÷15000Hz) și vibrații de înaltă frecvență sau ultrasunete ( peste 15000Hz) [46].

Pe lângă avantajele introducerii vibrațiilor în procesul de așchiere al metalelor trebuie menționate și unele dezavantaje cum ar fi:

- încărcarea costurilor cu prețul dispozitivelor vibratoare;
- nu întotdeauna există posibilitatea implementării dispozitivelor vibratoare pe mașinile-unelte existente;
- dispozitivele vibratoare se constituie în surse de vibrație dăunătoare pentru alte mașini, fiind necesară o izolare suplimentară a mașinilor care folosesc aceste dispozitive;
- unele dispozitive vibratoare pot fi și surse de poluare fonică.

Aplicațiile vibrațiilor la prelucrările prin așchiere a materialelor descrise nu sunt singulare. Alte aplicații sunt la prelucrarea materialelor dure și extradure când sunt folosite vibrații de frecvențe înalte și foarte înalte ( ultrasunete ), procedee de netezire și supranetezire a suprafețelor ( vibronetezire ) [5] ș.a.

Pentru aplicarea celor mai potrivite metode de așchiere cu vibrații și pentru a obține rezultate tehnico-economice bune, trebuie cunoscute fenomenele fizice ale procesului de așchiere cu vibrații, parametrii primari și secundari ai prelucrărilor prin așchiere cu vibrații.

Folosirea vibrațiilor în procesul de prelucrare poate fi îndreptată în două

direcții și anume:

a) - pentru prelucrările de finisare se utilizează în special vibrații de înaltă și foarte înaltă frecvență și conduc spre operații de vibronetetezire sau prelucrarea metalelor dure și extradure. Vibrațiile în acest caz de prelucrare sunt de genul ultrasunetelor în majoritatea cazurilor;

b) - pentru prelucrările de degroșare și finisări cu îndepărtări a unor cantități însemnate de așchii se utilizează vibrațiile de joasă și medie frecvență, care conduc la productivități mari de așchiere, sau rezolvă unele probleme de automatizare a procesului de așchiere (fragmentarea așchiilor și evacuarea lor).

Mișcările vibratorii pot fi obținute mecanic, hidraulic, pneumatic, hidromecanic, electric sau ultrasonic. În funcție de sursa de vibrație este definită și metoda de aplicare a vibrațiilor în procesul de așchiere.

Vibrațiile în general sunt transmise sculei de prelucrat și mai puțin pieselor. Vibrarea piesei este adoptată în cazul prelucrărilor cu vibrații ultrasonice.

Efectul vibrațiilor forțate ale sculelor așchiatoare în raport cu semifabricatul asupra cinematicii așchierii și a indicatorilor de prelucrabilitate depinde de frecvența și direcția de propagare a vibrațiilor [5, 81].

În ceea ce privește frecvența vibrațiilor folosite la așchiere, s-a stabilit că aceasta trebuie să se încadreze în limitele :

$$0 < f = \frac{2.564 \cdot v}{A} \quad (3.1)$$

unde

$f$  – este frecvența în [Hz];

$v$  – viteza de așchiere în cazul așchierii fără vibrații, în [m/min] ;

$A$  – amplitudinea vibrațiilor, în [ mm ].

Întrucât viteza de așchiere și amplitudinea vibrațiilor pot varia în limite foarte largi, rezultă că și frecvența vibrațiilor variază între limite mari. Mărimea amplitudinii vibrațiilor se stabilește în funcție de parametrii regimului de așchiere fără vibrații și direcția de propagare a vibrațiilor. Dacă vibrațiile se propagă pe direcție radială și dacă așchiera este de degroșare, amplitudinea vibrațiilor este limitată de adâncimea de așchiere ( $A < u$ ). Dacă vibrațiile se propagă pe direcția axială amplitudinea vibrațiilor este limitată de avansul de lucru ( $A < s$ ), iar dacă vibrațiile se propagă pe direcție tangențială, amplitudinea vibrațiilor este limitată de influența vibrațiilor asupra vitezei reale de așchiere.

Cercetările efectuate au confirmat că valoarea amplitudinii optime în cazul folosirii vibrațiilor la fragmentarea așchiilor [28], este dată de formula:

$$A = (9/10) \cdot s \quad (3.2)$$

unde

$s$  – este avansul sculei, în [mm/rot].

Pe baza cercetărilor experimentale [4, 5, 10, 21, 28, 29, 36, 41, 49, 81, 92] s-a constatat că vibrațiile de frecvență joasă conduc la o fragmentare bună a așchiilor, iar vibrațiile de medie frecvență conduc și la o reducere a forței de așchiere.

Influența vibrațiilor de medie frecvență și de înaltă frecvență asupra reducerii forței de așchiere este pusă în legătură cu suprapunerea efectului acestor vibrații pe

vibrațiile ionilor din rețeaua cristalină ale materialelor supuse prelucrărilor mecanice.

Pentru a obține rezultate bune în ceea ce privește folosirea vibrațiilor la prelucrarea prin așchiere, rezultă că trebuie cunoscute schemele cinematice ale operațiilor de prelucrare prin așchiere cu vibrații, precum și fenomenele fizice care au loc în zona de așchiere.

Cinematica procesului de așchiere cu vibrații studiază deplasarea relativă a sculei și semifabricatului fără a lua în considerare forțele care acționează și fenomenele fizice care se desfășoară în zona de așchiere.

Așchiera cu vibrații constă în aceea că peste schema cinematică de obicei acceptată pentru operația respectivă se așează deplasarea vibrațională suplimentară a sculei în raport cu semifabricatul.

Pentru determinarea condițiilor de prelucrare prin așchiere cu vibrații se utilizează următoarele scheme:

a) – scheme teoretice figura 3.2.a,b,c;

b) – scheme tehnologice figura 3.3.

Schemele cinematice de introducere a vibrațiilor (din figura 3.2. a,b,c ) sunt denumite teoretice, deoarece vibrațiile sunt considerate că acționează pe direcții separate (separat pe fiecare axă). Prima schemă (fig.3.2. a) de introducere a vibrațiilor după direcția axei „r”, respectiv în direcția măsurării grosimii stratului de așchiat, normal pe suprafața de așchiere va determina îndepărtarea unui strat de material de grosime variabilă, numite și vibrații normale.

Particularitatea caracteristică a schemei a doua (fig.3.2. b) – vibrații transversale – aplicate pe direcția axei „n”, este deplasarea suplimentară a sculei în lungul muchiei tăietoare, rămânând neschimbați toți ceilalți factori.

Schema a treia (fig 3.2. c) – vibrații longitudinale – aplicate pe direcția axei „m” se caracterizează prin schimbarea periodică a vitezei așchierii având ca rezultat creșterea vitezei foarte mult față de viteza așchierii obișnuite .

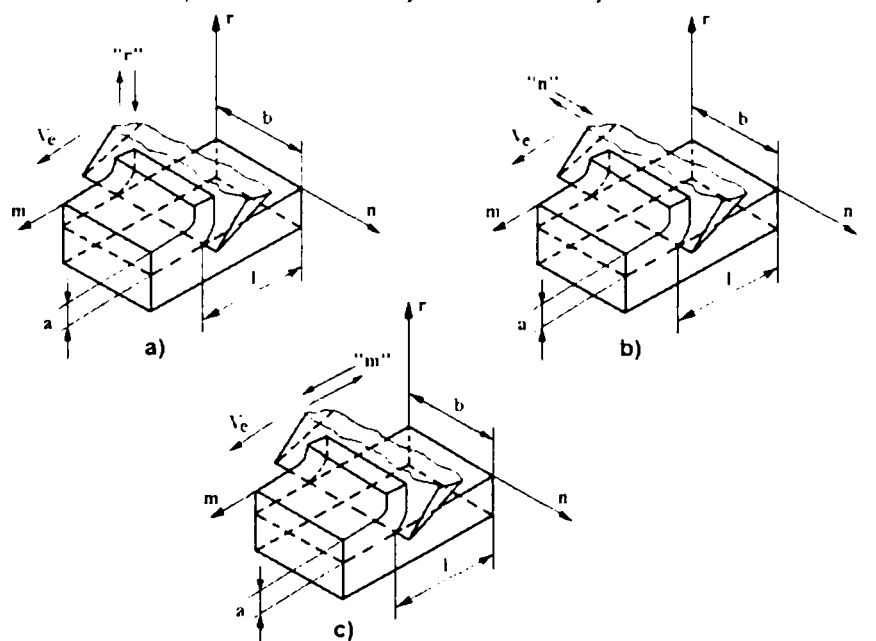


Fig. 3.2. Scheme cinematice teoretice de aplicare a vibrațiilor: a) – pe direcția „r”; b) – pe direcția „n”; c) – pe direcția „m” .

În figură notațiile reprezintă:

-  $v_c$  – viteza efectivă de așchiere;

- a – grosimea de așchiat (adâncimea de așchiere);
- l și b – dimensiunea suprafeței așchiate.

În funcție de direcția deplasării periodice în raport cu direcțiile deplasărilor principale (după direcția axei „z”) și auxiliare (după direcția axelor „x” și „y”), la strunjirea după schema din figura 3.3 ( $\lambda \neq 0$ ;  $\chi \neq 90^\circ$ ), se disting următoarele tipuri de introducere a vibrațiilor în procesul de așchiere:

- așchiere cu vibrații axiale – când vibrațiile sunt introduse după direcția axei „x”;
- așchiere cu vibrații radiale – când vibrațiile sunt introduse după direcția axei „y”; acestea fiind perpendiculare pe direcția de deplasare axială;
- așchiere cu vibrații tangențiale – când vibrațiile sunt introduse după direcția axei „z”.

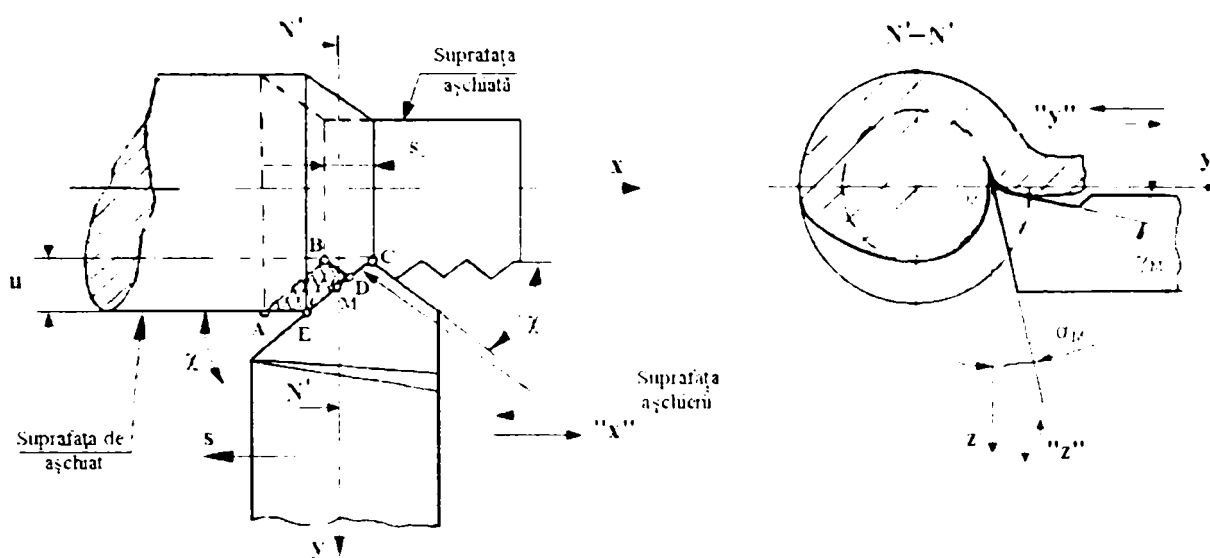


Fig. 3.3. Aplicarea vibrațiilor după un sistem de axe xyz peste mișcarea de avans a sculei.

În unele cazuri (cazul general) direcția vibrațiilor poate să nu coincidă cu nici una din axele de coordonate acceptate ca pornire. În acest caz vibrațiile pot să aibă direcții diferite, traiectoria lor poate fi o spirală, elipsoidală, etc. Teoretic analiza prelucrării mecanice cu vibrații de acest fel, va fi compusă din examinarea fenomenelor, condiționate prin procesul de așchiere pe fiecare din axele de coordonate admise ca sistem de referință.

Forma mișcării oscilatorii în direcția dată poate fi sub orice formă, preferând la așchiere cu vibrații utilizarea vibrațiilor a căror impulsuri sunt sub formă sinusoidală, deoarece conform seriei Fourier oricare formă a mișcărilor oscilatorii poate fi redusă la suma oscilațiilor de formă armonică [46].

Vibrațiile pot fi aplicate unui proces neîntrerupt de așchiere sau unui proces discontinuu de așchiere.

### 3.2. Procesul neîntrerupt de așchiere cu vibrații axiale

Pentru determinarea condițiilor de prelucrare prin așchiere cu vibrații la schema cinematică din figura 3.3 se folosesc următoarele noțiuni:

- suprafața de așchiat – este suprafața de semifabricat care urmează să fie îndepărtată în procesul de așchiere;

- suprafața așchiată (prelucrată) – se formează ca rezultat al compunerii a trei mișcări : mișcarea principală de rotație a piesei (semifabricatului) cu viteza principală de așchiere  $v_{as}$ ; mișcarea de avans cu viteza de avans  $v_s$  și mișcarea vibrațională cu viteza  $v_{vb}$  (figura 3.4.a.);

- suprafața așchierii este o suprafață de tranziție între suprafața de așchiat și suprafața așchiată, iar în prezența mișcării vibraționale înfățișarea ei se schimbă.

La prelucrarea cu vibrații pe suprafața așchierii apar urme de unde de formă sinusoidală. În cazul obișnuit, pe lungimea desfășurării circumferinței suprafeței de așchiat ( $\pi \cdot d$ ) se așază un număr fracționat sau întreg de unde fig. 3.4.b [81], respectiv:

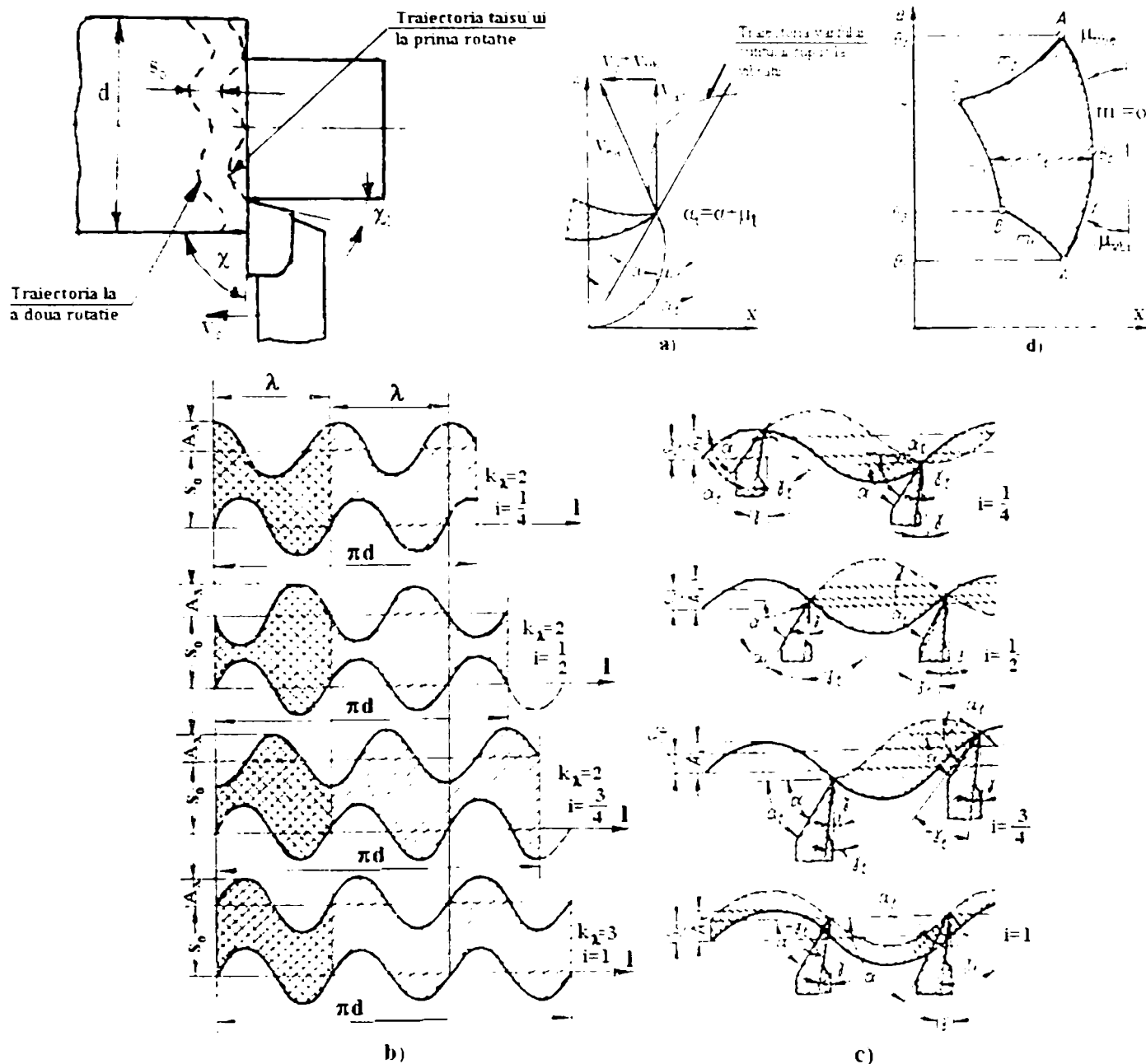


Fig. 3.4. Desfașurarea urmei trecerii precedente și următoare ale sculei la așchieria cu vibrații: a) – compunerea vitezelor; b) – așezarea de  $\lambda$  perioade pe lungimea de așchiat ( $\pi \cdot d$ ); c) – forma stratului supus tăierii și semnificațiile curente ale unghiurilor de lucru al așchierii cu vibrații; d) – element de secțiune al așchierii [81].

$$\pi \cdot d = \lambda \cdot (k + i); \quad T_n = T(k + i); \quad k + i = 60 \frac{f}{n} \quad i = \frac{T_i}{T} \quad (3.3)$$

unde

$d$  – diametrul suprafeței de prelucrat, în [mm];



$f$  – frecvența vibrațiilor, în [Hz]  $T_n$  – timpul unei rotații, în [sec];

$k$  – numărul perioadelor întregi de oscilații, așezate complet, în timpul unei rotații a piesei;

$i$  – raportul rămășițelor perioadei de oscilație care nu s-a așezat în timpul unei rotații a piesei  $T_i$  față de perioada oscilațiilor  $T$ ;

$T$  - perioada oscilației.

Vectorul vitezei efective de așchiere  $v_{ca}$  ( fig.3.4.a ) este:

$$\vec{v}_{ca} = \vec{v}_{as} + (\vec{v}_s + \vec{v}_{vb}) \quad (3.4)$$

sau

$$v_{ca} = \sqrt{v_{as}^2 + (v_s + \Delta v_{vb} \cdot \cos \omega t)^2} \quad (3.5)$$

$$\Delta v_{vb} = A_v \cdot \omega \quad (3.6)$$

unde

$\Delta v_{vb}$  - este amplitudinea oscilațiilor vitezei vibrațiilor.

La așchiera cu vibrații, după cum se observă și din relația (3.4) tăișul sculei efectuează trei mișcări: una principală cu viteza  $\vec{v}_{as}$  una auxiliară (de avans)  $\vec{v}_s$  și una vibrațională  $\vec{v}_{vb}$ . Vectorii vitezelor principale  $\vec{v}_{as}$  și de avans  $\vec{v}_s$ , rămân constanți în timp, iar vectorul mișcării vibraționale  $\vec{v}_{vb}$  își schimbă direcția și mărimea. Ținând seama că mișcarea vibrațională este de tip sinusoidală mărimea vitezei efective de așchiere se poate scrie conform relației (3.5).

Pentru ca  $\Delta v_{vb}$  să fie exprimat în [m/min] se fac transformările necesare deoarece amplitudinea oscilației  $A_v$  este dată în [mm], deci:

$$\Delta v_{vb} = A_v \cdot \omega = \frac{60}{1000} \cdot A_v \cdot \omega = 0.06 A_v \cdot \omega \quad [\text{m/min}] \quad (3.7)$$

Dacă se exprimă și pulsația  $\omega$  în funcție de frecvență, atunci (3.7) devine:

$$\omega = 2\pi / T \quad T = 1 / f \quad \omega = 2\pi f \quad (3.8)$$

$$\Delta v_{vb} = 0.06 A_v \cdot 2\pi f = 0.12 \cdot \pi \cdot f \cdot A_v$$

Situația vectorului vitezei de așchiere se schimbă în planul  $xoz$ , amplitudinea unghiului  $\mu_t$  (fig.3.4.a) devine:

$$\Delta \mu_{vb} = \arctg \frac{V_s + V_{vb}}{V_{as}} - \arctg \frac{V_s}{V_{as}} = \arctg \frac{ns_0 + 0.12\pi f A_v}{\pi \cdot d} - \arctg \frac{s_0}{\pi \cdot d} \quad (3.9)$$

La așchiera cu vibrații în direcția axială avansul este un parametru care determină deplasarea sculei pe axa  $x$ , el devine o mărime variabilă, astfel avansul pe o rotație la momentul  $t$  va fi:

$$s_{0t} = s_0 + A_v \cos \omega t \quad (3.10)$$

unde

$s_0$  - avansul pe rotație la așchiera obișnuită.

La prezența vibrațiilor în direcție axială, secțiunea stratului de tăiat ABCE se schimbă datorită avansului variabil (fig.3.3). La așchiera obișnuită secțiunea așchiei



este de formă dreptunghiulară, înălțimea dreptunghiului este egală cu grosimea stratului de așchiat „a”, lungimea este egală cu lungimea de așchiat „l”. Pentru  $\chi=90^\circ$  grosimea așchiei este egală cu mărimea avansului  $a=s_0$ , sau pentru  $\chi \neq 90^\circ$  grosimea așchiei este :

$$a = s_0 \cdot \sin \chi \quad (3.11)$$

La așchiera cu vibrații axiale secțiunea ABCE se determină prin raportarea la poziția traiectoriei deplasării sculei la două treceri învecinate, iar grosimea stratului de așchiat ( $s_1$ ) depinde de deplasarea fazelor (fig.3.4) între urmele trecerii anterioare și trecerea următoare a sculei. Această deplasare a fazelor se poate măsura:

-în timp :

$$T_i = iT = i \cdot f \quad [\text{sec}] \quad (3.12)$$

-în unghi de rotire al piesei:

$$\theta_n = i \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60f} \quad [\text{rad}] \quad (3.13)$$

-în lungimea mișcării:

$$i\lambda = 16.7 \frac{iv}{f} = \frac{i \cdot \pi \cdot d \cdot n}{60f} \quad [\text{mm}] \quad (3.14)$$

În figura 3.4.b. sunt arătate cazurile când lungimea circumferinței de prelucrat ( $\pi \cdot d$ ) nu se împarte exact la lungimea oscilațiilor  $\lambda$ , rămânând un rest de  $1/4$ ;  $1/2$ ;  $3/4$  și cazul particular când  $\lambda$  împarte lungimea circumferinței ( $\pi \cdot d$ ) într-un număr întreg  $k_\lambda$ .

Forma schimbării secțiunii stratului de așchiat la așchiera cu vibrații se determină prin relația  $s_0/A_\lambda$  și deplasarea fazelor  $i$  la treceri ale sculei pe parcursul a două rotații învecinate. În dependență de mărimea  $i$ , grosimea stratului de îndepărtat, pe măsura translației sculei, apare variabil și numai într-un singur caz când  $i=1$  rămâne neschimbat (fig.3.4.c). Astfel pentru cazurile  $i=1/4$ ;  $i=1/2$ ; și  $i=3/4$  fragmentarea așchiei are loc, iar în cazul  $i=1$  nu va avea loc, deoarece pe o rotație a semifabricatului se așează un număr întreg  $k_\lambda$  de lungime  $\lambda$  (perioade) și în consecință la următoarea rotație, mișcarea vârfului cuțitului, este similară și coincide (este în fază) cu traiectoria mișcării de la turația anterioară. Aceste condiții vor exista la frecvențe de vibrații date de relația:

$$f = k_\lambda \cdot n / 60 \quad (3.15)$$

Prin satisfacerea acestei relații, rezultă că pe o rotație vor reveni întotdeauna un număr întreg ( $k_\lambda$ ) de perioade ale mișcării oscilatorii. În acest caz stratul așchiat va avea o secțiune constantă pe toată lungimea circumferinței ( $\pi \cdot d$ ) corespunzătoare unei rotații a semifabricatului (fig.3.4.c cazul  $i=1$ ).

Din figura 3.4.b. și pentru  $i=1$  și  $k_\lambda=3$ , rezultă că  $s_1=s_0=\text{constant}$  și aplicând în relația (3.15) rezultă că:

$$f = 3n / 60 = n / 20$$

Acest lucru arată că oricât de convenabil în mărime se va alege amplitudinea  $A_\lambda$  nu va avea loc o fragmentarea așchiei.

În figura 3.4.b secțiunea hașurată încrucișat arată că pentru fiecare caz forma schimbării grosimii stratului așchiat apare egal pe fiecare perioadă de oscilație și la

fiecare rotire a semifabricatului cu excepția celei la care  $i=1$  și  $k_\lambda=3$ .

Legitatea schimbării grosimi stratului de așchiat  $s_t$  în timp este dată de ecuațiile mișcării tăișului sculei așchietoare la trecerile: zero, întâia, a doua, a treia, ..., a  $(m-1)$  și a „ $m$ ”-a, exprimate prin relația [81]:

$$\begin{cases} x_0 = s_{dp} \cdot t + A_\lambda \cos \omega t \\ x_1 = s_{dp} \cdot t + s_0 + A_\lambda (\cos \omega t + 2\pi i) \\ x_2 = s_{dp} \cdot t + 2s_0 + A_\lambda \cos(\omega t + 4\pi i) \\ \vdots \\ x_{m-1} = s_{dp} \cdot t + (m-1)s_0 + A_\lambda \cos[\omega t + (m-1)2\pi i] \\ x_m = s_{dp} \cdot t + m \cdot s_0 + A_\lambda \cos(\omega t + m \cdot 2\pi i) \end{cases} \quad (3.16)$$

Valoarea curentă a grosimii stratului de așchiat pentru cazul examinat (fig.3.4.b) se determină numai prin urma a două treceri consecutive (învecinate), considerând că pentru așchiera obișnuită avem  $s_0=s$ , avem:

$$\begin{aligned} s_t = x_1 - x_0 &= [s_{dp} \cdot t + s_0 + A_\lambda \cos(\omega t + 2\pi i)] - [s_{dp} \cdot t + A_\lambda \cos \omega t] = \\ &= s_0 + A_\lambda [\cos(\omega t + 2\pi i) - \cos \omega t] = \\ &= s_0 + A_\lambda [-2 \sin \pi i \cdot \sin(\omega t + \pi i)] = \\ &= s_0 - 2A_\lambda \sin \pi i \cdot \sin(\omega t + \pi i) \end{aligned} \quad (3.17)$$

Pentru unghiul de atac  $\chi \neq 90^\circ$  avem:

$$a_t = s_t \cdot \sin \chi, \quad (3.18)$$

iar pentru  $\chi=90^\circ$ :

$$a_t = s_t \quad (3.19)$$

Cu aceste precizări rezultă că :

$$a_t = [s_0 - 2A_\lambda \sin \pi i \sin(\omega t + \pi i)] \cdot \sin \chi = s_0 \sin \chi - 2A_\lambda \sin \pi i \cdot \sin(\omega t + 2\pi i) \sin \chi \quad (3.20)$$

Termenul  $s_0 \cdot \sin \chi = a$ , conform relației (3.11).

Termenul  $2A_\lambda \cdot \sin(\pi \cdot i) \cdot \sin \chi$  - reprezintă amplitudinea schimbării grosimii așchiei ( $\Delta a_{vb}$ ) în funcție de  $i$  și unghiul de atac principal  $\chi$ :

$$\Delta a_{vb} = 2A_\lambda \sin \pi i \cdot \sin \chi \quad (3.21)$$

Cu aceste precizări relația (3.20) va stabili grosimea stratului așchiat la timpul  $t$ :

$$a_t = a - \Delta a_{vb} \sin(\omega t + \pi i) \quad (3.22)$$

unde

$a$  – grosimea stratului de așchiat la așchiera obișnuită;

$\Delta a_{vb}$  – amplitudinea schimbării grosimii stratului de așchiat sau creșterea maximă a grosimii la introducerea mișcării vibratorii în procesul așchierii.

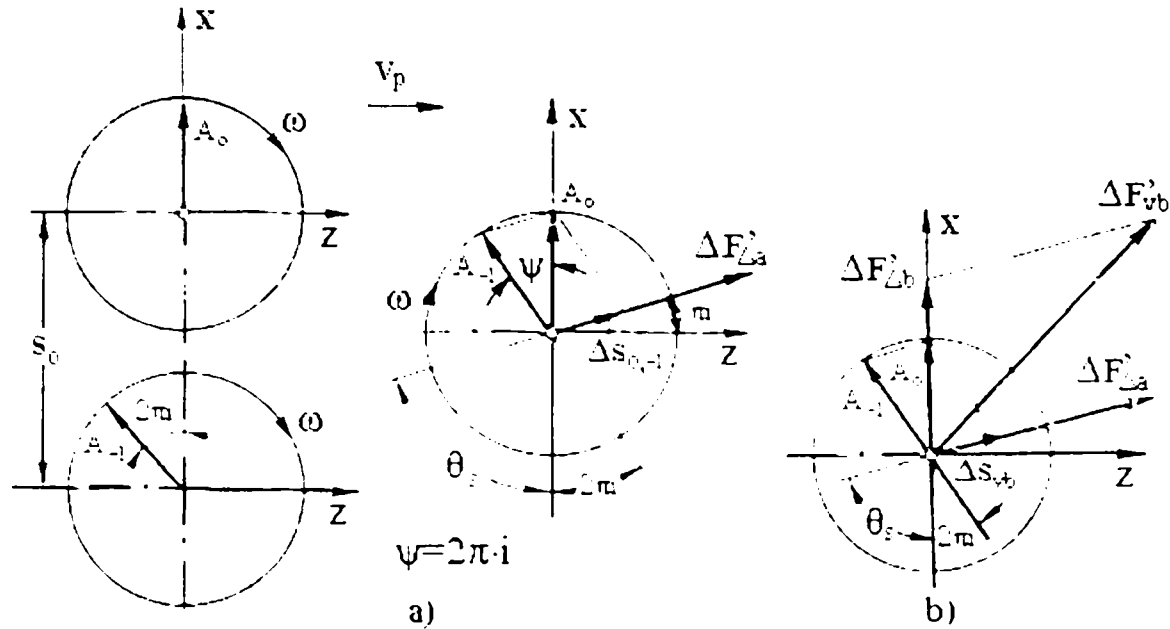
În consecință, secțiunea maximală a grosimii de așchiat și condiționate de ea, forțele de așchiere, este deplasată pe fază cu unghiul:

$$\theta_s = \frac{\pi}{2} - \pi i \quad (3.23)$$

în raport cu translația sculei vibratoare sau a semifabricatului, deoarece vectorul care

determină grosimea stratului de așchiat (forța de așchiere), rămâne în urmă [35], față de vectorul care determină deplasarea sculei cu vibrații sau a semifabricatului, la unghiul determinat ( $\pi/2 - \pi \cdot i$ ) figura 3.5.

$\theta_s$  reprezintă de fapt defazajul dintre mișcarea vibrantă de avans și mișcarea principală de așchiere la două rotații consecutive ale semifabricatului.



**Fig. 3.5. Deplasarea fazelor între trecerea vibrațională a sculei pe o rotație dată relativ la valoarea variabilă a forței de așchiere  $\Delta F'_{vb}$  pe muchia principală de tăiere, condiționată de schimbarea grosimii de așchiere  $\Delta F'_{va}$  și de schimbarea lățimii de așchiere  $\Delta F'_{\Delta b}$  : a) – în planul vibrațiilor axiale; b) – în planul vibrațiilor radiale [81].**

În consecință secțiunea maximală a așchierii și condiționată prin ea forțele de așchiere, sunt deplasate în fază cu unghiul  $\theta_s = \pi/2 - \pi \cdot i$  în raport cu translația sculei vibratoare sau a semifabricatului, deoarece vectorul care determină grosimea stratului de așchiat (forța de așchiere), rămâne în urmă față de vectorul care determină deplasarea sculei vibrante sau a semifabricatului, la unghiul determinat  $\pi/2 - \pi \cdot i$  (fig.3.5.a).

Secțiunea maximă a așchierii va apare în timpul  $t_{max}$  dat de relația:

$$t_{max} = \frac{1}{2f} \left( \frac{3}{2} - i \right) \quad (3.24)$$

sau prin unghiul rotației  $\theta_{smax}$ :

$$\theta_{smax} = \omega \cdot t_{max} = \left( \frac{3}{2} - i \right) \pi \quad (3.25)$$

Secțiunea minimă a așchierii va fi la timpul  $t_{min}$  dat de relația:

$$t_{min} = \frac{1}{2f} \left( \frac{1}{2} - i \right) \quad (3.26)$$

sau la:

$$\theta_{smin} = \omega t = \pi \left( \frac{1}{2} - i \right) \quad (3.27)$$

Mărimea  $\Delta_{a,b}$  este direct proporțională cu amplitudinea vibrațiilor  $A_x$  și depinde de deplasarea fazelor  $i$ , valoarea ei maximă la  $A_x = \text{constant}$  va fi la  $i = 1/2$

(fig 3.4.c). În acest caz vom avea unghiul maxim al deplasării  $\pi/2$  între mișcarea sculei vibrante și secțiunea de așchiere. Dependența de timp obținută a stratului de așchiat se poate transforma: într-o funcție de pulsație  $\theta = \omega \cdot t$ ; într-o funcție de unghiul de rotație a piesei de prelucrat pe mașina-unealtă  $\theta_n = \omega_n \cdot t$  sau într-o funcție de deplasare liniară a muchiei tăietoare a sculei pe suprafața prelucrată  $z = d/2 \cdot \theta_n$ . În aceste condiții expresia lui  $s_t$  din relația (3.17) devine:

$$\begin{aligned} s_t &= s_0 - 2A_v \sin(\pi i) \sin(\theta + \pi i) = \\ &= s_0 - 2A_v \sin(\pi i) \sin\left(\frac{\omega}{\omega_n} \cdot \theta_n + \pi i\right) = \\ &= s_0 - 2A_v \sin(\pi i) \sin\left(\frac{2\omega}{d \cdot \omega_n} z + \pi i\right). \end{aligned} \quad (3.28)$$

Procesul formării secțiunii stratului de așchiat în timp la așchiera continuă cu vibrații axiale este convenabil să fie examinat sub formă vectorială. Astfel la prelucrarea cu vibrații în direcția axială, grosimea stratului de așchiat la momentul de timp  $t$ , este egal cu diferența proiecțiilor pe axa  $x$  a doi vectori :

- vectorul trecerii zero  $\bar{A}_0$ ;
- vectorul trecerii întâi minus  $\bar{A}_{-1}$ , care se rotesc cu viteza unghiulară  $\omega$  (fig.3.5.).

Acești vectori, egali după mărime cu amplitudinea oscilațiilor, sunt deplasați unul față de altul pe axa  $x$  la un segment egal cu avansul pe o rotație  $s_0$ . Profilul secțiunii longitudinale a stratului de așchiat pe lungimea prelucrării se poate obține prin deplasarea centrelor de rotație pe axa  $z$ , dar mai precis transferând vectorul determinant al situației anterioare  $\bar{A}_{-1}$  primei treceri și construind diferența, se obține vectorul  $\Delta s_{0,-1}$ , care determină componenta variabilă de grosime a așchierii, la prelucrarea cu vibrații:

$$\bar{A}_0 - \bar{A}_{-1} = \Delta \bar{s}_{0,-1} = \Delta \bar{s}_{v,b}; \quad (3.29)$$

Atunci expresia lui  $\bar{s}_t$  este:

$$\bar{s}_t = \bar{s}_0 + \Delta \bar{s}_{v,b} \quad (3.30)$$

Dacă :

$$x_0 = s_{dp} \cdot t + A_v \cos \omega t$$

este ecuația de mișcare a tăișului sculei la prima rotație a semifabricatului din sistemul (3.16), atunci:

$$x_{-1} = s_{dp} \cdot t - s_0 + 2A_v \cos(\omega t - 2\pi i) \quad (3.31)$$

este ecuația de mișcare a tăișului cuțitului la rotația anterioară a semifabricatului, respectiv, urma trecerii anterioare este defazată (rămâne în urmă) față de urma trecerii care urmează la:

$$\theta_{0,-1} = \theta_A = 2\pi i, \quad (3.32)$$

iar  $s_t$  în acest caz va fi:

$$s_t = x_0 - x_{-1} = s_0 - 2A_v \sin(\pi i) \cdot \sin(\omega t - 2\pi i) \quad (3.33)$$

respectiv:

$$|\Delta s_{v,b}| = 2A_v \sin(\pi i) \quad (3.34)$$

Totodată valoarea grosimii stratului de așchiat  $\Delta s_{v,b}$ , este defazată, raportată la deplasarea sculei care îndepărtează acest strat, depășind-o cu:

$$\theta_{v,-1} = \theta_s = \frac{\pi}{2} - \pi i \quad (3.35)$$

Circumferința descrisă de capătul vectorului  $\Delta \bar{s}_{v,b}$ , dă grosimea curentă a așchierii  $s_i$ . În figura 3.6., sunt prezentate cazurile tipice de așchiere continuă cu vibrații pentru:  $i=1/4$ ;  $i=1/2$ ;  $i=3/4$ ; și  $i=1$ , ele confirmând dependențele obținute anterior.

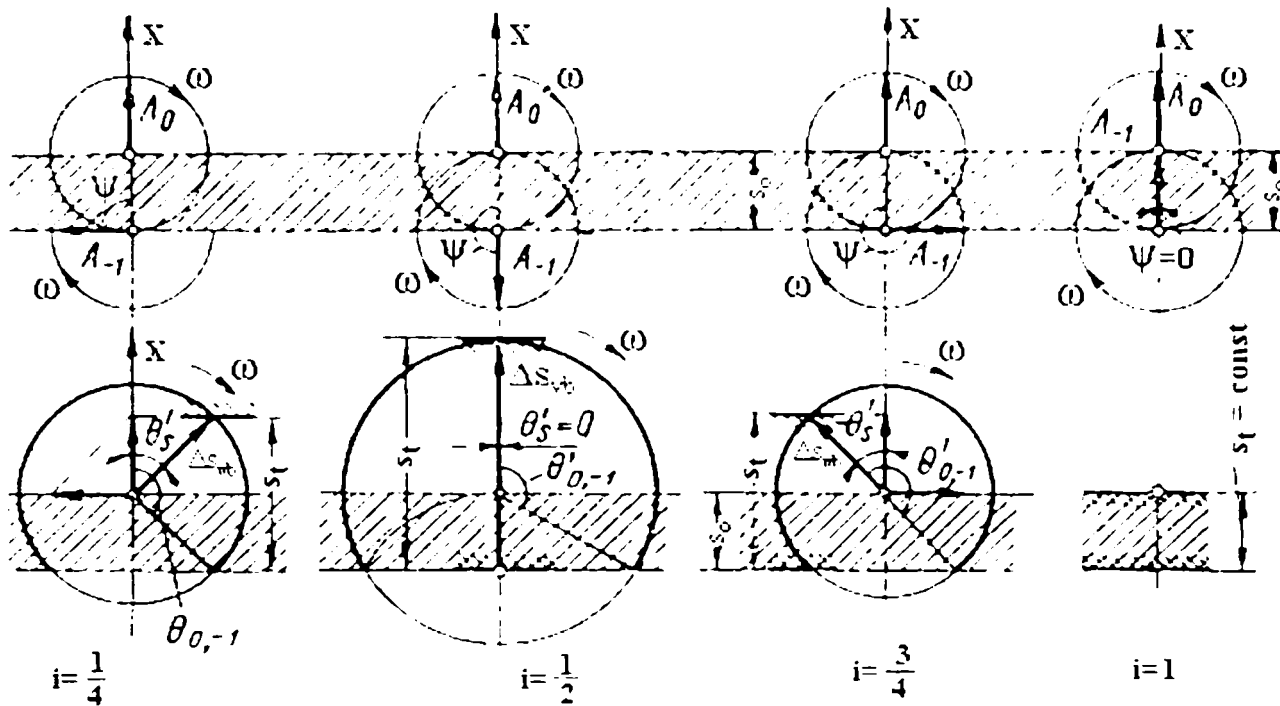


Fig. 3.6. Diagrame vectoriale ale procesului de așchiere continuă cu vibrații axiale [81].

Analogic muchiei așchietoare principale, se poate determina componenta variabilă a grosimii așchierii pentru tăișul secundar al cuțitului, respectiv:

$$\Delta a_{1,b} = \Delta s_{1,b} \cdot \sin \chi_1 \quad (3.36)$$

$$\Delta s_{1,b} = 2A_v \sin(\pi i) \cdot \sin(\omega t + \pi i) \quad (3.37)$$

Din aceste relații rezultă că schimbarea grosimii așchierii pentru tăișul secundar are loc în contrafază cu schimbarea grosimii așchierii pentru tăișul principal. Acest lucru uniformizează efortul însumat micșorând acțiunea variabilă asupra sistemului MUDPS.

Spre deosebire de situația tăișului principal la care lățimea așchierii ( $b$ ) este constantă, la așchiera cu tăișul secundar, ea este variabilă și se schimbă la  $x=A_v \cos \omega t$ . După relația (3.31), în mod analogic se poate scrie:

$$b_{1t} = b_1 - \Delta b_{1,b} \cdot \sin(\omega t - \pi i) \quad (3.38)$$

Lățimea variabilă a stratului de așchiat va fi:

$$\Delta b_{1t} = \frac{A_v \sin \chi}{\sin(\chi + \chi_1)} \approx A_v \cos \chi \quad (3.39)$$

În consecință, schimbarea lățimii de așchiere pe muchia de așchiere secundară are loc în fază cu schimbarea grosimii așchierii pe muchia de așchiere principală.

Ambele mărimi deplasate pe fază, depășesc mișcarea sculei vibratoare cu  $\pi/2-\pi$ . În acest fel și așchiera cu tăișul secundar, prin schimbarea lățimii de așchiere, la așchiera cu vibrații în direcție axială mărește comportamentul variabil al forței de așchiere.

### 3.3. Unghiurile funcționale la așchiera cu vibrații axiale

Procesul așchierii cu vibrații se caracterizează ca și la așchiera obișnuită, prin poziția suprafețelor de degajare și așezare a sculei față de suprafața așchierii și respectiv suprafața prelucrată (a piesei). Poziția lor se determină prin unghiurile constructive a sculei, și prin cinematica procesului.

Unghiurile constructive sunt raportate la planul de bază constructiv (planul xoy, fig. 3.7).

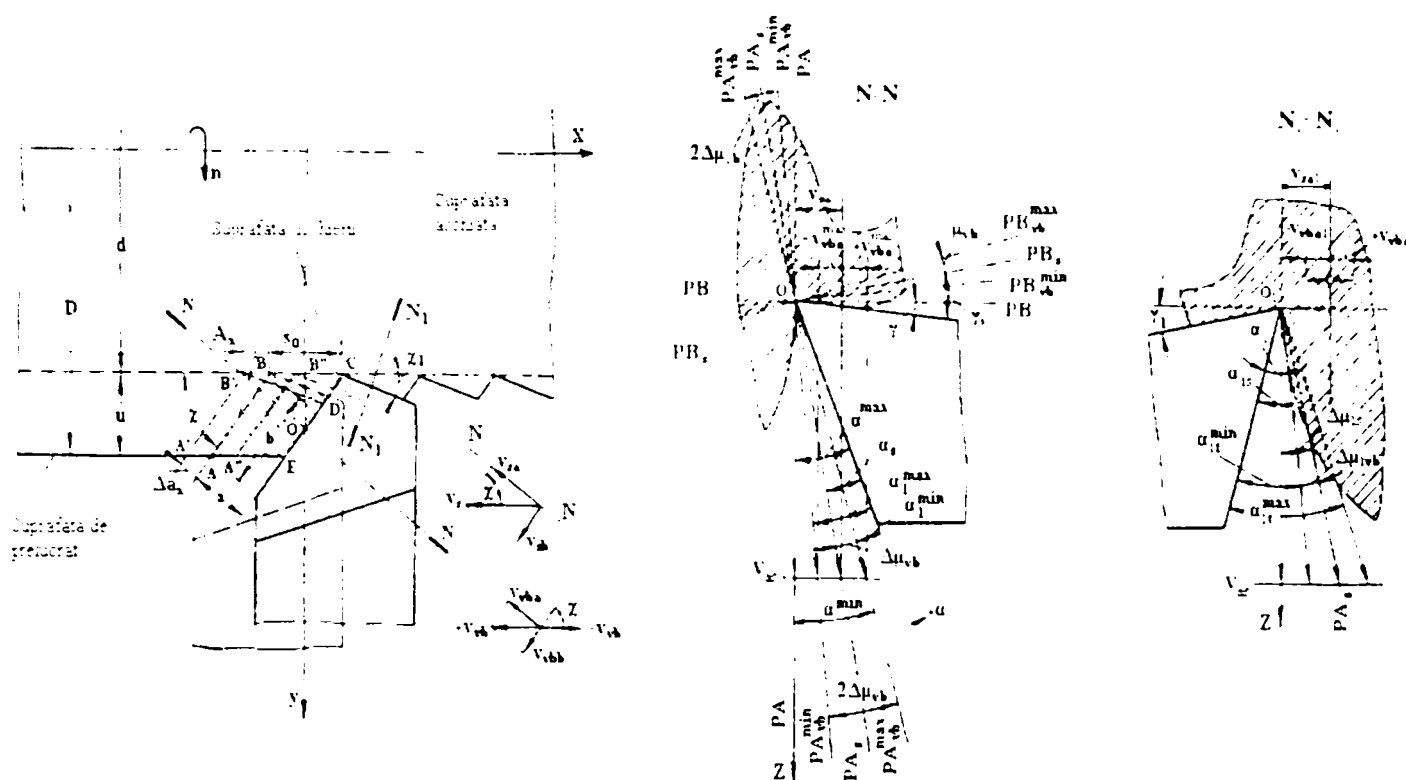


Fig.3.7. Elementele stratului de așchiat și unghiurile funcționale la așchiera cu vibrații axiale [81].

Unghiurile funcționale și parametrii geometrici în așchiera cu vibrații se determină prin poziția fețelor de degajare și de așezare a sculei raportată la suprafața așchierii, folosindu-se două planuri de coordonate:

- planul de bază constructiv PB (xoy) trece printr-un punct de pe tăișul sculei („o” fig.3.7) și este paralel cu planul de sprijin al sculei.

- planul așchierii PA se definește ca planul tangent la suprafața așchierii și este perpendicular pe planul de bază constructiv în cazul așchierii fără vibrații. În planul de așchiere acționează vectorul viteză principală de așchiere ( $v_{as}$ ). În figura 3.7. sunt prezentate pozițiile limită ale vectorului viteză de așchiere cu vibrații dată de pozițiile planului PA respectiv  $PA_{vb}^{min}$  și  $PA_{vb}^{max}$ . În acest caz poziția planului de bază (PB) se determină ca poziție a planului perpendicular pe vectorul viteză de așchiere ( $v_{as}$ ), în punctul studiat de pe tăiș. Pentru simplificarea calculelor se acceptă că vectorul viteză



de așchiere este perpendicular pe muchia de așchiere și unghiul de înclinare al tăișului este  $\lambda=0$ .

Unghiurile funcționale ale sculei condiționate de mișcarea de avans sunt:

$$\alpha_s = \alpha - \mu_s \quad [\text{grade}]; \quad \gamma_s = \gamma + \mu_s \quad [\text{grade}]. \quad (3.40)$$

unde

$\alpha$  și  $\gamma$  - este unghiul de așezare și respectiv unghiul de degajare constructiv;

$\mu_s$  - unghiul format între urma planului de așchiere static  $PA_s$  și urma planului de așchiere PA.

Unghiurile  $\alpha_s$  și  $\gamma_s$  se determină din pozițiile vectorilor  $v_{as}$  și  $v_s$ :

$$\mu_s = \arctg \frac{v_{sa}}{v_{as}} = \arctg \frac{s_{min} \cdot \sin \chi}{1000 \pi d n} = \arctg \frac{s_0 \sin \chi}{\pi d} \quad [\text{grade}] \quad (3.41)$$

unde

$v_{sa}$  - este proiecția vectorului  $v_s$  pe direcția N-N, respectiv componenta perpendiculară pe muchia de așchiere principală (pe direcția măsurării grosimii de așchiere „a”).

Introducerea mișcării vibratorii, duce la deplasarea periodică a pozițiilor planurilor PA și PB cu frecvența vibrațiilor date.

Limitele oscilațiilor pozițiilor acestor planuri sunt arătate în figura 3.7. și sunt notate cu:

$$PA_{vb}^{\max} \div PA_{vb}^{\min} \quad \text{și} \quad PB_{vb}^{\max} \div PB_{vb}^{\min}$$

Schimbările pozițiilor planelor de referință duce la schimbarea suplimentară a unghiurilor efective de așchiere, care vor fi variabile în timp.

Dacă mișcarea oscilatorie care se aplică sculei este de tip armonic  $x=A_v \cos \omega t$ , valoarea unghiului cinematic condiționat de mișcarea vibratorie este:

$$\mu_t = -\Delta\mu_{vb} \sin \omega t \quad (3.42)$$

iar valorile unghiurilor sculei la așchiera cu vibrații este:

$$\begin{cases} \alpha_t = \alpha - \mu_s - \mu_t = \alpha - \mu_s + \Delta\mu_{vb} \sin \omega t \\ \gamma_t = \gamma + \mu_s + \mu_t = \gamma + \mu_s - \Delta\mu_{vb} \sin \omega t \end{cases} \quad (3.43)$$

unde

$\Delta\mu_{vb}$  - este amplitudinea oscilațiilor valorilor unghiului cinematic, dată de mișcarea vibrantă.

Din formula (3.43) se observă că cele două unghiuri  $\alpha_t$  și  $\gamma_t$  sunt în contrafază, adică dacă  $\alpha_t$  crește,  $\gamma_t$  descrește și invers.

În cazul general la așchiera cu vibrații în direcția axială, variația unghiului de așezare principal este dat de relația:

$$\alpha_t = \alpha - \mu_s + \Delta\mu_{vb} \sin \omega t = \alpha - \arctg \frac{v_{sa} + v_{vba} \sin \omega t}{v_{as}} \quad (3.44)$$

La procesul continuu de așchiere cu vibrații  $|v_{vba} \sin \omega t| < |v_{sa}|$ , și în acest caz chiar la valori negative ale sinusului nu va provoca uzura sculei pe suprafața de așezare, întotdeauna valoarea curentă ( la timpul t ) a unghiului de așezare va fi mai mică decât a unghiului de așezare constructiv ( $\alpha_t < \alpha$ ).

În cazul general valoarea curentă a unghiului de așezare efectiv la așchiera cu

vibrații [81] este:

$$\alpha_t = \alpha - \mu_s + \mu_t = \alpha - (\mu_s - \mu_t)$$

unde

$\mu_t$  este dat de relația (3.42).

Luând în considerare că  $\mu_s$  este foarte mic (3.41), el poate fi neglijat, și ținând seama de relațiile (3.7) și (3.8) care dau parametrii mișcării vibratorii în funcție de frecvență, pentru  $\Delta\mu_{vb}$  se poate scrie:

$$\Delta\mu_{vb} \approx \operatorname{arctg} \frac{0.06 A_v \omega \sin \chi}{v_{as}} = \operatorname{arctg} \frac{0.12 \pi f A_v \sin \chi}{v_{as}} \quad [\text{grade}] \quad (3.45)$$

Unghiul de așezare minim ( $\alpha^{\min}$ ), care exclude uzura pe suprafața de așezare, la așchiera cu vibrații, se găsește din condiția:

$$\alpha_t^{\min} = 0 \quad (3.46)$$

$$\alpha_t^{\min} = \alpha^{\min} - (\mu_s + \Delta\mu_{vb}) = 0 \quad \alpha^{\min} = \mu_s + \Delta\mu_{vb} \quad (3.47)$$

iar  $\alpha^{\min}$  în final este dat de relația:

$$\begin{aligned} \alpha^{\min} &= \operatorname{arctg} \frac{v_{sa} + v_{vb}}{v_{as}} = \operatorname{arctg} \left( \frac{s_{\min} \sin \chi}{1000 v_{as}} + \frac{60 A_v \omega \sin \chi}{1000 v_{as}} \right) = \\ &= \operatorname{arctg} \left( \frac{s_0}{\pi} + \frac{120 f A_v}{n} \right) \frac{\sin \chi}{d} \end{aligned} \quad (3.48)$$

Pentru regimurile cunoscute de vibrații  $f$ ,  $A_v$  și unghiul de așezare constructiv ( $\alpha$ ), valoarea minimă a unghiului de așezare efectiv la vibrații (fig.3.7) este dat de relația:

$$\alpha_t^{\min} = \alpha - \alpha^{\min} = \alpha - \operatorname{arctg} \left( \frac{s_0}{\pi} + \frac{120 \cdot f \cdot A_v}{n} \right) \frac{\sin \chi}{d} \quad (3.49)$$

Aceste expresii determină caracterul interacțiunii pe suprafața de așezare, dacă  $\alpha_t^{\min} > 0$ , atunci nu va avea loc uzură pe fața de așezare, iar dacă  $\alpha_t^{\min} < 0$  vor avea loc frecări între suprafața așchiată și fața de așezare, lucru care va duce la uzură.

Pentru geometria dată a sculei (constructiv) se pot stabili limite ale mișcării vibratoare, care să nu ducă la uzura suplimentară a sculei pe suprafața de așezare, acest lucru se întâmplă când  $\alpha_t^{\min} = 0$ , respectiv la regimul vibrațiilor:

$$(f \cdot A_v)^{\max} = \frac{n}{120} \left( \frac{d \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\sin \chi} - \frac{s_0}{\pi} \right) \quad (3.50)$$

unde

$n$  – turația piesei în [rot/min];

$d$  – diametrul piesei în [mm];

În conformitate cu această relație se pot stabili frecvențe și amplitudini maxime ale mișcării vibratorii la prelucrarea unui anumit material cu un anumit regim de lucru și cu o sculă de geometrie adecvată prelucrării.

Primul membru al ecuației (3.50) stabilește limitarea regimului de oscilații condiționate de mișcarea vibratoare, al doilea membru limitează regimul de oscilații prin deplasarea mișcării de avans.

În procesul de așchiere cu vibrații schimbările unghiurilor efective de așchiere

au loc și pentru muchia de așchiere secundară, care vine în contact cu piesa pe porțiunea BC (fig.3.7.). Unghiurile constructive ale tăișului secundar  $\alpha_1$  și  $\gamma_1$  se determină în secțiunea  $N_1-N_1$ , perpendicular pe muchia secundară a sculei și pe planul de bază constructiv.

Unghiul cinematic, condiționat de mișcarea avansului va fi:

$$\mu_{1s} = \arctg \frac{v_{sal}}{v_{as}} = \arctg \frac{s_{min} \sin \chi_1}{1000 v_{as}} = \arctg \frac{s_0 \sin \chi_1}{\pi \cdot d} \quad (3.51)$$

Unghiurile efective de așchiere, condiționate de mișcarea avansului vor fi:

$$\alpha_{1s} = \alpha_1 + \mu_{1s} \quad [\text{grade}] \quad \gamma_{1s} = \gamma_1 - \mu_{1s} \quad [\text{grade}] \quad (3.52)$$

La așchiera cu vibrații, valoarea curentă a unghiului cinematic, condiționat de mișcarea vibratoare va fi:

$$\mu_{1t} = \Delta\mu_{1vb} \cos \omega t, \quad (3.53)$$

iar expresia unghiului  $\alpha_1$  schimbat datorită mișcării vibratorii este:

$$\alpha_{1t} = \alpha_1 + \mu_{1s} + \Delta\mu_{1vb} \cos \omega t = \alpha_1 - \arctg \frac{v_{sal} - v_{vbl} \sin \omega t}{v_{as}} \quad [\text{grade}] \quad (3.54)$$

Luând în considerare că  $\mu_{1s}$  este foarte mic (3.51) pentru  $\Delta\mu_{1vb}$  și  $\mu_{1t}$  se poate scrie:

$$\Delta\mu_{1vb} \approx \arctg \frac{0,12 \cdot \pi \cdot f \cdot A_v}{v_{as}} \cdot \sin \chi_1; \quad \mu_{1t} = \Delta\mu_{1vb} \sin \omega t \quad [\text{grade}] \quad (3.55)$$

În acest caz posibilitatea uzurii pe suprafața de așchiere secundară va fi dacă  $v_{vbl} > v_{sal}$ , atunci trebuie ca:

$$\alpha_1 - (\Delta\mu_{1vb} - \mu_{1s}) = 0 \quad (3.56)$$

Pentru evitarea uzurii pe fața de așchiere secundară unghiul de așchiere secundar efectiv minim ca rezultat al mișcării vibratorii trebuie să fie:

$$\alpha_{1t}^{min} = 0 \quad (3.57)$$

adică:

$$\alpha_1^{min} = (\Delta\mu_{1vb} - \mu_{1s}) = \arctg \left( \frac{s_0}{\pi} - \frac{120 \cdot f \cdot A_v}{n} \right) \frac{\sin \chi_1}{d} \quad [\text{grade}] \quad (3.58)$$

Dacă se cunoaște materialul de prelucrat cu ajutorul tabelelor sunt determinate unghiurile constructive secundare ale sculei precum și viteza de așchiere și avansul. În funcție de aceasta pot fi determinate regimurile de limitare a mișcării vibratorii :

$$(f \cdot A_v)^{max} = \frac{n}{120} \left( \frac{d \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}{\sin \chi_1} + \frac{s_0}{\pi} \right) \quad [\text{mm/s}] \quad (3.59)$$

Din compararea formulelor (3.50) și (3.59) se vede că posibilitatea de uzură pe suprafața de așchiere secundară folosind scule cu unghiuri constructive standardizate, este mai mică decât pe suprafața de așchiere principală.

În vederea favorizării procesului de formare a așchii la scule se practică un unghi de degajare ( $\gamma$ ), unghi care se formează între fața de degajare a sculei și planul de bază constructiv.

Apariția vibrațiilor în direcția axială duce la oscilația valorilor unghiului de

degajare ( $\gamma$ ) în jurul valorilor lui medii, determinată prin mărimea limită a unghiului efectiv și condiționată de către mișcarea de avans ( $\gamma + \mu_s$ ).

Valoarea la momentul  $t$  al unghiului de degajare supus mișcării vibratorii (fig.3.7) este:

$$\gamma_t = \gamma + \mu_s - \Delta\mu_{vb} \sin \omega t \quad [\text{grade}] \quad (3.60)$$

Limitele modificării unghiului de degajare supus mișcării vibratorii axiale sunt:

$$\gamma_t^{\max} = \gamma + \mu_s + \mu_{vb} = \gamma + \arctg\left(\frac{s_0}{\pi} - \frac{120 \cdot f \cdot A_v}{n}\right) \frac{\sin \chi}{d} \quad [\text{grade}] \quad (3.61)$$

$$\gamma_t^{\min} = \gamma + \mu_s - \Delta\mu_{vb} = \gamma + \arctg\left(\frac{s_0}{\pi} - \frac{120 \cdot f \cdot A_v}{d}\right) \frac{\sin \chi}{d} \quad [\text{grade}] \quad (3.62)$$

Schimbarea unghiului deplasării fazelor la două treceri vecine duce la condiții diferite de așchiere cu prilejul ridicării volumului de bază din materialul stratului de așchiat, determinată de grosimea maximă a așchierii.

La așchiera continuă condițiile cele mai favorabile au loc când  $i=1/4$ , când unghiurile efective de așchiere sunt maxime și egale cu  $\gamma_s + \Delta\mu_{vb}$ , în același timp scula trebuie să dispună de unghiul de așezare constructiv, care exclude uzura suprafeței de așezare.

### 3.4. Cinematica procesului discontinuu de așchiere cu vibrații axiale

Procesul de așchiere cu vibrații va fi continuu dacă grosimea minimă a stratului de așchiat pentru o perioadă a oscilației este [81]:

$$a_t^{\min} > 0 \quad (3.63)$$

Deorece în conformitate cu (3.17) și (3.18), rezultă că:

$$\sin \chi > 0 \quad (3.64)$$

iar acest lucru este valabil când:

$$s_0 - 2A_v \sin \pi \cdot i > 0 \quad (3.65)$$

De asemenea pentru respectarea condiției (3.63) trebuie ca și amplitudinea mișcării vibratorie să fie:

$$A_v < \frac{s_0}{2 \sin \pi i}; \quad A_v < \frac{0.5s_0}{\sin \pi i} \quad (3.66)$$

Rezultă că procesul discontinuu de așchiere cu vibrații, va avea loc dacă muchia tăietoare a sculei va ieși din așchiere, sau mai exact dacă:

$$a_t^{\min} < 0 \quad (3.67)$$

iar acest lucru se va întâmpla, dacă amplitudinea mișcării vibratorii va fi:

$$A_v > \frac{0.5s_0}{\sin \pi i} \quad (3.68)$$

Din această relație se observă că la  $i=1$  (fig.3.4.b și c), nu se va realiza prelucrare discontinuă, oricât de convenabile ar fi valorile amplitudinii  $A_v$ . Tot din această relație (3.68) se deduce că trecerea la așchiera discontinuă depinde numai de valorile  $i$  și valorile raportului  $s_0/A_v$ . Numărul de perioade întregi, ( $k_i$ ), din timpul unei rotiri a piesei nu determină trecerea la prelucrarea discontinuă cu vibrații.

Se găsesc punctele de intrare și ieșire ale sculei în așchiere prin stabilirea timpului de intrare  $t_{\text{vbi}}$  și a timpului de ieșire  $t_{\text{vbe}}$  a sculei [81], din condițiile:

$$a_t = 0 \quad s_0 = 2A_x \sin(\pi i) \cdot \sin(\omega t + \pi i) = 0 \quad (3.69)$$

Din aceste condiții se obține  $t_{\text{vbi}}$  și  $t_{\text{vbe}}$ :

$$t_{\text{vbi, vbe}} = \frac{1}{\omega} \arcsin \frac{s_0}{2A_x \sin \pi i} - \pi i \quad (3.70)$$

Vor fi două valori ale lui  $t$ , datorită condiției așchierii discontinue:

$$\frac{s_0}{2A_x \sin \pi i} < 1 \quad (3.71)$$

În cazul așchierii discontinue cu vibrații, elementul stratului de așchiat (ABCDE, fig.3.3) se formează în cazul general nu numai prin urmele a două treceri consecutive a tăișului sculei, ci și prin al celor de dinaintea acestora. În consecință, secțiunea longitudinală a așchierii, adică caracterul schimbării grosimii stratului de așchiat  $s_t$  la timpul  $t$  ( $a_t = s_t$ ), lungimea elementului de așchiat  $l$ , unghiurile de intrare și de ieșire ale sculei sunt determinate prin urmele a câtorva treceri succesive ale sculei și luând în considerare traiectoriile mișcării sculei la treceri anterioare ( $-1$ ;  $-2$ ;  $-3$ ), traiectoria de zero. Ecuatiile deplasării muchiei așchietoare la fiecare trecere în coordonatele  $x_{ot}$ , acceptând numărătoarea trecerilor următoare trecerii zero, și a celor anterioare trecerii zero, vor fi [81]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{- pentru a } m \text{-a trecere :} \\ x_m = m \cdot s_0 + s_{dp} \cdot t + A_x \cos(\omega t + 2\pi i \cdot m); \\ \dots\dots\dots \\ \text{- pentru trecerea a } 1 \text{-a :} \\ x_1 = s_0 + s_{dp} \cdot t + A_x \cos(\omega t + 2\pi i); \\ \text{- pentru trecerea zero :} \\ x_0 = s_{dp} \cdot t + A_x \cos \omega t; \\ \text{- pentru trecerea a } 1 \text{-a anterioara } (-1) \text{:} \\ x_{-1} = -s_0 + s_{dp} \cdot t + A_x \cos(\omega t - 2\pi i); \\ \dots\dots\dots \\ \text{- pentru trecerea a } m \text{-a anterioara } (-m) \text{:} \\ x_{-m} = -ms_0 + s_{dp} \cdot t + A_x \cos(\omega t - 2\pi i \cdot m) \end{array} \right. \quad (3.72)$$

Pentru determinarea lungimii elementului de așchiere și a cantității de așchii fragmentate, formate la o rotație a piesei de prelucrat se introduce numărul întreg de perioade  $k_\lambda$  și trecând la coordonate mai convenabile cum ar fi la unghiul de rotație al piesei  $\theta_n$  se obține:

$$\theta_n = \omega_n t \quad [\text{rad}]; \quad \omega_n = \frac{\pi \cdot n}{30} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{sec}} \right]; \quad t = \frac{30\theta_n}{\pi n} \quad [\text{sec}]; \quad \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{60f}{n} = k_\lambda + i. \quad (3.73)$$

Cu aceste precizări relațiile (3.72) devin:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_m = m \cdot s_0 + \frac{s_0}{2\pi} \theta_n + A_x \cos \left[ \frac{\omega}{\omega_n} (\theta_n + 2\pi \cdot m) \right]; \\ \dots \\ x_0 = \frac{s_0}{2\pi} \cdot \theta_n + A_x \cos \left( \frac{\omega}{\omega_n} \cdot \theta_n \right); \\ \dots \\ x_{-m} = -m \cdot s_0 + \frac{s_0}{2\pi} \cdot \theta_n + A_x \cos \left[ \frac{\omega}{\omega_n} (\theta_n - 2\pi \cdot m) \right]. \end{array} \right. \quad (3.74)$$

sau:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_m = m \cdot s_0 + \frac{s_0}{2\pi} \theta_n + A_x \cos[(k_\lambda + i)\theta_n + 2\pi \cdot m]; \\ \dots \\ x_0 = \frac{s_0}{2\pi} \cdot \theta_n + A_x \cos[(k_\lambda + i)\theta_n]; \\ \dots \\ x_{-m} = -m \cdot s_0 + \frac{s_0}{2\pi} \cdot \theta_n + A_x \cos[(k_\lambda + i) \cdot \theta_n - 2\pi \cdot m]. \end{array} \right. \quad (3.75)$$

Grosimea stratului de așchiat, îndepărtat la a „m”-a trecere după trecerea zero va fi :

$$s_t = x_m - x_0 = s_0 \cdot m - 2A_x \sin \left( \frac{\omega}{\omega_n} \pi \cdot m \right) \cdot \sin \left[ \frac{\omega}{\omega_n} (\theta_n + \pi \cdot m) \right] \quad (3.76)$$

sau:

$$s_t = x_m - x_0 = s_0 \cdot m - 2A_x \sin[(k_\lambda + i) \cdot \pi \cdot m] \cdot \sin[(k_\lambda + i) \cdot (\theta_n + \pi \cdot m)]$$

Condiția intersecției urmei a „m” – a trecere cu cea anterioară ei, de zero este ca:

$$s_t = 0$$

sau:

$$\begin{aligned} s_0 \cdot m - 2A_x \sin[(k_\lambda + i)(\theta_n + \pi \cdot m)] \cdot \sin[(k_\lambda + i) \cdot \pi \cdot m] &= 0 \\ s_0 \cdot m &= 2A_x \sin[(k_\lambda + i)(\theta_n + \pi \cdot m)] \cdot \sin[(k_\lambda + i) \cdot \pi \cdot m] : 2A_x \\ \frac{m \cdot s_0}{2A_x} &= \sin[(k_\lambda + i) \cdot (\theta_n + \pi \cdot m)] \cdot \sin[(k_\lambda + i) \pi \cdot m] \end{aligned} \quad (3.77)$$

Având în partea stângă a ecuației (3.77) valori pozitive rezultă că în partea dreaptă cele două sinusuri trebuie să fie pozitive pentru toate valorile parametrilor variabili  $\theta_n$  și  $i$ . În consecință, se vor accepta numai expresiile lor absolute, iar produsul lor nu va fi mai mare decât unu. Din acestea rezultă :

$$\frac{m \cdot s_0}{2A_x} \leq 1; \quad m \leq \frac{2A_x}{s_0} \quad 2A_x \geq m \cdot s_0 \quad (3.78)$$

Această expresie determină numărul urmelor  $m$  care pot fi întretăiate la mișcarea cuțitului cu amplitudinea maximă  $A_x^{\max}$  a oscilațiilor care asigură așchiera discontinuă la un avans  $s_0$  dat și trecerea  $m=1$ .



Condițiile mult mai severe pentru obținerea procesului de așchiere discontinuu cu vibrații vor fi impuse de relația [81]:

$$\frac{m \cdot s_0}{2A_v |\sin[(k_\lambda + i)\pi \cdot m]|} = |\sin[(k_\lambda + i) \cdot (\theta_n + \pi \cdot m)]| \leq 1$$

$$\frac{s_0}{A_v} \leq \frac{2|\sin[(k_\lambda + i)\pi \cdot m]|}{m} \quad A_v \geq \frac{m \cdot s_0}{2|\sin[(k_\lambda + i) \cdot \pi \cdot m]|} \quad (3.79)$$

Dacă  $m=1$  din aceste formule se observă ușor că trecera de la așchiera continuă la cea discontinuă este la fel ca în cazul relațiilor (3.66) și (3.68).

Secțiunea longitudinală a elementului stratului de așchiat, la formarea ei de către două treceri csecutive (alăturate)  $x_0$  și  $x_1$  se determină cu relația:

$$s'_t = \Delta s_{0,-1} = x_0 - x_{-1} = s_0 - 2A_v \sin(\pi \cdot i) \cdot \sin(\omega t - \pi \cdot i) \quad (3.80)$$

Valorile pozitive ale acestei relații stabilesc grosimea stratului de așchiat, iar din analiza ei se observă că, pe măsura așchierii grosimea stratului se schimbă monoton, diminuându-se lin până la zero, punctul de intrare și ieșire al sculei. Prin aceasta grosimea stratului de așchiat între două treceri succesive  $x_0$  și  $x_1$  este deplasată pe fază în raport cu deplasarea sculei  $x_0$ , depășind-o cu :

$$\theta'_s = \frac{\pi}{2} - \pi \cdot i$$

Punctele intrării și ieșirii sculei în așchiere vor fi date de relația :

$$s'_t = 0 \quad (3.81)$$

respectiv la unghiurile de rotație ale semifabricatului la intrarea ( $\theta_{vbi}$ ) și ieșirea ( $\theta_{vbc}$ ) a sculei din așchiere:

$$\theta_{vbi,vbc} = (-1)^p \arcsin \frac{s_0}{2A_v \sin(\pi i)} + \pi \cdot i + p \cdot \pi \quad (3.82)$$

unde

$$p=0, 1, 2, 3, \dots$$

Formarea secțiunii longitudinale a elementului stratului de așchiat prin trei treceri consecutive se determină pe două porțiuni, prima porțiune se determină cu relația (3.80) prin diferența  $s'_t = x_0 - x_{-1}$ , iar la a doua cu relația:

$$s''_t = (x_0 - x_{-1}) - (x_2 - x_{-1}) = x_0 - x_{-2} = 2s_0 - A_v (\sin 2\pi) \cdot (\sin \omega t - 2\pi i) \quad (3.83)$$

Grosimea stratului de așchiat, la formarea ei prin trecerile de zero ( $x_0$ ) și minus a doua ( $x_{-2}$ ), este deplasată pe fază în raport cu mișcarea sculei, depășind-o cu unghiul:

$$\theta''_s = \theta_{s0,-2} = \frac{\pi}{2} - 2\pi i \quad (3.84)$$

Punctele de trecere al elementului procesului de așchiere dat, de la grosimea  $s'_t = x_0 - x_{-1}$  la grosimea  $s''_t = x_0 - x_{-2}$  se vor regăsi la:

$$x_{-1} - x_{-2} = 0 \quad (3.85)$$

respectiv:

$$\theta_{-1,-2} = (-1)^p \arcsin \frac{S_0}{2A_v \sin \pi \cdot i} + 3\pi \cdot i + \pi \cdot p \quad (3.86)$$

unde

$$p=0, 1, 2, 3, \dots$$

Analiza dependențelor prezentate în cazul așchierii discontinue cu vibrații axiale se poate face ușor sub formă vectorială [81] (fig.3.8).

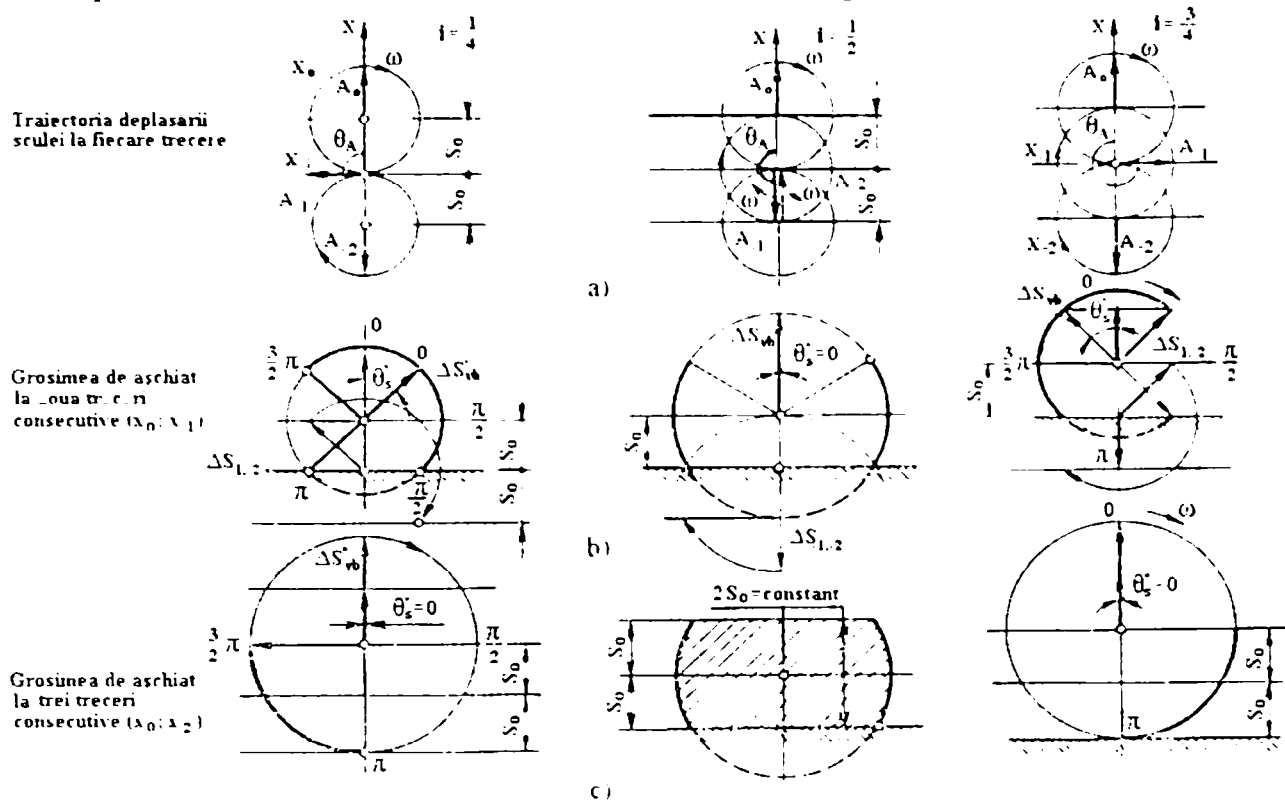


Fig. 3.8. Reprezentarea vectorială a procesului de așchiere discontinuă cu vibrații axiale: a)-traiectoria sculei la fiecare trecere ; b)-secțiunea stratului de așchiat determinată de două treceri succesive; c)-secțiunea stratului de așchiat determinat de trei treceri csecutive [81].

Când grosimea stratului de așchiat  $s_t$  prin așchiere discontinuă se determină numai prin două treceri alăturate (fig.3.8.b), toate construcțiile vectoriale sunt pentru  $A_x=s_0$ . Grosimea stratului în acest caz va fi:

$$s'_t = s_0 + \Delta s'_{vb} \cos(\omega t + \pi/2 - \pi \cdot i) \quad (3.87)$$

$$\Delta s'_{vb} = 2A_v \sin(\pi \cdot i) \quad \theta'_s = \theta_{s_0,-1} = \frac{\pi}{2} - \pi \cdot i$$

Partea circumferinței descrisă de capătul vectorului  $\Delta s_{vb}$ , care se rotește cu viteza unghiulară  $\omega$ , arată valorile curente ale grosimii de așchiat  $s_t$ . Valorile negative ale lui  $s'_t$  sunt reprezentate prin linie întreruptă și reprezintă întreruperile în așchiere, determinând timpul de odihnă al sculei ( $t_{od}$ ). Pentru o perioadă a oscilației timpul de odihnă este dat [81] de relația:

$$t_{od} = 4\pi \cdot T \cdot \arccos \frac{S_0}{2A_v \sin(\pi i)} \quad (3.88)$$

sau:

$$\frac{t_{od}}{T} = 4\pi \cdot \arccos \frac{S_0}{2A_v (\pi \cdot i)}$$

Intrarea și ieșirea sculei în faza mișcării oscilatorii este dată [81] de relația:

$$\theta_{\text{vbi,vbc}} = \theta_{\text{so,-1}}^0 + \theta'_s \quad (3.89)$$

unde

$\theta_{\text{so,-1}}^0$  – este faza oscilațiilor grosimii de așchiat, care dă valoarea ei egală cu zero;

$\theta'_s$  – este deplasarea în fază a mișcării sculei și schimbarea grosimii stratului de așchiat

În figura 3.8.c se prezintă dependențe similare, dar cu profilul longitudinal al stratului de așchiat determinat prin urmele a trei treceri alăturate, toate construcțiile sunt pentru cazul  $A_\lambda = s_0$ . În acest caz grosimea stratului de așchiat va fi :

$$\begin{aligned} s'_i &= s_0 + \Delta s'_{\text{vb}} \cos(\omega t + \theta'_s); \quad \Delta s'_{\text{vb}} = 2A_\lambda \sin(\pi \cdot i); \\ \theta'_s &= \theta_{\text{so,-1}} = \frac{\pi}{2} - \pi \cdot i \end{aligned} \quad (3.90)$$

$$\begin{aligned} s''_i &= 2s_0 + \Delta s''_{\text{vb}} \cos(\omega t + \theta''_s); \\ \Delta s''_{\text{vb}} &= 2A_\lambda \sin(\pi \cdot i); \quad \theta''_s = \theta_{\text{so,-2}} = \frac{\pi}{2} - 2\pi \cdot i \end{aligned}$$

În consecință în punctul de trecere a grosimii stratului de așchiat de la porțiunea când ea se definește ca diferența între două treceri consecutive  $x_0-x_{-1}$ , către porțiunea unde ea se definește cu diferența peste o trecere  $x_0-x_{-2}$ , în acel moment se schimbă atât amplitudinea oscilațiilor grosimii stratului de așchiat, cât și deplasarea pe fază între avansul sculei și schimbarea grosimii stratului de așchiat. În figura 3.8 valorile curente ale grosimii de așchiat, obținute la trecerile alăturate ( $x_0-x_{-1}$ ), sunt construite aparte de grosimile de așchiat care sunt îndepărtate la trecerea ( $x_0-x_{-2}$ ), mișcarea sculei în perioada așchierii este subliniată prin linie groasă, iar perioada fără așchiere cu linie punctată. Cu linie subțire sunt prezentate fazele oscilației sculei, când mișcarea are loc la orice diferență a trecerilor.

Faza de mișcare vibratorie a sculei la care are loc schimbarea condițiilor de așchiere de la îndepărtarea grosimii de așchiat determinate de  $x_0-x_{-1}$  (treceri alăturate), la grosimea de așchiat determinată de  $x_0-x_{-2}$  (la peste o trecere), se găsește din condiția:

$$s_{-1,-2} = (x_{-1} - x_{-2}) \quad (3.91)$$

Aceasta corespunde unghiului de rotație  $\theta_{A_0}$  a vectorului  $A_0$ , care determină mișcarea sculei, fiind egal cu:

$$\theta_{A_0} = \theta_{-1,-2}^0 \quad (3.92)$$

unde

$\theta_{-1,-2}^0$  – este unghiul de rotație a vectorului  $s_{-1,-2}$  prin care se întoarce la poziția zero.

În diagrama schimbării grosimii de așchiat  $\Delta s_{\text{vb}}$ , va fi luat în considerare deplasarea relativă a lui  $\theta'_s$ , în raport cu  $A_0$ :

$$\Delta s'_{\text{vb}} = \theta_s + \theta_{-1,-2}^0 \quad (3.93)$$

Din diagramele prezentate în figura 3.8 rezultă că prelucrarea la  $i=1/4$  și  $i=3/4$

dă unele și aceleași limite ale oscilației grosimii de așchiat. La prelucrarea cu două treceri alăturate, în primul caz ( $i=1/4$ ) forța de așchiere depășește pe fază deplasarea sculei, iar în al doilea caz ( $i=3/4$ ) rămâne în urmă față de deplasare. La așchiera de peste o trecere ( $x_0-x_2$ ), forța de așchiere la aceleași valori ale lui „i” se găsește în fază cu deplasarea. Timpul întreruperilor (pauzelor) în așchiere fiind egal.

Așchiera cu vibrații la  $i=1/2$  totdeauna dă o forță de așchiere în fază cu deplasările, totodată așchiera prin trecerile alăturate dă o oscilație bruscă a grosimii de așchiat în cazul trecerilor consecutive ( $x_0-x_1$ ), iar în cazul așchierii la peste o trecere ( $x_0-x_2$ ) grosimea de așchiat va fi constantă.

Stabilirea parametrilor geometrici a elementului de așchiat la așchiera discontinuă cu vibrații se face luând în considerare cazul obișnuit, când profilul lui se stabilește prin patru treceri anterioare ale sculei (fig.2.3.d). Atunci pornind din trecerea zero a sculei, grosimea stratului de așchiat [81] va fi :

$$s_1 = x_0 - x_m = s_0 \cdot m_{-2} - 2A_\lambda \sin[(k_\lambda + i) \cdot \pi \cdot m] \cdot \sin[(k_\lambda + i)(\theta_n - \pi \cdot m)] \quad (3.94)$$

Profilul elementului de tăiat se determină prin unghiuri  $\theta_{n0,-1}$ ,  $\theta_{n1,-3}$ ;  $\theta_{n2,-3}$ ,  $\theta_{n0,-3}$  și unghiul  $\theta_n^{min}$ . Unghiul  $\theta_n^{min}$  stabilește punctul de pe suprafața prelucrată la unghiul minim de înclinare a traiectoriei deplasării sculei în procesul de așchiere, el se poate stabili acceptând că,  $\dot{x} = 0$ , respectiv:

$$\theta_n^{min} = \frac{(-1)^p \cdot \arcsin \frac{s_0}{2\pi A_\lambda (k_\lambda + i)} + p \cdot \pi}{k_\lambda + i} \quad (3.95)$$

unde

$$p = 0, 1, 2, 3, \dots$$

Din  $s_1=0$  se pot determina unghiurile  $\theta_{n0,-1}$  și  $\theta_{n0,-3}$  care stabilesc poziția punctelor de intrare și de ieșire a sculei pe suprafața prelucrată respectiv, pentru intrare  $\theta_{nvbi} = \theta_{n0,-1}$  și pentru ieșire  $\theta_{nvbe} = \theta_{n0,-3}$ . Ținând seama de cele precizate, pentru  $\theta_{nvbi:nvbe}$  avem:

$$\theta_{nvbi:nvbe} = \frac{(-1)^p \cdot \arcsin \frac{s_0 \cdot m}{2\pi A_\lambda (k_\lambda + i)} + p\pi}{k_\lambda + i} + m \cdot \pi \quad (3.96)$$

unde

$$p = 0, 1, 2, 3, \dots$$

Identic se va proceda și pentru găsirea valorii unghiurilor  $\theta_{n1,-3}$  și  $\theta_{n2,-3}$ , care vor determina forma șpanului.

Având expresiile pentru  $\theta_{vbi}$  și  $\theta_{vbe}$ , se poate determina lungimea așchierii l. Lungimea maximă a elementului stratului ce urmează a fi așchiat la așchiera discontinuă este egală cu lungimea undeii mișcării oscilatorii, desfășurată pe suprafața așchierii  $\lambda$  (fig.3.4.b și c).

Lungimea maximă se stabilește din condiția intersecției traiectoriilor a două treceri succesive [81], și depinde numai de viteza principală de așchiere ( $v_{as}$ ) și frecvența mișcării vibratorii a cuțitului (f):

$$l^{max} = \lambda = 16,7 \frac{v_{as}}{f} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60f} \quad (3.97)$$

O astfel de lungime o are elementul stratului de așchiat în cazul particular  $i=1/2$  și  $A_x=s_0/2$ . De obicei  $l^{\max}$  este mai mică și depinde de „ $i$ ”, de  $s_0/A_x$  și de numărul urmelor „ $m$ ” ale muchiei așchietoare care formează elementul stratului de așchiat.

Lungimea elementului așchierii la unele și aceleași valori ale lui  $\theta_{vbi}$  și  $\theta_{vbc}$  va depinde și de diametrul suprafeței care se prelucrează „ $d$ ”, pentru care este mai convenabil să se treacă de la ecuația deplasării vârfului muchiei așchietoare  $x$  în funcție de  $\theta_n$  la expresia lui „ $x$ ” în funcție de o mărime liniară „ $z$ ” [81], care stabilește desfășurata suprafeței prelucrate respectiv:

$$z = \frac{d}{2} \cdot \theta_n; \text{ atunci } z_{vbi} = \frac{d}{2} \cdot \theta_{vbi} \quad z_{vbc} = \frac{d}{2} \cdot \theta_{vbc} \quad (3.98)$$

Cu aceste precizări expresia lui  $x_0$  și  $\dot{x} = 0$  va fi:

$$x_0 = \frac{s_0}{\pi \cdot d} \cdot z + A_x \cos \frac{2(k_\lambda + i)}{d} \cdot z; \quad (3.99)$$

$$\dot{x}_0 = \frac{s_0}{\pi \cdot d} \cdot z + A_x \cos \frac{2(k_\lambda + i)}{d} \cdot z$$

Lungimea elementului așchierii va fi [81]:

$$l = \int_{z_{vbi}}^{z_{vbc}} \sqrt{\left(\frac{dx}{dz}\right)^2 + 1} dz =$$

$$= \int_{z_{vbi}}^{z_{vbc}} \sqrt{\frac{s_0^2}{\pi^2 d^2} - \frac{4A_x \cdot s_0 (k_\lambda + i)}{\pi d} \sin \frac{2(k_\lambda + i)}{d} z + \frac{4A_x^2 (k_\lambda + i)}{d^2} \sin^2 \frac{2(k_\lambda + i)}{d} z + 1} dz =$$

$$= \int_{z_{vbi}}^{z_{vbc}} \frac{2A_x}{d} \sqrt{\frac{s_0^2}{4A_x^2 \pi^2} - \frac{s_0 (k_\lambda + i)}{A_x \pi} \sin \frac{2(k_\lambda + i)}{d} z + (k_\lambda + i)^2 \sin^2 \frac{2(k_\lambda + i)}{d} z + \frac{d^2}{4A_x^2}} dz \quad (3.100)$$

Valoarea lungimii  $l$  se determină prin valorile unghiurilor de intrare  $\theta_{vbi}$  și ale unghiurilor de ieșire  $\theta_{vbc}$  relația (3.100) va deveni:

$$l = A_x \int_{\theta_{vbi}}^{\theta_{vbc}} \sqrt{\frac{s_0^2}{4A_x^2 \pi^2} - \frac{s_0 (k_\lambda + i)}{A_x} \frac{\sin(k_\lambda + i)\theta_n}{\pi d} + (k_\lambda + i)^2 \sin^2 [(k_\lambda + i) \cdot \theta_n] + \frac{d^2}{4A_x^2}} d\theta \quad (3.101)$$

Pentru calcularea nodurilor de intrare și ieșire a sculei se determină unghiul înclinației tangențiale făcut de traiectoria deplasării sculei în aceste momente (fig.3.4.c și d):

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\mu_{\text{vbi}} &= \frac{s_0}{\pi d} - \frac{2A_{\text{v}}(k_{\lambda} + i)}{d} \cdot \sin\left(\frac{2(k_{\lambda} + i)}{d}\right) \cdot z_{\text{vbi}}; \\ \operatorname{tg}\mu_{\text{vbc}} &= \frac{s_0}{\pi d} - \frac{2A_{\text{v}}(k_{\lambda} + i)}{d} \cdot \sin\left(\frac{2(k_{\lambda} + i)}{d}\right) \cdot z_{\text{vbc}} \end{aligned} \quad (3.102)$$

Determinând valorile  $d/A_{\text{v}} \cdot \operatorname{tg}\mu_{\text{vbi}}$  și  $d/A_{\text{v}} \cdot \operatorname{tg}\mu_{\text{vbc}}$ , ele permit obținerea unor expresii mai generale pentru normativele regimurilor de așchiere cu vibrații, independente de diametrul prelucrării și amplitudinea oscilațiilor:

$$\frac{d}{2A_{\text{v}}} \operatorname{tg}\mu_{\text{vbi}} = \frac{s_0}{2\pi A_{\text{v}}} - (k_{\lambda} + i) \cdot \sin[(k_{\lambda} + i)\theta_{\text{vbi}}] \quad (3.103)$$

$$\frac{d}{2A_{\text{v}}} \operatorname{tg}\mu_{\text{vbc}} = \frac{s_0}{2\pi A_{\text{v}}} - (k_{\lambda} + i) \cdot \sin[(k_{\lambda} + i)\theta_{\text{vbc}}]$$

Procesul discontinuu de așchiere cu vibrații va amortiza din vibrațiile induse sistemului MUDPS datorită schimbării deplasării fazelor de lucru ale sculei așchietoare.

În concluzie putem afirma că dependențele obținute servesc ca bază pentru analiza dinamicii sistemului MUDPS precum și stabilirea condițiilor când procesul așchierii continue susține sau amortizează procesul oscilatoriu ce se produce.

### 3.5. Folosirea sculelor multităiș la așchiere cu vibrații axiale

Cinematica așchierii cu scule multităiș (mai multe muchii așchietoare) se poate prezenta după exemplul operațiilor de prelucrare a orificiilor (găurilor). La proiectarea sculelor cu tăișuri multiple se adoptă două principii [81]:

- a) - principiul divizării adâncimii de așchiere;
- b) - principiul divizării avansului.

Primul caz este folosit în special la găurire, alezare, adâncire, strunjire interioară cu bare multicutit, broșare interioară, tarodare, etc., când adaosul de prelucrat este împărțit pentru fiecare muchie tăietoare (fig.3.9.a.), iar grosimea de așchiat ce revine pentru fiecare muchie așchietoare  $s_1=s_2=s_z$ , este egală cu avansul sculei, respectiv:

$$s_z = s_{\Sigma} \quad (3.104)$$

Al doilea caz este folosit mai mult pentru scule de frezat, iar avansul sculei este egal cu totalul grosimilor de așchiat realizate de către fiecare tăiș în parte (avans pe dinte) adică:

$$s_{\Sigma} = z \cdot s_z \quad (3.105)$$

unde

$z$  este numărul de muchii așchietoare ale sculei.

Astfel în cazul prezentat în figura 3.9.  $z=2$ ,  $s_1=s_2=s_z$  și  $s_{\Sigma}=2s_z$  [81].



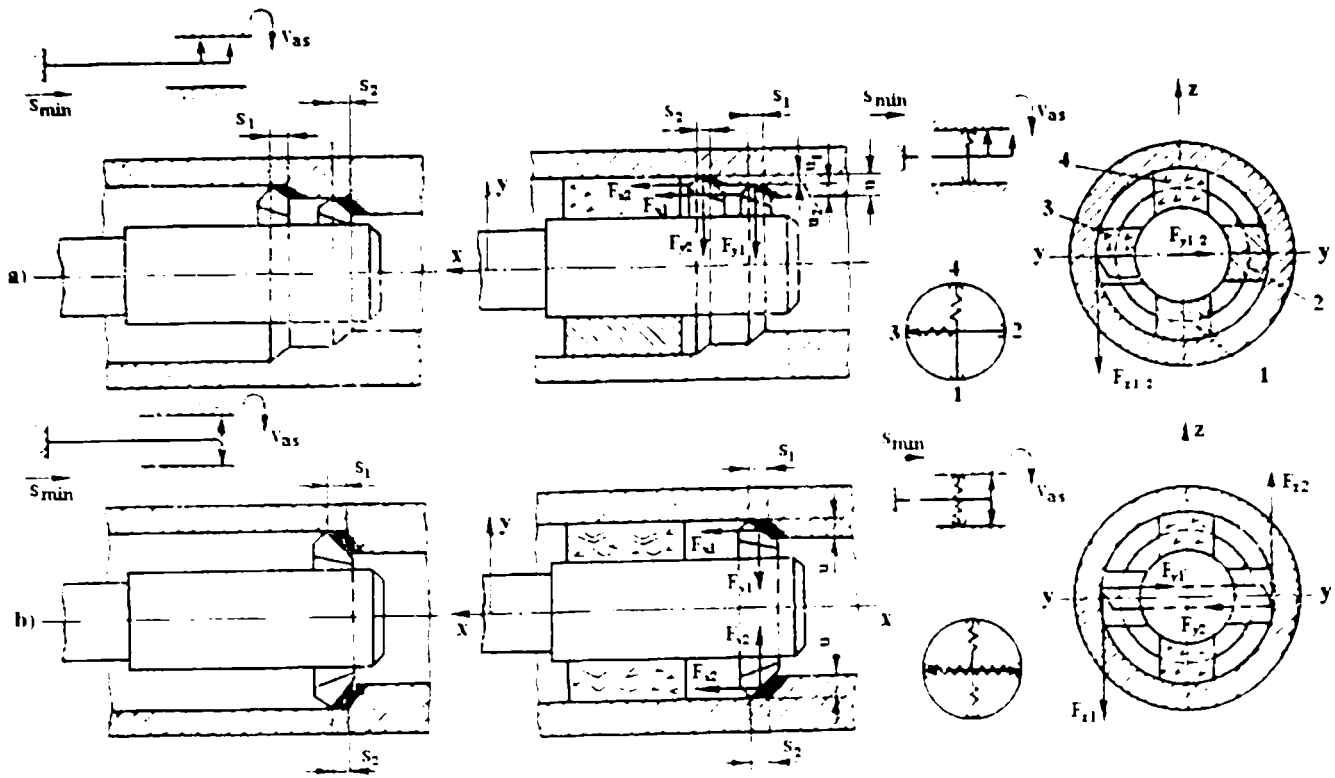


Fig. 3.9. Schema de lucru a sculelor multitaieș: a) – după principiul divizării adâncimii de așchiere; b) – după principiul divizării avansului [81].

Cu scula de tipul al doilea, teoretic se poate realiza, pe seama măritii avansului o productivitate mai ridicată prin creșterea numărului de muchii așchietoare. Creșterea numărului peste un anumit număr optim nu duce la ridicarea eficienței economice, deoarece are loc o reducere bruscă a preciziei prelucrării datorită retragerilor și rezistenței scăzute la vibrații. Condițiile satisfăcătoare de lucru a sculei, construită după principiul divizării avansului sunt ca instalarea tăișurilor să se facă cu foarte mare precizie într-un singur plan și absența dezaxărilor.

Rezultatele economice se obțin cu sculele care funcționează după principiul divizării adâncimii de așchiere, deoarece ele pot fi executate mai rigid.

Elementele stratului de așchiat date de scula care lucrează după principiul divizării adâncimii așchierii, se calculează similar ca la prelucrarea cu un singur tăiș.

Ecuatiile deplasării vârfului muchiei așchietoare a sculei, având două muchii, în coordonatele  $xot$  vor fi [81, 82]:

$$\begin{cases}
 \text{- la trecerea a } m \text{- a :} \\
 x_m = m \cdot s_z + s_{dp} \cdot t + A_\lambda \cos\left(\omega t + \frac{2\pi}{Z} \cdot m \cdot i\right); \\
 \dots \\
 \text{- la trecerea zero :} \\
 x_0 = s_{dp} \cdot t + A_\lambda \cos(\omega t); \\
 \dots \\
 \text{- la trecerea anterioara "-m":} \\
 x_{-m} = m \cdot s_z + s_{dp} \cdot t + A_\lambda \cos\left[\frac{\omega}{\omega_n} \left(\theta_n - \frac{2\pi}{Z} \cdot m\right)\right]
 \end{cases} \quad (3.106)$$

Transcrise ecuațiile (3.106) în coordonate  $x_0\theta_n$  vor fi:

$$\begin{cases} x_m = m \cdot s_z + \frac{s_0}{2\pi} \theta_n + A_\lambda \cos \frac{\omega}{\omega_n} \left( \theta_n + \frac{2\pi}{z} m \right); \\ \dots \\ x_0 = \frac{s_0}{2\pi} \theta_n + A_\lambda \cos \frac{\omega}{\omega_n}; \\ \dots \\ x_{-m} = m \cdot s \cdot z + \frac{s_0}{2\pi} \theta_n + A_\lambda \cos \frac{\omega}{\omega_n} \left( \theta_n - \frac{2\pi}{z} m \right); \end{cases} \quad (3.107)$$

Se introduce valoarea  $k_\lambda$ , prin prezentarea generală:

$$\frac{\omega}{\omega_n} = z \cdot (k_\lambda + i), \quad (3.108)$$

iar relațiile (3.107) devin:

$$\begin{cases} x_m = m \cdot s_0 + \frac{s_0}{2\pi} \theta_n + A_\lambda \cos z \cdot (k_\lambda + i) \left( \theta_n + \frac{2\pi}{z} m \right); \\ \dots \\ x_0 = \frac{s_0}{2\pi} \theta_n + A_\lambda \cos(k_\lambda + i) \cdot z \cdot \theta_n; \\ \dots \\ x_{-m} = -m \cdot s \cdot z + \frac{s_0}{\pi} \theta_n + A_\lambda \cos z(k_\lambda + i) \left( \theta_n - \frac{2\pi}{z} m \right). \end{cases} \quad (3.109)$$

Grosimea stratului de așchiat, îndepărtat la a „m” – a trecere după cea de zero anterioară va fi:

$$\begin{aligned} s_1 &= x_m - x_0 = m \cdot s_z - 2A_\lambda \sin \frac{\omega}{\omega_n} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot m \cdot \sin \frac{\omega}{\omega_n} \left( \theta_n + \frac{\pi \cdot m}{z} \right) \\ s_1 &= x_m - x_0 = m \cdot s_z - 2A_\lambda \sin \pi(k_\lambda + i)m \cdot \sin z(k_\lambda + i) \left( \theta_n + \frac{\pi}{z} m \right) \\ s_1 &= x_m - x_0 = m \cdot s_z - 2A_\lambda \sin \pi(k_\lambda + i) \cdot m \cdot \sin(k_\lambda + i)(z \cdot \theta_n + \pi \cdot m) \quad (3.110) \end{aligned}$$

Similar se va determina grosimea de așchiat, îndepărtată la trecerea zero, după trecerea anterioară de „-m”, astfel vom avea:

$$\begin{aligned} s_1 &= x_0 - x_{-m} = m \cdot s_z - 2A_\lambda \sin \frac{\omega}{\omega_n} \frac{\pi}{z} m \cdot \sin \frac{\omega}{\omega_n} \left( \theta_n - \frac{\pi}{2} m \right) \\ s_1 &= x_0 - x_{-m} = m \cdot s_z - 2A_\lambda \sin \pi(k_\lambda + i)m \cdot \sin z(k_\lambda + i) \left( \theta_n - \frac{\pi}{z} m \right) \\ s_1 &= x_0 - x_{-m} = m \cdot s_z - 2A_\lambda \sin \pi(k_\lambda + i)m \cdot \sin(k_\lambda + i)(z \cdot \theta_n - \pi \cdot m) \quad (3.111) \end{aligned}$$

La  $z=1$ ;  $z=2$ ;  $z=3$ , vom avea formule pentru cazuri particulare, de exemplu  $z=1$ , pentru cuțite de strung,  $z=2$  pentru burghie și  $z=3$  pentru adâncitoare, zencuitoare etc.

Grosimea stratului neașchiat care se îndepărtează cu burghiul ( $z=2$ ) care funcționează după schema divizării avansului [81], va fi:

$$\begin{aligned}
 s_t &= x_m - x_0 = \frac{m \cdot s_0}{2} - 2A_x \cdot \sin \frac{\omega}{\omega_n} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot m \cdot \sin \frac{\omega}{\omega_n} \left( \theta_n + \frac{\pi}{2} m \right) \\
 \frac{\omega}{\omega_n} z(k_\lambda + i) &= 2(k_\lambda + i); & (k_\lambda + i) &= \frac{60f}{z \cdot n} = \frac{30f}{n}; \\
 s_t &= x_m - x_0 = \frac{m \cdot s_0}{2} - 2A_x \sin[\pi(k_\lambda + i)m] \sin[2(k_\lambda + i) \cdot (\theta_n + \frac{\pi}{2} \cdot m)]
 \end{aligned} \tag{3.112}$$

Pentru orice număr  $z$  al muchiilor așchietoare, condițiile pentru trecerea de la procesul continuu de așchiere cu vibrații la procesul discontinuu vor fi:

$$s_t = 0 \tag{3.113}$$

Rezolvând (3.113) și punând condițiile așchierii discontinue se obține:

$$\frac{m \cdot s_z}{2A_x \sin \pi(k_\lambda + i)m} = \left| \sin z(k_\lambda + i) \left( \theta_n - \frac{\pi}{z} \right) \right| \leq 1 \tag{3.114}$$

$$\frac{s_z}{A_x} \leq \frac{2|\sin \pi(k_\lambda + i)m|}{m}; \quad A_x \geq \frac{m \cdot s_z}{2 \sin \pi(k_\lambda + i)m}$$

În consecință, la o trecere dată pe o muchie așchietoare, grosimea de așchiat  $s_z$ , amplitudinea  $A_x$  și mărimea  $i$ , în condiția de trecere la așchiera discontinuă, nu depinde de numărul muchiilor așchietoare.

Unghiurile de intrare  $\theta_{nvbi}$  și unghiurile de ieșire  $\theta_{nvbe}$  care determină poziția pe suprafața prelucrată a punctelor intrării și ieșirii muchiilor de așchiere în stratul de așchiat, vor fi:

$$\theta_{nvbi, nvbe} = \frac{(-1)^p \arcsin \frac{s_z \cdot m}{2A_x \sin \pi(k_\lambda + i) \cdot m}}{z(k_\lambda + i)} + \frac{m \cdot \pi}{z} \tag{3.115}$$

unde

$$p = 0, 1, 2, 3, \dots$$

Pentru găsirea lungimii  $l$  a elementului de așchiat limitat de aceste unghiuri, se trece la scrierea ecuației de mișcare în coordonate liniare  $xoz$  [81], unde:

$$z = \frac{d}{2} \theta_n; \quad x_0 = \frac{s_0}{\pi \cdot d} z + A_x \cos 2 \frac{z}{d} (k_\lambda + i) z$$

obținându-se:

$$\frac{dx_0}{dz} = \frac{s_0}{\pi d} - \frac{2zA_x}{d} (k_\lambda + i) \sin \frac{2z}{d} (k_\lambda + i) z, \tag{3.116}$$

iar  $l$  va fi:

$$\begin{aligned}
 l &= \int_{z_{vbi}}^{z_{vbe}} \sqrt{\left( \frac{dx}{dz} \right)^2 + 1} dz = \\
 &= A_x \int_{\theta_{vbi}}^{\theta_{vbe}} \sqrt{\frac{s_0^2}{4\pi^2 A_x^2} - \frac{s_0}{\pi A_x} z(k_\lambda + i) \sin z(k_\lambda + i) \theta_n + z^2 (k_\lambda + i)^2 \sin^2 z(k_\lambda + i) \theta_n + \frac{d^2}{4A_x^2}} d\theta
 \end{aligned} \tag{3.117}$$

Unghiurile cinematice la intrarea  $\mu_{\text{vbi}}$  și ieșirea sculei  $\mu_{\text{vbc}}$  în stratul de așchiat și în coordonatele  $x\theta_n$  vor fi:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\mu_{\text{vbi}} &= \frac{S_0}{2\pi} - z(k_\lambda + i)A_\lambda \sin z(k_\lambda + i)\theta_{\text{vbi}} \\ \operatorname{tg}\mu_{\text{vbc}} &= \frac{S_0}{2\pi} - z(k_\lambda + i)A_\lambda \sin z(k_\lambda + i)\theta_{\text{vbc}} \end{aligned} \quad (3.118)$$

Ținând cont de dependențele nodurilor cinematice, de diametrul suprafeței prelucrate, și trecând de la sistemul  $x\theta_n$ , la sistemul de coordonate liniare  $xoz$ , unde:

$$z = \frac{\pi}{2} \theta_n;$$

relația (3.118) devine:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\mu_{\text{vbi}} &= \frac{S_0}{\pi \cdot d} - 2 \frac{A_\lambda}{d} z(k_\lambda + i) \cdot \sin \left[ \frac{2z}{d} (k_\lambda + i) z_{\text{vbi}} \right] \\ \operatorname{tg}\mu_{\text{vbc}} &= \frac{S_0}{\pi \cdot d} - 2 \frac{A_\lambda}{d} z(k_\lambda + i) \cdot \sin \left[ \frac{2z}{d} (k_\lambda + i) z_{\text{vbc}} \right] \end{aligned} \quad (3.119)$$

În vederea stabilirii regimurilor de așchiere cu vibrații este recomandat [82] ca mărimile care determină caracterul schimbării grosimii de așchiat  $s_t$ , lungimea  $l$  și unghiurile  $\mu_{\text{vbi}}$  și  $\mu_{\text{vbc}}$  să fie exprimate prin relații care să nu depindă de avansul sculei și diametrul piesei de prelucrat, astfel de relații sunt:

$$\begin{aligned} \frac{s_t}{A_\lambda} &= \frac{S_z}{A_\lambda} m - 2 \sin[\pi(k_\lambda + i)m] \cdot \sin \left[ z(k_\lambda + i) \left( \theta_n - \frac{\pi}{z} m \right) \right] \\ \frac{l}{A_\lambda} &= \\ &= \int_{\theta_{\text{vbi}}}^{\theta_{\text{vbc}}} \sqrt{\frac{S_0^2}{4\pi^2 A_\lambda^2} - \frac{S_0}{\pi A_\lambda} z(k_\lambda + i) \sin[z(k_\lambda + i)\theta_n] + z^2(k_\lambda + i)^2 \sin^2[z(k_\lambda + i)\theta_n] + \frac{d^2}{4A_\lambda^2}} d\theta \\ \frac{d}{2A_\lambda} \operatorname{tg}\mu_{\text{vbi}} &= \frac{S_0}{2\pi A_\lambda} - z(k_\lambda + i) \cdot \sin[z(k_\lambda + i)\theta_{\text{vbi}}] \\ \frac{d}{2A_\lambda} \operatorname{tg}\mu_{\text{vbc}} &= \frac{S_0}{2\pi A_\lambda} - z(k_\lambda + i) \cdot \sin[z(k_\lambda + i)\theta_{\text{vbc}}] \end{aligned} \quad (3.120)$$

În toate aceste relații, apar ca parametri de intrare, caracteristicile de bază fără dimensiuni (adimensionale) ale procesului de așchiere cu vibrații. Termenii:  $s_z/A_\lambda$  și  $(k_\lambda + i) = \omega/z \cdot \omega_n = 60f/z \cdot n$ , reprezintă expresii analitice pentru stabilirea parametrilor cinematici de bază ai procesului discontinuu de așchiere cu vibrații. Ei permit obținerea caracterului schimbării grosimii de așchiat ( $s_t$ ), al nodurilor care determină punctele intrării și ieșirii sculei pe suprafața de așchiat ( $\theta_{\text{vbi}}$  și  $\theta_{\text{vbc}}$ ), lungimea elementului de așchiat „ $l$ ” a unghiurilor de intrare și ieșire a sculei ( $\mu_{\text{vbi}}$  și  $\mu_{\text{vbc}}$ ).

Din relațiile (3.120) se observă că, grosimea curentă a stratului de așchiat ( $s_t$ ) la așchiere este cu atât mai mare cu cât este mai mare avansul ce revine pe o muchie de

așchiere ( $s_z$ ) și cu cât este mai mare diferența trecerilor ( $m$ ) care formează un element al stratului de așchiat. Influența hotărâtoare asupra mărimii grosimii de așchiat curente o are deplasarea fazelor ( $i$ ). Lungimea elementului stratului de așchiat este cu atât mai mare cu cât mai mare este amplitudinea mișcării vibratorii ( $A_v$ ), avansul pe o rotație ( $s_0$ ) și diametrul suprafeței de prelucrat ( $d$ ). Mărirea raportului  $s_0/A_v$  la  $A_v > s_0$  duce la micșorarea raportului  $l/A_v$ . Mărimea ( $l$ ) mai depinde și de raportul pulsațiilor  $\omega/\omega_n$  transformându-se în infinit la  $i=1$ . Unghiurile intrării și ieșirii sculei ( $\mu_{\text{vbi}}$  și  $\mu_{\text{vbe}}$ ), în stratul de așchiat sunt cu atât mai mari cu cât mai mare este raportul  $s_0/A_v$ , ele mai depind și de deplasarea fazelor  $i$ .

Parametrii cinematici de bază ai procesului discontinuu de așchiere cu vibrații pot fi obținuți prin construcțiile grafice ale desfășurărilor suprafeței prelucrate și traiectoriilor mișcării sculei.

În figura 3.10 se prezintă un exemplu de reprezentare grafică cu desfășurarea suprafeței la operația de găurire, vibrațională a unui oțel inox cu următorii parametri:  $d=1.2$  mm,  $n=2800$  rot/min;  $v_{\text{as}}=10.6$  m/min;  $s_0=0.01$  mm/rot;  $2A_v=0.016$  mm;  $f=200$  Hz,  $k_z+i=2.14$  [81].

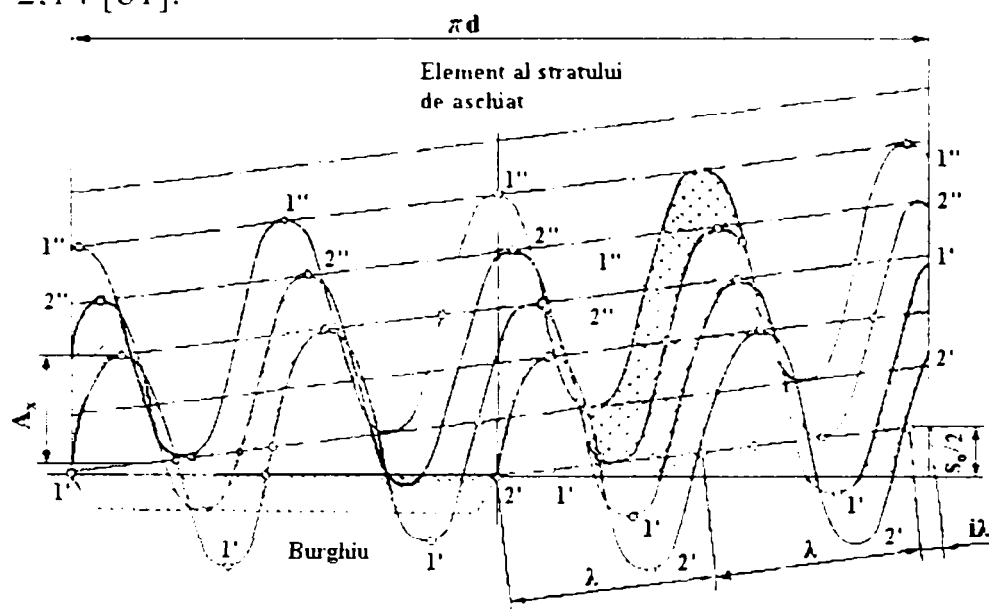


Fig. 3.10. Elementele stratului de așchiat la găurirea cu vibrații [81].

Datele din exemplul arătat permit calcularea valorilor curente ale grosimii elementului de așchiat  $s_l/A_v$ , lungimea elementului de așchiat  $l/A_v$ , a unghiurilor, cinematice de intrare și ieșire a sculei ( $\mu_{\text{vbi}}$  și  $\mu_{\text{vbe}}$ ).

Lungimea stratului de așchiat determină durata efectului și dimensiunea așchiei fragmentate, iar unghiurile cinematice ale intrării și ieșirii sculei în așchiere caracterizează schimbarea unghiurilor funcționale ale sculei.

### 3.7. Procesul de așchiere cu vibrații în direcție tangențială

Schema cinematică a introducerii vibrațiilor tangențiale în procesul de așchiere este prezentată în figura 3.11. [81]. Particularitățile procesului de așchiere cu vibrații tangențiale sunt:

- la prima aproximație se păstrează dimensiunile secțiunilor longitudinale și transversale ale stratului de așchiat;
- oscilația pe un ciclu în limite mari ale vitezei de așchiere, prin care se pot

depăși substanțial vitezele așchierii obișnuite;

c) - microneregularitățile suprafeței prelucrate în acest caz se deosebesc puțin de profilul suprafeței obținute la prelucrările obișnuite.

La așchiera cu vibrații tangențiale mișcarea principală devine neuniformă și se determină viteza efectivă de așchiere [81]:

$$v_{ca} = v_{as} + v_{vb} = v_{as} + \Delta v_{vb} \cos \omega t \quad [\text{m/min}]$$

$$\Delta v_{vb} = 0.06 A_z \omega = 0.12 \pi - f \cdot A_z \quad [\text{m/min}] \quad (3.121)$$

Oscilațiile vitezei de așchiere la prelucrarea cu vibrații tangențiale pot fi deosebit de mari și pot să ducă la schimbarea calității procesului de așchiere. Aceasta va avea loc în acea parte a perioadei oscilațiilor când  $v_{vb} > v_{as}$  și în acest timp se va petrece detașarea bruscă a suprafeței de degajare de materialul prelucrat.

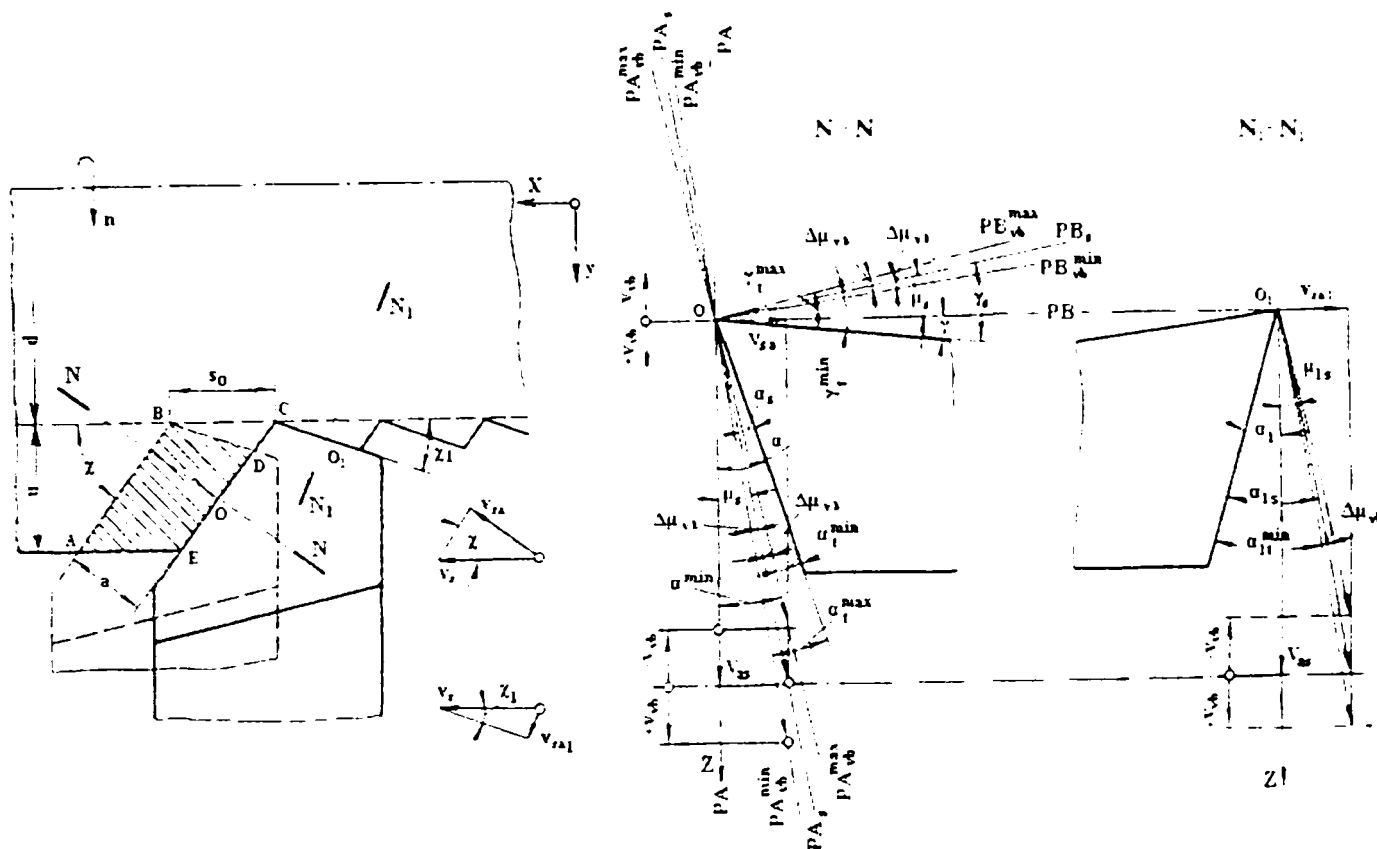


Fig. 3.11. Elementele stratului de așchiat și unghiurile funcționale la așchiera cu vibrații tangențiale [81].

Dimensiunile secțiunii transversale ale stratului de așchiat la așchiera cu vibrații tangențiale de amplitudini mici se schimbă foarte puțin și se pot neglija. La creșterea însemnată a amplitudinilor oscilațiilor și la diametre mici ale pieselor, această schimbare trebuie luată în considerare.

Dimensiunile secțiunii transversale se exprimă prin schimbarea adâncimii de așchiere care duce la oscilații ale stratului de așchiat și a lățimii elementului de așchiat. Componenta variabilă a adâncimii de așchiere se determină [81] utilizând notațiile din figura 3.12.:

$$\Delta u_{vb} = \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 + A_z^2} - \frac{d}{2} = A_z \sqrt{1 + \left(\frac{d}{2A_z}\right)^2} - \frac{d}{2} = A_z \left[ \sqrt{1 + \left(\frac{d}{2A_z}\right)^2} - \frac{d}{2A_z} \right] \quad [\text{mm}]$$

(3.122)



Între amplitudinea oscilațiilor și schimbarea adâncimii de așchiere are loc o dependență neliniară, dar amplitudinea oscilațiilor  $A_v$  este cu mult mai mică decât  $d/2$ , pentru care se poate accepta într-o primă aproximație o dependență liniară:

$$\Delta u_{vb} = K_A \cdot A_v \quad (3.123)$$

unde

$K_A$  – este un coeficient care depinde de diametrul prelucrării și amplitudinea oscilațiilor.

Legea de variație a adâncimii de așchiere la momentul  $t$  sub acțiunea unei mișcări vibratorii de tip armonic poate fi scrisă sub forma:

$$u_t = u + \Delta u_{vb} \sin \omega t, \quad [\text{mm}] \quad (3.124)$$

Valorile curente ale grosimii și lățimii elementului de așchiat la modificarea stratului de așchiat după legea (3.122) la trecerea anterioară fără vibrații va fi:

$$a_t = a + \Delta a_{vb} \sin \omega t; \quad b_t = b + \Delta b_{vb} \sin \omega t; \quad (3.125)$$

$$\Delta a_{vb} = \Delta u_{vb} \cos \chi;$$

$$\Delta b_{vb} = \frac{\Delta u_{vb}}{\sin \chi}$$

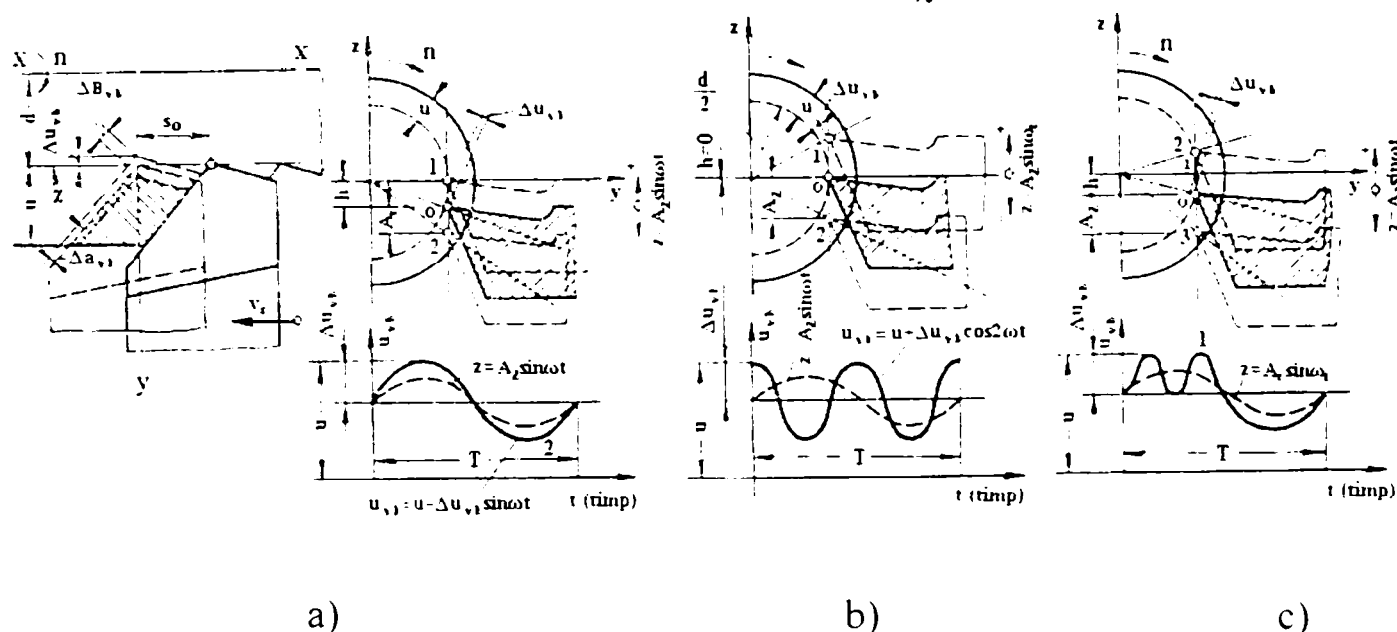


Fig. 3.12. Influența poziției de pornire a muchiei de așchiere asupra caracterului modificării secțiunii stratului de așchiat în cazul vibrațiilor tangențiale [81].

Ca urmare, schimbarea mărimilor  $\Delta u_{vb}$  și  $\Delta a_{vb}$  se desfășoară monofazic. Secțiunea longitudinală a stratului de așchiat va fi variabilă pe seama schimbării grosimii stratului de așchiat.

Procesul de așchiere pe muchia de așchiere principală cu vibrații tangențiale, se caracterizează prin prezența componentei variabile a forței de așchiere  $\Delta F'_{\Delta b}$ , condiționată prin lățimea suplimentară a stratului de așchiat, modificându-se în fază cu mișcarea vibratorie a sculei. Mărimea lățimii suplimentare este:

$$\Delta b' = \frac{\Delta u_{vb}}{\sin \chi} = \frac{K_A}{\sin \chi} A_v; \quad [\text{mm}] \quad (3.126)$$

Forța totală de așchiere pe muchia de așchiere principală ( $F'$ ) este condiționată în procesul de așchiere cu vibrații tangențiale de legea de mișcare [81]:

$$z = A_z \sin \omega t, \quad (3.127)$$

și va fi:

$$F' = F' + \Delta F'_{va} \cos(\omega t - \pi i) + \Delta F'_{vb} \sin \omega t \quad (3.128)$$

Valoarea curentă a forței de așchiere  $F'_{vb}$ , pe muchia de așchiere principală, este compusă, asemănător cu cazul așchierii cu vibrații radiale (fig. 3.5.b.), din componentele ei: principală  $F'_{vb}$  și secundară  $F''_{vb}$ :

$$\begin{aligned} F'_{vb} &= F' + \Delta F'_{va} \cos(\omega t - \pi i) + \Delta F'_{vb} \sin \omega t; \\ F''_{vb} &= F'' + \Delta F''_{va} \sin \omega t + \Delta F''_{vb} \cos(\omega t - \pi i); \\ F_{vb} &= F'_{vb} + F''_{vb} = (F' + F'') + (\Delta F'_{va} + \Delta F'_{vb}) \cos(\omega t - \pi i) + (\Delta F''_{vb} + \Delta F''_{va}) \sin \omega t \end{aligned} \quad (3.129)$$

O importanță deosebită în cazul prelucrării cu vibrații tangențiale o are poziția de pornire a sculei, poziție care se stabilește luând în calcul coborârea  $x_y$  a ei la instalare și deformația statică  $x$  sub acțiunea forței de așchiere, adică:

$$h = x_y + x \quad (3.130)$$

Dacă vârful sculei este așezat mai jos decât axa de rotație a piesei (fig.3.13.a) și amplitudinea vibrațiilor nu depășesc această deplasare respectiv  $A_z < h$ , atunci modificarea parametrilor stratului de așchiat se face sincronizat cu deplasările sculei.

Dacă poziția de pornire a vârfului cuțitului coincide cu axa de rotație a piesei ( $h=0$ ), atunci schimbarea secțiunii transversale a stratului de așchiat se va face spre micșorare în comparație cu așchieria obișnuită (fig.3.12.b), iar frecvența modificării parametrilor stratului de așchiat crește cu de două ori mai mare. Asupra sistemului în acest caz va acționa forța de așchiere dată de relația:

$$F_{vb} = F + (\Delta F'_{va} + \Delta F''_{vb}) \cdot \cos(\omega t - \pi i) + (\Delta F'_{vb} + \Delta F''_{va}) \sin 2\omega t \quad (3.131)$$

Un caz mai general are loc dacă  $A_z > h$  (fig.3.12.c), când în momentul trecerii vârfului sculei vibratoare peste axa de rotație a piesei de prelucrat are loc schimbarea frecvențelor stratului de așchiat.

Parametrii geometrici ai părții așchietoare la așchieria cu vibrații în direcție tangențială se obțin prin determinarea poziției suprafețelor de degajare și așezare în raport cu planele  $PB_{vb}$  și  $PA_{vb}$  (fig.3.11) care își schimbă continuu poziția datorită mișcării vibratorii imprimată sculei.

Unghiul cinematic, condiționat de mișcarea oscilatorie este:

$$\mu_t = \Delta \mu_{vb} \cos \omega t \quad (3.132)$$

Valorile curente ale unghiurilor efective ale sculei vor fi:

$$\alpha_t = \alpha - \mu_s + \mu_t = \alpha - \mu_s + \Delta \mu_{vb} \cos \omega t \quad (3.133)$$

$$\gamma_t = \gamma - \mu_s + \mu_t = \gamma - \mu_s - \Delta \mu_{vb} \cos \omega t$$

În funcție de viteza de așchiere se poate determina  $\alpha_t$ :

$$\alpha_t = \alpha - \arctg \frac{v_{sa}}{v_{as} + v_{vb} \cos \omega t} \quad [\text{grade}] \quad (3.134)$$

La așchieria cu vibrații tangențiale sunt posibile două regimuri: așchiere continuă cu vibrații tangențiale și așchiere discontinuă cu vibrații tangențiale.

Regimul de așchiere discontinuă poate fi obținut pe două căi: una ca urmare a

micșorării grosimii stratului de așchiat pe porțiunea oscilațiilor până la zero, fenomen care are loc și la așchiera discontinuă cu vibrații axiale (relația 3.68) și a doua ca urmare a creșterii vitezei mișcării vibratorii.

În cazul așchierii continue cu vibrații tangențiale valoarea minimă a unghiului efectiv de așezare  $\alpha_t^{\min}$  pentru acest caz, când  $\Delta v_{vb} < v_{as}$ ,  $\Delta v_{vb}/v_{as} < 1$ , vom avea:

$$\alpha_t^{\min} = \alpha - (\mu_s + \mu_{vb}) = \alpha - \operatorname{arctg} \frac{n \cdot s_o \cdot \sin \chi}{\pi(n \cdot d - 120 \cdot f \cdot A_z)} \quad [\text{grade}] \quad (3.135)$$

Din această relație la  $\alpha_t^{\min} = 0$  se poate obține unghiul de așezare minim a sculei eliminând uzura de pe fața de așezare principală:

$$\alpha^{\min} = \operatorname{arctg} \frac{n \cdot s_o \cdot \sin \chi}{\pi(n \cdot d - 120 \cdot f \cdot A_z)} \quad [\text{grade}] \quad (3.136)$$

În consecință, întotdeauna:

$$\alpha_t^{\min} = \alpha - \alpha^{\min}$$

unde

$\alpha$  - este unghiul de așezare constructiv.

Pentru geometria dată a sculei și a regimurilor de așchiere se pot determina regimuri limită cu vibrații care să nu provoace uzura periodică datorită frecărilor suplimentare pe fețele de așezare. Pentru aceasta se consideră  $\alpha_t^{\min} = 0$ , atunci se obține:

$$(f \cdot A_z)^{\max} = \frac{12}{120} \left( d - \frac{s_o \cdot \sin \chi}{n \cdot \operatorname{tg} \alpha} \right) \quad [\text{mm/sec}] \quad (3.137)$$

Se poate determina unghiul minim necesar al ascuțirii  $\alpha^{\min}$  și din corelația vitezelor mișcării oscilatorii  $\Delta v_{vb}$  și a vitezei principale de așchiere  $v_{as}$ :

$$K_v = \frac{\Delta v_{vb}}{v_{as}} \quad (3.138)$$

unde

$K_v$  - este coeficientul de viteză.

Dependența  $\alpha^{\min}$  de coeficientul  $k_v$  este dată de relația:

$$\alpha_t^{\min} = \alpha - \alpha^{\min} = \alpha - \operatorname{arctg} \frac{v_{sa}}{v_{as} - \Delta v_{vb}} = \alpha - \operatorname{arctg} \frac{v_{sa}}{v_{as}(1 - K_v)} \quad (3.139)$$

Din relația (3.139) se poate determina  $\alpha^{\min}$  în funcție de  $K_v$ :

$$\alpha^{\min} = \operatorname{arctg} \frac{v_{sa}/v_{as}}{1 - \frac{\Delta v_{vb}}{v_{as}}} = \operatorname{arctg} \frac{v_{sa}/v_{as}}{1 - K_v} \quad (3.140)$$

Din relația (3.140) se vede că la  $\Delta v_{vb} = 0$ , respectiv la așchiera fără vibrații, unghiul de așezare minim este extrem de mic și se determină numai prin unghiul cinematic, condiționat prin mișcarea avansului:

$$\mu_s = \operatorname{arctg} \frac{v_{sa}}{v_{as}} \quad (3.141)$$

Creșterea coeficientului  $K_v$  ridică neglijabil valoarea lui  $\alpha^{\min}$  și numai în domeniul valorilor apropiate de unu. Aceasta permite să se tragă concluzia că,

cinematica prelucrării cu vibrații tangențiale permite să se lucreze cu orice valoare a lui  $K_v$ , exceptând valorile apropiate de unu, când  $\Delta v_{vb} = v_{as}$  (fig.3.13). Această egalitate determină concomitent și momentul trecerii de la așchiera continuă la cea discontinuă. Ea are loc prin corelația parametrilor așchierii și vibrațiilor:

$$\Delta v_{vb} = v_{as} \quad [\text{m/min}] \quad f \cdot A_z = \frac{n \cdot d}{1000} \quad [\text{m/min}] \quad (3.142)$$

În consecință, prelucrarea continuă prin așchiere cu vibrații tangențiale este posibilă pe toată gama de valori exceptând valorile apropiate de unu, când are loc procesul de trecere nestaționară spre așchiera discontinuă.

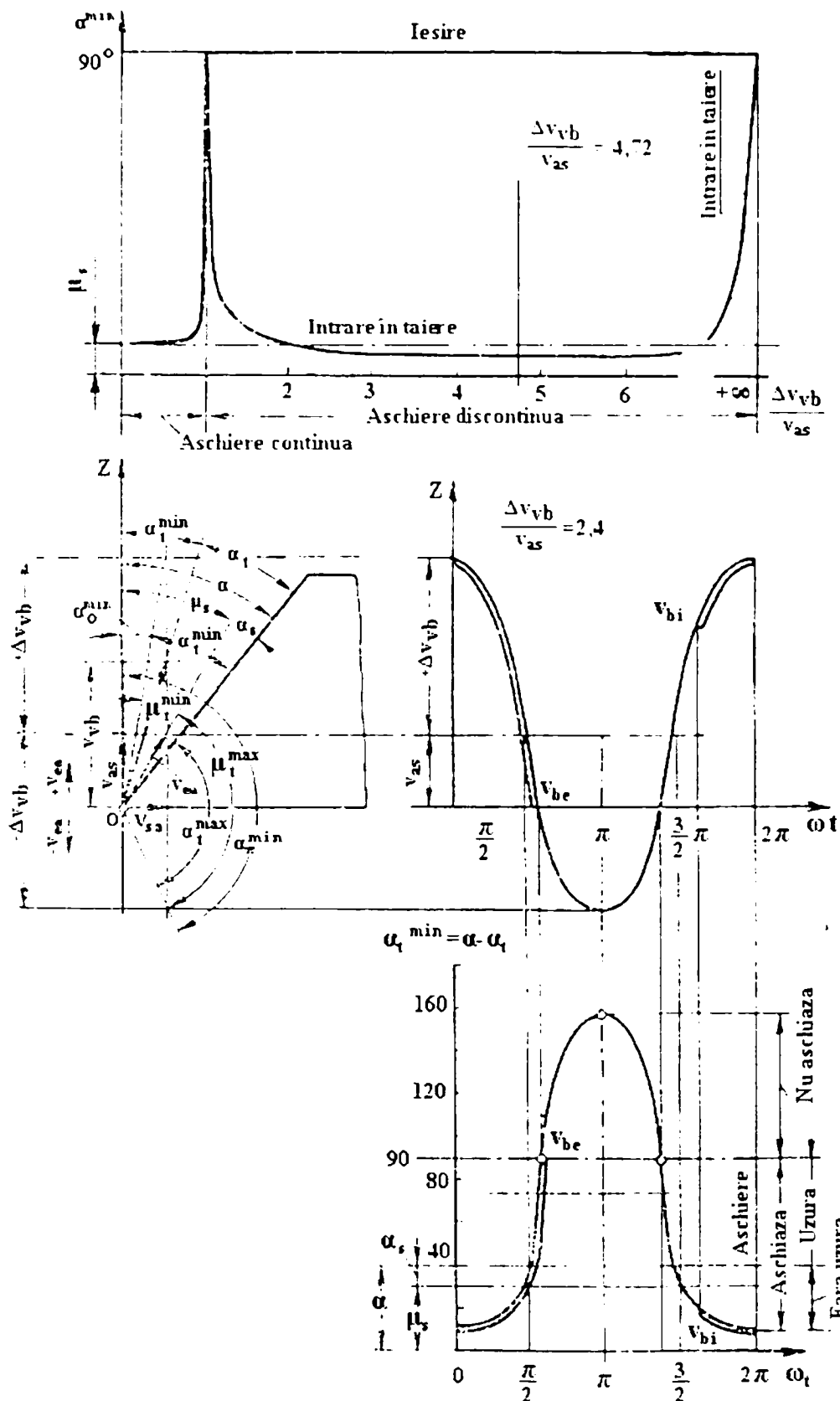


Fig. 3.13. Modificarea unghiurilor de așezare la așchiera cu vibrații tangențiale [81].

**Așchiera discontinuă cu vibrații tangențiale are loc dacă:**

$$K_{vb} = \frac{\Delta v_{vb}}{v_{as}} > 1; \quad (3.143)$$

Dacă  $\Delta v_{vb} > v_{as}$ , respectiv prin corelația regimurilor vibrațiilor și așchierii rezultă:

$$120f \cdot A_z > n \cdot d \quad (3.144)$$

Condiția trecerii la procesul de așchiere discontinuă nu depinde de altă condiție (cum ar fi relația 3.68), ea pornește din modificarea secțiunii stratului de așchiat:

$$A_z > \frac{0.5 \cdot s_o \cdot \operatorname{tg} \chi}{K_v \sin \pi i} \quad \text{deoarece} \quad K_v = \frac{\Delta v_{vb}}{v_{as}} = \frac{2(k_z + i)A_z}{d} > 1; \quad (3.145)$$

rezultă :

$$A_z < \frac{d}{2(k_z + i)} \quad (3.146)$$

Procesul de așchiere discontinuu, realizat prin schimbarea raportului vitezelor ( $K_v > 1$ ) pe o perioadă de oscilație, se compune din două părți: - așchiera și întreruperea așchierii (odihna sculei). La orice regimuri de așchiere și vibrații ieșirea sculei din așchiere are loc în momentul când viteza mișcării acesteia în raport cu piesa de prelucrat este egală cu zero, adică  $v_{vb} - v_{as} = 0$ .

La intrarea sculei în așchiere vitezele de așchiere pot fi diferite, mărimea lor depinde de raportul:  $K_v = \Delta v_{vb} / v_{as}$ . Acest lucru se vede și din graficele din figura 3.15, unde cu linii duble este reprezentată partea ciclului oscilațiilor în care se desfășoară procesul de așchiere, iar partea ciclului de întrerupere a așchierii cu linii simple; liniile orizontale hașurate arată limitele elementului de așchiat pe un ciclu [82].

În exemplul din figura 3.1.a., se observă că, la  $K_v$  aproape de unu, scula intră în materialul de prelucrat cu viteză redusă, timpul pauzei în așchiere fiind mic. Pentru fiecare ciclu de oscilație scula străbate un drum relativ mare  $\Delta z$  în materialul de prelucrat. Crescând mărimea  $K_v$  până la limita determinată aceasta duce la ridicarea vitezei de intrare a sculei, mărind mai departe  $K_v$  peste limita determinată, va conduce la scăderea vitezei de intrare a sculei în material. Cu creșterea mărimii  $K_v$ , crește neîntrerupt timpul pauzei de lucru a sculei și se reduce drumul parcurs de sculă în materialul de prelucrat,  $\Delta z$ .

În exemplele prezentate în figura 3.14, raportul  $\Delta v_{vb} / v_{as}$  crește pe seama diminuării vitezei de așchiere  $v_{as}$  la mărimea constantă  $\Delta v_{vb} = ct$ . Trebuie menționat că la viteza de așchiere dată  $v_{as}$ , mărirea vitezei vibrațiilor, în pofida corelației timpului de așchiere cu cel al pauzei, nu va contribui la mărirea productivității prelucrării, întrucât:

$$\Delta z = v_{as} \cdot T \quad (3.147)$$

În acest caz perioada oscilațiilor și în consecință și timpul de așchiere a porțiunii mult mai scurte a elementului de tăiat, vor fi de asemenea mai mici. Aceasta duce la creșterea ponderii fenomenelor de intrare și ieșire a sculei din așchiere. Ecuația mișcării relative a sculei și valoarea curentă a vitezelor, în raport cu piesa care se rotește uniform, iar scula oscilează în direcția tangențială după legea de mișcare (3.127), va fi:

$$z = v_{as} \cdot t + A_z \sin \omega t ; \tag{3.148}$$

$$\dot{z} = v_{as} + A_z \cos \omega t = v_{as} + \Delta v_{vb} \cos \omega t$$

Din  $\dot{z}=0$  se determină punctul de ieșire al sculei la momentul  $t$ :

$$t_{vbe} = \frac{1}{\omega} \arccos \left( -\frac{v_{as}}{A_z \omega} \right) = \frac{1}{\omega} \left[ \pi \mp \arccos \frac{v_{as}}{\Delta v_{vb}} \right] \tag{3.149}$$

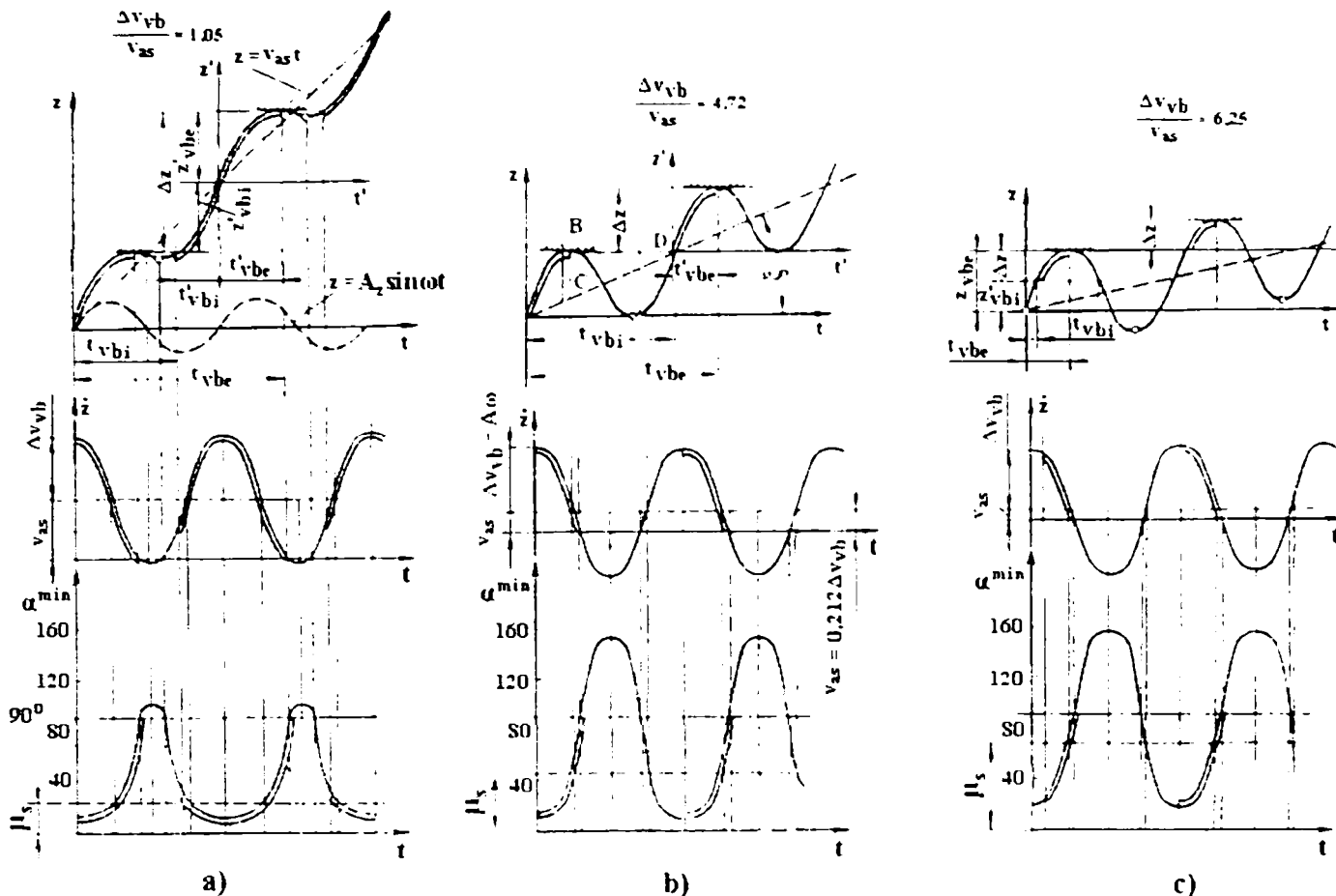


Fig. 3.14. Dependența cinematicii procesului de corelația vitezei maxime a mișcării vibraționale  $\Delta v_{vb}$  și a vitezei de așchiere [81].

Al doilea punct determină punctul minim al curbei  $z=f(t)$ ,  $z=A_z \sin \omega t$ , relația (3.127). Condiția existenței acestei funcții este ca  $v_{as} < \Delta v_{vb}$ , respectiv regimul așchierii discontinui:

$$z_{vbe} = \frac{1}{\omega} \sqrt{(A_z \omega)^2 - v_{as}^2} + \frac{v_{as}}{\omega} \arccos \left( -\frac{v_{as}}{\Delta v_{vb}} \right) \tag{3.150}$$

Această expresie determină poziția de ieșire a sculei .

Lungimea drumului sculei pe care se desfășoară procesul de așchiere la o perioadă de oscilație este:

$$\Delta Z = z_{vbe} - z_{vbi} = v_{as} \cdot T ; \tag{3.151}$$

$$z_{vbi} = v_{as} \cdot t_{vbi} + A_z \sin \omega t_{vbi} ; \quad z_{vbe} = v_{as} \cdot t_{vbe} + A_z \sin \omega t_{vbe}$$

Pentru determinarea acestor mărimi vom folosi ecuația:

$$v_{as} \cdot t_{vbi} + A_z \sin \omega t_{vbi} = v_{as} \cdot t_{vbe} + A_z \sin \omega t_{vbe} - \frac{v_{as} \cdot 2\pi}{\omega} \tag{3.152}$$

În baza soluțiilor particulare ale ecuației (3.152) și a graficelor din figura 3.14.



se pot distinge trei cazuri tipice de prelucrare prin așchiere discontinuă cu vibrații tangențiale:

a) – primul caz este când  $K_v \approx 1$ , adică  $\Delta v_{vb} \approx v_{as}$ . Caracterul mișcării sculei în principiu determină mișcarea de rotație a piesei, de aceea în ecuația (3.151) în primă aproximație se poate neglija abaterea sa, condiționată de mișcarea vibratorie, respectiv:

$$A_z \sin \omega t_{vbi} = A_z \sin \omega t_{vbc} = 0 \quad t_{vbi} = t_{vbc} - T \quad (3.153)$$

Atunci viteza de intrare a sculei va fi:

$$v_{vbi} = v_{as} + \Delta v_{vb} \cos \omega t_{vbc} \quad (3.154)$$

Valoarea timpului de ieșire se determină cu relația (3.149). Coeficientul care determină timpul relativ de așchiere pentru o perioadă de oscilație a sculei este:

$$K_p = \frac{t_p}{T} = \frac{t_{vbc} - t_{vbi}}{T} \quad (3.155)$$

Ca mărime coeficientul de timp relativ va fi aproape egal cu unu:

b) – al doilea caz este când viteza de intrare a sculei în material este maximă. Condițiile prelucrării care asigură viteza maximă de intrare a sculei în materialul de prelucrat va avea loc la corelațiile parametrilor vibrațiilor determinate de triunghiul BCD (fig.3.14.b.) unde:  $BC=A_z$ ;  $CD \approx 3/4T$

$$\frac{BC}{BD} = \operatorname{tg} \xi; \quad \frac{A_z}{3T} = v_{as} \quad (3.156)$$

Raporturile regimurilor de așchiere și ale vibrațiilor care asigură procesul de așchiere cu vibrații tangențiale cu viteză maximă de tăiere a sculei în material, vor fi:

$$v_{as} = 0.12 \Delta v_{vb} = 0.08 A_z f; \quad A_z \cdot f = 12.5 v_{as}; \quad (3.157)$$

$$\Delta v_{vb} = 4.72 v_{as}$$

Viteza de intrare a sculei în așchiere în acest caz este:

$$v_{vbi} = v_{as} + \Delta v_{vb} = v_{as} + 0.12 \pi \cdot f \cdot A_z \quad (3.158)$$

Timpul de așchiere al sculei va fi :

$$t_p \approx \frac{\pi}{2\omega} \cong \frac{T}{4} \cong \frac{1}{4f}, \quad [\text{sec}] \quad (3.159)$$

respectiv coeficientul care determină timpul relativ de așchiere  $K_p=0.28$  [81];

c) – al treilea caz viteza vibrațiilor este cu mult mai mare decât viteza de așchiere, adică  $K_v \gg 1$  sau  $\Delta v_{vb} \gg v_{as}$ . Caracterul mișcării sculei în principiu se determină prin mișcarea lui oscilatorie (fig.3.14.c). În acest caz în ecuația (3.152) se pot neglija termenii care stabilesc mișcarea uniformă adică:

$$v_{as} \cdot t_{vbi} = v_{as} \cdot t_{vbc} = 0 \quad (3.160)$$

și prin aceasta:

$$\sin \omega t_{vbc} = 0 \quad (3.161)$$

Atunci timpul de intrare a sculei în lucru este:

$$t_{vbi} = \frac{1}{\omega} \arcsin \left( 1 - \frac{\Delta z}{A_z} \right) = \frac{1}{\omega} \arcsin \left( 1 - \frac{v_{as}}{f \cdot A_z} \right) \quad (3.162)$$

Viteza intrării sculei în materialul de prelucrat este :

$$v_{vb} = v_{as} + 2\pi \sqrt{0.12\pi \cdot f \cdot A_z \cdot v_{as} - v_{as}^2} = v_{as} \left( 1 + 2\pi \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{\Delta v_{vb}}{v_{as}} - 1} \right) \quad [\text{m/min}] \quad (3.163)$$

Coeficientul  $K_p$  care stabilește timpul relativ de așchiere, în acest caz este:

$$K_p = 0.25 - \frac{1}{2\pi} \arcsin \left( 1 - 2\pi \frac{v_{as}}{\Delta v_{vb}} \right) = 0.25 - \frac{1}{2\pi} \arcsin \left( 1 - \frac{1.7v_{as}}{A_z \cdot f} \right) \quad (3.164)$$

Timpul de așchiere pentru o perioadă de oscilații este:

$$t_p = \frac{\pi}{2\omega} - \frac{1}{\omega} \arcsin \left( 1 - 2\pi \frac{v_{as}}{\Delta v_{vb}} \right) = \frac{\pi}{2\omega} - \frac{1}{\omega} \arcsin \left( 1 - \frac{1.7v_{as}}{f \cdot A_z} \right) \quad (3.165)$$

Unghiurile funcționale ale sculei la așchiera discontinuă cu vibrații tangențiale se determină prin oscilațiile poziției vectorului viteza așchierii ( $\bar{v}_{as}$ ), însă gama modificărilor se lărgiște brusc pe seama modificării direcției vectorului viteză efectivă de așchiere cu vibrații  $v_{ca}$  în raport cu direcția axei Oz (fig.3.13.). Întotdeauna  $\mu_s > \Delta\mu_{vb}$ . Valoarea curentă a unghiului efectiv de așezare este:

$$\alpha_t = \alpha - (\mu_s - \mu_t) = \alpha - \frac{v_{sa}}{v_{as} + \Delta v_{vb} \cos \omega t} \quad [\text{grade}] \quad (3.166)$$

Schimbarea unghiului de așezare minim necesar constructiv, care să excludă uzura pe fața de așezare în funcție de timp se determină cu ecuația:

$$\text{tg} \alpha_t^{\min} = \frac{v_{sa}}{v_{as} + \Delta v_{vb} \cos \omega t} = \frac{\text{tg} \mu_s}{1 + \frac{\Delta v_{vb} \cos \omega t}{v_{as}}} = \frac{\text{tg} \mu_s}{1 + K_v \cos \omega t} \quad (3.167)$$

Din relația (3.173) se observă că la o perioadă de oscilație unghiul de așezare minim necesar se modifică în limite foarte mari ( $>90^\circ$ ) în dependență cu faza mișcării vibraționale a sculei  $\omega t$ . Aceasta este condiționată de oscilațiile poziției vectorului vitezei efective de așchiere în limitele unghiului  $\theta_v$ . Din figura 3.14. se vede că aceste schimbări au loc în contrafază cu modificarea vitezei de așchiere. Valoarea minimă a unghiului  $\alpha_t^{\min}$  are loc la faza oscilațiilor  $\omega t=0$ .

Valoarea  $\text{tg} \alpha_0^{\min}$  se determină prin :

$$\text{tg} \alpha_0^{\min} = \frac{\text{tg} \mu_s}{1 + K_v} \quad (3.168)$$

Valoarea maximă a lui  $\alpha_t^{\min}$  are loc la faza oscilațiilor  $\omega t=\pi$ , când:

$$\text{tg} \alpha_\pi^{\min} = \frac{\text{tg} \mu_s}{1 - K_v} \quad (3.169)$$

Valoarea  $\alpha_{\pi/2}^{\min}$  este egală cu unghiul cinematic condiționat de mișcarea avansului  $\mu_s$ , respectiv la  $\omega t=\pi/2$  se obține :

$$\text{tg} \alpha_{\pi/2}^{\min} = \text{tg} \mu_s \quad (3.170)$$

În toate cazurile (fig.3.14.)  $\alpha_t^{\min}$  stabilește poziția vectorului vitezei efective de așchiere în planul N-N corelat cu axa Oz.

La așchiera continuă dependența unghiului  $\alpha^{\min}$  de faza oscilațiilor  $\omega t$  nu are însemnătate practică, deoarece pentru excluderea procesului de uzură este necesară numai cunoașterea lui  $\alpha^{\min}$ , adică valoarea lui  $\omega t=\pi$ .

La așchiera discontinuă, procesul de așchiere are loc numai pe intervalul stabilit al valorilor  $\omega t$ , și în acest caz lămurirea dependenței  $\alpha^{\min} = f(\omega)$ , permite găsirea condițiilor reale de lucru ale sculei.

Ieșirea sculei are loc totdeauna la viteza efectivă de așchiere egală cu zero și la unghiul de așezare negativ  $\alpha = -(90^\circ - \alpha)$ , respectiv cu uzură (fig.3.13. și 3.14).

Timpul în care are loc uzura este cu atât mai mic cu cât este mai mare raportul  $K_v = \Delta v_{vb}/v_{as}$ .

Condițiile intrării în așchiere ale sculei se determină prin viteza efectivă de așchiere și prin unghiul de așezare principal, unghiul  $\alpha$  fiind maxim în al doilea caz (fig.3.14.b) la  $K_v = 4.72$ . Unghiul efectiv de așezare, în acest caz se va stabili la  $\omega t = 0$  și va fi egal cu:

$$\operatorname{tg} \alpha_{vb} = \frac{\operatorname{tg} \mu_s}{1 + K_v} \quad (3.171)$$

pentru celelalte valori ale lui  $K_v$ , unghiul de așezare va fi mai mic.

La valorile  $K_v$  apropiate de unu (fig.3.13), sau la valori foarte mari, unghiul de așezare minim necesar  $\alpha^{\min}$  se apropie de  $90^\circ$ . În acest caz atât intrarea cât și ieșirea sculei va avea loc cu uzură.

Pentru valoarea dată a unghiului de așezare constructiv ( $\alpha = \text{constant}$ ) se poate determina timpul de început al uzurii  $t_{iuz}$  pe suprafața de așezare principală cu relația:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{tg} \mu_s}{1 + K_v \cos \omega t_{iuz}}; \quad t_{iuz} = \frac{1}{\omega} \left\{ \pi - \arccos \left[ \left( 1 - \frac{\operatorname{tg} \mu_s}{\operatorname{tg} \alpha} K_v \right) \right] \right\} \quad (3.172)$$

Valoarea curentă a unghiului de degajare este:

$$\gamma_t = \gamma + \mu_s - \mu_t = \gamma + \operatorname{arctg} \frac{v_{sa}}{v_{as} + \Delta v_{vb} \cos \omega t} = \gamma + \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \mu_s}{1 + K_v \cos \omega t} \quad (3.173)$$

Limitele oscilațiilor unghiului de degajare vor fi:

$$\gamma_t^{\max} = \gamma + \mu_s + \Delta \mu_{vb} = \gamma + \operatorname{arctg} \frac{n \cdot s_o \sin \chi}{\pi(d \cdot n - 120 \cdot f \cdot A_z)} \quad (3.174)$$

$$\gamma_t^{\min} = \gamma + \mu_s - \Delta \mu_{vb} = \gamma + \operatorname{arctg} \frac{n \cdot s_o \sin \chi}{\pi(n \cdot d + 120 \cdot f \cdot A_z)}$$

La așchiera discontinuă cu vibrații tangențiale intervalul schimbării unghiurilor efective de degajare se mărește brusc. Acest lucru este condiționat de modificarea direcției vectorului viteză efectivă de așchiere în raport cu axa Oz, respectiv prin trecerea lui la fiecare perioadă de oscilație peste urma planului de bază PB în secțiunea N-N, modificare care se caracterizează prin limitele superioare și inferioare ale oscilației vectorului viteză de așchiere.

Unghiul  $\gamma^{\min}$  caracterizează unghiul efectiv de degajare minim la faza dată a oscilațiilor  $\omega t$ , adică:

$$\gamma_t^{\min} = \gamma_t - \gamma \quad (3.175)$$

În toate cazurile, acest unghi  $\gamma_t^{\min}$  determină unghiul abaterii vectorului viteză efectivă de așchiere de la urma planului de bază PB.

La așchiera discontinuă cu vibrații tangențiale nu se folosește întreg intervalul

de schimbare a unghiurilor de degajare. În acest caz ieșirea sculei are loc întotdeauna cu unghiul de degajare foarte mare egal cu:

$$\gamma_{\text{bc}} = 90^\circ + \gamma \quad (3.176)$$

Unghiul efectiv de degajare la intrarea sculei depinde de corelația vitezelor  $K_v$ , iar unghiul de degajare minim se observă pentru cazul  $K_v = 4.72$  când:

$$\text{tg}\gamma_t = \frac{\text{tg}\mu_s}{1 + K_v} \quad (3.177)$$

La valorile  $K_v$  apropiate de unu și foarte mari, valorile lui  $\gamma_{\text{bc}}$  se vor apropia de  $(90+\gamma)$ .

Așchiera cu tăișul secundar al sculei cu vibrații tangențiale se desfășoară la fel cu unghiuri efective variabile:

$$\alpha_{\text{it}} = \alpha_1 - \mu_{\text{ls}} - \Delta\mu_{\text{lvb}} \cos\omega t$$

$$\alpha_{\text{it}}^{\text{min}} = \alpha_1 - \mu_{\text{ls}} - \Delta\mu_{\text{lvb}} = \alpha_1 + \text{arctg} \frac{s_v \cdot n \cdot \sin\chi_1}{\pi(d \cdot n + 120 \cdot f \cdot A_r)} \quad (3.178)$$

La vibrațiile tangențiale unghiul cinematic secundar, condiționat de mișcarea avansului, este întotdeauna:

$$\mu_{\text{ls}} > \Delta\mu_{\text{lvb}} \quad (3.179)$$

Din acest motiv, în cazul așchierii cu muchia secundară, nu va avea loc uzură pe fața de așezare secundară.

În concluzie, procesul de așchiere cu introducerea vibrațiilor pe cele trei direcții (axială și tangențială) din punctul de vedere al mișcării sculei poate avea loc un proces continuu sau un proces discontinuu de așchiere în condițiile date de regimurile de așchiere.

Așchiera cu introducerea vibrațiilor pe direcția radială nu a fost tratată în cadrul tezei deoarece ca urmare a mișcărilor vibratorii se încarcă suplimentar tăișul secundar și vârful sculei, ceea ce contribuie la creșterea probabilității de rupere a sculei. Traiectoriile sculei, datorită direcției de mișcare a sculei, imprimă pe suprafața prelucrată mici canale care contribuie la înrăutățirea calității suprafețelor prelucrate.

## 4. MECANICA PROCESULUI DE AȘCHIERE

Studiul din punct de vedere mecanic al proceselor de așchiere stă la baza elucidării fenomenelor dinamice care însoțesc prelucrările cu scule așchietoare. Legile mecanicii proceselor de așchiere se pot individualiza prin considerarea principalelor proprietăți ale zonei de așchiere.

Un prim aspect este reprezentat de transformările mecanice suferite de metalul așchiat care este supus unor deformări plastice mari [4, 77, 81, 82, 92, 108, 116], într-o zonă mică de deformații plastice. Al doilea aspect care determină fenomenele din zona de așchiere este deformația sculei, considerată cel mult în zona deformațiilor elastice.

Un alt element de importanță deosebită în ansamblul proceselor de așchiere îl reprezintă forțele de așchiere din zona de formare a așchiei, forțe care imprimă un caracter dinamic întregului sistem.

Procesul de așchiere este un fenomen complex de deformare plastică urmat de îndepărtarea așchiilor. Complexitatea acestui fenomen este determinat de trei cauze [4, 82]: acțiunea sculei având viteza  $v$ , frecările dintre fețele de așezare ale sculei și suprafețele prelucrate și frecarea dintre așchie și fața de degajare a sculei, frecare care influențează inclusiv procesul de deformare plastică. Complexitatea fenomenului este sporită de posibila prezență a depunerilor pe tăișul sculei și de prezența unei temperaturi ridicate în zona așchierii.

Pentru calculul forțelor de așchiere și a deformațiilor plastice la așchiera obișnuită se folosesc diferite ipoteze și modelele de calcul (Grudov, Merchant, Zvorîkin, Ștețiu, Lăzărescu ș.a. [81, 92, 106, 108, 109, 116]). Procesul de așchiere cu vibrații prezintă particularități de care trebuie să se țină seama la elaborarea modelelor de formare a așchiei.

### 4.1. Particularitățile așchierii cu vibrații

Procesul formării așchiei constă din repetarea cu regularitate a două feluri de deformări plastice: – comprimarea și deplasarea materialului deformat. În figura 4.1. se prezintă schema formării așchiei în procesul de așchiere ortogonal.

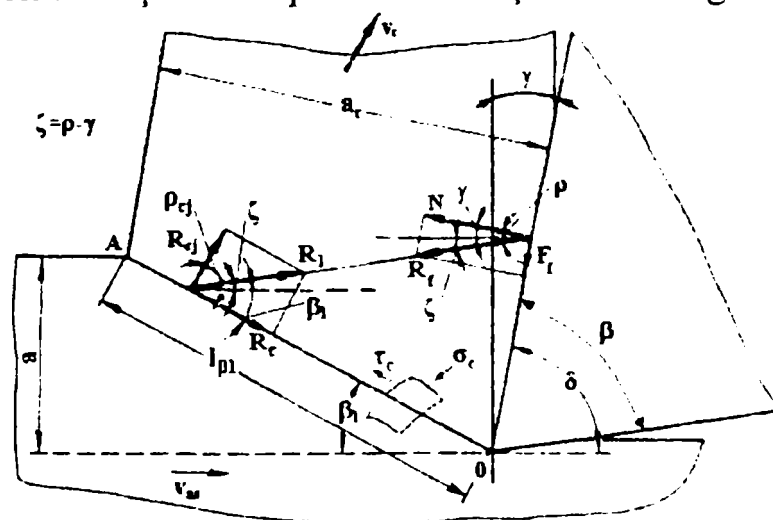


Fig. 4.1. Schema formării așchiei.

Forțele necesare pentru fiecare din aceste stadii sunt egale (fig.4.1.):

$$R_{cj} = \sigma_{cj} l_{cj} b; \quad R_c = \tau_c l_c b; \quad l_c = \frac{a}{\sin \beta_1} \quad (4.1)$$

unde

$R_1$  – forța de legătură a așchii cu restul semifabricatului;  
 $R_{cj}$  - componenta forței  $R_1$  care determină compresiunea materialului așchii;  
 $R_c$  – componenta forței  $R_1$  care determină deplasările materialului așchii în planul forfecării, ea fiind produsă ca urmare a rezistenței materialului la forfecare în secțiunea S, și de forțele de frecare interioare ale materialului;

$l_{cj}$  – lungimea elementului de așchie după comprimare;

$l_c$  – lungimea elementului de așchie înainte de comprimare;

$\sigma_{cj}$  - tensiunea normală la comprimare;

$\tau_c$  – tensiunea tangențială de forfecare;

$a$  – grosimea elementului de așchiere;

$b$  – lățimea elementului de așchie;

$\beta_1$  – unghiul de forfecare al așchii;

$\rho$  - unghiul de frecare;

$\zeta$  - unghiul direcției tensiunilor de forfecare.

Cunoscând caracteristicile materialului de prelucrat în privința comprimării și deplasării, se pot obține corelațiile între ariile comprimării și deplasării rezultând întotdeauna că :

$$l_c > l_{cj} \quad (4.2)$$

deoarece:

$$\sigma_{cj} > \tau_c \quad (4.3)$$

De obicei pentru oțel, fier, bronz deformabil, cupru și alte materiale moi:  $l_c / l_{cj} = 1.5 \div 2$ , iar pentru bronz, aur și fontă  $l_c / l_{cj} = 2 \div 3$ . [81, 82]

Din punct de vedere al formării așchiilor unele materiale metalice, deși sunt considerate moi (deformabile), sunt greu de prelucrat prin așchiere tocmai datorită fenomenelor de deformare și alunecare din planul de forfecare al formării așchii. Astfel de probleme se întâlnesc la prelucrarea prin așchiere a unor materiale ca oțelul de tip ARMCO și a cuprului OFHC [63].

Proprietățile mecanice ale acestor două materiale sunt date în literatura de specialitate [62, 63, 64], din care amintim:

**Oțelul ARMCO** (fierul ARMCO) este din punct de vedere chimic un material pur industrial (fier), obținut în special din încărcătură de fier vechi în cuptorul Siemens-Martin sau în convertizorul cu oxigen. Puritatea acestui oțel ajunge până la 99.8÷99.9% Fe, iar conținutul de carbon scade sub 0,02% C; 0,01% Si; 0,02% Mn; 0,01% S și sub 0,015% O<sub>2</sub>. Acest fier va avea structura asemănătoare feritei (fig.4.2.), adică grăunți cristalini mari cu cementită interstițială, cristalizați în rețeaua c.v.c.

Proprietățile mecanice ale acestui fier sunt apropiate de cele ale feritei: modul de elasticitate  $E=23400 \text{ daN/mm}^2$ , modulul de forfecare  $G_{[111]}=6100 \text{ daN/mm}^2$ ;  $G_{[100]}=11800 \text{ daN/mm}^2$ , rezistența la rupere  $R_m=14,3 \div 18,8 \text{ daN/mm}^2$ , în funcție de orientarea cristalului, alungirea  $A=35 \div 45\%$ , limita de elasticitate  $\sigma_e=8 \text{ daN/mm}^2$ ,



pentru eșantion monocristalin. Pentru eșantion policristalin:  $E=21000 \text{ daN/mm}^2$ ;  $G=8000 \text{ daN/mm}^2$ ;  $A=13\%$ ;  $R_m=22\div 28 \text{ daN/mm}^2$  la  $20^\circ\text{C}$ ;  $\sigma_c=7.8 \text{ daN/mm}^2$  la  $293^\circ\text{K}$ ; duritatea  $HB=70\div 80 \text{ daN/mm}^2$  ecruisat; modulul de compresabilitate  $K=17000 \text{ daN/mm}^2$ ; coeficientul Poisson  $\nu=0.33$ ; gătuirea  $Z=70\div 80\%$ ; alungirea  $A=45\div 50\%$  la  $20^\circ\text{C}$ ; rezistența  $KCU=53 \text{ Nm/cm}^2$  și limita de curgere  $R_{p0.2}=9\div 25 \text{ daN/mm}^2$ . Aceste proprietăți sunt puternic influențate de temperatura la care se găsește materialul. Pentru ARMCO apar două zone de fragilitate:  $260 \div 450^\circ\text{C}$  și  $815 \div 1050^\circ\text{C}$  [63], zone care trebuie evitate la sollicitările mecanice.

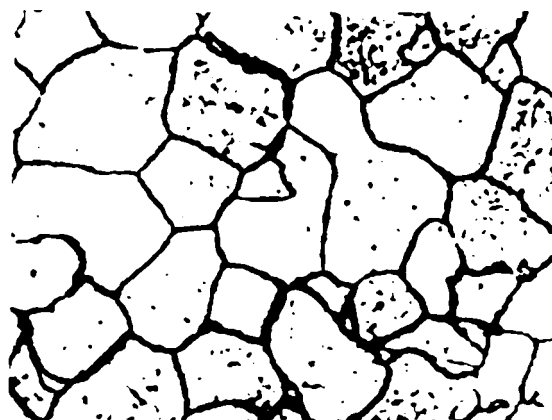


Fig. 4.2. Structura fierului ARMCO [62, 64].

Mărimea grăuntelui la un eșantion de fier pur, recopt la  $850^\circ\text{C}$  este de  $0.01 \text{ mm}$ . Fierul ARMCO se deformează în special prin alunecare, când deformația devine importantă se dezvoltă o orientare preferențială a grăunților numită textură de deformare. Forța critică de deformare la alunecare variază cu gradul de puritate și este de ordinul a  $1.5\div 2.1 \text{ daN/mm}^2$ .

**Cuprul OFHC** este cuprul industrial cu cel mai înalt grad de puritate  $99.99\%$ , cristalizează în sistemul c.f.c. și nu prezintă stări alotropice până la punctul de topire. Nivelul impurităților sunt admise doar la ordine foarte mici (părți pe milion p.p.m.), cu exigențe în ceea ce privește prezența oxigenului (maxim  $5 \text{ p.p.m. O}_2$ ). Structura microscopică a unui astfel de cupru este prezentată în figura 4.3. [64].



Fig. 4.3. Structura cuprului OFHC. (x150) [62, 64].

Cuprul este din punct de vedere elastic anizotrop. Pentru un eșantion monocristalin proprietățile mecanice sunt: modulul de elasticitate pe direcția  $\langle 100 \rangle$  este minim, iar pe direcția  $\langle 111 \rangle$  este maxim, respectiv  $E_{100}=6860 \text{ daN/mm}^2$ ;  $E_{111}=19600 \text{ daN/mm}^2$ . Modulul transversal este invers : maxim pe direcția  $\langle 100 \rangle$  și

minim pe direcția  $\langle 111 \rangle$  respectiv  $G_{100}=7700 \text{ daN/mm}^2$ ;  $G_{111}=3130 \text{ daN/mm}^2$ .

Pentru eșantioane policristaline:  $E=13100 \text{ daN/mm}^2$  la  $25^\circ\text{C}$ ,  $G=4930 \text{ daN/mm}^2$ ; coeficientul Poisson  $\nu=0.342$ ; coeficientul de compresibilitate  $K=14250 \text{ daN/mm}^2$ ; duritatea  $HB=35\div 40 \text{ daN/mm}^2$ , iar în stare ecruisat  $HB=95\div 110 \text{ daN/mm}^2$ ; rezistența la rupere  $R_m=20\div 24 \text{ daN/mm}^2$ ; limita de curgere  $R_{p0.2}=3,4 \text{ daN/mm}^2$ ; alungirea  $A=60\%$ ; reziliența  $KCU=53 \text{ Nm/cm}^2$ ; limita de elasticitate  $\sigma_e=2.5 \text{ daN/mm}^2$ ; rezistența la oboseală (torsiune alternantă)= $2.8 \text{ daN/mm}^2$ ; rezistența la forfecare  $\tau_f=19 \text{ daN/mm}^2$ . Cuprul are o mare capacitate de deformare, alungirea înainte de rupere este foarte mare chiar și în stare ecruisată ( $A_R=114,5\%$ ). Deformația plastică se face în mod deosebit prin alunecare pe un plan de tipul  $\langle 111 \rangle$  după o direcție de tip  $\langle 110 \rangle$ . Mărimea grăunților policristalini variază de la câțiva micrometri până la  $700 \mu\text{m}$ , în funcție de gradul de deformare și tratamentul termic.

O proprietate aparte a cuprului o reprezintă **frecarea internă** care constă în capacitatea acesteia de a transforma o energie de vibrație în căldură, chiar și atunci când amplitudinea ei este scăzută și eșantionul complet izolat de mediul înconjurător. Disiparea energiei sub formă de căldură este atribuită deplasării imperfecțiunilor cristaline sub impulsul vibrațiilor.

Încercările de frecare internă ( $Q^{-1}=\delta/\pi$ ) se folosesc la măsurarea decrementului logaritmic  $\delta$  al descreșterii vibrației. Frecarea internă a cuprului variază cu amplitudinea vibrației. La metalul policristalin decrementul este implementat de amplitudinea deformației până la  $10^{-5}$ , apoi crește puternic pentru deformații superioare acestei valori (vibrația transversală, frecvența  $1\text{kHz}$ , temperatura ambiantă). Începutul variației decrementului  $\delta$  cu deformația se situează la o amplitudine a deformației de  $10^{-7}$  la  $20^\circ\text{C}$ .

În cazul în care frecarea internă este cauzată de un fenomen de destindere, amortizarea  $Q^{-1}$  variază în funcție de frecvență și prezintă un maximum atunci când pulsația vibrației  $\omega$  este egală cu inversul timpului de relaxare.

În general materialele metalice sunt alcătuite din grăunți policristalini care se deformează în zona de forfecare. Datorită dislocațiilor și a rezistenței mari a legăturilor dintre grăunți, deformația plastică și ruperea la așchiere se produc mai întâi în interiorul grăunților [108]. Deformația din interiorul cristalelor ecruisează grăunții. Există mai multe teorii în ceea ce privește deformarea așchii și deformările care au loc cu prilejul formării așchii [92]. Dintre numeroșii cercetători care au studiat fenomenele de deformare plastică amintim [109]:

Usacev (1915) a analizat și explicat deformarea plastică din interiorul așchii punând în evidență alunecarea după  $\beta_1$  și deformarea internă după  $\beta_2$  (fig.4.4.).

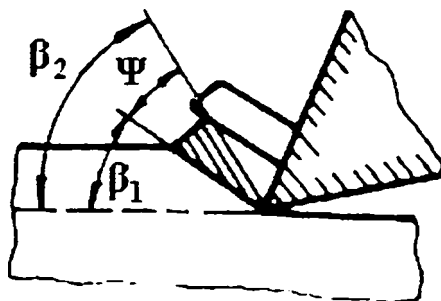


Fig. 4.4. Deformarea internă a așchii după  $\beta_2$  (Usacev) [109].

M.E. Merchant dă o explicație asemănătoare în ceea ce privește deformarea elementului de așchiere după  $\beta_2$ . El consideră granulele metalului nedeformate ca fiind sferice (fig.4.5.). Acestea sunt legate de materialul piesei după linia A-M, iar cu așchia – după linia b-n. În urma lunecării, grăunțele sferice sunt deformate mai intens în vecinătatea așchii (după b-n), datorită acestui fapt grăunții iau o formă elipsoidală, orientându-se după direcția  $\beta_2$ .

Unele cercetări au scos în evidență că numărul suprafețelor de deplasare interioară, după  $\beta_2$  sunt în funcție de viteza de așchiere, la viteze de așchiere mici numărul de suprafețe interioare este mic, iar la viteze de așchiere mari, lucrurile se petrec invers.

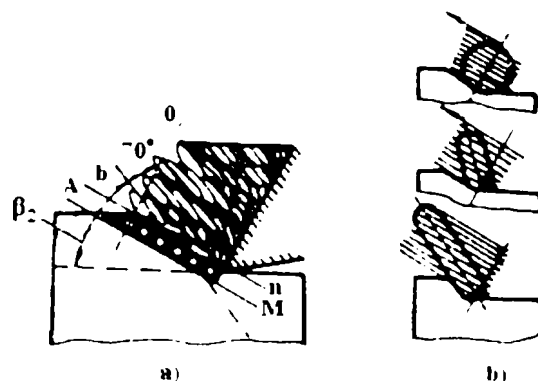


Fig. 4.5. Deformarea internă după direcția  $\beta_2$  (Merchant) [109].

A.Bhattacharijya și T.N. Loladze în urma multiplelor cercetări au elaborat o schemă de curgere a stratului de metal (fig.4.6.a și b). Deformația plastică nu mai este concepută ca având loc în lungul unor plane centrale, ci ca o cuprinzând atât straturile limită cât și deformațiile plastice ale suprafeței prelucrate [109].

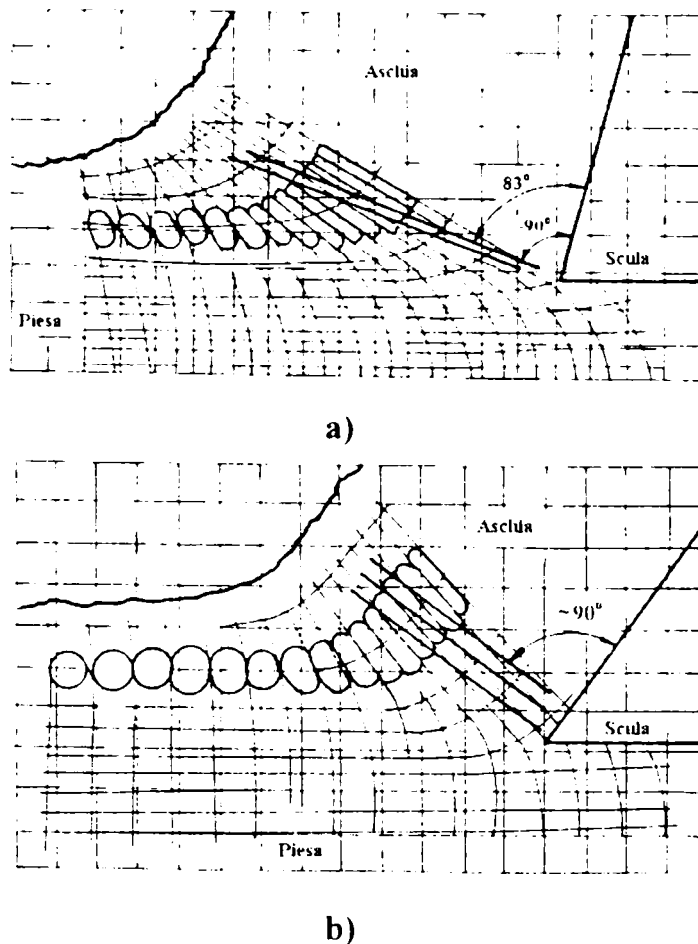


Fig. 4.6. Schema deformațiilor după Bhattacharijya și Loladze [109].

Datorită deplasării sculei, straturile de material se deformează, alunecând unele față de altele, constituind așchia. Grăunții de material, ajungând în zona deformației plastice se alungesc devenind elipsoidali. Se formează astfel straturi elementare, care se rotesc și care sunt supuse la întindere. Cu cât stratul este mai apropiat de sculă, cu atât este rotit și întins mai mult, în continuare având loc o alunecare treptată.

Fenomenul de formare a așchiei este considerat cunoscut dacă se cunosc forțele și tensiunile din zona de formare a așchiilor.

Din figura (4.1) se observă că la formarea și desprinderea așchiilor mai contribuie și frecarea materialului așchiat pe fața de degajare a sculei de așchiat, datorită forței  $R_1$ , forță prin care scula apasă pe suprafața așchiei. Componentele acestei forțe sunt: componenta  $F_f$ , care este forța de frecare pe suprafața de degajare a sculei și componenta  $N$ , care este presiunea normală prin care scula apasă asupra așchiei. Echilibrul așchiei se formează sub acțiunea celor două forțe,  $R_1$  și  $R_f$ .

Secțiunea  $S$  în care acționează componenta  $R_c$ , se exprimă prin relația:

$$S = \frac{a \cdot b}{\sin \beta_1} \quad (4.4)$$

Componenta  $R_c$  mai poate fi scrisă și sub forma:

$$R_c = S \tau_c + R_{cj} \operatorname{tg} \rho_1 \quad (4.5)$$

unde

$\rho_1$  – este unghiul de frecare la alunecarea interioară (internă) a materialului;

Ținând seama că:

$$F_f = N \cdot \operatorname{tg} \rho_1, \quad (4.6)$$

ecuațiile de echilibru ale așchiei se scriu astfel

$$R_c = N \frac{\cos(\rho_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \rho_1} \quad (4.7)$$

$$R_{cj} = N \frac{\sin(\rho_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \rho_1}$$

unde

$\gamma$  - este unghiul de degajare al sculei;

$\rho_1$  – este unghiul de frecare la alunecare a așchiei pe fața de degajare a sculei.

Cu aceste componente precizate din relația (4.5) se obține:

$$S \cdot \tau_c + N \frac{\sin(\rho_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \rho_1} \operatorname{tg} \rho_1 = N \frac{\cos(\rho_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \rho_1} \quad (4.8)$$

de unde rezultă:

$$N = \frac{S \tau_c \cos \rho_1 \cos \rho_1}{\cos(\rho_1 + \rho_1 + \beta_1 - \gamma)} \quad (4.9)$$

$$F_f = \frac{S \tau_c \cos \rho_1 \sin \rho_1}{\cos(\rho_1 + \rho_1 + \beta_1 - \gamma)}$$

Înlocuind  $N$  în relația (4.7) se obține:

$$R_c = \frac{S\tau_c \cos\rho_1 \cos(\rho_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos(\rho_1 + \rho_1 + \beta_1 - \gamma)}$$

$$R_{c1} = \frac{S\tau_c \cos\rho_1 \sin(\rho_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos(\rho_1 + \rho_1 + \beta_1 - \gamma)} \quad (4.10)$$

Tensiunea  $\sigma_{c1}$  este constantă și se poate determina cu relația :

$$\sigma_{c1} = \frac{R_{c1}}{S} = \frac{\tau_c \cos\rho_1 \sin(\rho_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos(\rho_1 + \rho_1 + \beta_1 - \gamma)} \quad (4.11)$$

În consecință toate forțele și tensiunile care acționează asupra așchii în timpul procesului de desprindere sunt cunoscute.

Neuniformitatea mișcării așchierii crește cu diminuarea unghiului deplasării  $\beta_1$ , creșterea raportului  $\tau_c/\sigma_{c1}$  și creșterea grosimii așchii „a”. Aceasta determină condițiile trecerii de la așchia continuă la cea articulată și la cea de forfecare (elementară). Prin mărirea vitezei de așchiere se micșorează neuniformitatea.

Pe baza datelor experimentale [77] se pot accepta următoarele dependențe empirice pentru stabilirea numărului elementelor de așchie care se formează pe 1 mm din lungimea ei:

$$z = \frac{v_{as}}{C_z}; \quad l_{cz} = \frac{1}{z} = \frac{C_z}{v_{as}} \text{ [mm]} \quad l_{rz} = \xi \cdot l_{cz} = \xi \frac{C_z}{v_{as}} \text{ [mm]} \quad (4.12)$$

Frecvența formării elementelor așchierii este:

$$f_z = 16.7 \frac{z \cdot v_{as}}{\xi} \text{ [Hz]} \quad (4.13)$$

În fiecare moment t al așchierii se supune deformației un volum mic de material, cu atât mai mic, cu cât mai mică este grosimea așchii. Grosimea elementului de așchiere după unii autori se așază în limitele  $e=0.2 \div 0,05$  mm.

La prelucrarea prin așchiere cu vibrații schimbarea regimurilor de așchiere are loc în limitele unui sfert de undă a oscilațiilor  $\lambda/4$ , desfășurată pe traiectoria așchierii.

Corelația  $\lambda/4$  și grosimile elementului de așchiat, desfășurate pe traiectoria mișcării așchierii:

$$l_{rz} = \frac{e}{\cos(\beta - \gamma)}, \quad (4.14)$$

sunt prea mari pentru oscilațiile de joasă frecvență. În acest caz variabilitatea unghiurilor efective și a vitezei de așchiere schimbă condițiile fiecărei deplasări următoare, fără a exercita influența asupra condițiilor de desfășurare a procesului.

Din experiențele efectuate se vede că, prin creșterea frecvenței vibrațiilor f și diminuarea vitezei de așchiere  $v_{aș}$ , intensitatea mișcării vibraționale în procesul formării așchii crește. Această legitate poate fi scrisă astfel:

$$\chi_z = \frac{l_{rz}}{\lambda/4} = \frac{\xi C_z}{4.17} \cdot \frac{f}{v_{as}^2}, \quad l_{rz} = \frac{16.7 v_{as}}{f_z} \quad (4.15)$$

$$\frac{\lambda}{4} = \frac{4.17 \cdot v_{as}}{f}; \quad \chi_z = \frac{l_{rz}}{\lambda/4} = \frac{f}{4 f_z};$$



unde

$\chi_z$  - este coeficientul care determină intensitatea interacțiunii mișcării vibraționale la modificarea procesului de formare a așchiei.

Valoarea coeficientului  $\chi_z$  este dată de raportul frecvențelor oscilațiilor date din afară și frecvențele formării elementelor de așchie  $f_z$ .

Schimbarea cantitativă a condițiilor de formare a șpanului se caracterizează numai prin oscilația vitezelor de așchiere, a unghiurilor de lucru și secțiunii așchiei de tăiat ca urmare a mișcării vibraționale suplimentare a sculei. Acțiunea acestui factor are loc la orice regimuri de vibrații.

Modificarea calitativă a condițiilor formării așchiei ca urmare a aplicării mișcării vibraționale suplimentare poate fi de două feluri. În primul caz formarea unui element distinct al așchiei are loc când sfertul frecvențelor apărute ( $f/4$ ) este comensurabilă cu frecvența formării unor elemente distincte de așchie la așchiera obișnuită. Modificarea procesului de formare a așchiilor la apariția vibrațiilor se determină prin coeficientul oarecare  $\chi_z$  (relația 4.15), care crește cu mărimea vitezei de așchiere, a grosimii stratului de așchiat și unghiul deplasării. Pentru regimuri tipice de prelucrare, influența acestui factor devine esențial, începând cu frecvența vibrațiilor de 3000-5000 Hz. În al doilea caz formarea unor elemente distincte de așchie se caracterizează prin modificarea calitativă a deformării plastice și deformării materialului prelucrat și are loc la frecvențe ale vibrațiilor aproape de ultrasunete.

Analiza zonei de așchiere în stare de tensiune și deformare arată că poziția limitelor de extindere ale deformațiilor plastice la așchiere pe lungimea  $l_n$  și în adâncime inferioară liniilor de tăiere  $h_n$  depinde liniar de grosimea de așchiat  $a$ . Rapoartele  $h_n/a$  sunt aproximativ constante. În practică se poate lua  $h_n=1.2 \cdot a$  și  $l_n=(5 \div 7) \cdot a$ , ceea ce arată dependența lor liniară.

Procesul de formare a așchiei este determinat de natura materialului de prelucrat, regimurile de așchiere, geometria sculei și depinde de măsura în care procesul de deformare plastică este însoțit de ruperea (distrugerea) materialului stratului de așchiat și ce caracter poartă aceste ruperi. În condițiile determinate de așchiere, procesul ruperii cuprinde întreaga secțiune a stratului de așchiat, formând așchia direct în zona deformației sub formă de bucăți distincte. Ruperea oțelurilor și aliajelor la temperatură ridicată, se petrece fie pe calea dezvoltării deformării plastice până la o stare oarecum critică, fie pe calea formării și dezvoltării fisurilor, respectiv a ruperii casante.

La strunjirea cu vibrații axiale de joasă frecvență se formează așchia continuă, în care caz ruperea are loc numai pe linia tăierii, restul volumului stratului de tăiat are de suportat doar deformații plastice însemnate, prin care se întărește puternic. Modificarea însușirilor materialului de prelucrat și a condițiilor de așchiere, inclusiv pe seama aparițiilor vibrațiilor, duce la schimbarea procesului de formare a așchiei. Aceasta se manifestă prin apariția fisurilor în așchia continuă compact, care cuprinde doar o parte din grosimea ei, apoi fisurarea întregii mase de așchiere.

Rezultatele încercărilor tehnologice prezentate au arătat că prelucrabilitatea materialelor cu vibrații intensive se îmbunătățește și asigură modificarea caracterului așchierii la discontinuități, prin procesul de intrare în tăiere cu viteză destul de mare a



sculei în semifabricat.

Așchiera percutant-discontinuu devine mai convenabilă în procesul de formare a așchiilor când are loc formarea așchiilor de formă elementară (de forfecare), întrucât parte însemnată a seriei dislocărilor în procesul formării așchiei se înlocuiește cu o singură despicare, micșorându-se și aria dislocării.

#### 4.2. Felul și forma așchiei la prelucrarea cu vibrații

Vibrațiile schimbă cinematica așchierii, iar în unele cazuri și fizica procesului de așchiere. Pentru caracterizarea procesului de așchiere cu vibrații se poate păstra împărțirea felului de așchii în modul obișnuit acceptat (fig. 4.7) [2, 82].

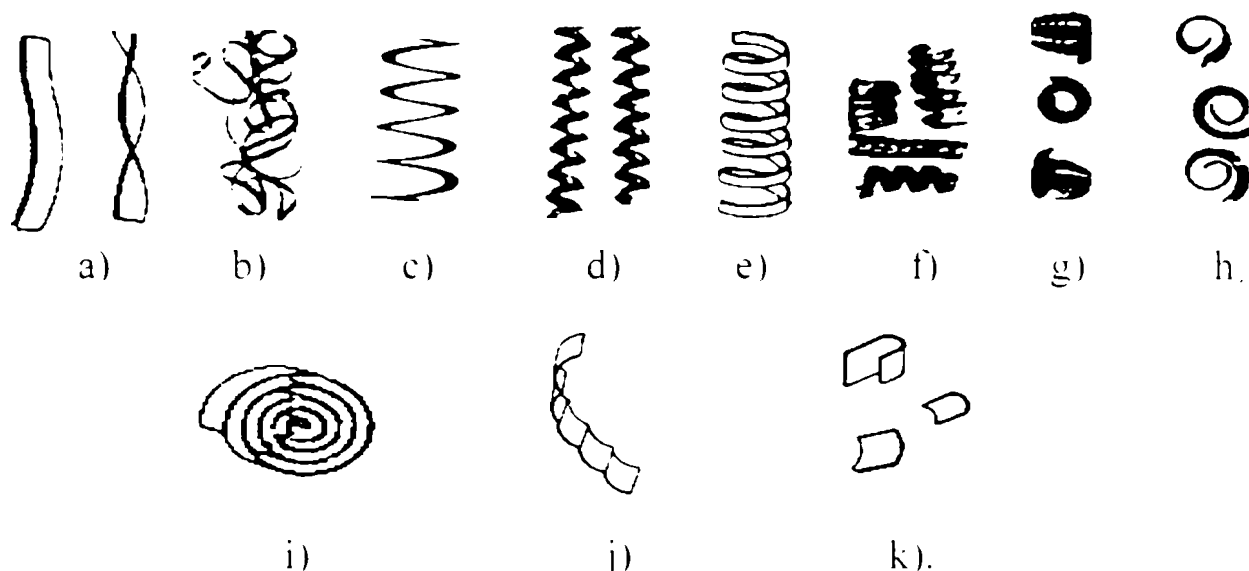


Fig. 4.7. Forme de așchii la așchiera materialelor cu plasticitate ridicată [2, 82].

La prelucrarea materialelor plastice se obțin așchii:

- continui: -tip panglică dreaptă (fig. 4.7.a), tip panglică încurcată (fig. 4.7.b),
- tip spirale lungi: torsadă (fig. 4.7.c), elicoidale (fig. 4.7.d), elicoidale tubulare (fig. 4.7.e), elicoidale tubulare scurte (fig. 4.7.f);
- articulate (de forfecare) tip spirale scurte: elicoidale spirală tubulare (fig. 4.7.g), plane spiralate (fig. 4.7.h), plane (fig. 4.7.i);
- elementare: legate (fig. 4.7.j), sparte în bucăți (fig. 4.7.k).

La prelucrarea materialelor fragile se obțin așchii fragmentate sub formă de virgule lungi (fig. 4.8.a) și sub formă de virgule scurte (fig. 4.8.b).

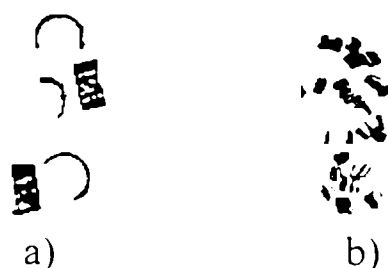


Fig. 4.8. Forme de așchii la așchiera materialelor fragile [81].

În cazul strunjirii cu vibrații axiale de joasă frecvență se vor forma atât așchii continui, cât și articulate sub formă spirală sau a unor bucle (fig. 4.7.e, f, g, h).

Gradul de spargere în bucăți a așchiilor se exprimă prin coeficientul de volum [77, 81, 82], determinat de raportul dintre volumul de așchii obținut  $V_{as}$  și volumul

materialului de îndepărtat  $V_{mat}$ . În cazul așchiilor tip panglică (fig. 4.7.a)  $V_{aș}/V_{mat}=300 \div 400$ ; tip panglică încurcată  $V_{aș}/V_{mat}=200 \div 300$ ; tip spirală lungi (fig. 4.7.c, d, e)  $V_{aș}/V_{mat}=60 \div 80$  tip spirală scurte (fig. 4.7.g, h),  $V_{aș}/V_{mat}=40 \div 45$ ; tip spirală plană (fig. 4.7.i),  $V_{aș}/V_{mat}=10 \div 15$ ; tip elementare legate  $V_{aș}/V_{mat}=8 \div 9$ ; tip elementare sparte și fragmentate  $V_{aș}/V_{mat}=5 \div 6$ .

În cazul așchierii discontinui cu vibrații independent de condițiile fizice ale așchierii se obține forma spiralată plană și spartă (fig. 4.7.h, j) sau fragmentarea așchiilor (formele din fig. 4.7.f, g, i, j) în mod sigur pentru materialele cu plasticitate mare. Fragmentarea așchiilor va avea loc la oscilația însemnată a grosimii așchiei.

Lungimea unei bucăți de așchii la așchiera discontinuă cu vibrații va fi:

$$L_{aș} \leq \frac{16,7 \cdot v_{aș}}{f \cdot \xi} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot f \cdot \xi} \quad [\text{mm}] \quad (4.16)$$

Forma așchiilor care se formează la strunjirea continuă cu vibrații, confirmă dependențele cunoscute pentru așchiera obișnuită. Raza curburii așchiilor este cu aproximație proporțională cu grosimea stratului de tăiat și invers proporțională cu unghiul așchierii ( $\delta$ ). (fig. 4.1).

În cazul așchierii cu vibrații axiale la frecvențe înalte așchiile vor fi de tipul celor sparte și mărunte, iar la frecvențe mai joase sub forma buclelor spiralate scurte și inelare, de diferite lungimi.

Forma tipică a elementului de așchie se prezintă în figura 4.9.

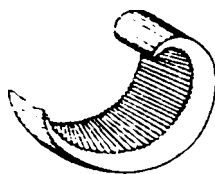


Fig. 4.9. Element așchie la așchiera cu vibrații [81].

Așchia are o contracție neuniformă în decursul unei perioade a oscilației, exprimată prin curbura ei neuniformă.

Acceptând dependența liniară a razei curburii așchiei de coeficientul de contracție a ei, se poate construi dependența coeficientului de contracție față de perioada oscilațiilor cuțitului (fig. 4.10).

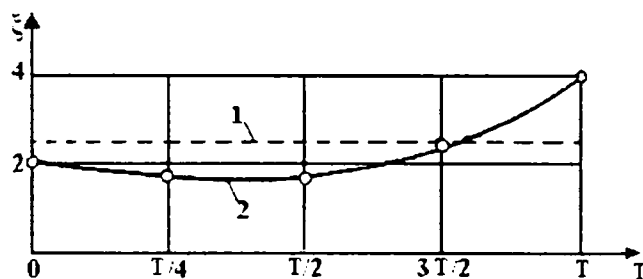


Fig. 4.10. Variația coeficientului de contracție în funcție de perioada oscilațiilor: 1) - la așchiera obișnuită; 2) - la așchiera cu vibrații [81].

La regimuri de așchiere și vibrații acceptate, intrarea în tăiere a sculei are loc cu unghiul efectiv de degajare mare, fiind însoțită și de creșterea bruscă a grosimii de așchiere. Acest fenomen duce la diminuarea coeficientului de contracție a așchiei. Valoarea medie a contracțiilor pentru o perioadă de oscilație este mai mică decât la așchiera obișnuită.

### 4.3. Mecanica formării așchii într-un singur plan al dislocării

Acțiunea suprafeței de degajare a sculei asupra așchii, condiționată de acțiunea mașinii–unelte, se compune din forțe elementare normale și din forțe tangențiale de frecare. Aceste forțe elementare conduc la o forță  $R_f$  care acționează uniform (fig. 4.1), compusă din forța normală pe suprafața de degajare și forța de frecare  $F_f$ .

La prelucrarea prin așchiere cu vibrații coeficientul de contracție  $\xi$  care este o mărime variabilă și depinde de modificarea unghiului efectiv de degajare  $\gamma_t$ , unghiul dislocării  $\beta_1$  (de forfecare) și viteza de așchiere. În cazul frecvențelor destul de joase ale vibrațiilor se poate considera  $\xi = \text{const}$  [81, 82].

În aceste condiții se poate stabili dependența unghiului dislocării  $\beta_1$  de unghiul efectiv de degajare  $\gamma_t$  la strunjirea cu vibrații, care se schimbă pe parcursul procesului de așchiere:

$$\text{tg}\beta_1 = \frac{\cos\gamma_t}{\xi - \sin\gamma_t}; \quad (4.17)$$

Când unghiul efectiv de degajare  $\gamma_t$  se schimbă cu frecvența vibrațiilor date, atunci și poziția planului dislocării se va modifica la fel cu aceeași frecvență după legea armonică de mișcare.

Conform legii rezistenței minime, în cazul deformației plastice (G. Tresca), a legii lui S. I. Gubkin și K. A. Zvorîkin, unghiul dislocării (deplasării sau forfecării)  $\beta_1$  se stabilește în așa fel încât consumul de energie pentru procesul de formare a așchii va fi minim sau prin care forța  $R$  va fi minimă [109].

Dacă potrivit ipotezelor acceptate, așchia se formează pe calea dislocărilor consecutive pe planul unic OA (fig. 4.1.), atunci poziția lui va fi determinată ca poziție a planului tensiunilor tangențiale minime. În acest caz se pot scrie următoarele egalități:

$$R_f = R_1; \quad l_c = l_{\beta_1}; \quad (4.18)$$

$$R_c = \tau_{dpl} \cdot b \cdot l_{\beta_1} = R \cos(\zeta + \beta_1); \quad (4.19)$$

$$R_f = \frac{\tau_{dpl} \cdot b \cdot l_{\beta_1}}{\cos(\zeta + \beta_1)}; \quad (4.20)$$

unde

$l_{\beta_1}$  - este lungimea planului deplasării OA, amplasat sub unghiul  $\beta_1$  în direcția mișcării așchierii ( $l_c = l_{\beta_1}$ ; fig. 4.1).

Potrivit legii rezistenței minime și aplicării lui la procesul de așchiere se poate determina  $\beta_1$ . Valoarea forței  $R$  va fi minimă când numitorul relațiilor (4.17) și (4.21) este maxim:

$$\frac{\partial}{\partial \beta_1} [\sin\beta_1 \sin(\delta + \rho + \beta_1)] = \text{tg}\beta_1 + \text{tg}(\delta + \rho + \beta_1) = \frac{\sin(2\beta_1 + \delta + \rho)}{\cos\beta_1 \cos(\delta + \rho + \beta_1)} = 0 \quad (4.21)$$

de unde rezultă:

$$\beta_1 = 90^\circ - \frac{\delta + \rho}{2} = 45^\circ + \frac{\gamma - \rho}{2} \quad [\text{grade}] \quad (4.22)$$

Diferențierea făcută în acest caz admite că  $\tau_{\text{dpl}}$ ,  $\rho$  și  $\delta$  nu depind de unghiul  $\beta_1$ .

În procesul de așchiere cu schimbarea unghiului deplasării  $\beta_1$  se schimbă și coeficientul de contracție  $\xi$  precum și dislocarea relativă  $\varepsilon$ . Acest lucru duce la mărirea tensiunii tangențiale de deplasare  $\tau_{\text{dpl}}$  și a unghiului de frecare  $\rho$  pe fața de degajare a sculei. Datorită mișcării vibratorii a sculei aceasta va îndepărta periodic material cu grosime crescândă și grosime descrescândă (fig. 4.11) [81].

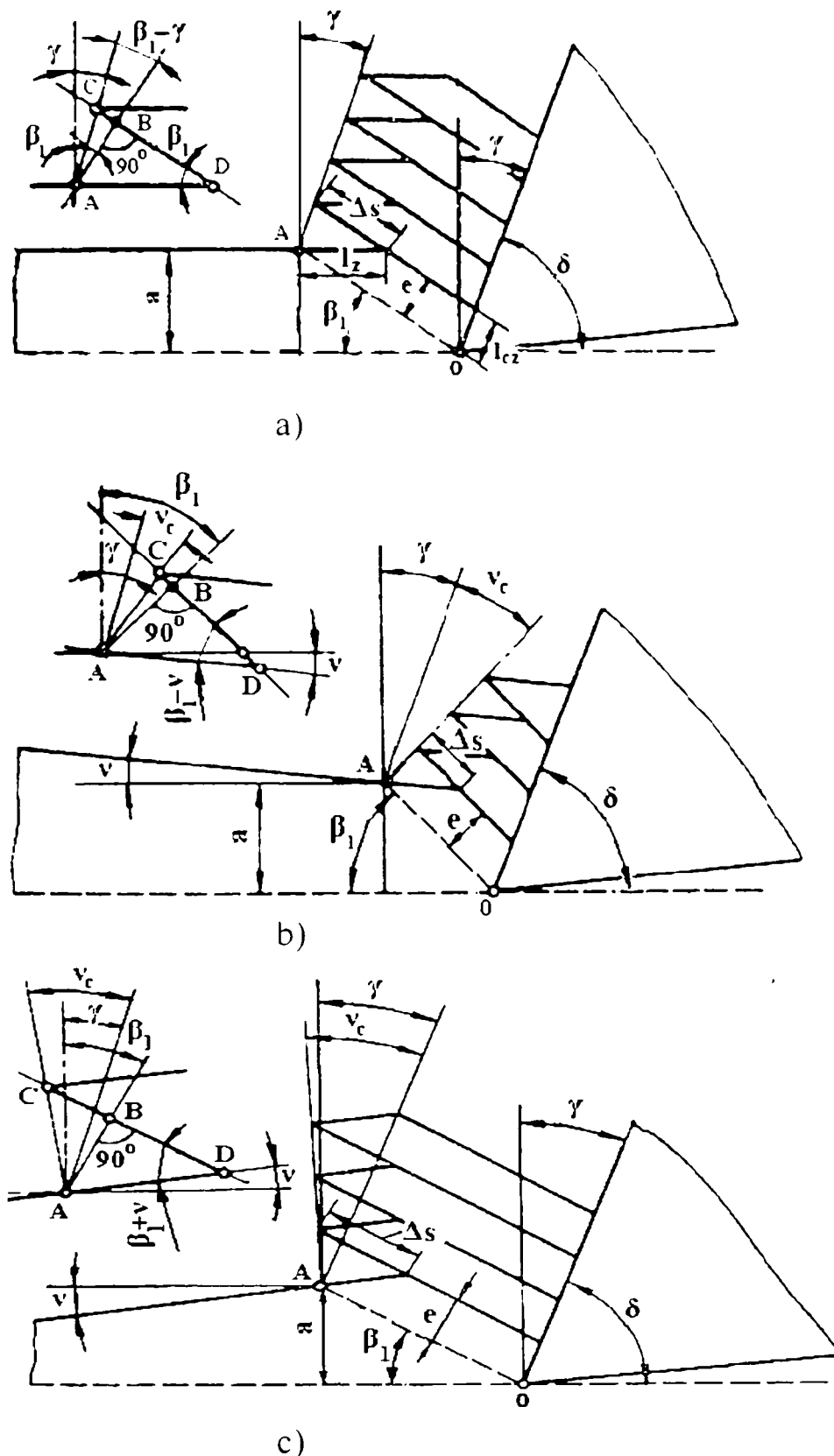


Fig. 4.11. Schema formării așchiilor la tăierea cu: a) grosime uniformă; b) grosime crescândă; c) grosime descrescândă [81].

Planul dislocării OA la tăierea cu grosime crescândă (fig. 4.11.b) se mișcă în direcția acelor de ceasornic, iar lungimea lui va fi mai mică decât în cazul tăierii obișnuite (fig. 4.11.a), respectiv  $l'_{\beta_1} < l_{\beta_1}$ . În cazul tăierii cu grosime descrescândă mișcarea se produce invers, respectiv  $l'_{\beta_1} > l_{\beta_1}$  (fig. 4.11.c).

**La tăierea stratului de așchiat cu grosime crescătoare** [81] sub unghiul „v”, de valoare oarecare „a” (fig. 4.11.b), lungimea planului deplasării ( $l_{\beta_1}$ ) va fi:

$$l_{\beta_1} = a \frac{\cos v}{\sin(\beta_1 - \gamma)} \quad (4.23)$$

Echilibrul forțelor  $R_f$  și  $R_1$  va fi dat în acest caz de:

$$\tau_{dpl} \cdot b \cdot l_{\beta_1} = R_f \cdot \cos(\zeta + \beta_1) = R_f \cdot \sin(\delta + \rho + \beta_1) \quad (4.24)$$

Din relația (4.24) se poate exprima forța de formare a așchii  $R_f$ :

$$R_f = \frac{\tau_{dpl} \cdot b \cdot l_{\beta_1}}{\sin(\delta + \rho + \beta_1)} = \tau_{dpl} \cdot b \cdot a \cdot \frac{\cos v}{\sin(\beta_1 - v) \cdot \sin(\delta + \rho + \beta_1)} \quad (4.25)$$

Valoarea minimă a expresiei (4.25) va fi când:

$$\frac{\partial}{\partial \beta_1} [\sin(\beta_1 - v) \cdot \sin(\delta + \rho + \beta_1)] = \frac{\sin(2 \cdot \beta_1 - v + \rho)}{\cos(\beta_1 - v) \cdot \cos(\delta + \rho + \beta_1)} = 0, \quad (4.26)$$

de unde unghiul deplasării ( $\beta_1$ ) la tăierea cu grosime crescândă sub unghiul  $v$ , va fi:

$$\beta_1 = 90^\circ - \frac{\delta + \rho - v}{2} = 45^\circ + \frac{\delta + v - \rho}{2}, \quad (4.27)$$

respectiv unghiul  $\beta_1$  este mai mare decât în cazul așchierii obișnuite desfășurate în aceleași condiții.

**La tăierea stratului de așchiat cu grosime descrescândă** [81] sub unghiul „v” la grosimea oarecare a tăierii „a”, măsurată la muchia așchietoare (fig. 4.11.c), lungimea planului deplasării va fi:

$$l_{\beta_1} = a \cdot \frac{\cos v}{\sin(\beta_1 - \gamma)} \quad (4.28)$$

În acest caz forța de formare a așchiilor  $R_f$  este:

$$R_f = \frac{\tau_{dpl} \cdot b \cdot l_{\beta_1}}{\sin(\delta + \rho + \beta_1)} = \tau_{dpl} \cdot b \cdot a \cdot \frac{\cos v}{\sin(\beta_1 - v) \cdot \sin(\beta_1 + \rho + \delta)} \quad (4.29)$$

Unghiul deplasării la așchiera stratului cu grosimea tăierii descrescânde sub unghiul „v”, care dă valori minime forței  $R_f$ , va fi:

$$\beta_1 = 90^\circ - \frac{\delta + \rho + v}{2} = 45^\circ + \frac{\delta - \rho - v}{2}, \quad (4.30)$$

Rezultă că unghiul  $\beta_1$  este mai mic decât în cazul așchierii obișnuite.

Determinările prezentate pentru  $R_f$  dau rezultate apropiate de experimentări la așchiera cu viteze de așchiere mari, când unghiul deplasării  $\beta_1$  se exprimă prin relația (4.22), iar la viteze mai reduse de așchiere va fi:

$$\beta_1 < 90^\circ - \frac{\delta + \rho}{2}, \quad (4.31)$$

iar eroarea de calcul va fi mai mare.

La formarea așchiilor pe un singur plan al deplasării, tensiunea în el este acceptată ca fiind constantă, iar forța  $R_f$ , necesară deplasării este direct proporțională cu lungimea planului deplasării  $l_{\beta_1}$  (fig. 4.1). Creșterea forței  $R$  de formare a așchiei, la așchiera cu grosime crescândă, se obține pe seama prelungirii lungimii planului de deplasare, la măsurarea grosimii de așchiat, corespunzătoare poziției vârfului muchiei așchietoare. Procesul de formare a așchiilor în condițiile date de prelucrare este determinat de doi factori: lungimea planului deplasării  $l_{\beta_1}$  și deformațiile relative  $\varepsilon$  care au loc.

În cazul procesului de așchiere cu vibrații pe direcția axei „r” (vibrații tangențiale fig. 3.2.), normale pe suprafața de așchiere, iar profilul suprafeței prelucrate este linie dreaptă (fig. 4.12.), forța de așchiere se poate determina pornind de la principiul că unghiul  $\beta_1$  trebuie să asigure energia minimă necesară desfășurării procesului, adică:

$$\frac{\partial E}{\partial \beta_1} = 0; \quad (4.32)$$

Pentru forța minimă necesară procesului, condiția este:

$$\frac{\partial F}{\partial \beta_1} = 0; \quad (4.33)$$

La determinarea forței de așchiere se vor lua în considerare schimbările unghiurilor efective apărute în procesul mișcării vibratorii:

$$\gamma_1 = \gamma + v_1; \quad \delta_1 = \delta - \gamma; \quad \alpha_1 = \alpha - v_1 \quad (4.34)$$

unde

$v_1$  – este valoarea curentă a unghiului înclinației tangențiale la traiectoria mișcării vibratorii a vârfului sculei.

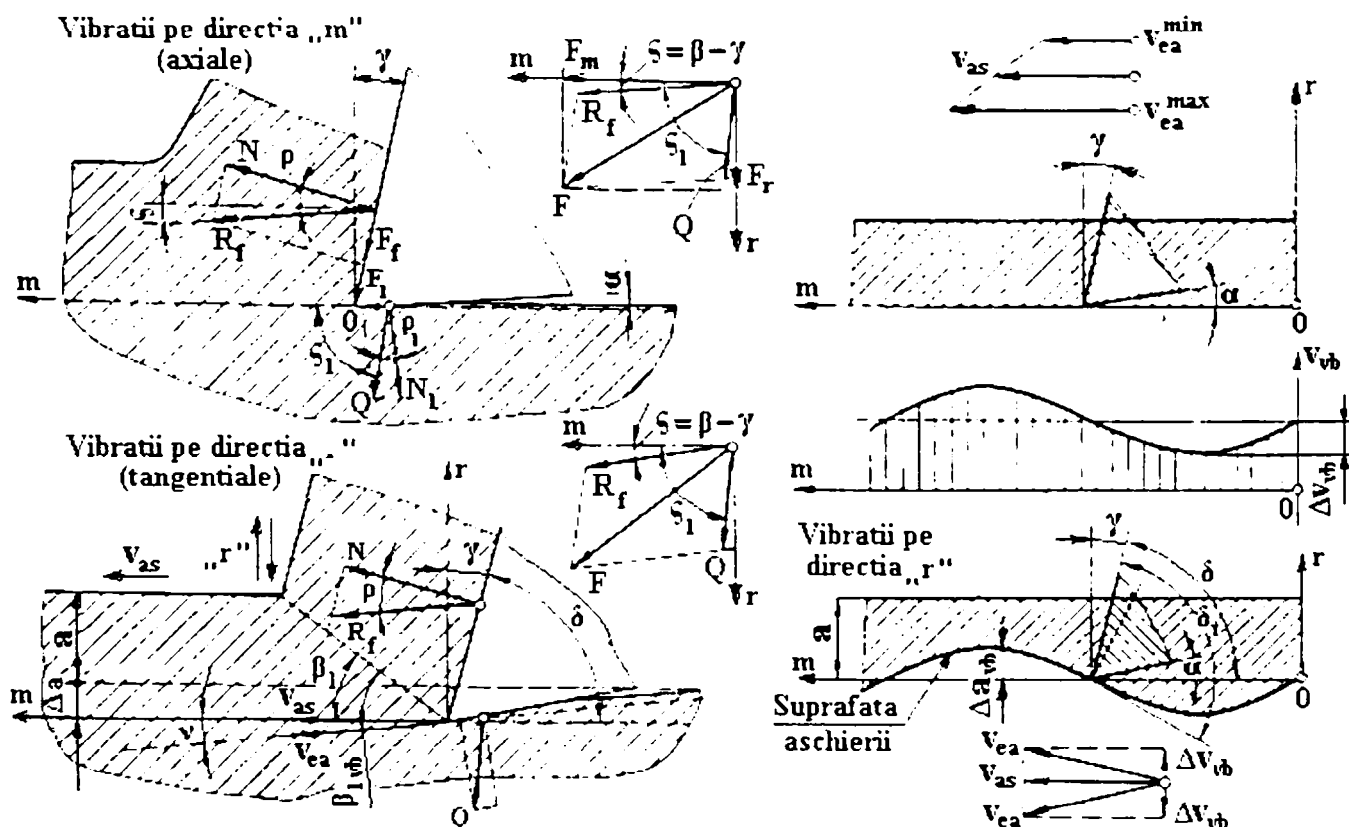


Fig. 4.12. Componentele forței de așchiere  $F$  la strunjirea cu vibrații axiale și tangențiale [81].



Componentele forței de așchiere în cazul strunjirii axiale sunt:

$$\begin{aligned} F_m &= R_f \cdot \cos(\rho - \gamma_t) + Q \cdot \sin(\rho_1 - \alpha_t) = R_f \cdot \cos(\rho - \gamma + \gamma_t) + Q \cdot \sin(\rho_1 - \alpha + v_t) = \\ &= R_f \cdot \cos(\zeta + v_t) + Q \cdot \sin(\zeta_1 + v_t) \end{aligned} \quad (4.35)$$

Forța de formare a așchii  $R_f$  la așchiera cu vibrații pe direcția „r” (tangențiale) se poate determina cu relația (4.20) luând în calcul schimbarea unghiului efectiv de așchiere:

$$\delta_t = \delta - v_t, \quad (4.36)$$

prin aceasta aria dislocării  $S_{\beta 1}$  rămâne neschimbată, rezultând că:

$$\begin{aligned} R_f &= \frac{\tau_c \cdot b \cdot S_{\beta 1}}{\sin(\beta_{1vb} + v_t + \rho)} = \frac{\tau_c \cdot b \cdot l_{\beta 1} \cdot b}{\sin \beta_1 \cdot \cos(\beta_{1vb} + \rho - \gamma - v_t)} = \\ &= \frac{\tau_c \cdot b \cdot l_{\beta 1} \cdot b}{\sin(\beta_{1vb} - v_t) \cdot \cos(\beta_{1vb} + \zeta - v_t)} \end{aligned} \quad (4.37)$$

În acest caz forța de așchiere în direcția „m” va fi:

$$F_m = \frac{\tau_c \cdot b \cdot l_{\beta 1} \cdot b \cdot \cos(\zeta + v_t)}{\sin(\beta_{1vb} - v_t) \cdot \cos(\beta_{1vb} + \zeta - v_t)} + Q \cdot \cos(\zeta_1 - v_t) \quad (4.38)$$

Valoarea minimă a forței  $F_m$  se stabilește considerând componenta  $Q$ , care produce deformația suprafeței așchierii, constantă, independentă de condițiile mișcării vibraționale:

$$\begin{aligned} \frac{\partial F_m}{\partial \beta_1} &= 0; \\ \cos(\beta_{1vb} - v_t) \cdot \cos(\beta_{1vb} + \zeta - v_t) - \sin(\beta_{1vb} - v_t) \cdot \sin(\beta_{1vb} + \zeta - v_t) &= 0; \\ \cos[(\beta_{1vb} - v_t) + (\beta_{1vb} + \zeta - v_t)] &= 0; \\ 2\beta_{1vb} + \zeta - 2 \cdot v_t &= 0; \\ \beta_{1vb} &= \frac{\pi}{4} + v_t - \frac{\zeta}{2} = \frac{\pi}{4} + v_t + \frac{\gamma - \rho}{2} \quad [\text{grade}]. \end{aligned} \quad (4.39)$$

În consecință așchiera cu vibrații normale către suprafața așchierii, conduce la schimbarea unghiului deplasării, în comparație cu așchiera obișnuită, egal cu schimbarea unghiului de înclinare tangențial  $v_t$  la traiectoria mișcării vibraționale, respectiv:

$$\begin{aligned} \beta_{vb} &= \beta_1 + \Delta\beta_1 \cdot \cos \omega t; \\ \Delta\beta_1 &= \arctg \frac{\dot{a}_{vb}}{v_{as}} = \arctg \frac{0.12\pi \cdot f \cdot A_x}{v_{as}}. \end{aligned} \quad (4.40)$$

În acest caz are loc și modificarea unghiului de degajare efectivă la mișcarea armonică a cuțitului:

$$\gamma_t = \gamma + v_t = \gamma + \Delta v_{vb} \cdot \sin \omega t \quad (4.41)$$

La determinarea forțelor de așchiere au influență și forțele de inerție, care apar ca rezultat al schimbării vitezei de mișcare a materialului de așchiat de la valoarea ( $v_{as}$ ), corespunzătoare vitezei mișcării așchierii, până la valoarea corespunzătoare vitezei de deplasare a așchii ( $v_c$ ).

Impulsul forței de așchiere se determină prin modificarea cantității mișcării masei stratului de așchiat ( $m_t$ ), masă care depinde de aria stratului se așchiat ( $S_t$ ), viteza efectivă de așchiere și viteza de deplasare a așchiei și care trece prin zona de formare a așchiei. Prin urmare:

$$S_t = a_t \cdot b_t, \quad (4.42)$$

iar

$$m_t = \gamma \cdot S_t \cdot v_t = \gamma \cdot a_t \cdot b_t \cdot v_{ea}. \quad (4.43)$$

În cazul general de așchiere cu vibrații se schimbă toți cei trei parametri:  $a_t$ ,  $b_t$  și  $v_{ea}$ .

Pentru schemele din figura 4.12, se poate accepta că  $b_t$  rămâne constantă, iar pentru un timp infinit de mic  $dt$ , prin zona de formare a așchiei trece o masă de material  $dm$ :

$$dm = \gamma \cdot b(a \cdot dv + v \cdot da). \quad (4.44)$$

Schimbarea energiei cinetice a masei în mișcare a stratului de așchiat în acest caz va fi:

$$dE = (v_a - v_c) \cdot dm = (v_{ea} - v_{ec}) \cdot \gamma \cdot b \cdot (adv + vda), \quad (4.45)$$

unde:

$v_{ea}$  – viteza efectivă de așchiere în timpul vibrațiilor;

$v_{ec}$  – viteza efectivă de deplasare a așchiilor în timpul vibrațiilor.

Forța dinamică condiționată prin schimbarea energiei cinetice va fi:

$$G_c = \frac{dE}{dt} = \gamma \cdot b \cdot (a \cdot \dot{v}_{ea} + v_a \cdot \dot{a}) \cdot (v_{ea} - v_{ec}) \quad (4.46)$$

Din această relație se poate stabili forța dinamică care se manifestă la vibrațiile suprafețelor normale ale așchierii, respectiv când:

$$\dot{v}_a = 0; \quad (4.47)$$

$$G_c = \gamma \cdot b \cdot v \cdot \dot{a} \cdot (v_{ea} - v_{ec}). \quad (4.48)$$

La vibrații în direcția vitezei de așchiere:

$$\dot{a} = 0, \quad (4.49)$$

iar

$$G_c = \gamma \cdot b \cdot \dot{v}_{ea} \cdot a \cdot (v_a - v_c). \quad (4.50)$$

**Contractia așchiei** [81] la așchiera cu vibrații se prezintă ca o manifestare exterioară a deformațiilor plastice ce au loc în zona formării așchiilor. Dacă se acceptă că  $\xi_{vb}=1$  și că acest coeficient de contracție a așchiei la așchiera cu vibrații nu depinde de grosimea absolută a tăierii, atunci din schema prezentată în figura 4.13, luând în considerare că ariile secțiunii longitudinale ale stratului de așchiat sunt egale, se poate calcula valoarea unghiului de înclinare a profilului așchiei:

$$\operatorname{tg}v_c = \xi_c^2 \cdot \operatorname{tg}v + \frac{2a}{l_c} \cdot \xi_c - \frac{2a_c}{l_c}; \quad \operatorname{tg}v_c = \xi_a \cdot \xi_c \cdot \operatorname{tg}v; \quad (4.51)$$

în general:

$$\xi_a = \xi_c \quad \text{respectiv} \quad \operatorname{tg}v_c = \xi^2 \operatorname{tg}v. \quad (4.52)$$

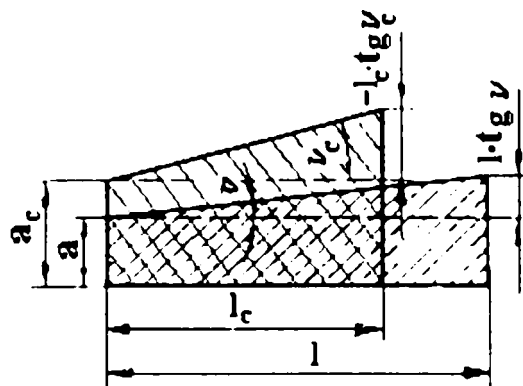


Fig. 4.13. Contractia așchii la așchieria stratului cu grosime variabilă [81].

Unghiul  $v$  se poate determina și prin metoda grafică (fig. 4.14).

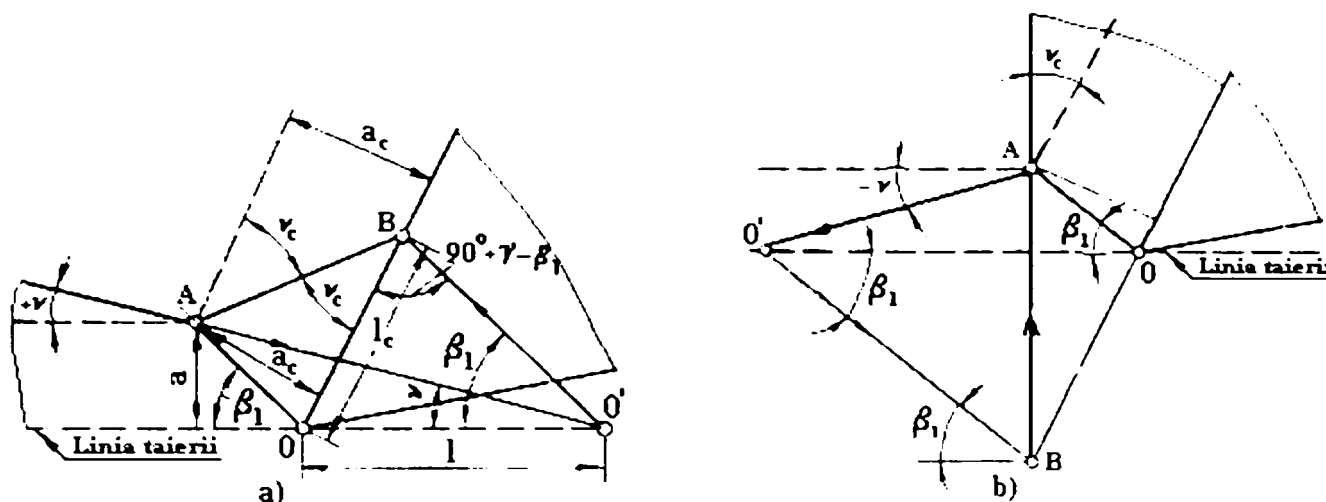


Fig. 4.14. Metoda grafică pentru determinarea contracției așchii la: a) grosime crescândă; b) grosime descrescândă [81].

Pentru obținerea unghiului  $v_c$  se prelungeste profilul suprafeței exterioare până la linia așchierii obținând punctul de intersecție  $O'$ , din  $O'$  se duce o paralelă la planul de deplasare ( $OA$ ) până la fața de degajare, obținându-se punctul de intersecție  $B$ . Punctul  $B$  cu suprafața de degajare a sculei și cu punctul  $A$  dau unghiul de înclinare a profilului așchii  $v_c$ .

Metoda este convenabilă sub aspect grafic deoarece se observă că din triunghiul  $OAB$  unghiul  $v_c$ , poate fi calculat ușor prin aproximarea lui cu relația:

$$\operatorname{tg} v_c \approx \frac{a_c}{l_c} \quad (4.53)$$

unde:

$a_c$  – grosimea așchii după deformare;

$l_c$  – grosimea așchii după deformare.

#### 4.4. Procesul de formare a așchii cu zona de deformare groasă

În condițiile reale de așchiere, starea tensionată a zonei plastice de deformare se prezintă ca eterogenă cu mai multe axe de dislocare, ceea ce conduce la așezarea planurilor de alunecare sub formă de evantai în zona de trecere plastică LOM (fig.

4.15) [81]. Această ipoteză a fost studiată de A. A. Brix și dezvoltată de N. N. Zorev, fiind cunoscută în literatură de specialitate și sub numele de *modelul așchierii cu zonă de deformare groasă* [109].

Se presupune că forma limitei exterioare a zonei de formare a așchii este dată de egalitatea [81]:

$$a=f(\beta), \quad (4.54)$$

unde

$\beta$  – este unghiul curent al dislocării;

$a$  – este coordonata limitei exterioare a formării așchii în secțiune normală.

Pentru un punct arbitrar ales  $C$  al metalului, se stabilește deformația relativă când are loc deplasarea din punctul  $A$  în  $C$  într-un timp  $dt$  foarte scurt. Această mișcare se poate examina ca un proces de dislocare succesivă a elementului diferențial în lungul planului dislocării, determinat prin unghiul curent  $\beta$  (fig. 4.15a).

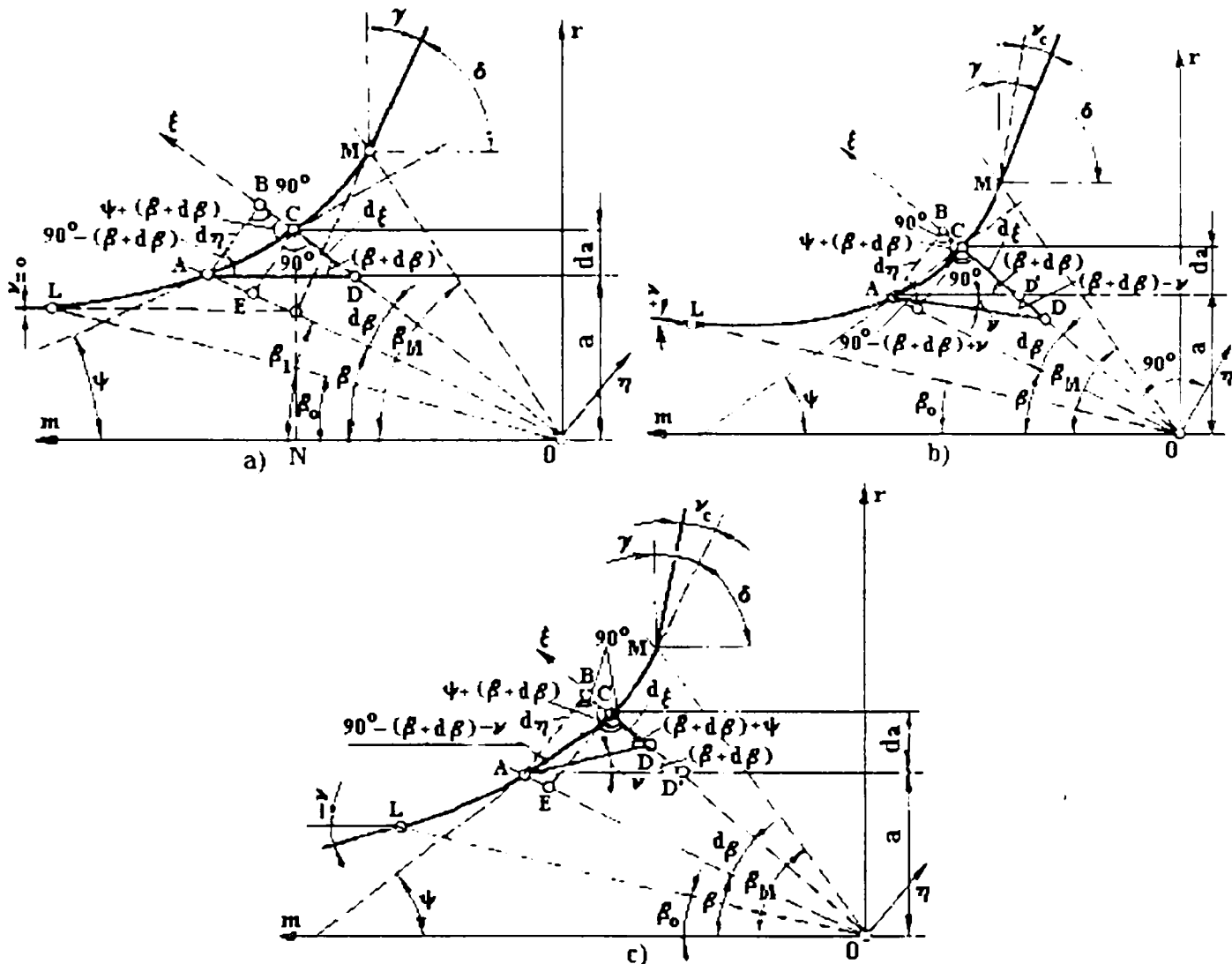


Fig. 4.15. Schema formării așchii cu zona de deformare groasă la: a) tăierea stratului de metal cu grosime constantă; b) tăierea stratului de metal cu grosime crescândă; c) tăierea stratului de metal cu grosime descrescândă [81, 109].

Pentru studiul mișcării dislocației la deplasarea din punctul  $A$  în punctul  $C$ , se ia un sistem de coordonate  $\xi$ - $\eta$ , unde poziția axei  $\xi$  coincide cu direcția planului curent al deplasării, axa  $\eta$  fiind direcționată perpendicular pe axa  $\xi$ .

În sistemul de coordonate  $\xi$ - $\eta$ , deplasarea relativă „ $\varepsilon$ ” se determină ca raport al deplasării absolute  $\Delta\xi$  pe planul deplasării  $OC$ , având grosimea  $d\eta$  a stratului de

metal care a efectuat această deplasare. Deplasarea absolută  $d\xi$  se determină prin lungimea segmentului CD și grosimea stratului prin lungimea segmentului CE:

$$\varepsilon = \frac{d\xi}{d\eta} = \frac{CD}{CE} \quad (4.55)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{l_{\beta+\Delta\beta} \cdot \sin(\beta + \Delta\beta)} \cdot \frac{da}{d\beta} = \frac{1}{l_{\beta} \cdot \sin\beta} \cdot \frac{da}{d\beta} \quad (4.56)$$

unde:

$l_{\beta+\Delta\beta} \approx l_{\beta}$  - lungimea planului deplasării (fig. 4.15).

Din figura 4.15. rezultă că:

$$\begin{aligned} l_{\beta+\Delta\beta} &= OC; \quad CN = a + da; \\ a + da &= l_{\beta} + \Delta\beta \cdot \sin(\beta + \Delta\beta). \end{aligned} \quad (4.57)$$

Cu aceste precizări relația (4.56) devine:

$$\varepsilon = \frac{1}{a + da} \cdot \frac{da}{d\beta},$$

„da” fiind o creștere infinitesimală în raport cu „a” se poate neglija, astfel:

$$\varepsilon = \frac{1}{a} \cdot \frac{da}{d\beta} \quad (4.58)$$

Dependența deplasării relative  $\varepsilon$  de valoarea curență a unghiului deplasării  $\beta$  ( $\beta = \beta_1$  fig. 4.15) și a unghiului înclinării tangențiale la limita exterioară de formare a așchiei  $\psi$  în punctul C se poate stabili cu relația:

$$AB \approx CE = d\eta$$

$$\varepsilon = \frac{d\xi}{d\eta} = \frac{BD - BC}{AB} = \operatorname{ctg}(\beta + d\beta) - \operatorname{ctg}[\psi + (\beta + d\beta)] \quad (4.59)$$

Termenul  $d\beta$  se poate neglija, fiind foarte mic, relația (4.59) devine:

$$\varepsilon = \operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}(\beta + \psi) \quad (4.60)$$

În punctul L, unde limita exterioară a zonei plastice se asociază cu limita stratului de așchiat din semifabricat, unghiul înclinării tangențiale este zero, respectiv  $\psi = 0$ . Din relația (4.60) se observă că și  $\varepsilon = 0$  dacă  $\psi = 0$ , corespunzătoare limitei inițiale a zonei plastice ( $\varepsilon_0 = 0$ ). În punctul M, unde limita exterioară a zonei plastice se asociază cu limita exterioară a așchiei, unghiul de înclinare tangențial  $\psi_M$  este egal cu unghiul de așchiere  $\delta$ , respectiv:

$$\psi_M = \delta = 90^\circ - \gamma \quad (4.61)$$

iar deformația în punctul M va fi:

$$\varepsilon_M = \operatorname{ctg}\beta_M - \operatorname{ctg}(\beta_M + \delta) = \operatorname{ctg}\beta + \operatorname{tg}(\beta - \gamma) \quad (4.62)$$

Procesul de așchiere cu vibrații se compune din două procese care se repetă periodic, așchiera cu grosime crescătoare, corespunzătoare intrării sculei și așchiera cu grosime descrescătoare, respectiv când scula iese din așchiere.

Pentru determinarea deformației relative în aceste cazuri se consideră un interval de timp foarte mic  $dt$  în care așchia se îngroașă în punctul ales arbitrar C (fig. 4.15.b), ca urmare a deplasării din A spre C.

Procesul de formare a așchiei cu grosime crescândă se poate examina ca un proces de dislocare a unui element diferențial subțire, iar dislocarea relativă se poate

stabili ca fiind raportul dintre dislocarea absolută  $d\xi$  pe planul dislocării OC și grosimea stratului care a suferit dislocarea  $d\eta$ . Dislocarea absolută  $d\xi$  în acest caz este mai mare ca în cazul așchierii absolute și corespunde segmentului CD, iar grosimea stratului segmentului CE. În acest caz deplasarea relativă este mai mare, deoarece  $CD > CD'$  [81]:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{d\xi}{d\eta} = \frac{CD}{CE} = \frac{CD' + DD'}{CE}; CD' = \frac{da}{\sin(\beta + d\beta)} = \frac{da}{\sin\beta}; \\ CE &= CO \cdot \operatorname{tg}d\beta = l_{\beta} + d\beta \cdot \operatorname{tg}d\beta \cong l_{\beta-d\beta} \cdot d\beta; \\ DD' &= BD - BD' = \operatorname{ctg}(\beta + d\beta - \nu)d\eta - \operatorname{ctg}(\beta + d\beta)d\eta = \\ &= [\operatorname{ctg}(\beta - \nu) - \operatorname{ctg}\beta]d\eta; \\ \varepsilon &= \frac{l}{l_{\beta} + d\beta \cdot \sin\beta} \cdot \frac{da}{d\beta} + [\operatorname{ctg}(\beta - \nu) - \operatorname{ctg}\beta] = \\ &= \frac{l}{a + da} \cdot \frac{da}{d\beta} + [\operatorname{ctg}(\beta - \nu) - \operatorname{ctg}\beta] = \frac{l}{a} \cdot \frac{da}{d\beta} + [\operatorname{ctg}(\beta - \nu) - \operatorname{ctg}\beta]\end{aligned}\quad (4.63)$$

În cazul așchierii cu grosimea stratului descrescândă, deformația relativă va fi mai mică, deoarece deformația absolută a deplasării  $d\xi$  în intervalul de timp  $dt$  va fi mai mic decât la așchiera obișnuită, întrucât  $AD < AD'$ , iar grosimea curentă a stratului  $d\eta$  rămâne neschimbată (fig. 4.15.c). În acest caz deplasarea relativă va fi:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{d\xi}{d\eta} = \frac{CD}{CE} = \frac{CD' - DD'}{CE}; \\ CD &= CO \cdot \operatorname{tg}d\beta \approx l_{\beta-d\beta} \cdot d\beta; \\ DD' &= BD' - BD = [\operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}(\beta + \nu)]d\eta; \\ \varepsilon &= \frac{l}{l_{\beta-d\beta} \cdot \sin\beta} \cdot \frac{da}{d\beta} - [\operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}(\beta + \nu)] = \frac{l}{a} \cdot \frac{da}{d\beta} - [\operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}(\beta + \nu)]d\eta\end{aligned}\quad (4.64)$$

La așchiera cu grosimea crescândă, se stabilește dependența deplasării relative  $\varepsilon$  de unghiul curent al deplasării  $\beta$  și unghiul înclinării tangențiale la limita exterioară a formării așchiei  $\psi$  în punctul C, iar grosimea stratului care a suportat deplasarea va fi acceptat ca fiind egal cu lungimea segmentului AB (fig. 4.15.b):

$$\varepsilon = [\operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}(\beta + \psi)] + [\operatorname{ctg}(\beta - \nu) - \operatorname{ctg}\beta] = \operatorname{ctg}(\beta - \nu) - \operatorname{ctg}(\beta + \psi)\quad (4.65)$$

Primul membru al acestei expresii determină deplasarea relativă la așchiera obișnuită când  $a = \text{const}$ , iar al doilea membru determină gradul de influență a grosimii variabile a așchierii.

În punctul L, unde limita exterioară a zonei de formare a așchiei se asociază cu limita exterioară a stratului ce urmează a fi îndepărtat de pe semifabricat, unghiul de înclinare tangențială este egal cu unghiul de înclinare a suprafeței de așchiat  $\nu$  respectiv  $\psi_0 = -\nu$ , iar deformația este zero, respectiv:

$$\varepsilon_0 = \operatorname{ctg}(\beta - \nu) - \operatorname{ctg}(\beta + \psi_0) = \operatorname{ctg}(\beta - \nu) - \operatorname{ctg}(\beta - \nu) = 0\quad (4.66)$$

În punctul M, unde limita exterioară a zonei formării așchiei se asociază cu limita exterioară a așchiei, unghiul înclinării tangențiale este egal cu diferența dintre unghiul de așchiere  $\delta$  și unghiul care determină modificarea grosimii așchiei obținute



$v_c$ . Deformația pe planul deplasării, corespunzătoare punctului M, respectiv la limita finală a zonei de formare a așchiei va fi:

$$\varepsilon_M = \operatorname{ctg}(\beta_M - v) - \operatorname{ctg}(\beta_M + \delta - v_c) = \operatorname{ctg}(\beta_M - v) + \operatorname{tg}(\beta_M - \gamma - v_c) \quad (4.67)$$

La așchiera cu grosimea stratului de așchiat descrescândă, dependența deplasării relative  $\varepsilon$  de unghiul curent  $\beta$  și unghiul înclinării tangențiale la limita exterioară a formării așchiei  $\psi$  este:

$$\varepsilon = \frac{d\xi}{d\eta} = \frac{BD' - BC - DD'}{AB} = \frac{BD' - BC}{AB} - \frac{DD'}{AB};$$

$$\varepsilon = [\operatorname{ctg}(\beta - \operatorname{ctg}(\beta + \psi))] - [\operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}(\beta + v)] = \operatorname{ctg}(\beta + v) - \operatorname{ctg}(\beta + \psi) \quad (4.68)$$

În punctul M unghiul înclinării tangențiale este:

$$\psi_M = \delta + v_c, \quad (4.69)$$

unde

$$v_c = \operatorname{arctg}(\xi \cdot \operatorname{tg}v).$$

ca urmare, deformația pe planul deplasării, corespunzătoare punctului M este:

$$\varepsilon_M = \operatorname{ctg}(\beta_M + v) - \operatorname{ctg}(\beta_M + \delta + v_c) = \operatorname{ctg}(\beta_M + v) + \operatorname{tg}(\beta_M - \gamma + v_c) \quad (4.70)$$

Din relațiile (4.67) și (4.70) se observă că deformațiile relative ale materialului de prelucrat la așchiera straturilor cu grosime descrescândă sunt mai mari, decât la așchiera straturilor cu grosime crescândă.

Acest lucru se explică prin diferența în ceea ce privește mărimea unghiului deplasării  $\beta$ , mărimea unghiului  $\beta$  duce la diminuarea coeficientului de contracție a așchiei  $\xi$ , micșorându-se astfel deformația relativă a materialului stratului de așchiat.

#### 4.5. Factorii care determină modificarea unghiului de deplasare

Unghiul deplasării  $\beta_1$  la materialul dat este determinat de trei factori principali unghiul efectiv de degajare, unghiul de acțiune  $\zeta$  (fig. 4.1) și viteza de așchiere.

Influența directă a unghiului de degajare ( $\gamma$ ) asupra unghiului deplasării ( $\beta_1$ ) se explică prin schimbarea direcției evacuării așchiilor și mărimii deformației. Această dependență se poate vedea în diagrama trasată pentru un oțel la care  $\zeta=0$  (fig. 4.16), unde se constată că modificarea unghiului ( $\gamma$ ) provoacă schimbarea esențială a unghiului deplasării ( $\beta_1$ ).

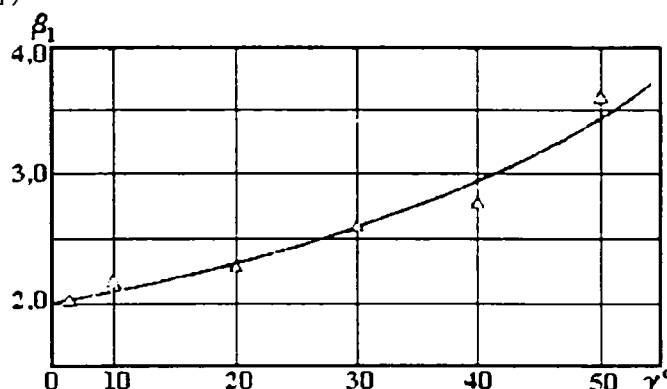


Fig. 4.16. Influența unghiului de degajare asupra mărimii unghiului de deplasare ( $\beta_1$ ) [81].

Din figură se observă că o modificare a unghiului de degajare  $\gamma$  cu  $10^\circ$ , provoacă schimbarea unghiului deplasării  $\beta_1$  cu  $3 \sim 4^\circ$ . Schimbarea unghiului de

degajare la așchiera cu vibrații acționează indirect și asupra procesului de așchiere, întrucât de el depinde și unghiul acțiunii  $\zeta = \rho - \gamma$  (fig. 4.1). La unghiul constant al frecării ( $\rho$ ) (ce se poate accepta dacă viteza de așchiere rămâne aproximativ constantă), unghiul acțiunii se micșorează cu creșterea unghiului de degajare.

Interacțiunea indirectă a unghiului de degajare se suprapune cu influența lui directă, iar ca rezultat acțiunea totală a unghiului de degajare asupra procesului de formare a așchiei, la așchiera cu vibrații este foarte puternică.

Influența vitezei privind coeficientul de contracție al așchiei  $\xi_1$ , și ca urmare asupra unghiului deplasării legat de acesta, se poate vedea în figura 4.17 [81].

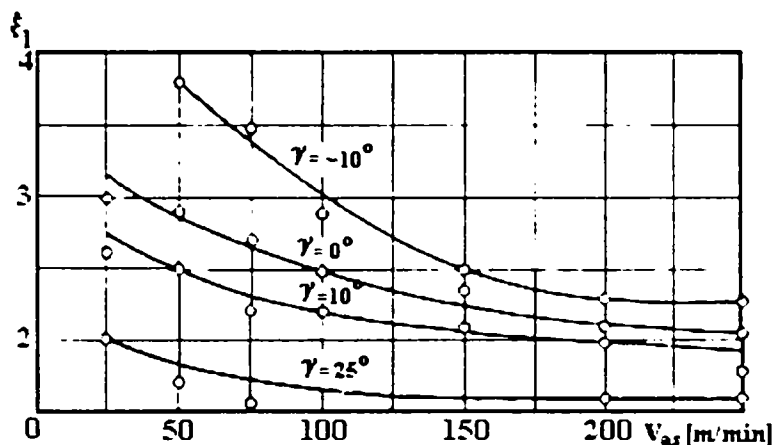


Fig. 4.17. Influența vitezei de așchiere asupra coeficientului de contracție al așchiei  $\xi_1$ .

Diagramele au fost trasate pentru oțel, la așchiera cu un cuțit prevăzut cu aliaj dur [81]. Se observă că viteza de așchiere influențează în mod hotărâtor mărimea unghiului de deplasare ( $\beta_1$ ) prin intermediul coeficientului de contracție longitudinală a așchiei ( $\xi_1$ ).

Influența nemijlocită a vitezei așchierii asupra unghiului deplasării ( $\beta_1$ ) la prelucrarea cu vibrații are loc ca urmare a nerespectării corespondenței între starea tensională și deformare ca rezultat al rămânerii în urmă în timp a deformațiilor.

Această influență nemijlocită a vitezei de așchiere asupra unghiului deplasării se asociază cu influența ei indirectă, condiționată de schimbarea coeficientului de frecare a așchiei cu fața de degajare a sculei.

La prelucrarea oțelurilor cu viteze de tăiere destul de mari, acceptate pentru scule prevăzute cu parte așchietoare din aliaje dure, influența vitezei de așchiere, a unghiului efectiv de degajare și a grosimii de așchiere la așchiera cu vibrații se poate evalua după relația:

$$\beta_1 + \zeta = \beta_1 + \rho - \gamma = C = \text{const.} \quad (4.71)$$

unde

$C$  – este o constantă determinată de tipul materialului ce se prelucrează, pentru oțeluri și oțeluri slab aliate  $C = 50 \pm 2^0$ ;

Din analiza relației (4.71) se observă că, dacă pentru așchiera cu vibrații axiale de joasă frecvență se acceptă coeficientul de frecare constant, adică  $\mu_1 = \text{tg} \rho = \text{ct.}$ , atunci schimbarea unghiului efectiv de degajare va duce la schimbarea cu aceeași mărime a unghiului deplasării  $\beta_1$ .

#### 4.6. Particularitățile procesului de formare a așchii în prezența vibrațiilor

Particularitățile de formare a așchii la așchiera cu vibrații axiale de joasă frecvență, se determină prin modificarea unghiurilor efective și schimbarea periodică a profilului exterior al stratului de așchiat.

La așchiera stratului cu grosime descrescândă va avea loc așa cum s-a arătat în subcapitolul 4.4, micșorarea unghiului deplasării  $\beta_1$ , adică va crește contractia așchii și ca urmare a acesteia va crește și suprafața de dislocare ( $S=l_{\beta_1} \cdot b$ ). Prin urmare crește și gradul de deformare ceea ce induce mărirea tensiunilor, respectiv creșterea forței  $R_c$ . Fenomene inverse vor avea loc la așchiera stratului cu grosimea crescândă.

Luând în considerare cele expuse mai sus, la proiectarea procesului de așchiere cu vibrații se recomandă ca așchiera cu grosimea descrescândă să se utilizeze la îndepărtarea unui adaos mic, iar așchiera cu grosimea crescândă la îndepărtarea adaosurilor mari. Acest lucru poate avea loc în primul rând când  $i < 1/2$  (vezi fig. 3.4) și la introducerea vibrațiilor din exterior cu ajutorul dispozitivelor vibratoare.

La apariția autovibrațiilor o asemenea programare a procesului de așchiere nu se poate realiza, ca urmare procesul se realizează de la sine în așa fel încât, lungimea porțiunii de intrare în așchiere, devine mai mică decât a porțiunii unde are loc retragerea sculei.

Așchiera după urma trecerii vibraționale anterioare este însoțită, în afară de procesele care se repetă periodic ale așchierii cu grosime crescândă și descrescândă, și de fenomene tranzitive. Fenomenele tranzitive sunt legate de îndepărtarea materialului în zonele unde rămân vârfuri sau adâncituri pe suprafața așchierii, ca urmare a intrării și ieșirii sculei la trecerea anterioară.

Procesul de formare al așchii la tăierea vârfului (crestei) se caracterizează prin modificarea poziției planului de deplasare, ceea ce duce la micșorarea unghiului de deplasare  $\beta_1$  (fig. 4.18). Schimbarea unghiului de deplasare are loc momentan, ca rezultat volumul materialului de așchiat  $A''OA'$  nu se deformează, trecând în așchie nedeformat [81].

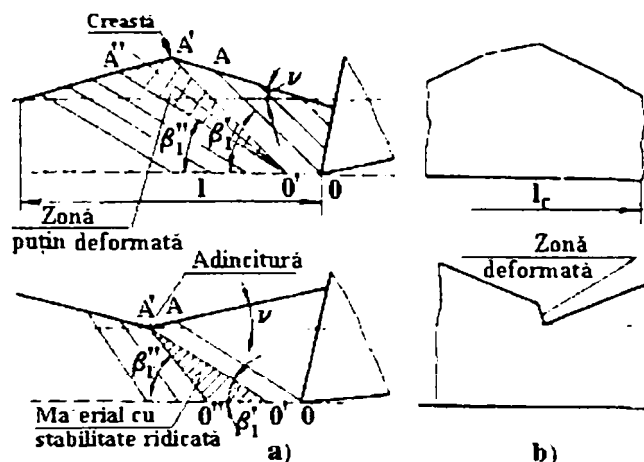


Fig. 4.18. Schema formării așchii: a) forma stratului de așchiat cu vârfuri și adâncituri; b) formele așchilor în cele două cazuri [81].

La așchiera cu adâncituri, procesul de formare a așchii are loc cu schimbarea poziției planului deplasării, observându-se în figura 4.18 o mărime a unghiului

deplasării  $\beta_1$ . În timpul deplasării sculei din  $O'$  în  $O''$ , planul de deplasare va trece continuu prin același punct exterior  $A'$ , ceea ce va duce la formarea unui prag pe partea exterioară a așchiei. Un asemenea proces de formare a așchiei se desfășoară greoi, iar materialul este supus comprimării.

Se consideră procesul de așchiere, apropiat de cel real, când procesul transformării materialului de așchiat în așchii are loc într-o zonă oarecare a grosimii  $a$ . În acest caz la tăierea vârfului așezat în zona  $A''OA'$ , stratul de tăiat este supus diminuării însemnate a solidității lui. Procesul de deformare plastică va decurge cu o rezistență mai mică, deoarece  $\beta_1' > \beta_1^0$ , respectiv tensiunile tangențiale care acționează vor fi mai mari, iar cele de comprimare mai mici, decât la așchiera obișnuită [81]:

$$\tau_{\text{dpl}} = \frac{R_c}{l_c} = \frac{R_f \cdot \cos(\beta_1 + \rho - \gamma)}{l_c}; \quad (4.72)$$

$$\sigma = \frac{R_{c1}}{l_c} = \frac{R_f \cdot \sin(\beta_1 + \rho - \gamma)}{l_c} = \tau_{\text{dpl}} \cdot \text{tg}(\beta_1 + \rho - \gamma)$$

Procesul deformării plastice la așchiera în zona adânciturii va fi îngreunat datorită tensiunilor tangențiale mai mici și a celor de comprimare mai mari, deoarece  $\beta_1'' < \beta_1^0$ . La creșterea rezistenței de mișcare în timpul formării așchiei contribuie și unghiul  $\nu$ , care are o valoare mare, astfel încât poate determina creșterea tensiunilor până la valoarea limită. În acest caz are loc fragmentarea așchiei în elemente distincte.

Examinarea procesului de formare a așchiilor în cazul prelucrării cu vibrații a unui strat de material cu profilul sinusoidal al suprafeței exterioare se poate face după schema din figura 4.19 [81].

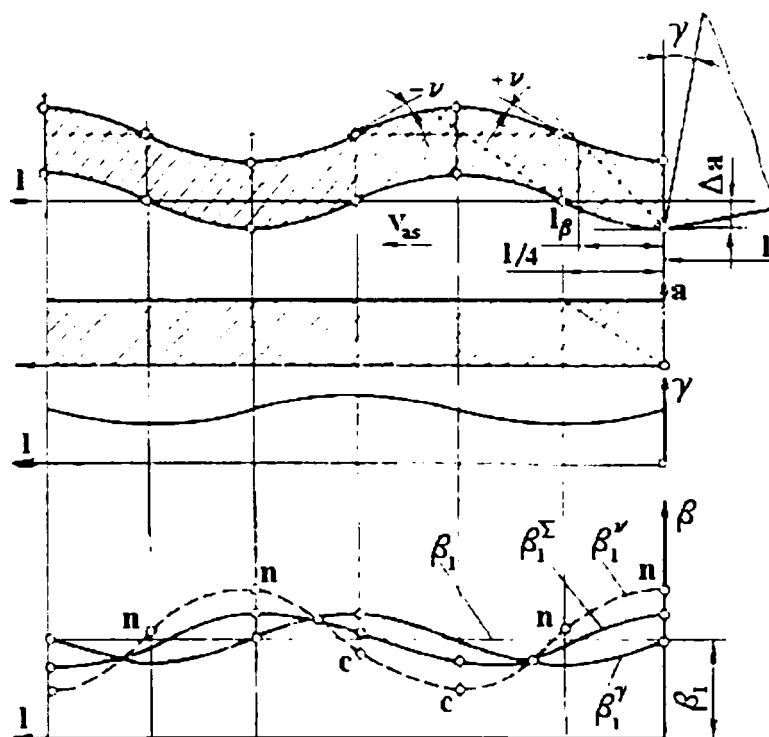


Fig. 4.19. Formarea așchiilor la așchiera cu grosime constantă și profil sinusoidal [81].

Dacă grosimea stratului de așchiat este constantă, rezultă că  $k_\lambda + i$  este număr întreg ( fig. 3.4). Din figura 4.19 se observă că în acest caz unghiul  $\nu$  este o mărime variabilă.

Dacă se consideră legea de oscilație de forma:

$$x = A \cdot \cos \omega t, \quad (4.73)$$

atunci ecuația suprafeței desfășurate a așchierii va fi:

$$t = \frac{l}{v_{aș}} \quad \text{adică } x = A \cdot \cos \frac{\omega}{v_{aș}} \cdot l; \quad (4.74)$$

În condițiile date de (4.73 și 4.74), valoarea curentă (la un moment dat) a unghiului înclinării suprafeței de așchiat ( $v$ ) va fi:

$$\operatorname{tg} v = \frac{dx}{dl} = -A_x \cdot \frac{\omega}{v_{aș}} \cdot \sin \frac{\omega}{v_{aș}} \cdot l; \quad (4.75)$$

iar

$$l' = l + l_{\beta a} = (a + \Delta a \cdot \sin \omega t) \cdot \operatorname{ctg} \beta_1; \quad (4.76)$$

unde

$l$  – este coordonata, care determină poziția muchiei tăietoare a sculei;

$l_{\beta a}$  – este lungimea zonei deformațiilor depășitoare.

Valoarea maximă a unghiului de înclinare a suprafeței de așchiere în condițiile în care viteza de așchiere este exprimată în [m/min], frecvența în [Hz] și amplitudinea mișcării  $A_x$  în [mm], se poate scrie:

$$\operatorname{tg} v^{\max} = \frac{0,12\pi \cdot f \cdot A_x}{v_{aș}} = \frac{0,38 \cdot f \cdot A_x}{v_{aș}} = 0,38 \cdot \frac{f \cdot A_x}{v_{aș}} \quad (4.77)$$

Din (4.75) și (4.76) și figura 4.19. se observă că la așchiera cu vibrații, unghiul deplasării  $\beta_1$  apare ca mărime variabilă ( $\beta_1 = \beta_1^{\Sigma}$ ), oscilația valorilor lui în comparație cu așchiera obișnuită ( $\beta_1^0$ ), este condiționată prin schimbările unghiului ( $v$ ) curba ( $\beta_1^v$ ) și ale unghiului de degajare, curba ( $\beta_1^{\gamma}$ ). La desfășurarea procesului real de așchiere, unghiul deplasării depinde și de alți factori decât cei prezentați în relațiile (4.27 și 4.39). În scopuri practice este convenabilă relația pentru stabilirea unghiului de deplasare ( $\beta_1$ ) la așchiera cu vibrații, pornind de la valoarea lui pentru așchiera obișnuită și având ceilalți parametri identici:

$$\beta_1 = \beta_1^0 + \Delta\beta_1 \cdot \sin \omega_{\beta} \cdot t; \quad (4.78)$$

unde

$\Delta\beta_1$  – amplitudinea oscilațiilor unghiului deplasării la așchiera cu vibrații;

$\omega_{\beta}$  - frecvența circulară a modificării unghiului deplasării ( $\beta_1$ ).

Din analiza cinematică (legii de mișcare dată de relația 4.73) a procesului de așchiere cu vibrații axiale și figura 4.19. se observă că grosimea de așchiat este variabilă, astfel că la un moment dat ea se schimbă în conformitate cu relația:

$$a_t = a + \Delta a_{v_b} \cdot \cos \omega t \quad (4.79)$$

În acest timp are loc și o modificare a unghiului de degajare efectiv, fiind însă defazat cu  $\pi/2$  în raport cu mișcarea vibrațională, adică:

$$\gamma_t = \gamma_0 - \Delta\mu_{v_b} \sin \omega t \quad (4.80)$$

unde

$$\gamma_0 = \gamma + \mu_s$$

$$\operatorname{tg} \Delta \mu_{vb} = \frac{0,06 \cdot \Delta a \cdot \omega}{v_{aș}} = \frac{0,12\pi \cdot f \cdot A_x \cdot \sin \varphi}{v_{aș}}$$

Schimbarea unghiului deplasării, condiționată cu profilul suprafeței exterioare a stratului de așchiat, este de asemenea defazat în raport cu mișcarea vibrațională:

$$v = \Delta v \cdot \sin(\omega t - 2\pi \cdot i) \quad (4.81)$$

unde

$$\operatorname{tg} \Delta v = \frac{\Delta a 2\pi}{\lambda} = \frac{0,06 \cdot \Delta a \cdot \omega}{v_{aș}}$$

$\Delta v$  – este unghiul maxim de înclinare al tangentei la traiectoria mișcării sculei planul principal N-N și coordonatele a-l (a – grosimea așchiei, l – traiectoria de mișcare la așchiere).

Mărimea  $i_\beta$  se determină prin deplasarea fazelor trecerilor sculei, care formează elementul de așchiat dat, și prin lungimea zonei deformațiilor în depășire:

$$i_\beta = i + i_{af} \quad (4.82)$$

Dacă elementul de așchiat se determină prin urmele a două treceri vecine, iar  $l_{\beta a}$  este cu mult mai mic decât  $\lambda/4$ , condiție ce are loc la prelucrările cu vibrații de joasă frecvență, atunci pentru prelucrarea cu un singur cuțit  $i_\beta$  este aproximativ egală cu  $i$  ( $i_\beta \approx i$ ).

Din comparația valorilor  $\Delta v$  și  $\Delta \mu_{vb}$ , se observă că ele sunt egale între ele, adică:

$$\Delta v = \Delta \mu_{vb} = \operatorname{arctg} \frac{0,06 \cdot \Delta a \cdot \omega}{v_{aș}} = \operatorname{arctg} \frac{0,12\pi \cdot f \cdot A_x \cdot \sin \varphi}{v_{aș}} \quad (4.83)$$

Modificarea unghiului deplasării la așchiera cu vibrații de joasă frecvență se poate obține din expresia:

$$\beta_{vb} = \beta_1 - \Delta \beta_1 \cdot \cos(\omega t - \pi \cdot i_\beta) \quad (4.84)$$

unde

$i_\beta$  – deplasarea între mișcarea vibrațională de așchiere la trecerea dată și schimbarea unghiului deplasării

$$\Delta \beta_1 = \sin \pi \cdot i_\beta \cdot \operatorname{arctg} \frac{0,06 \cdot \Delta a \cdot \omega}{v_{aș}} = \sin \pi \cdot i_\beta \cdot \operatorname{arctg} \frac{0,12\pi \cdot f \cdot A_x \cdot \sin \varphi}{v_{aș}} \quad (4.85)$$

Din expresia obținută se observă că modificarea unghiului deplasării se produce odată cu frecvența oscilațiilor și este defazată de frecvență la unghiul determinat de mărimea  $i_\beta$ .

Amplitudinea unghiului  $\beta_1$  este cu atât mai mare cu cât mai mari sunt frecvența (f) și amplitudinea ( $A_x$ ) a mișcării vibratorii, și mai mică viteza de așchiere ( $v_{aș}$ ).

Depășirea modificării forței în raport cu oscilațiile grosimii de așchiere ( $a_{\beta t}$ ) condiționată de mișcarea vibrațională  $a = a + \Delta a_{vb} \sin \omega \cdot t$ , apare ca mărime variabilă și se schimbă de la  $l_{\beta 1}^{\min}$  până la  $l_{\beta 1}^{\max}$  în expresia liniară.

Cu schimbarea dimensiunilor zonei de deformații în depășire, valoarea curentă (la un moment dat) a deplasării (fig. 4.19) se obține din sistemul de ecuații [81]:



$$\begin{cases} l_{\beta_1} = a_{\beta_1} \cdot \operatorname{ctg}\beta_1 \\ a_{\beta_1} = a_t + \Delta a_{v,b} \cdot \sin \omega \cdot \left( t + \frac{l_{\beta_1}}{v_{a\dot{s}}} \right) \\ a_t = a + \Delta a_{v,b} \cdot \sin \omega t \end{cases} \quad (4.86)$$

Valorile minime și maxime ale deplasării fazelor liniar vor fi:

$$l_{\beta_1}^{\max} = (a + \Delta a_{v,b}) \operatorname{ctg}\beta_1; \quad l_{\beta_1}^{\min} = (a - \Delta a_{v,b}) \operatorname{ctg}\beta_1; \quad (4.87)$$

iar unghiurile vor fi:

$$\psi_{\beta_1}^{\max} = \frac{360}{\lambda} (a + \Delta a_{v,b}) \cdot \operatorname{ctg}\beta_1; \quad \psi_{\beta_1}^{\min} = \frac{360}{\lambda} (a - \Delta a_{v,b}) \cdot \operatorname{ctg}\beta_1 \quad (4.88)$$

Valoarea medie a unghiului deplasării fazelor este:

$$\psi_{\beta_1}^{\text{med}} = \frac{360}{\lambda} \cdot a \cdot \operatorname{ctg}\beta_1 = 21.6 \cdot \frac{f}{v_{a\dot{s}}} \cdot a \cdot \operatorname{ctg}\beta_1 \quad [\text{grade}] \quad (4.89)$$

Din relațiile de mai sus se poate constata că deplasarea fazelor este direct proporțională cu frecvența vibrațiilor și invers proporțională cu viteza așchierii, și este cu atât mai mare cu cât este grosimea stratului de așchiat și amplitudinea oscilațiilor grosimii stratului.

La așchiera cu vibrații dăunătoare dimensiunile deformațiilor în depășire sunt considerabil mai mici decât lungimea undei:

$$l_{od} \ll \lambda; \quad l_{od} \approx l_{\beta_1}; \quad (4.90)$$

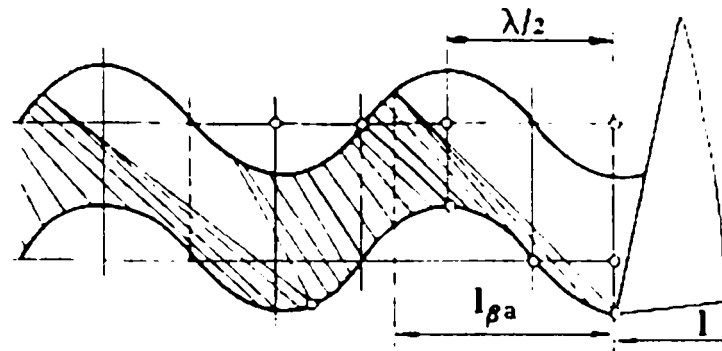
Acest lucru este condiționat de frecvența vibrației și viteza de așchiere. Ca urmare deplasarea fazelor de oscilație a forțelor de așchiere în raport cu mișcarea sculei, condiționată de depășirea planului deplasării, manifestă o acțiune de amortizare asupra procesului de așchiere. În aceste condiții creșterea grosimii de tăiere și scăderea vitezei de așchiere vor conduce la creșterea unghiului  $\beta_1$  și la micșorarea intensității oscilațiilor. Gradul de amortizare a mișcării de așchiere depinde de unghiul  $\beta_1$ : cu cât este mai mic unghiul deplasării, cu atât mai mică este deplasarea fazelor, iar intensitatea oscilațiilor este mai mare, procesul de așchiere decurgând mai greu. Analiza prezentată este pentru cazul când deplasarea fazelor între profilul stratului de așchiat și forța de așchiere este mai mică cu  $\pi/2$ , prin aceasta variația forței este în fața modificării profilului. Cu creșterea frecvenței vibrațiilor, grosimii stratului de tăiat și cu diminuarea vitezelor de așchiere, dimensiunile zonei deformațiilor în depășire  $l_{\beta_1}$  devin comparabile cu lungimea undei vibraționale ( $\lambda$ ) pe suprafața așchierii. Prin aceasta sunt posibile orice combinații de modificare a forței de așchiere cu oscilația grosimii de așchiere, astfel, la  $\Psi_{\beta_1} = \pi$  forța de așchiere este în contrafază, iar la  $\Psi_{\beta_1} > \pi$  forța de așchiere rămâne în urmă față de modificarea profilului de așchiat.

Sporirea frecvențelor oscilațiilor și a grosimii stratului de așchiat mărește deplasarea fazelor între mișcarea vibratorie a sculei și modificarea unghiurilor deplasării, adică  $\beta_1$  devine comparabil cu  $\lambda/4$ .

În figura 4.19. este prezentat cazul așchierii cu vibrații axiale, când  $i=0$ , iar  $l_{\beta_1} \approx \lambda/4$ , mărimea  $i_{\beta}$  se determină prin depășirea deformațiilor  $i_{\beta} = \pi/2$ .

Intensitatea interacțiunii acestor procese crește încă mai mult, dacă

dimensiunile zonei deformațiilor în depășire ( $l_{\beta a}$ ) vor fi mai mari decât lungimea semiunde vibrațiilor adică  $l_{\beta a} \geq \lambda/2$  (fig. 4.20).



**Fig. 4.20. Dependența condițiilor de formare a așchii de corelația dimensiunilor zonei deformațiilor în depășire  $l_{\beta a}$  și lungimii unde vibrațiilor  $\lambda$  [81].**

În acest caz volumul acestei zone se determină prin grosime mai mare ( $a+2\Delta a$ ), instabilitatea procesului de formare a așchii va fi foarte mare ușurând în acest fel substanțial, pe seama concentrării punctelor de ieșire a planurilor deplasării după adâncituri, trecerea materialului relativ puțin deformat așezat la vârf în așchie.

Pentru calculele aproximative ale regimurilor vibrațiilor care stabilesc trecerea la asemenea condiții de formare a așchii se pot accepta următoarele relații [81]:

$$(a + \Delta a) \cdot \operatorname{ctg} \beta_1 \geq \frac{\lambda}{2} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{120 \cdot f} = \frac{1000 \cdot v_{aș}}{120 \cdot f} \quad (4.91)$$

unde

$$\beta_1 = \beta_1^0 - \frac{v^{\max} + \Delta \mu_{vb}}{2} \quad (4.92)$$

Frecvența vibrațiilor, care condiționează această trecere va fi:

$$f = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{120 \cdot (a + \Delta a) \cdot \operatorname{ctg} \beta_1} = \frac{8.3 \cdot v_{aș}}{(a + \Delta a) \cdot \operatorname{ctg} \beta_1} \quad (4.93)$$

Realizarea practică a procesului de așchiere cu unghiurile mari de înclinare a suprafeței de așchiat este îngreunat datorită apariției unghiurilor de așezare negative, condiționate de cinematica procesului. S-a acceptat ca în procesul de prelucrare cu vibrații axiale,  $\lambda$  să fie mai mare decât  $l_{\beta 1}$  pentru a se exclude unghiurile de așezare negative și toate fenomenele nedorite, legate de formarea lor.

## 5. INDICATORI DE BAZĂ AI PROCESULUI DE AȘCHIERE CU VIBRAȚII

Apariția la așchiera cu vibrații a retragerilor periodice ale sculei din materialul de prelucrat schimbă condițiile de variație ale forțelor de așchiere, temperatura, uzura sculei, gradul de acționare a lichidelor de așchiere și calitatea suprafețelor prelucrate în comparație cu așchiera obișnuită.

Vibrațiile provoacă modificarea esențială a condițiilor de deformare plastică, ca urmare a schimbării unghiurilor efective de așchiere, a vitezei de așchiere și a grosimii de așchiere. Vitezele variabile ale așchierii duc la modificarea vitezelor de evacuare a așchiilor și a dimensiunilor zonei deformate plastic, iar a grosimii stratului de așchiat, la îndepărtarea de volume diferite de metal în fiecare moment.

### 5.1. Principalii indicatori fizici pentru procesul de așchiere cu vibrații

#### 5.1.1. Forța și lucrul mecanic

Lucrul mecanic cheltuit la așchiera cu vibrații în multe cazuri diferă esențial de lucrul mecanic la așchiera obișnuită. Acest lucru se explică prin modificarea legilor fizice care determină forța așchierii la apariția vibrațiilor.

La așchiera cu vibrații lucrul mecanic al componentelor  $F_x$  și  $F_y$  poate fi destul de mare. În aceste condiții evaluarea lucrului mecanic total numai după componenta  $F_z$ , ca în cazul așchierii obișnuite, nu se poate face, deoarece numai lucrul mecanic total de așchiere determină schimbarea condițiilor de așchiere în prezența vibrațiilor. Când eficacitatea introducerii vibrațiilor se judecă numai după puterea consumată la axul mașinii-unelte, se admite calculul puterii totale numai după componenta  $F_z$ .

Lucrul mecanic specific total la așchiera cu vibrații de joasă frecvență este influențat în cea mai mare parte de modificarea unghiului de degajare, de modificarea grosimii de așchiere și viteza de așchiere.

Mărimea unghiului de degajare, micșorează lucrul mecanic specific deformației, diminuează coeficientul de contracție și după cum reiese din relația (4.25) micșorează forța de deformare a așchiei ( $R_f$ ). Unghiul de degajare influențează nemijlocit gradul schimbării direcției planului de deformare a așchiei.

Creșterea periodică a grosimii de așchiere exercită o influență puternică asupra forței de așchiere cu vibrații. Forța de așchiere nu crește însă direct proporțional cu creșterea grosimii de așchiere ci cu mult mai încet [35], iar ca rezultat al acestui lucru forța specifică scade cu creșterea grosimii de așchiere.

Dependența contracției ( $\xi$ ) de viteza de așchiere ( $v_{as}$ ) are o importanță deosebită în cazul prelucrărilor prin așchiere cu vibrații tangențiale, unde viteza de așchiere se schimbă periodic. Foarte frecvent în acest caz procesul de așchiere cu vibrații decurge discontinuu. Din datele experimentale [77, 81, 82] privind prelucrarea oțelurilor carbon prin strungire și frezare, rezultă că la mărirea vitezei de așchiere discontinuă coeficientul de frecare, de contracție a așchiei și temperatura contactului sculă - așchie scad mai rapid. În consecință la așchiera discontinuă cu vibrații, în zona vitezelor înalte, creșterea grosimii de așchiere trebuie să conducă la

diminuarea contracției așchierii și prin aceasta la scăderea mai cu efect a forțelor și temperaturii de așchiere.

Forța de așchiere este legată de grosimea așchierii prin dependențele neliniare date de expresia [81]:

$$F = C_p u^p s^p \quad (5.1)$$

Dacă  $y_p > 0.5$ , dar  $y_p \neq 1$ , valoarea medie a forței care acționează pe un ciclu de oscilație la modificarea grosimii așchierii de la  $s^{\min}$  la  $s^{\max}$  (așchiera cu vibrații axiale  $a=s$  pentru  $\chi=90^\circ$ , relația 3.19), va fi mai mică decât la așchiera obișnuită cu grosimea medie de așchiere:

$$s^{\text{med}} = \frac{s^{\max} + s^{\min}}{2} \quad (5.2)$$

În prezența vibrațiilor axiale forța așchierii este [81]:

$$F_{vb} = C(s_0 + \Delta s_0 \sin \omega t)^{0.75} \quad (5.3)$$

Valoarea medie a forței la așchiera cu vibrații se poate exprima [81] prin relația:

$$F_{vb}^{\text{med}} = \frac{C \cdot s_0^{0.75} \cdot \int_0^{2\pi} (1 + \sin \omega t)^{0.75} dt}{2\pi} \approx 0.921 \cdot F \quad (5.4)$$

Dependența neliniară a forței de așchiere de grosimea așchierii la exponent mai mic de unu ( $s_0^{0.75}$ ) duce la micșorarea forței de așchiere pe seama vibrațiilor, cu aproximativ 8% [77, 81, 82].

Punerea în evidență a mărimii și măsurarea forțelor se face prin lipirea traductorilor nemijlocit pe cuțit, aceștia preluând direct deformațiile cuțitului. Simultan cu înregistrarea mărimii forțelor are loc și înregistrarea mișcării vibratorii a sculei. Acest lucru a permis stabilirea legăturilor reciproce dintre creșterea (micșorarea) forței de așchiere și mișcarea vibratorie a cuțitului, înregistrându-se oscilograme tip de modificare a forțelor de așchiere și mișcare a sculei [81] (fig. 5.1).

Din figura 5.1. se observă că procesul de așchiere cu vibrații de joasă frecvență decurge discontinuu, adică forța de așchiere revine periodic la o valoare constantă ( $F_{zvb}$ ), ceea ce arată că timpul de odihnă a sculei pentru regimurile de așchiere cu vibrații reprezintă până la 60 – 70%. Întrucât volumul materialului de tăiat la așchiera obișnuită și la așchiera cu vibrații rămâne neschimbat, cuțitul în ultimul caz într-un timp relativ mic, trebuie să îndepărteze așchii de grosimi considerabil mai mari. Acest lucru duce la creșterea forței maxime de așchiere, astfel  $F_z$  poate ajunge până la 230% în comparație cu așchiera obișnuită [81].

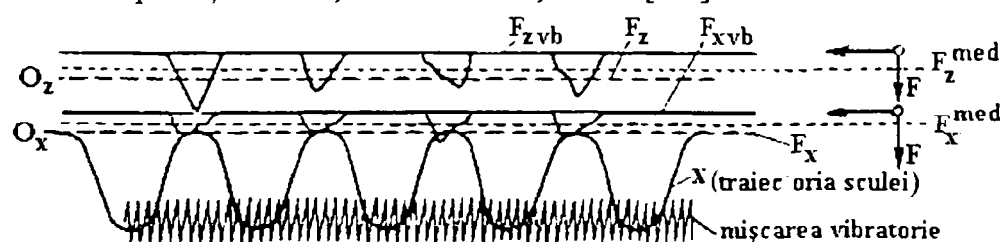


Fig. 5.1. Oscilograme tip de modificare a forțelor de așchiere și de mișcarea sculei la strungirea cu vibrații axiale [81].

Pe oscilogramele din figura 5.1 se mai poate observa că variația forțelor de așchiere este deplasată puțin în raport cu mișcarea de vibrație a sculei. Modificarea forțelor arătate pe oscilograme în timp poate caracteriza și lucrul mecanic la așchiera cu vibrații. Lucrul mecanic la așchiera obișnuită este:

$$L = F_z \cdot l \quad (5.5)$$

unde

$l$  – lungimea așchiată,  $l = v_{as} \cdot t$ .

Dependența forțelor de așchiere la strunjirea cu vibrații și fără vibrații, de viteza de așchiere, se poate vedea în figura 5.2. [81].

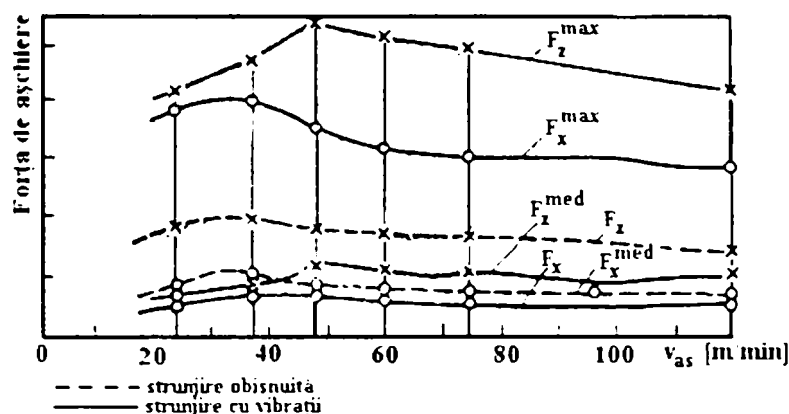


Fig. 5.2. Dependenta componentelor  $F_z$  și  $F_x$  de viteza de așchiere [81].

Din figură se observă că la strunjirea cu vibrații axiale de joasă frecvență valoarea medie a componentelor  $F_z$  și  $F_x$  se reduc comparativ cu așchiera obișnuită. Eforturile medii de așchiere sunt substanțial mai mici și arată condițiile dinamice și termice de lucru mai bune ale sculei, iar încărcările de vârf (substanțial mai mari) înrăutățind condițiile de așchiere. Pe măsura creșterii frecvenței se mărește cu puțin componenta  $F_x$ . Acest lucru se explică prin diminuarea periodică a unghiurilor efective de degajare și așezare. Fenomene similare se observă și cu prilejul reducerii vitezei de așchiere la frecvență dată.

Mărirea raportului  $F_x/F_z$  ce are loc la creșterea frecvenței și diminuarea vitezei de așchiere duce la schimbarea de tensiuni în pana de așchiere.

Dependența componentei  $F_z$  de frecvență este mai complicată: la început  $F_z$  crește până la o valoare critică, apoi scade, asemenea este și dependența lui  $F_z$  de viteza de așchiere. Mărirea forței de domeniul vitezelor și frecvențelor reduse se explică prin creșterea forțelor de frecare.

În baza celor expuse se poate trage concluzia, că la frecvențe foarte înalte și viteze de așchiere reduse, va avea loc o scădere mare a componentei  $F_z$ , dar pe de altă parte în urma creșterii colerației  $F_x/F_z$ , vor deveni frecvente cazurile spargerii muchiilor de tăiere ale sculelor armate cu plăcuțe din carburi metalice.

### 5.1.2. Fenomene termice

Zona formării așchiilor reprezintă sursele de căldură la așchiera cu vibrații, datorită prezenței deformațiilor plastice și a zonelor de frecare dintre: așchie și fața de degajare a sculei și dintre suprafața de așezare a sculei cu piesa. La așchiera obișnuită aceste surse de căldură din urmă, sunt neglijate ca fiind foarte mici, pe când



la așchiera cu vibrații consumul de energie pentru aceste fenomene poate crește substanțial. Influență hotărâtoare asupra intensității fenomenelor de căldură o exercită caracterul derulării procesului de așchiere cu vibrații – continuu sau discontinuu.

La procesul de așchiere cu vibrații continuu, caracterul interacțiunii fenomenelor de căldură, luând în considerare inerția însemnată a lor este similar cu așchiera obișnuită, pe când în cadrul procesului de așchiere cu vibrații discontinuu, caracterul interacțiunii fenomenelor de căldură va fi calitativ diferit.

În cazul procesului de așchiere discontinuu cu vibrații, însemnătate principală o are corelația timpilor de așchiere și a pauzelor, precum și condițiile intrării și ieșirii sculei în așchiere.

Oscilograma unui proces de așchiere discontinuu cu vibrații, cu reprezentarea momentului de torsiune și a temperaturii la operația de filetare cu tarod, este reprezentată în figura 5.3 [81].

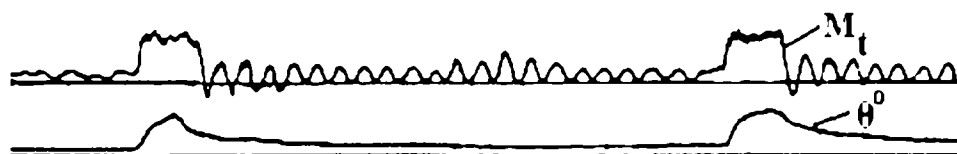


Fig. 5.3. Oscilograma schimbării momentelor de torsiune  $M_t$  și a temperaturii la așchiera discontinuă [81].

Examinarea procesului de propagare a căldurii se poate face pe baza ecuației liniare a conductibilității termice [81]:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = a \frac{\partial^2 Q}{\partial n^2}, \quad (5.6)$$

în condițiile acceptării următoarelor condiții:

-direcția fluxurilor de căldură sunt normale către suprafața de contact pe axa „n”;

-semifabricatul și scula sunt asimilate la corpuri semilimitate, aceasta presupune posibilitatea folosirii metodei surselor cu mișcare rapidă (a acestora a căror viteză de mișcare depășește viteza de propagare a căldurii);

-însușirile termofizice ale semifabricatului și ale sculei nu depind de temperatură, adică se vor folosi medii ale coeficientului de capacitate calorică și de difuzivitate termică.

Înregistrările experimentale ale temperaturii (fig. 5.3) arată că, pe porțiunea inițială a așchierii creșterea temperaturii cu aproximație este proporțională cu rădăcina pătrată a timpului de așchiere.

$$\theta_{(t)} = B\sqrt{t} \quad (5.7)$$

Dependența temperaturii de viteza de așchiere la strunjirea cu vibrații axiale de joasă frecvență se poate vedea în fig.5.4.



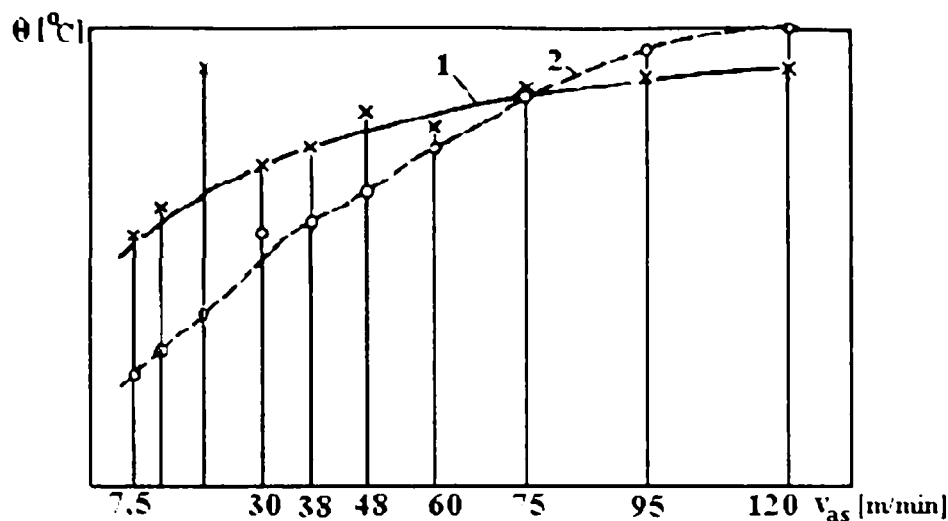


Fig. 5.4. Dependența temperaturii la strujirea cu vibrații axiale de joasă frecvență de viteza de așchiere : 1) – la așchiera obișnuită; 2) – la așchiera cu vibrații [81].

Se observă că la așchiera cu vibrații și viteze mici are loc creșterea temperaturii în comparație cu așchiera obișnuită, fiind mai mare decât evacuarea de căldură și este condiționată de caracterul discontinuu al așchierii. La trecerea la viteze mari de așchiere creșterea temperaturii va fi mai mică decât evacuarea căldurii. Acest fenomen se poate observa mai bine în cazul așchierii prin frezare frontală unde timpul de așchiere a unei muchii este mult mai mic decât timpul de odihnă al aceleiași muchii de tăiere.

### 5.1.3. Uzura sculei, lichidele de ungere și răcire

Uzura muchiilor așchietoare ale sculelor reprezintă un proces fizico-chimic complex de distrugere a straturilor de suprafață ale materialului sculei. În cadrul procesului de uzură acționează un număr mare de fenomene ca: deformațiile plastice și elastice ale materialului sculei, fenomene moleculare, schimbări structurale datorită căldurii absorbite de sculă, procesele termice și termoelectrice din materialul sculei, etc. În funcție de condițiile așchierii, interacțiunea acestor fenomene va stabili caracterul predominant al uzurii, adică va lua forma unuia din cele patru procese de bază: – uzură abrazivă, uzură de adeziune, uzură difuzională și uzură prin oxidare. Toate aceste forme de uzură acționează întodeauna strâns legate între ele, dar una în mod predominant. Presiunea de contact pe suprafața de degajare a sculei creează o stare de tensiune complexă în materialul sculei.

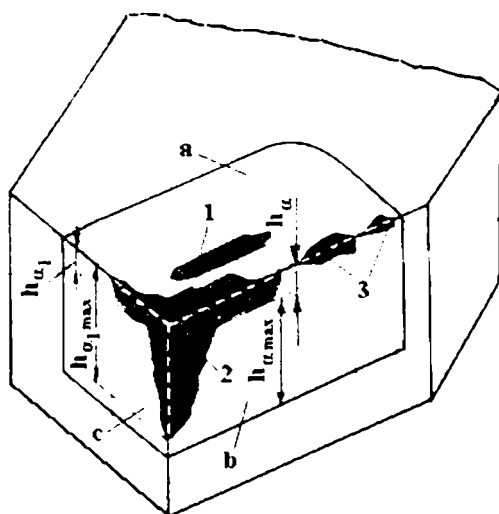
Uzura suprafeței de degajare a sculei are loc ca urmare a impactului așchiei cu această suprafață. În prima fază are loc de fapt o îmbunătățire a calității suprafeței de degajare (lustruire), apoi așchia va produce o așchiere prin frecare a suprafeței de degajare a sculei, fenomen numit [108] „triboașchiere”.

În funcție de natura materialului de prelucrat și a materialului sculei, concomitent cu deformarea plastică și dislocațiile de material, mai au loc și fenomene de adeziune, difuzie și oxidare ale celor două materiale în zona de contact. Din fenomenele analizate rezultă că un înalt grad de calitate al suprafeței sculei (rugozitate mică) va conferi sculei așchietoare rezistență sporită la uzură.

Mecanismul de uzură are o semnificație deosebită pentru sculele confecționate din carburi metalice a căror suprafață de contact prezintă proeminențe de particule dure din carburi fixate într-un liant. Fenomenele care au loc cu frecvență foarte mare pe aceste suprafețe, conduc la o stare de oboseală a materialului în zona de contact.

Distrugerile locale de oboseală, purtând caracter de microfărmițătoare, apar cu atât mai intense cu cât mai mică este rezistența la oboseală a materialului sculei. În zona vitezelor mici și temperatura joasă. La de această uzură rezistă mai bine sculele din oțel rapid și mult mai slab cele din carburi metalice. Cu creșterea vitezei de așchiere, respectiv a temperaturii, distrugerile locale au o însemnătate tot mai mare, determinând intensitatea ruperii legăturilor microasperităților cu materialul de bază. Distrugerea legăturilor este condiționată de prinderea prin adeziune a liantului cu ferita și austenita din materialul de prelucrat (cazul oțelului ARMCO, material feritogen), cât și prin dizolvarea difuzională a liantului. Aceste fenomene vor slăbi legăturile microparticulelor de carburi în liant și în condițiile presiunilor exercitate asupra lor de așchie, iar așchia care se degajă va smulge microparticula dură producând uzura tăișurilor sculei. Creșterea temperaturilor intensifică fenomenul.

În prezența temperaturilor mari se produce și o oxidare la suprafață a materialului sculei, ceea ce conduce la modificări ale proprietăților de așchiere a muchiilor sculei în sensul scăderii acestora. Uzura tipică a suprafețelor de lucru a părții așchietoare a unui cuțit de strung se poate vedea în figura 5.5.



**Fig. 5.5.** Uzura tipică a suprafețelor de lucru ale unui cuțit de strung: a) suprafața de degajare; b) suprafața de așezare principală; c) suprafața de așezare secundară.

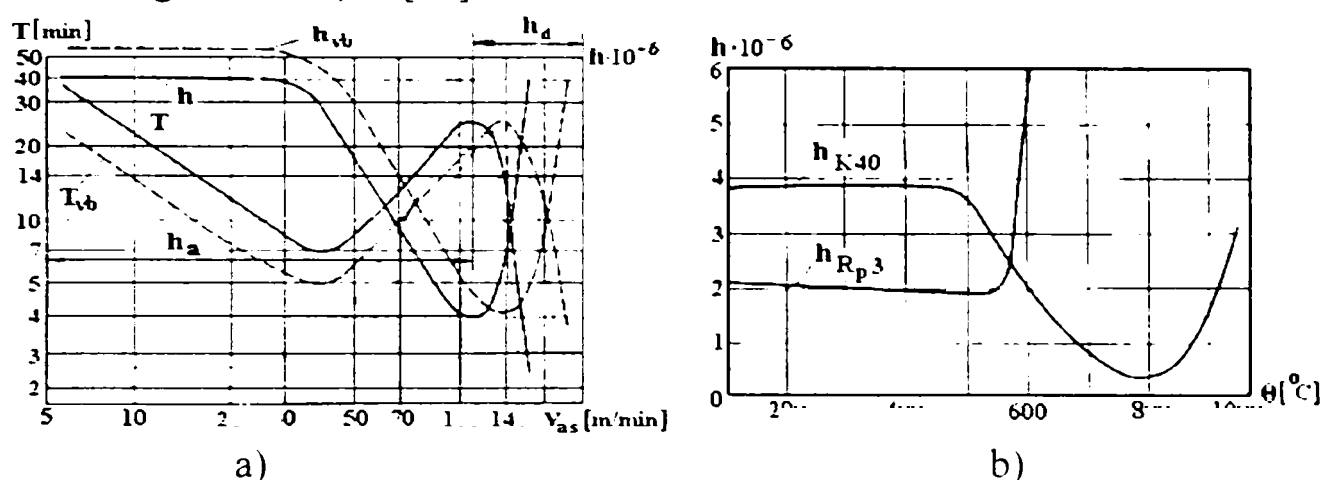
Din figura 5.5 se poate observa că în zona 1 predomină uzura prin abraziune datorită frecării dintre așchie și fața de degajare. În zona 2 predominantă este uzura de eroziune și fragmentare datorită frecărilor dintre așchie și suprafața de degajare, a frecărilor dintre materialul de așchiat și suprafața principală de așezare și a frecărilor dintre suprafața așchiată și suprafața de așezare secundară; a presiunilor și temperaturii care iau naștere în această zonă. În zona 3 va fi predominantă uzura datorită oxidării materialului sculei datorită contactului dintre aer și tăișul încălzit.

Fenomenul de uzură datorită proceselor de difuziune se pot observa și la așchiera materialelor refractare și inoxidabile cu scule din carburi metalice, datorită afinității ridicate a carburilor față de elementele de aliere din aceste materiale. Ca

factor hotărâtor de scădere al uzurii de difuziune se prezintă scăderea temperaturii zonei de așchiere, scădere asigurată de așchiera discontinuă cu vibrații.

Modificarea cantitativă a uzurii pe suprafața de degajare și suprafețele de așezare a sculelor (fig. 5.5), la trecerea de la așchiera obișnuită la cea cu vibrații având celelalte condiții egale, este determinată mai întâi de temperatura suprafețelor de contact. Scăderea temperaturilor se asigură în mod deosebit la procesul discontinuu de așchiere cu vibrații, când în procesul prelucrării are loc odihna periodică a tăișului sculei, și mult mai pregnant la folosirea în acest caz a lichidelor de ungere și răcire (LUR).

Dependența durabilității sculei de viteza de așchiere și a uzurii de temperatură în cazul așchierii obișnuite și cu vibrații este caracterizată de curbe, a căror alură se pot vedea în figura 5.6 a și b [81].



**Fig.5.6. Dependența uzurii relative de viteza de așchiere (a) și de temperatură (b):  $h_a$  - zona uzurii adezionale la așchiera obișnuită;  $h_d$  - zona uzurii difuzionale la așchiera obișnuită;  $h$  - uzura la așchiera obișnuită;  $h_{vb}$  - uzura la așchiera vibrațională;  $T$  - durabilitatea la așchiera obișnuită;  $T_{vb}$  - durabilitatea la așchiera cu vibrații [81].**

Maximul curbei durabilității stabilește viteza optimă de așchiere în condițiile date (fig. 5.6.a). Curba influenței uzurii difuzionale în esență reflectă influența temperaturii. Între temperatură și uzură (fig. 5.6.b) nu există dependențe liniare chiar și pentru așchiera obișnuită, datorită mecanismelor fizice ale uzurii suprafețelor de lucru la diferite viteze de așchiere.

Uzura adezională este legată de temperatură prin dependențe care se determină prin două elemente componente: microprindere și rupere a stratului depus. Mișcarea vibrațională mărește intensitatea uzurii adezionale, respectiv smulgerile de particule din materialul sculei.

Pentru așchiera obișnuită uzura relativă cea mai mică se obține la lucrul cu viteza de așchiere din zona trecerii de la uzura adezională la uzura difuzională. Cercetările [4, 28, 29, 81, 82] arată că, dacă materialul sculei este mai puțin rezistent la uzura difuzională cu atât mai mici sunt vitezele optime de așchiere (fig. 5.6.a).

În condițiile prelucrării cu vibrații se observă că intervalele sunt deplasate spre dreapta, adică în zona vitezelor mai mari de așchiere (fig. 5.6.a) în comparație cu așchiera obișnuită, deci are loc o creștere a productivității operației de așchiere. La așchiera cu vibrații sunt de luat în considerare și alți factori cum ar fi grosimea de

așchiere, care este determinată de avans în cazul așchierii cu vibrații axiale. Întrucât trecerea de la uzura adezională la uzura difuzională are loc la temperatură determinată, uzura poate fi condiționată prin diferite combinații viteză-avans ( $v_{as} \div s_o$ ), în funcție de materialul sculei.

La prelucrarea cu vibrații dăunătoare (autovibrații), crește temperatura în zona de așchiere precum și sarcinile dinamice, având loc o intensificare a fenomenelor difuzionale care duc la reducerea durabilității sculei din oțel rapid și la fragmentarea tăișului sculei cu plăcuțe dure.

Din figura 5.7.a se observă că durabilitatea cuțitelor din aliaje dure (P10) nu depinde de frecvența vibrațiilor, iar scăderea sau îndepărtarea vibrațiilor de joasă frecvență la strunjirea cu cuțite din oțel rapid duce la creșterea durabilității lor. Influența vibrațiilor de înaltă frecvență care apar în procesul de așchiere asupra sculei se poate vedea în figura 5.7.b.

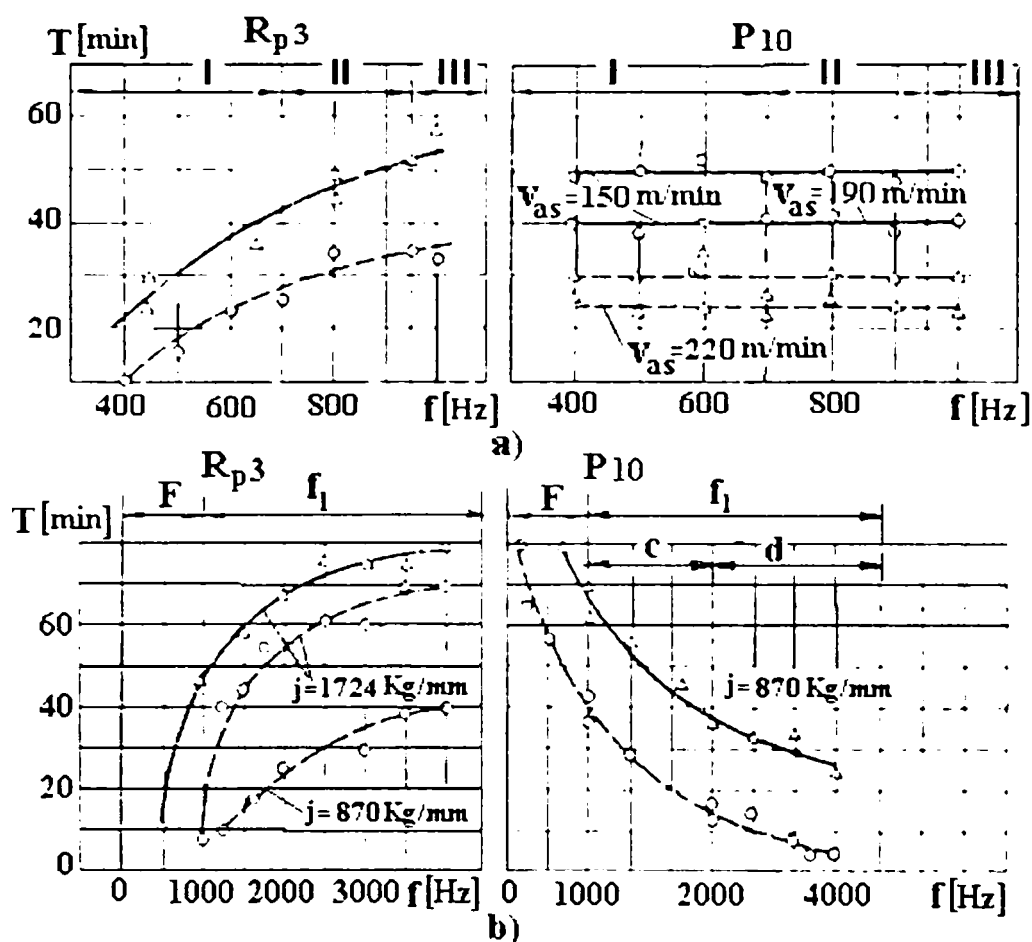


Fig. 5.7. Influența vibrațiilor de joasă (a) și înaltă (b) frecvență asupra durabilității cuțitelor din oțel rapid și carburi metalice. a).zona I - vibrații de joasă frecvență importante ca intensitate; Zona II vibrații slabe; zona III – fără vibrații; b).F – frecvența oscilației piesei;  $f_1$  – frecvența oscilației cuțitului; c – fărmitări ale tăișului; d – despicări ale tăișului [81].

Din figura 5.7.b se mai poate observa că durabilitatea sculei din oțel rapid la vibrații de frecvență înaltă depinde și de rigiditatea piesei, prin modificarea direcției și forme oscilațiilor.

Vibrațiile de înaltă frecvență au influență puternică asupra durabilității sculelor armate cu plăcuțe din carburi metalice, durabilitatea putând să scadă de 3÷5 ori față de prelucrarea fără vibrații.

Durabilitatea cuțitelor din oțel rapid pe măsura creșterii frecvențelor, respectiv

scăderea amplitudinilor, va crește ca urmare a reducerii vitezei mișcării vibraționale și tensiunii termice în zona procesului de așchiere.

Așchiera cu vibrații creează mutarea periodică a așchii pe suprafața de degajare, ceea ce duce la creșterea suprafeței de uzură (zona 1 fig. 5.5), dar în același timp scade adâncimea de uzură pe suprafața de degajare. Se mărește durabilitatea și se împiedică depunerile de material, reducând astfel din uzura de adeziune mai ales în cazul prelucrării materialelor cu plasticitate mare.

Cercetări experimentale amănunțite [81, 82] au fost efectuate și în privința uzurii burghiilor armate cu plăcuțe din carburi metalice în condițiile prezenței vibrațiilor forțate la operațiile de găurire ale orificiilor adânci și de precizie cu diametre mici ( $6.8 \div 22 \text{ mm}$ ) în materiale dure ( $\text{HB} = 170 \div 217$  și  $\text{HRC} = 28 \div 30$ ).

În figura 5.8 se prezintă dependențele cantitative prin graficele uzurii muchiei de tăiere în timp, din care se observă că cel mai puternic se uzează vârful de calibrare al burghiului, deoarece aici sunt cele mai grele condiții de așchiere impuse de viteza maximă de așchiere.

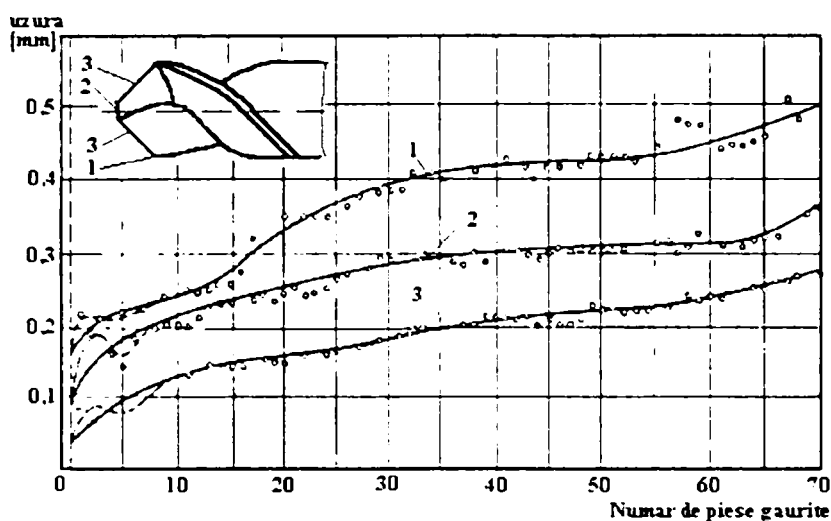


Fig. 5.8. Curbele de uzură ale părților așchietoare ale burghiului: 1) uzura vârfului de calibrare; 2) uzura vârfului burghiului; 3) uzura tăișului principal [81].

Din figura 5.8 se observă că al doilea punct al tăișului care se uzează mai mult este vârful burghiului, după care urmează muchia principală. Mărirea avansului de prelucrare duce la creșterea forței perturbatoare, la diminuarea preciziei prelucrării și creșterea uzurii.

În majoritatea cazurilor mișcarea așchierii, condiționată de interacțiunea vibrațiilor dăunătoare, apare ca instabilă și se caracterizează prin unele vârfuri, când sarcinile dinamice și termice cunosc o creștere bruscă. Uzura sculei rămâne egală sau mai mare decât uzura la așchiera fără vibrații. Altă cauză este rigiditatea mică a burghiului la solicitări radiale.

Diminuarea intensității uzurii la prelucrarea cu vibrații în comparație cu așchiera obișnuită se poate face pe calea introducerii vibrațiilor pe direcția tangențială sau axială. Pentru stabilirea regimurilor optime de așchiere cu vibrații, are importanță dependența uzurii de defazajul mișcării între două treceri consecutive.

Pentru strunjirea cu vibrații axiale [81] asemenea dependență se poate vedea în figura 5.9.



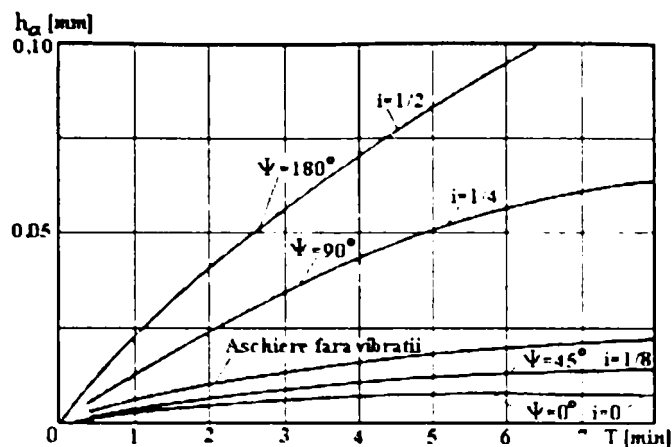


Fig. 5.9. Dependenta durabilității cuțitelor din material rapid de defazajul între două treceri consecutive la așchiera cu vibrații axiale ( $v_{a\dot{s}}=48\text{m/min}$ ;  $u=2\text{mm}$ ) [81].

Din figura 5.9 se observă creșterea bruscă a uzurii când  $i=1/2$ . Micșorarea valorii lui „ $i$ ” duce la îmbunătățirea condițiilor de lucru a sculei.

Cercetări similare au fost efectuate [81] și în cazul operațiilor de găurire, când s-a asigurat o legătură reciprocă rigidă între turațiile burghiului și frecvența oscilației burghiului pentru asigurarea unei valori precise lui „ $i$ ”. Ca parametru variabil al procesului de găurire vibrațională s-a luat raportul frecvenței oscilațiilor burghiului ( $\omega_j$ ) la frecvența turației axului  $\omega_n$ , respectiv valoarea  $(k_\lambda+i)$ . La găurire s-au efectuat măsurările: forței axiale  $F_{ax}$ , a momentului de torsiune la așchiere  $M_{a\dot{s}}$  și a amplitudinii  $A_{\dot{s}}$ , la diferite adâncimi (2; 20; 40; 60 și 75 mm). Parametrii procesului de așchiere:  $v=14.8\text{ m/min}$ ,  $s_0=0,015\text{ mm/rot}$  și amplitudinea oscilațiilor  $2A_{\dot{s}}=0.2$ .

Reprezentarea grafică a dependenței lungimii elementului de așchiat ( $l$ ) în funcție de  $(k_\lambda+i)$  este prezentată în figura 5.10.a și variația unghiului de așezare ( $\alpha$ ) pe perioada corespunzătoare așchierii în figura 5.10.b.

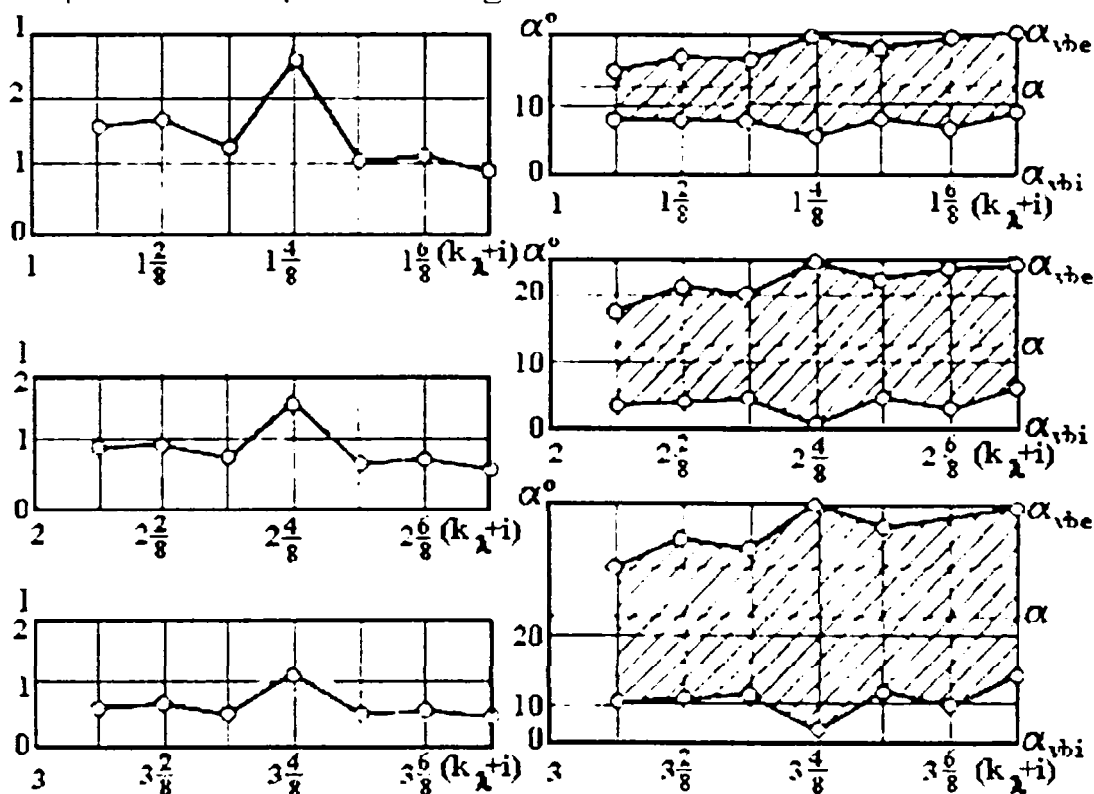


Fig. 5.10. Dependenta lungimii elementului de așchiat  $l$  (a) și a unghiurilor de așezare (b) de defazajul trecerilor alăturate (partea hașurată – modificarea unghiului  $\alpha$  pe perioada așchierii) [81].



Din grafic se observă că lungimea tăierii are valoarea cea mai mare, când  $i=1/2$ . Tot aceste valori  $(k_{\lambda}+i)$  caracterizează și valorile efective minime ale unghiului de așezare în momentul intrării în așchiere ( $\alpha_{\text{vbi}}$ ), iar intervalul modificării unghiului de așezare efectiv ( $\alpha$ ) de la valoarea  $\alpha_{\text{vbi}}$  de intrare în așchiere la valoarea  $\alpha_{\text{vbe}}$  de ieșire din așchiere, pentru perioada așchierii în aceste cazuri este de asemenea maximă. Pentru unele valori ale  $k_{\lambda}+i$ ,  $\alpha_{\text{vbi}}$  poate lua valori negative la  $(k_{\lambda}+i)=3\frac{3}{8}; 3\frac{6}{8}$ .

Este necesar de menționat că micșorarea unghiului de așezare la intrarea în așchiere duce la mărirea frecării pe suprafața de așezare și la uzura rapidă a sculei.

Influența parametrului  $(k_{\lambda}+i)$  asupra uzurii sculei la găurire sunt arătate în figura 5.11 prin durabilitatea  $T$  a sculei.

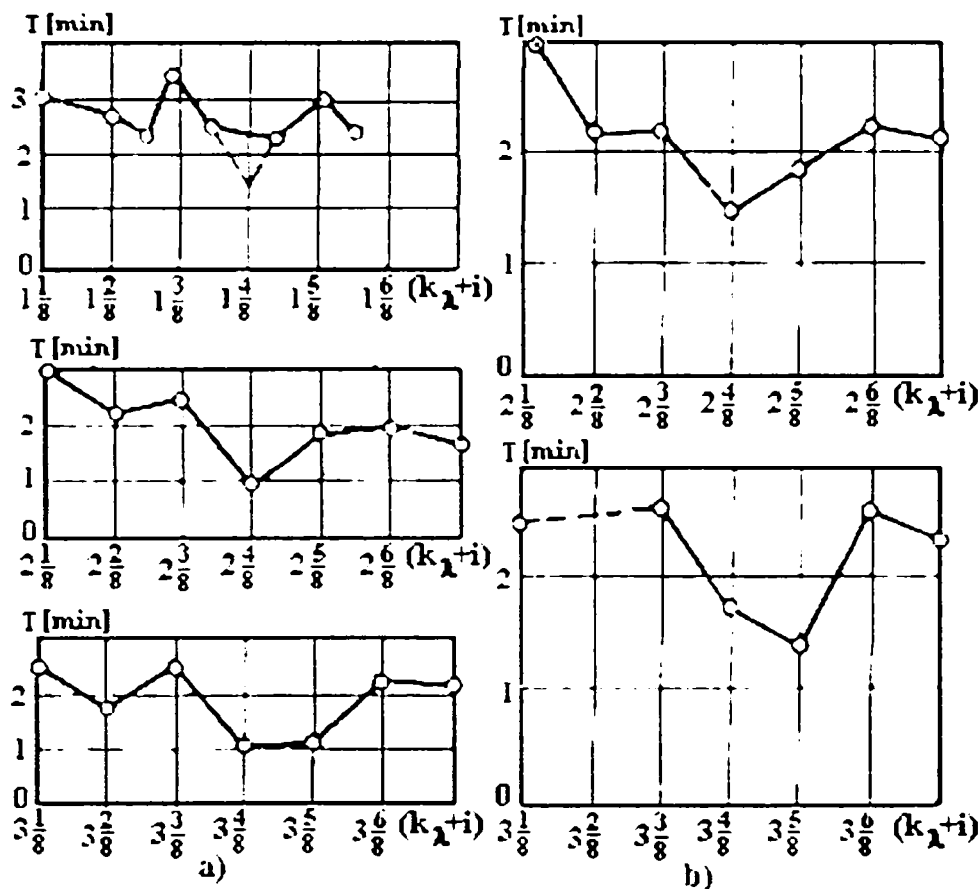


Fig. 5.11. Dependența durabilității burghiului  $T$  de defazajul trecerilor alăturate la găurirea unui oțel [81].

Pentru graficele din figura 5.11.a, pentru criteriul uzurii s-a luat o valoare medie a momentului de torsiune la așchiere ( $M_{\text{aș.med.}}$ ), iar pentru graficele din figura 5.11.b s-a stabilit ca uzura pe suprafața de așezare să fie  $h_{\alpha}=0,2$  mm.

În ambele cazuri uzura cea mai mare se observă în regiunea valorilor  $(k_{\lambda} + i) = 4/8$ , iar durabilitatea maximă la  $(k_{\lambda} + i) = 1/8$  și  $3/8$ .

În concluzie durabilitatea mai mare pentru burghie la așchiera cu vibrații axiale se obține pentru valori ale lui  $i < 0,5$ .

În baza examinării aspectului fizic al uzurii sculei în condițiile prelucrării cu vibrații se pot examina și însușirile pe care trebuie să le îndeplinească lichidele de ungere și răcire (LUR) pentru a obține o uzură minimă a sculelor.

Deoarece în condițiile vibrațiilor crește intensitatea caracterului adezional al uzurii, mai eficace trebuie să fie LUR, care dispune în primul rând de însușiri de

lubrifiere, pelicula de LUR va împiedica aderarea materialului sculei la materialul de prelucrat. Dimpotrivă, LUR care dispune de însușiri de răciri ridicate, va duce la creșterea uzurii de oboseală, măbind neuniformitatea interacțiunii termice și dinamice asupra suprafețelor de lucru.

Alegerea compoziției optime a LUR pentru operațiile tipice prelucrării prin așchiere cu vibrații se determină prin doi factori: primul se exprimă prin capacitatea de formare a straturilor de lubrifiere pe suprafața de frecare, iar al doilea prin, proprietatea de pătrundere a LUR pe suprafețele de contact. Din mediile de ungere și răcire cunoscute, cel mai bine răspunde la cele două cerințe, LUR pe bază de suspensii de bisulfură de molibden în ulei industrial.

Așchiera discontinuă cu vibrații asigură o mai bună pătrundere și răcire a zonei de așchiere, deoarece prin ieșirea tăișului sculei din așchiere, LUR, are timp și nu este împiedicat de așchii pentru a forma o peliculă de ungere și o răcire mai intensă a suprafețelor de contact ale sculei cu materialul de prelucrat.

La alegerea mediului de răcire-ungere pentru găurirea vibrațională trebuie avut în vedere că temperatura înaltă a muchiilor de tăiat în momentul ieșirii din materialul de prelucrat produce apariția bulelor de aburi, care aruncă lichidul în afara canalelor de degajare. Așchiera se va desfășura un timp oarecare fără răcire și ungere, ceea ce va duce la o creștere bruscă a uzurii tăișurilor burghiului în cazul burghiilor de diametru mic, când dimensiunile bulelor de aburi devin comensurabile cu dimensiunile secțiunii canalelor de degajare ale burghiului.

Fenomenul examinat se poate îndepărta prin conducerea LUR printr-un canal interior al burghiului, lucru ce ajută și la evacuarea mai ușoară a așchiilor sau prin folosirea unui LUR cu temperatură de fierbere ridicate. Din mediile de ungere cunoscute o asemenea condiție o îndeplinește suspensia pe bază de bisulfură de molibden. Prin folosirea LUR pe bază de suspensii din bisulfură de molibden la găurirea vibrațională, la adâncimi de 4÷5 ori diametrul găurii, durabilitatea burghiului a crescut de 10 ori comparativ cu folosirea sulfofrezolului și de 20 ori în comparație cu găurirea uscată.

În concluzie prin alegerea unui LUR adecvat se mărește eficacitatea prelucrării prin găurire, iar folosirea la așchiera vibrațională a mediilor speciale de răcire și ungere, apare ca un mijloc de mărire al productivității prelucrărilor mecanice.

## 5.2. Influența introducerii așchierii cu vibrații asupra calității suprafeței prelucrate

La prelucrarea prin așchiere cu vibrații asigurarea unei calități bune a suprafețelor prelucrate necesită o atenție minuțioasă. Prezența vibrațiilor poate duce atât la înrăutățirea catastrofală a macrogeometriei și microgeometriei suprafețelor, cât și la păstrarea lor aproape neschimbată, sau chiar la o îmbunătățire.

După cum se știe la o așchiere obișnuită rugozitatea suprafețelor este dependentă de avans ( $s_0$ ) și de raza ( $r$ ) de rotunjire la vârful sculei. La așchiera cu vibrații pe lângă acești factori, cinematica mișcării are o mare însemnătate, deoarece traiectoria complicată a mișcării vârfului sculei se desfășoară pe suprafața prelucrată sub forma rugozităților de diferite înălțimi și direcții. La operațiile de finisare asupra înălțimii microneregularităților suprafețelor au influență și alți factori care se manifestă în timpul așchierii cum sunt: deformațiile plastice în zona așchierii, legat de curgerea inegală a materialului așchiat, fenomenele elasto-plastice care se manifestă în materialul prelucrat în spatele sculei, formarea și distrugerea depunerilor pe tăișul sculei precum și prezența vibrațiilor de înaltă frecvență.

Schema geometrică de formare a rugozității se poate reprezenta ca în figura 5.12. Pentru simplificarea analizei formării rugozității se poate accepta că: raza la vârful cuțitului este  $r=0$ , unghiul de atac principal este egal cu unghiul de atac secundar ( $\chi = \chi_1$ ) și mișcarea sinusoidală reală a cuțitului se înlocuiește cu o traiectorie frântă (fig.5.12.b<sub>1</sub> și 5.12.b<sub>3</sub>).

Din figura 5.12.a se observă că la așchiera obișnuită (fără vibrații) vârful sculei descrie pe suprafața desfășurată linii drepte înclinate la distanțe egale cu mărimea avansului  $s_0$  (fig.5.12.a<sub>1</sub>), iar rugozitatea suprafeței va fi constituită din rizuri de forma unor prisme triunghiulare drepte cu baza 1~2, iar mărimea laturii 1~2 este egală cu mărimea avansului  $s_0$  (fig.5.12.a). Profilograma rugozității are o latură constantă (fig.5.12.a<sub>3</sub>)

În cazul introducerii și a mișcării vibratorii în procesul de așchiere, vârful sculei va executa o mișcare sinusoidală cu amplitudinea  $A_x$  (fig.5.12.b<sub>1</sub>).

Mișcarea vârfului sculei corelată cu mișcarea de rotație a piesei descrie o traiectorie complexă. Deplasarea vârfului sculei pe suprafața prelucrată se poate determina cu relația [4, 68, 70, 81, 82]:

$$x = s_0 \cdot \frac{n}{60} \cdot t + A_x \sin \omega_c \cdot t \quad (5.8)$$

iar unghiul de rotire al piesei este dat de relația:

$$\theta_n = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot t = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot t \quad (5.9)$$

unde:

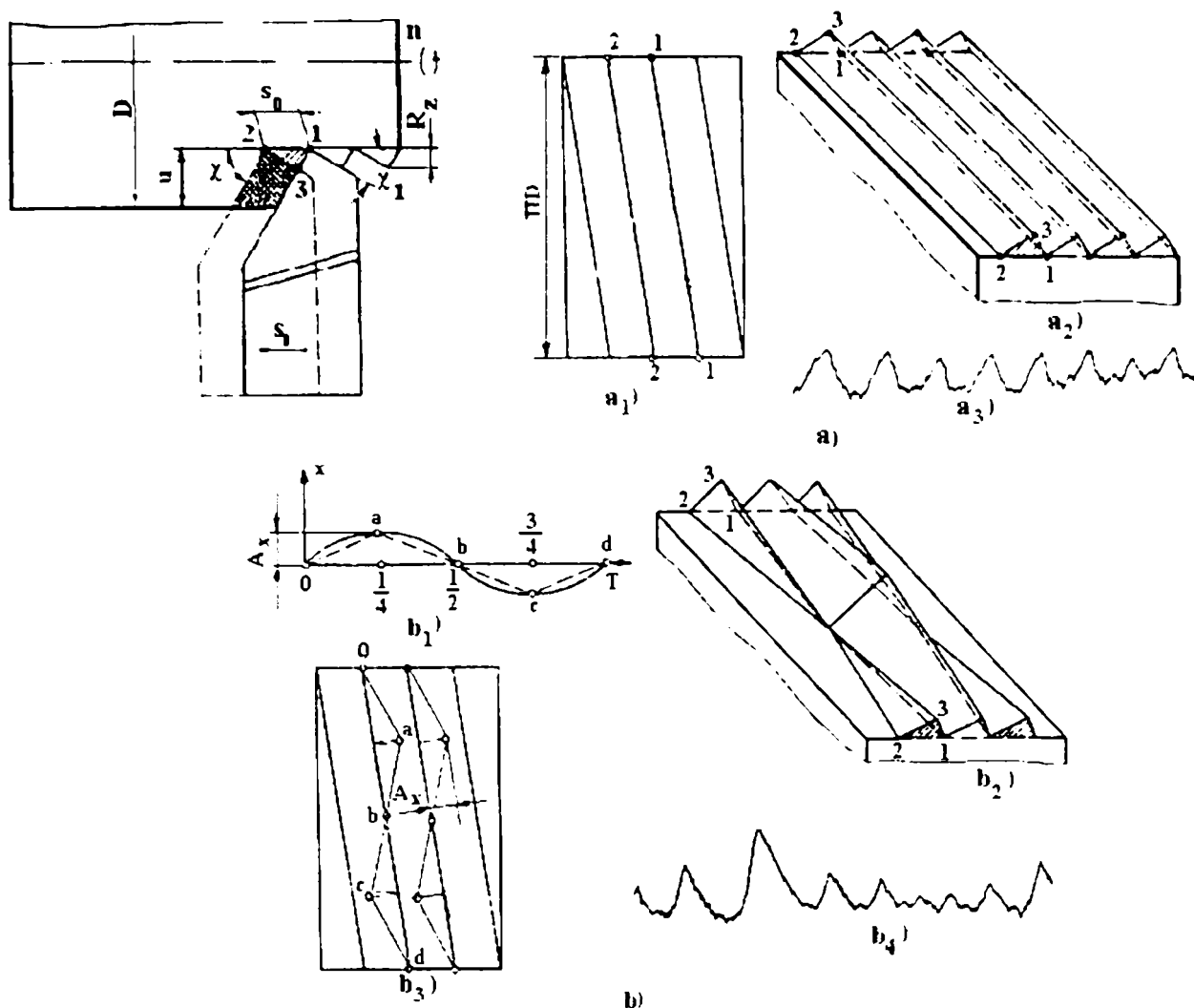
$s_0$  - avansul sculei în absența vibrațiilor, în [mm/rot];

$n$  - turația piesei, în [mm/rot];

$\omega_c$  - pulsația mișcării vibratorii, ( $\omega_c = 2\pi \cdot f$ );

$t$  - timpul, în [sec];

$A_x$  – amplitudinea mișcării vibratorii, în [mm];  
 $\theta_n$  - unghiul de rotire a piesei.



**Fig. 5.12.** Schema de principiu a formării rugozității la așchieră cu vibrații: a) schema formării rugozității la așchieră fără vibrații –a<sub>1</sub>- traiectoria vârfului sculei pe suprafața desfășurată a piesei; a<sub>2</sub> - reprezentare spațială a rugozității; a<sub>3</sub> - profilograma rugozității; b) - formarea rugozității la așchieră cu vibrații: b<sub>1</sub> - formarea traiectoriei vârfului sculei; b<sub>2</sub> - reprezentarea spațială a rugozității; b<sub>3</sub> - traiectoria vârfului sculei pe suprafața desfășurată; b<sub>4</sub> - profilograma rugozității la strunjirea cu vibrații [68, 70, 81].

Dacă frecvența vibrațiilor este egală, multiplu sau submultiplu al numărului de rotații al piesei, atunci mișcarea vibratorie a cuțitului în direcția avansului va deplasa vârful cuțitului pe traiectoria o-a-b-c-d (fig. 5.12.b<sub>3</sub>), iar latura 1~2 a bazei triunghiului (1-2-3) rămâne constantă și egală cu  $s_0$ . În acest caz aspectul exterior al rugozității se schimbă dar înălțimea medie a rugozității rămâne constantă și egală ca la strunjirea obișnuită.

Dacă frecvența vibrațiilor nu este multiplu sau submultiplu al numărului de rotații al piesei, atunci înălțimea microneregularităților formate pe suprafața prelucrată devine variabilă, iar unele valori ale înălțimii rugozității pot depăși înălțimea rugozității de la așchieră obișnuită (fig. 5.12.b<sub>2</sub>). În acest caz pe lungimea desfășurată a unei rotații nu se vor așeza un număr întreg de lungimi de undă  $\lambda$  (perioade) ale mișcării vibratorii (fig 3.4.b.), rămânând întotdeauna un rest  $i=1/4$ ;  $i=1/2$ ;  $i=3/4$ , lucru care conduce la concluzia că între mișcarea vibratorie pe o rotație

și mișcarea vibratorie al următoarei turații va exista un defazaj ( $\psi$ ). Fiind vorba de o mișcare sinusoidală valorile defazajului vor fi cuprinse între 0 și  $\pi$ .

Întrucât măsurarea rugozităților se face pe lungimi determinate, pe astfel de suprafețe vor exista zone în care calitatea suprafețelor este mai bună sau mai proastă decât în cazul prelucrării suprafețelor fără vibrații.

Datorită mișcării oscilatorii (sinusoidale) ale sculei, porțiunile cu cea mai proastă calitate și cu cea mai bună calitate, în cazul strunjirii cu vibrații axiale se vor așeza pe o linie elicoidală (în formă de spirală pe cilindru) figura 5.13.a. [81].

Unghiul de înclinare al desfășuratei acestei spirale se poate calcula cu relația:

$$\nu = \operatorname{arctg} \cdot \frac{60 \cdot \omega \cdot \psi}{2\pi \cdot n \cdot s_0} \quad (5.10)$$



Fig. 5.13. Suprafața prelucrată prin strunjire cu vibrații axiale [81].

Din schema geometrică de formare a microneregularităților la așchiera cu vibrații axiale (fig.5.12) înălțimea rugozităților ( $R_z^{vb}$ ) este proporțională cu grosimea stratului de așchiat, depinzând și de unghiurile de atac principal și secundar ale sculei, respectiv putem scrie [81] că:

$$R_z^{vb} = \eta \cdot \left\{ s_0 + \left| 2A_x \cdot \sin \frac{\Psi}{2} \right| \right\} = R_z + \eta \left| 2A_x \cdot \sin \frac{\Psi}{2} \right| \quad (5.11)$$

unde

$R_z^{vb}$  - înălțimea rugozității la așchiera cu vibrații;

$s_0$  - avansul sculei;

$\psi$  - defazajul dintre mișcarea curentă și cea precedentă;

$R_z$  - rugozitatea suprafeței la așchiera fără vibrații;

$\eta$  - factor ce ține seama de unghiurile de atac principal și secundar:

$$\eta = \frac{1}{\operatorname{ctg}\chi_1 + \operatorname{ctg}\chi} \quad (5.12)$$

Din analiza figurii 5.12.b<sub>3</sub> se observă că între avansul sculei  $s_0$  și amplitudinea mișcării oscilatorii se pot stabili următoarele relații:

$$\frac{s_0}{A_x} \geq 1 \quad \text{sau} \quad \frac{s_0}{A_x} < 1 \quad (5.13)$$

În conformitate cu acestea se pot întâlni următoarele cazuri:

dacă  $s_0 / A_x \geq 1$ , așchiera se desfășoară fără ieșirea sculei din așchiere;



dacă  $s_0 / A_x < 1$ , așchiera se desfășoară în mod discontinuu, scula ieșind din așchiere.

Pentru ca în primul caz să existe o fragmentare a așchiilor este suficient ca numărul de perioade pe o rotație a piesei să nu fie număr întreg ( $k_i$ ) ci să existe un rest „i” ( $i=1/4$ ;  $i=1/2$ ;  $i=3/4$ ).

Pentru al doilea caz este asigurată fragmentarea așchiei prin ieșirea sculei din așchiere datorită amplitudinii mișcării vibratorii. În acest caz scula va așchia cu tăișul secundar din rizurile rămase de la trecerea precedentă, lucru ce poate contribui la creșterea calității suprafeței.

La creșterea sau scăderea calității suprafețelor contribuie și defazajul oscilațiilor între două rotații consecutive  $\psi$ , astfel pentru  $\psi=0$  (rel. 5.11), se obține o calitate a suprafeței prelucrate egală cu cea de la așchiera obișnuită, iar pentru  $\psi=\pi$  se va obține calitatea cea mai proastă.

În urma cercetărilor efectuate pe diferite materiale cu tenacitate mare se recomandă [4, 81] în vederea obținerii unei calități cât mai ridicate a suprafeței prelucrate folosirea unor frecvențe apropiate de numărul de rotațiilor „n” a piesei sau divizibile cu  $n/k_i$ . De obicei pentru asigurarea unei productivități și calități a suprafețelor care se așchiază sunt recomandate viteze și avansuri economice, respectiv se alege turația „n”. În această situație se poate calcula frecvența de lucru astfel încât pe desfășurata unei rotații să se așeze un număr întreg „ $k_i$ ” de lungimi de undă (relația 3.3), în aceste condiții rezultă că  $i=0$ , iar relația (3.3) devine (3.15):

$$k_i = 60 \cdot \frac{f}{n}; f = \frac{n \cdot k_i}{60}$$

unde

$$k_i = 1, 2, 3, \dots, \text{numere întregi.}$$

Pentru asigurarea fragmentării așchiilor trebuie ca valorile frecvenței să nu fie divizibile cu valoarea raportului  $n/k$ , cerință care intră în contradicție cu alegerea frecvenței pentru a obține cea mai bună calitate a suprafeței, din acest motiv s-a ajuns la un compromis între cele două cerințe astfel încât frecvența stabilită cu relația (5.11) va fi mărită cu cel mult 5%, asigurându-se în acest mod cele două deziderate: calitatea cea mai bună și fragmentarea așchiilor.

Amplitudinea mișcării oscilatorii va fi limitată de valorile constructive ale unghiurilor de așezare principal și așezare secundar recomandate pentru fiecare tip de material prelucrat (relațiile 3.50 și 3.59).

Pentru diminuarea interacțiunii asupra mașinii-unelte (aparitia autovibrațiilor) valorile frecvenței și amplitudinii mișcării oscilatorii vor fi cele mai mici care să asigure fragmentarea așchiilor și calitatea cea mai bună a suprafețelor prelucrate.

Mișcarea vibratorie modifică starea de tensiune în zona de așchiere, atât în materialul care se îndepărtează sub formă de așchie, cât și în materialul prelucrat. Deformația plastică a materialului de așchiat se determină prin deformații de deplasare (întindere) și de comprimare.

La așchiera cu scule având unghiuri de așezare pozitive va avea loc întinderea materialului iar la întoarcerea sculei în sens opus avansului, mișcare dată de mișcarea vibratorie, și datorită faptului că în general geometria sculei prevede o rază de



rotunjire „ρ” la vârf, materialul prelucrat va suferi o deformare de comprimare. Prin urmare materialul prelucrat este supus atât eforturilor de întindere cât și de comprimare, asemănător cu fenomenul de moletare (randalinare).

Intensitatea acestui fenomen este direct proporțională cu frecvența și amplitudinea mișcării vibratorii. Acest fenomen contribuie la ecruisarea suprafeței prelucrate și prin urmare creșterea durității ei. Din acest punct de vedere suprafața se comportă mecanic ca o suprafață durcisată.

În concluzie aplicarea rațională a vibrațiilor la așchiere, permite obținerea ridicării caracteristicilor mecanice, asemănător cazului când acestea ar fi fost tratate prin operații de durcisare (rodare cu role, suflare cu alicie), rezultând astfel clar avantajul folosirii prelucrării prin așchiere cu vibrații - executarea în același timp atât prelucrarea cât și tratamentul de durcisare.

### 5.3. Simularea numerică la strunjirea cu vibrații axiale

Fenomenele fizice precum și relațiile matematice legate de procesul de așchiere cu vibrații axiale analizate anterior ne conduce la concluzia că alegerea întâmplătoare a regimurilor atât pentru vibrații cât și a celor de așchiere pot conduce la compromiterea scopului pentru care au fost introduse în așchiere.

Procesul prezentat este deosebit de complex fiind greu de analizat doar pe baza relațiilor analitice descrise, din această cauză impunându-se realizarea unui model numeric, ce permite realizarea unei analize mai aprofundate, mergând până la vizualizarea tridimensională a aspectului fizic al suprafeței prelucrate cu anumite regimuri de așchiere și vibrații.

#### 5.3.1. Determinarea traiectoriei sculei prin modelare numerică

Pentru modelarea numerică a traiectoriei s-a realizat un program de simulare a traiectoriei vârfului cuțitului pe suprafața desfășurată a piesei care se prelucrează prin strunjire cu vibrații axiale. Legea de mișcare este dată de ecuația (5.21). Programul a fost realizat în limbajul **MATLAB**<sup>®</sup>, versiunea **6R12** și a fost rulat pe un calculator PC PENTIUM III, 900 MHz.

Codurile sursă ale programului sunt prezentate în Anexa 2.

Programul (tra\_vibr) realizează trasarea traiectoriilor sculei sub forma unei diagrame în plan (coordonate  $x_{(t)}$ ;  $y_{(t)}$ ). Trasarea diagramei se realizează pe baza calculării pozițiilor succesive ale vârfului sculei în raport cu piesa. Pozițiile calculate sunt accesibile și ca valori numerice exacte fiind stocate în memoria calculatorului sub formă matricială.

Schema logică a programului este redată în figura 5.14. Notațiile folosite în schema logică sunt:

$t_{max}$  - timpul necesar realizării numărului de perioade specificate;

$nr_{val}$  - număr de valori calculate pentru  $t_{max}$ ;

$lung_{desf}$  - lungimea desfășurată a cilindrului piesei care se prelucrează ( $\pi \cdot d$ );

$x_{(t)}$ ;  $y_{(t)}$  - coordonatele punctelor de pe traiectorie calculate în funcție de timp.

Programul necesită introducerea următorilor parametri inițiali: turația piesei,

avansul pe rotație, frecvența vibrațiilor, amplitudinea vibrațiilor și numărul de perioade considerate pe durata cărora are loc mișcarea vibratorie.

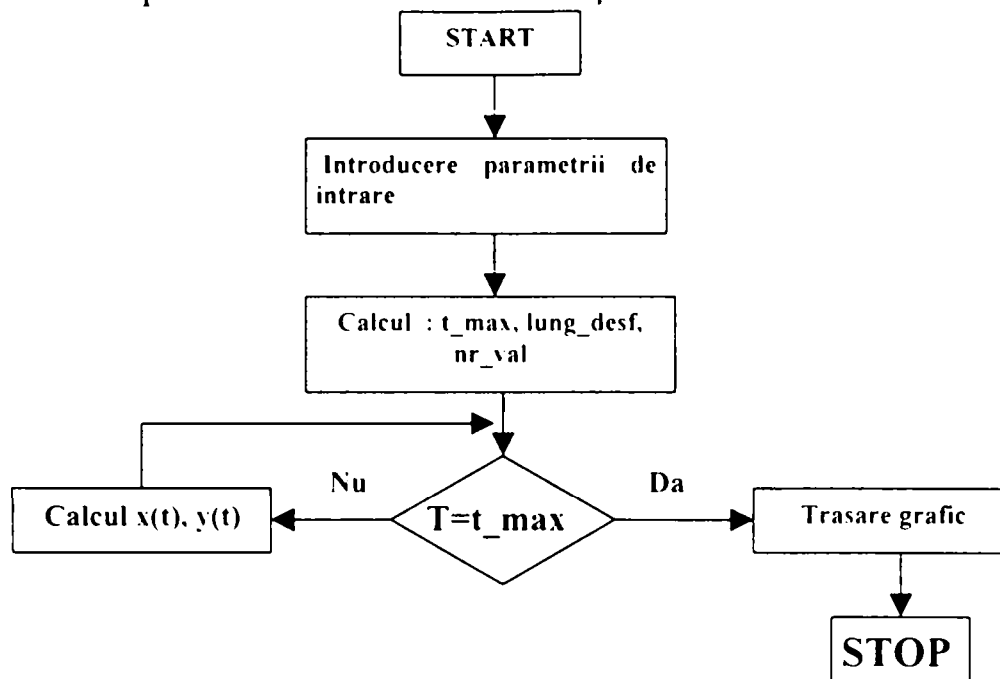


Fig. 5.14. Schema logică a programului „tra\_vibr” [68].

Frecvența și amplitudinea se aleg ținând seama de relațiile (3.3), (3.50) și recomandările făcute pentru realizarea fragmentărilor așchiilor și calitatea suprafețelor.

În Anexele 4, 5 și 6 sunt prezentate în figurile „a” traiectoriile pentru diferite frecvențe și amplitudini ale mișcării vibratorii pentru un material cu tenacitate mare (oțel ARMCO). Pentru acest oțel este recomandată o viteză economică de așchiere  $v_s = 120\sim 170$  [m/min] și avansuri de  $s_0 = 0.028\sim 0.16$  [mm/rot] în funcție de calitatea suprafeței și tipul operației, în condițiile asigurării unei durabilități mărite a sculei.

În ipotezele folosite s-a ales o viteză de așchiere corespunzătoare unei turații de  $n = 630$  [rot/min] a piesei de diametru  $\Phi = 61$  [mm] ( $v_{aș} = 120,731$  m/min). S-a ales valoarea inferioară deoarece turația  $n = 630$  oferă posibilitatea alegerii frecvențelor care țin seama de relațiile (3.3 și 3.50), iar următoarea turație la strung este  $n = 1250$ , care oferă posibilitatea respectării cerințelor din relațiile (3.3 și 3.50), crește viteza de așchiere la  $v_{aș} = 239,546$  [m/min], cu mult peste cea economică.

Matricea coordonatelor traiectoriei vârfului cuțitului (MT) este de tip dreptunghiular cu două coloane pe care sunt așezate cele două coordonate  $x$  și  $y$  (relația 5.14).

unde

$$y_0 = 0; y_1 = y_0 + \Delta y; y_2 = y_1 + \Delta y \dots \dots \dots y_j = (y_{j-1} + \Delta y).$$

$$j = \frac{L}{\Delta y} \text{ - ordinul de mărime maxim pentru coordonata } y \text{ al primei rotații dat de}$$

raportul dintre mărimea lungimii desfășuratei circumferinței piesei de diametru „d” ( $L = \pi \cdot d$ ) și pasul de iterație ;

$\Delta y$  - pasul de iterație pentru coordonata  $y$ . Pentru scurtarea timpului de calcul se alege  $\Delta y = 1$  [mm], care asigură o bună precizie pentru cazul considerat;

valorile lui:  $y_1 = y_{j+1}; y_2 = y_{j+2}; \dots \dots \dots; y_j = y_{2j} = y_{3j} = \dots \dots = y_{wj}$ ; deoarece după

prima rotație coordonatele  $y$  se repetă, având aceleași valori pentru toate rotațiile considerate:

$$\text{MT} = \begin{bmatrix} x_0 & y_0 \\ x_1 & y_1 \\ x_2 & y_2 \\ x_3 & y_3 \\ \cdot & \\ x_j & y_j \\ x_{j+1} & y_{j+1} \\ x_{j+2} & y_{j+2} \\ \cdot & \\ x_{2j} & y_{2j} \\ x_{2j+1} & y_{2j+1} \\ \cdot & \\ x_{3j} & y_{3j} \\ \cdot & \\ x_{wj} & y_{wj} \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

$w$ - ordinul de mărime maxim a lui  $y$  pentru ultima rotație programată,  $w = \frac{p \cdot n}{60 \cdot f}$ ;

$L$  - lungimea desfășurată a piesei de diametru „ $d$ ” care se prelucrază ( $L = \pi \cdot d$ ).

Șirul de valori din matricea traiectoriei (MT) se calculează până la numărul de rotații corespunzătoare numărului de perioade programate ( $p$ ).

Numărul de perioade programate ( $p$ ) reprezintă un număr de perioade pe durata cărora se va desfășura mișcarea vârfului sculei. Pentru a ușura interpretarea rezultatelor și scurtarea timpului de calcul se va alege un număr de perioade  $p=100$ .

Coordonatele  $x_t$  se vor calcula cu ajutorul programului sursă (Anexa 1) și care ține seama de relația (5.8), valori care vor fi stocate în memoria calculatorului, și care ulterior vor fi folosite pentru trasarea traiectoriilor, care vor avea formă sinusoidală.

În figura 5.15 se reprezintă schematic graficul de reprezentare al traiectoriei vârfului sculei pe suprafața desfășurată a piesei strunjite.

Pentru a se înțelege mai ușor complexitatea mișcării și a modelării numerice în figura 5.15 se prezintă un caz particular și anume:

- pe lungimea desfășurată se așează un număr întreg (patru) de lungimi de undă( $\lambda$ );

- numărul de perioade programate  $p=100$ ;

- în timpul numărului de perioade programate cuțitul se va deplasa pe axa timpului  $x_{(t)}$  cu o anumită mărime  $x_m$  dată de relația:

$$x_m = s_o \cdot \left( \frac{p \cdot n}{60 \cdot f} - 1 \right) \text{ [mm]} \quad (5.15)$$

unde

$p$  - număr de perioade programate ( $p=100$ )

$f$  - frecvența mișcării oscilatorii [Hz]

$n$  - turația exprimată în [rot/sec]

$s_0$  - avansul [mm/rot]

Din această relație se observă că  $x_m$  este dependent de avansul  $s_0$ , turația piesei  $n$  și frecvența. Se poate observa ușor că pentru fiecare frecvență valoarea lui  $x_m$  se va schimba.

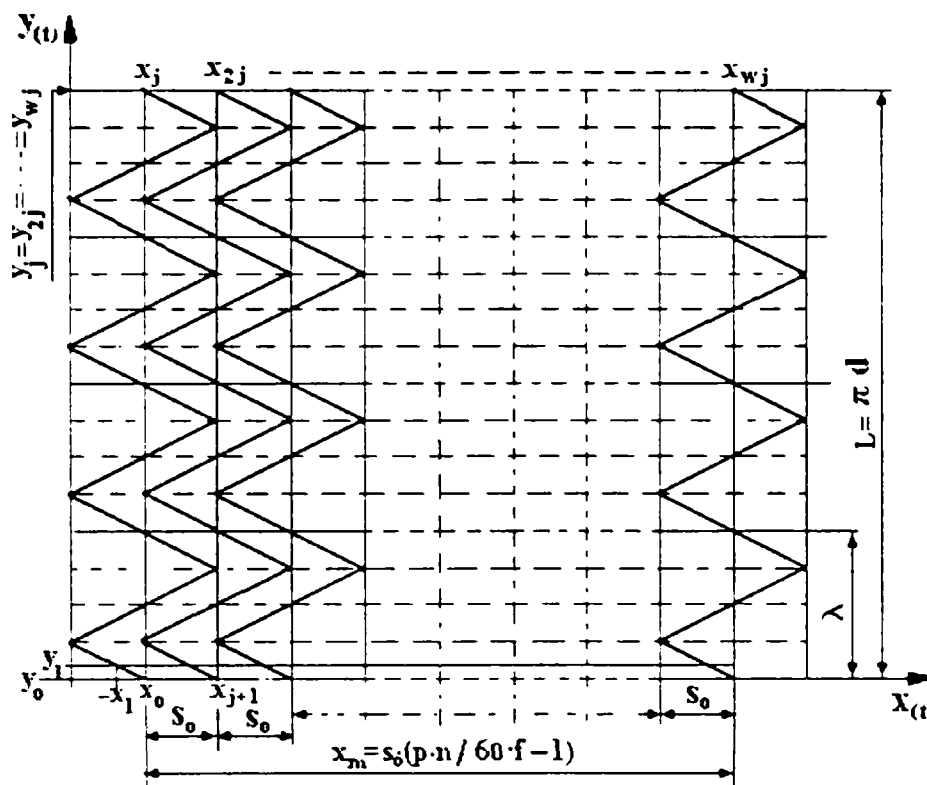


Fig. 5.15. Reprezentarea schematică a traiectoriei sculei pe suprafața prelucrată.

Din condițiile relațiilor (3.3) și  $i=0$  sau  $i=1$ , se poate scrie :

$$\pi \cdot d = \lambda \cdot k_{\lambda} ; \quad k_{\lambda} = 60f/n \quad (5.16)$$

$$k_{\lambda} = \pi d / \lambda ; \quad k_{\lambda} = 60f/n \quad \frac{\pi \cdot d}{\lambda} = \frac{60 \cdot f}{n} \quad \lambda = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot f} \quad (5.17)$$

Pe baza condițiilor impuse de relațiile (3.3, 3.8, 3.15, 3.50, 3.59, 5.13 și 5.17) au fost calculate frecvențe astfel încât să fie îndeplinite condițiile ca pe lungimea desfășurată să se așeze:

- un număr întreg de perioade (tabel 5.1);
- nu se așază un număr întreg de perioade ale mișcării vibratorii, fiecarei traiectorii corespunzătoare îi va rămâne un rest:  $i=1/4$ ,  $i=1/2$ ,  $i=3/4$ , și  $i=1$  (tabel 5.2);
- un număr întreg de lungimi de undă  $\lambda$  (tabel 5.3).

Cu ajutorul matricei MT transpusă în cod Matlab cu ajutorul programului „tra\_vibr” din Anexa 1, inclus apoi în programul „rug\_vibr5” din Anexa 2 și datele din tabelul 5.1 s-a modelat numeric relația (5.8) pentru stabilirea traiectoriile vârfului sculei în condițiile suprapunerii mișcării vibratorii peste mișcarea așchierii obișnuite.

Trajectoriile obținute în urma modelării numerice pot fi urmărite pe diagramele din Anexa 4, figurile A.4.1.1.a. ÷ A.4.6.3.a. În mod asemănător se procedează și pentru datele din tabellele 5.2 și 5.3, obținând diagramele din Anexa 5, figurile

A.5.1.1.a. ÷ A.5.4.3.a. pentru datele din tabelul 5.2 și diagramele din Anexa 6, figurile A.6.1.1.a. ÷ A.6.6.3.a. pentru datele din tabelul 5.3.

Pentru toate simulările din Anexele 4; 5, și 6 s-au folosit restul parametrilor identici: - diametrul piesei  $d=61$  [mm]; turație  $n=630$  [rot/min]; unghi de atac  $\chi=45^\circ$ ;  $s_o=0.056$ [mm/rot] și număr de perioade programate  $p=100$ , date considerate constante și introduse ca atare în programe „tra\_vibr” și „rug\_vibr5”.

**Tabelul 5.1.**

Nr. crt.	Frecvența [Hz]	Amplitudinea [mm]	Număr de perioade
1.	10,5	0.16	1
		0.056	1
		0.028	1
2.	21	0.16	2
		0.056	2
		0.028	2
3.	31.5	0.24	3
		0.056	3
		0.028	3
4.	42	0.24	4
		0.056	4
		0.028	4
5.	52,5	0.4	5
		0.056	5
		0.028	5
6.	63	0.4	6
		0.056	6
		0.028	6

**Tabelul 5.3.**

Nr. Crt.	Frecvența [Hz]	Amplitudinea [mm]	Lungimi de undă $\lambda$
1.	10.06095	0.16	200
		0.056	200
		0.028	200
2.	20.1219	0.16	100
		0.056	100
		0.028	100
3.	33.536501	0.24	60
		0.056	60
		0.028	60
4.	40.243801	0.24	50
		0.056	50
		0.028	50
5.	50.304752	0.4	40
		0.056	40
		0.028	40
6.	67.073003	0.4	30
		0.056	30
		0.028	30

**Tabelul 5.2.**

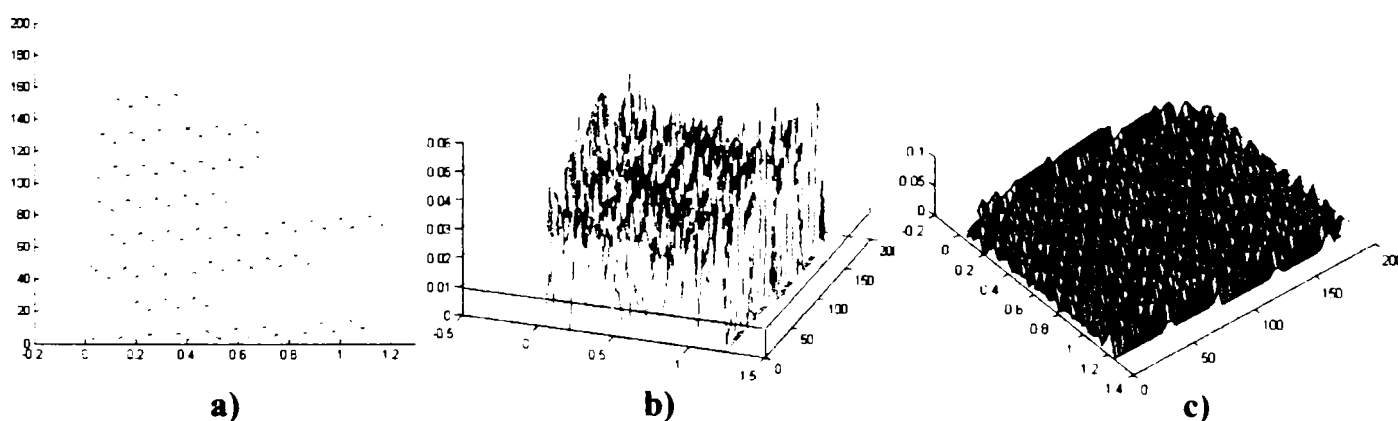
Nr. crt.	Frecvența [Hz]	Amplitudinea [mm]	Număr de perioade	Rest de perioadă
1.	28,875	0.16	2	$\frac{3}{4}$
		0,056	2	$\frac{3}{4}$
		0.028	2	$\frac{3}{4}$
2	31.5	0.24	2	1
		0.056	2	1
		0.028	2	1
3.	47,25	0.25	4	$\frac{1}{2}$
		0,07	4	$\frac{1}{2}$
		0.028	4	$\frac{1}{2}$
4.	55,125	0,4	5	$\frac{1}{4}$
		0,056	5	$\frac{1}{4}$
		0,028	5	$\frac{1}{4}$

Din analiza traiectoriilor sculei pentru diferite valori ale amplitudinii și frecvențelor utilizate în condițiile relațiilor (3.3 și 5.17) se observă că:

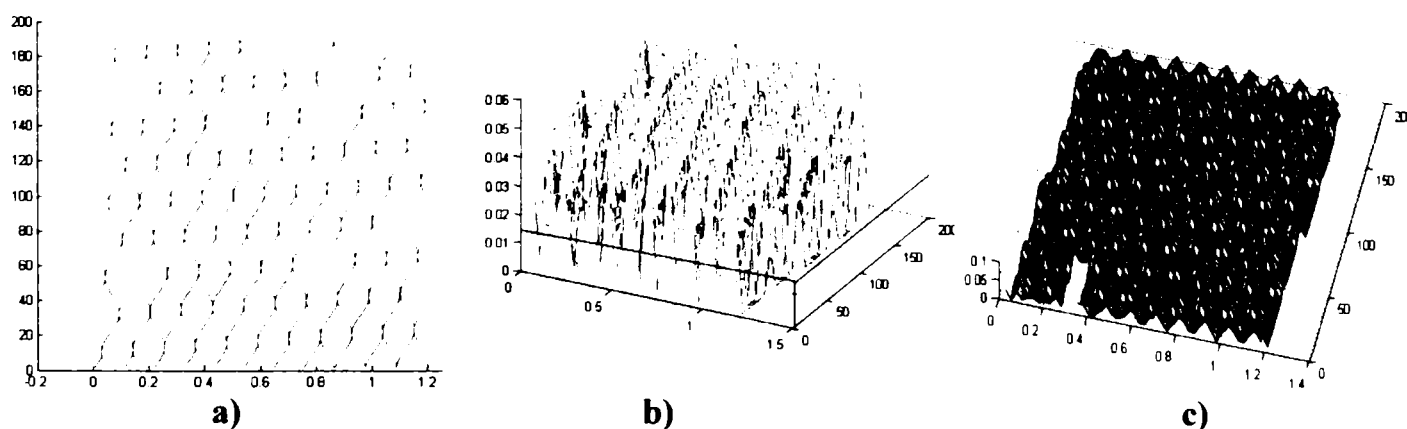
a) - în cazul așezării de perioade întregi ( $k_i$ ), pe lungimea desfășurată a piesei și deplasării cuțitului cu avansul  $s_o$  (fig. A.4.1.1.a. ÷ A.4.6.3.a. din Anexa 4), începutul trasării următoarei traiectorii pe suprafața cilindrului se face din alt punct, decât al precedentei, lucru ce duce la apariția unor ordonări a punctelor de maxim și

minim ale traiectoriei după drepte aparente, înclinate cu un anumit unghi (relația 5.10), la frecvențe și amplitudini mai mari acestea sunt mai pregnante. În acest caz se mai poate observa că indiferent de frecvența și amplitudinea mișcării oscilatorii traiectoriile rămân paralele, nu au loc întretăieri ale acestora. La amplitudini mari (2-7 ori mai mare decât avansul de lucru), punctele de maxim ale traiectoriilor depășesc spațiul de lucru (fig. A.4.3.1.a., A.4.4.1.a., A.4.5.1.a., A.4.6.1.a), această observație trebuie avută în vedere la prelucrarea unor piese cu praguri (trepte), fiind necesare spații de intrare și ieșire a sculei în așchiere fără a afecta cotele respectivelor praguri;

b) - în cazul în care pe lungimea suprafeței desfășurate nu se vor suprapune un număr întreg de perioade (fig. A.5.1.1.a. ÷ A.5.4.3.a., Anexa 5), au loc întretăieri ale traiectoriilor la amplitudini mai mari decât valorile avansului  $s_0$ . În zonele de întretăiere se formează canale a căror orientare sunt date de direcția de avans și direcția mișcării vibratorii. Datorită mișcărilor combinate pe suprafața așchiată aspectul traiectoriilor formează diferite carioaje a căror dimensiuni sunt în directă legătură cu amplitudinea, frecvența și avansul de lucru. Se observă din figurile 5.16 și 5.17 (fig. A.5.3.2.a. și A.5.3.3.a., Anexa 5), că cele mai uniforme carioaje îl prezintă mișcarea simulată cu frecvența  $f=47,25$  Hz;  $A_x=0,07$  și  $A_x=0,028$ ; al căror rest este de  $i=1/2$  perioade neașezate pe lungimea desfășurată a circumferinței piesei, apoi mișcarea cu rest  $i=3/4$ . Pentru  $i=1$  se observă că traiectoriile sunt paralele (fig. A.5.2.1.a. ÷ A.5.2.3.a., Anexa 5) și în acest caz mișcarea cu amplitudine mare depășește punctul de început și de sfârșit, astfel că pentru piesele în trepte trebuie lăsat loc pentru intrarea și ieșirea sculei;



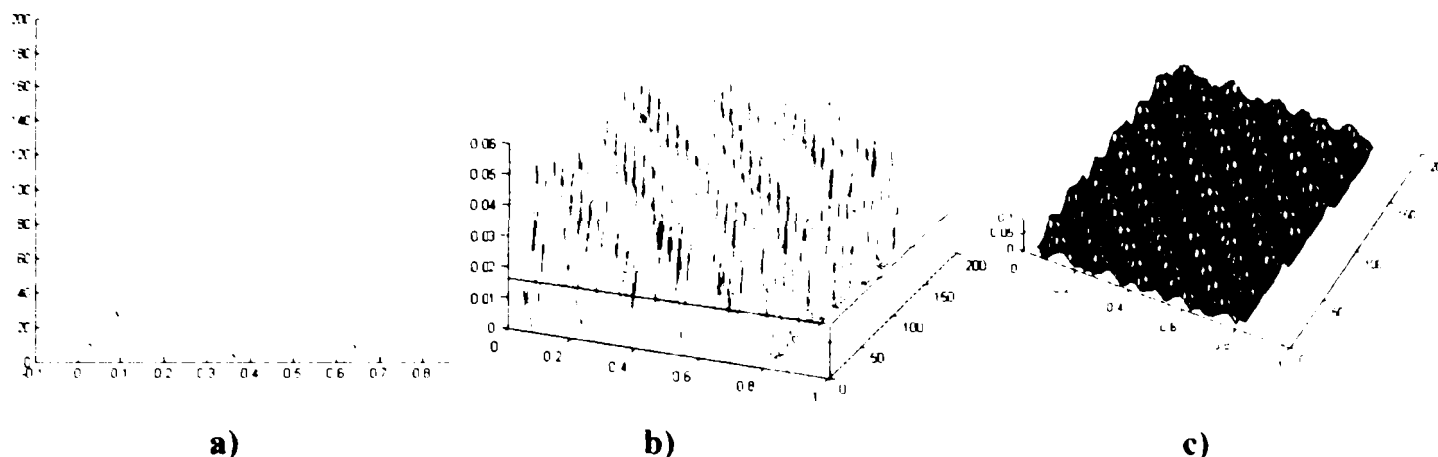
**Fig. 5.16. Simularea: a) – traiectoriei, b) – rugozității cu funcția „mesh” din Matlab, c) – rugozității cu funcția „surf” din Matlab pentru  $f=47,25$  Hz;  $A_x=0,07$ .**



**Fig. 5.17. Simularea: a) – traiectoriei, b) – rugozității cu funcția „mesh” din Matlab, c) – rugozității cu funcția „surf” din Matlab pentru  $f=47,25$  Hz;  $A_x=0,028$ .**



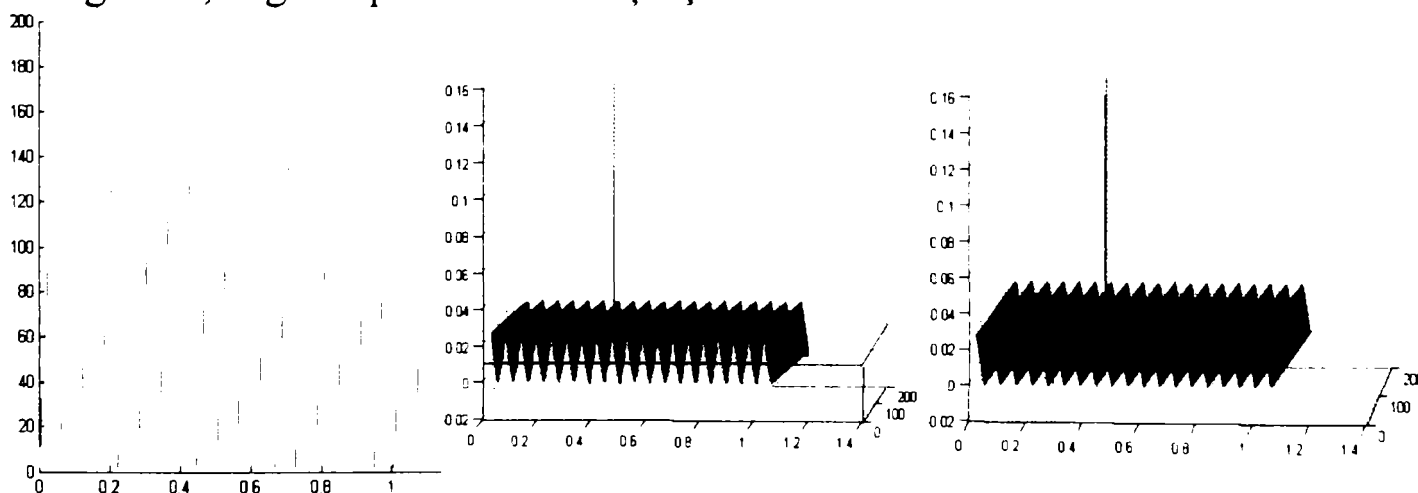
c) - în cazul în care pe lungimea suprafeței desfășurate se vor suprapune un număr întreg de lungimi de undă  $\lambda$  (fig. A.6.1.1.a. ÷ A.6.6.3.a., Anexa 6) se constată că frecvențele calculate pentru a rezulta  $\lambda$  număr întreg, precizia de calcul este destul de mare (până la șapte zecimale) din cauza numărului  $\pi$ . Din diagramele prezentate în Anexa 6 se observă că la creșterea frecvenței de lucru scade numărul de lungimi de undă și crește uniformitatea carioajului lăsat pe suprafața prelucrată figura 5.18 (fig.A.6.6.3.a din Anexa 6).



**Fig. 5.18. Simularea: a) – traiectoriei, b) – rugozității cu funcția „mesh” din Matlab, c) – rugozității cu funcția „surf” din Matlab pentru:  $f=67,073003$  Hz;  $A_r=0,028$ mm;  $\lambda=30$ .**

În Anexa 7 (fig. A.7.1.a. și A.7.2.a din Anexa 7) s-a reprezentat traiectoria vârfului cuțitului pentru așchieria obișnuită în aceleași condiții de regimuri de așchiere ca pentru așchieria cu vibrații, verificându-se în acest mod funcționarea programelor de simulare și constituind în același timp și o bază de comparație între cele două tipuri de traiectorii

În figura 5.19 (fig. A.7.1.a.) este reprezentată simularea deplasării vârfului sculei în cazul strunjirii fără vibrații cu acelaș regim de așchiere ca și în cazul strunjirii cu vibrații, reprezentare care arată că traiectoriile sculei sunt drepte înclinate cu unghiul  $\theta$ , unghi dependent de turația și avansul utilizat.



**Fig. 5.19. Simularea la strunjire obișnuită: a) – traiectoriei, b) – rugozității cu funcția „mesh” din Matlab, c) – rugozității cu funcția „surf” din Matlab pentru  $f=47,25$  Hz;  $A_r=0,028$ . Regim de lucru:  $n=630$  [rot/min],  $s_o=0,056$  [mm/rot], nr.de perioade considerate =20.**

Din compararea celor trei moduri de formare a traiectoriilor, modul de generare după condițiile de la punctul „b” (Anexa 5) arată o uniformitate mai bună a traiectoriilor pe suprafața prelucrată, ceea ce conduce la deplasarea mai uniformă a sculei.

### 5.3.2. Modelarea numerică a rugozității suprafețelor prelucrate

Programul **MATLAB**<sup>®</sup> [126], versiunea **6R12** permite reprezentarea tridimensională a suprafețelor prin funcțiile „mesh (X,Y,Z)” și „surf (X,Y,Z)”, figurile „b” pentru funcția „mesh” și figurile „c” pentru funcția „surf” din Anexele 4, 5 și 6.

Programul „rug\_vibr5” realizează calculul înălțimii microneregularităților obținute prin strunjirea cu vibrații axiale, în punctele aferente traiectoriei cuțitului, calculate cu ajutorul unui modul similar cu cel al programului „tra\_vibr”. Schema logică a acestui program este prezentată în figura 5.20.

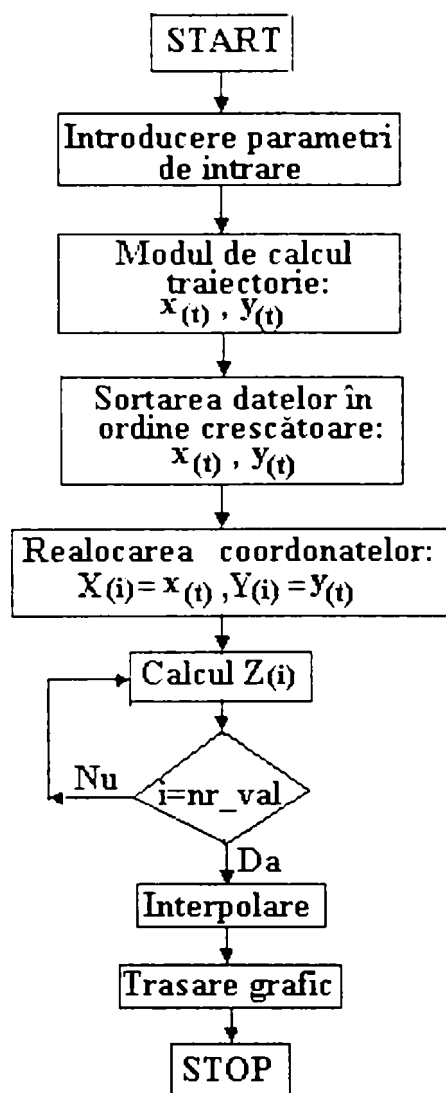


Fig. 5.20. Schema logică a programului „rug\_vibr5”.

În prima fază programul calculează traiectoriile sculei în plan  $x_{(t)}$  și  $y_{(t)}$ . Pe baza acestor coordonate se poate calcula cea de a treia coordonată „ $z_{(t)}$ ”, prin urmare programul va include și programul de calcul al traiectoriei, respectiv matricea traiectoriei (MT), rezultând un program complex.

În Anexa 2 este prezentat programul sursă „rug\_vibr5”, cu ajutorul căruia s-au obținut figurile „b” și „c” din Anexele 4, 5 și 6.

Datorită faptului că traiectoria se generează în funcție de timp datele nu sunt reprezentate în mod corespunzător unei reprezentări carteziene. Din această cauză este nevoie de sortarea datelor din matricea MT (relația 5.14) în ordine crescătoare după coordonatele „y”, a valorilor lui „x” și de aplicare a unui nou indice notat cu „i” în locul variabilei „t”.

Matricea traiectoriilor reordonată ( $MT_r$ ) în ordinea crescătoare a valorilor după y va fi:

$$MT_r = \begin{bmatrix} x_0 & y_0 \\ x_1 & y_1 \\ x_{j-1} & y_{j-1} \\ x_{2j-1} & y_{2j-1} \\ x_{3j-1} & y_{3j-1} \\ \cdot \\ x_{(w-1)j-1} & y_{(w-1)j-1} \\ x_2 & y_2 \\ x_{j-2} & y_{j-2} \\ x_{2j-2} & y_{2j-2} \\ \cdot \\ x_{(w-1)j-2} & y_{(w-1)j-2} \\ x_3 & y_3 \\ x_{j-3} & y_{j-3} \\ \cdot \\ x_{(w-1)j-3} & y_{(w-1)j-3} \\ \cdot \\ x_{wj} & y_{wj} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

În această situație s-au obținut punctele din plan pentru mișcarea sculei cu avansul  $s_0$  din punctul 1 în punctul 2 (fig.5.12). Pentru a obține și punctul 3 din figura 5.12.b<sub>2</sub> care de fapt reprezintă înălțimea rugozității maxime  $R_z$ , în matricea  $MT_r$  reordonată se introduc valori intermediare pentru coordonata x.

Coordonatele intermediare  $x'_i$  și  $y'_i$  se pot determina astfel:

-coordonata  $y'_{(i)}$  va fi aceeași cu coordonatele y din  $MT_r$  reordonată, deoarece după această coordonată dorim să cunoaștem mărimea rugozităților, ea fiind legată de suprafața prelucrată prin mărimea L ( $L = \pi d$ );

-coordonata  $x'_i$  se va calcula ca poziție medie dintre două treceri alăturate ale sculei, respectiv mișcarea sculei din punctul 1 în punctul 2 (fig.5.12). Schematic acest

lucru se poate reprezenta ca în figura 5.21.

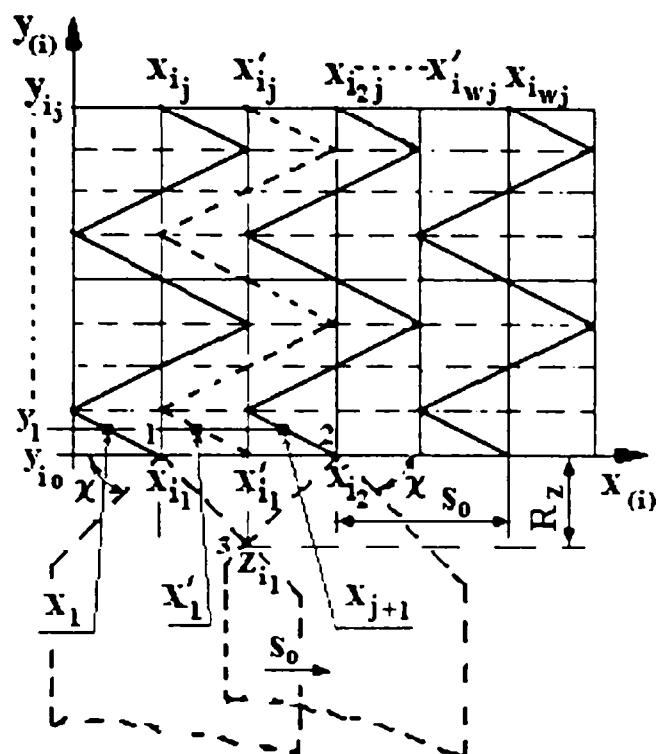


Fig. 5.21. Representarea schematică a determinării coordonatelor  $x'_i$ .

Din figura 5.21. se poate determina  $x'_i$ :

$$x'_{i1} = \frac{x_{i2} - x_{i1}}{2}; \quad i=0;1;2;\dots;j;\dots;w_j-1. \quad (5.19)$$

unde indicii 1 și 2 arată că este vorba de trecerea întâi și a doua a sculei și poate lua valori până la  $w_j - 1$ .

Pentru cazul general relația (5.19) se poate scrie:

$$x = \frac{\Delta x}{2} \quad (5.20)$$

unde  $\Delta x = x_2 - x_1$  reprezintă diferența coordonatelor deplasării din punctul 1 în punctul 2 a sculei, pentru două rotații consecutive, respectiv în cazul stunjirii va fi egal în valoarea absolută cu valoarea avansului ( $s_0$ ).

Cu valorile intermediare pentru coordonatele  $x'_i$  și  $y'_i$  calculate conform relației (5.19) pentru datele din matricea  $MT_r$  se obține o nouă matrice  $MT_r$  (relația 5.21), unde

$$x'_i = \frac{x_{j+1} - x_1}{2} \quad \text{în baza relației (5.19) și figurii 5.21.}$$

Pentru a trece la calcularea coordonatelor  $z'_i$  care vor reprezenta înălțimea rugozității  $R_z$  respectiv punctul 3 din figura 5.12.b<sub>2</sub> se mențin ipotezele simplificatoare respectiv: unghiul de atac  $\chi=45^\circ$ . Atunci punând  $z = R_z$  se poate scrie relația (5.22).

$$\text{MT}_n = \begin{bmatrix}
 x_0 & y_0 \\
 \cdot & \cdot \\
 x_0 & y_0 \\
 x_1 & y_1 \\
 \cdot & \cdot \\
 x_1 & y_1 \\
 x_{j+1} & y_{j+1} \\
 \cdot & \cdot \\
 x_{j+1} & y_{j+1} \\
 x_{2j+1} & y_{2j+1} \\
 \cdot & \cdot \\
 x_{2j+1} & y_{2j+1} \\
 \cdot & \cdot \\
 x_{(w-1)j+1} & y_{(w-1)j+1} \\
 x_2 & y_2 \\
 \cdot & \cdot \\
 x_{j+2} & y_{j+2} \\
 x_{j+2} & y_{j+2} \\
 \cdot & \cdot \\
 x_{(w-1)j+2} & y_{(w-1)j+2} \\
 x_3 & y_3 \\
 \cdot & \cdot \\
 x_{3j+3} & y_{3j+3} \\
 x_{3j+3} & y_{3j+3} \\
 \cdot & \cdot \\
 x_{(wj)-1} & y_{(wj)-1} \\
 \cdot & \cdot \\
 x_{(wj)-1} & y_{(wj)-1} \\
 \cdot & \cdot \\
 x_{wj} & y_{wj}
 \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

$$z = \frac{\Delta x}{2} \cdot \text{tg} \chi \quad (5.22)$$

unde

$\Delta x$  este diferența dintre coordonatele traiectoriilor a două mișcări consecutive, și rezultă că:

$$z = \frac{x_2 - x_1}{2} \cdot \text{tg} \chi \quad (5.23)$$

Din matricea reordonată  $\text{MT}_{ri}$  rezultă că valorilor coordonatei intermediare  $x'_i$ , i se poate asocia o coordonată  $z'_i$  care va reprezenta în acel punct rugozitatea maximă,

ca urmare a mișcării vârfului sculei din punctul 1 în punctul 2 (fig.5.12) respectiv:

$$z_1' = \frac{\Delta x_1}{2} \cdot \operatorname{tg} \chi.$$

$$\Delta x_1 = x_{j+1} - x_1$$

$$z_1' = \frac{x_{j+1} - x_1}{2} \cdot \operatorname{tg} \chi; \quad \operatorname{tg} 45^\circ = 1; \quad \frac{x_{j+1} + x_1}{2} = x_1'$$

$$z_1' = x_1',$$

ceea ce arată că asocierea coordonatei  $z_1'$  este posibilă.

Pentru valorile coordonatelor care descriu (trasează) traiectoria vârfului cuțitului coordonata  $z_i$  va fi egală cu zero, deoarece  $x_i$  și  $y_i$  descrie suprafața de referință față de care se vor măsura rugozitățile.

Cu aceste precizări matricea RZ care va genera înălțimea rugozităților va fi de tipul:

$$RZ = \begin{bmatrix} x_0 & y_0 & 0 \\ x_0' & y_0' & z_0' \\ x_1 & y_1 & 0 \\ x_1' & y_1' & z_1' \\ x_{j-1} & y_{j-1} & 0 \\ x_{j-1}' & y_{j-1}' & z_{j-1}' \\ x_{2j-1} & y_{2j-1} & 0 \\ x_{2j-1}' & y_{2j-1}' & z_{2j-1}' \\ \cdot & \cdot & \cdot \\ x_{(w-1)j-1}' & y_{(w-1)j-1}' & z_{(w-1)j-1}' \\ x_2 & y_2 & 0 \\ x_{j+2}' & y_{j+2}' & z_{j+2}' \\ x_{j+2} & y_{j+2} & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot \\ x_{(wj)-1} & y_{(wj)-1} & 0 \\ x_{(wj)-1}' & y_{(wj)-1}' & z_{wj-1}' \\ \cdot & \cdot & \cdot \\ x_{wj} & y_{wj} & 0 \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

Prin asamblarea programului „tra\_vibr” cu programul „rug\_vibr” a rezultat programul „rug\_vibr5”. Pentru cazul particular de simulare a rugozității în cazul strunjirii pieselor fără vibrații s-a elaborat programul „rug\_vibr6” (Anexa 3).

La o singură rulare a programului sunt trasate atât graficele cu traiectoriile sculei cât și graficele tridimensionale ale rugozității în două moduri: cu funcția „mesh” și cu funcția „surf”. În Anexa 3 este prezentat și programul sursă



„rug\_vibr7” care este un program de gestionare a celor două programe „rug\_vibr5” și „rug\_vibr6”.

Lansarea în lucru a programului de modelare se face prin programul „rug\_vibr7”, care dă posibilitatea lansării mai departe a unuia sau altuia din programele „rug\_vibr5” sau „rug\_vibr6”.

Valorile calculate de cele două programe sunt stocate în memoria calculatorului ele putând fi afișate pe ecranul monitorului.

În urma analizei graficelor trasate prin simulare, figurile „b” și „c” din Anexele 4, 5 și 6, pentru regimurile arătate în subcapitolul 5.3.1, se poate constata legătura directă dintre traiectoria cuțitului și configurația microgeometriei a suprafeței prelucrate, precum și înălțimea efectivă a rugozității  $R_z$  dată de coordonata  $z$  și măsurată în [mm].

Grafica programului **MATLAB**<sup>®</sup> permite vizualizarea suprafețelor pentru cele două funcții („mesh” și „surf”) din diferite unghiuri. Pentru a citi efectiv rugozitatea se poate vizualiza numai planul XOZ (originea O a graficelor este considerat colțul stâng).

#### 5.4. Concluzii

La așchiera cu vibrații introduse în mod voit și controlat regimul de vibrație se pot obține:

- 1) – scăderea forței și lucrului mecanic;
- 2) – cantitatea de căldură înmagazinată în sculă și piesa prelucrată este mai mică datorită întreruperii periodice a procesului de așchiere, timp în care are loc o răcire în zona de așchiere;
- 3) – lichidul de răcire poate pătrunde mai ușor în zona așchierii în timpul întreruperii procesului de așchiere realizând o răcire mai bună decât la așchiera fără vibrații;
- 4) – uzura sculei este ceva mai mare în cazul sculelor cu plăcuțe mai ales la lucrul cu vibrații de amplitudini mari și mai redusă în cazul sculelor din oțel rapid;
- 5) – pentru a realiza o prelucrare eficientă cu vibrații este necesar ca regimul de vibrații al dispozitivelor de introducere a vibrațiilor să fie bine determinat și reglat, în acest sens de un real folos este simularea numerică a regimurilor de așchiere cu vibrații pentru a găsi cei mai buni parametri de funcționare al acestora.

Analizând diferitele regimuri de lucru la frecvență și amplitudini simulate, din Anexele 4, 5 și 6 se poate constata că:

a) – uniformitatea cea mai bună a înălțimii rugozității este obținută la o frecvență de 47,25 Hz, a unui rest de perioade  $i=1/2$  și amplitudini  $A_x=0,25$  mm;  $A_x=0,07$  mm și  $A_x=0,028$  mm (fig. 5.16.b, c și 5.17.b, c);

b) – analiza suprafeței se face excluzându-se marginile care reprezintă începutul și sfârșitul mișcării de oscilație a sculei, respectiv intrarea și ieșirea din așchiere, când scula poate oscila în afara suprafeței prelucrate. Acest lucru se observă mai pregnant în cazul figurilor A.5.2.2.a, b, c și A.5.3.1.a, b și c din Anexa 5 când apar alternanțe cu valori negative. În practică, spațiul necesar mișcării sculei pentru aceste cazuri se asigură prin practicarea unor degajări sau raze de racordare, a căror

lățime și mărime vor fi direct proporționale cu mărimea amplitudinii mișcării oscilatorii;

c) – în toate figurile „b” și „c” din Anexele 4, 5 și 6 se pot vedea modul de aranjare a vârfurilor cu cea mai mare înălțime a rugozității (culoare deschisă) și vârfurilor cu cea mai mică înălțime (culoare mai închisă);

d) – înălțimea rugozităților este în funcție de mărimea frecvenței și amplitudinii și în special în funcție de așezarea perioadelor și lungimii de undă pe lungimea desfășurată a circumferinței piesei. Excluzând valorile marginale ale lui  $R_z$  se constată că înălțimile maxime ale lui  $R_z$  variază limitele  $R_z=0,03$  și  $R_z=0,06$  [mm], iar valorile minime  $R_z=0,01$  și  $R_z=0,005$  [mm]. Din punctul de vedere al distribuției înălțimii rugozităților după înălțimea  $R_z$ , se poate observa că cea mai bună calitate se va obține pentru  $f=47,25$  Hz;  $A_v=0,07$  [mm];  $k_z=4$  și  $i=1/2$  (fig. 5.16.b., c)

e) – la amplitudini mari se observă distribuția înălțimilor rugozității sub forma unor parabole cu vârf turtit (suprafața sub formă de șa). Celelalte regimuri de frecvențe și amplitudini conduc în urma variației înălțimii rugozităților la suprafețe cu aspect vălurit, adică la o alternanță de porțiuni cu rugozitatea mică cu porțiuni de suprafețe cu rugozitate mare, aspect negativ din punctul de vedere tribologic al suprafeței prelucrate;

f) – calitatea suprafețelor obținute prin prelucrare cu vibrații tinde să se îmbunătățească la folosirea unor amplitudini apropiate de valoarea avansului  $s_0$  sau mai mici decât acesta.

g) – din figura 5.19.a.b.c. se observă că înălțimea maximă a rugozității la așchiera obișnuită este în jurul valorii  $R_z=0,03$  [mm], de asemenea se poate observa că înălțimile maxime și minime sunt uniform distribuite pe suprafață, iar traiectoriile sunt drepte așezate la o distanță egală cu valoarea avansului  $s_0$ .

h) – se poate spune că suprafața simulată este o suprafață ideală, deoarece nu s-au luat în considerare și alte fenomene care însoțesc procesul de așchiere cum ar fi depunerile pe tăiș care influențează foarte mult calitatea suprafeței mai ales în cazul materialelor cu plasticitate mare, prelucrate cu viteze mici, precum și modul de formare a așchiei, considerându-se că acești factori pot fi eliminați prin prezența vitezei mari de așchiere și a spărgătoarelor de așchii;

i) – din comparația celor două tipuri de prelucrări, cu și fără vibrații, se constată că rugozitățile rezultate în urma prelucrării cu vibrații sunt ceva mai mari pentru valorile maxime și minime, dar în situațiile amintite valorile  $R_z$  sunt foarte apropiate, iar distribuția punctelor pe suprafața prelucrată este mult mai uniformă în cazul prelucrării cu vibrații, constituind în acest mod un avantaj pentru exploatarea tribologică a suprafeței, având din acest punct de vedere o distribuție uniformă a alveolelor pentru lichidul de lubrefiere pe întreaga suprafață;

Alt avantaj al utilizării vibrațiilor este fragmentarea așchiilor prin procesul de așchiere însăși nefiind nevoie de aplicarea unor dispozitive de fragmentare a așchiei pe partea activă a sculei.

Aplicând măsurările de îmbunătățire a rugozității suprafețelor cum ar fi: folosirea lichidelor de ungere și răcire, evacuarea rapidă a așchiilor din zona de așchiere, în cazul materialelor cu tenacitate mare se pot obține calități ale suprafețelor mai bune decât la strunjirea obișnuită.

## 6. DISPOZITIVE ȘI REZULTATE PRIVIND INTRODUCEREA VIBRAȚIILOR ÎN PROCESUL DE AȘCHIERE

Metodele de prelucrare mecanică modernă se caracterizează prin intensificarea puternică a proceselor de așchiere, datorită folosirii așchierii rapide și intensive, a prelucrării concomitente cu mai multe scule și automatizării producției.

Dezvoltarea largă a acestor metode de prelucrare a pus pe prim plan problemele legate de vibrații care apar în timpul prelucrării metalelor prin așchiere. Aceste probleme sunt tratate în literatura de specialitate [4, 5, 21, 28, 36, 41, 46, 81, 92], atât în scopul amortizării vibrațiilor care apar în timpul prelucrării și care provoacă micșorarea preciziei pieselor, scăderea durabilității sculelor, înrăutățirea calității suprafețelor, cât și în scopul punerii la punct al așchierii cu vibrații, care asigură o fragmentare continuă a așchiilor în special la prelucrărilor pe mașini automate unde este nevoie ca îndepărtarea așchiilor din zona de lucru și de pe mașină să poată fi automatizată.

Rezistența și durabilitatea sculelor, precizia prelucrării și calitatea suprafețelor depind de direcția vibrațiilor, de frecvență și de amplitudinea lor. Această observație este unul din criteriile luate în considerare la proiectarea acestor dispozitive.

### 6.1. Dispozitive speciale

Pentru realizarea introducerii vibrațiilor în procesul de așchiere au fost realizate dispozitive care introduc vibrațiile pe direcția axială sau prin roto-percuție. Dispozitivelor cunoscute, se bazează pe principiul acționării mecanice hidraulice, pneumatice, electrice sau combinații ale acestora pentru realizarea vibrațiilor necesare. Acest lucru permite reglarea parametrilor vibrațiilor în anumite limite care să nu fie dăunătoare procesului de așchiere.

Majoritatea dispozitivelor au fost proiectate pentru operații de strunjire, găurire și filetare, unde de obicei rezultă așchii lungi în cazul materialelor cu tenacitate și plasticitate mare, fiind necesare opriri repetate pentru îndepărtarea așchiilor, opriri care duc la scăderea productivității prelucrării. Fragmentarea așchiilor cu ajutorul dispozitivelor vibratoare constituie un criteriu de creștere a productivității operațiilor de așchiere amintite. Dispozitivele cunoscute au fost proiectate în diferite variante constructive, în funcție de operația executată și utilajul folosit dintre care se poate aminti:

1). – **dispozitiv mecanic pentru fragmentarea așchiilor** – la proiectarea acestui tip de dispozitiv s-a folosit o soluție simplă și economică, care constă în folosirea autovibrațiilor provocate direct de însuși procesul așchiere pentru comanda procesului de fragmentare a așchiilor în cazul strunjirii [81, 81]. Cu asemenea dispozitive se pot obține amplitudini în domeniul  $0,1 \div 1,5$  [mm] și frecvențe de lucru de  $20 \div 100$  Hz. Dispozitivul descris este recomandat în cazul unei producții de masă și prelucrarea unor piese cu adaos constant;

2). – **dispozitiv electrohidraulic pentru strunjirea materialelor cu plasticitate ridicată** [4] utilizat pentru a avea un control mai riguros al regimurilor

mișcării vibratorii. Cu asemenea dispozitive se pot obține frecvențe într-o gamă mai largă  $2\div 100\text{Hz}$  și amplitudini mari până la 3 mm. Experimentele făcute cu aceste dispozitive arată că puterea consumată în strunjiri cu vibrații, reprezintă circa 30% din puterea consumată în cazul strunjirii obișnuite. Dispozitivele prezintă o mare stabilitate în cazul lucrului cu frecvențe mici de  $2\div 3\text{ Hz}$ , care înlătură pericolul apariției autovibrațiilor, respectiv destabilizarea sistemului mașină-piesă-sculă. Puterea specifică mare permite folosirea acestor dispozitive la strunjirea materialelor greu de prelucrat iar gabaritul mic al acestor dispozitive permite plasarea lor ușoară pe orice strung. Este recomandată folosirea acestui dispozitiv în cazul materialelor cu plasticitate mare, deoarece dispunând de amplitudini mari se asigură fragmentarea așchiilor;

**3). – dispozitiv hidromecanic pentru găurirea orificiilor adânci [81].** Prelucrarea orificiilor adânci pune probleme deosebite, deoarece lungimea burghiului în consolă este o sursă de autovibrații, poziționarea corectă a vârfului sculei față de axa orificiului precum și îndepărtarea forțată a așchiilor din zona de lucru. Pentru îndepărtarea așchiilor la găurirea obișnuită a materialelor cu plasticitate și tenacitate mare, este necesară scoaterea burghiului în mod repetat din așchiere, în consecință aceasta ducând la scăderea drastică a productivității. Înlăturarea acestui neajuns s-a realizat prin ascuțirea suplimentară a tășurilor burghiului de diametre mai mari de 25 mm, pentru fragmentarea așchiile rezultate. Cu scăderea diametrului însă acest procedeu devine imposibil de aplicat. Pentru a mări productivitatea și în cazul prelucrării orificiilor adânci cu diametre mici se poate aplica metoda așchierii vibraționale. Această metodă ridică stabilitatea prelucrării, asigură fragmentarea așchiei și scoaterea ei din zona de lucru, creează condiții favorabile pentru automatizarea acestor operații și soluționează costurile mari privind exploatarea instalațiilor de ungere și răcire. În cazul prelucrării orificiilor adânci și de diametru mic în materiale cu plasticitate și tenacitate mare, datorită vibrării burghiului se evită formarea depunerilor de așchii pe canalele de degajare, permițând în același timp intrarea mai ușoară a lichidului de ungere și răcire (LUR). Aplicarea așchierii cu vibrații creează oprirea periodică a sculei, timp în care LUR poate ajunge în zona muchiiilor de tăiere și să asigure o mai bună răcire reducând astfel fenomenele difuzionale și adezionale legate de prezența materialului de prelucrat pe suprafața de lucru a sculei. Metoda de găurire cu vibrații a dat rezultate bune la prelucrarea orificiilor adânci în oțelurile inoxidabile (feritice și austenitice), a oțelurilor termorezistente precum și a oțelurilor înalt aliate cu titan, în condițiile menținerii calității suprafețelor la nivelul prelucrării obișnuite sau chiar îmbunătățită.

Literatura de specialitate [81, 82] recomandă pentru oțeluri termorezistente la găurirea adâncă ( $L=4*d$ ) pentru a asigura fragmentarea așchiilor  $k_{\lambda}+1 = 4,5$  și  $A_{\lambda}=1,2\text{ mm}$ . Cercetările efectuate în acest domeniu arată că la găurirea cu vibrații temperatura așchierii este substanțial mai mică în urma cărui fapt și uzura tășurilor sculei vor fi mai mici respectiv crește durabilitatea sculei până la 2,4 ori. În aceste condiții orificiile prelucrate au avut o calitate și precizie foarte bună, eliminând operațiile ulterioare de alezare.

Datorită acestor avantaje, metoda prelucrării cu vibrații a orificiilor adânci compensează investițiile cu introducerea dispozitivelor, asigurând în același timp și



creșterea substanțială a productivității muncii.

## **6.2. Introducerea vibrațiilor în procesul de așchiere cu ajutorul unui dispozitiv electromecanic**

În ultimul timp s-au dezvoltat dispozitivele electromecanice de joasă frecvență ( $10 \div 100$  Hz) care pot da mișcării vibratorii lucru mecanic mare, necesar unor operații ca strunjire, rodare prin vibronetezire, ecruisări cu role, etc. Aceste dispozitive prezintă marele avantaj pentru că parametrii mișcării vibratorii, frecvență și amplitudinea deplasării sculei, pot fi modificați într-o anumită plajă chiar în timpul funcționării dispozitivului, lucru care conduce spre posibilitatea automatizării procesului de așchiere cu vibrații. Este necesară automatizarea deoarece procesul de așchiere în sine este un fenomen tranzitoriu în timp, putând apare la un moment dat fenomenele de autovibrații (efect negativ) care trebuie înlăturat, acest lucru fiind posibil doar în cazul acestor dispozitive, când se poate interveni în mod automat, procesul fiind supravegheat de senzori și traductoare care măsoară tot timpul parametrii de așchiere și calitatea suprafețelor, informații transmise calculatorului de proces, calculator care poate da comenzi pentru ajustarea parametrilor până la revenirea la normal a procesului, intervenind în special asupra frecvenței și amplitudinii mișcării vibratorii. Asemenea ajustaje se pot face și manual de la tabloul de comandă al dispozitivului.

Aceste dispozitive au dezavantajul că necesită în plus un echipament de comandă. În cazul mașinilor moderne (tip CNC) acest echipament poate fi înglobat echipamentul electric al mașinii-unelte.

### **6.2.1. Descrierea standului experimental utilizat la introducerea vibrațiilor în procesul de așchiere**

În figura 6.1 este prezentat un dispozitiv electromecanic realizat la Universitatea Tehnică din Cluj Napoca [5] și modificat de autor în sensul adaptării unei noi portscule, pentru introducerea vibrațiilor axiale în procesul de strunjire.

Dispozitivul se compune din bobinele electromagnetice 1 și 2, întrefierul 3 plasat între cele două bobine, în întrefierul 3 este fixată portscula 5 cu șcula 6, iar pe portscula 5 este fixat cu un magnet traductorul 7. Întrefierul 3 este fixat pe placa de bază a dispozitivului prin intermediul a două arcuri lamelare 4 (fig.6.1.b). Placa de bază a dispozitivului este montată în locul saniei portcuțit a strungului.

Bobinele electromagnetice sunt alimentate de circuitele de forță 9 ale tabloului de comandă, care prin magnetizare și demagnetizare succesivă vor atrage întrefierul într-o parte sau alta imprimând întrefierului o mișcare alternantă sinusoidală prin intermediul arcurilor 4, respectiv sculei 6.

Pornirea și oprirea alimentării tabloului de comandă se face prin intermediul butonului 11. Comanda mișcării oscilatorii a întrefierului între cele două bobine se face practic prin frecvența de magnetizare a celor două bobine prin intermediul plăcii de comandă 10. Modificarea mărimii frecvenței se face cu ajutorul butonului 12 al plăcii de comandă 10, iar reglarea amplitudinilor în cadrul fiecărei frecvențe se face

prin intermediul butonului 13 al plăcii de comandă 10.

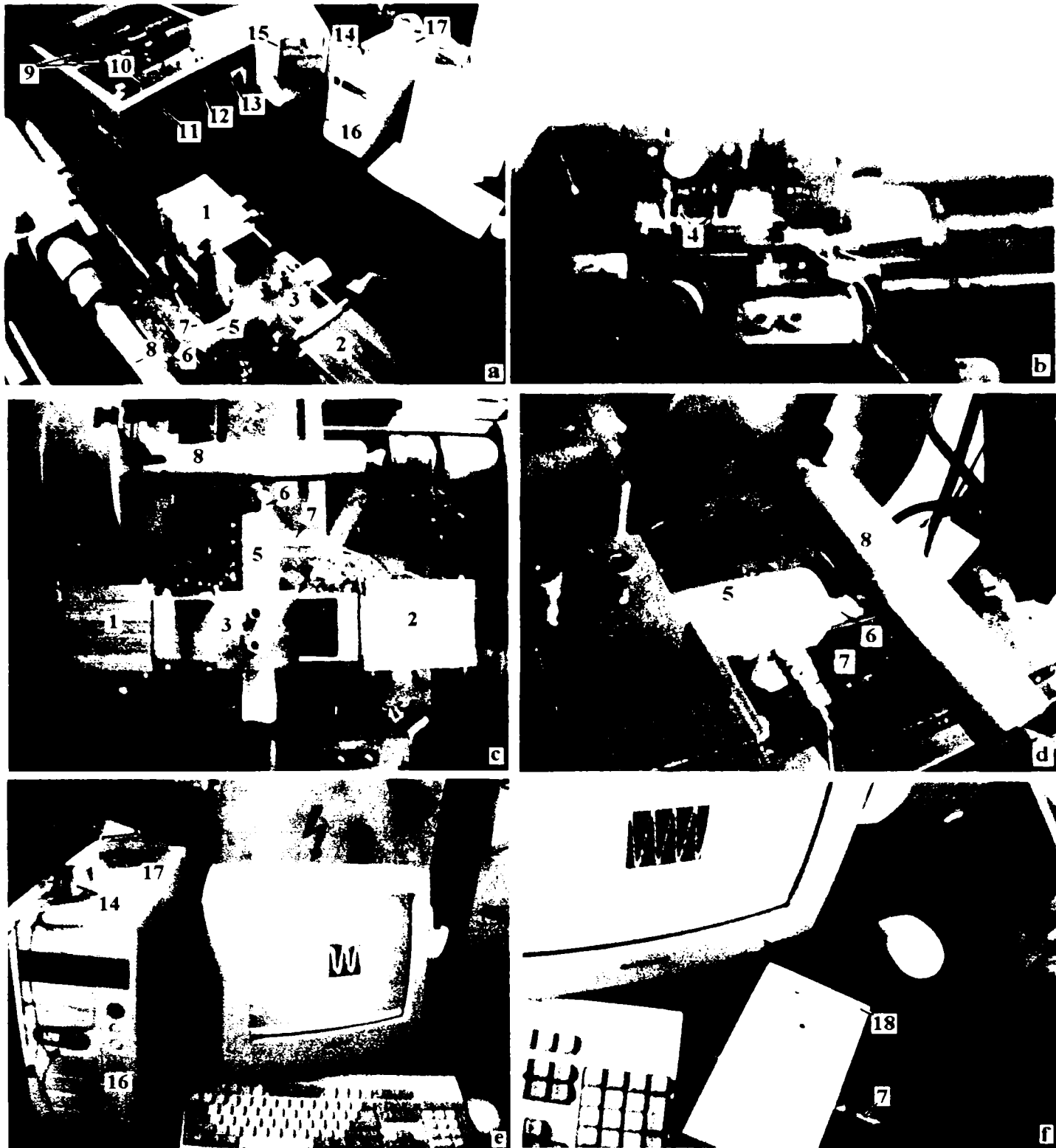


Fig. 6.1. Stand cu dispozitiv electromecanic pentru strunjirea cu vibrații axiale.

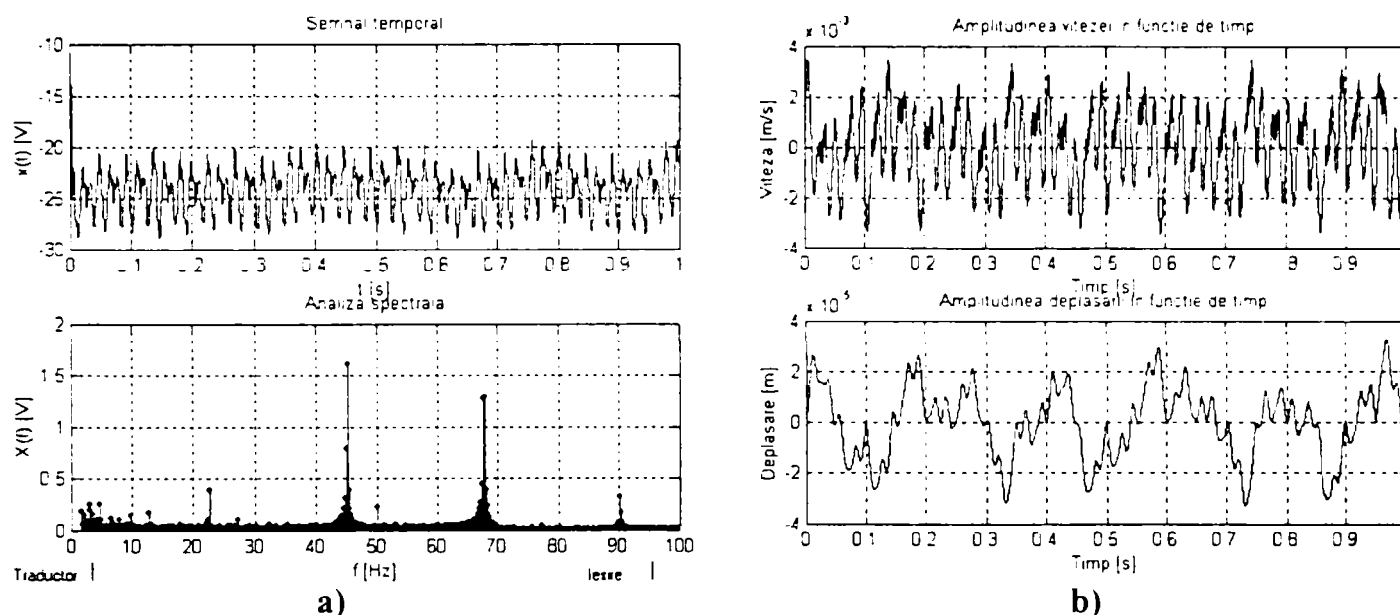
Pentru verificarea mișcării vibratorii a dispozitivului la mersul în gol s-a utilizat un accelerometru 7 tip KD 42 cuplat la placa de achiziții de date tip PCI 1200 (National Instruments) al calculatorului 16 prin intermediul amplificatorului de semnal 14 și dispozitivului electronic de legătură 17 cu placa de achiziții de date al calculatorului. Amplificatorul de semnal (în tensiune) este alimentat de la sursa de curent continuu 15. Etalonarea accelerometrului s-a făcut cu masa vibratoare etalon 18 figura 6.1.f. Prin intermediul plăcii de comandă 10 și accelerometrului 7 s-ar putea introduce regimul de funcționare automată a mișcării vibratorii prin intermediul calculatorului 16.



Regimul vibrator de funcționare în gol al dispozitivului pentru diferite frecvențe și amplitudini se poate vedea în diagramele prezentate în Anexa 8. Diagramele spectrelor de frecvență au fost trasate cu ajutorul programului „an\_spec” (analiză spectrală) prezentat în Anexa 10, utilizând funcția „FFT” (Transformata Rapidă Fourier) a programului **MATLAB**<sup>®</sup>, iar diagramele vitezelor și deplasărilor s-au trasat utilizând blocul de integrare a funcției **Simulink** al programului **MATLAB**<sup>®</sup>.

Dispozitivul poate lucra în domeniul  $12 \div 100$  Hz și amplitudini cuprinse între  $0,005 \div 0,7$  mm. În plaja fiecărei frecvențe se pot regla mai multe amplitudini pentru o funcționare stabilă, de exemplu: pentru  $f = 15$  Hz amplitudinile se pot regla de la 0,02 la 0,3 mm;  $f = 55$  Hz,  $A_v = 0,02 \div 0,6$  mm. Pentru unele valori ale frecvenței și amplitudinilor s-au înregistrat funcționări tranzitorii și din acest motiv s-a trecut la determinarea regimurilor de funcționare stabilă (Anexa 8) a dispozitivului.

Din analiza spectrelor de frecvență se poate constata că dispozitivul la frecvențe  $f < 47$  Hz, prezintă armonici parazite înaintea semnalului și armonici rezonante după semnalul de bază figura 6.2 (fig. A.8.2.2.a. din Anexa 8). Semnalul temporal vizualizat are o formă aproximativ sinusoidală, datorită faptului că mișcarea vibratorie a suportului 5 al cuțitului este comandată prin intermediul bobinelor 1 și 2 și suportii elastici 4 ai dispozitivului.



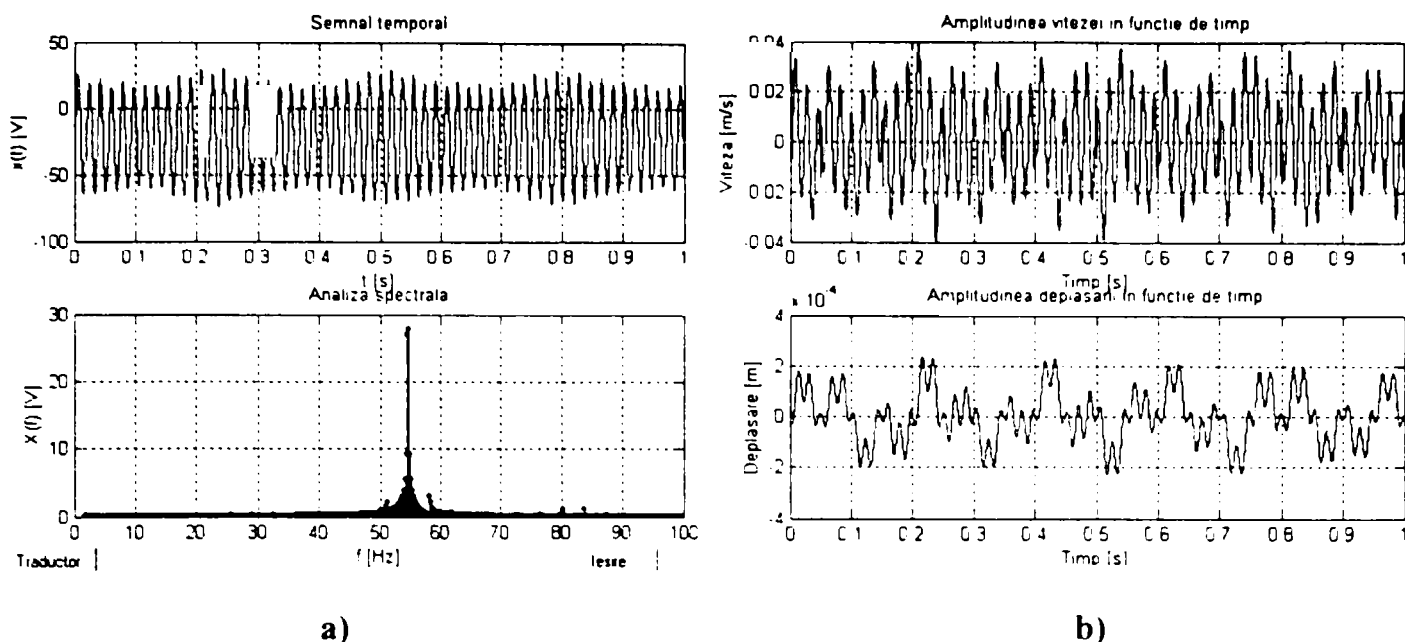
**Fig. 6.2. Frecvența testată:  $f=23,1$  Hz: a) - amplitudinea accelerațiilor și spectrul frecvenței; b) - viteza și deplasarea vibrației.**

Odată cu creșterea frecvenței mișcării, se constată că armonicile parazite se atenuează foarte mult începând cu frecvența  $f=31$  Hz (fig. A.8.3.1 din Anexa 8), astfel la frecvența  $f=55$  Hz aproape că dispar. La fel se întâmplă cu armonicile rezonante, astfel că semnalul de bază este predominant figura 6.3 (fig.A.8.6.1 din Anexa 8).

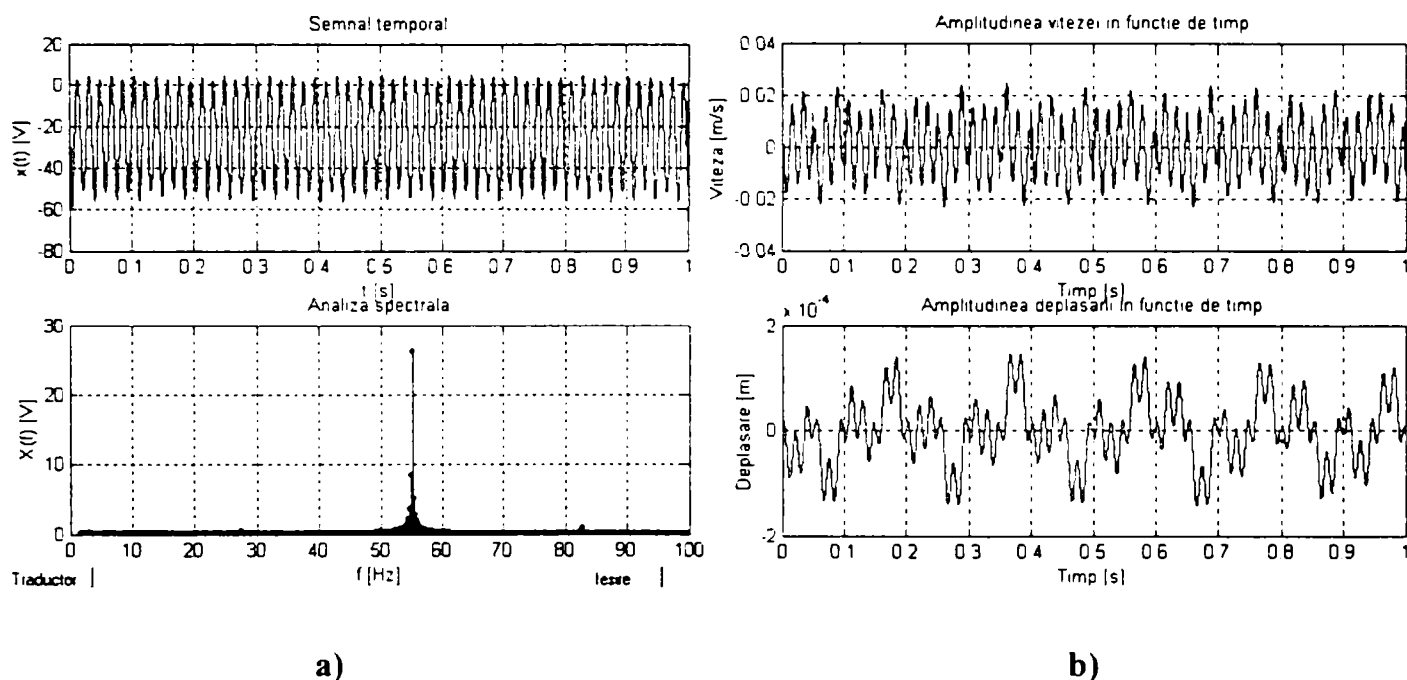
Semnalele prelucrate în Anexa 8 au fost achiziționate timp de trei secunde, prin intermediul plăcii de achiziții PCI 1200 și reprezentate grafic pe durata de o secundă, pentru a putea vedea spectrul frecvenței cât și configurația semnalului temporal (accelerațiile).

În urma măsurătorilor se constată că dispozitivul prezentat în figura 6.1 are o stabilitate bună (acceptabilă) pentru frecvențe mai mari de 47 Hz, figura 6.4

(fig.A.8.6.5. din Anexa 8).



**Fig. 6.3. Frecvența testată:  $f = 55$  Hz; a) - amplitudinea accelerațiilor și spectrul frecvenței; b) - viteza și deplasarea vibrației.**



**Fig. 6.4. Frecvența testată:  $f = 55,4$  Hz; a) - amplitudinea accelerațiilor și spectrul frecvenței; b) - viteza și deplasarea vibrației.**

În cazul din figura 6.4 semnalul temporal înregistrat este aproape o sinusoidă perfectă, spectrul frecvenței arată că dispozitivul vibrează cu frecvența impusă, iar viteza și deplasarea vibrației se încadrează în valori constante și periodice, ceea ce arată o funcționare bună a dispozitivului la această frecvență.

## 6.2.2. Experimentări privind strunjirea cu vibrații axiale a materialelor cu plasticitate ridicată

În cadrul experimentelor privind strunjirea cu vibrații axiale a materialelor cu plasticitate mare, s-au urmărit două aspecte și anume: calitatea suprafețelor rezultate, modul de formare și fragmentare al așchilor. Ca materiale reprezentative s-au folosit

un oțel cu conținut scăzut de carbon (oțel Armco) și un eșantion de cupru fără oxigen (cuprul OFHC), materiale care în condiții de așchiere obișnuită dau așchii lungi de tip panglică dreaptă, panglică încurcată, torsadă, spirale, tubulare (fig.4.7 a, b, c, d, cap.4.2), în funcție de regimurile de așchiere și forma feței de degajare a sculei. Proprietățile mecanice ale celor două materiale sunt prezentate în cap.4.1, amândouă materialele sunt dificil de prelucrat prin așchiere datorită tendinței de a forma material de adaos prin adeziune și difuziune pe tăișul sculei, iar în cadrul operațiilor de finisare, (rectificare), îmbâcsesc pietrele de rectificat, fiind greu de obținut calitate superioară a suprafețelor.

Din literatura de specialitate [1, 2, 3, 29, 32, 35, 52, 59, 86, 92, 127] sunt cunoscute regimurile optime de așchiere obișnuită pentru astfel de materiale, regimuri cu productivitate scăzută, datorită numeroaselor precauții care trebuiesc luate: lichide de răcire aduse în zona de așchiere, spărgătoare de așchii montate pe partea activă, întreruperi ale procesului pentru evacuarea manuală a așchiilor. Problematic este în special prelucrarea cuprului, care datorită proprietății mai aparte de „frecarea internă”, fenomen, datorită căruia energia de vibrație se transformă în căldură [63], suplimentând astfel cantitatea de căldură în zona de așchiere. Acest lucru va accentua fenomenele adezionale și de difuzie la nivelul tăișului sculei, ceea ce conduce la înrăutățirea formării și degajării așchiei din zona de așchiere prin creșterea plastifierii materialului așchiei. Temperatura de topire scăzută a cuprului (1083 °C) conduce și ea la accentuarea acestor fenomene.

Datorită acestor fenomene care au loc în timp, se impune aplicarea unor procedee de prelucrare prin așchiere care să conducă la întreruperea fluxului de căldură degajată în zona așchierii. O astfel de metodă este strunjirea discontinuă cu vibrații axiale, când scula iese din așchiere pentru scurt timp, timp în care LUR răcește zona de lucru și ajută la degajarea mai rapidă a așchiilor calde din zona de așchiere.

Având în vedere că regimurile de așchiere optime sunt cunoscute din literatura de specialitate [127] și că o serie întreagă de ipoteze de așchiere au fost eliminate pe baza simulării rugozității suprafețelor (cap.5.3), experimentele s-au desfășurat pentru cel mai bun regim de așchiere recomandat pentru a obține cea mai bună calitate a suprafeței. De asemenea experimentul a fost făcut pentru a testa atât regimul optim de vibrație al dispozitivului, cât și urmărirea realizării unor regimuri optime de așchiere cu vibrații pentru prelucrarea celor două tipuri de materiale în urma cărora să se obțină o calitate a suprafeței cel puțin egală cu cea de la așchiera obișnuită cât și o fragmentare adecvată a așchiilor. Pentru experimentări s-au folosit două epruvete cu dimensiunile de  $\phi 61 \times 350$  [mm] din cele două materiale, schema de lucru fiind cea prezentată în figura 6.1. Regimurile de așchiere folosite: turația  $n=630$  [rot/min]; adâncimea de așchiere  $u=1$  [mm]; avansul  $s_0 = 0,056$  [mm/rot]; parametrii geometrici ai cuțitului: unghiul de degajare  $\gamma=8^\circ$ ; unghiurile de așezare  $\alpha=\alpha_1=12^\circ$ ; unghiul de atac principal  $\chi=\chi_1=45^\circ$ , raza la vârf a sculei  $r = 0,02$  [mm] pentru a putea fi considerată apropiată de modelul teoretic de cuțit fără rază, așchiere fără LUR.

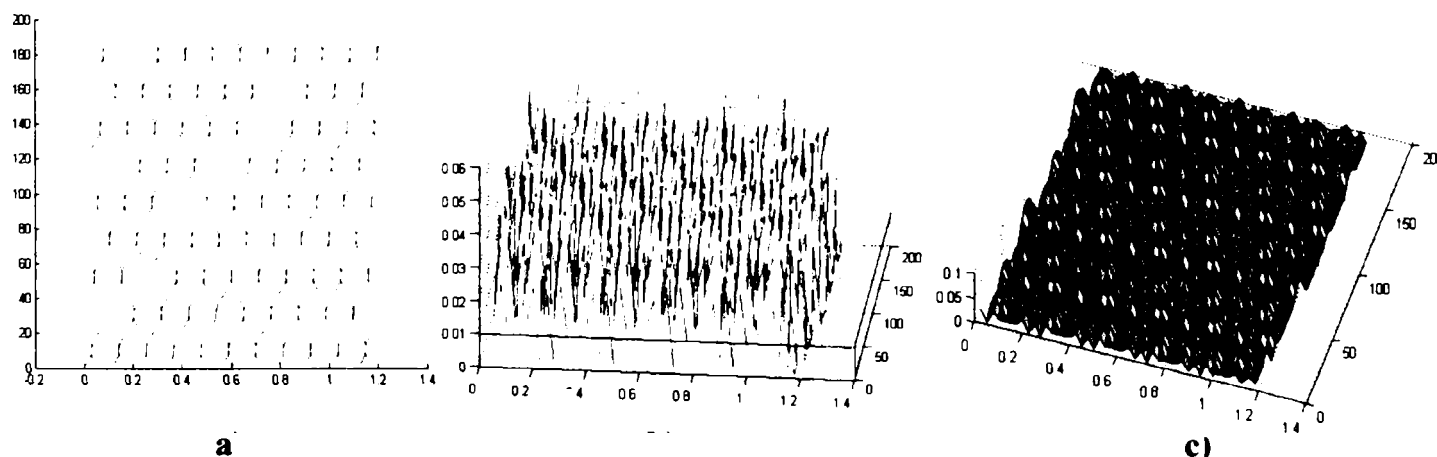
În urma testelor dispozitivului electromecanic, a rezultatelor măsurătorilor prezentate parțial în Anexa 8 și a concluziilor la care s-a ajuns, pentru experimentările practice s-a ales ca fiind mai concludente regimurile de vibrații date

în tabelul 6.1. În cadrul fiecărei frecvențe s-au ales câte trei amplitudini: mai mari decât avansul  $s_0$ , egale cu avansul  $s_0$  și mai mici decât avansul  $s_0$ . Frecvențele și amplitudinile au fost alese astfel ca să nu dea perioade sau lungimi de undă numere întregi la așezarea lor pe lungimea desfășurată a suprafeței de prelucrat.

**Tabelul 6.1. Valorile frecvențelor și amplitudinilor alese pentru experimente.**

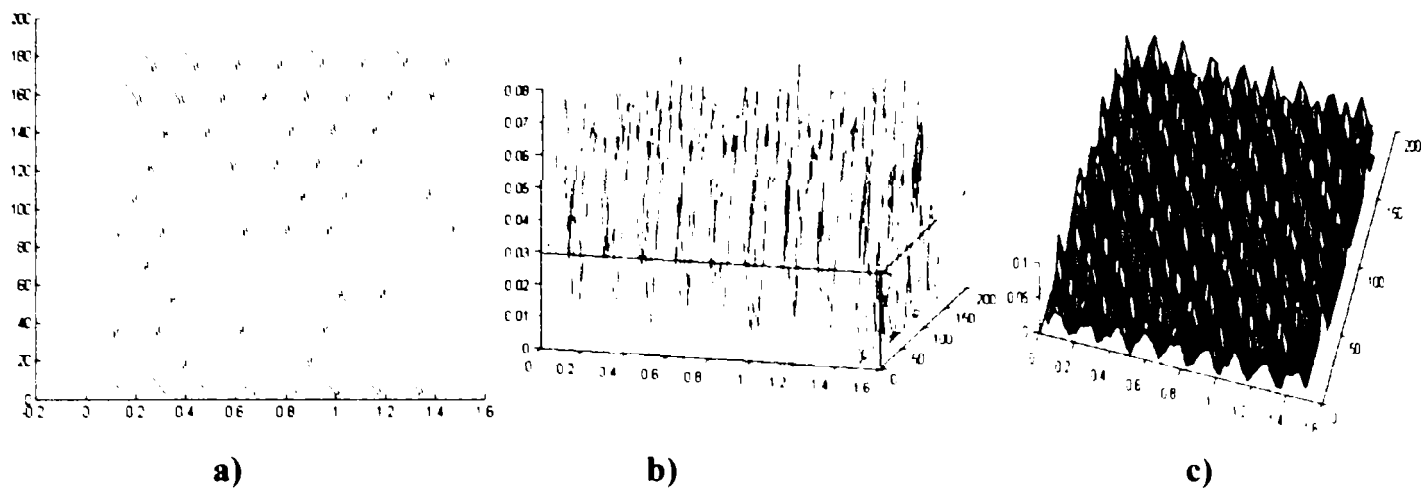
Nr. Crt.	Frecvență [Hz]	Amplitudinea de mișcare cuțitului $A_x$ [mm]
1.	16,6	0,26
		0,056
		0,028
2.	22,8	0,16
		0,056
		0,028
3.	31,4	0,24
		0,056
		0,028
4.	38,6	0,14
		0,056
		0,028
5.	47,4	0,25
		0,07
		0,028
6.	54,6	0,4
		0,056
		0,028

Cu datele din tabelul 6.1 s-a efectuat o nouă simulare pentru verificarea alegerii regimului de lucru cu noile date. În Anexa 9 sunt prezentate rezultatele simulării numerice a traiectoriilor vârfului sculei, aspectul rugozităților obținute cu programul „rug\_vibr5” prezentat în subcapitolul 4.5. și Anexa 2. În figurile A.9.1.1.a.÷A.9.6.3.a. sunt prezentate traiectoriile vârfului sculei, în figurile numerotate A.9.1.1.b.÷A.9.6.3.b. sunt reprezentate rugozităților prin funcția „mesh” iar în figurile numerotate A.9.1.1.c.÷A.9.6.3.c. aspectul rugozităților reprezentate prin funcția „surf”. Frecvențele și amplitudinile utilizate sunt trecute sub fiecare set de figuri. Din analiza simulării traiectoriilor vârfului cuțitului și a rugozităților simulate rezultă că cele mai bune regimuri de vibrații pentru a obține cea mai bună rugozitate a suprafeței este cel cu  $f=47,4$  Hz și  $A_x=0,028$  [mm], figura 6.5 (fig. A.9.5.3 din Anexa 9), urmat de  $f=38,6$  Hz și  $A_x=0,056$  [mm], figura 6.6 (fig.A.9.4.2 din Anexa 9)



**Fig. 6.5. Simularea mișcării vibratorii cu  $f=47,4$  Hz și  $A_x=0,028$  [mm]; a) – traiectorii ale cuțitului; b) – rugozitate reprezentată cu „mesh”; c) - rugozitate reprezentată cu „surf”.**





**Fig. 6.6. Simularea mișcării vibratorii cu  $f=38,6$  Hz și  $A_x=0,056$  [mm]; a) – traiectorii ale cuțitului; b) – rugozitate reprezentată cu „mesh”; c) - rugozitate reprezentată cu „surf”.**

Din figurile 6.5.b. și 6.6.b. se poate estima că înălțimea medie a rugozității este de aproximativ 0,03 [mm], iar din figurile 6.5.c. și 6.6.c. că dispunerea microneregularităților se va face în mod uniform. De asemenea trebuie observat din Anexa 9 că la aceeași frecvență (fig.A.9.5.1) dar cu amplitudine mai mare decât avansul de lucru vor apare praguri cu rugozități mai mari, suprafața va avea aspect de șa, înălțimile mari corespund începutului și sfârșitului mișcării vibratorii acuitului. În această situație este necesar ca operația de strunjire să înceapă în afara suprafeței de lucru și să se termine la fel cu cel puțin  $3s_0$ .

Experimentările s-au făcut folosind dispozitivul electromecanic descris în subcapitolul 6.2.1. Aparatura pentru achiziția datelor fiind accelerometrul tip KD 42 (Metra Meß), placa de achiziții de date PCI 1200 (National Instruments) și calculatorul PC Pentium III (standul din figura 6.1).

Folosind strungul paralel SNA 630, același dispozitiv, același semifabricat cu același tip de prindere a semifabricatului și având în vedere că suportul de prindere a sculei este destul de rigid, s-a considerat că răspunsurile dinamice ale sistemului elastic mașină-unealtă-dispozitiv-piesă-sculă, au o influență neglijabilă asupra prelucrărilor la regimurile de așchiere considerate.

În timpul prelucrării cu vibrații semnalul a fost achiziționat prin intermediul accelerometrului și prelucrat cu ajutorul programului „an\_spec1” folosind funcția „FFT” a programului MATLAB®. Programul sursă „an\_spec1” este prezentat în Anexa 10. Semnalul vibrator este convertit de accelerometru în unități de tensiune electrice și care tensiuni sunt convertite de către placa de achiziție de date în unități digitale (bit), putând fi stocate în fișiere informatice. Astfel pentru fiecare încercare s-a constituit un fișier, care ulterior poate fi prelucrat pentru a obține graficele accelerațiilor, spectrului de frecvențe, vitezei și deplasării vibrațiilor înregistrate, cu ajutorul programelor elaborate în acest scop, folosind funcțiile programului MATLAB®.

Programul „an\_spec 1” este de fapt o suită de trei programe care se lansează unul pe celălalt astfel: „an\_spec 1” deschide interfața grafică, prin funcția „Run” se lansează programul „an\_spec 3”, program care vizualizează fișierele achiziționate, permite selectarea fișierului de date care urmează a fi prelucrat cu funcția „FFT” și

lansează în execuție programul „an\_spec 5”. Programul „an\_spec 5” prelucrează prin funcția „F F T” semnalul selectat anterior, în vederea obținerii spectrului de frecvențe care compune semnalul achiziționat.

Datele din fișiere sunt utilizate apoi pentru obținerea graficelor vitezei și deplasărilor semnalului prin integrare succesivă. Integrând prima dată se obține viteza, iar integrând a doua oară se obține deplasarea, iar în final prin apelarea funcției grafice se vor obține pe ecranul monitorului graficele vitezei și deplasării împreună.

Integrarea în programul MATLAB<sup>®</sup> se face prin utilizarea unor module funcționale ale funcției „SIMULINK” rezultând o schemă de integrare a datelor. Schema de integrare pentru viteză se poate vedea în figura 6.7., iar cea utilizată pentru integrarea a doua pentru obținerea deplasării în figura 6.8.

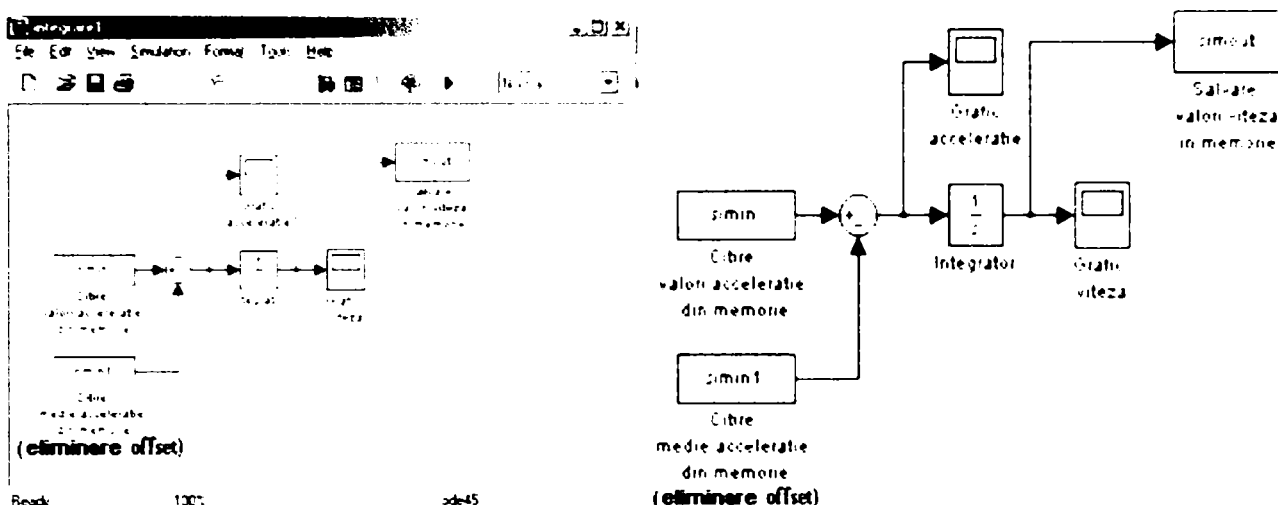


Fig. 6.7. Modul de integrare 1 pentru viteze.

În figura A11.7.d din Anexa 11 se poate vedea semnalul vibrațiilor prelucrat în accelerație și spectru de frecvență pentru cazul în care dispozitivul a fost blocat (din afară nu s-au mai introdus oscilații forțate), iar în figura A11.7.d<sub>1</sub> se pot vedea viteza și deplasările aceluiași semnal. Acest semnal a fost înregistrat cu păstrarea regimurilor de așchiere și a parametrilor geometrici ai sculei identici cu cei de la așchiera cu vibrații. După terminarea prelucrării datelor programul „an\_spec 5” afișează graficele accelerațiilor și a spectrelor de frecvențe (fig. A.11.1.a, b, c ÷ A.11.6.a, b, c din Anexa 11 pentru oțelul Armco și fig. A.14.1.a, b, c ÷ A.14.6.a, b, c din Anexa 14 pentru cuprul OFHC).

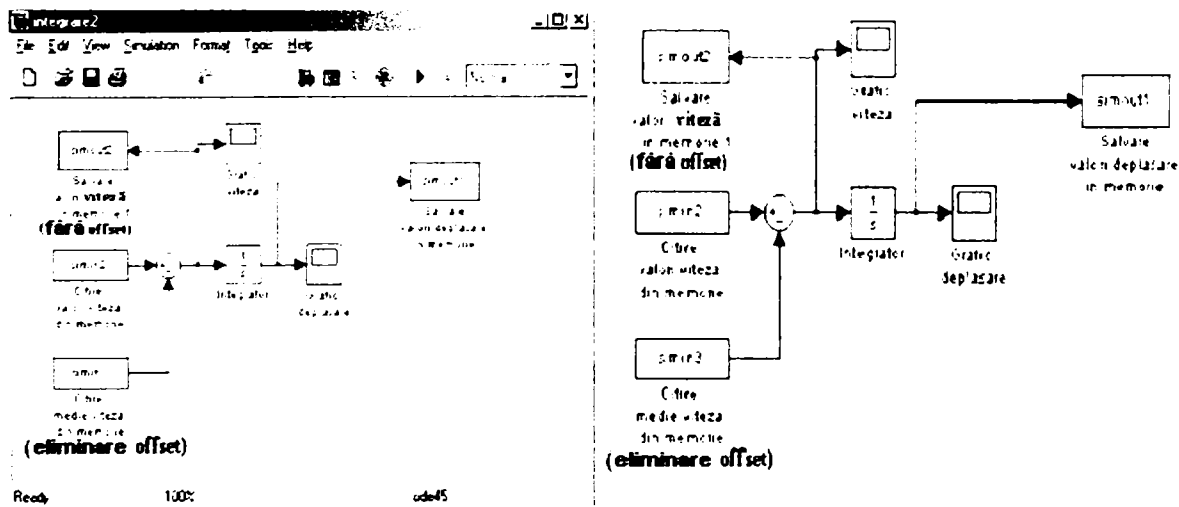


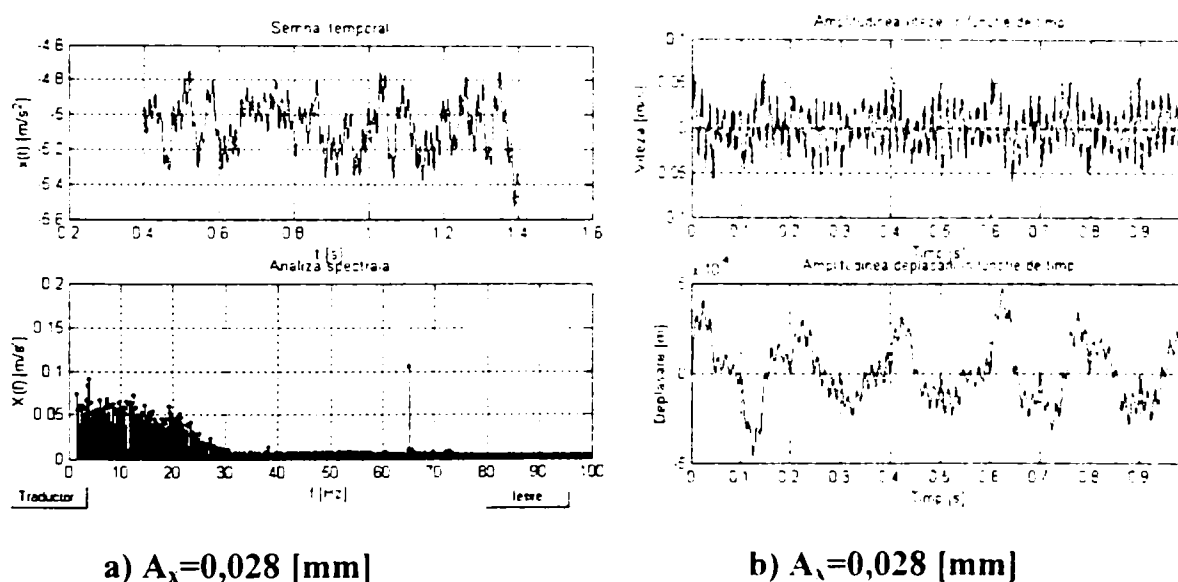
Fig. 6.8. Modul de integrare 2 pentru deplasări.



După terminarea calculului de integrare se afișează graficele vitezelor și a deplasărilor vibrațiilor figurile A.11.1.a<sub>1</sub>, b<sub>1</sub>, c<sub>1</sub> ÷ A.11.6.a<sub>1</sub>, b<sub>1</sub>, c<sub>1</sub> din Anexa 11 pentru oțelul Armco și figurile A.14.1.a<sub>1</sub>, b<sub>1</sub>, c<sub>1</sub> ÷ A.14.6.a<sub>1</sub>, b<sub>1</sub>, c<sub>1</sub> din Anexa 14 pentru cuprul OFHC.

Din analiza graficelor se constată că procesul de așchiere este un proces oscilatoriu prezentând fenomenul de autovibrație datorită sistemului elastic mașină-dispozitiv-piesă-sculă. Diagramele spectrelor de frecvență arată că frecvențele rezultate în procesul de așchiere cu vibrații al oțelului Armco sunt cuprinse în majoritatea cazurilor experimentate de la 0.5 la 30 Hz, chiar și pentru așchieră obișnuită (fig. A.11.7.d din Anexa 11). Datorită faptului că cele două mișcări oscilatorii sunt defazate, între ele vor apare amortizări ale mișcării oscilatorii introduse din afară (a oscilației forțate), împiedicându-se astfel pericolul intrării în rezonanță, fenomen negativ în procesul de așchiere sub toate aspectele, calitate proastă a suprafețelor, durabilitate scăzută a sculelor, iar în unele cazuri distrugeri ale sculelor și rebutarea pieselor.

Valorile cele mai scăzute ale amplitudinilor frecvențelor în cazul strunjirii cu vibrații a oțelului Armco sunt pentru  $f=38,6$  Hz și  $A_x=0,028$  mm, figura 6.9 (fig.A.11.4.c și c<sub>1</sub> din Anexa 11, iar viteza și deplasarea își mențin forma aproape sinusoidală. Comparativ aceste valori sunt apropiate de parametrii așchierii obișnuite.



a)  $A_x=0,028$  [mm]

b)  $A_x=0,028$  [mm]

**Fig. 6.9.** Accelații, viteze și deplasări măsurată la amplitudinile  $A_x$  și frecvența  $f=38,6$  Hz  
a) – accelerații și spectrul frecvențelor; b) – viteze și deplasări.

Pentru a vizualiza traiectoriile efective ale cuțitului pe suprafața piesei, epruvetele prelucrate au fost observate cu ajutorul microscopului pentru analiza microscopică a suprafețelor tip „Citival” în laboratorul de Studiul materialelor al Facultății I.M.T. din Universitatea Oradea. Imaginile au fost preluate de la microscop cu o cameră video digitală color tip Trust „Space @M” adaptată microscopului de autor (fig.6.10) și conectată la un calculator PC Pentium III 900 MHz. Imaginile suprafețelor pentru regimurile de frecvență și amplitudini impuse la prelucrarea oțelului Armco se pot vedea în figurile A12.2.1÷A.12.7.3 din Anexa 12. În figura 6.11 (fig.A.12.1 din Anexa 12) este redată imaginea suprafeței prelucrate cu dispozitivul blocat (strunjire obișnuită). Mărirea imaginilor s-a făcut de 25 de ori.



**Fig. 6.10. Achiziția imaginilor suprafețelor prelucrate cu vibrații.**

Asupra imaginilor se pot face aprecieri calitative și mai puțin cantitative, se pot observa clar traiectoriile vârfului cuțitului pe porțiuni limitate de suprafața (de formă cilindrică) datorită câmpului de observare a microscopului, constatându-se gruparea traiectoriilor în zone cu densitate mai mare, în care înălțimea rugozităților este mai mică, și zone care au densitate mai mică, asemănătoare cu traiectoriile dispozitivului blocat, în care înălțimea rugozităților este mare. Se mai pot observa că traiectoriile sculei se întretaie, ceea ce demonstrează că dispozitivul a funcționat în parametrii de vibrație programați.

Din analiza imaginilor (Anexa 12) rezultă că la regimuri de vibrații:  $f=16,6$  Hz  $A_x=0,24$  [mm] (fig.A.12.2.1);  $f=16,6$  Hz,  $A_x=0,056$  [mm] (fig.A.12.2.2);  $f=22,8$  Hz  $A_x=0,056$  [mm] (fig.A.12.3.2);  $f=22,8$  Hz  $A_x=0,028$  [mm] (fig.A.12.3.3);  $f=47,4$  Hz  $A_x=0,028$  [mm] (fig.A.12.6.3), urmele traiectoriilor vârfului cuțitului pe aceste suprafețe sunt neuniforme, materialul suprafeței prezintă smulgeri, particule de material lipite, fenomene care conduc la înălțimi mari și neuniformități a rugozităților suprafeței prelucrate. Cele mai reprezentative suprafețe de acest tip sunt prezentate în figurile 6.12 (fig.A12.2.1 din Anexa 12) și 6.13 (fig.A12.3.3 din Anexa 12).



**Fig.6.11. Așchiere obișnuită. (x25).**



**Fig.6.12. Așchiere cu  $f=16,6$  Hz;  $A_x=0,24$  mm.(x25).**



**Fig.6.13. Așchiere cu  $f=22,8$ Hz;  $A_x=0,028$  mm.(x25).**

Imaginile din figurile 6.14 (fig.A.12.5.2 din Anexa 12) și 6.15 (fig.A.12.7.2 din

Anexa 12) arată o uniformitate a distribuției urmelor vârfului sculei pe suprafața prelucrată, traiectorii fără smulgeri de material și particule lipite, ceea ce conduce la o uniformizare a suprafeței înălțimilor rugozităților pe suprafața prelucrată.



**Fig.6.14. Așchiere cu  
f=38,6 Hz;  $A_x=0,056$  mm. (x25)**



**Fig.6.15. Așchiere cu  
f=54,6 Hz;  $A_x=0,056$  mm. (x25)**

Pentru stabilirea cantitativă a înălțimii rugozităților s-a procedat la măsurarea efectivă a tuturor suprafețelor rezultate în urma prelucrării cu regimurile de așchiere amintite. Măsurarea s-a efectuat cu rugozimetrul Taylor Hobson tip Surtronic 2, în laboratorul de metrologie a societății SC „Stimin” S.A Oradea. Rezultatele măsurării rugozităților pentru regimurile de așchiere al oțelului Armco sunt prezentate în tabelul 6.2.

Rugozitatea  $R_a^{vb}$  este exprimată în [ $\mu\text{m}$ ], iar rugozitatea  $R_z^{vb}$  calculată pe baza rugozității  $R_a^{vb}$  măsurate va rezulta în [ $\mu\text{m}$ ]. Între cele două moduri de măsurare a rugozității există relația de calcul:

$$R_z \cong 4,5 \cdot R_a^{0,97} [\mu\text{m}]. \quad (6.1)$$

În tabelul 6.2 rugozitatea  $R_z^{vb}$  este exprimată prin transformarea [ $\mu\text{m}$ ] în [mm], pentru a putea face mai ușor comparațiile cu rugozitățile simulate cu programul „rug\_vibr 5”, rugozități care în acest caz sunt calculate în [mm].

După efectuarea măsurării rugozităților se poate constata că în cea mai mare măsură aprecierile făcute asupra calității suprafețelor au fost corecte, dar există desigur și o anumită marjă de eroare, marjă a cărei mărime este puternic influențată de experiența operatorului uman. Din analiza datelor din tabelul 6.2 rezultă că cea mai bună calitate a suprafeței prelucrate cu dispozitivul vibrator prezentat, în cazul oțelului Armco este corespunzător regimului de oscilații  $f=38,6$  Hz și  $A_x=0,056$  [mm] (fig.6.14), lucru de altfel ușor de observat și din Anexa 9 (fig 6.5.b) și (fig 6.5.c), unde se poate observa că linia medie a rugozității este trasată la înălțimea  $R_z^{vb}=0,03$  [mm] iar calculată în urma măsurării  $R_z^{vb}=0,0288$  [mm] valori apropiate (fig 6.5.b), iar din figura 6.5.c se observă o uniformitate a distribuției înălțimilor rugozității pe suprafața prelucrată.

**Tabelul 6.2. Înălțimea rugozității măsurate la așchiera cu vibrații a oțelului Armco.**

Nr. crt.	Frecvență [Hz]	Amplitudini $A_v$ [mm]	Rugozitate măsurată $R_a^{vb}$ [ $\mu$ m]	Rugozitate calculată $R_z^{vb}$ [mm]
1.	Dispozitiv blocat	---	12	0.0501
2.	f=16.6	0.24	14	0.0582
		0.056	17	0.0702
		0.028	8	0.0338
3.	f=22.8	0.16	12	0.0501
		0.056	17.5	0.0722
		0.028	9.4	0.0395
4.	f=31.4	0.24	13	0.0541
		0.056	12	0.0501
		0.028	12.5	0.0514
5.	f=38.6	0.14	11	0.0460
		0.056	6.8	0.0288
		0.028	9.8	0.0418
6.	f=47.4	0.25	12	0.0501
		0.07	12	0.0501
		0.028	17	0.0702
7.	f=54.6	0.4	12	0.0501
		0.056	7.2	0.0305
		0.028	8.4	0.0346

Valorile mari ale rugozităților pot fi explicate prin faptul că în timpul așchierii nu s-au introdus factori suplimentari de îmbunătățire ai așchierii (LUR; ascuțire suplimentară a sculei, etc.), de asemenea ei nu au fost luați în calcul nici în cazul simulării, deoarece se știe că prin introducerea acestora calitatea suprafețelor crește, dar în același timp cresc și costurile.

Alt obiectiv urmărit concomitent cu calitatea a fost fragmentarea așchiilor, aspect deosebit de important la prelucrarea materialelor cu plasticitate mare, atât la prelucrări pe mașini clasice cât și pe cele automate (C.N.C.). Fragmentarea așchiilor poate constitui în acest caz un criteriu de creștere a productivității muncii: nefiind nevoie de opriri repetate pentru înlăturarea așchiilor, crește durabilitatea sculelor, evacuarea așchiilor se poate automatiza. Printr-o evacuare mai rapidă din zona de așchiere scade temperatura în zonă făcând posibilă o creștere a vitezei de așchiere și a avansului de lucru.

În timpul experimentului s-au prelevat așchii pentru fiecare regim de lucru. Forma și aspectul acestora se pot vedea în Anexa 13 Imaginile așchiilor au fost luate cu ajutorul camerei video color tip Trust „Space@M” și apoi stocate sub formă de fișiere în calculatorul PC Pentium III 900 MHz.

În Anexa 13 figura A.13.1 (fig.6.16.a) se pot vedea eșantioane de așchii rezultate în cazul în care dispozitivul a fost blocat (funcționare fără vibrații), iar în A.13.5.2 (fig. 6.16.b) eșantioane de așchii la prelucrarea cu vibrații în cazul obținerii celei mai bune suprafețe (fig.6. 14. Pe partea exterioară opusă celei de contact cu scula, se pot vedea liniile de deformare apărute ca urmare a deformării prin alunecare și comprimare a materialului. Forma așchiilor sunt de tip bandă, lucioase în zona de contact cu suprafața de degajare a sculei și aspect zimțat pe fața liberă(exterioară). Din analiza imaginilor se poate observa că odată cu creșterea frecvențelor de lucru

are loc o scurtare a așchiilor (fragmentări mai dese în unitate de timp) și creștere a lungimii fragmentelor de așchii odată cu scăderea amplitudinii mișcării oscilatorii la aceeași frecvență de lucru. Pe suprafața exterioară a așchiei se observă o îngroșare (protuberanță) a secțiunii așchiei corespunzătoare intrării sculei în așchiere (grosime maximă  $a_1^{\max}$ ), în această zonă are loc o comprimare puternică a materialului așchiei datorită suprapunerii vitezei de avans cu viteza de deplasare a mișcării vibratorii, după care urmează o zonă conică cu pantă în descreștere, respectiv descreșterea grosimii așchiei spre grosimea minimă ( $a_1^{\min}$ ) corespunzătoare retragerii sculei din așchiere datorită depalsărilor mișcării vibratorii.



**Fig. 6.16. Așchii rezultate la prelucrarea oțelului Armco: a) la aschiera obișnuită; b) la aschiera cu vibrații.**

În porțiunea de secțiune minimă așchiile se vor rupe datorită propriei greutate și a frecărilor care au loc între sculă-așchie și așchie-materialul semifabricatului. O fragmentare sigură a așchiilor se produce la amplitudini ale mișcării vibratorii mai mari decât avansul de lucru  $s_0$ , caz în care scula iese practic din așchiere, întrerupând procesul de formare a așchiilor.

Încercări similare au fost făcute și pentru strunjirea cu vibrații axiale cu dispozitivul prezentat în figura 6.1. în cazul prelucrării cuprului fără oxigen (OFHC).

Regimurile de prelucrare a acestui material prin așchiere sunt amintite în literatura de specialitate sporadic, deoarece este considerat un material strategic, utilizat mult în electronica de putere, tehnica vidului, industria nucleară.

Regimurile de lucru au fost păstrate aceleași ca și pentru oțelul Armco, fiind un material cu plasticitate mare înlocuindu-se doar calitatea plăcuței cuțitului, (s-a folosit plăcuță K40). Geometria sculei a rămas aceeași, precum regimurile de așchiere, datorită proprietăților de așchiere asemănătoare: tendința de a forma ușor tăiș de adaos, plasticitate mare, aderarea la materialul sculei și la suprafața prelucrată formarea unor așchii lungi de tip încălțit (fig.4.7.b) greu de îndepărtat din zona de așchiere, transmiterea rapidă a căldurii în piesă din zona de așchiere.

Așchiera s-a desfășurat fără a introduce factori suplimentari de îmbunătățire a calității (fără LUR). De asemenea s-a urmărit modul de formare și fragmentare a așchiilor.

Graficele accelerațiilor, spectrelor de frecvență, vitezelor și deplasărilor se pot vedea în Anexa 14, prezentate în mod similar ca și în cazul oțelului Armco.

Din analiza spectrelor de frecvență se poate constata că în domeniul frecvențelor joase figura 6.17 (fig.A.14.2 din Anexa 14) armonicile parazite sunt situate sub nivelul semnalului de bază (fig.A.14.1.a și fig.A.14.2.a din Anexa 14) și



că odată cu scăderea amplitudinii acestea cresc (fig.A.14.1.b, c și fig.A.14.2.b, c din Anexa 14).

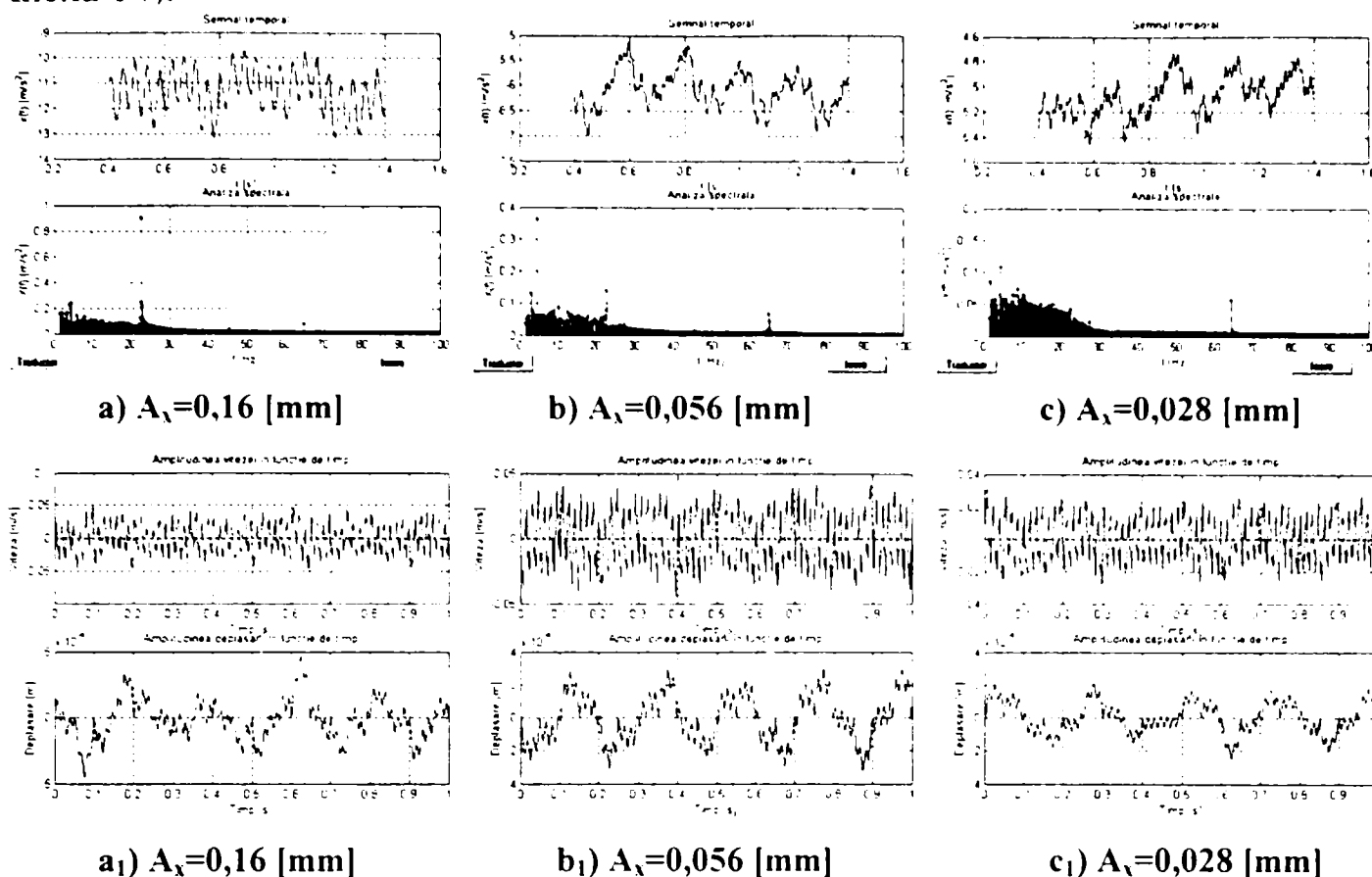


Fig. 6.17. Graficele accelerațiilor și spectrelor (fig. a, b, c ) și ale vitezelor și deplasărilor (fig. a<sub>1</sub>, b<sub>1</sub>, c<sub>1</sub>) utilizând dispozitivul cu frecvența de lucru 22,8 Hz și amplitudinile indicate sub grafice.

Nu apare tendința formării armonicilor de rezonanță, apare o tendință de amortizare a mișcării vibratorii. Aceste fenomene se explică prin proprietatea cuprului de a absorbi energia vibrațiilor transformând-o în căldură, astfel că se va impune mai mult mișcarea vibratorie forțată dată de dispozitiv, respectiv curbele deplasărilor vor semăna tot mai mult cu niște sinusoidă, figura 6.18 a<sub>1</sub> (fig. A.14.4.a<sub>1</sub> frecvența de lucru  $f=38,6$  Hz și  $A_x=0,14$  mm).

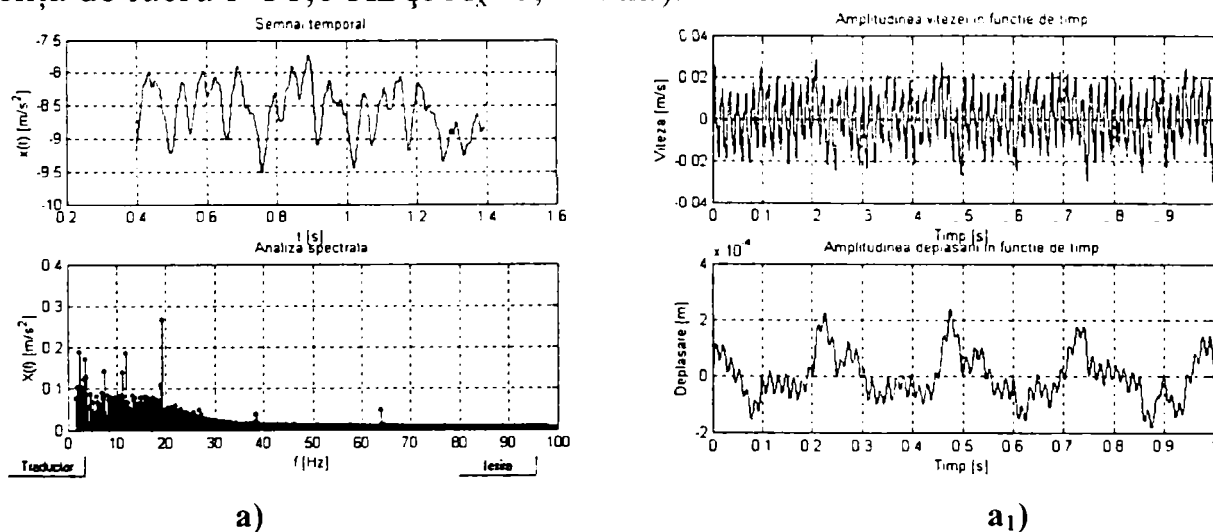


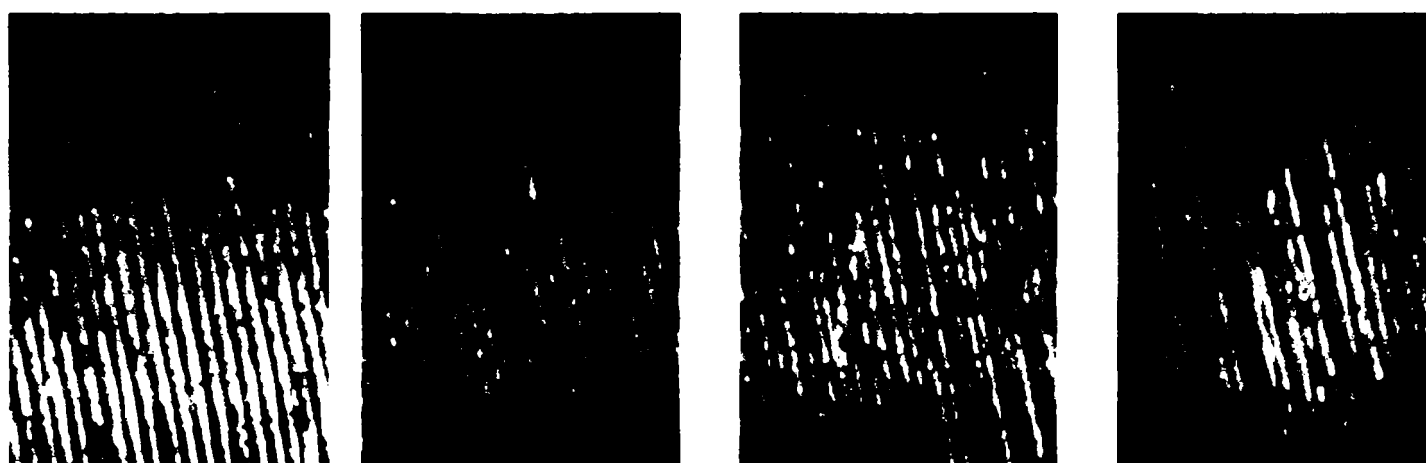
Fig. 6.18. Aspectul accelerației și spectrului de frecvențe (fig.a) și al vitezelor și deplasărilor (fig. a<sub>1</sub>) înregistrate la frecvența de lucru a dispozitivului:  $f=38,6$  Hz.

Pentru comparație, în figura fig.A.14.7.d și d<sub>1</sub> din Anexa 14 sunt prezentate



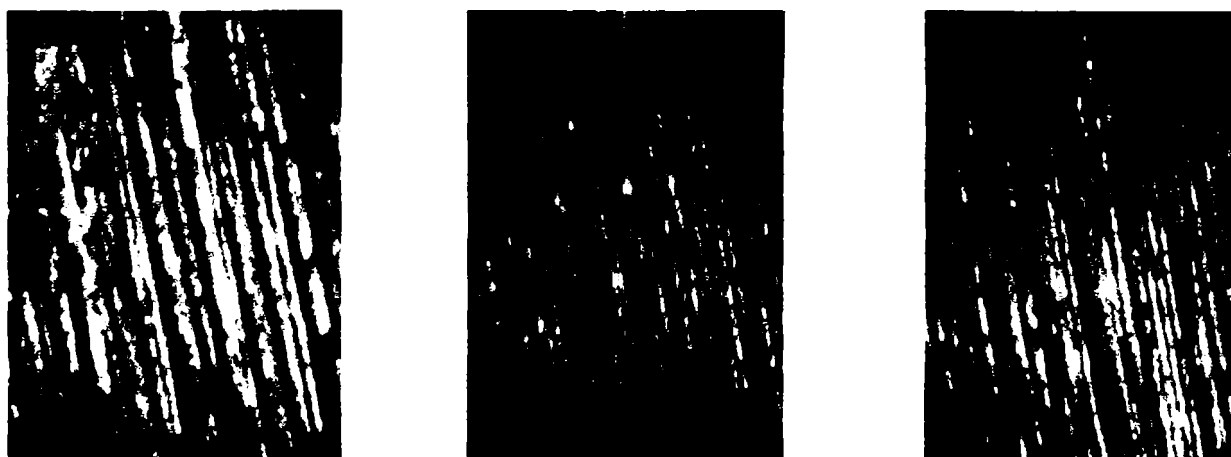
accelerația, spectrul frecvențelor, viteza și deplasarea mișcării vibratorii cu dispozitivul blocat (fără vibrații forțate); și în acest caz este sesizată o mișcare vibratorie a cărei depalsare are o amplitudine mică de ordinul  $1,2 \cdot 10^{-4}$  [m]. Forțele de așchiere fiind mai mici decât în cazul strunjirii oțelului Armco stabilitatea dinamică a sistemului elastic mașină-unealtă-dispozitiv-piesă-sculă este și ea mai bună, lucru care se observă din aspectul curbelor care definesc accelerațiile, vitezele și deplasările mișcării vibratorii.

Aspectul calității suprafeței poate fi văzută în figurile A.15.2.1 până la A.15.7.3 din Anexa 15 pentru suprafețe prelucrate cu vibrații introduse din exterior, iar suprafața prelucrată fără vibrații (cu dispozitivul blocat) în figura 6.19.a (fig.A.15.1 din Anexa 15), mărite de 25 de ori. În cazul prelucrării cuprului se observă că cea mai bună repartiție pentru urmele vârfului cuțitului o reprezintă așchiera cu dispozitivul blocat figura 6.19.a., apoi figurile 6.19.b, c, d (fig.A.15.5.1, A.15.5.2, A.15.4.1 din Anexa 15). Cele mai neuniforme distribuții ale urmelor vârfului cuțitului o reprezintă suprafețele din figura 6.20.a, b, c (fig.A.15.2.1, A.15.6.2 și A.15.6.3 din Anexa 15).



a). b). c). d).

**Fig. 6.19.** Aspectul rugozității obținute la prelucrarea cu regimurile de lucru: a). așchiere obișnuită; b). așchiere cu vibrații  $f=38,6\text{Hz}$ ,  $A_x=0,14\text{mm}$ ; c). așchiere cu vibrații  $f=38,6\text{Hz}$ ,  $A_x=0,056\text{mm}$ ; d). așchiere cu vibrații  $f=31,4\text{Hz}$ ,  $A_x=0,24\text{mm}$ . (x25).



a). b). c).

**Fig. 6.20.** Aspectul rugozității obținute la prelucrarea cu vibrații cu regimurile de lucru: a).  $f=16,6\text{Hz}$ ,  $A_x=0,24\text{mm}$ ; b).  $f=47,4\text{Hz}$ ,  $A_x=0,07\text{mm}$ ; c).  $f=47,4\text{Hz}$ ,  $A_x=0,028\text{mm}$ . (x25).

Pe imaginile achiziționate se pot constata că există zone cu calitate bună a suprafeței alternativ cu zone în care înălțimea rugozităților este mult mai mare. Din analiza imaginilor se constată că suprafețele cu cea mai proastă calitate sunt cele obținute la frecvența de 16,6 Hz pentru toate cele trei amplitudini, lucru explicabil prin aceea că timpul de formare a așchii este mai mare, timp în care se manifestă și efectele negative ale așchierii (creșterea temperaturii în zona de așchiere, cresc depunerile pe tăișul sculei, etc.).

Achiziționarea și prelucrarea datelor pentru cuprul OFHC s-a făcut în același mod ca și pentru oțelul Armco. Măsurarea rugozităților s-a făcut tot în laboratorul de la „Stimin” S.A Oradea cu același tip de aparat. Rezultatele măsurătorii înălțimii rugozităților pentru Cu OFHC se pot vedea în tabelul 6.3.

**Tabelul 6.3. Înălțimea rugozității măsurate la așchiera cu vibrații a cuprului OFHC.**

Frecvență [Hz]	Amplitudini [mm]	Rugozitate măsurată $R_a^{vb}$ [ $\mu$ m]	Rugozitate calculată $R_z^{vb}$ [mm]
Dispozitiv blocat	---	<b>6</b>	<b>0,0255</b>
f=16.6	0.24	16	0,0665
	0.056	14	0,0582
	0.028	12	0,0501
f=22.8	0.16	10	0,0419
	0,056	9,4	0,0395
	0.028	8,2	0,0346
f=31.4	<b>0,24</b>	<b>7,4</b>	<b>0,0313</b>
	0.056	7,8	0,0330
	0.028	8,6	0,0362
f=38.6	<b>0,14</b>	<b>6,2</b>	<b>0,0264</b>
	<b>0,056</b>	<b>7,4</b>	<b>0,0313</b>
	0.028	8,2	0,0346
f=47,4	0.25	14,6	0,0606
	0.07	14,1	0,0586
	0,028	9,4	0,0395
f=54,6	0.4	11	0,0460
	0.056	11,5	0,0480
	0.028	8,8	0,0370

Înălțimea rugozității  $R_z^{vb}$  se calculează cu ajutorul relației (6.1) și este exprimată în [mm] pentru a putea face comparație cu rugozitățile simulate cu ajutorul programului „rug\_vibr 5”, din Anexa 9. Din comparația rugozităților măsurate cu cele simulate se observă că  $R_z^{vb}$  în cazul frecvenței simulate este de  $R_z^{vb}=0,06$  [mm] (fig. A.9.1.1.b, Anexa 9) pentru  $f=16,6$  Hz iar cea măsurată  $R_z^{vb}=0,0665$  [mm] (tab.6.3), sau pentru  $f=38,6$  Hz (fig. A.9.4.1.b, Anexa 9), excluzând oscilațiile marginale care au loc de fapt în afara suprafeței de lucru la intrarea sculei și ieșirea ei din așchiere,  $R_z^{vb}=0,03$  [mm], iar măsurată  $R_z^{vb}=0,0264$  [mm], rezultă diferențe mici, putându-se afirma că simularea a fost făcută corect.

Precizia de apreciere a rugozității după simulare este suficientă pentru

proiectarea regimurilor de așchiere necesare prelucrărilor prin așchiere cu vibrații forțate.

Rugozitățile înregistrate, prelucrate și măsurate s-au obținut în cele mai defavorabile condiții de obținere a calității suprafețelor la prelucrarea prin strunjire, deoarece la proiectare se au în vedere condițiile minime de obținere a calității dorite fiindcă acestea conduc la reducerea cheltuielilor de prelucrare.

Aspectele privind fragmentarea așchiilor se pot vedea în Anexa 16, figurile A.16.2.1 până la A.16.7.3. În figura A.16.1 este prezentat eșantionul de așchii obținute cu dispozitivul blocat (fără vibrații). La prelucrarea fără vibrații, așchiile au formă de bandă încurcată (fig. 4.7.b), foarte greu de îndepărtat din zona de așchiere, figura 6.21.a (fig. A.16.1 din Anexa 16).

În cazul folosirii așchierii cu vibrații se observă că la regimurile de vibrații alese au loc fragmentări ale așchiilor în toate cazurile. În cadrul unei singure frecvențe de lucru se observă că lungimea fragmentelor de așchii crește odată cu scăderea amplitudinii mișcării vibratorii și odată cu creșterea frecvențelor de lucru scade lungimea fragmentului de așchie. Pe fața exterioară a așchiilor se pot vedea formarea elementului de așchie (protuberanțe) corespunzătoare unui ciclu de intrare și ieșire a sculei în așchiere datorită mișcării oscilatorii cu amplitudinea  $A_x$ , figura 6.21.b. (fig. A.16.5.1 din Anexa 16). Acest lucru se poate vedea prin variația grosimii așchiei de la o secțiune maximă ( $a_t^{\max}$ ) corespunzătoare intrării sculei în așchiere, la o secțiune minimă ( $a_t^{\min}$ ) corespunzătoare ieșirii sculei din așchiere. Grosimea elementului de așchie fiind variabilă rezistența mecanică a ei va fi variabilă, astfel că în porțiunile cu rezistență minimă se vor produce forfecări rezultând în final fragmentele de așchii.



Fig. 6.21. Aspectul așchiilor la prelucrarea cuprului OFHC: a). – așchiere obișnuită; b). – așchiere cu vibrații.

Prelucrarea celor două materiale prin metoda așchierii cu vibrații axiale a dat rezultate foarte bune în ceea ce privește fragmentarea și bune în ceea ce privește calitatea suprafeței. În urma experimentărilor, rezultatele arată că pentru calitate trebuie găsite condiții de îmbunătățire mai ales când este vorba de prelucrări de finisare.

### 6.3. Concluzii

În urma studiului introducerii din exterior a vibrațiilor în procesul de așchiere se pot desprinde următoarele concluzii:

1. – pentru reușita procesului de așchiere este necesar ca mișcarea vibratorie de lucru să fie bine determinată prin parametrii săi, în special frecvență și amplitudine;

2. – trebuie să fie stabilită o metodă de introducere a vibrațiilor (radială, axială sau tangențială) deoarece în funcție de aceasta se va alege frecvența și amplitudinea mișcării oscilatorii;

3. – în funcție de metoda de introducere a vibrațiilor se va stabili, pe lângă alți factori, geometria părții active a sculei, pentru a asigura realizarea unghiurilor funcționale  $\alpha_1$  și  $\gamma_1$  în vederea evitării valorilor negative datorită mișcării oscilatorii;

4. – stabilirea frecvenței și amplitudinilor pentru care a fost aleasă metoda de prelucrare cu vibrații este necesară pentru asigurarea obiectivelor stabilite;

5. – este necesar stabilirea legăturilor dintre parametrii de așchiere și parametrii mișcării oscilatorii în vederea obținerii suprafețelor și fragmentarea așchiilor;

6. – este necesar proiectarea unor dispozitive speciale pentru introducerea vibrațiilor din exterior, dispozitive care trebuie să aibă un caracter cât mai universal, să poată fi ușor adaptabile parcului de mașini-unelte existente, fiabile, ușor de întreținut, pentru a nu încălca costurile de producție față de prelucrările obișnuite;

7. – acționarea dispozitivelor, pe cât posibil, să poată fi asigurate de către echipamentele de pe mașina-uneltă (tablouri de comandă, circuite hidraulice, etc.);

8. – aplicarea metodelor de prelucrări prin așchiere cu vibrații este recomandată a se utiliza în cazul materialelor greu prelucrabile prin metodele obișnuite, deoarece înseamnă cheltuieli suplimentare care se justifică doar prin creșterea productivității;

9. – metodele de prelucrare prin așchiere cu vibrații asigură calitatea suprafețelor și precizia dimensională dacă procesul vibrator este controlat și menținut în limitele proiectate;

10. – introducerea vibrațiilor în mai multe cazuri atenuază vibrațiile necontrolate (autovibrațiile) prin compunerea lor;

11. – pentru asigurarea fragmentării sigure a așchiilor, amplitudinea mișcării vibratorii va fi mai mare decât avansul de lucru obișnuit, în acest caz scula va ieși pentru scurt timp din așchiere întrerupând astfel formarea așchiilor. În cazul în care amplitudinea mișcării oscilatorii nu se poate mări atât de mult încât să depășească avansul; se vor folosi acele frecvențe a căror perioadă să nu împartă în număr întreg lungimea desfășurată a circumferinței piesei încât să rămână un rest  $i=1/4$ ;  $i=1/2$ ;  $i=3/4$  sau astfel spus:  $\pi \cdot d = k_\lambda + i$ , în acest scop de un real folos a fost simularea numerică;

12. – pentru creșterea calității suprafețelor, mărirea durabilității sculei și evacuarea rapidă a așchiilor din zona așchierii se recomandă folosirea LUR;

13. – prin utilizarea regimurilor de așchiere și vibrații proiectate pentru materialele cu plasticitate mare și greu prelucrabile prin așchiera obișnuită se pot obține piese de precizie și calitate bună în condiții de productivitate acceptabilă;

14. – prelucrarea oțelului Armco și a cuprului OFHC prin strunjire cu vibrații axiale asigură fragmentarea așchiilor în toate cazurile de regimuri folosite, iar calitatea suprafețelor se poate îmbunătăți prin aplicarea răcirii cu LUR în special la prelucrarea cuprului OFHC.

## 7. AȘCHIEREA DISCONTINUĂ CU CIOCNIRI

Introducerea vibrațiilor în prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată cum sunt: oțelurile inoxidabile, oțelul cu carbon foarte puțin (tip ARMCO, CARBONIL), cuprul pur și unele aliaje de cupru, aluminiul și aliaje de aluminiu, titanul și aliaje pe bază de titan, etc. [64, 69, 81], prin diferite metode și dispozitive [69, 81] pe mașinile-unelte clasice, rezolvă probleme de fragmentare a așchiilor, o creștere a calității suprafețelor și a productivității muncii.

Adoptarea metodelor de așchiere cu vibrații și adaptarea dispozitivelor de introducerea vibrațiilor la prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată pe mașinile-unelte cu comenzi numerice trebuie să țină seama de particularitățile acestora și principiile de proiectare a mașinilor supuse la șocuri și vibrații.

Din analiza constructivă a mașinilor-unelte clasice și a celor cu comenzi numerice și posibilitatea adaptării cu costuri minime a dispozitivelor de introdus vibrații în procesul de așchiere, cea mai potrivită metodă de așchiere cu vibrații la prelucrarea materialelor cu plasticitate mare, este metoda așchierii vibropercutante.

Așchiera vibropercutantă face parte din categoria așchierii discontinue cu vibrații la care mișcarea periodică armonică de forma unor oscilații, este înlocuită cu o mișcare periodică pulsatorie cu forma oscilațiilor de impulsuri dreptunghiulare (mișcări ideale), sau alte forme de impulsuri, cazul mișcărilor reale și în care influența ciocnirilor este esențială. Un sistem în care influența ciocnirilor este esențială și nu poate fi neglijată, se numește sistem vibropercutant [97].

Mișcarea de așchiere va fi compusă din mișcare de așchiere vibropercutantă propriu-zisă, formată din mișcări ale sculei sau semifabricatului ca efect al percuțiilor și mișcări de avans fie ale sculei fie ale semifabricatului.

În cadrul ciocnirilor un rol important îl joacă masele aflate în interacțiune, acestea se resimt în sistem sub forma unor șocuri. Caracteristic mișcării vibropercutante este apariția discontinuității vitezelor datorită ciocnirilor. O descriere generală și unitară de tratare a oricărei probleme de vibropercuție a fost dată cu ajutorul ecuațiilor lui Lagrange și a funcției legăturii unilaterale [97].

Prin similitudine, o aplicație a mișcării vibropercutante la așchiera materialelor poate fi considerată operația de așchiere prin frezare unde între dinții frezei și material au loc ciocniri la intrarea acestora în așchiere, urmată apoi de mișcarea de așchiere propriu-zisă a fiecărui dinte al frezei [2, 85].

Aplicarea metodei de prelucrare prin așchiere vibropercutantă se realizează cu ajutorul dispozitivelor sau a unor instalații special proiectate în acest scop [81].

### 7.1. Dispozitiv pentru așchiera discontinuă percutantă

Una dintre metodele așchierii discontinue cu vibrații o constituie așchiera discontinuă percutantă.

Procesul așchierii discontinue percutante pentru fiecare ciclu de prelucrare se compune din acțiunea percutantă asupra materialului de așchiat, așchiera efectivă și perioada de întrerupere a așchierii.



Din cauza staționării procesului de așchiere, este necesară creșterea vitezei așchierii în vederea asigurării productivității uniforme, deoarece ieșirea sculei din zona de așchiere mărește lungimea drumului parcurs de sculă în gol, proporțional cu coeficientul vitezei ( $K_V$ ), coeficient care se determină prin raportul dintre viteza maximă a mișcării vibratorii ( $\Delta v_{vb}$ ) și viteza de așchiat ( $v_{aș}$ ).

Schema de principiu a unui dispozitiv pentru așchiere discontinuă percutantă utilizată în operații de șlăbetare se poate vedea în figura 7.1. [81].

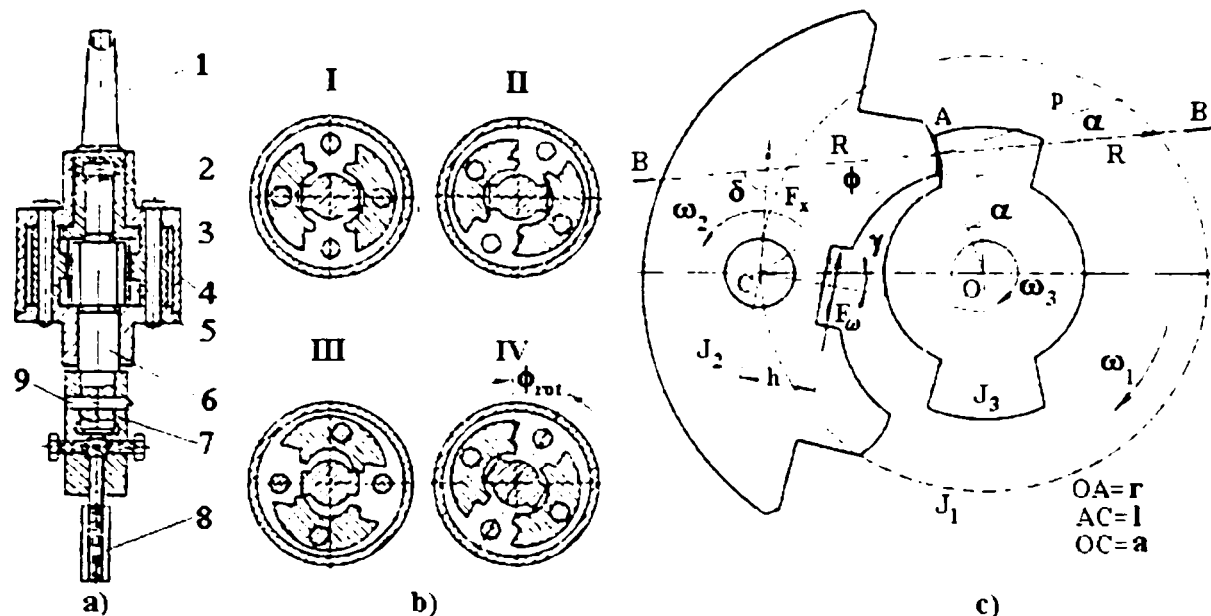


Fig.7.1. Schema de principiu al dispozitivului pentru așchiere discontinuă percutantă [81].

Dispozitivul prezentat transformă mișcarea uniformă de rotație a axului mașinii-unelte în mișcare discontinuă. El se compune din antrenor 1, un corp 4 cu capacul 5, doi percutori 3, care au posibilitatea de a se roti în jurul axelor 2, arborele cu came 6. De capătul inferior al arborelui 6 este atașată bucșa 7 în care este fixată scula 8 (tarod). Solidarizarea bucșei portsculă pe arborele 6 se face prin intermediul bolțului 9.

Mișcarea de rotație a mașinii este transmisă carcarsei de care sunt prinși percutorii 3 prin intermediul bolțurilor 2. Datorită inerției percutorii 3 tind să rămână pe loc, dar în acest timp carcasa îi rotește obligându-i să lovescă protuberanțele camei de pe arborele 6. În urma ciocnirilor care au loc arborele 6 se va roti cu un unghi  $\varphi_{rot}$ , iar percutorii vor reveni în poziția inițială (ciocnire elastică). Concomitent cu mișcarea percutorilor spre carcasă, aceasta fiind în mișcarea de rotație va trece percutorii peste protuberanțele camei de pe arborele 6, având loc o întrerupere a mișcării de rotație a sculei 8 (fig.7.1.b).

Percutorii 3 vor fi loviți în partea cu degajare, vor fi obligați să pivoteze în jurul axei bolțului 2 și să ciocnească din nou protuberanțele camei de pe arborele 6, transmițând un nou impuls arborelui 6, respectiv sculei 8. Mișcarea se repetă până la oprirea mașinii, respectiv terminarea operației de așchiere.

La efectuarea cercetărilor privind prelucrarea prin așchiere discontinuă percutantă s-a stabilit că pentru condițiile determinate ale unei prelucrări există un impuls optim transmis către zona așchierii. La valori mari ale impulsului durabilitatea sculei scade brusc.

Impulsul percutant „H” se determină cu ajutorul relației [81]:



$$H = (1 + R) \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot \cos \alpha}{30 \left( \frac{r}{J_3} \cdot \cos^2 \alpha + \frac{a^2}{J_2 r} \cdot \sin^2 \varphi + \frac{l}{J_1} \cdot \cos \alpha \cos \delta \right)} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{rad}/\text{sec}] \quad (7.1)$$

unde

$J_1$  – momentul de inerție al corpului 4 al dispozitivului;

$J_2$  - momentul de inerție al perculatorului 3;

$J_3$  - momentul de inerție al arborelui 6;

$R$  – coeficientul de restituire la ciocnirea perculatorului cu cama;

$n$  – turația arborelui mașinii-unelte.

Mărimile  $a$ ,  $r$ ,  $l$ ,  $\alpha$ ,  $\delta$ ,  $\varphi$  din formulă sunt reprezentate în figura 7.1.c.

Productivitatea aşchierii discontinue-percutante se evaluează prin unghiul de rotire ( $\varphi_{\text{rot}}$ ) a semifabricatului sau sculei pentru fiecare ciclu de prelucrare dat în radiani. În cazul aşchierii discontinue percutante la strunjire și găurire se poate determina cu ajutorul relației [81]:

$$T_{\text{max}} = \frac{L}{s_o} \cdot \frac{\pi}{\varphi_{\text{rot}} \cdot m \cdot n} \quad (7.2)$$

unde

$L$  - lungimea suprafeței de prelucrat, în [mm];

$n$  - numărul de rotații al arborelui strungului sau burghiului, în [rot/min];

$m$  – numărul de protuberanțe ale camei arborelui dispozitivului.

Productivitatea strunjirii discontinue-percutante s-a evaluat [81] pe timpul unei rotații egală cu:

$$T_{\text{max rot}} = \pi' \varphi_{\text{rot}} \cdot m \cdot n. \quad (7.3)$$

Mărirea numărului de rotații respectiv a vitezei de aşchiere, duce la micșorarea timpului unei rotații a semifabricatului, care determină volumul de aşchii dat pe unitatea de timp, respectiv la creșterea productivității prelucrării.

Cercetările efectuate au permis stabilirea particularităților distincte a metodei de aşchiere discontinuă percutantă, ceea ce constă în dependența deplasării unghiulare a sculei la o percuție (lovitură), de felul materialului de prelucrat: cu cât este mai mare rezistența materialului de prelucrat față de mișcarea aşchierii, cu atât este mai mică deplasarea unghiulară relativă dintre sculă și material.

Aşchieria metalelor prin percutare are loc cu viteze mari, deformațiile ducând la fragilizarea materialului din zona de aşchiere, îngustarea zonei deformațiilor plastice intensive, la scăderea lucrului mecanic și a căldurii emise prin aşchiere.

## 7.2. Avantajele aplicării vibropercuțiilor în procesele de aşchiere

Din analiza mai multor lucrări privind aşchieria cu vibrații și șocuri [1, 6, 10, 14, 28, 40, 46, 81, 97, 100], aşchieria vibropercutantă poate prezenta unele avantaje față de aşchieria obișnuită. Operațiile de frezare pot fi considerate ca operații de aşchiere cu percuții datorită intrării secvențiale a dinților în aşchiere. Datorită acestui lucru dinții frezei lucrează intermitent oferind posibilitatea de răcire în afara procesului de aşchiere, crescând durabilitatea frezei. Operațiile de frezare se pot

automatiza în procent de 100 %.

În cazul operațiilor de strunjire, găurire și filetare, aplicarea așchierii vibropercutante prezintă avantaje față de operațiile obișnuite numai în anumite condiții, datorită costului suplimentar al dispozitivelor de introdus percuțiile în procesul de așchiere.

Metoda așchierii vibropercutante are aplicare în special la prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată, a materialelor care dau așchii lungi, așchii care în general se înfășoară în jurul sculelor provocând deteriorări ale sculei și ale suprafețelor deja prelucrate. În acest caz percuțiile ajută la formarea și desprinderea așchiilor. Deformarea materialului în zona de așchiere se face la viteze mari, unda de deformare a materialului nu mai are timp să se propage în totalitate, prin urmare se îngustează foarte mult domeniul de deformare și curgere a materialului, materialul intrând mai repede în domeniul de rupere, adică apare fragilizarea materialului. Prin procesul de fragilizare materialul de așchiat va da așchii scurte care pot fi mai ușor de evacuat din zona de așchiere, fie cu aer comprimat, fie cu ajutorul lichidului de răcire.

Oțelurile inoxidabile și termorezistente au tendința accentuării fenomenelor de durcisare a suprafețelor așchiate ca urmare a desprinderilor așchiilor cu viteze mari.

Aplicarea prelucrării prin așchiere vibropercutantă a materialelor cu plasticitate ridicată prezintă față de prelucrarea obișnuită următoarele avantaje:

- asigură fragmentarea așchiilor;
- înlătură formarea tăișului de adaos și consecințele apariției acestuia;
- scade forțele de așchiere și cantitatea de căldură degajată în timpul așchierii;
- crește duritatea superficială a suprafețelor prelucrate a unor materiale prin fenomenul de durcisare;
- asigură o mai bună răcire a sculei în timpul lucrului cu efect asupra creșterii durabilității sculei;
- crește calitatea suprafețelor prelucrate ca urmare a înlăturării tăișului de adaos, a fragmentării așchiilor și a unei răciri mai bune a sculei de așchiat;
- reduce numărul de întreruperi accidentale ale procesului de așchiere;
- elimină întreruperile programate pentru evacuarea așchiilor din zona de așchiere și de pe mașină;
- crește productivitatea prelucrării ca urmare a reducerii timpilor auxiliari;
- permite automatizarea procesului de așchiere.

Avantajele așchierii vibropercutante sunt reale dacă prin așchiera clasică nu se poate obține fragmentarea așchiilor (ascuțiri suplimentare sau montarea unor praguri pe unele fețe ale sculei), deoarece crește costul prelucrării cu costul dispozitivului necesar introducerii vibropercuțiilor. Un alt dezavantaj constă în necesitatea unor mașini – unelte cu o stabilitate dinamică ridicată astfel încât șocurile introduse de dispozitiv să nu afecteze precizia mașinii și a prelucrării.

Metoda așchierii discontinue percutante aplicându-se la prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată poate constitui o sursă sigură de creștere a eficienței economice la prelucrarea dimensiunilor mici în astfel de materiale deoarece gabaritul sculelor nu permite executarea unor geometrii suplimentare pentru asigurarea fragmentării așchiilor, iar forțele de așchiere fiind mici, mașinile-unelte vor prezenta o bună stabilitate.

### 7.3. Introducerea dispozitivului în sistemul de prelucrare

Pentru a face posibilă prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată pe mașini cu comenzi numerice (MUCNC) și automatizarea procesului de prelucrare, în cadrul tezei de doctorat s-a propus experimentarea așchierii vibropercutante la găurirea unor eșantioane din cupru OFHC pe o astfel de mașină cu ajutorul unui dispozitiv special construit în acest scop.

#### 7.3.1. Descrierea mașinii-unelte utilizate în cadrul experimentelor

În cadrul experimentelor de introducere a metodei așchierii vibropercutante și studiului influenței vibroșocurilor asupra calității suprafețelor prelucrate s-a utilizat un centru de prelucrare vertical cu comandă numerică tip CP20UO, din Laboratorul de Automatizări Industriale al Facultății de Electrotehnică și Informatică al Universității din Oradea. Centrul de prelucrare CP20UO este o mașină-unelte cu comandă numerică prevăzută cu un sistem de înmagazinare respectiv de schimbare automată a sculelor.

**Mașina de bază** (fig.7.2.) este de tipul unei mașini verticale de găurit și frezat cu un montant (1), o păpușă (3) care se deplasează pe ghidajele (2). Deplasarea se realizează de-a lungul axei Z. În păpușă se află arborele principal (broșa) în care scula (5) este fixată cu un mecanism de strângere automată. Deplasarea sculei față de păpușă se realizează prin intermediul pinolei (4) de-a lungul axei W a mașinii.

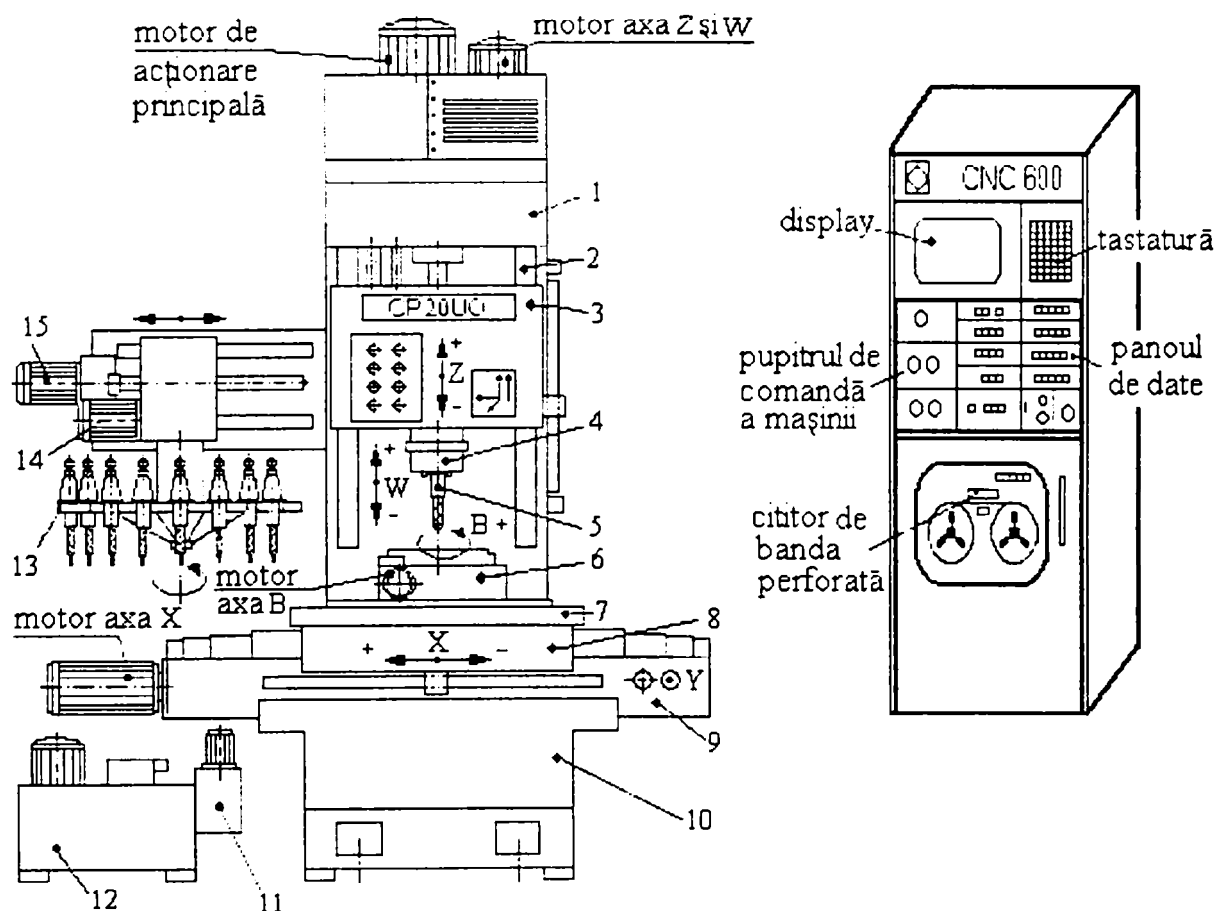


Fig. 7.2. Schema de principiu a centrului de prelucrare CP20UO.

Masa rotativă (6) care constituie axa B a mașinii este fixată pe masa (7)

propriu-zisă a mașinii. Aceasta se deplasează de-a lungul axei X a mașinii prin intermediul saniei transversale (8) pe ghidajele saniei longitudinale (9). Deplasarea saniei longitudinale se realizează pe ghidajele batiului (10) de-a lungul axei Y care este perpendiculară pe axa X.

Centrul este dotat cu un stocator de scule (13) cu 20 de locașuri de scule. Rotirea stocatorului se realizează cu motorul electric (14) de tip SAF-1. Deplasarea stocatorului către broșă și înapoi se realizează cu ajutorul motorului electric (15).

Centrul este prevăzut cu un grup hidraulic (12), respectiv cu un grup de ungere (11). Grupul hidraulic este format dintr-un rezervor de ulei și o pompă care se utilizează pentru crearea presiunii necesare comenzii motoarelor hidraulice.

Lanțul cinematic de avans, în cazul axelor X și Y este format dintr-un motor de curent continuu, un șurub cu bile respectiv o piuliță care este fixată de sania transversală în cazul axei X respectiv de sania longitudinală în cazul axei Y. Prin antrenarea șurubului se obține o deplasare liniară a piuliței și implicit și a saniei.

Lanțul cinematic de avans în cazul axelor Z și W conține un singur motor de curent continuu. În cazul axei Z se obține deplasarea pe verticală a păpușii iar în cazul axei W deplasarea pinolei.

Antrenarea sculei (portsculei) se realizează prin intermediul lanțului cinematic de acționare principală (fig.7.3.) cu ajutorul unui motor de curent continuu de tip MCU132 de 10[KW].

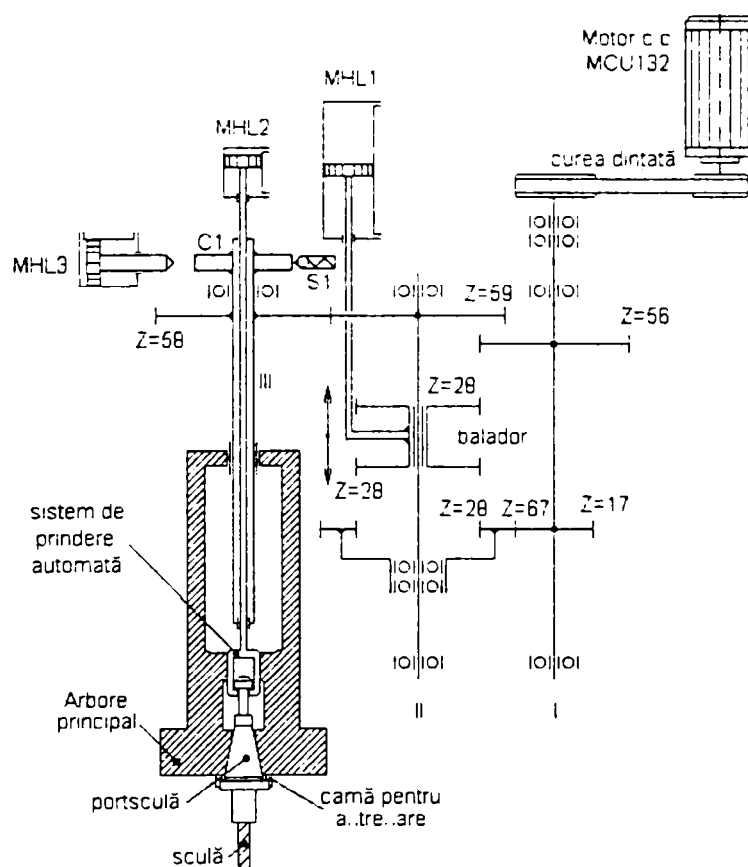


Fig.7.3. Schema de principiu a lanțului cinematic de acționare principală.

Mișcarea de rotație este transmisă la arborele I. prin intermediul unei curele dințate și mai departe la arborele II prin intermediul roților dințate  $Z=56$  și  $Z=17$  respectiv prin intermediul baladorului  $Z=28$ . Aceasta din urmă poate fi cuplat prin intermediul motorului hidraulic liniar MHL1 fie la roata dințată  $Z=56$ , fie la roata

dințată interior  $Z=28$  care este în angrenare (prin intermediul coroanei dințate  $Z=67$ ) cu roata  $Z=17$  obținând astfel două game de turații. Gama 1 de turații corespunde domeniului 0-500 [rot/min] respectiv gama 2 de turații corespunde domeniului 300-2000 [rot/min].

Mișcarea de antrenare este transmisă mai departe la arborele III prin intermediul roților dințate  $Z=59$  și  $Z=58$  respectiv la arborele principal prin intermediul unei tije canelate.

Fixarea portsculei în alezajul conic (ISO40) al arborelui principal se realizează prin intermediul unui sistem de prindere automată antrenat de motorul hidraulic liniar MHL2. Antrenarea portsculei se realizează prin intermediul a două came de pe arborele principal. Având în vedere că la introducerea automată a sculei cele două locașuri ale portsculei trebuie să coincidă cu poziția acestor came, la schimbarea sculei este necesară oprirea arborelui principal într-o poziție bine determinată. Această operație poartă denumirea de "indexare". Indexarea arborelui principal se realizează prin intermediul motorului hidraulic MHL3 atunci când senzorul de proximitate S1 indică poziția corectă a camei C1 care este montată pe arborele III.

Centrul de prelucrare CP20UO este dotat cu echipamentul de comandă numerică CNC600 care are rolul de a comanda mișcările de avans respectiv de acționare principală. Cele 5 axe ale mașinii (X, Y, Z, W și B) pot fi comandate fie în regim convențional utilizând pupitrul de comandă fie în regim de comandă numerică.

### **7.3.2. Alegerea modelului de dispozitiv vibropercutant**

Pentru proiectarea dispozitivului vibropercutant pentru introdus vibroșocuri în procesul de așchiere trebuie cunoscute câteva principii de proiectare ale mașinilor, utilajelor și dispozitivelor supuse la șocuri și vibrații, stabilirea operațiilor de așchiere la care se vor utiliza. Pe baza acestor criterii se va alege un model pe care se vor face studii privind funcționarea și eventualele modificări constructive.

#### **7.3.2.1. Principii de proiectare a dispozitivelor și utilajelor supuse la șocuri și vibrații**

Proiectarea la sarcini dinamice a utilajelor este unul dintre aspectele cele mai dificile și cel mai puțin dezvoltate ale funcționării acestora în condiții de prezență a șocurilor și vibrațiilor. Dificultatea este inerentă datorită faptului că, pentru un utilaj dat, natura și mărimea acestor sarcini depinde de caracteristicile sale dinamice, astfel că ele nu pot fi determinate până când utilajul nu a fost proiectat. De aceea, proiectantul este pus în fața situației de a calcula un utilaj admițând sarcini pe care nu le cunoaște. O astfel de problemă se abordează prin elaborarea unui anteproiect bazat doar pe ipotezele făcute de către proiectant. Analiza ulterioară arată apoi punctele slabe sau elementele necorespunzătoare ale anteproiectului, permițând obținerea de indicații pentru modificări care să-l îmbunătățească.

Proiectarea prin încercări și aproximații succesive, utilizând numai metode analitice, în general nu este avantajoasă, chiar dacă sarcinile dinamice pot fi determinate pe cale analitică. În proiectare se limitează efectuarea calculelor de



rezistență numai pentru elementele mai importante ce compun utilajul sau dispozitivul. Se construiește apoi prototipul pe care se vor face încercări și măsurători, care vor urmări reproducerea condițiilor de funcționare. În cadrul încercărilor de laborator se vor stabili procedeele de încercare la șocuri și vibrații. Încercările pun în evidență părțile slabe ale utilajului sau dispozitivului, și dau informații utile asupra frecvențelor proprii de vibrații ale elementelor ce compun utilajul sau asupra mărimii amortizării existente.

O parte importantă a activității de proiectare o constituie reproiectarea în vederea corectării deficiențelor constatate la încercarea prototipului. Pe baza acestor informații se pot face noi studii sau se pot modifica calculele inițiale, utilizând date reale și nu presupuse.

Metodele moderne de proiectare [56, 92] folosesc modelarea și simularea numerică cu ajutorul calculatorului asupra unui prototip virtual, în scopul analizei sub aspectul expus anterior, metode care reduc substanțial erorile și timpul de experimentare. Desigur că aceste metode se vor putea extinde pe măsura dotării centrelor de proiectare cu calculatoare și softuri adecvate acestei activități [24, 31, 37, 53, 56, 87, 95, 99, 104, 119]. De reținut este faptul că în ambele situații de proiectare trebuie stabilit un algoritm de proiectare, utilizarea modelelor, cunoașterea și implementarea soluțiilor de proiectare deja cunoscute și experimentate.

### 7.3.2.2. Alegerea operației și condițiilor de prelucrare

Operația de prelucrare prin așchiere la care se va introduce procedeul vibropercutant va fi operația de găurire pe centrul de prelucrare vertical CP20UO, operație care pune cele mai multe probleme la prelucrările obișnuite a materialelor cu plasticitate ridicată. În acest scop se va stabili diametrul burghiului și schema de prelucrare ținând seama de cinematica așchierii și materialul de prelucrat.

Pentru experimente se vor prelucra eșantioane de cupru OFHC, ca material cu plasticitate ridicată, prin găurire pe mașina CP20UO. Diametrul burghiului se va alege sub 10 [mm]. În cazul concret s-a ales un burghiu cu diametrul de 8 [mm]. Parametrii constructivi și schema de prelucrare este prezentată în figura 7.4.

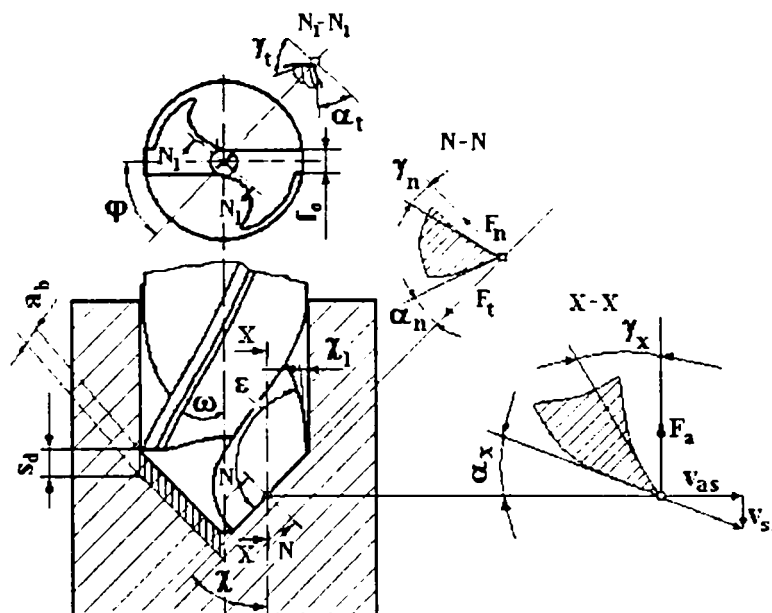


Fig.7.4. Parametrii geometrici ai burghiului.



Pentru experimente se vor efectua găuriri cu mai multe viteze și avansuri de așchiere, în vederea determinării unor regimuri optime de funcționare a dispozitivului și obținerii unei calități corespunzătoare a suprafeței prelucrate, atât în privința rugozității cât și a microstructurii stratului așchiat.

Elementele constructive ale burghiului sunt cele date în SR 575-1993, iar cele care influențează unghiurile funcționale, respectiv  $\omega$  și  $\chi$  vor fi alese conform recomandărilor pentru materialul prelucrat ( $\omega=30^0$ ,  $2\chi=120^0$ ). Unghiurile  $\alpha$  sunt variabile în funcție de tipul ascuțirii (detalonării) de la valori mici la extremitatea diametrului la valori mai mari spre centrul burghiului ( $5\div 15^0$ ), iar  $\gamma$  de la valori negative ale tăișului transversal la valori pozitive mari la extremitatea diametrului, fiind în același timp și în funcție de unghiul de înclinare al elicei burghiului  $\omega$ . Lungimea celor două muchii tăietoare ale burghiului vor fie gale pentru a împiedica dezaxarea burghiului în timpul așchierii. Mărimea tăișului transversal se va reduce până la limita admisă de procedeul de ascuțire al burghiului.

Așchieria se va desfășura fără răcire pentru a putea urmări modul de evacuare al așchiilor și de a elimina influența lichidului de răcire asupra calității suprafețelor prelucrate.

### 7.3.2.3. Alegerea modelului constructiv al dispozitivului vibropercutant

Având în vedere principiile proiectării mașinilor și dispozitivelor supuse vibrațiilor și șocurilor [9, 14, 41, 42, 46, 47, 89, 97], experiența anterioară în domeniu [28, 81] prezentată în subcapitolul 7.1 (fig.7.1), schema constructivă a mașinii utilizate și modul de antrenare a burghiului (fig. 7.2 și 7.3).

În schema din figura 7.5 se prezintă un model de dispozitiv pentru introducerea vibropercuțiilor în procesul de găurire a materialelor cu plasticitate ridicată.

Modelul de dispozitiv adoptat poate fi inclus în magazinul de scule al mașinii, iar prin intermediul conului ISO al corpului 11 și tireta 25 se poate fixa în arborele principal al mașinii. Mișcarea de rotație al arborelui principal al mașinii este transmisă corpului 11 și carcasi 6. În carcasa 6 sunt fixați axial percutorii 7 care se pot roti în jurul bolțurilor 8. Bolțurile 8 sunt fixate în corpul 11 prin intermediul șuruburilor 14, șabnelor de siguranță (Grower) 15 și împiedicate să se rotească de plăcuța de blocare 9. Sistemul de prindere automată prin intermediul tiretei 25 rigidizează corpul 11 al dispozitivului de arborele principal al mașinii.

Percutorii 7 sunt antrenați în mișcarea de rotație odată cu carcasa 6 și corpul 11. Datorită inerției și forței centrifuge se produce rotire a percutoarelor în jurul bolțurilor 8 ceea ce face ca un capăt a lor să lovească cu o anumită viteză proeminențele arborelui 1. În urma impactului (ciocnirii) dintre percutori și proeminențele arborelui, sub acțiunea forțelor care iau naștere se va crea un moment al acestor forțe care va roti arborele 1 cu un anumit unghi (notat  $\varphi_{rot}$ ). Datorită ciocnirii, percutorilor li se vor imprima o mișcare de pivotare în jurul bolțului 8 opusă sensului de rotație a mașinii, ceea ce permite trecerea peste proeminențele arborelui 1 a părților anterioare, dar părțile posterioare ale celor doi percutori se vor ciocni de proeminențele arborelui 1, ceea ce va produce o mișcare de pivotare a percutorilor în

jurul bolțurilor 8 de data aceasta în sensul de mișcare al arborelui mașinii, astfel încât acum părțile anterioare vor lovi proeminențele arborelui, producând o nouă rotire al acestuia cu unghiul  $\varphi_{rot}$ .

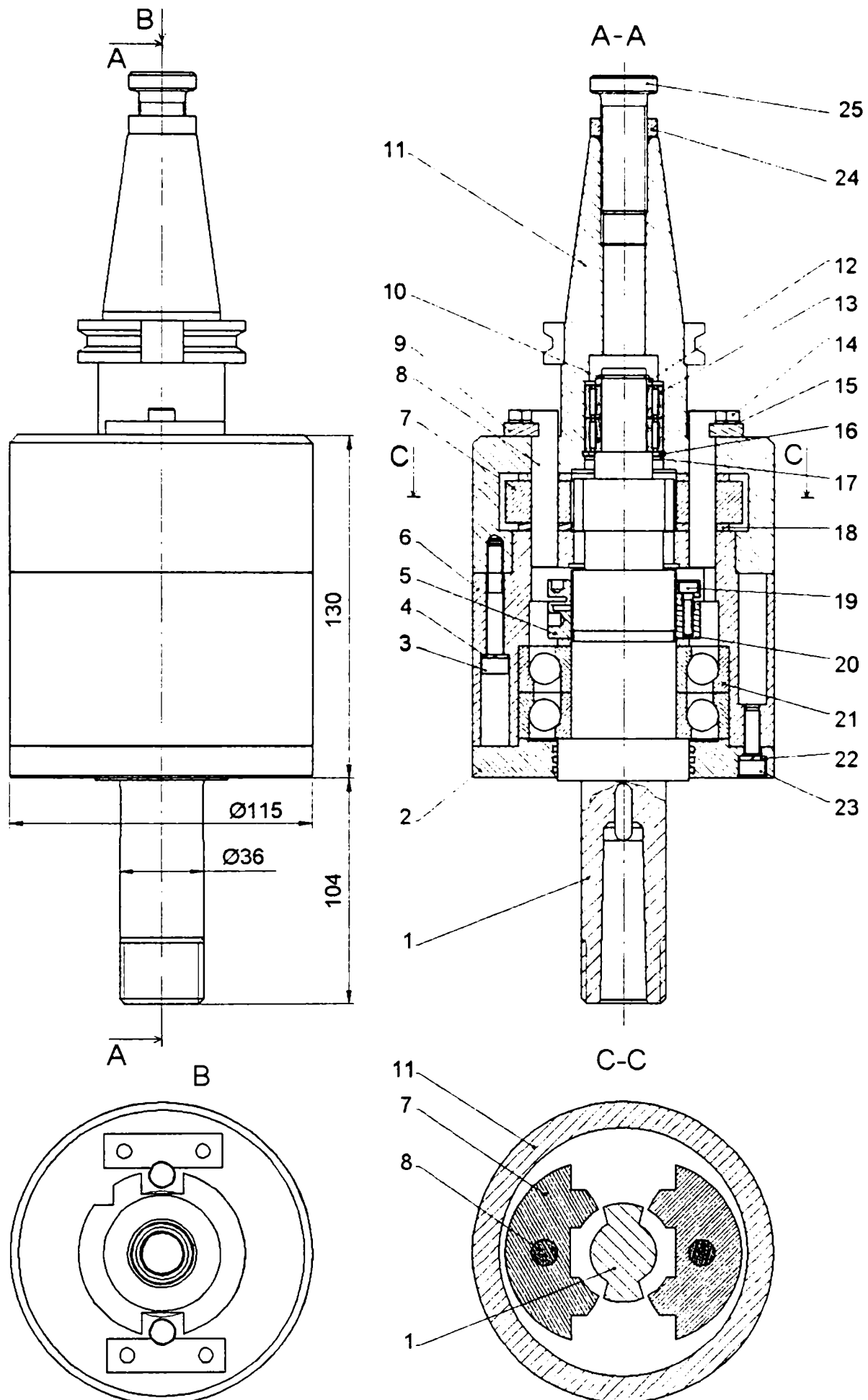


Fig. 7.5. Schema de principiu a modelului de dispozitiv vibropercutant [65].

Mișcarea de ciocnire a perculatorilor asupra arborelui dispozitivului va fi o mișcare percutantă, iar mișcarea burghiului în interacțiune cu materialul de prelucrat va fi mai complexă, respectiv burghiul va fi supus percuțiilor sub acțiunea cărora va executa o mișcare de rotație cu viteză mare urmată de o amortizare rapidă datorită opoziției forțelor de așchiere. Datorită faptului că burghiul are o anumită lungime și materialul din care este confecționat o anumită elasticitate, el va vibra asemănător unei bare încastrată la capete și supusă la o forță axială și moment de torsiune la capătul care așchiază, rezultând în final o mișcare complexă pentru burghiu, mișcarea vibropercutantă.

Arborele 1 este susținut prin rulmenții radial-axiali 21 și rulmenții cu role 13. Piulița de blocare (Spieth) 5 are rolul de reglare a jocului rulmenților 21 și de a menține acest joc în timpul funcționării dispozitivului. Asigurarea blocării piuliței, ca urmare a prezenței vibroșocurilor, se face cu ajutorul șuruburilor 19. Toate elementele de ansamblare sunt asigurate cu șaibe de siguranță tip Grower.

Burghiul este prins în dispozitiv prin intermediul alezajului conic din partea inferioară a arborelui 1. Mișcarea de așchiere a burghiului va fi o mișcare complexă, practic va consta dintr-o mișcare de rotație cu opriri intermitente și o mișcare de avans al păpușii mobile 3 al mașinii CNC (fig.7.2). Mișcarea de rotație va fi mișcarea principală de așchiere cu viteza de așchiere  $v_a$  și mișcarea auxiliară de avans cu viteza de avans  $v_s$ .

Modelul de dispozitiv a fost astfel proiectat încât ciocnirea dintre perculatori și arbore să se producă într-un plan tangențial, pentru a nu introduce în sistem eforturi suplimentare datorate forțelor de ciocnire. De asemenea pentru dispozitiv au fost aleși rulmenți speciali, care vor contribui la diminuarea solicitărilor și amortizarea vibrațiilor transmise spre arborele mașinii-unelte.

În timpul mișcării de așchiere în sistemul piesă-sculă-mașină-unealtă vor apare forțe de așchiere variabile în funcție de starea de mișcare sau de repaus a sculei așchietoare, ceea ce va conduce la un proces de așchiere deosebit de cel cunoscut de la așchiera obișnuită. Din acest motiv este necesară efectuarea unui studiu privind modul de comportare al materialelor prelucrate prin așchiere în asemenea condiții, respectiv găsirea unei similitudini [58, 120] de studiu.

### **7.3.3. Similitudinea dintre așchiera ortogonală cu șoc și așchiera vibropercutantă**

Din punctul de vedere al proiectării dispozitivului de așchiere discontinuă utilizat la încercările de introducere a vibropercuțiilor la așchiera prin găurire a materialelor cu plasticitate mare este necesar a se cunoaște mișcarea de rotație a burghiului în urma aplicării unui moment de așchiere sub formă de impuls (percuție). Drept urmare a aplicării percuției burghiul se va roti cu un unghi ( $\varphi_{rot}$ ) după care se va opri din mișcarea de rotație pentru un timp scurt, până la aplicarea unui nou impuls.

Așchiera vibropercutantă utilizată la operațiile de găurire a materialelor cu plasticitate ridicată, în cazul unor diametre mici ale burghiilor (sub 10 mm) poate fi asimilată cu așchiera ortogonală cu șoc, utilizată la încercările de prelucrabilitate

folosind procedeul Oxford-Airey.

### 7.3.3.1. Stabilirea standului experimental, calculul parametrilor constructivi și de funcționare

Procedeul Oxford-Airey [79], utilizează un dispozitiv de tip pendul cu ajutorul căruia se evaluează energia consumată la așchiera materialelor sub acțiunea unor viteze inițiale impuse. Evaluarea energiei se efectuează prin luarea în considerare a unghiului de ridicare a brațului pendulului după așchiere. Acest unghi este specific tipului de material încercat.

Prin analogie mișcarea de așchiere în cazul burghierii cu vibropercuții este asemănătoare cu mișcarea pe care o execută cuțitul din dispozitivul cu pendul [71].

Indicatorul de prelucrabilitate determinat cu ajutorul acestui dispozitiv, îl constituie energia specifică de așchiere, definită [79] ca fiind lucrul mecanic (evaluat pe baza unghiului de ridicare a brațului pendulului) raportat la unitatea de volum a așchiilor:

$$W_s = \frac{L \cdot \gamma}{G_a} \quad (7.4)$$

unde

$W_s$  – energia specifică de așchiere, [J/m<sup>3</sup>];

$L$  – lucrul mecanic, [J];

$G_a$  – greutatea așchiilor, [N];

$\gamma$  – greutatea specifică a materialului, [N/m<sup>3</sup>].

Condițiile de așchiere în cazurile amintite mai sus, sunt asemănătoare prin faptul că așchiera se desfășoară sub acțiunea unui impuls de viteză. Scula înaintează în material sub acțiunea energiei cinetice acumulate până la intrarea în material datorită masei pendulului și vitezei de cădere, viteză care va fi maximă la intrarea cuțitului în material.

Pentru ca similitudinea să fie corectă se vor adopta, pentru scula fixată în pendul, parametri geometrici similari cu ai burghiului, în special cei care concură la formarea așchiilor (unghi de degajare și așezare). De asemenea vitezele de așchiere trebuie să fie comparabile cu cele utilizate la dispozitivul vibropercutant.

Fiind utilizat în ambele cazuri, același material pentru încercări (cuprul OFHC), pentru proiectarea dispozitivului cu pendul s-au utilizat relațiile de calcul ale momentului, forței și vitezelor de așchiere cunoscute pentru așchiera obișnuită, deoarece forța specifică de așchiere este aproximativ aceeași pentru aceeași secțiune a așchiei.

În acest sens a fost proiectat [71] și realizat un stand pentru determinarea mărimii unghiului de ridicare al brațului pendulului  $\theta_{ap}$  după așchiere, a lucrului mecanic, respectiv a energiei specifice de așchiere. Mărimea unghiului  $\theta_{ap}$  a fost măsurată pentru mai multe viteze de impact (viteze de intrare a cuțitului în material) prin intermediul unui traductor incremental (TIRO) cuplat la placa de achiziție de date tip PCI 1200 (National Instruments) a unui calculator Pentium III. Standul astfel realizat este prezentat în figura 7.6.

Standul (fig.7.6.a.) este compus dintr-un dispozitiv cu pendul la care este

cuplat rigid prin intermediul axului 7 și un cuplaj elastic, traductorul incremental (TIRO) 8. Semnalele traductorului sub forma unor impulsuri (TTL), de frecvență proporțională cu turația, sunt trimise prin blocul de legătură 9 și cablul special 6 la placa de achiziții de date a sistemului de calcul 10.



**Fig. 7.6. Stand pentru determinarea prelucrabilității cuprului.**

Pendul este solidarizat cu axul dispozitivului, iar lansarea lui se face prin scoaterea bruscă a opritorului 3. La capătul opus al axului este fixat rigid cuțitul pentru așchiat 4 (fig.7.6.e). Cuțitul este astfel fixat încât va intra în așchiere în momentul când pendulul va avea viteza maximă. Așchieria probei 5 (fig.7.6.b), se desfășoară până la amortizarea completă a mișcării pendulului ca urmare a greutateii proprii și a forțelor care iau naștere în procesul de așchiere. Proba 5 este fixată în dispozitiv prin intermediul a două alezaje (detaliu fig.7.6.c.), în care sunt introduse știfturi, sistem care va menține fixată proba în timpul încercărilor.

În suportul 2 au fost practicate un set de găuri, astfel dispuse, încât să permită lansarea pendulului de la diferite înălțimi, prin aceasta obținându-se viteze diferite la



intrarea cuțitului în așchiere.

Înălțimea de lansare pentru pendul se calculează ținând cont de faptul că în poziția verticală a brațului viteza pendulului este maximă. Din schema prezentată în figura 7.7 se pot stabili aceste înălțimi.

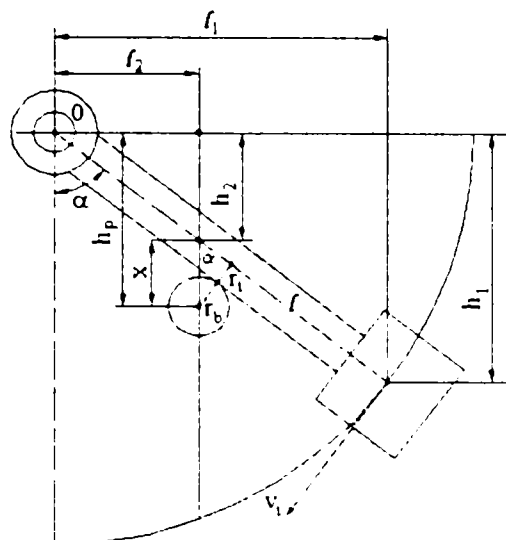


Fig.7. 7. Schema de principiu pentru calculul pozițiilor de lansare a pendulului.

Cota  $h_p$  reprezintă centrul găurilor din suportul 2 în care se va introduce opritorul 3. Această înălțime se calculează cu relațiile:

$$h_p = h_2 + x \quad (7.5)$$

$$h_2 = \frac{h_1}{\sqrt{l^2 - h_1^2}} \cdot l_2; \quad \frac{r_t + r_b}{x} = \sin \alpha; \quad \sin \alpha = \frac{l_1}{l} \quad (7.6)$$

$$h_p = \frac{h_1 \cdot l_2 + l(r_t + r_b)}{\sqrt{l^2 - h_1^2}} \quad [\text{mm}] \quad (7.7)$$

unde

$h_1$  – înălțimea de lansare a pendulului, corespunzător centrului de greutate;

$r_t = 16$  [mm] – raza tijei

$r_b = 4,8$  [mm] – raza opritorului

După cum se știe viteza tangențială a pendulului este dependentă de lungimea  $l$  a brațului  $h_1$  și de unghiul de rotație  $\alpha$ . Impunând pendulului câteva viteze maxime, se pot determina înălțimile  $h_p$  ale orificiilor din suportul 2 pentru realizarea acestor viteze.

Cu ajutorul schemei din figura 7.8, pot fi determinați parametrii de mișcare ai pendulului în condițiile realizării unor viteze maxime impuse la intrarea cuțitului în așchiere.

Mișcarea pendulului în căderea liberă este constituită din două faze distincte:

– **faza I** – mișcarea între punctele A-A<sub>1</sub>, definită de unghiul  $\alpha$ , accelerația  $g$ , brațul  $l$  și viteza impusă în punctul A<sub>1</sub>, parametri legați între ei prin relația [118]:

$$\cos \alpha = \frac{2gl - v_{A1}^2}{2gl} = 1 - \frac{v_{A1}^2}{2gl} \quad (7.8)$$

Distanța  $h_1$  este necesară pentru a afla poziția punctului A din care se lasă să cadă pendulul de masă  $m$  pentru a obține viteza de așchiere inițială dorită  $v_{A1}$ :



$$h_1 = l \cdot \cos \alpha \quad (7.9)$$

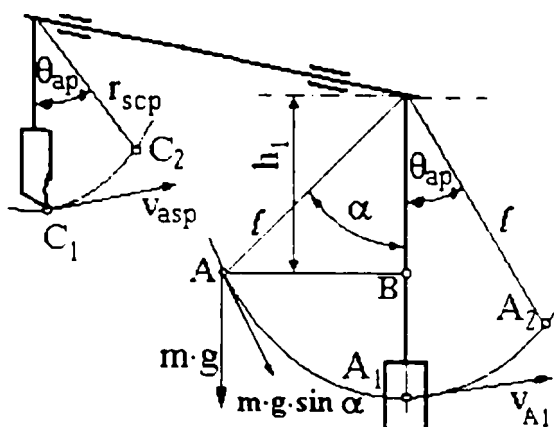


Fig.7.8. Schema de principiu a mișcării pendulului [71].

Înlocuind relația (7.8) în relația (7.9), se obține :

$$h_1 = l - \frac{v_{A1}^2}{2g} \quad (7.10)$$

În cadrul experimentelor se vor considera o serie de viteze inițiale impuse  $v_{A1}$  (respectiv 135, 125, 115, 105, 95, 85, 75 [m/min]) de la care se va lansa pendulul în așchiere. Pentru calcul se adoptă constructiv  $l = 0,2572$  m,  $l_2 = 0,115$  m,  $r_{scp} = 0,04$  m. Din relațiile (7.6) și (7.9) se observă că  $\sin \alpha$  este maxim pentru  $l = l_1$ , respectiv pentru  $\alpha = 90^\circ$ . Din relațiile (7.7) și (7.9) pentru vitezele impuse se obțin valorile lui  $H$  și  $h_1$  date în tabelul 7.1.

Unghiul  $\alpha$  la mișcarea în gol al dispozitivului fiind același atât pentru cuțit cât și pentru pendul, rezultă că  $l$  și  $r_{scp}$  determină vitezele atinse la așchiere față de vitezele la pendul, între cele două mărimi se stabilește raportul:

$$K_{pv} = l / r_{scp} = 6.43 \quad (7.11)$$

pe care îl vom numi constanta de pierdere a vitezei dispozitivului la așchiera ortogonală cu șoc.

Tabelul 7.1. Înălțimile de lansare a pendulului pentru realizarea vitezelor  $v_{A1}$ .

$v_{A1}$ [m/min]	135	125	115	105	95	85	75
$h_p$ [m]	0,0104	0,0271	0,0437	0,0609	0,0794	0,1002	0,1246
$h_1$ [m]	-0,0008	0,0360	0,0700	0,1011	0,1294	0,1549	0,1776

Aplicând coeficientul  $K_{pv}$  vitezelor impuse pendulului se vor obține vitezele maxime de așchiere la intrarea cuțitului în material :

$$v_{asp} = v_{A1} / K_{pv} \quad (7.12)$$

În urma calculelor se vor obține vitezele maxime de așchiere corespunzătoare pentru fiecare viteză maximă impusă a pendulului, viteze date în tabelul 7.2.

Tabelul 7.2. Vitezele de așchiere  $v_{asp}$  corespunzătoare vitezelor maxime a pendulului  $v_{A1}$ .

$v_{A1}$ [m/min]	135	125	115	105	95	85	75
$v_{asp}$ [m/min]	20,9953	19,4401	17,8849	16,3297	14,7744	13,2192	11,6640

Această reducere a vitezei de așchiere apare ca urmare a dimensionării corpului cuțitului în vederea asigurării rigidității și a rezistenței la încovoiere în timpul experimentelor.

- **faza II** – mișcarea între punctele  $A_1$  și  $A_2$  este o mișcare cu viteză decelerată ca urmare a acțiunii forței gravitaționale și forței de așchiere, mișcare care se suprapune cu mișcarea de așchiere ortogonală liberă. Prin urmare are loc o variație a vitezei pendulului în funcție de timp, de la o valoare maximă ( $v_{A1}$ ) atinsă în punctul  $A_1$  la zero în punctul  $A_2$ , și o variație a unghiului  $\theta_{ap}$  în funcție de timp, crescând de la zero la o valoare maximă corespunzătoare opririi pendulului în așchiere. Analitic dependența vitezei de încetinire a pendulului sub acțiunea numai a forței gravitaționale la un moment dat se poate scrie ca fiind:

$$v_p = \frac{d\theta_p}{dt} \cdot l \quad (7.13)$$

Ca urmare a mișcării pendulului după intrarea în așchiere atât sub influența forței gravitaționale cât și a forței de așchiere pendulul se va roti de data aceasta cu un unghi mai mic  $\theta_{ap}$ , iar pentru acest caz expresia vitezei pendulului la un moment dat se poate exprima cu relația:

$$v_{ap} = \frac{d\theta_{ap}}{dt} \cdot l \quad (7.14)$$

Din cele două relații nu se poate determina în mod direct unghiul  $\theta_a$  de deplasare a pendulului, mărime ce caracterizează numai mișcarea de așchiere. În acest scop se vor utiliza relațiile energetice ale pendulului în situația dată.

Pentru simplificarea calculelor, forța de așchiere  $F_a$  poate fi considerată constantă (ca forță medie), deoarece acționează într-un timp foarte scurt. Lucrul mecanic necesar pentru așchierarea probei pe o anumită lungime ( $\theta_{ap} \cdot r_{scp}$  fig.7.6.b.) trebuie să fie cel puțin egal cu suma lucrului mecanic consumat de forța gravitațională și lucrul mecanic consumat de forța de așchiere. Lucrul mecanic total efectuat de pendul după intrarea în așchiere poate fi scris ca fiind:

$$L_{ap} = L_p + L_a \quad (7.15)$$

unde

$L_p$  – lucrul mecanic efectuat de pendul după intrarea cuțitului în așchiere;

$L_a$  – lucrul mecanic de așchiere efectuat de forța de așchiere.

Mărimile  $L_p$  și  $L_a$  se pot exprima cu relațiile:

$$\begin{aligned} L_p &= -m \cdot g \cdot (l - l \cdot \cos\theta_{ap}) \\ L_a &= -F_a \cdot \theta_{ap} \cdot r_{scp} \end{aligned} \quad (7.16)$$

unde

$m$  – masa pendulului, [kg];

$\theta_{ap}$  – unghiul de rotație a pendulului cu viteză decelerată, în radiani;

$r_{scp}$  - raza sculei ( $r_{scp} = 0,040$  [m], adoptată constructiv).

Lucrul mecanic total poate fi exprimat prin relația:

$$L_{ap} = -m \cdot g \cdot (l - l \cdot \cos\theta_{ap}) - F_a \cdot \theta_{ap} \cdot r_{scp} \quad (7.17)$$

Pentru calculul masei pendulului necesară realizării, la pendul, a unei forțe comparabile cu forța de așchiere la burghiere, se pleacă de la relația :

$$\frac{1}{2} m \cdot v_{ap}^2 - \frac{1}{2} m \cdot v_{A1}^2 = -m \cdot g \cdot (\ell - \ell \cdot \cos \theta_{ap}) - F_a \cdot \theta_{ap} \cdot r_{scp}, \quad (7.18)$$

dar viteza în punctul  $A_2$  este  $v_{ap} = 0$ , iar relația (7.18) devine:

$$-\frac{1}{2} m \cdot v_{A1}^2 = -m \cdot g \cdot (\ell - \ell \cdot \cos \theta_{ap}) - F_a \cdot \theta_{ap} \cdot r_{scp} \quad (7.19)$$

unde

$v_{ap}$  – viteza pendulului la un moment dat în timpul așchierii;

$v_{A1}$  – viteza pendulului la intrarea în așchiere (viteza inițială).

Din relația (7.19) se poate exprima forța de așchiere în funcție de viteza maximă și masa pendulului:

$$F_a = \frac{\frac{1}{2} m \cdot v_{A1}^2 - m \cdot g \cdot (\ell - \ell \cdot \cos \theta_{ap})}{\theta_{ap} \cdot r_{scp}} = \frac{m \left[ \frac{1}{2} \cdot v_{A1}^2 - g \cdot (\ell - \ell \cdot \cos \theta_{ap}) \right]}{\theta_{ap} \cdot r_{scp}} \quad (7.20)$$

Din relația (7.20) se poate determina masa necesară a pendulului:

$$m = \frac{F_a \cdot \theta_{ap} \cdot r_{scp}}{\frac{1}{2} v_{A1}^2 - g(\ell - \ell \cdot \cos \theta_{ap})} \quad (7.21)$$

Pentru a realiza un pendul cu o masă care să poată dezvolta o forță de așchiere capabilă de a realiza lucrul mecanic necesar așchierii se caută a se exprima forța de așchiere prin relații cunoscute din teoria așchierii.

Forța de așchiere în funcție de elementele așchierii și materialul care se așchiază este dată de relația [76]:

$$F_a = K_{zp} \cdot a_p \cdot b_p \quad (7.22)$$

unde

$a_p \cdot b_p$  – secțiunea așchierii epruvetei din dispozitivul cu pendul (fig.7.6.b.);

$K_{zp}$  – forța specifică de așchiere, dependentă de material și grosimea așchierii la așchieria cu ajutorul dispozitivului cu pendul.

Forța de așchiere acționează perpendicular pe tăișul sculei, caz similar cu acțiunea forței tangențiale la operația de burghiere, aceeași expresie se poate scrie și pentru operația de găurire:

$$F_{ibur} = K_{zb} \cdot a_b \cdot b_b \quad (7.23)$$

unde

$K_{zb}$  – forța specifică de așchiere, dependentă de material și grosimea așchierii;

$F_{ibur}$  – este forța tangențială la operația de găurire, [N];

$a_b \cdot b_b$  – este secțiunea așchierii piesei corespunzătoare înaintării burghiului la o rotație a arborelui mașinii de găurit.

Forța specifică de așchiere  $K_{zp}$  este dependentă nu numai de materialul prelucrat, dar și de grosimea așchierii  $a$ , respectiv se poate scrie [76]:

$$K_{zb} = C \cdot a_b^{-\mu}; \quad K_{zp} = C \cdot a_p^{-\mu} \quad (7.24)$$

unde

$C$  – valoarea principală a forței specifice pentru o arie imaginară  $a \cdot b = 1 [\text{mm}^2]$ ;

$\mu$  - coeficient care caracterizează gradul de deformare plastică a materialului prelucrat.

În baza principiului similitudinii celor două procese de așchiere și în cazul

așchierii aceluiași tip de material, coeficienții  $C$  și  $\mu$  se pot considera de aceeași valoare în ambele cazuri. Din relația (7.24) se poate scrie:

$$C = \frac{K_{zb}}{a_b^{-\mu}}; \quad C = \frac{K_{zp}}{a_p^{-\mu}} \quad (7.25)$$

sau

$$\frac{K_{zb}}{a_b^{-\mu}} = \frac{K_{zp}}{a_p^{-\mu}} \quad (7.26)$$

Din relația (7.26) se poate scrie:

$$K_{zp} = K_{zb} \cdot \frac{a_p^{-\mu}}{a_b^{-\mu}} = K_{zb} \cdot \left( \frac{a_p}{a_b} \right)^{-\mu} \quad (7.27)$$

Forța specifică de așchiere la găurire se va calcula luând în considerare forța tangențială deoarece această forță produce lucrul mecanic comparabil cu lucrul mecanic efectuat sub acțiunea forței de așchiere în cazul pendulului. Forța tangențială la găurire se calculează cunoscând momentul tangențial de așchiere la găurire.

Momentul tangențial de așchiere la găurire se calculează cu relațiile cunoscute [80]:

$$M_t = C_M \cdot D^{1,5} \cdot s^{1,5} \cdot HB^n \cdot K_M \quad (7.28)$$

$$F_{tbur} = M_t / r_{bur} \quad (7.29)$$

Pentru condițiile concrete ale experimentelor: material cuprul OFHC și o rază a burghiului  $r_{bur} = 0,004$  [m] obținându-se  $M_{aș} = 2,8642$  [N·m], respectiv forța tangențială de așchiere  $F_{tbur} = 716,05$  [N].

Aria așchierii în cazul găuririi cu un burghiu de rază  $r_{bur} = 4$  [mm] și avansul cel mai mare utilizat în cazul experimentărilor ( $s=0,0172$  [mm/rot]) utilizând relațiile cunoscute [76], se obține:  $a_b \cdot b_b = 0,0688$  [mm<sup>2</sup>] și  $a_b = 0,0074$  [mm]. Cunoscând  $F_{tbur}$  și aria, din relația (7.23) se poate calcula  $K_{zb}$ :

$$K_{zb} = F_{tbur} / a_b \cdot b_b = 10408 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Pentru calculul forței specifice de așchiere  $K_{zp}$ , se alege grosimea așchierii  $a_p = 0,1$  [mm] pentru evitarea fenomenului de tasare și pentru a putea asigura o precizie a reglării uniforme pentru toate cazurile experimentate. Lățimea se alege  $b_p = 5,3$  [mm] pentru a asigura o rezistență mecanică a epruvetei împotriva voalării (fig.7.6.b.). Aria secțiunii așchierii în aceste condiții va fi  $a_p \cdot b_p = 0,53$  [mm<sup>2</sup>].

Fiind același material așchiat se alege din literatura de specialitate [75] coeficientul  $\mu = 0,35 \div 0,5$ . Înlocuind datele cunoscute în relația (7.27) pentru  $\mu = 0,435$ , se obține  $K_{zp} = 3354$  [N/mm<sup>2</sup>], iar după aceea înlocuind în relația (7.22) și ținând seama de unitățile de măsură, se obține forța de așchiere necesară efectuării lucrului mecanic de așchiere  $F_a = 1800$  [N].

Estimând că sub acțiunea forței de așchiere  $F_a$  brațul pendulului în timpul așchierii libere se va roti cu un unghi  $\theta_{ap} = 10 \div 20^0$  [81] și înlocuind datele în relația (7.21) se determină masa  $m$  a pendulului. Pentru calcule se adoptă  $\theta_{ap} = 15^0$ ,  $\theta_{ap} = 0,2617$  radiani,  $v_{A1} = 135$  [m/min] =  $2,25$  [m/s], obținându-se masa necesară a pendulului  $m = 7,613$  [kg].

Pentru exprimarea unghiului  $\theta_a$ , care este numai în funcție de forța de așchiere

și condițiile așchierii, în punctul  $A_2$  putem exprima lucrul mecanic din condiții energetice, cunoscând masa pendulului în condițiile concrete de lucru. În acest sens vom utiliza schema de principiu din figura 7.9, de unde relația (7.15) poate fi scrisă:

$$L_{ap} = L_{p2} + L_{a2} \quad (7.30)$$

unde

$L_{p2}$  – lucrul mecanic efectuat de componenta greutății  $F_{p2}$  care produce decelerarea pendului corespunzător unghiului  $\theta_{ap}$ .

Forța  $F_{ap}$  în punctul  $A_2$  se poate scrie ca fiind:

$$F_{ap} = F_{p2} + F_{a2} \quad (7.31)$$

deoarece  $F_{p2}$  și  $F_{a2}$  au aceeași direcție și orientare.

$F_{a2}$  - reprezintă forța rezistentă care se opune deplasării pendulului datorită așchierii, respectiv se poate lua egală cu forța de așchiere iar lucrul mecanic efectuat  $L_{a2}$  egal cu lucrul mecanic efectuat la așchiere  $L_a$ .

$$F_{ap} = F_{p2} + F_a \quad (7.31.a)$$

iar relația (7.30) devine:

$$L_{ap} = L_{p2} + L_a \quad (7.30.a)$$

$$F_{p2} = m \cdot g \cdot \sin \theta_{ap} \quad (7.32)$$

Lucrul mecanic consumat se mai poate exprima și în funcție de energia cinetică a pendulului prin relațiile:

$$L_{ap} = \frac{1}{2} m (v_{A1}^2 - v_{ap}^2) \quad (7.33)$$

$$L_{p2} = \frac{1}{2} m (v_{A1}^2 - v_{p2}^2) \quad (7.34)$$

Înlocuind relația (7.33) și (7.34) în relația (7.30.a) și exprimând apoi pe  $L_a$  se obține:

$$L_a = \frac{1}{2} m (v_{p2}^2 - v_{ap}^2) \quad (7.35)$$

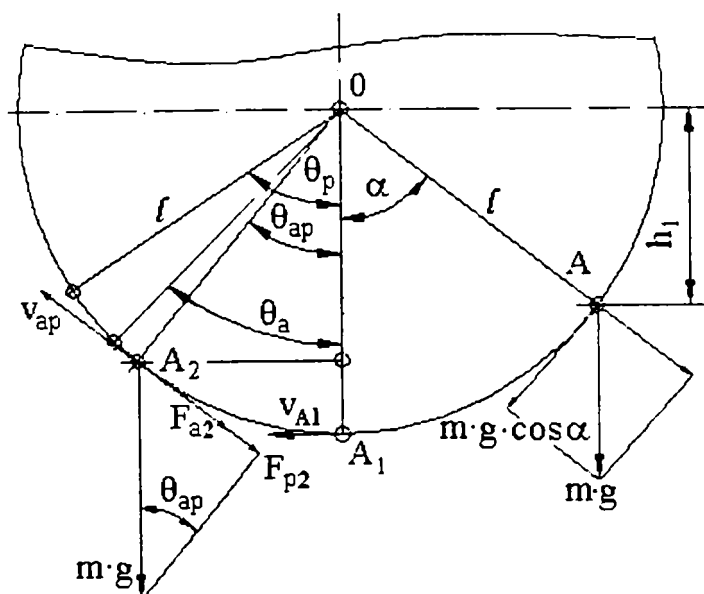


Fig. 7.9. Schema de principiu pentru calculul unghiului  $\theta_a$ .

Expresia (7.35) reprezintă lucrul mecanic consumat numai de procesul de așchiere ca urmare a vitezei impuse pendulului. Forța  $F_{ap}$  se poate exprima din relația

de echivalență:

$$\frac{1}{2} m(v_{\lambda 1}^2 - v_{ap}^2) = F_{ap} \cdot \theta_{ap} \cdot l \quad (7.36)$$

$$F_{ap} = \frac{m(v_{\lambda 1}^2 - v_{ap}^2)}{2 \cdot \theta_{ap} \cdot l} \quad (7.37)$$

Înlocuind relațiile (7.31) și (7.32) în relația (7.31.a) și exprimând  $F_a$  se obține expresia forței de așchiere în funcție de deplasarea pendulului:

$$F_a = \frac{m \cdot (v_{\lambda 1}^2 - v_{ap}^2)}{2 \cdot \theta_{ap} \cdot l} - m \cdot g \cdot \sin \theta_{ap} \quad (7.38)$$

Lucrul mecanic exprimat numai în funcție de forța de așchiere ca forță medie și deplasarea unghiulară  $\theta_a$  se poate exprima prin relația:

$$L_a = F_a \cdot \theta_a \cdot l \quad (7.39)$$

Din (7.38) și (7.39) se obține valoarea deplasării unghiulare rezultată numai în urma acțiunii de încetinire a mișcării pendulului ca urmare a opoziției forței de așchiere:

$$\theta_a = \frac{L_a}{F_a \cdot l} \quad (7.40)$$

Înlocuind în relația (7.40) expresiile (7.35) și (7.38) și exprimând vitezele ca viteze unghiulare se obține:

$$\theta_a = \frac{l \cdot (\omega_{p2}^2 - \omega_{ap}^2)}{\frac{l \cdot (\omega_{\lambda 1}^2 - \omega_{ap}^2)}{\theta_{ap}} - 2g \cdot \sin \theta_{ap}} \quad (7.41)$$

Relația (7.41) se utilizează pentru calculul unghiului  $\theta_a$  la diferite viteze de așchiere date de pendul și unghiuri  $\theta_{ap}$  de ridicare a brațului pendulului corespunzătoare acestor viteze.

Înlocuind expresia lucrului mecanic cu expresia (7.25) și  $G/\gamma$  cu expresia volumului așchii, relația (7.4) devine:

$$W_s = F_a \cdot \theta_a \cdot l / a_p \cdot b_p \cdot \theta_a \cdot r_{scp} \quad (7.42)$$

Efectuând înlocuirile cu expresiile cunoscute, vitezele cu vitezele unghiulare în relația forței de așchiere și ținând seama că la limita maximă a lui  $\theta_{ap}$ ,  $\omega_{ap} = 0$ , se obține:

$$W_s = \frac{F_a \cdot l}{a_p \cdot b_p \cdot r_{scp}} = \frac{m(l \cdot \omega_{\lambda 1}^2 - 2\theta_{ap} \cdot g \cdot \sin \theta_{ap})}{2 \cdot a_p \cdot b_p} \cdot \frac{l}{r_{scp}} \quad (7.43)$$

Pentru neglijarea frecărilor care apar la mișcarea pendulului, s-a pornit de la considerentul că fenomenul este prezent atât la mișcarea fără așchiere (mișcarea în gol) cât și în timpul mișcării de așchiere. În acest scop s-a achiziționat fișiere cu mersul în gol al pendulului pentru toate vitezele impuse ( $v_{\lambda 1}$  tab.7.2).

Mărimea unghiului  $\theta_{ap}$  a fost măsurată de către traductorul tip TIRO 1000 C [124], achiziționată prin intermediul plăcii de achiziții de date și stocate în memoria calculatorului sub forma unui fișier ASCII (American Standard for Code Information Interchange). Pentru prelucrarea datelor achiziționate s-a elaborat un program sub mediul MATLAB<sup>®</sup> [43].



### 7.3.3.2. Algoritm de prelucrare a datelor și descrierea programelor

Traductorul incremental de rotație (TIRO) transformă o mărime de intrare analogică de tip deplasare unghiulară într-un număr de impulsuri de tensiune electrică proporțională cu mărimea de intrare.

Semnalele electrice quasisinusoidale obținute de la celulele fotovoltaice sînt prelucrate de subansamblul electronic încorporat în traductor. Acesta asigură amplificarea semnalelor și transformarea lor în impulsuri logice (fizic materializate în tensiuni de zero volți și 5 volți). Impulsurile produse de traductor (TTL) sunt transmise contorului de impulsuri al plăcii de achiziții PCI 1200 ce realizează numărarea acestora. Paralel cu numărarea impulsurilor TTL placa de achiziții prin contorul de timp, contorizează numărul de impulsuri în unitatea de timp. Tipul de traductor TIRO 1000 C generează 1000 de impulsuri pe o rotație, iar contorul de timp al plăcii de achiziții utilizate poate măsura timpul cu o precizie de  $1/2000000$  secunde [125].

Pentru inițializarea bazei de timp, contorului de impulsuri și înregistrarea datelor sub formă de fișiere (ASCII), placa de achiziții date trebuie comandată printr-un program „C++\_asc4” special elaborat în acest sens. Fișierele ASCII conțin datele sub forma unor numere întregi codificate pe 16 bit, necesitînd transformarea acestora în fișiere care să se poată prelucra mai departe sub mediul MATLAB. În acest sens s-a elaborat algoritmul de prelucrare a datelor achiziționate pe standul prezentat în figura 7.6. Algoritm de prelucrare a datelor este prezentat în figura 7.10.

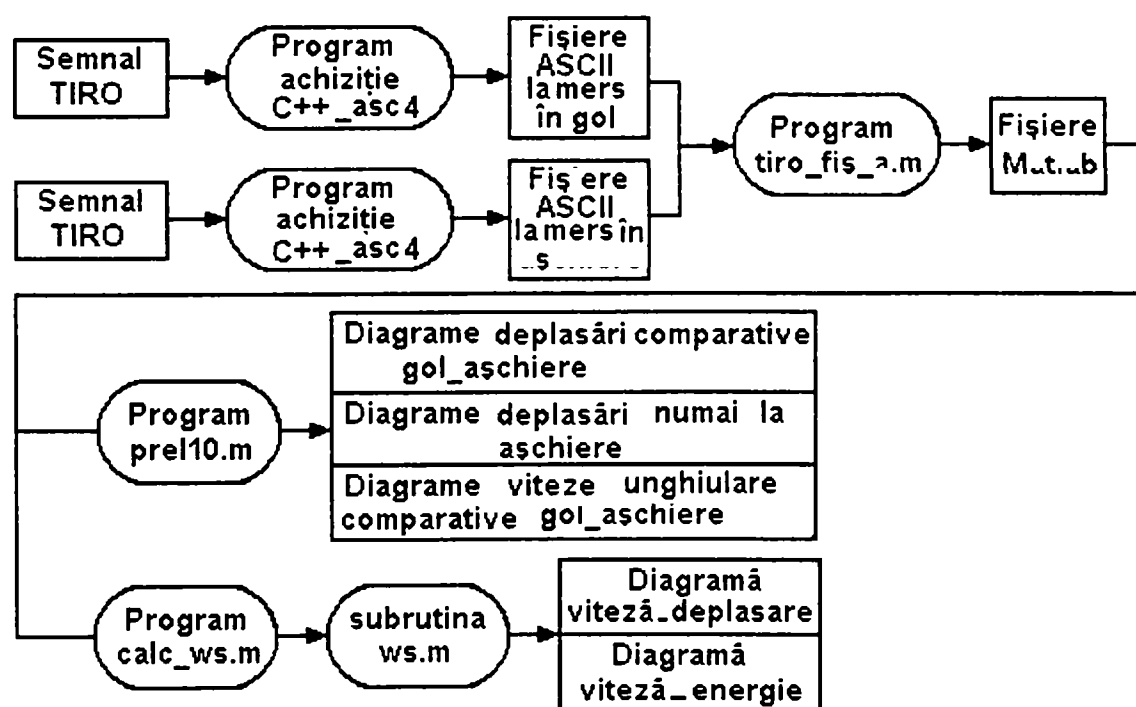


Fig. 7.10. Algoritm de prelucrare a datelor achiziționate pe standul din figura 7.6.

Datorită faptului că placa de achiziții nu realizează automat inițializarea contoarelor și scrierea în fișier a datelor, a fost elaborat programul „C++\_asc4” prezentat în Anexa 17, program care ține seama de caracteristicile plăcii de achiziție date și a sistemului de operare Windows. Citirea datelor se face în buclă: se citește contorul de impulsuri și cel de timp pentru un număr prestabilit de citiri

( $n=40000$  citiri), după care datele sunt înscrise în fișier tip ASCII. Apoi urmează resetarea contoarelor pentru o viitoare citire și închiderea fișierului.

Deoarece contoarele de pe placa de achiziții au o capacitate de 16 bit, adică pot contoriza maxim  $2^{16}=65535$  valori [102], după care reîncepe din nou numărătoarea de la valoarea de 65535 până la zero, în fișierul ASCII valorile sunt înregistrate după acest algoritm. Pentru prelucrarea acestor date sub mediul MATLAB<sup>®</sup> este necesară normalizarea valorilor astfel ca datele să se înscrie într-un interval continuu și salvarea lor în fișier tip MATLAB<sup>®</sup>. În acest scop s-a utilizat programul „tiro\_fis\_a.m” prezentat în Anexa 18.

Programul „prel10.m” pentru prelucrarea datelor experimentale achiziționate (Anexa 17) apelează fișierele MATLAB<sup>®</sup> și lucrează după următorul algoritm de procesare:

A. Citire date din fișier;

A.1. Eliminarea revenirii pendului după așchiere;

A.2. Eliminarea diferențelor de start.

B. Interpolare date : se elimină caracterul de salturi în trepte datorate cuantizării al diagramei deplasărilor

B.1. Interpolare date pentru deplasarea pendulului în gol;

B.2. Interpolare date pentru deplasarea pendulului în așchiere.

C. Ajustarea lungimii seturilor de date;

C.1. Interpolarea datelor pentru deplasare, pentru a avea intervale egale în timp.

D. Filtrarea de netezire - pentru eliminarea erorilor accidentale. Filtrarea se realizează cu un filtru de convoluție pe 50 de puncte.

E. Calculul vitezelor pentru pendul la mers în gol și în așchiere;

E.1. Derivarea numerică a deplasării măsurate ca unghi  $\theta_{ap}$ ;

E.2. Ajustare lungime vectori după derivare.

F. Filtrarea de netezire a vitezelor: - pentru eliminarea erorilor de derivare. Filtrarea se realizează cu un filtru de convoluție pe 500 de puncte.

G. Calculul unghiului  $f_{i\_rot}$  (în program unghiul  $\theta_a$  este numit  $f_{i\_rot}$ ) pe baza relației (7.41). Definirea parametrilor pentru calculul  $f_{i\_rot}$ ; calculul  $f_{i\_rot}$ ;

H. Afișarea valorii unghiului  $f_{i\_rot}$  ( $\theta_a$ ); afișarea diagramelor :

- deplasare unghiulară măsurată

- viteză unghiulară calculată din deplasarea unghiulară  $\theta_{ap}$  măsurată.

Programul elaborat „prel10.m” prezentat în Anexa 17 permite totodată și afișarea diagramelor cu variația deplasărilor unghiulare ( $\theta_p$ ) în gol corespunzătoare deplasărilor unghiulare ( $\theta_{ap}$ ) pe timpul cât durează așchieria. De asemenea pe diagrame pot fi citite valorile timpului de început și de sfârșit al așchierii precum și valorile maxime ale unghiurilor  $\theta_a$ ,  $\theta_{ap}$ , și  $\theta_p$  în radiani.

### 7.3.3.3. Rezultate experimentale

Cu ajutorul unui subprogram „sub  $f_{i\_rot}$ ” (Anexa 18) introdus în programul „prel10.m” în locul „calc  $f_{i\_rot}$ ” se obține un nou program „calcul\_ws.m” (Anexa 18). Cu programul „calcul\_ws.m” care la rândul lui apelează subrutina „ws.m”

(Anexa 18) și valorile maxime ale unghiului  $\theta_a$ , calculate cu ajutorul relației (7.41), s-au trasat diagrama de variație al acestuia în funcție de vitezele reale  $v_{asp}$ , (conform cu tab.7.2), diagramă prezentată în figura 7.11.

Pentru calculul și trasarea diagramei energiei specifice disipate în procesele de așchiere experimentate în conformitate cu relația (7.43) s-a utilizat același program „calcul\_ws.m” și subrutină „ws.m”. Diagrama de variație a energiei specifice în funcție de vitezele reale  $v_{asp}$ , (tab.7.2) este prezentată în figura 7.12.

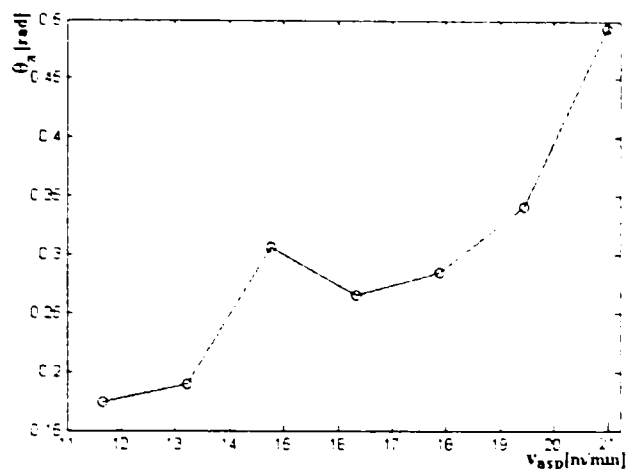


Fig. 7.11. Variația unghiului  $\theta_a$  în funcție viteza  $v_{asp}$ .

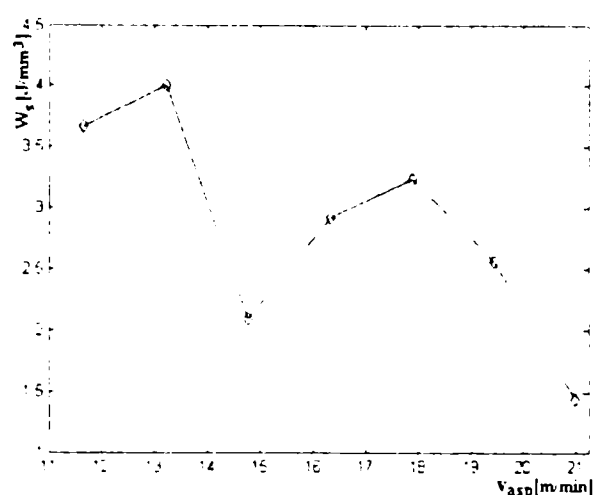


Fig. 7.12. Variația energiei specifice în funcție viteza  $v_{asp}$ .

Diagramele corespunzătoare variației unghiurilor  $\theta_a$ ,  $\theta_{ap}$ ,  $\theta_p$  și a vitezelor unghiulare în funcție de timpul de așchiere corespunzătoare vitezelor impuse  $v_{Al}$  din tabelul 7.2, sunt prezentate în Anexa 19. Numerotarea figurilor s-a făcut în ordinea descrescătoare a vitezelor impuse (fig.A.19.1. corespunde lui  $v_{Al} = 135$  [m/min], fig.A.19.2. lui  $v_{Al} = 125$ ...).

Ca urmare a deplasării cuțitului în material sub acțiunea unui impuls de viteză [10], viteza inițială se amortizează și cuțitul rămâne în așchie, așchia rămâne nedetașată, prilej cu care s-a făcut și o analiză microscopică la diferite scări de mărire, a modului de formare a așchiei la așchiera cu vibroșocuri.

Analiza microscopică a eșantioanelor s-a făcut cu ajutorul microscopului metalografic Neophot 21 la care s-a cuplat o cameră digitală tip TRUST Space @ M pentru achiziția imaginilor pe un calculator PC Pentium III din laboratorul de Studiul Materialelor al Universității din Oradea. Imaginile achiziționate sunt prezentate în Anexa 20, figurile fiind numerotate în ordinea descrescătoare a vitezelor impuse cu indicarea ordinului de mărire.

Din analiza diagramei rezultate (Anexa 19) se observă că la intrarea cuțitului în așchiere pe o anumită perioadă de timp curbele de variație ale vitezelor unghiulare variază puternic, ceea ce denotă că în urma impactului de intrare a cuțitului în material, au loc vibrații cu amortizări mari (curbele notate  $\omega_{ap}$  figurile c din Anexa 19) cu implicații asupra deplasării sculei în material (figurile a din Anexa 19). Datorită tensiunilor elastice care se acumulează în sistem și coroborate cu fenomenele de stik-slip la formarea așchiilor pe curbele vitezelor unghiulare  $\omega_{ap}$  apare la un moment dat o creștere locală a vitezelor corespunzătoare descărcărilor tensiunilor acumulate până în acel moment.

Analizând curbele deplasării cuțitului în așchiere se observă că la viteze impuse de 125 [m/min] și 105 [m/min] se obțin deplasări mai line (fig. A.19.2.a și fig. A.19.4.a. Anexa.19), iar cea mai instabilă deplasare este pentru viteza impusă de 95 [m/min] (fig. A.19.5.a. Anexa.19).

Pentru viteza impusă  $v_{Al}=125$  [m/min] sunt prezentate în figurile 7.13, 7.14, 7.15 variațiile unghiurilor  $\theta_a$ ,  $\theta_{ap}$ ,  $\theta_p$  și a vitezelor unghiulare  $\omega$  (fig. A.19.2.a, A.19.2.b, A.19.2.c, din A19), iar pentru viteza de 95 [m/min] în figurile 7.16, 7.17, 7.18 (fig. A.19.5a, A.19.5b, A.19.5c, din A19).

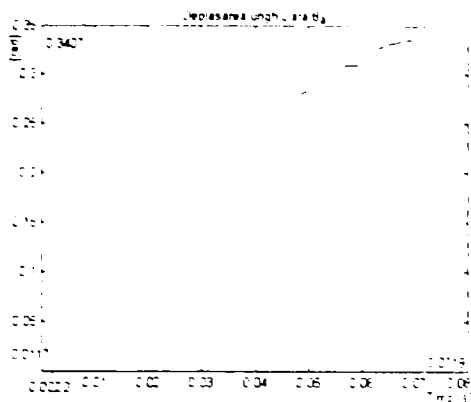


Fig. 7.13.

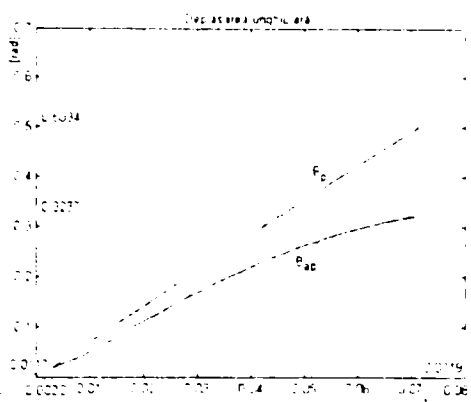


Fig. 7.14.

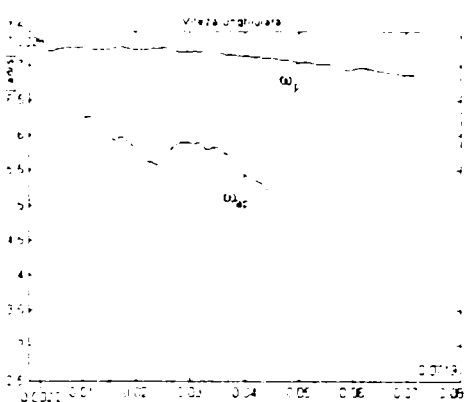


Fig. 7.15.

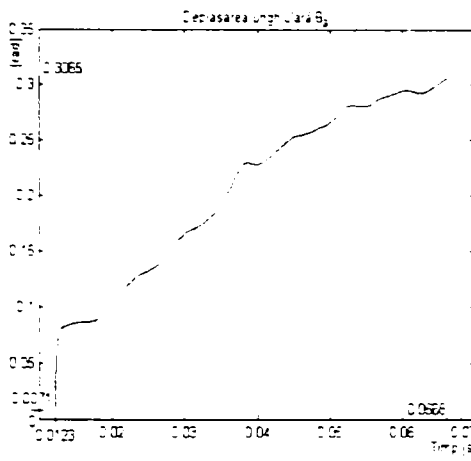


Fig. 7.16.

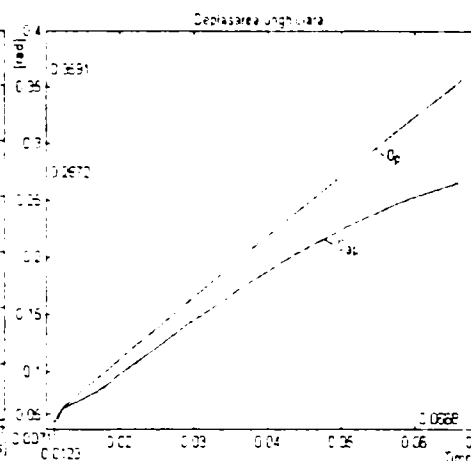


Fig. 7.17.

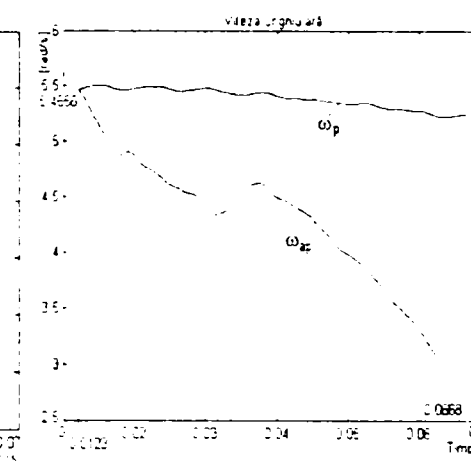


Fig. 7.18.

Analizând modul de deformare a materialului așchii și a stratului așchiat [3, 57] se poate observa că la viteza de 125 [m/min] se obține cel mai mic grad de deformare a stratului așchiat figura 7.19x200 (fig A.20.2s.x200, Anexa 20), iar unghiul planului de forfecare al așchii este cel mai mare, aspect care favorizează fenomenul de fragmentare al așchii figura 7.20x250 (fig. A.20.2s.x250, Anexa 20). Efectul termic manifestat prin oxidări în profunzime, este mic în stratul așchiat și mare în materialul așchii figura 7.21x500 (fig. A.20.2s.x500, Anexa 20), aspect foarte important pentru prelucrarea unor materiale pure (cazul cuprului OFHC).

La viteza  $v_{Al} = 135$  [m/min] figura 7.22x400 (fig. A.20.1s.x400, Anexa 20) se observă influențe termice în profunzime atât în așchie cât și în materialul așchiat, precum și o propagare a fisurii de dislocare a așchii, ceea ce ajută la fragmentarea așchiilor. La viteze mai mici se observă o deformare mai mare a stratului așchiat și unghiuri ale planului de forfecare al așchii cu valori similare, iar la viteza impusă de 95 [m/min] se observă: o deformare a stratului de material așchiat, o influență termică cu oxidare atât a stratului așchiat cât și al așchii în profunzime figura 7.23x200 (fig.

A.20.5s.x200, Anexa 20), un unghi de forfecare a așchii mai mic decât în celelalte cazuri figura 7.24x250 (fig. A.20.5s.x250, Anexa 20).



Fig.7.19. (x200).



Fig.7.20. (x250).

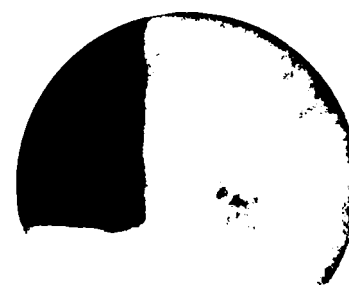


Fig.7.21. (x500).



Fig.7.22. (x400).

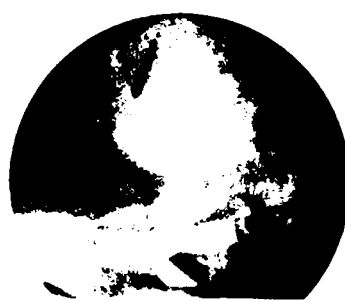


Fig.7.23. (x200).



Fig.7.24. (x250)..

Trasarea diagramelor viteză\_deplasare, viteză\_energie disipată contribuie la stabilirea unor viteze optime la care are loc așchiera cu șocuri pentru un anumit material, iar a diagramelor timp\_deplasări unghiulare ajută la stabilirea timpului de așchiere efectivă a sculei sub acțiunea unui impuls dat, respectiv a timpului de amortizare a mișcării sculei în material.

Analiza microscopică a stratului așchiat și a rădăcinii așchii vine să întregască informațiile despre comportarea materialului supus așchierii cu șocuri la diferite viteze de așchiere.

#### 7.4. Concluzii

Așchiera cu șocuri poate fi benefică în anumite condiții, aducând reale avantaje la prelucrarea unor tipuri de materiale.

Pentru implementarea acestui procedeu de prelucrare prin așchiere a materialelor este necesară cunoașterea unor aplicații anterioare în domeniu, a mașinii-unelte pe care se va face aplicația și stabilirea tipului operației de așchiere .

Pe baza acestor date se propune un model de dispozitiv vibropercutant, care să poată fi introdus în procesul de prelucrare fără modificări constructive ale mașinii.

Testarea așchiabilității materialului în condițiile de prelucrare prin așchiere cu șocuri oferă posibilitatea alegerii celor mai optime regimuri de așchiere.

Găsirea unor similitudini între operațiile de prelucrare și implementarea tehnicilor de calcul în achiziția și prelucrarea datelor conduce la scurtarea timpului de testare a materialului de prelucrat în noile condiții.

Datele obținute la testarea așchiabilității materialului de prelucrat se vor utiliza la proiectarea dispozitivului.

Standul proiectat și realizat permite măsurarea energiei consumate la așchiera și a altor materiale sub acțiunea unui impuls de viteză în condițiile date.



## 8. STUDIUL FUNCȚIONĂRII DISPOZITIVULUI VIBROPERCUTANT

Analizând mișcările percutorilor și a arborelui dispozitivului în funcție de mișcarea de rotație a arborelui mașinii-unelte (fig. 7.5), ținând seama de descrierea funcționării dispozitivului din figura 7.1 (cap. 7.1) și de influențele materialului de așchiat (cap. 7.3.3) asupra procesului de așchiere cu șocuri, dispozitivul vibropercutant poate lucra în mai multe regimuri.

### 8.1. Clasificarea regimurilor de funcționare ale dispozitivului

Funcționarea dispozitivului vibropercutant, ales ca model de studiu, trebuie să îndeplinească câteva condiții importante pentru ca așchiera vibropercutantă să decurgă într-un regim optim. Pentru realizarea acestui lucru se vor analiza mai în detaliu mișcările care au loc la antrenarea dispozitivului, utilizând reprezentarea în secțiunea C- C din figura 7.5. Secțiunea C- C explicitată se prezintă în figura 8.1.

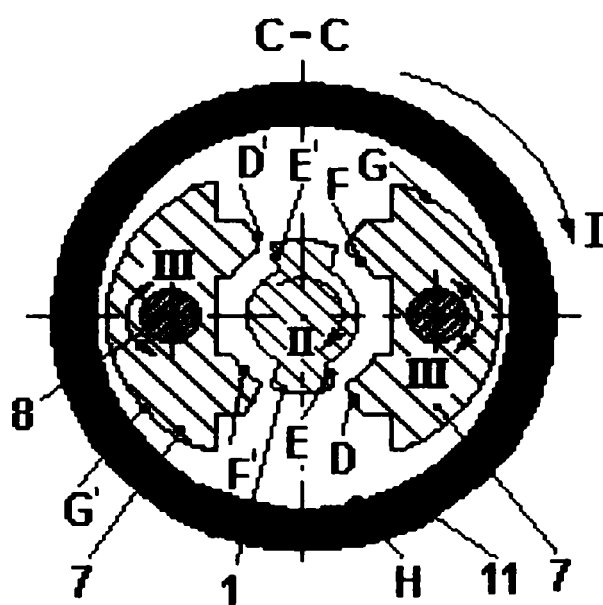


Fig. 8.1. Secțiune transversală a dispozitivului vibropercutant.

Mișcarea I a corpului 11 al dispozitivului este imprimată de arborele mașinii și va constitui pentru percutorii 7 o mișcare de transport (planetară) față de axa arborelui 1 al dispozitivului. Datorită inerției percutorii tind să-și păstreze starea de repaus, motiv pentru care partea posterioară (suprafețele F și F') vor ciocni suprafețele E și E' ale arborelui 1. În urma ciocnirii percutorilor li se imprimă mișcarea de pivotare III, în jurul bolțurilor 8, aducând partea anterioară a percutorilor spre arborele 1, respectiv suprafețele D și D' vor ciocni cu forță suprafețele E și E' ale arborelui 1, imprimându-i acestuia o mișcare de rotație II cu un unghi oarecare  $\varphi_{rot}$ , în sensul mișcării I. În urma impactului dintre suprafețele D și E, respectiv D' și E' se realizează percuția, iar percutorii vor executa din nou mișcarea de pivotare III, dar în sens invers, eliberând legătura cu suprafețele E și E' ale arborelui. Datorită degajărilor de pe suprafețele F și F' ale percutorilor 7 și mișcării de transport al corpului 11, percutorii vor trece peste protuberanțele arborelui 1. În acest timp partea



posterioră a percutorilor este adusă la un nou contact cu protuberanțele arborelui 1, iar în urma ciocnirii, din nou percutorii vor fi aduși în poziția de percuție, realizând prin ciocnire o nouă mișcare de rotație II a arborelui 1 împreună cu scula așchietoare.

În acest mod de funcționare energia cinetică a corpului 11 obținută prin percuție este transferată sculei pentru efectuarea lucrului mecanic de așchiere. Pe timpul mișcărilor de depășire a protuberanței (camă) arborelui de către percutori, arborele 1 este frânat de forțele de așchiere și oprit până la efectuarea unei noi percuții, după care întreg procesul de mișcare se repetă.

Din descrierea funcționării dispozitivului rezultă că percutorii vor acționa de două ori asupra protuberanțelor arborelui dispozitivului, în timpul unei rotații a axului principal al mașinii, creând momente de rotație a sculei. Pentru ca momentul de rotație să fie maxim este necesar ca ciocnirea ambilor percutori cu suprafețele camei să se producă simultan, lucru care se va întâmpla dacă la construcția elementelor active ale dispozitivului vor fi executate cu o precizie ridicată.

O primă condiție pe care trebuie să o îndeplinească dispozitivul ar fi transmiterea unei cantități de energie cinetică cât mai mare de la arborele mașinii spre burghiu, lucru asigurat prin precizia constructivă a percutorilor, arborelui 1 și a montajului acestora în corpul 11.

Altă condiție de funcționare corectă a dispozitivului este ca suprafețele G și G' a percutorilor după ciocnirea secundară a suprafețelor F și F' cu suprafețele camei arborelui 1, să nu ciocnească suprafața interioară H a corpului dispozitivului, pentru a împiedica introducerea de șocuri radiale în sistemul dispozitiv-mașină-unealtă.

Alegerea soluției de montaj și a tipului de lagăre a dispozitivului respectă cerința ca o parte însemnată din eforturile de așchiere și vibrații să fie preluate de elementele acestuia. Montajul în „O” a celor doi rulmenți radial-axiali va asigura preluarea unei părți însemnate din forțele de așchiere axiale și radiale, iar rulmenții cu role o parte a eforturilor radiale. Combinarea sistemelor de lagăre reduce și nivelul amplitudinilor vibrațiilor transmise spre arborele mașinii și totodată permite utilizarea dispozitivului în operații de găurire, respectiv și a altor operații de așchiere, asigurând prin acest lucru un grad ridicat de universalitate dispozitivului, lucru ce-l deosebește de dispozitivul din figura 7.1.

Alte condiții de ordin funcțional ar fi asigurarea unei construcții simple, ușor de întreținut și ușor de integrat în magazinul de scule al mașinii.

În funcție de parametrii geometrici și cinematici a pieselor în interacțiune, dispozitivul vibropercutant descris poate funcționa în timpul așchierii în următoarele moduri:

a) – după prima ciocnire dintre percutori și cama arborelui dispozitivului, datorită unei geometrii necorespunzătoare a suprafețelor D și D', sau a cotelor care definesc aceste suprafețe, percutorii pot să rămână blocați pe cama arborelui, așchieria desfășurându-se fără percuții după schema așchierii obișnuite;

b) – după prima ciocnire a percutorilor cu cama arborelui, mișcările generate de ciocniri sunt cele descrise mai sus, operația de așchiere se desfășoară după schema așchierii cu vibroșocuri, schemă care se compune din următoarele etape: percuția, așchieria propriu-zisă, amortizarea mișcării de așchiere și oprirea procesului până la o nouă percuție;

c) – după prima ciocnire percutorii nu vor mai intra în ciocnire cu arborele dispozitivului, datorită unor greșeli constructive, nerealizându-se mișcare de așchiere. În acest caz practic dispozitivul nu mai funcționează.

Având în vedere aceste posibilități de funcționare, complexitatea mișcărilor și necesitatea asigurării unei bune precizii a elementelor care se ciocnesc, este necesar a se efectua un studiu prin modelare numerică a modelului de dispozitiv adoptat.

## 8.2. Determinarea percuției în ipoteza existenței vibropercuțiilor

Ciocnirile dintre percutori și cama de pe arborele 1 (fig. 8.1), pot fi împărțite în două grupe: ciocniri principale, care transmit energie cinetică arborelui dispozitivului respectiv un cuplu de forțe care vor efectua lucrul mecanic de așchiere, ca efect al percuțiilor pe suprafețele D și E respectiv D' și E', și ciocniri secundare dintre diferite puncte ale suprafețelor F și F' cu puncte de pe suprafața camei arborelui dispozitivului, ciocniri care vor aduce percutorii din nou în poziția de ciocnire principală și care totodată introduc în sistemul dispozitiv-sculă un anumit nivel de vibrații care vor concura și ele la desfășurarea procesului de așchiere.

Datorită compunerii mișcărilor în urma celor două tipuri de ciocniri, scula va executa asupra materialului o mișcare complexă – mișcarea de așchiere vibropercutantă. Mișcările care au loc înainte și după ciocnire sunt determinate de vitezele și masele elementelor aflate în mișcare. Un factor important care caracterizează ciocnirea este coeficientul de restituire după ciocnire. El caracterizează felul ciocnirilor, fiind influențat de viteza de ciocnire, masele, natura și starea materialelor corpurilor care se ciocnesc. În funcție de mărimea acestui coeficient ciocnirea poate fi: elastică ( $R=1$ ), elasto-plastică ( $0 < R < 1$ ) și plastică ( $R=0$ ) [95].

Ciocnirea dintre corpurile confecționate din oțeluri supuse tratamentului termic de călire este caracterizată ca fiind de natură elasto-plastică, cu valori ale coeficientului de restituire cuprins între zero și 1. Cu cât materialul are modulul de elasticitate mai mare și proprietăți de călire mai bune cu atât valoarea lui este mai mare, se apropie de 1, iar cu cât proprietățile de plasticitate sunt mai mari, coeficientul de restituire scade spre zero.

Coeficientul de restituire are implicații asupra mărimii deplasărilor corpurilor după ciocnire, fiind necesară cunoașterea lui ca parametru pentru proiectarea dispozitivului.

### 8.2.1. Stabilirea coeficientului de restituire pentru modelul adoptat

Pentru determinarea coeficientului de restituire în cazul modelului de dispozitiv adoptat se va considera că percutorii și arborele sunt confecționați din oțel călit cu proprietăți elasto-plastice, admitând că local, în zona de contact vor avea loc mici deformații plastice admisibile.

Coeficientul de restituire pentru modelul adoptat se poate determina din analiza cinematică a mișcărilor executate de percutor și arborele dispozitivului. Schema de principiu după care are loc ciocnirea este prezentată în figura 8.2.

Percutorul se asimilează cu o sferă care lovește cama arborelui cu viteză

echivalentă cu viteza arborelui principal al mașinii-unelte. Suprafața camei este plană și poate fi asimilată cu un perete înclinat în momentul ciocnirii. Vectorii viteză înainte și după ciocnire sunt figurați în schema din figura 8.2. Semnificația notațiilor din figura 8.2 sunt:

- $v_2'$  – viteza arborelui după impact;
- $v_2$  – viteza arborelui înainte de impact:  $v_2 = 0$ ;
- $v_R'$  – viteza rezultantă a perculatorului după impact;

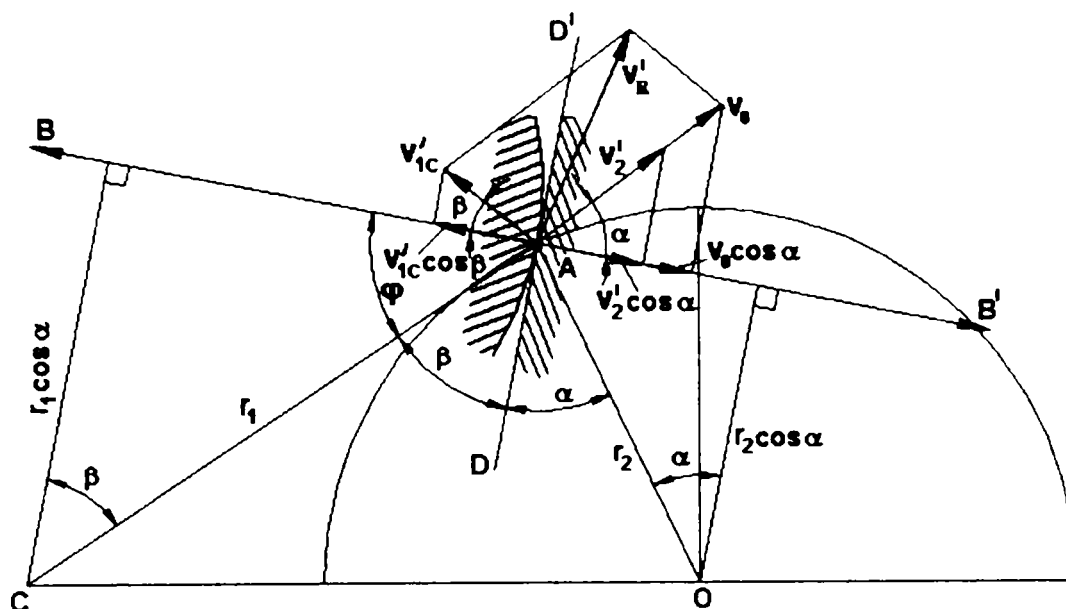


Fig.8.2. Schema de principiu a ciocnirii perculator-camă.

$$v_R' = v_0' + v_{1C}' \quad (8.1)$$

- $v_0'$  – viteza perculatorului față de O după impact,  $v_0' = v_0$ ;
  - $v_{1C}'$  – viteza perculatorului față de C după impact;
  - $v_1$  – viteza perculatorului înainte de impact;
  - $v_0$  – viteza perculatorului față de O înainte de impact;
  - $v_{1C}$  – viteza perculatorului față de C înainte de impact,  $v_{1C} = 0$ ;
  - C – centrul de rotație al perculatorului;
  - O – centrul de rotație al arborelui dispozitivului și mașinii-unelte.
- Coeficientul de restituire în acest caz este dat de relația [95]:

$$R = \frac{v_2^* - v_1^*}{v_1^* - v_2^*} \quad (8.2)$$

unde

- $v_2^*$  – viteza arborelui dispozitivului după ciocnire;
- $v_1^*$  – viteza perculatorului după ciocnire;
- $v_2^*$  – viteza arborelui dispozitivului înainte de ciocnire;
- $v_1^*$  – viteza perculatorului înainte de ciocnire.

Înlocuind în relația (8.2) expresiile din situațiile concrete arătate mai sus, se obține:

$$v_2^* = v_2' \cos \alpha;$$

$$\begin{aligned}v_1^* &= v_0' \cos \alpha - v_{1C}' \cos \beta \text{ dar } v_0' = v_0 \Rightarrow v_1^* = v_0 - v_{1C}' \cos \beta; \\v_2^* &= v_2 \cos \alpha \text{ dar } v_2 = 0 \Rightarrow v_2^* = 0; \\v_1^* &= v_0 \cos \alpha - v_{1C}' \cos \beta \text{ dar } v_{1C}' = 0 \Rightarrow v_1^* = v_0 \cos \alpha,\end{aligned}$$

atunci:

$$R = \frac{v_2' \cdot \cos \alpha - (v_0 \cos \alpha - v_{1C}' \cdot \cos \beta)}{v_0 \cdot \cos \alpha} = \frac{v_2' \cos \alpha - v_0 \cos \alpha + v_{1C}' \cdot \cos \beta}{v_0 \cdot \cos \alpha} \quad (8.3)$$

$$\begin{aligned}v_2' &= \Omega_2' \cdot r_2 \\v_0 &= \Omega \cdot r_2 \\v_{1C}' &= \Omega_1' \cdot r_1\end{aligned} \quad (8.4)$$

unde

$\Omega_2'$  – viteza unghiulară a arborelui dispozitivului după ciocnire față de O;

$\Omega$  – viteza unghiulară a perculatorului față de O înainte și după ciocnire.  $\Omega$

rămâne constantă  $\Omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ ;

$n$  – este turația arborelui principal, rămâne constantă după ciocnire;

$\Omega_1'$  – viteza unghiulară a perculatorului față de C după ciocnire.

Înlocuind în relația (8.3) valorile date de relațiile (8.4) și ținând seama că momentul de inerție al arborelui principal al mașinii-unelte împreună cu carcasa dispozitivului este foarte mare în comparație cu momentele de inerție ale corpurilor care se ciocnesc, și că datorită acestui fapt ciocnirea corpurilor în procesul de găurire aproape nu are influență asupra vitezei unghiulare a arborelui mașinii, se poate scrie relația:

$$R = \frac{\Omega_2' \cdot r_2 \cdot \cos \alpha - \Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha + \Omega_1' \cdot r_1 \cdot \cos \beta}{\Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha} \quad (8.5)$$

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \varphi \quad \cos \beta = \cos \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) = \sin \varphi \quad (8.6)$$

Din (8.5) și (8.6) rezultă:

$$R = \frac{\Omega_2' \cdot r_2 \cdot \cos \alpha - \Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha + \Omega_1' \cdot r_1 \cdot \sin \varphi}{\Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha} \quad (8.7)$$

Din relația (8.7) se poate vedea dependența coeficientului de restituire de parametrii geometrici constructivi ai dispozitivului și de vitezele unghiulare înainte și după ciocnire. Prin exprimarea coeficientului de restituire în funcție de vitezele unghiulare și parametrii geometrici ai dispozitivului se face legătura dintre turația arborelui mașinii-unelte și turația arborelui dispozitivului, respectiv a sculei (burghiului). De asemenea coeficientul de restituire astfel determinat va fi utilizat la determinarea impulsului necesar a fi dezvoltat în timpul ciocnirii, impuls necesar realizării așchierii.

### 8.2.2. Stabilirea relațiilor între parametrii geometrici, cinematici și dinamici ai modelului

Energia necesară procesului de așchiere este transmisă de la arborele mașinii sub forma de impulsuri mecanice obținute în urma percuțiilor. Mărimea impulsurilor vor fi în funcție de vitezele de ciocnire ale maselor percutorilor și arborelui dispozitivului. Fizic impulsul dezvoltat este determinat de momentul cinetic al maselor aflate în mișcarea de rotație și mărimile geometrice ale corpurilor care se ciocnesc, prin urmare fiind necesară determinarea acestor parametri.

Pentru determinarea parametrilor cinematici și dinamici ai modelului dispozitivului adoptat se va considera schema din figura 8.3.

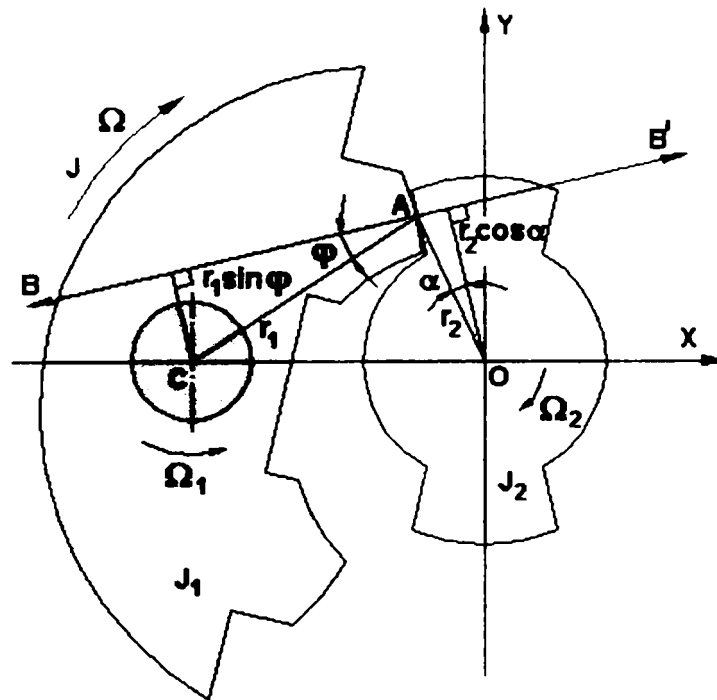


Fig. 8.3. Schema de principiu a determinării parametrilor cinematici și dinamici.

Semnificația notațiilor din figura 8.3 sunt:

$J$  – momentul de inerție al corpului (carcasei) dispozitivului,  $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ ;

$J_1$  – momentul de inerție al percutorului,  $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ ;

$J_2$  – momentul de inerție al arborelui dispozitivului,  $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ ;

$\Omega$  – viteza unghiulară a carcasei dispozitivului,  $[\text{rad}/\text{sec}]$ ;

$\Omega_1$  – viteza unghiulară a percutorului înainte de ciocnire,  $[\text{rad}/\text{sec}]$ ;

$\Omega_2$  – viteza unghiulară a arborelui dispozitivului înainte de ciocnire,  $[\text{rad}/\text{sec}]$ ;

$r_1, r_2, \alpha, \varphi$  – elemente geometrice constructive raportate la punctul de ciocnire dintre percutor și suprafața camei arborelui;

$B - B'$  – direcția după care are loc ciocnirea.

Din figura 8.3 se poate scrie:

$$J_1 \cdot \Omega_1' - J_1 \cdot \Omega_1 = H \cdot r_1 \cdot \sin \varphi \quad (8.8)$$

$$J_2 \cdot \Omega_2' - J_2 \cdot \Omega_2 = H \cdot r_1 \cdot \cos \alpha \quad (8.9)$$

Din relațiile (8.8) și (8.9) se pot scrie expresiile pentru vitezele unghiulare după ciocnire ale percutorului și arborelui, știind că vitezele  $\Omega_1$  și  $\Omega_2$  la începutul mișcării

sunt nule, rezultă

$$\Omega_1' = \frac{H \cdot r_1}{J_1} \cdot \sin \varphi \quad (8.10)$$

$$\Omega_2' = \frac{H \cdot r_2}{J_2} \cdot \cos \alpha \quad (8.11)$$

Înlocuind în relația (8.7) expresiile  $\Omega_1'$  și  $\Omega_2'$  se obține expresia coeficientului de restituire în funcție de viteza unghiulară a arborelui mașinii, impulsul transmis, momentele de inerție ale corpurilor care se ciocnesc și geometria lor:

$$R = \frac{\frac{H \cdot r_2 \cdot \cos \alpha}{J_2} \cdot \cos \alpha - \Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha + \frac{H \cdot r_1 \cdot \sin \varphi}{J_1} \cdot r_1 \cdot \sin \varphi}{\Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha} \quad (8.12)$$

Efectuând operațiile de reducere se obține:

$$R = \frac{\frac{H \cdot r_2^2 \cdot \cos^2 \alpha}{J_2} - 1 + \frac{H \cdot r_1^2 \cdot \sin^2 \varphi}{J_1}}{\Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha},$$

sau

$$R + 1 = \frac{\frac{H \cdot r_2^2 \cdot \cos^2 \alpha}{J_2} + \frac{H \cdot r_1^2 \cdot a^2 \cdot \sin^2 \varphi}{J_1}}{\Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha}$$

$$(R + 1) \cdot \Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha = H \cdot \left( \frac{r_2^2 \cdot \cos^2 \alpha}{J_2} + \frac{r_1^2 \cdot a^2 \cdot \sin^2 \varphi}{J_1} \right) \quad (8.13)$$

Din relația (8.13) se poate exprima mărimea impulsului transmis arborelui dispozitivului în funcție de elementele geometrice ale corpurilor care se ciocnesc, viteza unghiulară a arborelui mașinii, momentele de inerție și coeficientul de restituire la ciocnire, respectiv:

$$H = (R + 1) \frac{\Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha}{\frac{r_2^2 \cdot \cos^2 \alpha}{J_2} + \frac{r_1^2 \cdot \sin^2 \varphi}{J_1}} = (R + 1) \frac{\Omega \cdot \cos \alpha}{\frac{r_2 \cdot \cos^2 \alpha}{J_2} + \frac{r_1^2 \cdot \sin^2 \varphi}{J_1 \cdot r_2}} \quad (8.14)$$

Înlocuind expresia impulsului în relațiile (8.10) și (8.11) rezultă expresiile vitezelor unghiulare după ciocnire a perculatorului ( $\Omega_1'$ ) și a arborelui dispozitivului ( $\Omega_2'$ ), respectiv:

$$\Omega_1' = (R + 1) \frac{\Omega \cdot \cos \alpha}{\frac{r_2 \cdot \cos^2 \alpha}{J_2} + \frac{r_1^2 \cdot \sin^2 \varphi}{J_1}} \cdot \frac{r_1 \cdot \sin \varphi}{J_1} = (R + 1) \frac{r_1 \cdot \Omega \cdot \sin \varphi \cdot \cos \alpha}{\frac{J_1}{J_2} \cdot r_2 \cdot \cos^2 \alpha + \frac{r_1^2 \sin^2 \alpha}{r_2}} \quad (8.15)$$

$$\Omega_2' = (R + 1) \frac{\Omega \cdot \cos \alpha}{\frac{r_2 \cdot \cos^2 \alpha}{J_2} + \frac{r_1^2 \cdot \sin^2 \varphi}{J_1}} \cdot \frac{r_2 \cdot \cos \alpha}{J_2} = (R + 1) \frac{r_2 \cdot \Omega \cdot \cos^2 \alpha}{r_2 \cdot \cos^2 \alpha + \frac{J_2}{J_1} \cdot \frac{r_1^2 \cdot \sin^2 \varphi}{r_2}} =$$

$$= (R + 1) \frac{\Omega}{1 + \frac{J_2}{J_1} \cdot \left( \frac{r_1 \cdot \sin \varphi}{r_2 \cdot \cos \alpha} \right)^2} \quad (8.16)$$



Din relația (8.14) coeficientul de restituire se poate exprima sub forma:

$$R = \frac{H \cdot \frac{r_2^2 \cos^2 \alpha}{J_2} + \frac{r_1^2 \sin^2 \varphi}{J_1}}{\Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha} - 1; \quad R = \frac{H \cdot \frac{r_2 \cdot \cos^2 \alpha}{J_2} + \frac{r_2^2 \sin^2 \varphi}{J_1 \cdot r_2}}{\Omega \cdot \cos \alpha} - 1 \quad (8.17)$$

Transmiterea momentului necesar așchierii se realizează în urma percuției, percuție determinată de forța percutantă, respectiv:

$$P = \int_{t_0}^t F \cdot dt \quad (8.18)$$

Forța percutantă acționează asupra arborelui dispozitivului într-un punct de rază  $r_2$  (fig.8.3) generând moment, iar percuția în acest caz se poate scrie sub forma:

$$P = \int_{t_0}^t \frac{M(t)}{r_2 \cos \alpha} dt \quad (8.19)$$

Numitorul integralei fiind o constantă dată de construcția dispozitivului, relația (8.19) poate fi scrisă sub forma:

$$P = \frac{1}{r_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \int_{t_0}^t M(t) \cdot dt \quad (8.20)$$

Momentul generat de percuție pe timpul ciocnirii trebuie să fie egal sau mai mare decât momentul forțelor de așchiere la găurire. Relația (8.20) conform primei legi a percuțiilor [95] reprezintă chiar impulsul transmis arborelui dispozitivului ca urmare a ciocnirii, respectiv se poate scrie:

$$H = \frac{1}{r_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \int_{t_0}^t M(t) \cdot dt \quad (8.21)$$

Înlocuind expresia impulsului în funcție de expresia percuției (8.21) în relația (8.17) se obține o nouă expresie a coeficientului de restituire, respectiv:

$$R = \frac{\frac{r_2^2 \cos^2 \alpha}{J_2} + \frac{r_1^2 \sin^2 \varphi}{J_1 \cdot r_2}}{\Omega \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{1}{r_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \int_{t_0}^t M(t) \cdot dt - 1$$

$$R = \left( \frac{1}{J_2 \cdot \Omega} + \frac{1}{J_1 \cdot \Omega} \cdot \frac{r_1^2 \sin^2 \varphi}{r_2^2 \cdot \cos^2 \alpha} \right) \cdot \int_{t_0}^t M(t) \cdot dt - 1 \quad (8.22)$$

Din relația (8.21) se poate scrie:

$$\int_{t_0}^t M(t) \cdot dt = H \cdot r_2 \cdot \cos \alpha \quad (8.23)$$

Membrul doi al relației (8.23) reprezintă expresia momentului cinetic transmis arborelui dispozitivului, prin urmare:

$$K = \int_{t_0}^t M(t) \cdot dt = H \cdot r_2 \cdot \cos \alpha \quad (8.24)$$

Înlocuind în relația (8.24) expresia impulsului cu cea dată de relația (8.14) se poate exprima momentul cinetic în funcție de coeficientul de restituire și momentele

de inerție ale corpurilor care se ciocnesc, respectiv:

$$K = (R + 1) \cdot \frac{\Omega \cdot \cos \alpha}{\frac{r_2}{J_2} \cos^2 \alpha + \frac{r_1^2 \cdot \sin^2 \varphi}{J_1 \cdot r_2}} \cdot r_2 \cdot \cos \alpha / r_2 \cdot \cos \alpha$$

$$K = (R + 1) \cdot \frac{\Omega}{\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_1} \cdot \left( \frac{r_1 \cdot \sin \varphi}{r_2 \cdot \cos \alpha} \right)^2} \quad (8.25)$$

Pentru determinarea turației necesare a arborelui mașinii-unelte care să asigure momentul cinetic necesar operației de găurire în condițiile date ale mărimilor constructive ale dispozitivului se înlocuiește mărimea vitezei unghiulare cu expresia cunoscută:

$$\Omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (8.26)$$

și se obține:

$$K = (R + 1) \cdot \frac{\frac{\pi \cdot n}{30}}{\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_1} \left( \frac{r_1 \cdot \sin \varphi}{r_2 \cdot \cos \alpha} \right)^2}, \quad (8.27)$$

relație din care se poate exprima turația n:

$$n = \frac{30 \cdot K \cdot \left[ \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_1} \left( \frac{r_1 \cdot \sin \varphi}{r_2 \cdot \cos \alpha} \right)^2 \right]}{\pi \cdot (R + 1)},$$

rearanjând termenii se obține:

$$n = \frac{30 \cdot K}{\pi \cdot (R + 1)} \cdot \left[ \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_1} \left( \frac{r_1 \cdot \sin \varphi}{r_2 \cdot \cos \alpha} \right)^2 \right] \quad (8.28)$$

Viteza de așchiere este dată în funcție de turația arborelui mașinii și a vitezei unghiulare de relația:

$$v_{asc} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} = \Omega \cdot \frac{d}{2} = \Omega \cdot r_{sc} \quad (8.29)$$

unde

d - diametrul sculei în [mm].

După ciocnire viteza de așchiere se poate scrie ca o viteză inițială în funcție de viteza unghiulară după ciocnire și raza sculei, respectiv:

$$v_{asc} = \Omega_2' \cdot r_{sc} \quad (8.30)$$

Din relația (8.16) se înlocuiește valoarea vitezei  $\Omega_2'$  în relația (8.30) și rezultă:

$$v_{asc} = (R + 1) \cdot \frac{\Omega}{1 + \frac{J_2}{J_1} \cdot \left( \frac{r_1 \cdot \sin \varphi}{r_2 \cdot \cos \alpha} \right)^2} \cdot r_{sc} \quad (8.31)$$

Din relația (8.31) se înlocuiește produsul  $\Omega \cdot r_{sc}$  cu valoarea vitezei de așchiere

în funcție de turația dată în relația (8.29) și rezultă viteza inițială de așchiere după ciocnire, respectiv viteza de așchiere condiționată de percuție:

$$v_{asc} = (R + 1) \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \left[ 1 + \frac{J_2}{J_1} \cdot \left( \frac{r_1 \cdot \sin \varphi}{r_2 \cdot \cos \alpha} \right)^2 \right]} \quad (8.32)$$

Această viteză este maximă în timpul percuției, deoarece în continuare ea se amortizează, tinzând spre zero până în momentul unei noi percuții. Odată cu noua percuție viteza va atinge din nou valoarea maximă, rezultând în final o viteză de așchiere pulsatorie.

Modul de amortizare al vitezei de așchiere după ciocnire este explicată prin amortizarea vitezei unghiulare  $\Omega_2$  după ciocnire, respectiv curbele vitezelor unghiulare (Anexa 19 subcap.7.3.3.) trasate în cazul similitudinii așchierii cu șoc cu așchiera vibropercutantă.

Impulsul în funcție de turația arborelui principal se calculează înlocuind valoarea vitezei unghiulare  $\Omega$  din relația (8.26) în relația (8.14)

$$H = (R + 1) \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot \cos \alpha}{30 \left[ \frac{r_2}{J_2} \cdot \cos^2 \alpha + \frac{r_1^2}{J_1 \cdot r_2} \cdot \sin^2 \varphi \right]} \quad (8.33)$$

Relația impulsului astfel obținută este asemănătoare cu relația (7.1) neglijându-se termenul care conține momentul de inerție al arborelui principal din suma numitorului și care este foarte mare în comparație cu al celor două corpuri care se ciocnesc (percutor și arbore).

Al doilea punct de ciocnire dintre percutor și cama de pe arborele dispozitivului este situat pe suprafețele  $F$  și  $F'$  în zona degajării din corpul percutorilor (fig.8.4), fiind considerată o ciocnire secundară. În urma acestei ciocniri percutorii sunt readuși în poziție de a efectua o nouă percuție. În schema din figura 8.4. se prezintă elementele care intervin în calculul vitezelor, impulsului și coeficientului de restituire.

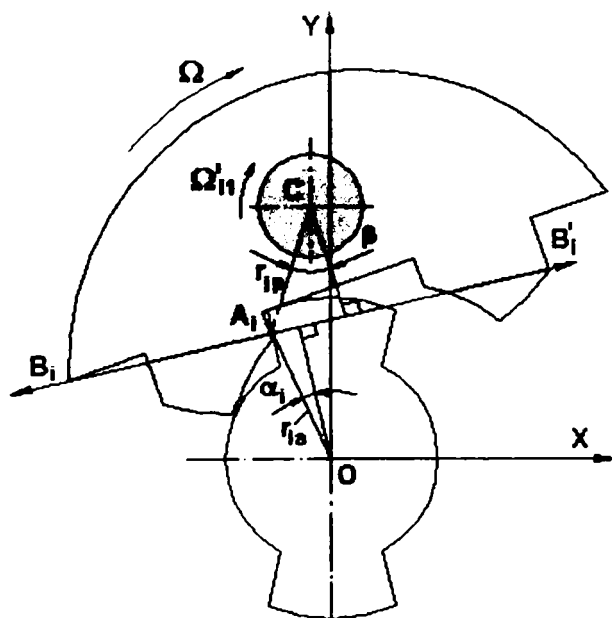


Fig. 8.4. Schema de principiu a ciocnirii secundare.

În acest caz arborele dispozitivului în momentul ciocnirii secundare nu execută nici o mișcare, deoarece este frânat de forțele axiale de așchiere care se exercită asupra burghiului ca urmare a mișcării de avans al arborelui mașinii. În acest caz perculatorii vor executa o mișcare de transport cu viteza unghiulară  $\Omega$  raportată la centrul de rotație  $O$  și o mișcare de rotație raportată la punctul  $C$  ca urmare a ciocnirii cu viteza unghiulară după ciocnire  $\Omega'_{i1}$ . Viteza unghiulară după impact în punctul ( $A_i$ ) a perculatorului se poate deduce, conform cu notațiile din figura 8.4, din relația :

$$J_1 \Omega'_{i1} - J_1 \Omega_{i1} = H_i \cdot r_{ip} \cdot \cos \beta \quad (8.34)$$

unde

$H_i$  – impulsul dezvoltat în punctul de ciocnire  $A_i$ ;

$\Omega_{i1}$  – este viteza unghiulară a perculatorului înainte de ciocnire față de punctul  $C$ .

La prima ciocnire, din punct de vedere cinematic această viteză va fi considerată nulă ( $\Omega_{i1} = 0$ ), ipoteză adoptată pentru simplificarea calculelor.

Atunci viteza unghiulară a perculatorului față de punctul  $C$  va fi:

$$\Omega'_{i1} = \frac{H_i \cdot r_{ip}}{J_1} \cdot \cos \beta \quad (8.35)$$

Coeficientul de restituire la ciocnire în acest caz va fi determinat din ipoteza că arborele dispozitivului nu execută mișcări înainte sau după ciocnire, respectiv vitezele în cele două stări vor fi nule, respectiv:

$$R = \frac{v'_{ia} - v'_{ip}}{v_{ip} - v_{ia}}; \quad v'_{ia} = 0; \quad v_{ia} = 0; \quad \Rightarrow R = \frac{-v'_{ip}}{v_{ip}} \quad (8.36)$$

Trecând la viteze unghiulare se obține;

$$R = \frac{-\Omega'_{i1} \cdot r_{ip} \cdot \cos \beta + \Omega \cdot r_{ia} \cdot \cos \alpha_i}{\Omega \cdot r_{ia} \cdot \cos \alpha_i} = -\frac{\Omega'_{i1} \cdot r_{ip} \cdot \cos \beta}{\Omega \cdot r_{ia} \cdot \cos \alpha_i} + 1 \quad (8.37)$$

Înlocuind expresia lui  $\Omega'_{i1}$  din relația (8.35) în relația (8.37) se obține:

$$R - 1 = \frac{-\frac{H_i \cdot r_{ip}^2 \cdot \cos^2 \beta}{J_1}}{\Omega \cdot r_{ia} \cdot \cos \alpha_i} = -\frac{H_i \cdot r_{ip}^2 \cdot \cos^2 \beta}{J_1 \cdot \Omega \cdot r_{ia} \cdot \cos \alpha_i} \quad (8.38)$$

Impulsul în această situație va fi;

$$H_i = (1 - R) \cdot \frac{J_1 \cdot \Omega \cdot r_{ia} \cdot \cos \alpha_i}{r_{ip}^2 \cdot \cos^2 \beta} \quad (8.39)$$

Înlocuind relația impulsului (8.39) în relația (8.35) se obține viteza unghiulară a perculatorilor în funcție de geometria corpurilor care se ciocnesc, viteza unghiulară a arborelui mașinii și coeficientul de restituire:

$$\Omega'_{i1} = (1 - R) \cdot \frac{\Omega \cdot r_{ia} \cdot \cos \alpha_i}{r_{ip} \cdot \cos \beta} \quad (8.40)$$

Impulsul dezvoltat în acest caz este mai mic decât în cazul ciocnirii principale, concluzie reieșită din comparația relațiilor (8.33) și (8.40). Rezultă că această ciocnire nu va transmite mișcare arborelui dispozitivului, ea va provoca doar rotirea perculatorului aducându-l din nou în poziția de lucru.

### 8.3. Calculul organelor de mașini componente supuse la ciocniri

Din descrierea funcționării dispozitivului pentru așchiera vibropercutantă, organele supuse ciocnirii sunt: percutorii și cama cu cele două suprafețe înclinate de pe arborele dispozitivului.

Principala condiție de funcționare a dispozitivului în regim de percuție este ca după ciocnire percutorii să nu se blocheze pe camă. Elementele geometrice care influențează blocarea celor două componente sunt unghiul de înclinare al suprafețelor de contact ale camei arborelui (suprafețele E și E') și razele de racordare a suprafețelor D și D' ale percutorilor (fig.8.1).

Condițiile funcționării dispozitivului și mărimea impulsului transmis sculei sunt direct influențate de mărimea și precizia elementelor geometrice ale camei arborelui dispozitivului și percutorilor. De precizia geometrică ale celor două piese depinzând sincronizarea percuției date de cei doi percutori și prin aceasta mărimea impulsului transmis sculei în timpul ciocnirii.

Din punctul de vedere al rezistenței mecanice, cele mai solicitate organe sunt percutorii și cama arborelui în zona de contact (strivirea materialelor). Având în vedere că diametrele de prelucrare sunt mici eforturile de încovoiere și de forfecare ale elementelor de susținere a percutorilor și camei vor fi mici, se necesită doar o verificare ale acestora.

#### 8.3.1. Calculul valorii unghiului de înclinare al suprafeței de contact al arborelui pentru evitarea blocării dispozitivului

Pentru acest calcul vom considera schema din figura 8.5.

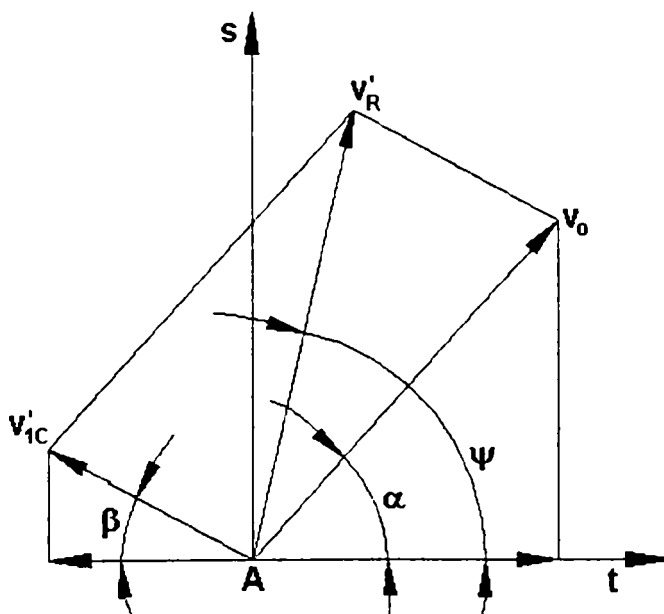


Fig. 8.5. Schemă ajutătoare pentru calculul unghiului de înclinare al suprafeței de contact.

Din figura 8.5 proiecțiile pe At și As sunt:

$$v'_R \cdot \cos \psi = v_o \cdot \cos \alpha - v'_{IC} \cdot \cos \beta \quad (8.41)$$

$$v'_R \cdot \sin \psi = v_o \cdot \sin \alpha + v'_{IC} \cdot \sin \beta$$

unde

$v_o = v'_o$ , iar notațiile au semnificațiile din subcapitolul 8.2.1.

Condiția de evitare a împănării este dată de unghiul  $\psi$  (fig. 8.5). Pentru a evita împănarea, unghiul  $\psi$  trebuie să aibă valoarea de cel puțin  $\pi/2$ .

$$\psi_{lim} = \frac{\pi}{2}$$

Se obține un unghi  $\alpha$  limită:

$$0 = v_o \cdot \cos \alpha_{lim} - v'_{1C} \cdot \cos \beta \quad (8.42)$$

$$v'_R = v_o \cdot \sin \alpha_{lim} + v'_{1C} \cdot \sin \beta$$

sau

$$v_o \cdot \cos \alpha_{lim} = v'_{1C} \cdot \cos \beta \quad (8.43)$$

$$v'_R = v_o \cdot \sin \alpha_{lim} + v'_{1C} \cdot \sin \beta$$

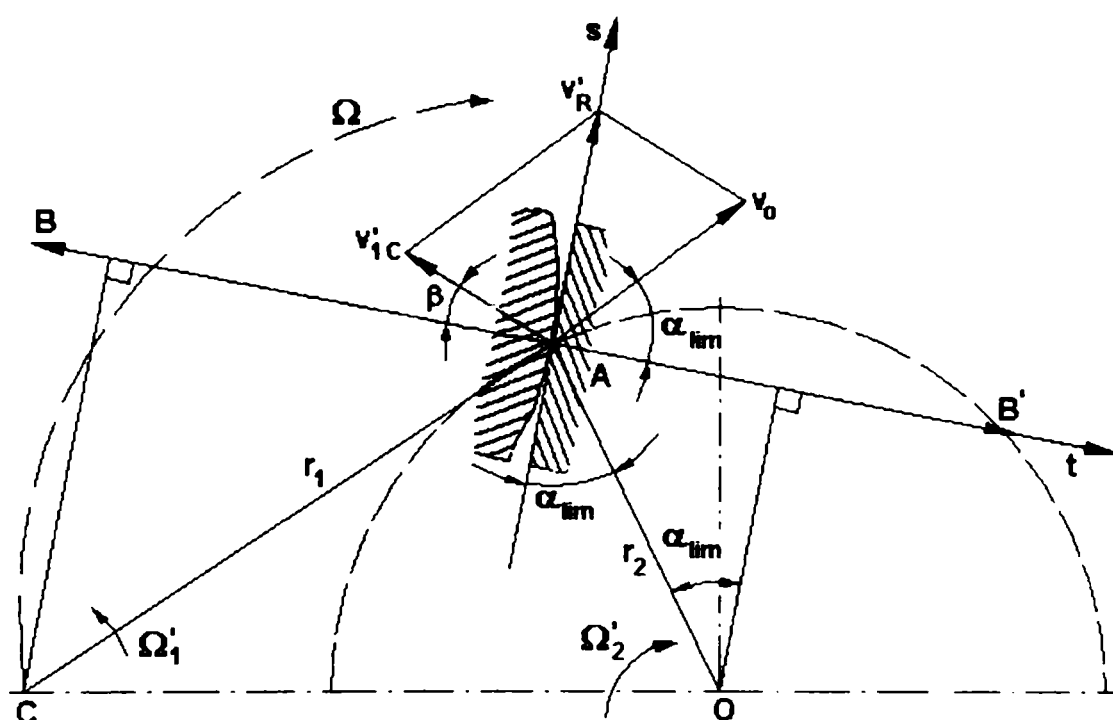


Fig. 8.6. Schema poziționării punctului de contact (A) pe suprafețele de ciocnire.

Din figura 8.6 și conform cu relațiile (8.4) se pot exprima vitezele unghiulare:

$$v_o = \Omega \cdot r_2$$

$$v'_{1C} = \Omega'_1 \cdot r_1$$

Din relația (8.5) ( subcap. 8.2.1) și punând condiția  $\alpha = \alpha_{lim}$ , se poate scrie:

$$R \cdot \Omega \cdot r_2 \cos \alpha_{lim} - \Omega'_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_{lim} + \Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_{lim} = \Omega'_1 \cdot r_1 \cdot \cos \beta \quad (8.44)$$

iar din relația (8.43) prima ecuație, rezultă că:

$$\Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_{lim} = \Omega'_1 \cdot r_1 \cos \beta \quad (8.45)$$

Înlocuind relația (8.45) în relația (8.44) și împărțind prin  $\cos \alpha_{lim}$  rezultă viteza unghiulară a arborelui dispozitivului după ciocnire pentru care se respectă condiția  $\psi = \pi/2$ , respectiv :



$$R \cdot \Omega = \Omega'_{2lim} \quad (8.46)$$

Din relația (8.11) (subcap. 8.2.2) se exprimă unghiul  $\alpha$ , respectiv:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{\Omega'_2 \cdot J_2}{H \cdot r_2}\right)$$

Trecând la condiția  $\alpha = \alpha_{lim}$  și înlocuind  $\Omega'_{2lim}$  din relația (8.46) se obține:

$$\alpha_{lim} = \arccos\left(\frac{R \cdot \Omega \cdot J_2}{H \cdot r_2}\right) \quad (8.47)$$

Din analiza relației (8.47) rezultă câteva concluzii privind proiectarea și funcționarea dispozitivului, considerând  $J_2$ ,  $R$  și  $r_2$  constante constructive.

La o viteză unghiulară  $\Omega$  oarecare, prin creșterea impulsului  $H$  la valori din ce în ce mai mari se observă că unghiul  $\alpha_{lim}$  crește asimptotic spre  $\pi/2$ , situație în care componenta  $v_o \cdot \cos\alpha$  devine zero, iar suportul vitezei  $v_o$  tinde să devină tangent la suprafața de ciocnire, dispozitivul va executa percuții dar fără a imprima mișcare de rotație arborelui dispozitivului.

Dacă se crește viteza unghiulară  $\Omega$  peste anumite valori, în condițiile în care impulsul este determinat de relația (8.33), se observă că valoarea unghiului  $\alpha_{lim}$  scade quasiliniară spre zero, respectiv  $v_o \cdot \cos\alpha$  crește spre valoarea  $v_o$ , iar direcția vitezei rezultante după ciocnire  $v'_R$  intersectează suprafața de ciocnire a camei arborelui dispozitivului, situație care conduce la blocarea percutorului pe camă, iar dispozitivul va lucra fără percuții, asemănător cu situația descrisă în subcapitolul 8.1 punctul a.

În concluzie pentru unghiul  $\alpha_{lim}$  se va adopta astfel de valori încât suportul vitezei  $v'_R$  să fie tangent suprafeței de ciocnire de pe cama arborelui dispozitivului.

### 8.3.2. Calculul de dimensionare a razei de percuție

Raza de percuție ( $r_2$ , din fig. 8.3 și 8.6) este un element geometric important al construcției dispozitivului de așchiere discontinuă, determinând valoarea impulsului (relația 8.33), momentul cinetic (relația 8.25), viteza de așchiere, coeficientul de restituire, condiția de blocare și prin aceasta de fapt funcționarea dispozitivului.

Pentru dimensionare, din punct de vedere cinematic, mișcările și forțele care se transmit în timpul percuțiilor pot fi asimilate cu percuțiile care se produc într-un angrenaj cilindric.

Prin similitudine cu ciocnirea dinților din angrenajul cilindric se va face dimensionarea din condiția de rezistență la contact a materialelor supuse la percuție cu luarea în considerare a eforturilor transmise pentru a putea realiza așchiera.

Pentru percutor din [34]:

$$\sigma_{ac} = k_1 \cdot \sigma_{aco} \quad (8.48)$$

$$k_1 = \sqrt[6]{\frac{N_{CB}}{N_C}} \quad (8.48)$$

unde

$\sigma_{ac}$  – rezistența admisibilă a materialului la contact;  
Pentru 40 Cr 10 îmbunătățit HB=341;

$N_{CB}=10^7$  pt oțel cu  $HB \leq 350$ ;

$N_C=60 \cdot n \cdot L_h$  număr de cicluri /oră;

$n$  = turația arborelui conducător,  $n=700$  [rot/min];

$L_h$  = nr. de ore de funcționare,  $L_h = 1000$  [h];

$\sigma_{aco}$  - rezistența admisibilă la contact corespunzătoare ciclurilor de bază,

$$\sigma_{aco}=(25 \div 27) HB; \quad \sigma_{aco} = 26 \cdot 341 = 8866 \text{ [daN/cm}^2\text{]} = 886.6 \text{ [N/mm}^2\text{]}.$$

Pentru  $n = 700$  rot/min și două lovituri pe rotație a percutorului, vom avea 1400 de ciocniri pe minut (lovituri),

$$N_C = 60 \cdot 1400 \cdot 1000 = 8,4 \cdot 10^6 \text{ [număr de ciocniri/h];}$$

$$k_1 = \sqrt[6]{\frac{10^7}{8,4 \cdot 10^6}} = 1.02941$$

$$\sigma_{ac} = k_1 \cdot \sigma_{aco} = 1.02941 \cdot 886.6 = 912.6749 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{ac} = F_{adm} / A_C \quad (8.50)$$

unde

$F_{adm}$  - forța admisă la solicitarea de contact;

$A_C$  – aria de contact în momentul impactului,  $A_C = b \cdot h$ .

Se adoptă constructiv  $h = 18$  [mm]. În cazul ciocnirii unei curbe pe o suprafață plană locul geometric de contact variază de la o dreaptă (cazul ciocnirii elastice) la o suprafață în cazul ciocnirii elasto-plastice (cazul real). Suprafața de ciocnire poate fi aproximată cu forma unui dreptunghi de înălțime  $h$  (adoptat constructiv) și lățimea  $b$ . Lățimea  $b$  în cazul ciocnirilor cu deformații locale se va considera mică de ordinul zecimilor de milimetri, astfel ca să fie respectată condiția ciocnirilor elasto-plastice ( $0 < R < 1$ ).

În cazul de față se admite o lățime a suprafeței de contact maxim  $b=1$  [mm]. În aceste condiții:

$$A_C = 1 \cdot 18 = 18 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Din (8.50) rezultă:

$$F_{adm} = \sigma_{ac} \cdot A_C = 886,6 \cdot 18 = 15958,8 \text{ [N]}$$

Pe de altă parte, momentul de așchiere calculat pentru un burghiu  $\Phi 8$  [mm] în condiții medii de exploatare este dat de relația (7.28) și rezultă în urma efectuării calculelor pentru cuprul OFHC,  $M_1 = 2.8642$  [N·m]. Din relația (7.29) și considerând raza burghiului se obține forța tangențială de așchiere în condițiile de așchiere considerate la calculul momentului de așchiere, respectiv  $F_{tbur} = 716,05$  [N].

Dar momentul de așchiere se poate exprima și în funcție de forța tangențială de așchiere astfel:

$$M_1 = F_{tbur} \cdot r_{sc} \quad (8.51)$$

Momentul de torsiune admisibil din condiția solicitării la contact:

$$M_{adm} = F_{adm} \cdot r_2 \cdot \cos \alpha \quad (8.52)$$

în care  $r_2 \cdot \cos \alpha$  sunt conform figurii 8.2 (subcap.8.2.1).

Din compararea termenilor celor două relații (8.51) și (8.52) se observă că momentul admis a se dezvolta în punctul de contact la condițiile impuse este cu mult mai mare decât momentul necesar pentru așchieria cuprului cu regimurile de lucru considerate. În acest caz condiția unei solicitări la contact admise va fi:

$$M_t \leq M_{adm} \quad (8.53)$$

Întrucât momentul de așchiere a fost calculat pentru un anumit regim de lucru și un anumit material, pentru ca dispozitivul să poată fi utilizat și la alte regimuri, respectiv pentru a-i asigura un anumit grad de universalitate este necesar ca momentul de așchiere să fie amplificat cu un coeficient de siguranță, coeficient de altfel necesar și din punctul de vedere al rezistenței materialelor. Relația (8.53) în aceste condiții devine:

$$C_s \cdot M_t = M_{adm} \quad (8.54)$$

unde

$C_s$  - coeficient de siguranță, care include cele două condiții arătate mai sus, astfel pentru utilizarea dispozitivului la prelucrări cu diferite regimuri de lucru vom alege un coeficient de multiplicare a momentului de așchiere  $c_{sMt}=25$  deoarece momentul de așchiere este foarte mic (materialul de prelucrat fiind moale nu necesită forțe mari), iar din literatura de specialitate [34] coeficientul de siguranță din punctul de vedere al rezistenței materialelor supuse percuțiilor  $c_{smat}=2\div 4$ . Fiind vorba de un dispozitiv care va lucra cu șocuri se alege un coeficient de siguranță mare, respectiv  $c_{smat}=3,85$ .

Înlocuind  $M_{adm}$  din relația (8.54) cu expresia lui din relația (8.52) se obține:

$$c_{sMt} \cdot c_{smat} \cdot M_t = F_{adm} \cdot r_2 \cdot \cos \alpha \quad (8.55)$$

de unde se exprimă mărimea  $r_2 \cdot \cos \alpha$

$$r_2 \cdot \cos \alpha = \frac{c_{sMt} \cdot M_t}{F_{adm}} c_{smat} \quad (8.56)$$

înlocuind valorile calculate, rezultă:

$$r_2 \cdot \cos \alpha = \frac{25 \cdot 2,8642 \cdot 1000}{15958,8} = 3,85 \cdot 4,4868 = 17,275 \text{ [mm]}$$

Pentru respectarea condiției de funcționare a dispozitivului cu percuții și din literatura de specialitate [81] pentru unghiul  $\alpha$  se aleg valori mici, respectiv  $\alpha=11^\circ$ . Din relația (8.56) după înlocuirea valorii unghiului  $\alpha$  se obține valoarea razei de percuție  $r_2$ , respectiv:

$$r_2 = \frac{17,275}{0,98162} = 17,598 \text{ [mm]}$$

Forța maximă de contact pentru  $r_2$  calculată în condițiile anterioare este:

$$F_c = \frac{F_{adm}}{c_{smat}} \quad (8.57)$$

și se obține:

$$F_c = \frac{15958,8}{3,85} = 4145,14 \text{ [N]}$$

Forța de contact  $F_c$  calculată cu relația (8.57) poate fi luată ca fiind egală cu forța de percuție în punctul considerat pe raza  $r_2$  datorită adoptării unui coeficient de siguranță mare, în conformitate cu recomandările din literatura de specialitate [46] și din condițiile cinematice.

### 8.3.3. Calculul de rezistență în zona de contact a perculatorului cu arborele dispozitivului din condiția de solicitare la contact

Pentru o mai bună apreciere a rezistenței materialelor în zona de contact, pe baza forței de contact determinată din condițiile cinematice se pot stabili solicitările la contact din condiții dinamice.

Relația lui Hertz pentru solicitări de contact la ciocnire este dată de relația [83]:

$$F_c = K_1 \cdot x^3 \quad (8.58)$$

unde

$x$  - este deformația suprafeței, iar  $K_1$  este dat de relația:

$$K_1 = \frac{2}{3(1-\mu^2)} \cdot E \cdot \sqrt{r_{11}} \quad (8.59)$$

unde

$\mu$  – coeficientul lui Poisson;

$r_{11}$  – raza profilului perculatorului;

$E$  – modul de elasticitate al materialului perculatorului.

Relația între deformația locală  $x$  și lățimea contactului între cele două suprafețe se poate deduce cu ajutorul schemei din figura 8.7, considerând că materialul arborelui este nedeformabil. Pentru respectarea acestei condiții se tratează termic materialul arborelui astfel încât duritatea acestuia să fie mai mare decât a materialul perculatorilor.

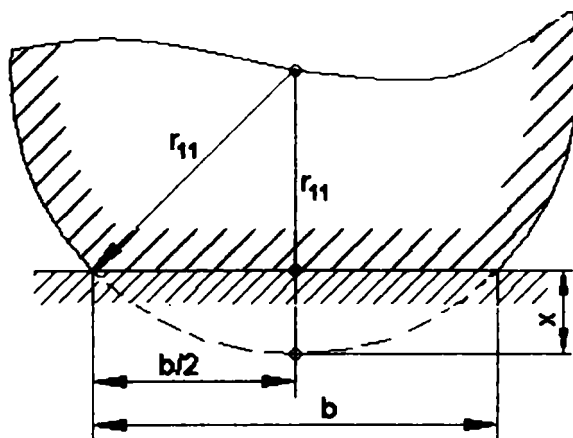


Fig. 8.7. Schema de principiu al deformării elasto-plastice în zona de contact.

Între elementele  $r_{11}$ ,  $b$  și  $x$  se poate scrie următoarea relație:

$$r_{11}^2 = (b/2)^2 + (r_{11} - x)^2 \quad (8.60)$$

respectiv se obține următoarea ecuație :

$$x^2 - 2r_{11} \cdot x + \frac{b^2}{4} = 0 \quad (8.61)$$

Pentru o lățime de contact  $b$  prestabilită la proiectare sub forma deformării admise și o anumită rază de racordare a perculatorului, se poate determina mărimea deformării  $x$

$$x = \frac{2r_{11} - \sqrt{4r_{11}^2 - 4 \cdot \frac{b^2}{4}}}{2} = r_{11} - \sqrt{r_{11}^2 - \frac{b^2}{4}} \quad (8.62)$$

Pentru aceeași rază  $r_{11}$  de racordare și o mărime  $x$  dată ca mărime admisă la deformare a materialului perculatorului se poate verifica dacă lățimea deformației este respectată :

$$b = 2\sqrt{2r_{11}x - x^2} \quad (8.63)$$

Din cele două relații se observă că pentru calculul razei de racordare a suprafețelor de ciocnire a perculatorilor este necesar ca valorile lui  $b$  și  $x$  să fie impuse în prealabil ca valori maxime admise la ciocnire.

Din calculul unor procese similare pentru încercări în același domeniu [84] al forțelor de contact în cazul ciocnirilor se adoptă  $x=0,004\div 0,01$  mm și cunoscând valoarea forței de contact  $F_c$  din condițiile cinematice (relația 8.57) și din relația (8.58) se poate exprima valoarea coeficientului  $K_1$ :

$$K_1 = \frac{F_c}{x^2} \quad (8.64)$$

Înlocuind valoarea lui  $K_1$  cu valoarea sa din relația (8.59) se poate exprima valoarea razei  $r_{11}$ :

$$r_{11} = \left( \frac{\frac{F_c}{x^2} \cdot 3(1-\mu^2)}{2E} \right)^2 = \frac{9F_c^2 \cdot (1-\mu^2)^2}{x^3 4E^2} \quad (8.65)$$

Pentru cazul concret se adoptă constructiv  $x=0,00655$  [mm];  $F_c = 4145$  [N];  $\mu = 0.3$  și  $E = 2.02 \cdot 10^5$  [N/mm<sup>2</sup>] pentru oțelul 40Cr10 [110], obținându-se o rază  $r_{11}=25,8316$  [mm].

Trebuie menționat faptul că aplicarea relației (8.65) pentru cazuri concrete pune dificultăți în sensul preciziei de aproximare a zecimalelor. O aproximare grosieră conduce la obținerea unor rezultate eronate. Pentru evitarea erorilor s-a utilizat sistemul de calcul sub mediu MATLAB cu trasarea diagramei de variație a razei  $r_{11}$  în funcție de  $x$  (fig. 8.8).

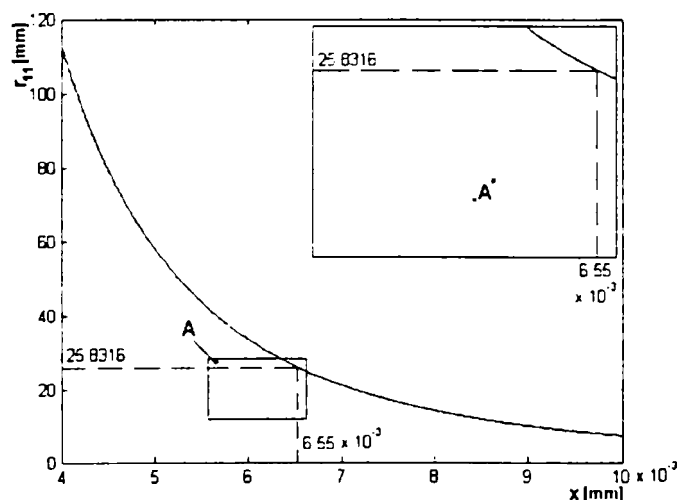


Fig. 8.8. Variația razei perculatorului în funcție de deformația admisă.

Din analiza domeniului deformației admise ( $x=0,004\div 0,01$  mm) în figura 8.8 se poate observa că pentru impunerea unor deformații locale mici, raza perculatorului

crește exponențial spre  $+\infty$ , adică suprafața de ciocnire trebuie să fie plană.

Cu ajutorul relațiilor (8.62) și (8.63) se verifică valoarea adoptată pentru  $b$  (subcapitolul 8.2.2). Pentru valoarea lui  $x=0,00655$ [mm] rezultă  $b=1,1634$ [mm]. Acest lucru arată că forța de contact se va distribui pe o suprafață de contact mai mare, comparativ mai mare decât în cazul  $b=1$ , respectiv deformațiile plastice de contact pentru aceeași rază vor fi mai mici decât cele adoptate pentru calcul.

### 8.3.4. Stabilirea elementelor constructive ale dispozitivului

Elementele constructive ale dispozitivului se vor stabili ținând seama că au fost calculate: raza de percuție  $r_2$  (subcap. 8.3.2), raza de rotunjire a percutorilor  $r_{11}$ , aria maximă admisă pentru uzură și s-a adoptat unghiul  $\alpha$ . Pentru stabilirea celorlalte elemente ale dispozitivului se va considera schema din figura 8.9.

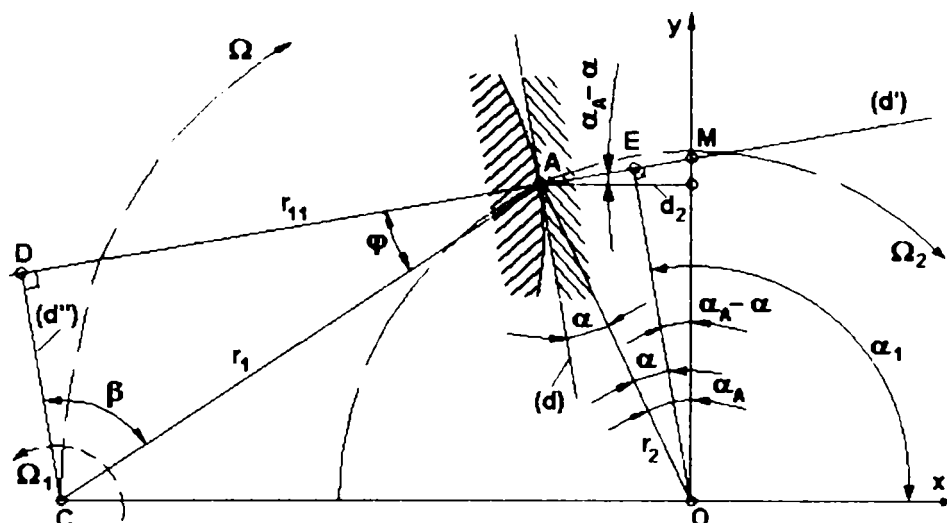


Fig. 8.9. Schemă de principiu pentru stabilirea elementelor constructive ale dispozitivului.

#### 8.3.4.1. Stabilirea dimensiunilor camei arborelui dispozitivului

Analizând schema din figura 8.9 se observă că primul pas este determinarea segmentului  $d_2$ . Segmentul  $d_2$  reprezintă jumătate din grosimea camei de pe arborele dispozitivului. Pentru calcul vom utiliza schema redusă la jumătate din figura 8.10. Asupra protuberanței camei acționează forța de contact  $F_c$  solicitând-o la încovoiere. Dimensionarea va fi făcută din condiția statică de solicitare, pentru stabilirea grosimii necesare  $b_1$ , iar verificarea din condiții dinamice.

Înălțimea  $h$  se ia cea adoptată la calculul de dimensionare a razei de percuție (subcap. 8.3.2.), la care se va adăuga câte un milimetru la capete pentru siguranța realizării lanțului de dimensiuni  $h=20$  [mm]. Forța  $F_c$  va avea punctul de aplicație la distanța  $r_i + e$  față de centrul camei, respectiv:

$$r_i = 3/4 \cdot r_2 = 0,75 \cdot 17,59 = 13,19 \text{ [mm]}$$

Diametrul  $d_i = 2 \cdot r_i = 2 \cdot 13,19 = 26,38$ , aplicând o racordare la baza de încastrare de  $r_r = 0,7$ [mm] pentru mărirea rezistenței la oboseală a materialului, astfel diametrul  $d_i$  va fi:

$$d_i = 25 \text{ [mm]}$$

$$e = (r_2 - r_i) = 4,4 \text{ [mm]}$$



Mărimea  $f$  se va lua mai mare decât lățimea admisă pentru contact ( $b=1$ [mm]), respectiv  $f=1,41$ [mm], pentru a obține o valoare rotunjită a diametrului exterior al camei, respectiv:  $d_e=2\cdot(r_2+f)=38$ [mm].

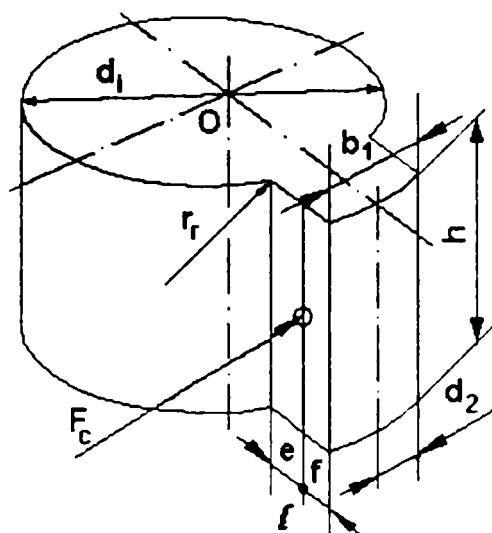


Fig. 8.10. Schema de principiu a camei arborelui dispozitivului.

Aplicând condiția de solicitare statică se poate determina grosimea  $b_1$ , cu ajutorul relațiilor [52, 83]:

$$W_{nec} = \frac{F_c \cdot e}{\sigma_{ai}}; \quad (8.66)$$

$$W_z = \frac{h \cdot b_1^2}{6} \quad (8.67)$$

Din relația (8.67) rezultă:

$$b_1 = \sqrt{\frac{6W_z}{h}} \quad (8.68)$$

Din [110], prin similitudine cu angrenajul cilindric solicitat la șocuri se alege ca material pentru arbore oțelul aliat pentru cementare și călire 18MnCr10 cu  $\sigma_{ai} = 216$ [N/mm<sup>2</sup>]. Înlocuind datele cunoscute în relația (8.66) și (8.68) se obține  $b_1=6,2$ [mm]. Având în vedere că dimensionarea este estimată din condiții cinematice și că s-a pornit de la un caz de similitudine, caz care nu este identic cu cel real, pentru  $b_1$  se va adopta o valoare multiplicată cu doi, respectiv  $b_1=12,4$ [mm], iar  $d_2$  se va lua egal cu  $b_1$  rezultat din calcul, respectiv  $d_2=6,2$ [mm]. Având calculată distanța  $d_2$  se poate calcula unghiul  $\alpha_A$ , respectiv:

$$\alpha_A = \arctg \frac{d_2}{\sqrt{r_2^2 - d_2^2}} \quad (8.69)$$

Înlocuind datele cunoscute se obține  $\alpha_A=20^\circ 38' 19''$ , iar  $\alpha_A - \alpha = 9^\circ 41' 50''$ .

### 8.3.4.2. Stabilirea coordonatelor punctelor A, D și C

Cele trei puncte definesc mărimea geometrică a dispozitivului (fig.8.9) și împreună cu mărimile stabilite anterior funcționarea acestuia. Punctul A este locul geometric al impactului dintre percutor și suprafața camei, punctul D stabilește raza

de rotunjire a părții active a perculatorului stabilită din condițiile de contact, iar punctul C reprezintă centrul de rotație a perculatorului.

Dreapta (d) aparține suprafeței de ciocnire a camei arborelui și include punctul A, dreapta (d') este perpendiculară pe (d) și constituie direcția impulsului, respectiv suportul forței percutante, ea conține punctul D. Dreapta (d'') este perpendiculară pe (d) și paralelă cu (d), intersecția acestora cu axa Ox determină poziția punctului C.

a). *Calculul coordonatelor punctului de contact A.* Coordonatele acestui punct sunt date de relațiile:

$$x_A = d_2; \quad y_A = \sqrt{r_2^2 - d_2^2}; \quad (8.70)$$

Înlocuind valorile numerice se obține:  $x_A = 6,2 [mm]$ ;  $y_A = 16,46 [mm]$ .

Deoarece punctul A trebuie să fie coliniar cu punctul D, rezultă că și punctul A trebuie să fie pe dreapta (d'), adică dreapta (d') trebuie să treacă prin punctul A de coordonate  $x_A$  și  $y_A$ . Această condiție se obține scriind ecuația dreptei și stabilind panta ei:

$$(d') \perp (d) \Rightarrow m_1 = -\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1}; \quad \alpha_1 = \frac{\pi}{2} + (\alpha_A - \alpha); \quad (8.71)$$

$$A \in (d') \Rightarrow y_A = m_1 x_A + n_1 \Rightarrow n_1 = y_A - m_1 x_A = y_A + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot x_A;$$

Ecuația dreptei (d'):

$$y = -\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot x_A + \left( y_A + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot x_A \right) \quad (8.72)$$

b). *Stabilirea coordonatelor punctului D.* Coordonatele punctului D ( $x_D, y_D$ ) se stabilesc prin intersecția dreptei (d') cu un cerc de rază  $r_{11}$  cu centrul în A. Ecuația dreptei (d') este dată de relația (8.72).

Ecuația cercului de rază  $r_{11}$  cu centrul în A este dată de relația:

$$(x - x_A)^2 + (y - y_A)^2 = r_{11}^2 \quad (8.73)$$

Scriind (8.72) și (8.73) pentru punctul D:

$$\begin{cases} y_D = -\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot x_D + \left( y_A + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot x_A \right) \\ (x_D - x_A)^2 + (y_D - y_A)^2 = r_{11}^2 \end{cases} \quad (8.74)$$

Se notează:  $m_1 = -\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1}$ ;  $n_1 = \left( y_A + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot x_A \right)$  și se substituie  $y_D$  din prima relație a sistemului (8.74) în a doua:

$$\begin{aligned} (x_D - x_A)^2 + (m_1 x_D + n_1 - y_A)^2 &= r_{11}^2 \\ x_D^2 - 2x_D x_A + x_A^2 + m_1^2 x_D^2 + n_1^2 + y_D^2 + 2m_1 n_1 x_D - 2m_1 y_A x_D - 2n_1 y_A &= r_{11}^2 \\ (1 + m_1^2) x_D^2 - 2(m_1 n_1 - m_1 y_A + x_A) x_D + x_A^2 + y_A^2 + n_1^2 - 2n_1 y_A - r_{11}^2 &= 0 \end{aligned} \quad (8.75)$$

Din cele două soluții ale ecuației se alege soluția cu minimul dintre  $x_{D1}$  și  $x_{D2}$ :

$$x_D = \min(x_{D1}, x_{D2})$$

$$x_D = \frac{-2(m_1 n_1 - m_1 y_A + x_A) - \sqrt{4(m_1 n_1 - m_1 y_A + x_A)^2 - 4(1 + m_1^2)(x_A^2 + y_A^2 + n_1^2 - 2n_1 y_A - r_{11}^2)}}{2(1 + m_1^2)}$$

Scriind:

$$\begin{aligned} m_1(n_1 - y_A) + x_A &= m_1(y_A - m_1 x_A - y_A) + x_A = -m_1^2 x_A + x_A = (1 - m_1^2)x_A \\ x_A^2 + y_A^2 + n_1^2 - 2n_1 y_A - r_{11}^2 &= x_A^2 + y_A^2 - 2m_1 x_A y_A + m_1^2 x_A^2 - 2y_A^2 + 2m_1 x_A y_A - r_{11}^2 = \\ &= (1 + m_1^2)x_A^2 - r_{11}^2 \end{aligned}$$

Rezultă:

$$x_D = \frac{-(1 - m_1^2) \cdot x_A - \sqrt{(1 - m_1^2)^2 x_A^2 - \{(1 + m_1^2) \cdot [(1 + m_1^2)x_A^2 - r_{11}^2]\}}}{(1 + m_1^2)};$$

sau:

$$x_D = \frac{-(1 - m_1^2) \cdot x_A - \sqrt{(1 + m_1^2) \cdot r_{11}^2 - 4m_1^2 \cdot x_A^2}}{(1 + m_1^2)} \quad (8.75)$$

$x_D$  se înlocuiește în prima relație (8.74) și se obține  $y_D$

$$y_D = m_1 \cdot \left( \frac{-(1 - m_1^2) \cdot x_A - \sqrt{(1 - m_1^2)^2 x_A^2 - \{(1 + m_1^2) \cdot [(1 + m_1^2)x_A^2 - r_{11}^2]\}}}{(1 + m_1^2)} \right) + y_A - m_1 x_A \quad (8.76)$$

Înlocuind datele numerice se obține:  $x_D = -30,3843[mm]$ ;  $y_D = 9,6518[mm]$ .

c). *Stabilirea coordonatelor punctului C.* Punctul C se găsește la intersecția dreptei ( $d''$ ) cu axa Ox și paralelă cu dreapta (d). Pe dreapta ( $d''$ ) se găsește și punctul D a cărui coordonate se cunosc, respectiv se poate scrie panta și ecuația ei:

$$(d'') \parallel (d) \Rightarrow m_2 = \operatorname{tg} \alpha_1 \quad (8.77)$$

$$D \in (d'') \Rightarrow y_D = m_2 \cdot x_D + n_2 \Rightarrow n_2 = y_D - m_2 x_D$$

Ecuația dreptei ( $d''$ ) este:

$$y = m_2 \cdot x + (y_D - m_2 \cdot x_D) \quad (8.78)$$

Punctul C se găsește la intersecția dreptei ( $d''$ ) cu axa Ox  $\Rightarrow y_C = 0$ , scriind ecuația dreptei ( $d''$ ) pentru punctul C:

$$m_2 \cdot x_C + (y_D - m_2 \cdot x_D) = 0 \quad (8.79)$$

Prin urmare coordonatele punctului C vor fi:

$$\begin{cases} x_C = \frac{y_D - m_2 \cdot x_D}{m_2} \\ y_C = 0 \end{cases} \quad (8.80)$$

Înlocuind valorile numerice rezultă:

$$x_C = 28,6767[mm] \text{ și } y_C = 0$$

d). *Calculul distanței  $r_1$  și a unghiului  $\varphi$ .* Având determinate coordonatele punctelor A, D și C se pot determina cele două mărimi:

d<sub>1</sub>). -  $r_1$  ca distanța dintre punctele A și C:

$$r_1 = \sqrt{(-x_A + x_C)^2 + (y_A - y_C)^2} \quad (8.81)$$

Înlocuind cu valorile numerice se obține  $r_1 = 27,662[mm]$ .

*d<sub>2</sub>).*- Unghiul  $\varphi$  din triunghiul dreptunghic ADC:

$$\cos \varphi = \frac{r_{11}}{r_1}; \quad \varphi = \arccos\left(\frac{r_{11}}{r_1}\right)$$

Înlocuind numeric se obține:  $\varphi = 20^\circ 57' 36''$ .

*e).* *Alegerea rulmenților.* Având calculate coordonatele celor trei puncte, distanțele dintre ele, unghiurile aferente lor, condiția de evitare a blocării, diametrul camei, raza percutorului, diametrul burghiului care se utilizează la prelucrare și tipul mașinii pe care se vor face prelucrările, se poate trece la executarea schiței de ansamblu al desenului dispozitivului.

Un pas important pentru realizarea desenului de ansamblu al dispozitivului pentru așchiera vibropercutantă este alegerea rulmenților. Alegerea rulmenților este strâns legată de modul de acțiune a solicitărilor în timpul funcționării, de mărimea elementelor geometrice deja stabilite și de modul de introducere a percuțiilor în procesul de așchiere.

Știind că la operațiile de găurire solicitările sunt axiale și radiale, iar percuțiile sunt introduse pe direcția momentului de așchiere și în funcție de criteriile geometrice se aleg rulmenți radial-axiali tip 7208 BEP-STAS 7714-86 ( $\phi 40 \times \phi 80 \times 18 \text{mm}$ ) pentru lagărul din apropierea locului de fixare a burghiului și rulmenți radiali cu role tip NA 4903-STAS 7016-86 ( $(30 \times \phi 17 \times 14 \text{mm})$ ).

*f).* *Calculul momentelor de inerție al percutorului și arborelui.* Pentru calculul momentelor de inerție este necesar stabilirea tuturor cotelor constructive ale percutorilor și a arborelui dispozitivului. În acest scop trebuie să se țină seama de cotele de gabarit a rulmenților radiali-axiali și soluția de montaj a acestora, deoarece percutorii se vor mișca într-un spațiu delimitat aproximativ de diametrul interior și exterior al acestora. Utilizând schema de principiu a modelului din figura 7.5, datele elementelor calculate sau stabilite anterior și luând centrul de rotație al arborelui dispozitivului ca bază de cotare și constructivă în secțiunea C-C se pot stabili prin construcție grafică la scară restul elementelor geometrice nedeterminate ale percutorilor.

Elementul geometric de pornire este diametrul camei ( $\Phi 38 \text{mm}$ ) de pe arborele dispozitivului deoarece peste acesta trebuie să treacă atât percutorii în timpul funcționării dispozitivului, rulmenții radial-axiali (21) cât și piulița specială (5) pentru reglajul rulmenților la montaj. Un alt element geometric restrictiv este diametrul conului ISO 40, care modifică coordonata  $x_C$  a centrului de rotație a percutorilor față de cea calculată, modificare necesară din punct de vedere tehnologic pentru poziționarea axelor 8 (fig. 7.5).

Construcția geometrică la scară s-a executat sub programul Catia<sup>®</sup> V.5.2. [129] rezultând dimensionarea pentru percutori dată în figura 8.11.

Pentru arborele constrângerile sunt date de diametrul camei, diametru care s-a respectat, în funcție de acesta de fapt s-a ales și diametrul interior al rulmenților radial-axiali.

În final au apărut mici abateri de la dimensiunile elementelor geometrice constructive ale percutorilor, abateri care pot influența funcționarea dispozitivului. Din acest motiv este necesar reverificarea calculelor sau aplicarea unor metode

moderne cum sunt simulările și modelările numerice cu ajutorul calculatorului, modelare aplicată și prezentată în cadrul tezei.

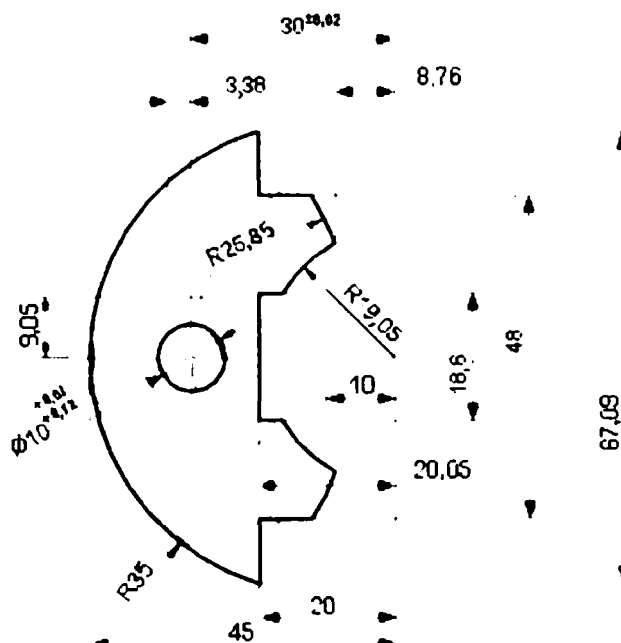


Fig. 8.11. Percutor simetric.

Programul Catia V.5.2. [129] de proiectare permite calcularea automată a maselor percutorului și a arborelui, precum și a momentelor de inerție, date importante pentru calculul în regim dinamic.

f<sub>1</sub>). *Calculul momentului de inerție al percutorului.* Prin funcția „Pad” din mediul Catia® V.5.2. aplicată desenului plan se obține corpul solid iar prin apelarea funcției „Measure Inertia” se obține automat tabelul cu valorile calculate figura 8.12.

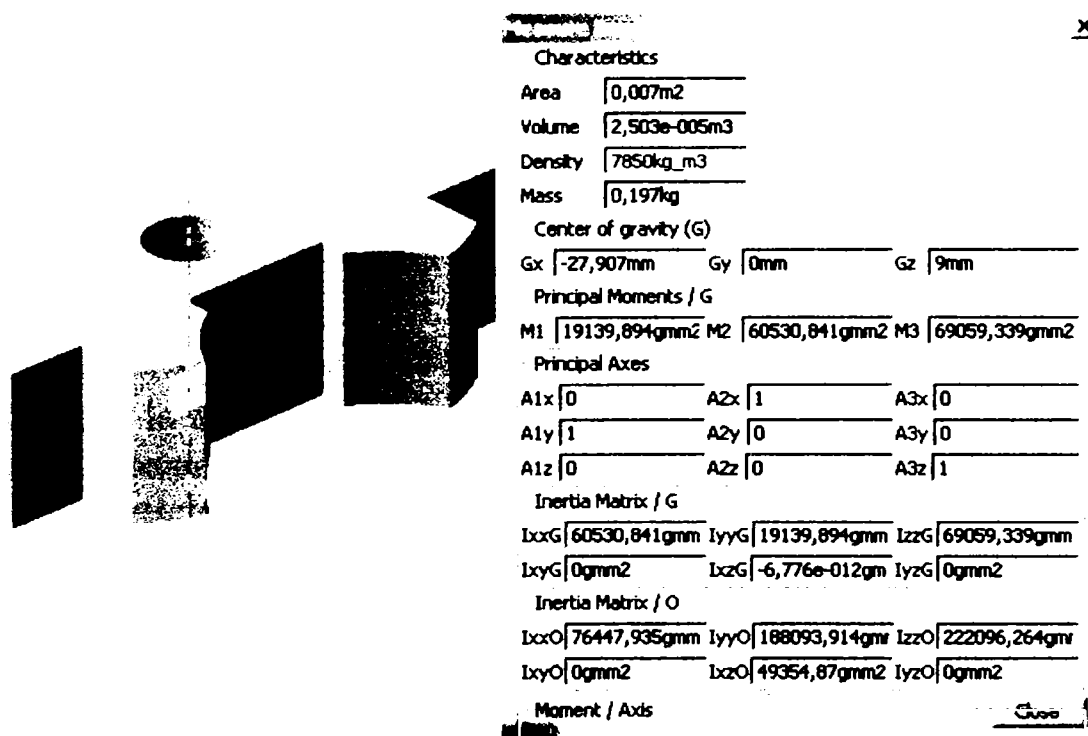


Fig. 8.12. Calculul momentelor de inerție al percutorului.

Momentul de inerție mecanic față de axa Oz este  $J_1 = I_{zzO} = 222,096254[\text{kg} \cdot \text{mm}^2]$ , iar față de centrul de greutate  $I_{zzG} = 69,059339[\text{kg} \cdot \text{mm}^2]$ .

Masa perculatorului  $m_1=0,197[\text{kg}]$ , suprafața de referință pentru calculul momentului  $S=0,007[\text{m}^2]$ .

$f_2$ ). *Calculul momentului de inerție al arborelui.* Calculul s-a efectuat sub același program, cu aceleași funcții ca și în cazul perculatorului, obținându-se datele din figura 8.13.

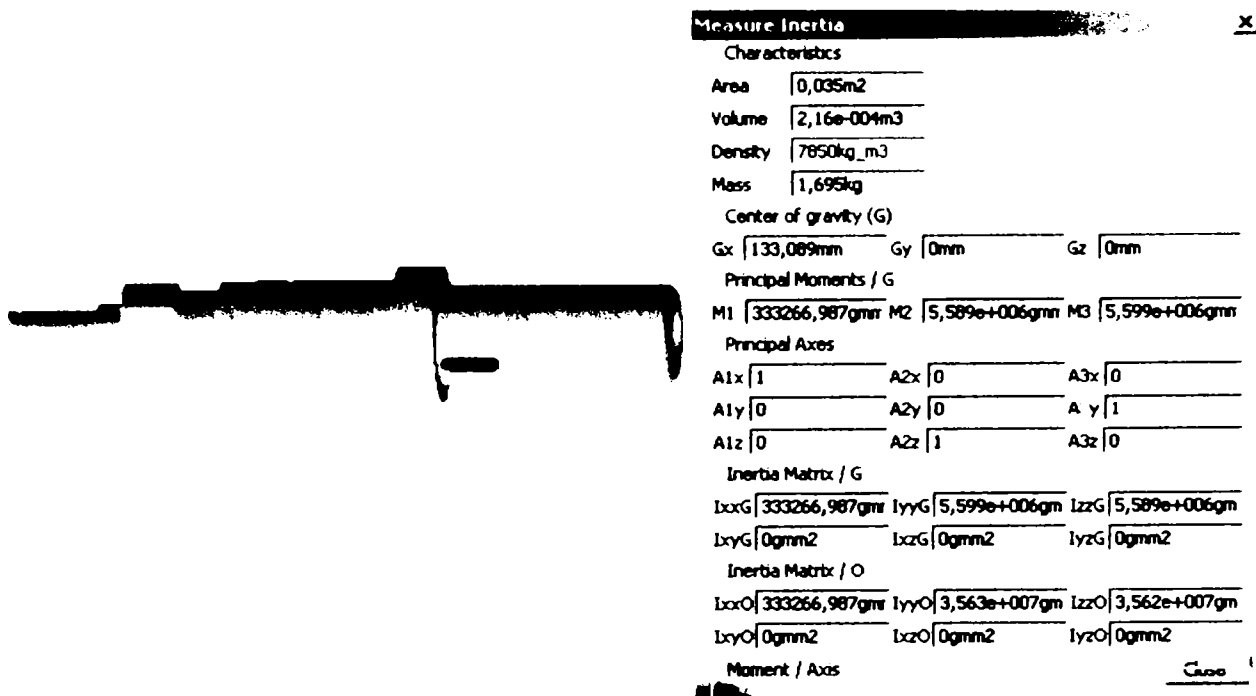


Fig. 8.13. Calculul momentelor de inerție al arborelui.

Momentul de inerție mecanic față de axa Ox este  $J_2=I_{xxO}=333,266987[\text{kg}\cdot\text{mm}^2]$ , iar față de centrul de greutate  $I_{xxG}=333,266987[\text{kg}\cdot\text{mm}^2]$ .

Masa arborelui  $m_2=1,695[\text{kg}]$ , suprafața de referință pentru calculul momentului fiind  $S=0,035[\text{m}^2]$ .

### 8.3.5. Calculul de verificare a parametrilor constructivi

În timpul funcționării cama de pe arbore este supusă solicitării de încovoiere cu șocuri, verificarea făcându-se după relația [46]:

$$\sigma_{\max} < \sigma_{\text{adm}} \quad (8.82)$$

$\sigma_{\text{adm}}$  - tensiunea admisă a materialului utilizat pentru confecționarea arborelui, în cazul solicitării la încovoiere prin șoc se poate asimila cu încercarea de reziliență a materialului sau poate fi determinată cu ajutorul unei formule empirice [46]. Dacă materialul este suficient de ductil pentru a avea o alungire specifică la rupere de minim 10%, rezistența admisibilă este dată de:

$$\sigma_a = \sigma_{02} + C + (\sigma_r - \sigma_{0,2}) \quad [\text{N}/\text{m}^2] \quad (8.83)$$

unde

$\sigma_{02}$  - este limita de curgere tehnică, admitând o deformație permanentă de 0,2%;

$\sigma_r$  - rezistența la rupere a materialului;

C - constanta ce depinde de destinația elementului proiectat.

În cazul în care prezintă importanță stabilitatea dimensiunilor  $C=0,2$  [46], iar



pentru 18MnCr10  $\sigma_r = 95 \text{ daN/mm}^2$ ;  $\sigma_{.1} = 48 \text{ daN/mm}^2$ ;  $\sigma_{02} = 52 \text{ daN/mm}^2$ ; HB = 550÷610; HRC=58÷62;  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ ;  $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]} [110]$ .

$\sigma_{.1}$  – rezistența la oboseală a materialului.

$$\sigma_a = 52 + 0,2(95 - 52) = 43,6 \text{ [daN/mm}^2\text{]} = 436 \text{ [N/mm}^2\text{]} = 436 \cdot 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Rezistența maximă a materialului la solicitarea de încovoiere cu șoc se poate calcula considerând că este ca o grindă încastrată la un capăt, cu relația [83]:

$$\sigma_{\max} = E \cdot \frac{v_0}{a_0} \cdot \sqrt{\frac{m}{m_r} \cdot \frac{A \cdot I}{W^2} \cdot \frac{1}{1 + k_{\text{red}} \cdot \frac{m_r}{m}}} \quad (8.84)$$

unde

$$a_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \text{ - viteza de propagare a deformațiilor elastice;}$$

$$\frac{A \cdot I}{W^2} \text{ - factor adimensional, pentru secțiune dreptunghiulară este egal cu 3;}$$

$W$  – modulul de rezistență al protuberanței camei (grinzii);

$$v_0 = \Omega \cdot r_2 \cdot \cos \alpha \text{ - viteza de lovire a perculatorului;}$$

$$\Omega = \pi \cdot n / 30 \text{ - viteza unghiulară a arborelui mașinii unelte;}$$

$$\Omega = 40 \cdot \pi = 125,6637 \text{ [rad/s]}$$

$n$  – turația arborelui principal;

$$m_r \text{ - masa camei; } m_r = 0,020 \cdot 0,0124 \cdot 0,0065 = 1,672 \cdot 10^{-6} \text{ [kg];}$$

$$m \text{ - masa perculatorului; } m = 197 \text{ [g]} = 0,197 \text{ [kg];}$$

$$r_2 = 17,6 \text{ [mm]} = 0,0176 \text{ [m];}$$

$$\alpha = 11^\circ \rightarrow \cos \alpha = 0,981671$$

Din [83] se poate scrie expresia săgeții la capătul liber al grinzii încastrate:

$$w(x) = w_0 \cdot \left[ \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{x}{l} \right)^2 - 4 \cdot \left( \frac{x}{l} \right)^3 \right]; \Rightarrow \frac{w(x)}{w_0} = \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{x}{l} \right)^2 - \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{x}{l} \right)^3 \quad (8.85)$$

$w(x)$  – funcția care determină săgeata grinzii în secțiunea  $x$ ;

$w(0)$  - săgeata la capătul liber al grinzii.

$$k_{\text{red}} = \frac{1}{g \cdot l} \cdot \int_0^l g \cdot \left[ \frac{w(x)}{w_0} \right]^2 dx = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l \left[ \frac{3}{2} \left( \frac{x}{l} \right)^2 - \frac{1}{2} \left( \frac{x}{l} \right)^3 \right]^2 dx = \frac{33}{140}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 2,06 \cdot 10^5 \cdot \frac{125,66 \cdot 0,0176 \cdot 0,981671}{\sqrt{\frac{2,06 \cdot 10^5}{7850}}} \cdot \sqrt{\frac{0,197}{1,612 \cdot 10^{-6}} \cdot 3 \cdot \frac{1}{1 + \frac{33}{140} \cdot \frac{1,612 \cdot 10^{-6}}{0,197m}}} = \\ &= 339,04021 \cdot 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]} = 33.904021 \cdot 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]} \end{aligned}$$

$$339,04021 \cdot 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]} < 436 \cdot 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}.$$

Relația (8.84) fiind verificată, rezultă că materialele alese și dimensionarea este bună. Altă verificare din condiția de rezistență nu este necesară deoarece secțiunile celorlalte componente sunt mai mari decât secțiunea burghiului, iar în cazul unor suprasarcini apărute la prelucrare va conduce la ruperea burghiului, neafectând părțile componente ale dispozitivului.

## 8.4. Modelarea numerică a funcționării dispozitivului în regim vibropercutant

Datorită complexității mișcării pe care o execută dispozitivul se necesită o verificare a cinematicii acestuia. Acest lucru este posibil utilizând metode moderne de proiectare cum ar fi simularea numerică cu ajutorul calculatorului. Pentru aceasta a fost elaborat un program „model\_disp3.m” sub mediul MATLAB (Anexa 21), care utilizând funcția SIMULINK permite simularea cinematică a mișcărilor percutorilor și a mișcării rezultante a arborelui dispozitivului.

### 8.4.1. Descrierea funcționării programului de modelare

Programul de modelare a funcționării dispozitivului (Anexa 21) în regim vibropercutant realizează calculele necesare generării succesiunii mișcării percutorului și a arborelui dispozitivului, afișează mișcarea rezultată și diagramele în funcție de timp ale mișcării punctului caracteristic a percutorului, respectiv a arborelui în vederea punerii în evidență a caracteristicilor cinematice și dinamice a mișcărilor.

Specificațiile programului se bazează pe definirea caracteristicilor geometrice în sistemul de coordonate cartezian după cum este arătat în figura 8.14.

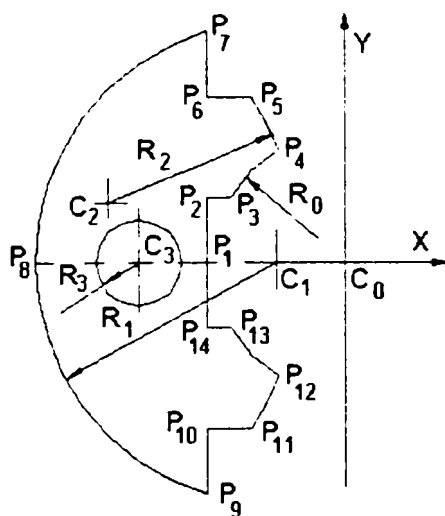


Fig. 8.14. Coordonatele punctelor geometrice ale percutorului.

Pentru o mai mare flexibilitate a programului în ceea ce privește studiul unor caracteristici geometrice diferite ale percutorului, se declară o parte din coordonatele inițiale constante iar celelalte se calculează pe baza relațiilor geometrice.

Schema definirii punctelor caracteristice pentru arbore este prezentată în figura 8.15.

În tabelul 8.1 sunt date notațiile folosite pentru definirea punctelor și coordonatelor corespunzătoare percutorului. Coordonatele :  $x_{C1}$ ,  $y_{C2}$ ,  $R_0$ ,  $x_{C3}$ ,  $y_{P2}$ ,  $R_1$ ,  $x_{C2}$ ,  $y_{P6}$ ,  $R_3$ ,  $x_{P1}$ , sunt definite cu valoare constantă, celelalte coordonate fiind date de relațiile :

$$\begin{aligned} x_{P_2} &= x_{P_1}; & x_{P_3} &= -\sqrt{R_0^2 - y_3^2}; & x_{P_6} &= x_{P_1}; & x_{P_7} &= x_{P_1}; & x_{P_8} &= -(x_{C_1} + R_1) \\ x_{P_5} &= x_{C_2} - \sqrt{R_2^2 - (y_{P_6} - y_{C_2})^2} \end{aligned} \quad (8.86)$$

$$y_{P_2} = y_{P_3} \quad y_{P_5} = y_{P_6}, \quad y_{P_7} = -\sqrt{R_1^2 - (x_{P_1} - x_{C_1})^2} \quad (8.87)$$

În cazul unui percutor simetric studiat cu ajutorul programului de simulare, s-au definit :

$x_{C_1} = -10$ [mm]	$y_{C_2} = 9,05$ [mm]	$R_0 = 19,05$ [mm]
$x_{C_3} = -30$ [mm]	$y_{P_2} = 9,4$ [mm]	$R_1 = 35$ [mm]
$x_{C_2} = -33,38$ [mm]	$y_{P_6} = 24$ [mm]	$R_2 = 25,85$ [mm]
$x_{P_1} = -20,05$ [mm]		$R_3 = 5,025$ [mm]

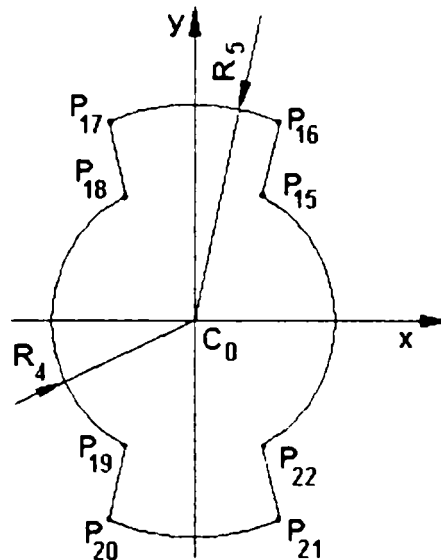


Fig. 8.15. Coordonatele punctelor geometrice care definesc cama arborelui.

Tabelul 8.1. Notății pentru definirea punctelor și coordonatelor percutorului.

Denumire punct	Coordonata x	Coordonata y	Denumire punct	Coordonata x	Coordonata y
$C_0$	0	0	$P_6$	$x_{P_6}$	$y_{P_6}$
$C_1$	$x_{C_1}$	0	$P_7$	$x_{P_7}$	$y_{P_7}$
$C_2$	$x_{C_2}$	$y_{C_2}$	$P_8$	$x_{P_8}$	0
$C_3$	$x_{C_3}$	0	$P_9$	$x_{P_7}$	$-y_{P_7}$
$P_1$	$x_{P_1}$	0	$P_{10}$	$x_{P_6}$	$-y_{P_6}$
$P_2$	$x_{P_2}$	$y_{P_2}$	$P_{11}$	$x_{P_5}$	$-y_{P_5}$
$P_3$	$x_{P_3}$	$y_{P_3}$	$P_{12}$	$x_{P_4}$	$-y_{P_4}$
$P_4$	$x_{P_4}$	$y_{P_4}$	$P_{13}$	$x_{P_3}$	$-y_{P_3}$
$P_5$	$x_{P_5}$	$y_{P_5}$	$P_{14}$	$x_{P_2}$	$-y_{P_2}$

Valorile coordonatelor sunt calculate pe specificațiile de proiectare prezentate în capitolul 8.3.

Similar, în tabelul 8.2 sunt date notațiile coordonatelor punctelor arborelui. Coordonatele  $R_4$ ,  $x_{P_{16}}$ ,  $R_5$ ,  $x_{P_{15}}$ , sunt definite cu valoare constantă, celelalte coordonate fiind calculate pe baza acestora, conform relațiilor :

$$y_{P_{15}} = \sqrt{R_4^2 - x_{P_{15}}^2}; \quad y_{P_{16}} = \sqrt{R_5^2 - x_{P_{16}}^2} \quad (8.88)$$

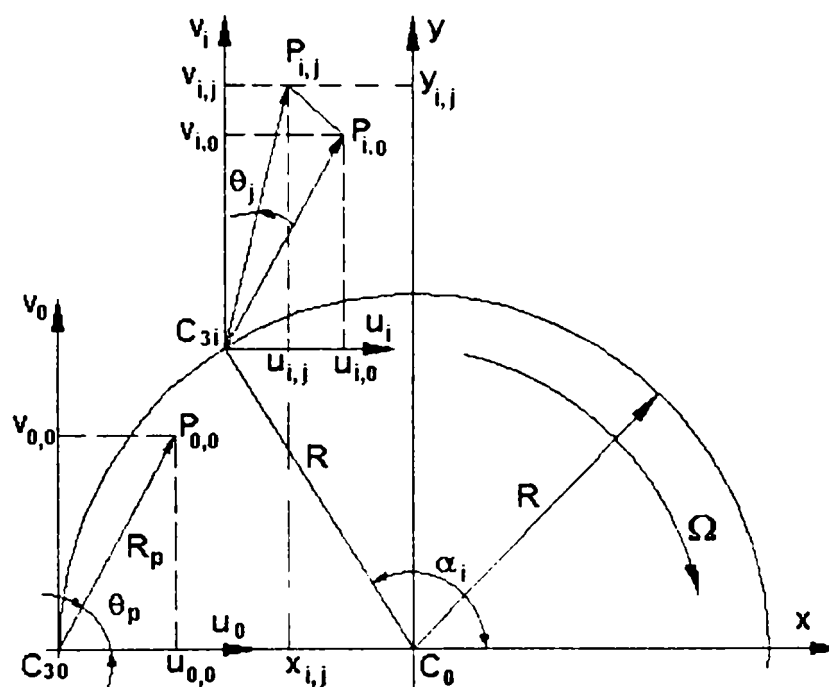
Pentru cazul studiat, coordonatele constante au fost calculate pe baza relațiilor definite în capitolul 8.3:

$$R_4 = 12,49 \text{ [mm]}; \quad x_{P_{16}} = 7,5 \text{ [mm]}; \quad R_5 = 19 \text{ [mm]}; \quad x_{P_{15}} = 5,82 \text{ [mm]}$$

**Tabelul 8.2. Notății pentru defnirea punctelor și coordonatelor arborelui.**

Denumire punct	Coordonata X	Coordonata y	Denumire punct	Coordonata x	Coordonata y
P <sub>15</sub>	X <sub>P15</sub>	Y <sub>P15</sub>	P <sub>19</sub>	X <sub>P18</sub>	-Y <sub>P18</sub>
P <sub>16</sub>	X <sub>P16</sub>	Y <sub>P16</sub>	P <sub>20</sub>	X <sub>P17</sub>	-Y <sub>P17</sub>
P <sub>17</sub>	-X <sub>P16</sub>	Y <sub>P16</sub>	P <sub>21</sub>	X <sub>P16</sub>	-Y <sub>P16</sub>
P <sub>18</sub>	-X <sub>P15</sub>	Y <sub>P15</sub>	P <sub>22</sub>	X <sub>P15</sub>	-Y <sub>P15</sub>

În figura 8.16. se prezintă schema principală a modelului utilizat în programul de simulare.



**Fig. 8.16. Schemă de principiu pentru calculul coordonatelor utilizate în programul de simulare.**

Programul de simulare realizează calculul coordonatelor punctelor caracteristice ale percutorului și arborelui, în poziții succesive pe parcursul mișcării acestora. Pentru calculul coordonatelor se definesc relații de calcul care sunt prezentate în continuare.

Pe măsura realizării mișcării de rotație ( $\Omega$ ) în jurul axei arborelui ( $C_0$ ), coordonatele centrului percutorului ( $C_3$ ), respectiv ale unui punct generic al percutorului ( $P_{ij}$ ) se calculează în cinci pași :

a). Se calculează coordonatele punctului  $C_3$  în sistemul  $x_{C_0}y$  cu relația:

$$\begin{cases} x_{C_3i} = R \cos \alpha_i \\ y_{C_3i} = R \sin \alpha_i \end{cases} \quad (8.89)$$

b). Se calculează coordonatele polare ale punctului  $P_{0,0}$  în sistemul  $u_0C_0v_0$  cu relațiile:

$$\begin{cases} R_p = \sqrt{u_{0,0}^2 + v_{0,0}^2} \\ \theta_p = \arctg \frac{v_{0,0}}{u_{0,0}} \end{cases} \quad (8.90)$$

c). Coordonatele polare ale punctului  $P_{i,j}$  în sistemul  $u_i C_{3i} v_i$  se calculează cu ajutorul relațiilor:

$$\begin{cases} R_p = \sqrt{u_{0,0}^2 + v_{0,0}^2} \\ \theta_{j+1} = \theta_p + \theta_j \end{cases} \quad (8.91)$$

d). Se calculează coordonatele carteziene ale punctului  $P_{i,j}$  în sistemul  $u_i C_{3i} v_i$  cu relațiile:

$$\begin{cases} u_{ij} = R_p \cos(\theta_p + \theta_j) \\ v_{ij} = R_p \sin(\theta_p + \theta_j) \end{cases} \quad (8.92)$$

e). Coordonatele carteziene ale punctului  $P_{i,j}$  în sistemul  $x C_0 y$  se vor calcula cu relațiile:

$$\begin{cases} x_{ij} = x_{C_{3i}} + u_{ij} \\ y_{ij} = y_{C_{3i}} + v_{ij} \end{cases} \quad (8.93)$$

$$\begin{cases} x_{ij} = R \cos \alpha_i + R_p \cos(\theta_p + \theta_j) \\ y_{ij} = R \sin \alpha_i + R_p \sin(\theta_p + \theta_j) \end{cases} \quad (8.94)$$

$R_p$  și  $\theta_p$  se calculează pentru fiecare punct o singură dată la inițializare. Relațiile (8.89) reprezintă rotația arborelui în jurul punctului  $C_0$ , iar relațiile (8.92) reprezintă rotația percutorului în jurul punctului  $C_3$ .

În figura 8.17 sunt prezentate notațiile utilizate în cadrul programului, cu următoarele semnificații:

-  $\Omega_0$  - viteza unghiulară instantanee în jurul punctului  $C_0$  a arborelui după ciocnire ( $\Omega_0 = \Omega_1'$ , subcap. 8.2.1 și 8.3, renotare pentru simplificarea scrierii programului de simulare);

-  $\Omega_3$  - viteza unghiulară instantanee în jurul punctului  $C_3$  a percutorului după ciocnire ( $\Omega_3 = \Omega_1'$ , subcap. 8.2.1 și 8.3);

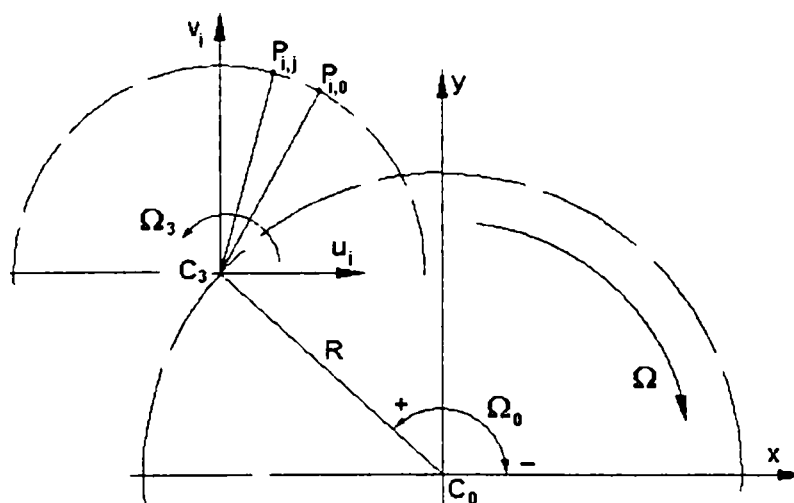


Fig. 8.17. Schema notațiilor utilizate în cadrul programului „model\_disp3”.

-  $\Omega$  - viteza unghiulară a arborelui mașinii-unelte dată de turația utilizată ( $\Omega = \Omega_0$  subcap. 8.2.1 și 8.3);

- sensul vitezei unghiulare  $\Omega$ :

- (+) dacă  $\Omega$  acționează în sens trigonometric;

- (-) dacă  $\Omega$  acționează în sens invers trigonometric (în sens orar);
- $R$  – raza traiectoriei punctului de percuție ( $R=r_2$ , subcap. 8.3);
- $t_i$  – valoarea instantanee a timpului:

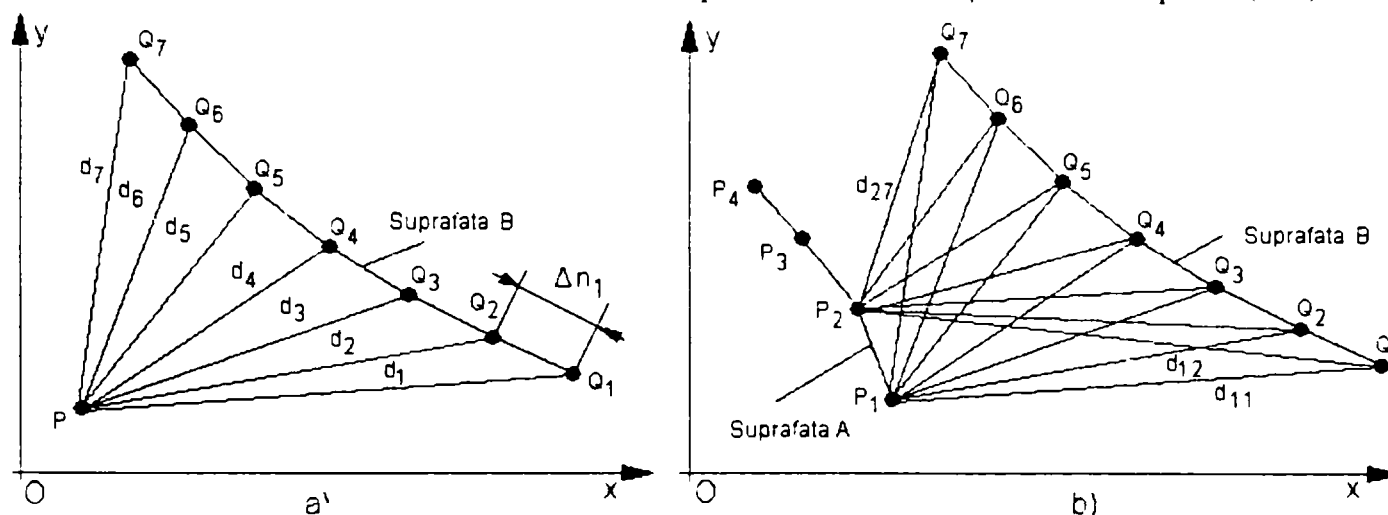
$$t_i = t_{i-1} + \Delta t$$

-  $\Delta t$  – pasul de timp, se alege corespunzător vitezei de ciocnire (cu cât viteza este mai mare cu atât se alege  $\Delta t$  mai mic).

În cadrul testării impactului pot exista două cazuri, și anume :

- a).- ciocnirea dintre un vârf al piesei „A” (percutor sau arbore) cu o suprafață a piesei „B” (arbore sau percutor), redată schematic în figura 8.18.a;
- b).- ciocnirea dintre o suprafață a piesei „A” cu o suprafață a piesei „B”, redată schematic în figura 8.18.b.

În cazul ciocnirii „punct-suprafață” (fig. 8.18.a) se calculează distanțele „ $d_i$ ” și se alege minimumul dintre acestea ce se compară cu o distanță limită impusă ( $\Delta e$ ).



**Fig. 8.18. Reprezentarea schematică a testării impactului : a) dintre un punct al suprafeței A cu suprafața B; b) dintre punctele suprafeței A cu suprafața B.**

În cazul ciocnirii „suprafață-suprafață” (fig. 8.18.b.) se realizează calculul amintit anterior pentru fiecare punct ( $P_j$ ) al suprafeței „A”, rezultând mulțimea distanțelor „ $d_{i,j}$ ” din care apoi se alege distanța minimă ce se compară cu distanța limită impusă ( $\Delta e$ ).

Distanțele  $d_i$  respectiv  $d_{i,j}$  se calculează cu ajutorul relațiilor :

$$d_i = \sqrt{(x_i - x_p)^2 + (y_i - y_p)^2} \quad (8.95)$$

$$d_{i,j} = \sqrt{(x_{i,j} - x_{i+1,j})^2 + (y_{i,j} - y_{i+1,j})^2} \quad (8.96)$$

În care „ $i$ ” este indicele punctelor de aproximare a suprafeței „B” iar  $j$  este indicele punctelor de aproximare a suprafeței „A”. Densitatea punctelor de aproximare a unei suprafețe este dată de mărimea pasului ( $\Delta n_i$ ) ce se stabilește în datele inițiale ale programului și este definită prin relația :

$$\Delta n_i = \sqrt{(x_i - x_{i+1})^2 + (y_i - y_{i+1})^2} \quad (8.97)$$

unde

$x_i, y_i$  - definesc coordonatele punctului  $Q_i$ , iar  $x_{i+1}, y_{i+1}$  coordonatele punctului  $Q_{i+1}$ .

Pentru stabilirea pasului  $\Delta n_i$  se are în vedere corelarea acestuia cu pasul de mișcare  $\Delta m_k$  în care cu indicele „ $k$ ” se notează poziția în cadrul mișcării (fig. 8.19).



Condiția ca algoritmul programului să detecteze ciocnirea dintre percutor și arbore este ca cea mai mică distanță dintre două poziții consecutive pe parcursul mișcării să fie mai mică decât distanța  $\Delta a_i$  :

$$\min(\Delta m_k) < \Delta a_i \quad (8.98)$$

unde

$\Delta a_i$  - este distanța dintre punctele  $T_1$  și  $T_2$  - punctele de intersecție a cercurilor de rază  $\Delta e$  cu centrul în  $Q_i$  și respectiv în  $Q_{i-1}$  și se calculează cu ajutorul relației:

$$\Delta a_i = 2\sqrt{\Delta e^2 - (\Delta n_i / 2)^2} \quad (8.99)$$

În cazul în care distanța dintre punctele  $P_k$  și  $P_{k-1}$  ( $\Delta m_k$ ) este mai mare decât  $\Delta a_i$  (fig. 8.20.), există posibilitatea ca ciocnirea să nu fie detectată rezultând o eroare de simulare. Prin alegerea corespunzătoare a mărimii  $\Delta n_i$  eroarea de simulare a fost eliminată.

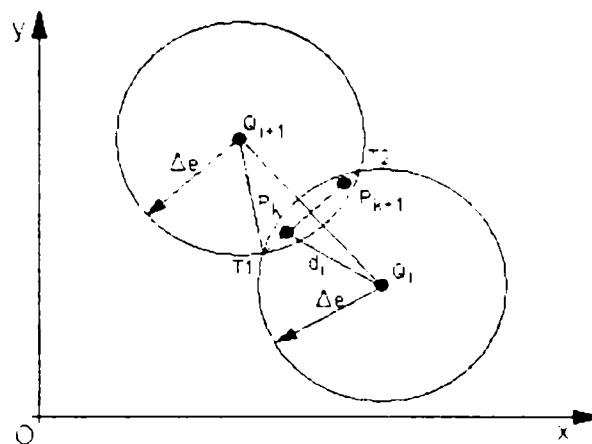


Fig. 8.19. Reprezentarea schematică a condiției de detectare a ciocnirii.

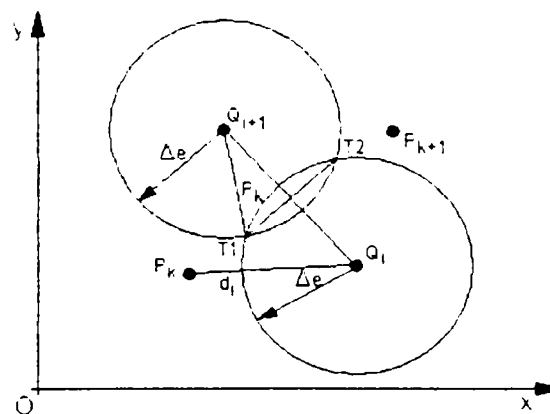


Fig. 8.20. Reprezentarea schematică a cazului în care nu se realizează detectarea ciocnirii.

Schema logică a programului și a subprogramelor aferente sunt prezentate în figurile 8.21, 8.22, și 8.23. Programul principal (fig. 8.21), debutează cu trasarea unui cerc ce reprezintă interiorul carcasei dispozitivului (subprogramul „cerc\_ext”), a unui cerc care reprezintă traiectoria centrului de rotație al percutorului (subprogramul „cerc\_C3”), inițializarea variabilelor ce reprezintă coordonatele inițiale ale punctelor percutorului respectiv arborelui și a valorilor inițiale a parametrilor cinematici : pașii de timp, vitezele unghiulare inițiale. După inițializarea variabilelor, programul principal apelează modulul „coord\_piesă.m”, care la rândul său apelează subrutinele „gen\_p1, gen\_p2”(Anexa 22) ce efectuează calculul parametrilor geometrici

prezențați în tabelele 8.1 și 8.2, trasând apoi conturul percutorului și camei cu punctele specifice (fig.8.14 și 8.15).

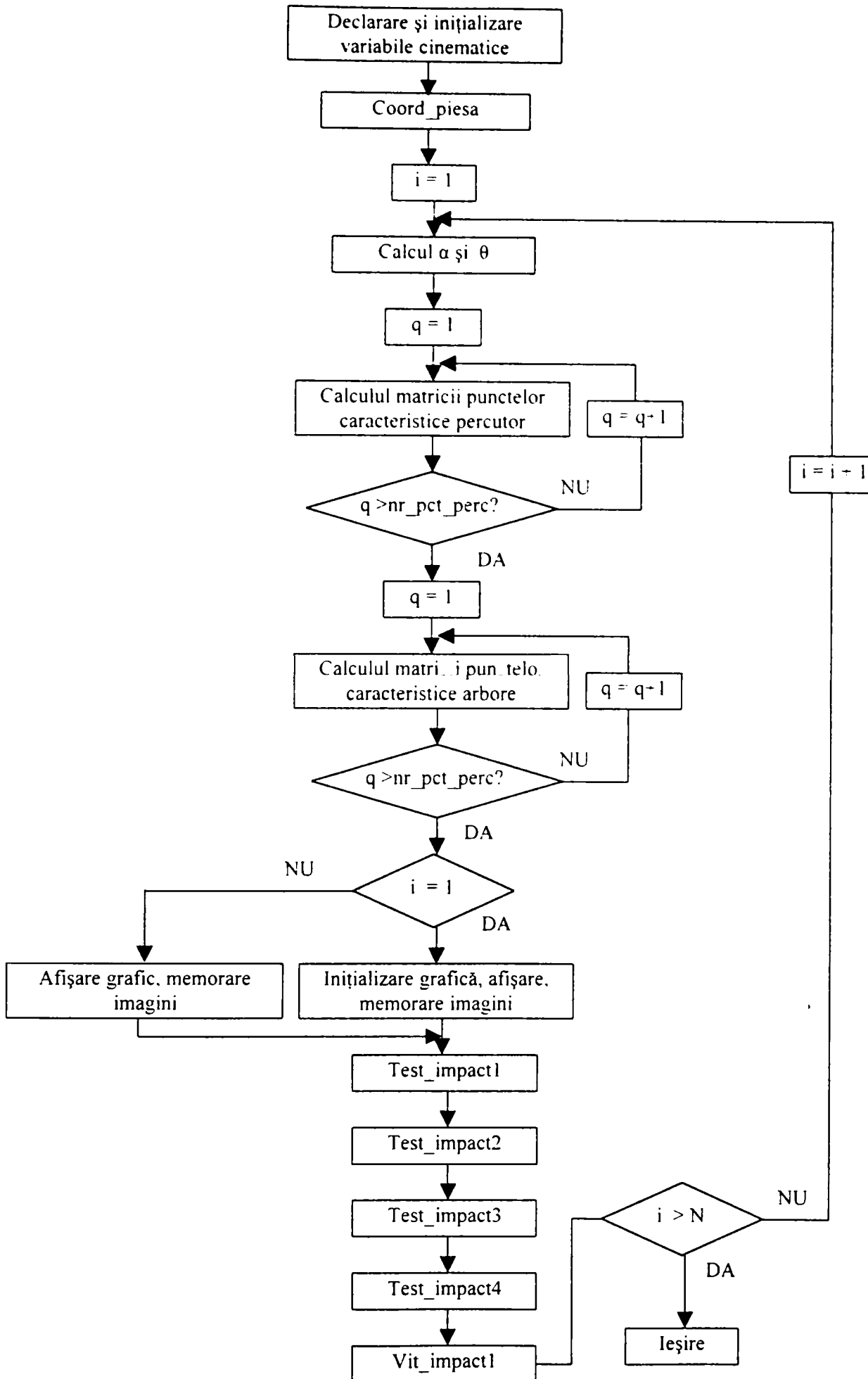


Fig. 8.21. Schema logică a programului "model\_disp3.m".

Schema logică a modulului „coord\_piesa.m” este prezentată în figura 8.22.

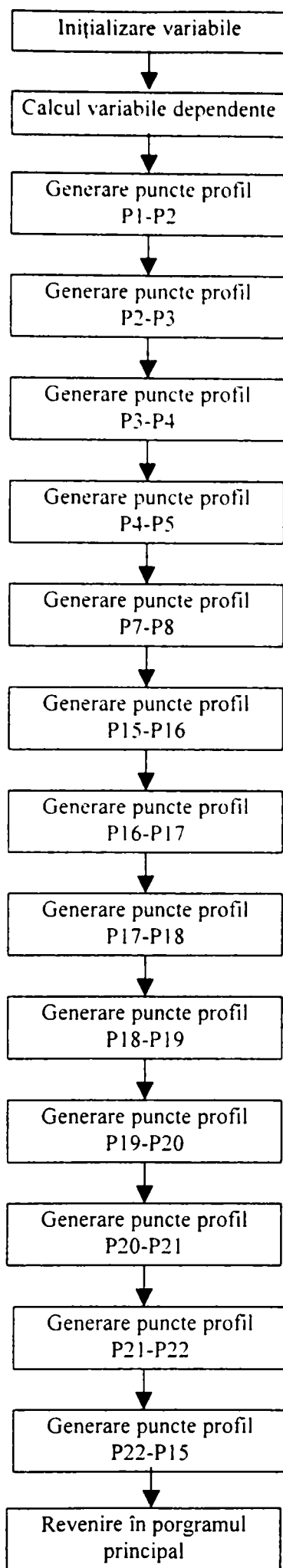


Fig. 8.22. Schema logică a subprogramului “coord\_piesa.m”.

După executarea subprogramului „coord\_piesa.m”, se startează ciclul de calcul al mișcării percutorului în jurul centrului  $C_0$ , având ca parametru unghiul  $\alpha$  (indice de iterație „i”), și conține ciclul de calcul al mișcării de rotație a percutorului în jurul centrului  $C_3$  având ca parametru unghiul  $\theta$ , respectiv ciclul de calcul al mișcării de rotație al arborelui (indice de iterație „q”).

După realizarea calculului unui pas de mișcare se testează dacă are loc o ciocnire între percutor și arbore cu ajutorul modulelor „test\_impact1”....., „test\_impact4”. Aceste module sunt similare, diferența dintre ele constând în perechea de suprafețe ce este testată la ciocnire. Modulul generic „test\_impact” este prezentat în figura 8.23, iar subprogramele „test\_impact” în Anexa 23.

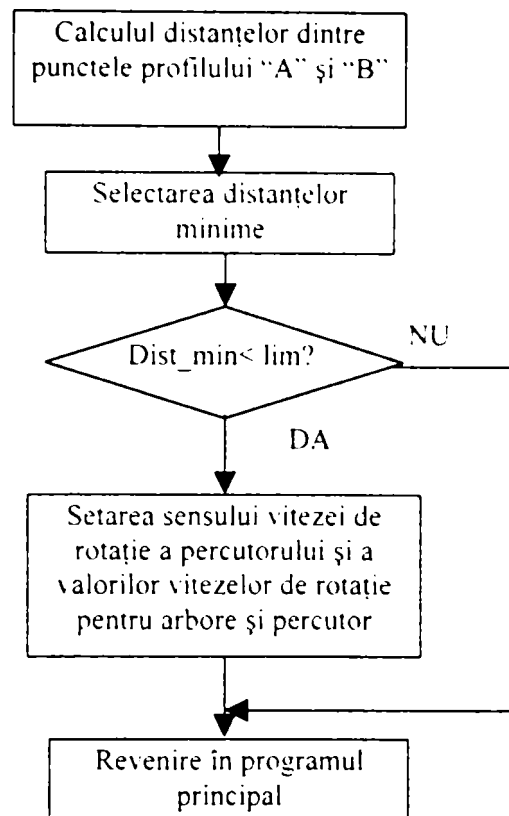


Fig. 8.23. Schema logică a modulului generic “test\_impact”.

În cadrul fiecărui modul se analizează punctele în care pot avea loc ciocniri între percutor și arbore, ținând seama de cele două tipuri de impact:

- impact între un punct și o suprafață sau între puncte situate pe două suprafețe (fig.8.18.a și b).

Situațiile concrete au fost împărțite în patru module de testare, deoarece nu toate punctele care generează geometria percutorilor și a camei de pe arbore se vor ciocni în timpul funcționării dispozitivului. În cadrul fiecărui modul s-au stabilit punctele și porțiunile de curbe (delimitate de puncte) care vin în contact, după două criterii și anume:

- cazul 1 – când în timpul mișcării puncte sau suprafețe ale percutorilor au acces să ciocnească puncte sau suprafețe ale camei de pe arbore, codificat în subprogramele „test\_disp” „Caz 1 Percutor→Arbore”;

- cazul 2 – când în urma mișcărilor puncte sau suprafețe ale camei au acces să ciocnească puncte sau suprafețe ale percutorilor vor executa o mișcare de revenire în poziția activă, codificat în subprogramele „test\_disp” „Caz 2 Arbore→Percutor”.

De asemenea s-a luat în studiu ambele sensuri de rotație a arborelui mașinii-unelte. Ținând seama de aceste precizări și că punctele sunt cele din figurile 8.15 și 8.16, au rezultat următoarele posibilități de ciocnire între percutori și arbore:

a). - în modulul „test\_impact1” s-a considerat că există următoarele posibilități:

Caz 1 Percutor → Arbore

- la rotirea în sens orar al arborelui mașinii-unelte suprafața curbilinie delimitată de punctele  $P_4$   $P_5$  ciocnește suprafețele plane delimitate de punctele  $P_{17}$   $P_{18}$  și  $P_{21}$   $P_{22}$ ;

- la rotirea în sens antiorar al arborelui mașinii-unelte suprafața curbilinie delimitată de punctele  $P_{11}$   $P_{12}$  ciocnește suprafețele plane delimitate de punctele  $P_{19}$   $P_{20}$  și  $P_{15}$   $P_{16}$ ;

b). - în modulul „test\_impact2” s-a considerat că există următoarele posibilități:

Caz 1 Percutor → Arbore

- punctul  $P_4$  ciocnește suprafețele de pe camă delimitate de punctele:  $P_{18}$   $P_{19}$ ;  $P_{17}$   $P_{16}$ ;  $P_{15}$   $P_{22}$  și  $P_{20}$   $P_{21}$ ;

- punctul  $P_{12}$  ciocnește suprafețele de pe camă delimitate de punctele:  $P_{18}$   $P_{19}$ ;  $P_{17}$   $P_{16}$ ;  $P_{15}$   $P_{22}$  și  $P_{20}$   $P_{21}$ ;

c). - în modulul „test\_impact3” s-a considerat că există următoarele posibilități:

Caz 1 Percutor → Arbore

- punctul  $P_3$  ciocnește suprafețele de pe camă delimitate de punctele:  $P_{17}$   $P_{16}$ ;  $P_{16}$   $P_{15}$ ;  $P_{19}$   $P_{20}$  și  $P_{20}$   $P_{21}$ ;

- punctul  $P_{13}$  ciocnește suprafețele de pe camă delimitate de punctele:  $P_{17}$   $P_{18}$ ;  $P_{17}$   $P_{16}$ ;  $P_{21}$   $P_{22}$  și  $P_{20}$   $P_{21}$ ;

d). - în modulul „test\_impact4” s-a considerat că există următoarele posibilități:

Caz 2 Arbore → Percutor

- la rotirea în sens orar al arborelui mașinii-unelte punctul  $P_{17}$  ciocnește suprafețele de pe percutor delimitate de punctele:  $P_{13}$   $P_{14}$  și  $P_{13}$   $P_{12}$ , iar punctul  $P_{21}$  suprafețele delimitate de punctele:  $P_{13}$   $P_{14}$  și  $P_{13}$   $P_{12}$ ;

- la rotirea în sens antiorar al arborelui mașinii-unelte punctul  $P_{20}$  ciocnește suprafețele de pe percutor delimitate de punctele:  $P_2$   $P_3$  și  $P_3$   $P_4$ , iar punctul  $P_{16}$  suprafețele delimitate de punctele:  $P_2$   $P_3$  și  $P_3$   $P_4$ .

Pentru realizarea simulării în regim dinamic a fost necesară impunerea unor viteze de ciocnire, respectiv a vitezelor unghiulare ale arborelui mașinii-unelte  $\Omega$ , arborelui dispozitivului  $\Omega_0$  și a percutorului  $\Omega_3$  cu amortizările de rigoare pentru arborele dispozitivului și percutor. Amortizările sunt date pentru arbore de opunerea efortului de așchiere iar pentru percutor de frecările existente pe axul 8. Amortizările au fost introduse în programul de simulare prin timpul de amortizare, fiind considerat pentru un interval mic liniar, concluzie trasă pe baza studiului similitudinii procesului de așchiere la găurire (subcapitolul 7.3.3). În programul de simulare apare subrutina „vit\_impact1” (Anexa 24) care practic calculează la fiecare pas vitezele unghiulare după impact a percutorului și arborelui ținând seama de amortizările impuse.

După terminarea calculării mai multor secvențe de mișcări succesive și memorarea pozițiilor percutorului și arborelui cu ajutorul subprogramului „gen\_avi” (Anexa 24) se assemblează toate pozițiile succesive rezultând filmul modelării. Trebuie precizat că filmul este salvat sub Windows Media Player, program care doar redă animația realizată sub Matlab. În Anexa 24 sunt prezentate și subprogramele de trasare a cercurilor: exterior care reprezintă suprafața interioară a carcasi dispozitivului și cel cu linie întreruptă care reprezintă traiectoria pe care o descrie centrul de rotație a percutorilor ca urmare a mișcării de rotație a arborelui mașinii-unelte.

#### 8.4.2. Rezultatele simulării

În urma rulării filmului, funcționarea dispozitivului poate fi apreciată mai riguros, respectiv pot fi verificate variante dimensionale ale percutorilor și corecturi ale diferitelor elemente geometrice constructive față de cele rezultate în urma calculelor de proiectare.

Concret au fost simulate trei situații privind dimensiunile percutorilor și pentru un singur percutor deoarece construcția fiind simetrică al doilea percutor va executa aceleași mișcări pe suprafețele opuse ale camei cu o anumită abatere de la sincronizare. Abaterea de la sincronizarea mișcării celor doi percutori este strict legată de precizia geometrică a executării lor. La o execuție tehnologică îngrijită a percutorilor și dispozitivului această abatere este neglijabilă.

În prima situație s-a simulat mișcările percutorilor și a arborelui dispozitivului cu dimensiunile reieșite din calcul și adoptate la metodologia de proiectare. Filmul simulării fiind salvat sub codul „disp\_pr\_real.avi”, iar succesiunea fazelor de ciocnire pentru o mișcare de rotație a arborelui mașinii egală cu  $180^\circ$ , sunt prezentate în Anexa 25 figurile a, b,.....k, l.

Derulând simularea „disp\_pr\_real.avi” se poate observa că percutorul ciocnește arborele în sensul de așchiere al burghiului cu suprafața delimitată de punctele  $P_4$  și  $P_5$  suprafața camei arborelui delimitată de punctele  $P_{17}$  și  $P_{18}$  figura 8.24 (Anexa 25, fig. a.). Sub acțiunea percuției arborele se va roti cu viteza unghiulară  $\Omega_0$  în sensul mișcării de așchiere, mișcare care se va amortiza rapid datorită opoziției forțelor de așchiere.

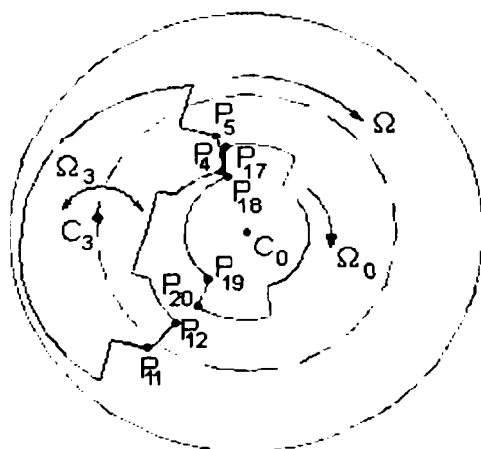


Fig. 8.24. Schema primei percuții cu figurarea mișcărilor care au loc.



Percutorul va executa o mișcare de pivotare cu viteza unghiulară  $\Omega_3$  în jurul centrului de rotație  $C_3$ , în sens opus direcției de ciocnire. În acest timp suprafața capătului opus al percutorului delimitată de punctele  $P_{11}$  și  $P_{12}$  este adusă spre arbore și lovește suprafața camei arborelui delimitată de punctele  $P_{19}$  și  $P_{20}$  (fig. a Anexa 25) ceea ce va conduce la o amortizare suplimentară a arborelui, lucru neconvenabil.

Datorită distanțelor mici dintre percutor și arbore și vitezelor de ciocnire, apar ciocniri suplimentare pe cele două suprafețe  $P_{17} P_{18}$  și  $P_{19} P_{20}$ , deși percutorul execută o mișcare de transport cu viteza unghiulară  $\Omega$  dată de turația mașinii-unelte (fig. b, c, d, și e din Anexa 25).

După cele patru ciocniri urmează ciocnirea dintre punctul  $P_{12}$  al percutorului cu suprafața camei delimitată de punctele  $P_{19} P_{18}$ , se schimbă sensul de pivotare a percutorului aducând suprafața delimitată de punctele  $P_3$  și  $P_4$  la ciocnire cu suprafața de pe camă delimitată de punctele  $P_{17} P_{16}$  (secvențele f și h Anexa 25), ciocnire care pivotează percutorul în sens invers și va aduce din nou capătul cu punctele  $P_{11}$  și  $P_{12}$  spre suprafața  $P_{18} P_{19}$ . Concomitent cu această mișcare are loc și deplasarea punctului  $C_3$  ca urmare a mișcării de rotație a carcasi dispozitivului, deplasare care aduce degajarea percutorului delimitată de punctele  $P_{13} P_{14} P_2$  și  $P_3$  în dreptul protuberanței camei de pe arbore permițând astfel trecerea percutorului peste camă. În urma ciocnirii suprafețelor delimitate de punctele  $P_{12} P_{13}$  și  $P_{19} P_{18}$  percutorul basculează peste protuberanța camei, iar deplasarea punctului  $C_3$  aduce la ciocnire punctele  $P_{13}$  cu  $P_{17}$ , ciocnire care aduce capătul percutorului cu suprafața delimitată de punctele  $P_4$  și  $P_5$  la ciocnire cu suprafața de pe camă delimitată de punctele  $P_{22} P_{21}$ . Intrarea percutorului într-o nouă poziție de percutare și reluarea ciclului de ciocniri se definitivează în urma ciocnirii suprafețelor  $P_{12} P_{13}$  și  $P_{17} P_{16}$  (figurile h, i, j și k din Anexa 25).

Arborele dispozitivului se va roti cu unghiul  $\varphi_{rot}$  numai când percutorul va ciocni cu suprafața delimitată de punctele  $P_4 P_5$  suprafețele protuberanțelor camei delimitate de punctele  $P_{18} P_{17}$  și  $P_{22} P_{21}$  (fig. 8.25, respectiv l din Anexa 25), celelalte ciocniri dintre percutor și arbore contribuie la aducerea percutorului într-o nouă poziție de lucru, ajută trecerea peste camă și împiedică ciocnirea percutorului cu carcasa dispozitivului, din acest motiv vor fi numite ciocniri secundare.

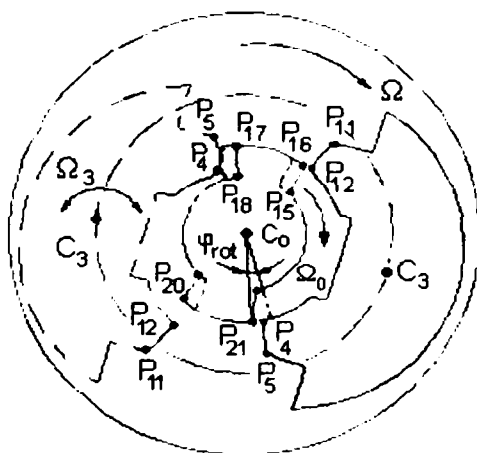


Fig. 8.25. Reprezentarea rotirii arborelui dispozitivului cu unghiul  $\varphi_{rot}$  după prima percuție.

După cum s-a putut observa în urma ciocnirii active, care produce deplasarea unghiulară  $\varphi_{rot}$  a arborelui dispozitivului, se produc două ciocniri ale suprafeței  $P_{11} P_{12}$

pe suprafața  $P_{21}$   $P_{19}$  care vor contribui și ele la amortizarea mișcării de rotație a arborelui dispozitivului, respectiv la obținerea unui unghi  $\varphi_{rot}$  mai mic, motiv pentru care se trece la reproiectarea geometriei perculatorului.

Reproiectarea constă în scurtarea brațului perculatorului care este delimitat de punctele  $P_{11}$   $P_{12}$ , astfel încât după ciocnirea suprafeței delimitată de punctele  $P_4$   $P_5$  cu suprafața delimitată de punctele  $P_{18}$   $P_{17}$ , punctul  $P_{12}$  să ciocnească suprafața delimitată de punctele  $P_{19}$   $P_{18}$ , obținându-se un perculator asimetric (fig.8.26).

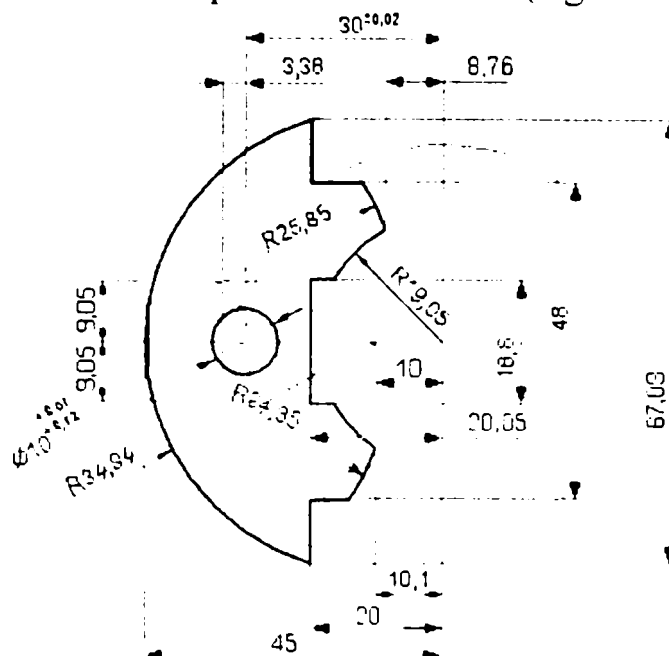


Fig. 8.26. Percutor asimetric.

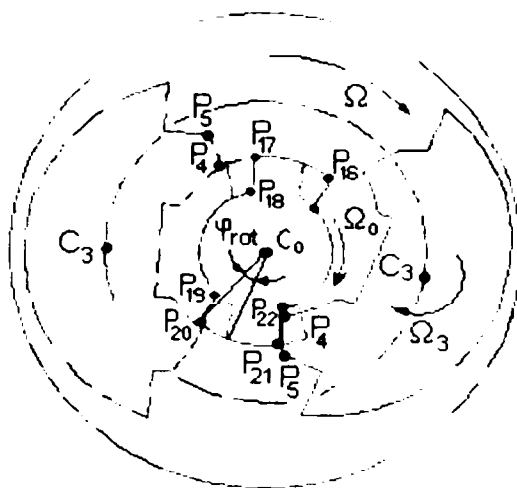
Simularea funcționării dispozitivului în noua situație este făcută cu același program doar că în subprogramul „coord\_piesa” (Anexa 22) în paragraful „%Constante” se introduce în execuție mărimea „r2a=24,35”, în funcție de care se calculează noile coordonate ale punctelor  $P_{11}$   $P_{12}$ .

Sucesiunea ciocnirilor care au loc în acest caz, după simularea în MATLAB, au fost salvate sub forma unui film codificat „final03.avi”, iar secvențe pe parcursul ciocnirilor corespunzătoare unei rotații ale arborelui mașinii-unelte sunt prezentate în Anexa 26 figurile a÷k.

Din derularea filmului se poate observa că s-au redus ciocnirile suplimentare. După prima ciocnire dintre suprafața perculatorului ( $P_4$   $P_5$ ) și suprafața cămei ( $P_{18}$   $P_{17}$ ) capătul perculatorului delimitat de punctele  $P_{11}$  și  $P_{12}$  nu mai ciocnește suprafața cămei delimitată de punctele  $P_{20}$   $P_{19}$ , el va ciocni de această dată cu punctul  $P_{12}$  suprafața cămei delimitată de punctele  $P_{19}$   $P_{18}$  (fig. b. Anexa 26). Această ciocnire secundară nu este suficient de puternică ca să depărteze prea mult perculatorul de suprafața  $P_{19}$   $P_{18}$ , astfel că datorită mișcării de transport cu viteza unghiulară  $\Omega$  punctul  $P_{12}$  va ciocni din nou suprafața  $P_{19}$   $P_{18}$  provocând o pivotare suplimentară a perculatorului în jurul punctului  $C_3$  aducând suprafața  $P_{13}$   $P_{14}$  în poziție de ciocnire cu suprafața  $P_{18}$   $P_{17}$  concomitent cu trecerea perculatorului peste protuberanța cămei (fig. c și d din Anexa 26). Percutorul se va roti cu capătul delimitat de punctele  $P_4$   $P_5$  spre arborele dispozitivului, apoi datorită mișcării de transport va lovi cu suprafața delimitată de punctele  $P_{11}$   $P_{12}$  suprafața arborelui delimitată de punctele  $P_{17}$   $P_{16}$  (fig. e din Anexa 26) aducând capătul  $P_4$   $P_5$  în poziție de ciocnire principală (fig. f din Anexa 26),

ciocnire în urma căreia arborele dispozitivului se va roti cu un nou unghi  $\varphi_{rot}$  după care se reiau ciocnirile secundare de trecere a percutorului peste protuberanța camei și reintrarea percutorului pentru o nouă ciocnire principală (fig. g, h, i și j din Anexa 26).

Mărimea unghiului  $\varphi_{rot}$  după o ciocnire principală în acest caz se poate vedea în figura 8.27 (fig. l din Anexa 26). Prin comparație cu figura 8.25 se poate observa că în cazul reproiectării percutorului unghiul  $\varphi_{rot}$  este mai mare, lucru explicabil prin lipsa ciocnirilor secundare de pe suprafețele laterale ale camei imediat după ciocnirea principală, eliminându-se pozițiile intermediare (fig. b, c, d, e și g din Anexa 25) ale acestuia cu cama de pe arbore.



**Fig. 8.27. Schema reprezentării rotirii arborelui dispozitivului cu unghiul  $\varphi_{rot}$  după modificarea constructivă a percutorului.**

Pentru stabilirea mărimii de scurtare a brațului percutorului s-au modelat mai multe situații, prilej cu care s-a constatat că o scurtare mai mare decât cea adoptată și prezentată în figura 8.26 conduce la nefuncționarea dispozitivului.

Cazul scurtării brațului percutorului sub limita admisă în funcționare a fost salvat după simularea în Matlab sub forma unui film codificat „final asim realnul.avi”. Secvențe pe parcursul ciocnirilor dintre percutor și arbore sunt prezentate în Anexa 27 figurile a-j. După prima ciocnire arborele se va roti cu unghiul  $\varphi_{rot}$ , iar percutorul va efectua ciocniri secundare care nu-l vor mai readuce în poziția de ciocnire principală, deoarece (fig. a, c, d, e, f și g Anexa 27) apare o ciocnire suplimentară (fig.c. Anexa 27) care grăbește ciocnirea de reintroducere (fig.f. Anexa 27) a percutorului în cursa de lucru. Datorită scurtării punctul  $P_{12}$  trece pe lângă punctul  $P_{16}$  (fig. g. Anexa 27) fără ciocnire urmând apoi faze ale ciocnirilor secundare (fig. h, i, j. Anexa 27) asemănătoare cu cele din figurile b, c, d, e și f aceeași anexă ratând din nou ciocnirea principală (de lucru). Fenomenul se repetă astfel că în final vor avea loc numai ciocniri secundare, iar arborele dispozitivului nu va efectua mișcări de rotație, respectiv dispozitivul nu lucrează.

Ciocnirile secundare ale percutorilor pe camă vor introduce în sistemul sculă-piesă percuții de amplitudine mică care vor ajuta procesul de formare al așchiilor scurte și evită înțepenirea sculei în material pe timpul întreruperii vitezei de așchiere.

Construcția dispozitivului este propusă a se face cu doi percutori așezați simetric față de cama de pe arborele dispozitivului. Datorită acestei simetrii al doilea

percutor se va mișca la fel, respectiv ciocnirea principală este decalată geometric cu  $180^\circ$  față de a primului producându-se pe suprafața delimitată de punctele  $P_{21}$   $P_{22}$  ale camei arborelui dispozitivului, iar ciocnirile secundare se vor desfășura la fel ca în cazul primului, numai decalate geometric între ele cu  $180^\circ$ . Decalarea geometrică a percutorilor contribuie la o mai bună funcționare a dispozitivului: mărește valoarea momentului transmis, iar datorită faptului că ciocnirile secundare sunt decalate, o parte din vibrațiile transmise arborelui se vor amortiza reciproc.

Modelarea numerică a funcționării dispozitivului cu cei doi percutori ar fi condus la un program complex, program a cărui derulare sub versiunea de Matlab existentă în dotare să dureze foarte mult sau chiar să nu poată fi derulat.

Varianta de modelare cu un percutor a avut ca rezultat esențial stabilirea modului corect de funcționare a dispozitivului ca urmare a ajustărilor dimensiunilor geometrice obținute la proiectare și verifică ipotezele funcționării dispozitivului. În urma acestei modelări s-au definitivat desenele de execuție a dispozitivului și realizarea lui fizică, definitivări care s-ar fi făcut numai după realizarea prototipului.

## 8.5. Concluzii

În urma activității de proiectare și realizare a unor dispozitive care lucrează în regim de vibropercuții se pot concluziona următoarele:

a) – pentru proiectare este necesară alegerea unui model asupra căruia să fie făcute studii privind variantele de funcționare, aplicarea sarcinilor statice și dinamice specifice variantei de funcționare alese;

b) – în activitatea de calcul și proiectare a diferitelor organe de mașini se vor folosi metode moderne de calcul pentru scurtarea timpului de proiectare cum sunt programele specializate de proiectare pe PC de tip Catia, Autocad, etc.;

c) – în zonele de ciocnire se vor face calcule de rezistență amănunțite din condiții de ciocnire pentru a alege cele mai adecvate materiale pentru organele supuse percuțiilor;

d) – după stabilirea geometriei reieșite din proiectare, modelarea numerică a funcționării unor astfel de dispozitive ajută la verificarea ipotezelor de funcționare, ajustări dimensionale ale diferitelor componente cu costuri reduse și în cele din urmă a funcționării corecte a dispozitivului;

e) – utilizarea unor similitudini dintre procese și fenomene asemănătoare cum sunt așchiera ortogonală cu șoc și găurirea vibropercutantă, vibropercuțiile angrenajelor cu dinți drepți și ciocnirea dintre percutor și cama arborelui a condus la rezultate apropiate de realitate;

f) – utilizarea programului Catia de proiectare a permis calcularea automată a momentului de inerție mecanic și a centrelor de greutate atât pentru arbore cât și pentru percutor;

g) – modelarea numerică a confirmat funcționarea dispozitivului în ipotezele b și c prezentate în subcapitolul 8.1, respectiv cazul percutorului reproiectat simulare prezentată în subcapitolul 8.4.2 (Anexa 26) corespunzătoare ipotezei b de funcționare corectă și cazul de nefuncționare (Anexa 27) corespunzătoare ipotezei c;

h) – modelarea numerică a pus în evidență și un caz de funcționare neprevăzut

în ipotezele de funcționare a dispozitivului, caz prezentat în subcapitolul 8.4.2 (Anexa 25);

i) – prin modelarea numerică s-a confirmat și faptul că precizia geometrică a percutorilor influențează funcționarea corectă a dispozitivului și de aici necesitatea ca între cei doi percutori să nu existe diferențe ale mărimilor geometrice, lucru realizabil din punct de vedere tehnologic cu toleranțe destul de mici care să nu influențeze funcționarea corectă a dispozitivului;

j) – pentru asigurarea unei durabilități cât mai îndelungate în funcționare materialele alese pentru confecționarea percutorilor și a arborelui vor fi supuse în mod obligatoriu tratamentelor termice prescrise.

Pe baza calculelor, modelării numerice și a concluziilor prezentate am realizat un dispozitiv de găurire cu vibropercuții implementat pe mașina cu comandă numerică tip CP20UO.



## 9. STUDII EXPERIMENTALE PRIVIND EFECTELE VIBROPERCUȚIILOR ÎN PROCESUL DE AȘCHIERE

Experimentele privind introducerea vibroșocurilor la prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată cu ajutorul dispozitivului vibropercutant proiectat se referă la prelucrarea cu diferite regimuri de așchiere a unor eșantioane din cupru OFHC ca material reprezentativ, prin operații de găurire pe mașina cu comandă numerică tip CP20UO.

În timpul prelucrărilor s-a urmărit modul de transmitere a vibroșocurilor spre piesă, arborele mașinii, masa mașinii, variația forțelor și momentelor așchierii, modul de funcționare a dispozitivului în sarcină, iar în final influențele așchierii cu vibropercuții asupra procesului de formare a așchiilor, a rugozității suprafețelor prelucrate și a structurii stratului de material prelucrat.

### 9.1. Proiectarea standului de încercare și măsurare a parametrilor de funcționare

Pentru realizarea urmăririi modului de funcționare a dispozitivului, a mașinii, măsurarea nivelului de vibrații, a forțelor și momentelor pe timpul experimentelor s-a realizat un stand (fig.9.1) compus din: mașina CP20UO, dispozitivul vibropercutant 4, un suport 5 montat pe arborele dispozitivului vibropercutant, o masă tensometrică 8 legată la puntea tensometrică 10 tip P\_3500 pe 10 canale cu grup de conectare SB10 a timbrelor tensometrice, traductor incremental rotativ 14 tip TIRO, accelerometrul B&K 15 tip KD35, placa de achiziții de date PCI 1200 (National Instruments), calculatorul 12 tip Pentium III și blocul de conectare 11 a traductorului TIRO, accelerometrului și punții tensometrice la placa de achiziții de date. La prelucrarea epruvetelor s-a utilizat un burghiu 6 din oțel rapid de diametru  $\varnothing 8$ [mm], STAS SR 575-1993.

Dispozitivul vibropercutant 4 cu burghiul 6 este fixat prin intermediul unei tirete în arborele din pinola 3 al mașinii 1 (CP20UO) comandată de echipamentul CNC 2. Pe suportul 5 se află montat traductorul incremental (TIRO) 14 și accelerometrul 15 (fig.9.1a).

Mișcarea de rotație a arborelui dispozitivului este transmisă la TIRO prin intermediul discului cu zimți radiali 17, la discul 19 prevăzut pe partea radială cu bandaj de cauciuc și cuplajul elastic 20. Accelerometrul 15 este fixat prin intermediul părții magnetice pe un suport metalic 18 care la rândul lui este fixat rigid de suportul 5 (fig. 9.1.b). Suportul 5 este montat pe arborele dispozitivului prin intermediul unui rulment și împiedicat să se rotească de tija 16. Tija 16 poate translata prin ghidajul suportului 21 pentru a permite realizarea mișcării de avans pe timpul prelucrărilor. Suportul 21 este fixat rigid de pinola 3 a mașinii CNC, pinolă care va executa mișcarea de avans. Semnalele electrice de la accelerometru sunt transmise spre blocul de conexiune prin cablurile 22, iar cele de la TIRO prin cablurile 23 (fig. 9.1.c.).

Eșantionul 7 este prins în universalul 13, universal care este fixat pe masa tensometrică 8 care la rândul ei este fixată rigid prin intermediul suporturilor reglabili 28 pe masa 9 a mașinii CNC (fig. 9.1.d).



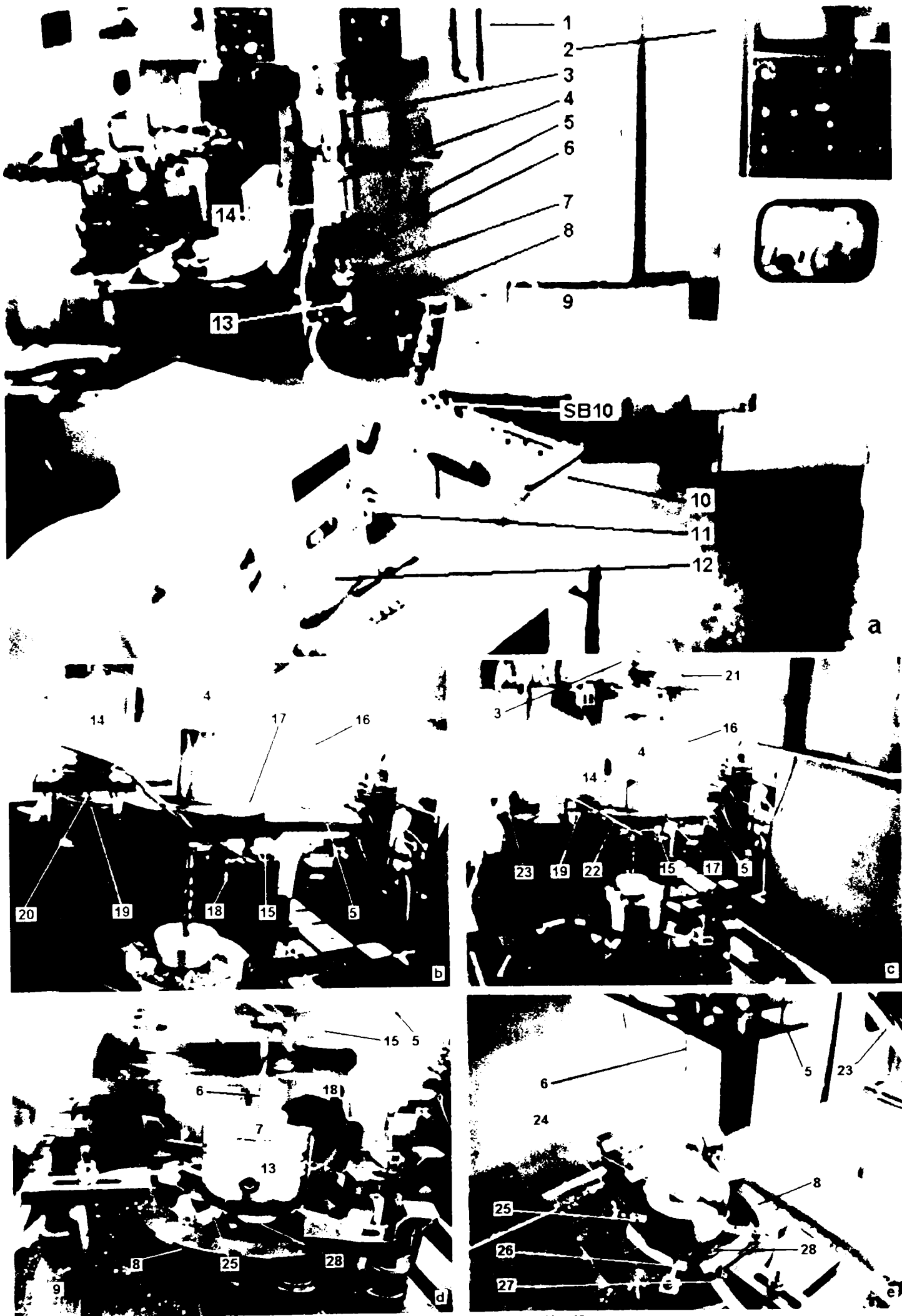


Fig. 9.1. Stand pentru studiul aşchierii vibropercutoare.

Masa tensometrică a fost proiectată special pentru acest stand, ea constă dintr-un cadru de oțel circular pe care sunt montate patru brațe 26 (fig.9.1.e) de configurație specială. Pe brațele 26 este fixat universalul 13 cu eșantionul 7. În porțiunea deformabilă a două brațe opuse sunt lipite pe suprafața superioară timbrele tensometrice 24 pentru măsurarea forței axiale la găurire, iar pe suprafațe laterale opuse ale aceluiași brațe sunt lipite timbrele tensometrice 25 pentru măsurarea momentului la găurire. Timbrele tensometrice sunt legate la grupul de conectare SB10 prin intermediul cablurilor 27. Puntea tensometrică 10 preia semnalele de la grupul de conectare SB10 și prin intermediul blocului de conectori 11 sunt trimise la placa de achiziții date ale unității de calcul 12 tip Pentium III pentru achiziționarea sub formă de fișiere numerice. Prin intermediul blocului de conectori 11 se preiau și semnalele de la accelerometru și TIRO, semnale care vor fi transformate de placa de achiziții și sistemul de calcul în fișiere de date numerice. Blocul de conectori a fost prevăzut cu un comutator pentru a putea prelua succesiv semnalele de la puntea tensometrică, accelerometru și TIRO.

Standul astfel realizat s-a utilizat pentru punerea în evidență a influențelor vibroșocurilor la prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată asupra: mașinii, procesului de așchiere în sine și a materialului prelucrat.

## 9.2. Executarea încercărilor pe standul proiectat pentru evidențierea efectelor vibropercuțiilor

Studiul influenței vibropercuțiilor asupra procesului de așchiere, a mașinii – unelte, a modului de funcționare a dispozitivului vibropercutant și în final asupra calității suprafețelor prelucrate la prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată s-a efectuat prin prelucrarea unor eșantioane de cupru OFHC cu mai multe regimuri de așchiere, respectiv alegerea mai multor turații și avansuri ale arborelui principal al mașinii-unelte.

Alegerea regimurilor de așchiere s-a făcut ținând seama de condițiile de proiectare a dispozitivului vibropercutant respectiv rezistența materialelor la contact, număr de cicluri de ciocnire, durata de funcționare, forța admisă la contact și respectarea condiției lui Hertz (subcap. 8.3.2 și 8.3.3). De asemenea s-a ținut seama și de rezultatele experimentelor privind prelucrabilitatea cuprului și anume că la anumite viteze de așchiere, energia specifică de așchiere are tendința de creștere, iar deplasarea unghiulară a sculei în material crește foarte puțin (fig.7.12. și fig.7.11. subcap. 7.3.3). La alegerea avansurilor de lucru s-a avut în vedere faptul că viteza de avans nu devine nulă pe timpul întreruperii vitezei de așchiere, astfel că avansurile de lucru s-au luat mai mici decât cele recomandate în literatura de specialitate [127]. Având în vedere aceste observații, pentru prelucrarea eșantioanelor s-au utilizat regimurile din tabelul 9.1 la arborele mașinii – unelte.

**Tabelul 9.1. Regimurile de așchiere utilizate la așchiera vibropercutantă.**

Viteză de așchiere [m/min]	19,3773	17,8849	15,5571	14,0492	11,6364
Turație [rot/min]	771	686	619	559	463
Viteză de avans [mm/min]	1 2 4 6 8	1 2 4 6 8	1 2 4 6 8	1 2 4 6 8	1 2 4 6 8

Pentru comparații, prelucrarea eșantioanelor s-a făcut atât în regim de așchiere vibropercutantă cât și în regim de așchiere obișnuită cu aceleași regimuri de așchiere și cu același dispozitiv. Așchieria obișnuită cu dispozitivul vibropercutant a fost posibilă prin blocarea percutorilor cu ajutorul șuruburilor 29 figura 9.2. Mărirea suplimentară a impulsului H a percutorilor dispozitivului și creșterea vitezei de avans la găurire peste valorile inițiale din proiect este posibilă prin atașarea la masa percutorilor a maselor suplimentare 30 care se mișcă liber în canalul „C” (fig. 9.2.).

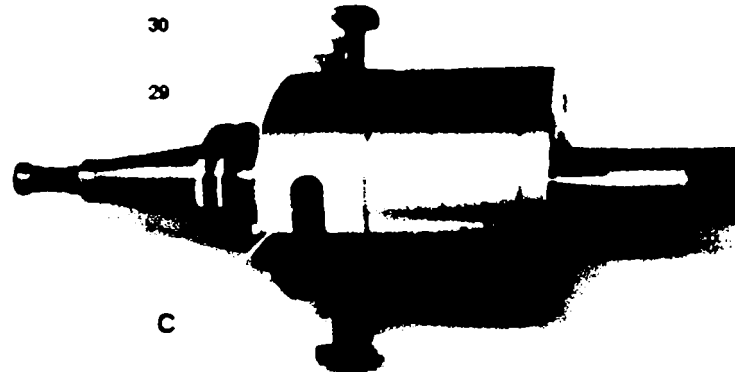


Fig. 9.2. Dispozitivul vibropercutant utilizat la studiul așchierii cu vibropercuții.

Eșantioanele din cupru OFHC (fig.9.3) au fost prinse în universal pentru asigurarea centrării, lucru necesar la măsurarea forțelor și momentelor. S-au utilizat eșantioane pentru găurirea vibropercutantă (fig.9.3.a) și eșantioane separate pentru găurirea obișnuită (fig.9.3.b).

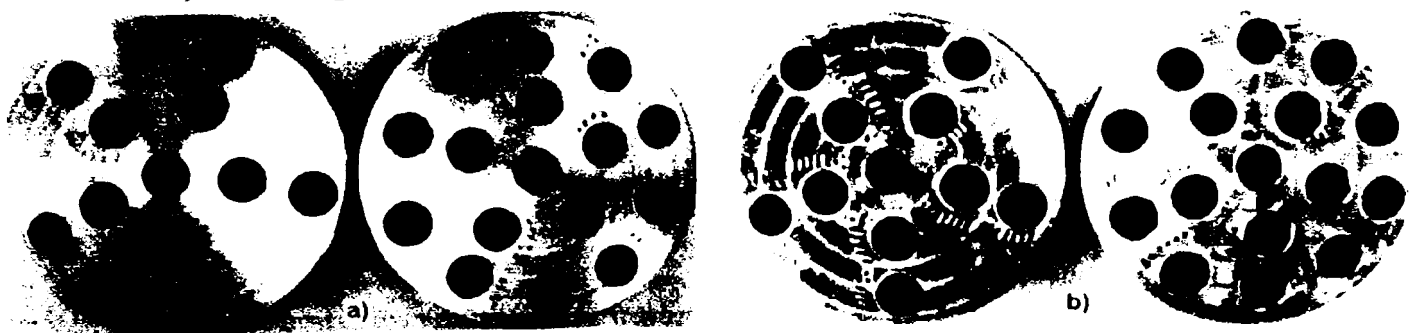


Fig. 9.3. Eșantioane din cupru OFHC utilizate la experimente.

Universalul a fost așezat pe masa tensometrică 8 (fig. 9.4.) astfel încât axa verticală a universalului să fie coaxială cu axa verticală a mesei tensometrice pentru evitarea erorilor de măsurare a forței axiale și a momentului de așchiere la găurirea cu vibropercuții și găurirea obișnuită.

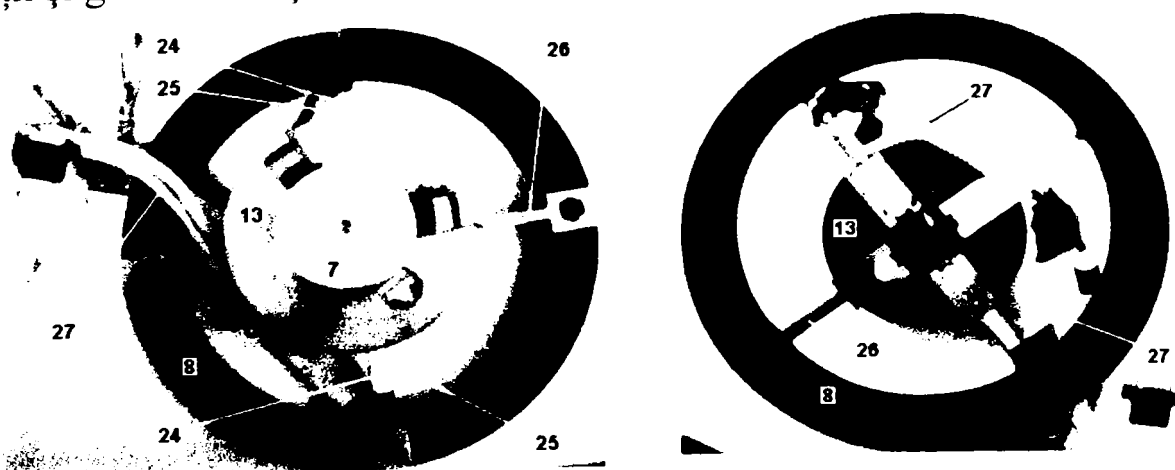
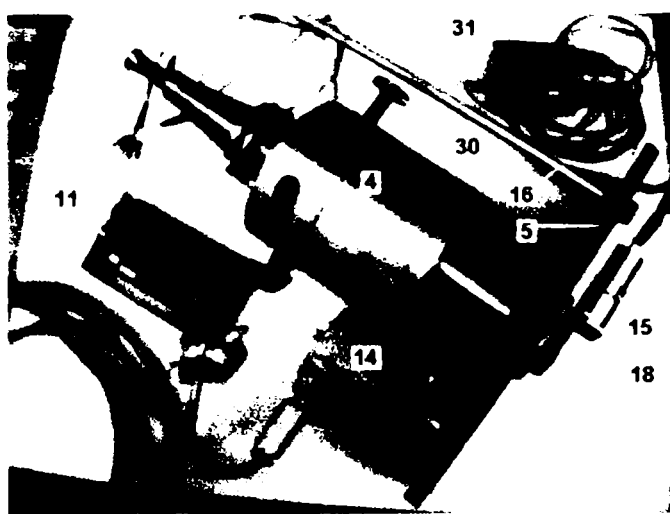


Fig. 9.4. Modul de prindere a eșantioanelor pe masa tensometrică.

Pentru măsurarea forței axiale și a momentului este foarte important ca timbrele tensometrice să fie amplasate simetric pe brațele 26 față de axa mesei deoarece elementele care convertesc forța în deplasare trebuie să aibă deformații cât mai mici și o distribuție de tensiuni cât mai uniformă pentru a se reduce erorile de neliniaritate, histerezis și realizării unei mărimi a sensibilității sistemului de măsurare.

Înregistrarea transmiterii vibrațiilor de la arborele dispozitivului spre burghiu s-a făcut prin măsurarea amplitudinilor maxime ale accelerațiilor cu ajutorul accelerometrului 15 fixat prin intermediul părții magnetice pe suportul 18, suport solidar cu suportul 5 care la rândul lui este fixat pe arborele dispozitivului. Semnalele electrice de la accelerometru sunt preluate de amplificatorul operațional 31 și transmise spre blocul conector 11 (fig.9.5) la care se conectează placa de achiziții de date PCI 1200.

Pe suportul 5 s-a fixat și traductorul incremental TIRO pentru înregistrarea vitezelor unghiulare ale arborelui dispozitivului în timpul așchierii vibropercutante. Semnalele de la traductorul incremental ajung și ele la blocul conector 11 de unde vor fi preluate de placa de achiziții de date.



**Fig.9.5. Amplasarea accelerometrului și traductorului incremental pe arborele dispozitivului.**

Urmărirea transmiterii vibrațiilor de la dispozitivul vibropercutant spre arborele mașinii s-a făcut prin înregistrarea accelerațiilor la nivelul pinolei mașinii-unelte respectiv prin montarea accelerometrului în locul suportului 21 (fig. 9.1.c), iar spre masa mașinii, prin montarea accelerometrului pe unul din bacurile universalului 13 (fig. 9.4).

Experimentările au fost făcute fără a se modifica constructiv mașina-unelte, adaptându-se dispozitivul vibropercutant la sistemul de prindere al mașinii, iar operațiile de găurire au fost executate fără răcire atât la găurirea vibropercutantă cât și la găurirea obișnuită.

Întrucât la operațiile de găurire a materialelor cu plasticitate mare, formarea și degajarea așchiilor din zona așchierii are influențe asupra calității suprafețelor prelucrate, în cadrul experimentelor s-a urmărit și acest aspect prin colectarea de așchii la fiecare regim de așchiere în cele două situații: așchiere obișnuită și așchiere vibropercutantă.

### 9.3. Achiziția și prelucrarea datelor experimentale

Dezvoltarea tehnicilor de calcul și a transmisiilor digitale de date, cu avantaje mari în ceea ce privește precizia, volumul și viteza prelucrărilor ce se pot obține, a determinat orientarea spre utilizarea și prelucrarea semnalelor digitale.

Semnalele digitale sunt funcții în care atât funcția cât și argumentul său sunt valori discrete [102, 122]. Discretizarea argumentului funcției sau eșantionarea semnalului reprezintă primul pas în trecerea de la semnalul analogic la semnalul digital.

Discretizarea unui semnal analogic poate fi făcută printr-un set de valori discrete în condițiile unui semnal limitat în bandă, adică al unui semnal care nu are frecvențe superioare unei frecvențe maxime, iar pe baza setului de valori discrete ale funcției se poate reconstitui semnalul continuu.

Avantajul utilizării semnalelor digitale rezidă în special în posibilitatea supunerii lor analizei Fourier prin transformatele Fourier, în special Transformata Fourier Rapidă (FFT) [26, 102, 122], instrument matematic inclus în programul MATLAB [126], și de aici posibilitatea obținerii unor date prelucrate automat într-un timp scurt sau chiar în timp real, lucru deosebit de important în automatizarea proceselor de producție.

Așchiera prin găurire obișnuită este un proces complex datorită în special rigidității mici a burghiului, fapt ce poate conduce la fenomene de vibrații și autovibrații cu consecințe nefavorabile asupra calității suprafețelor prelucrate și durabilității sculei, mergând de cele mai multe ori până la ruperea burghiului. Studiile și cercetările făcute în domeniu [51, 58] confirmă acest lucru, și unele aspecte, cum ar fi interacțiunea dintre burghiu și peretele materialului prelucrat sunt obiectul unor cercetări viitoare.

Introducerea vibroșocurilor [14] la prelucrarea prin găurire mărește gradul de complexitate al comportării sculei și materialului de prelucrat în timpul așchierii, iar analiza procesului de așchiere este și ea complexă. Din acest motiv utilizarea tehnicilor de calcul la achiziția și prelucrarea semnalelor este de un real folos [7, 25, 48, 50, 51, 56, 57, 58].

Pentru achiziția semnalelor rezultate în timpul prelucrărilor, în funcție de parametrul urmărit, se utilizează traductoare consacrate și plăci de achiziții de date compatibile cu traductorii și softul utilizat. Caracteristicile plăcii de achiziții de date sunt foarte importante [125], deoarece de acestea depind posibilitățile de achiziționare a semnalelor și prelucrarea lor ulterioară. Ca exemplu din Catalogul National Instruments [125] se poate vedea comparativ în figura 9.6. alura curbelor unor semnale temporale (timp-amplitudine) achiziționate cu plăci de achiziții de date cu cuantizarea pe 12, 16 și 24 bit. Din figura 9.6 se observă că eroarea de cuantizare a semnalului scade pe măsura creșterii capacității de achiziție a plăcii, respectiv la o achiziție de date cu o placă pe 12 bit în unitatea de timp considerată se înregistrează semnal treaptă, în timp ce cu o placă de achiziție pe 24 bit, în aceeași unitate de timp semnalul este de tip sinusoidal, apropiat de cel real.

Având în vedere aceste observații și dotările existente s-au ales tipurile de



traductoare, placa de achiziții de date și softul pentru prelucrarea datelor achiziționate implementate în standul experimental din figura 9.1.

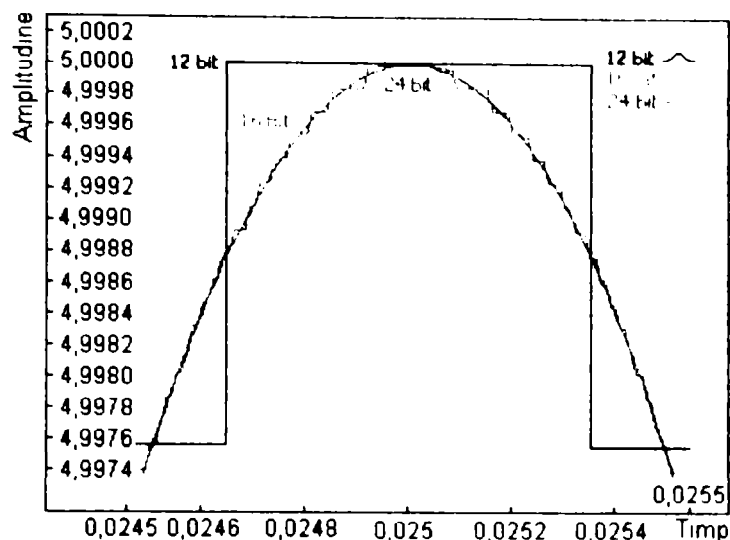


Fig. 9.6. Achiziția unui semnal (zgomot > 110 dB) cu plăci de achiziție pe 12, 16 și 24 bit [125].

În cadrul experimentărilor realizate s-au utilizat ca traductoare:

- traductor piezoelectric pentru măsurarea accelerațiilor (accelerometrul KD35);
- traductor rezistiv (timbre tensometrice) pentru măsurarea forțelor și momentelor de așchiere;
- traductor incremental rotativ (TIRO) pentru măsurarea vitezelor unghiulare ale burghiului în timpul așchierii.

Traductoarele transformă mărimi fizice în semnale electrice de un anumit tip (cantitate de sarcini electrice sau tensiuni electrice) în funcție de timp, rezultând semnale continue (analogice), cu excepția TIRO. Mărimile electrice rezultate fiind de ordin foarte mic (de ordinul mili, micro volți sau pico Coulombi) sunt necesare circuite de amplificare în domeniul de  $\pm 5V$  sau de la 0-10V în funcție de natura semnalului dat de traductor pentru preluarea lui de către placa de achiziție de date. Placa de achiziție având posibilitatea de a lucra în regim bipolar ( $\pm 5V$ ) sau unipolar (0-10V) printr-o setare internă.

**Traductorul piezoelectric (accelerometrul).** Circuitele de măsurare pentru traductoarele piezoelectrice ridică o serie de probleme începând cu cablul de conectare [54, 102]. Rezistența de izolație și capacitatea parazită a cablului apar în paralel pe traductor; o atenție deosebită se acordă *efectului triboelectric* (generarea de sarcini electrice ca urmare a frecărilor dintre metal și izolator) care poate să apară la aceste cabluri din cauza îndoirilor, vibrațiilor și șocurilor, ce produc un zgomot care perturbă semnalul de bază. Pentru reducerea influențelor negative de mai sus se utilizează cabluri speciale cu pierderi mici și capacitate parazită redusă, la care se asigură lubrifierea (de exemplu cu grafit, sau cabluri teflonate) a interferenței metal-izolator.

În cadrul standului prezentat în figura 9.1. pentru amplificarea și convertirea semnalului dat de accelerometru s-a utilizat un *amplificator operațional* de tensiune 31 (fig.9.5) care conduce la caracteristici de tipul filtru trece sus și a cărei schemă de principiu este prezentată în figura 9.7, unde  $R_c$ ,  $C_c$  sunt componentele parazite ale



cablului, iar  $R$  și  $C$  componentele echivalente impedanței de intrare în amplificatorul de tensiune.

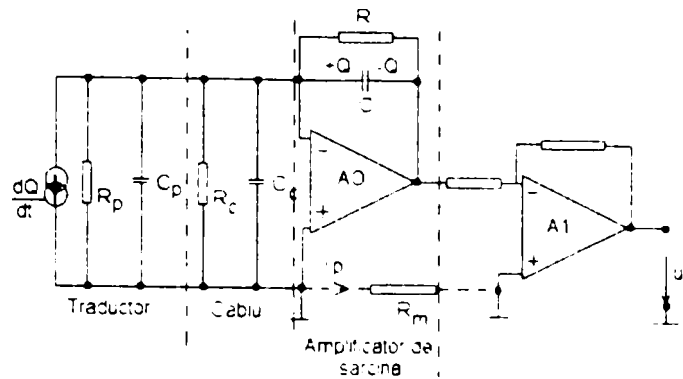


Fig. 9.7. Schema de principiu al amplificatorului operațional de tensiune utilizat.

Tensiunea obținută la ieșire are expresia:

$$U = \frac{Q}{C_{ech}} \cdot \frac{R_{ech} C_{ech} s}{1 + R_{ech} C_{ech} s} \quad (9.1)$$

unde

$R_{ech}$  - reprezintă rezistența echivalentă a circuitului;

$C_{ech}$  - capacitatea echivalentă a circuitului;

$s$  - operatorul lui Laplace ( $s = \sigma + j\omega$ ).

Din relația de mai sus rezultă limitarea la frecvențe joase, cât și faptul că etalonarea schemei se face numai pentru un cablu dat, iar modificarea unor parametri externi (temperatură, umiditate) pot introduce erori.

Sensibilitatea traductoarelor piezoelectrice de accelerație se poate exprima în două moduri [54]:

- prin *sensibilitatea de sarcină*, definită cu relația:

$$S_Q = \frac{Q}{a}, \quad (9.2)$$

exprimată în  $pC/(m/s^2)$  sau  $pC/g$  ( $g$  – accelerația gravitațională);

- prin *sensibilitatea de tensiune*, dată de expresia:

$$S_U = \frac{U}{a}, \quad (9.3)$$

exprimată în  $[mV/(m/s^2)]$  sau  $[mV/g]$ .

Înainte de efectuarea măsurătorilor cu accelerometrul în stand, este necesară o etalonare a liniei de măsură datorită existenței erorilor date de factorii amintiți mai sus. Accelerometrul va fi cuplat la o masă vibratoare etalon pentru stabilirea constantei de etalonare. Masa vibratoare etalon are posibilitatea de a regla frecvența proprie de vibrație la  $f=50$  Hz și amplitudinea accelerației  $a=1 \cdot g$  pentru eliminarea distorsiunilor din rețeaua de alimentare. Placa de achiziție de date convertește semnalul analogic (tensiune continuă) în semnal digital (unități de tensiune cu valori discrete) care vor fi afișate pe ordonata graficului, iar pe abscisă timpul de achiziție. Etalonarea constă în principiu în citirea numărului unităților de tensiune aferente amplitudinii etalon de  $1g$ . Cunoscând acest număr se poate stabili constanta de etalonare a accelerometrului pentru convertirea unităților de tensiune în unități de

accelerații. Dacă „n” este numărul unităților de tensiune (diviziuni) aferente amplitudinii de 1g, atunci constanta de etalonare va fi:

$$c=(1/n) \cdot g=0,0171 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (9.4)$$

De relația (9.4) se va ține seama la reprezentările pe diagramele accelerațiilor obținute după prelucrarea semnalelor achiziționate.

Semnalul analog amplificat și transformat în tensiune analogică pe domeniul  $\pm 5V$  de amplificatorul operațional 31 (fig.9.5) este preluat de placa de achiziții de date PCI 1200 prin convertorul analog/digital (A/D) și transformat în semnal digital cuantizat în numere întregi, numere care vor fi înscrise de sistemul de operare (Windows 95) într-un fișier binar pe 16 bit.

Intervalul de cuantizare a semnalului digital pentru placa de achiziții utilizată este dat de domeniul maxim al tensiunii măsurate (10V) împărțită la numărul maxim de intervale de cuantizare (diviziuni), respectiv rezoluția plăcii. Astfel pentru placa PCI 1200 vom avea:

$$10[V]/2^{12} \text{ bit}=10/4096=0,0024 \quad (9.5)$$

Orice tensiune din domeniul de măsură poate fi aproximată cu un număr întreg care va fi înscris în fișierul binar, astfel:

$$x[V]/0,0024 \approx n, \quad (9.6)$$

unde

n - număr întreg pe intervalul [0, 4095], aproximat prin rotunjirea zecimalelor în plus sau minus până la unitate;

x – valoarea tensiunii digitale, în volți (la etalonare 1g=1,3768 V).

Întrucât semnalul este temporal, placa trebuie programată pentru o anumită durată în care să achiziționeze semnale. Pentru acest lucru trebuie avut în vedere proveniența tipului de semnal analogic, în cazul de față semnalul provine de la accelerometru, respectiv accelerații care caracterizează vibrațiile introduse în sistem de vibroșocurile din procesul de așchiere. De obicei vibrațiile rezultate în domeniul prelucrărilor mecanice obișnuite nu depășesc 10 kHz, frecvență corespunzătoare la o rată de eșantionare  $F_s=20000$  semnale /secundă, conform criteriului Nyquist pentru evitarea alierii [102, 122]. Conform criteriului Nyquist este necesar înregistrarea a cel puțin două semnale pe o perioadă a semnalului cu frecvența cea mai mare pentru evitarea alierii semnalelor și în final a erorilor. Alierea semnalelor în sensul prelucrării digitale a semnalelor se referă la posibilitatea de pierdere de informații din semnalul de bază în urma eșantionărilor astfel că la reconstituirea semnalului analog rezultă semnale cu alți parametri decât cel real [102, 122].

Durata de achiziție mai este determinată de performanțele sistemului de calcul, a softului de prelucrare utilizat (Matlab, LabView). O durată mare de achiziție înseamnă fișiere binare foarte lungi, lucru care poate determina o durată mare de prelucrare sau chiar blocarea sistemului.

În stabilirea duratei de achiziție a semnalelor date de accelerometru un factor important este și observația că sursa care produce vibroșocurile (dispozitivul vibropercutant) este o sursă periodică. Semnalele achiziționate, deși au o complexitate mare, vor fi periodice, periodicitate dată de turația arborelui principal al mașinii-unelte și construcția dispozitivului vibropercutant (numărul percutorilor dispozitivului).

Având în vedere aceste precizări durata de achiziție a fost stabilită la  $\tau=5$ [sec], iar numărul de eșantioane care vor fi achiziționate va fi:

$$F_s \cdot \tau = 20000 \cdot 5 = 100000 \text{ [eșantioane]} \quad (9.7)$$

Pentru achiziția semnalelor de la accelerometru s-a folosit o placă de achiziție de date tip PCI 1200 realizată de firma National Instruments a cărei caracteristici tehnice sunt prezentate în Anexa 37. Din Anexa 37 rata de achiziție programabilă a plăcii este de până la 100.000 eșantioane / secundă, ceea ce arată că rata de achiziție  $F_s=20000$  este aleasă bine.

O altă verificare a corectitudinii alegerii accelerometrului și eșantionării semnalului poate fi făcută din corelația datelor tehnice ale accelerometrului (caracteristici tehnice) [15] cu principiile măsurării vibrațiilor [17].

Cunoscând că sursa de vibrații (excitația) care este introdusă în sistemul de prelucrare este de natura vibroșocurilor date de dispozitivul vibropercutant și răspunsul va fi de aceeași formă respectiv vibroșocuri amortizate sau nu. Fiind vorba de vibroșocuri semnalul este complex, iar în acest caz mărimile care caracterizează cel mai bine desfășurarea în timp a fenomenului vibratoriu sunt amplitudinea maximă, durata de timp și analiza frecvențială a acestuia.

În cazul șocurilor măsurarea amplitudinii maxime a semnalului în timp prin metoda „peak to peak” [102] va da informații asupra nivelului șocurilor de scurtă durată și posibilitatea comparării transiterii acestora de la sursă spre piesă și spre arborele mașinii.

Analiza în frecvență presupune determinarea spectrului de frecvențe (analiza Fourier), care arată contribuția fiecărei componente la semnalul total în timp, prin metoda „FFT” (Fourier Feed Transform - Transformata Rapidă Fourier) [102]. În cadrul analizei frecvențiale se mai practică și măsurarea energiei vibrațiilor prin metoda „RMS” (Root Mean Square - rădăcina pătratică medie) [102] a frecvențelor în timp, care arată distribuția energetică a vibrațiilor în timp. Prin această mărime se poate pune în evidență capacitatea distructivă a vibrațiilor știindu-se că odată cu creșterea vibrațiilor crește și energia acestora.

Având în vedere și aceste precizări rezultă necesitatea cunoașterii unor parametri inițiali ai sursei vibroșocurilor pentru alegerea unui accelerometru corespunzător domeniului probabil al amplitudinilor maxime și frecvențelor maxime pe care poate să le măsoare. În acest scop pe baza alegerii turațiilor arborelui principal al mașinii-unelte (tab.9.1), a relațiilor (3.8) dintre viteza unghiulară, frecvență, perioada mișcării circulare, construcția dispozitivului vibropercutant și simularea funcționării acestuia în regim dinamic (cap.8.4. Anxetele 25 și 26) se poate estima frecvența introducerii șocurilor în sistemul de prelucrare. În calculul frecvențelor trebuie precizat că turația arborelui mașinii-unelte este constantă, respectiv, viteza unghiulară, perioada și frecvența mișcării circulare vor fi și ele constante, fiind calculate pe baza relațiilor (3.8). Altfel stau lucrurile în cazul calcului frecvențelor în cazul mișcării arborelui dispozitivului, datorită inexistenței unei legături cinematice ferme în transmiterea mișcărilor. Din construcția dispozitivului rezultă că la o rotație a arborelui mașinii-unelte vor rezulta două ciocniri care va obliga rotirea arborelui dispozitivului cu un anumit unghi  $\varphi_{rot}$  (numite ciocniri principale). După fiecare ciocnire principală au loc ciocniri secundare care ajută la

trecerea percutorilor peste protuberanțele camei arborelui dispozitivului, ciocniri puse în evidență la simulare. Din Anexa 25 se poate stabili că la o rotație a arborelui principal al mașinii-unelte au loc două ciocniri principale și 18 ciocniri secundare, ceea ce înseamnă tot atâtea posibilități (20) de introducere a vibroșocurilor în sistem. S-a reținut situația din Anexa 25, deși una ipotetică, pentru a lua în calcul frecvența maximă posibilă de introducere a vibroșocurilor.

Trebuie precizat că s-a introdus expresia „frecvența introducerii vibroșocurilor” deoarece mișcarea arborelui dispozitivului este determinată de amortizările care au loc în urma interacțiunii dintre sculă și material și mecanismului de formare și rupere a așchiilor, rezultând în final o mișcare complexă cu parametri necunoscuți.

Datele obținute pe baza tabelului 9.1, a relațiilor (3.8) și a precizărilor de mai sus, sunt prezentate în tabelul 9.2.

**Tabelul 9.2.**

Caracteristici ale mișcării arborelui mașinii-unelte				Caracteristicile mișcării impuse arborelui dispozitivului		
Turație [rot/min]	Viteza unghiulară [rad/sec]	Perioada [sec]	Frecvența [Hz]	Perioada ciocnirilor principale [sec]	Frecvența ciocnirilor principale [Hz]	Frecvența introducerii vibroșocurilor [Hz]
463	48.4852	0.129589	7.71666	0.06479	15.43333	308.66666
559	56.5383	0.107324	9.31666	0.05366	18.63333	372.66666
619	64.8215	0.096930	10.31666	0.04846	20.63333	412.66666
668	71.8375	0.087446	11.43333	0.04373	22.86666	457.33332
771	80.7389	0.077821	12.85000	0.03891	25.70000	514.00000

Fișa tehnică a accelerometrului KD35 arată că acest tip de traductor are domeniul maxim de măsurare a magnitudinii șocurilor „vârf la vârf” (peak to peak) egal cu  $\pm 2000 \cdot g$  și caracteristica de calibrare în frecvență este liniară de la  $f=0\text{Hz}$  până la  $f=10000\text{Hz}$ . Verificând domeniul maxim de măsurare în frecvență al accelerometrului raportat la frecvența maximă de introducere a vibroșocurilor (tab9.2), rezultă un coeficient de siguranță al măsurării în frecvență ( $c_f$ ):

$$c_f = 10000/514 = 19,455525, \quad (9.8)$$

suficient de acoperitor pentru această măsurare.

**Traductoarele tensometrice (timbrele tensometrice).** Aceste tipuri de traductoare sunt utilizate pentru măsurarea forței axiale și a momentului la găurire și sunt de tip rezistiv. Ele sunt aplicate pe brațele elastice 26 (fig.9.1. și fig. 9.4.) ale mesei tensometrice 8, prin lipire. Deformațiile elementului elastic sunt proporționale cu forța aplicată, dacă eforturile unitare ce iau naștere în elementul elastic sunt sub limita de proporționalitate. Constanta de proporționalitate dintre deformație și forță trebuie măsurată prin etalonare, obținându-se astfel rezultate mai precise decât prin calcul (erorile produse sunt de cca, 10% datorită necunoașterii precise a caracteristicilor elastice ale elementului deformat etc.).

Aplicarea traductoarelor pe elementul elastic și conectarea lor în punte sunt astfel făcute, încât să realizeze selectarea componentelor forței măsurate.

Se recomandă ca punctul de aplicare al forței să fie pe axa barei (burghiului), deoarece în caz contrar iau naștere cupluri de forțe care duc la micșorarea preciziei de



selectare a componentelor forței și de măsurare a valorilor acestora. În cazul experimentelor se măsoară forța axială și momentul la găurire deoarece aceste sarcini sunt cele mai reprezentative solicitări la astfel de operații.

Circuitele de măsurare pentru timbrele tensometrice sunt punțile alimentate în curent continuu sau curent alternativ. În ceea ce privește circuitele în punte – se folosesc punți Wheatstone - de obicei cu două sau patru timbre tensometrice. În cazul de față s-a utilizat o punte Wheatstone 10 (fig.9.1) tip P\_3500 fabricată de firma Vishay Measurements Group cu două timbre tensometrice tip M120 fabricate de Mikrotehna Praga. Echilibrarea punții se face prin intermediul grupului de conectare SB10, care însoțește puntea, prin legarea timbrelor la acest grup. Alimentarea timbrelor s-a făcut de la o baterie de 9V, curent continuu.

Trebuie amintit că efectele corespunzătoare brațelor adiacente din punte se scad, iar cele din brațele opuse se adună, și că sensibilitatea maximă a unei punți se obține în cazul în care la echilibru toate rezistențele din brațele punții sunt egale, lucru realizat de grupul de conectare SB10.

La alegerea configurației punții, adică la dispunerea timbrelor în punte, trebuie să se țină seama de structura mărimii de măsurat, posibilitatea compensării unor erori prin varianta de conectare diferențială și de creștere a sensibilității punții. Trebuie reținut și faptul că pentru timbrele tensometrice care lucrează în regim dinamic nu este necesară compensarea la variația de temperatură a mediului ambiant [54]. Având în vedere aceste observații s-au plasat timbrele tensometrice pe brațele opuse deoarece forța axială și momentul la găurire solicită identic cele două brațe ale mesei tensometrice respectând condiția de coaxialitate a burghiului față de centrul mesei. Acest montaj nu asigură compensarea termică, acest lucru nefiind necesar deoarece solicitările sunt în regim dinamic [54], dar conduce la creșterea sensibilității punții de două ori.

Un alt aspect al măsurării cu timbre tensometrice se referă la faptul că în urma montării are loc o tensionare inițială a timbrului, care îi modifică punctul static de funcționare necesitând o reetalonare. Reetalonarea mai trebuie făcută și datorită faptului că în valoarea semnalului electric intervin rezistențele interne ale circuitelor, rezistențe care sunt influențate de rezistivitățile conductorilor, modulul de elasticitate ale materialelor din care este confecționat timbrul tensometric și a elementului elastic pe care sunt lipite timbrele. De cele mai multe ori datele despre timbrele tensometrice și elementul elastic pe care sunt lipite, nu sunt cunoscute, fiind necesară etalonarea liniei de măsură, operație realizată și în cazul experimentelor efectuate în cadrul tezei.

Etalonarea liniei de măsură s-a făcut în regim static, separat pentru forță și separat pentru momente. Pentru forță s-a încărcat masa cu diferite mase etalon citindu-se valorile tensiunilor cu ajutorul punții Wheatstone P\_3500 concomitent cu înregistrarea datelor cu ajutorul calculatorului. Datele înregistrate de placa de achiziție (tensiunea), valoarea forțelor aplicate, forțele approximate (etalon) și erorile dintre forțele reale și cele măsurate sunt trecute în tabelul 9.3., iar rezultatul prelucrării acestor date, respectiv dreapta de etalonare se pot vedea în figura 9.8.

Pentru etalonarea măsurării momentului s-a utilizat o cheie dinamometrică standardizată prinsă în universal și tensionată cu diferite valori, citirea valorilor s-a făcut atât pe scala cheii, la scala punții tensometrice cât și înregistrarea digitală a

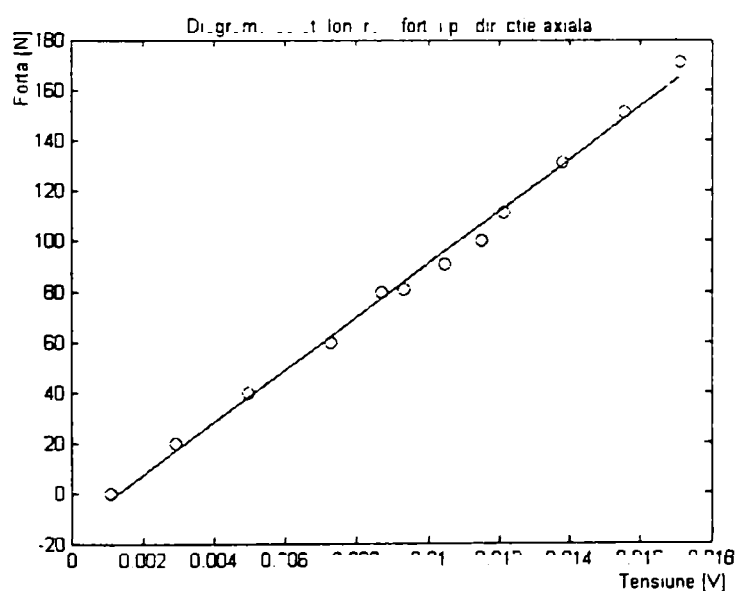
datelor pe calculator. Datele obținute sunt trecute în tabelul 9.4., iar dreapta de etalonare obținută în urma prelucrării datelor în figura 9.9.

**Tabelul 9.3. Datele de etalonare a măsurării forței axiale la găurire.**

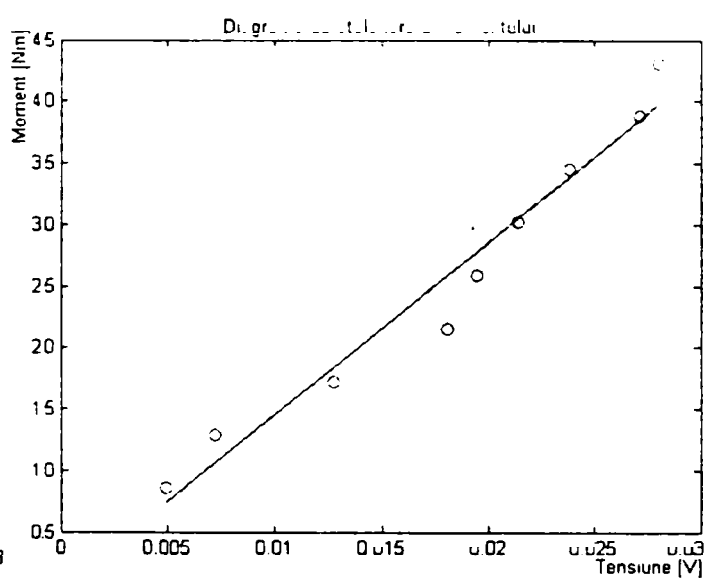
Tensiune măsurată [V]	Forța aplicată [N]	Forța aproximată [N]	Eroare
0.0010848	0.0	-2.036369	2.036369
0.0029230	20.0	17.123667	2.876332
0.0049603	40.0	38.358975	1.641024
0.0072654	60.0	62.385632	-2.385632
0.0086788	80.0	77.117868	2.882131
0.0093198	81.0	83.799178	-2.799178
0.0104860	91.0	95.954784	-4.954784
0.0114890	100.0	106.409314	-6.409314
0.0121220	111.0	113.007237	-2.007237
0.0137760	131.0	130.247310	0.752689
0.0155210	151.0	148.435899	2.564100
0.0171290	171.0	165.196501	5.803498

**Tabelul 9.4. Datele de etalonare a măsurării momentului la găurire.**

Tensiune măsurată [V]	Moment aplicat [Nm]	Moment aproximat [Nm]	Eroare
0.0049414	0.86250	0.74449541	0.11800458
0.0072037	1.29375	1.06158237	0.23216762
0.0127270	1.72500	1.83573540	-0.11073540
0.0180910	2.15625	2.58756073	-0.43131073
0.0194600	2.58750	2.77944158	-0.19194158
0.0214020	3.01875	3.05163487	-0.03288487
0.0237860	3.45000	3.38577946	0.06422053
0.0271430	3.88125	3.85630102	0.02494897
0.0280610	4.31250	3.98496912	0.32753087



**Fig. 9.8. Dreapta de etalonare a forței axiale.**



**Fig. 9.9. Dreapta de etalonare a momentului.**

La etalonarea forței axiale din tabelul 9.3 se observă că linia de măsură este tensionată, deși nu a fost aplicată nici o forță, datorită greutateii universalului. Această valoare a forței măsurate rămâne constantă pe toată durata măsurătorilor ca valoare



offset.

Funcția de aproximare pentru forța axială, este calculată cu metoda celor mai mici pătrate cu ajutorul programului de prelucrare a datelor „etalonare.m” (Anexa38):

$$F_{ax} = 10423,2602 * U - 13.3435 \quad (9.9)$$

unde

$F_{ax}$  - Forța pe direcție axială [N];

U - tensiune medie măsurată [V]

Dreapta de aproximare pentru moment, calculată cu metoda celor mai mici pătrate:

$$M = 140.16132 * U + 0.051902 \quad (9.10)$$

unde

M - momentul [Nm];

U - tensiunea măsurată [V].

Valorile măsurate pot fi citite pe afișajul digital a punții P-3500 (fig. 9.10.), iar în scopul achiziției de date computerizate s-a folosit ieșirea analogică a instrumentului, prevăzută cu o cuplă tip BNC.

Semnalele electrice sub formă de tensiuni analogice sunt preluate de la puntea tensometrică prin cupla tip BNC și blocul conector 11 (fig.9.1.) de placa de achiziții de date și convertite în semnale digitale care vor fi stocate de sistemul de calcul sub formă de fișiere de numere pe 16 bit.

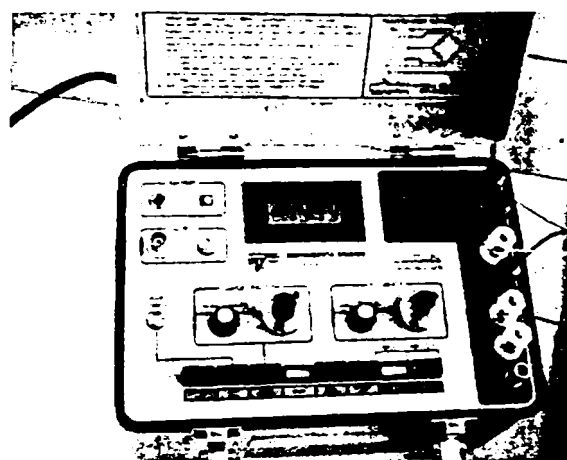


Fig. 9.10. Punte tensometrică tip P-3500 (Vishay Measurements Group)

Schema de principiu a sistemului de achiziție computerizat a datelor de la traductoarele tensometrice, realizat de autor la Universitatea din Oradea, este prezentată în figura 9.11.

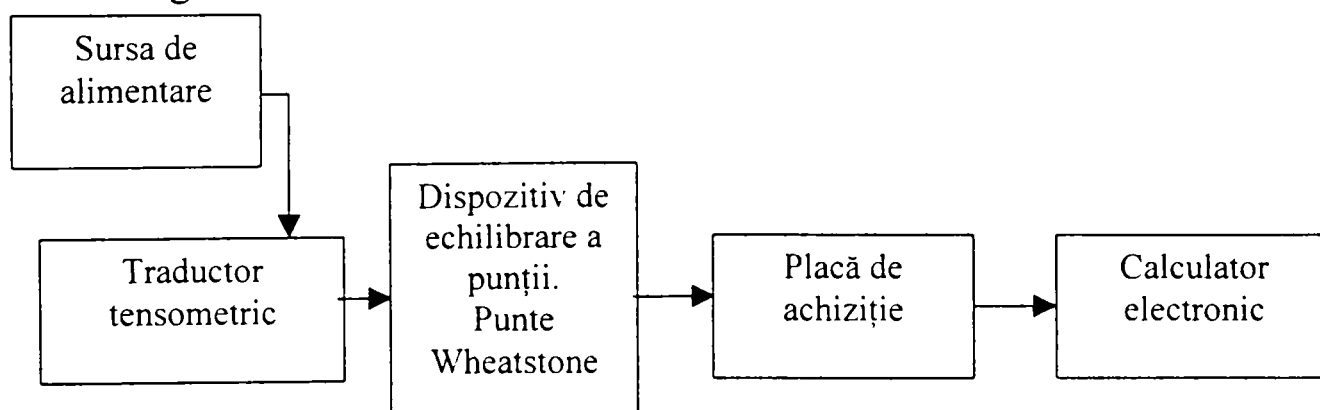


Fig. 9.11. Schemă utilizată la achiziția datelor la etalonarea măsurării forțelor și momentelor.

Sistemul de alimentare a timbrelor este format dintr-o baterie de curent continuu de 9V, pentru a elimina zgomotele din rețeaua de alimentare, traductoarele sunt timbre tensometrice câte două pentru măsurarea forțelor și două pentru măsurarea momentelor de tipul amintit la descrierea standului. Dispozitivul de echilibrare este gupul de conectare SB10 iar ca punte Wheatstone s-a utilizat puntea din figura 9.10, placa de achiziții de date PCI 1200 și calculatorul Pentium III.

Înscrierea datelor achiziționate în fișiere de către unitatea de calcul se face cu ajutorul unui program de achiziție „C++\_disp.cpp”, scris în limbajul Visual C++, folosind funcții din biblioteca de funcții a plăcii de achiziție, program prezentat în Anexa 38. Schema logică a programului de achiziție este arătată în figura 9.12.

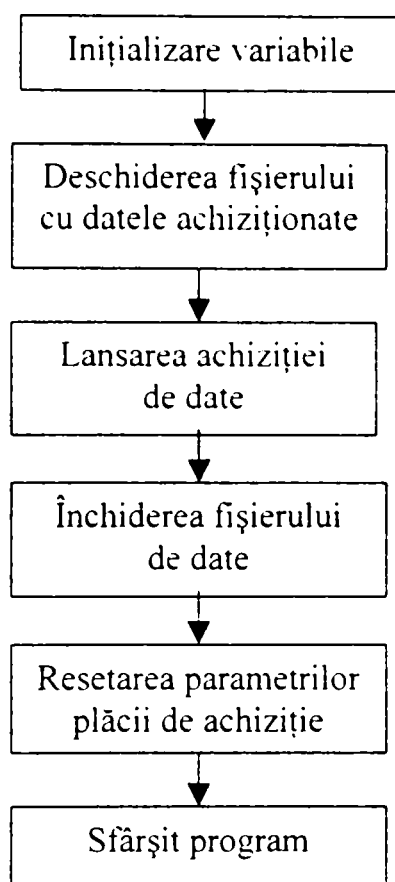
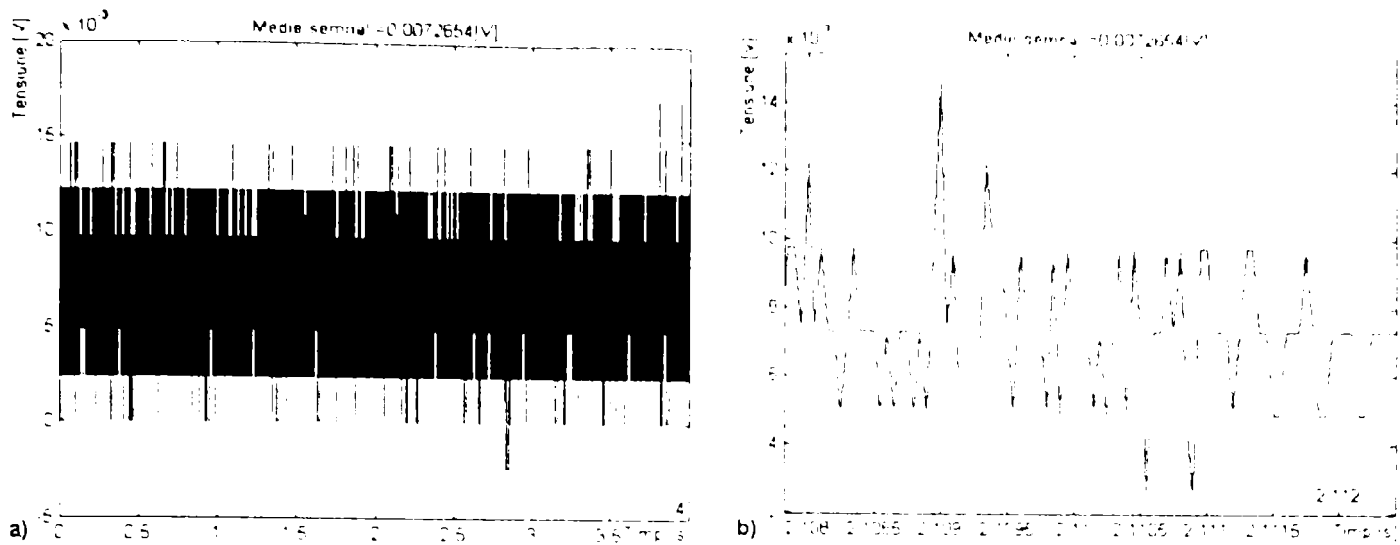


Fig. 9.12. Schema logică a programului de achiziție date „C++\_disp.cpp”

Programele de prelucrare a datelor pentru etalonarea măsurării forțelor și a momentelor „medie\_tenso.m” și „etalonare.m” sunt prezentate tot în Anexa 38.

Convertorul A/D pe 12 biți al plăcii de achiziție, prin programul „Visual C++” a fost setat să achiziționeze date cu o rată de  $F_s = 20000$  semnale/sec pe o durată  $\tau = 5$  sec. La prelucrarea datelor sub mediul Matlab, prin programul „medie\_tenso.m” se citesc 80000 de valori ale tensiunii din fișierele de date achiziționate pe baza cărora se calculează valoarea tensiunii medii a unei încărcări a traductoarelor. După calculul tensiunii medii se afișează prin funcția „plot” din Matlab diagrama de variație a tensiunii în timp și afișarea tensiunii medii. De exemplu pentru o încărcare a mesei tensometrice cu 6 kg, diagrama timp-tensiune și tensiunea medie calculată cu programul „medie\_tenso.m” este  $U_{med} = 0,0072654[V]$  și arată ca în figura 9.13.

Variațiile tensiunii apar datorită zgomotelor, interferențelor industriale și erorilor din circuitele de măsură asupra semnalelor date de timbrele tensometrice. Din această cauză este necesară calcularea valorii medii a tensiunii.



**Fig.9.13. Diagrama timp-tensiune: a) – diagrama tensiunii măsurată pe o durată de 4 secunde; b) – detaliu al variației tensiunii pe o durată de 4 milisecunde.**

Valorile medii ale tensiunilor corespunzătoare fiecărei încărcări atât pentru forță cât și pentru moment (tab.9.3 și 9.4) au fost trecute tabelar în fișiere separate („et\_fax.mat” și „et\_mom.mat”), fișiere care sunt apelate de programul „etalonare.m”, program care calculează forța axială și respectiv momentele corespunzătoare tensiunilor medii calculate cu programul „medie\_tenso.m”. Pentru trasarea graficului cu dreapta caracteristică de etalonare, pe baza valorilor tensiunilor medii și forțelor calculate pentru toate încărcările, cu metoda celor mai mici pătrate se utilizează funcția „polyfit” din mediul Matlab.

Eroarea de aproximare pentru coordonata  $y$  (forța) este dată de relația:

$$E = \sum_{i=1}^n (y_{oi} - y_{ci})^2 \quad (9.11)$$

iar ecuația dreptei caracteristice de aproximare dată de relația:

$$y_{oi} = a \cdot x_{oi} + b \quad (9.12)$$

Pentru condițiile inițiale:

$$\frac{\partial E}{\partial a} = 0 \quad \text{și} \quad \frac{\partial E}{\partial b} = 0 \quad (9.13)$$

Rezolvarea ecuației (9.12) se face prin derivarea numerică de către funcția „polyfit” din mediul Matlab, cunoscându-se valorile numerice ale lui  $x_{oi}$ , care de fapt sunt valorile tensiunilor medii calculate de programul „medie\_tenso.m”. În urma calculelor efectuate se ajunge la expresiile (9.9) și (9.10) ale forțelor axiale și momentelor de încărcare a mesei tensometrice, iar pe baza lor se afișează cu funcția „plot” din mediul Matlab diagramele de etalonare din figurile 9.8 și 9.9.

Din diagramele de etalonare se observă că pe domeniul de încărcare cu forțe axiale și momentele considerate, variația solicitărilor în ambele cazuri sunt liniare cu aproximările date în tabelele 9.3 și 9.4.

Cu precizarea că etalonarea s-a făcut în domeniul static, măsurătorile solicitărilor făcute în domeniul dinamic nu depășesc domeniul maxim din condiția statică, deoarece forța axială de așchiere și momentul de așchiere maxim calculate (subcap. 7.3.3.1) sunt de 2,307 ori mai mici pentru forțe, iar pentru pentru moment de 13.912 ori mai mici. Rezultă că domeniul de etalonare este acoperitor pentru

măsurătorile făcute.

**Traductorul incremental.** Pentru măsurarea vitezei efective de așchiere s-a utilizat ca traductor, traductorul incremental tip TIRO 1000 C [124], datorită faptului că arborele dispozitivului nu execută o mișcare de rotație continuă. Semnalul dat de traductor fiind de tip TTL, la achiziția semnalelor pentru măsurarea vitezelor efective este nevoie de convertirea impulsurilor în fișiere ASCII. Pentru acest lucru s-a utilizat programul de achiziție „C++\_asc4.cpp” (Anexa 17). La prelucrarea datelor se utilizează programele: „viteza.m”; „viteza\_fis.m”; „viteza\_mat.m”; „viteza\_diag.m”, programe prezentate în Anexa 39.

Programul „viteza.m” crează și afișează o interfață grafică pentru utilizator (fig. 9.14.) în vederea comenzilor care urmează să fie date pentru prelucrarea datelor achiziționate cu ajutorul traductorului incremental.

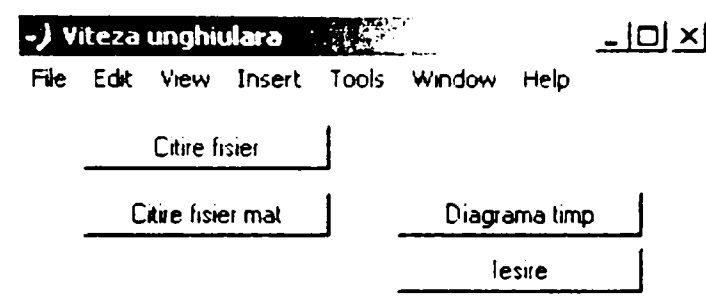


Fig.9.15. Interfață grafică pentru lansarea programelor de calcul și trasare a diagramelor vitezelor unghiulare ale burghiului la găurirea cu vibroșocuri sub mediul Matlab.

Butonul „Citire fisier” lansează programul „viteza\_fis.m” de citire a fișierelor ASCII, calcul a vitezei unghiulare și salvare a valorilor calculate în fișiere tip „mat”. Se utilizează la prima prelucrare a fișierelor ASCII.

Calculul vitezei unghiulare ține seama de raportul de amplificare (128,7/50,3) a transmisiei de la arborele dispozitivului la arborele traductorului TIRO (fig.9.1.b). Relația de calcul a vitezei unghiulare transpusă în programul Matlab este sub forma:

$$\text{viteza\_rot} = 4000 * \pi * \text{tiro\_conv} ./ \text{timp\_conv} * (50.3/128.7); \% \text{ rad/sec} \quad (9.14)$$

unde

$$4000 * \pi * \text{tiro\_conv} ./ \text{timp\_conv} = (2\pi/1000) / (\text{tactul de ceas} / 2000000)$$

$2\pi/1000$  – transformarea numărului de impulsuri date de TIRO în radiani;

$\text{tactul de ceas} / 2000000$  – transformarea în secunde a numărului de tați de ceas numărați de contorul de timp al plăcii de achiziții corepunzător timpului dintre două impulsuri date de TIRO raportat la numărul total de tați dați de contor într-o secundă;

$50.3/128.7$  – raportul de transmitere a mișcării de rotație a arborelui TIRO.

Butonul „Citire fisier mat” este utilizat pentru citirea fișierelor „mat” deja transformate și calculate la prima prelucrare. Prin utilizarea lui se lansează programul „viteza\_mat.m” de reîncărcare a fișierelor „mat”, iar prin butonul „Diagrama timp” se lansează programul „viteza\_diag.m” de trasare și afișare a diagramei timp\_viteză unghiulară corespunzătoare fișierului „mat” încărcat. Prin butonul „Iesire” se închide interfața grafică.

Sintetic achiziția și prelucrarea datelor la operațiile de găurire cu vibroșocuri se poate face conform algoritmului prezentat în schema din figura 9.16. Această schemă a fost adoptată deoarece la achiziția datelor s-a utilizat două moduri diferite de lucru al plăcii de achiziții de date, în funcție de tipul semnalului dat și a traductoarelor utilizate. Accelerometrul și timbrele tensometrice dau semnale analogice care pot fi convertite direct de convertorul A/D al plăcii, pe când TIRO dă număr de impulsuri (semnal TTL) în timp necesitând setarea contorului de timp a plăcii de achiziții de date.

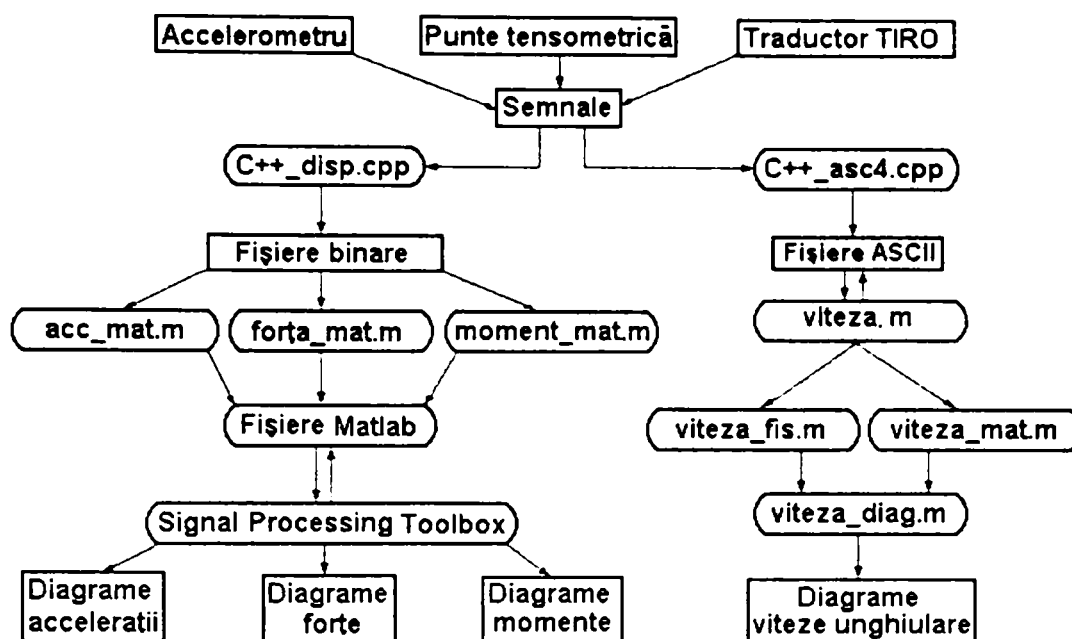


Fig.9.16. Schema de principiu al achiziției computerizate a datelor la prelucrarea prin găurire cu vibroșocuri.

Trecerea de la achiziția datelor cu TIRO la achiziția dată de accelerometru sau timbrele tensometrice s-a făcut prin oprirea programului de achiziție „C++\_asc4.cpp” și lansarea în execuție a programului de achiziție „C++\_disp.cpp”, program care setează placa de achiziție de date pentru achiziționare semnalelor sub formă de tensiuni analogice și convertirea lor în semnale digitale. Semnalele sunt cuantizate sub formă de numere scrise pe 16 bit în fișiere binare de sistemul de operare, conform metodologiei descrise.

Intercalarea în circuitele de alimentare a timbrilor tensometrice a unui comutator, prin care practic se întrerupe alimentarea circuitelor, se permite alimentarea amplificatorului operațional din circuitul accelerometrului cu tensiune continuă stabilizată de la aceeași sursă (baterie de 9V) pentru reducerea erorilor și a interferențelor din rețeaua de alimentare cu energie electrică asupra semnalului achiziționat.

Prelucrarea semnalelor achiziționate de la accelerometru și timbrele tensometrice pentru obținerea mărimilor exprimate în accelerații, forță, moment și unități de măsură pentru accelerații, forță și moment, respectiv  $[m/s^2]$ ,  $[g]$ ,  $[N]$ ,  $[N \cdot m]$ , s-a realizat prin programe de convertire a datelor din fișierele numerice în fișiere Matlab. În acest scop s-au realizat câte un program pentru fiecare convertire: „acc\_mat.m” pentru accelerații, „forța\_mat.m” pentru forța axilă și „moment\_mat.m” pentru momentul de așchiere, programe prezentate în Anexa 40.



Programele citesc fișierele numerice de date, înmulțesc semnalele cu constanta de rezoluție a plăcii (relațiile 9.5 și 9.6) pentru transformarea numerică a unităților de tensiune (volți) în numere cărora aplicându-le constantele de etalonare: relația (9.4) pentru accelerometru, relația (9.9) pentru forța axială și relația (9.10) pentru moment se obține valorile amplitudinilor accelerațiilor măsurate în [g], ale forței măsurate în [N] și momentului măsurate în [N·m], corespunzătoare datelor înregistrate de traductoare. Noile valori obținute sunt salvate de programele aferente în fișiere tip Matlab („.mat”), concomitent cu ștergerea valorilor semnalului utilizat pentru ca fișierele „.mat” să nu încarce inutil memoria calculatorului.

Fișierele „.mat” vor fi prelucrate sub mediul MATLAB<sup>®</sup> cu programul „Signal Processing Toolbox” pentru obținerea diagramelor de variație a parametrilor măsurați în timpul de achiție stabilit (diagrame temporale). Lansarea programului se face din mediul Matlab, apărând o interfață de dialog (fig. 9.17).

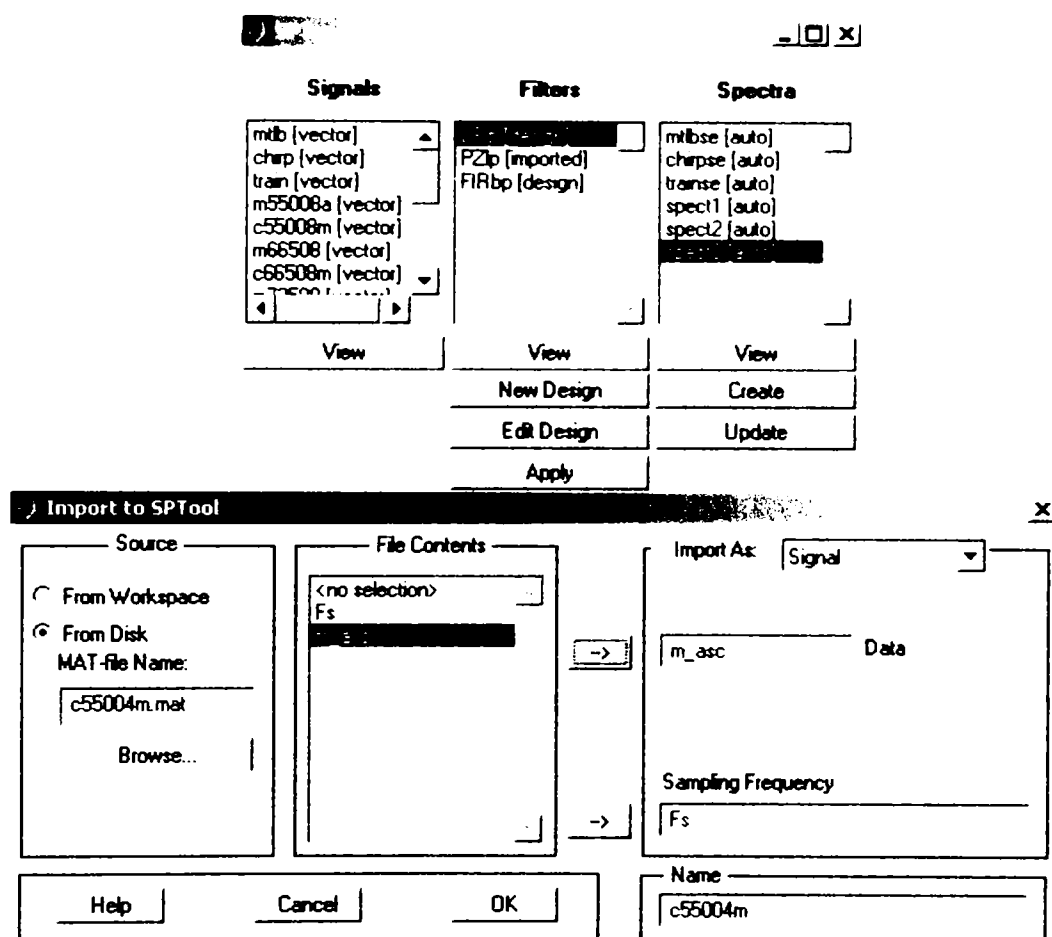


Fig. 9.17. Interfață grafică pentru lansarea programului „Signal Processing Toolbox” din mediul MATLAB<sup>®</sup>.

Încărcarea fișierelor tip „.mat” se face din meniul „File” prin comanda „Import” care deschide o altă interfață grafică „Import to SPTool” de comandă. Prin butonul „Browse” se deschide fișierul „.mat” pe care se dorește a fi prelucrat, meniul „File contents” arată datele care se încarcă prin butoanele cu săgeată în meniul „Signal” pentru prelucrarea și trasarea diagramei. După încărcarea datelor prin căsuța „Name” se poate redenumi fișierul în care va fi salvată diagrama din meniul „Signal” al primei interfețe (SPTool: startup.spt). Dacă nu se face această operație, sistemul de operare va denumi automat fișierul prelucrat și îl salvează în meniul „Signal”. Prelucrarea și salvarea fișierului se validează prin butonul „Ok”. Butonul „Ok”



închide totodată și interfața „Import to SPTool”. Afișarea diagramei obținute se face prin butonul „View” din interfața „SPTool: startup.spt” de sub meniul „Signals” (fig.9.17).

Interfața „SPTool: startup.spt” prezintă încă două meniuri prin care se pot aplica semnalului prelucrat diferite filtre (meniul „Filters”) sau analiza spectrală prin diferite metode: „FFT”, „Covariance”, „Burg”, „MTM”, (meniul „Spectru”). La terminarea prelucrărilor tuturor fișierelor din meniul „File”, se pot salva într-un director toate fișierele prelucrate prin comanda „Save sesion”. Acest lucru permite vizualizarea fișierelor prelucrate prin simpla activare și comandă „View” al fiecărui meniu al programului „Signal Processing Toolbox”.

Diagramele obținute în unul din meniurile programului „Signal Processing Toolbox” pot fi vizualizate pe intervale de timp foarte mici prin comanda „zoom” din bara de unelte, oferind prin aceasta posibilitatea de a reprezenta semnalele achiziționate pe diferite intervale de timp cum ar de exemplu variația semnalului pe perioada unei rotații a arborelui mașinii-unelte. Mediul Matlab permite salvarea diagramelor prin funcția „Print Screen” a sistemului de operare Windows în fișiere tip „.bmp” sau „.jpg”.

#### **9.4. Verificarea principalelor ipoteze și stabilirea regimurilor privind funcționarea cu vibropercuții**

Ipotezele privind funcționarea cu vibropercuții sunt puse în subcapitolul 8.1 și cele rezultate din simularea numerică a modelului pe baza căruia s-a proiectat dispozitivul vibropercutant (subcap.8.4), iar verificarea funcționării s-a făcut aplicând mașinii-unelte regimurile de așchiere prezentate în tabelul 9.1 și respectând criteriile de alegere prezentate în subcapitolul 9.2.

##### **9.4.1. Verificarea ipotezelor de funcționare a dispozitivului vibropercutant**

În urma aplicării regimurilor de lucru s-a observat că determinant în funcționarea corectă a dispozitivului vibropercutant este viteza de avans, viteză care în timpul funcționării dispozitivului este constantă, respectiv și pe durata întreruperii vitezei de așchiere, situație ce limitează această viteză la  $4\div 6$ [mm/min]. Limita superioară a intervalului vitezei de avans este influențată în mod direct de viteza de așchiere prin turația arborelui principal al mașinii-unelte prin faptul că durata de întrerupere a vitezei de așchiere este mai mică. O creștere mai mare a turației de 900[rot/min] conduce la următoarea observație: luând turația arborelui principal egală cu 926[rot/min] și datorită faptului că arborele dispozitivului are două proeminente, perioada de ciocnire scade iar frecvența ciocnirilor principale se dublează, conducând în mod teoretic la stabilirea unei viteze unghiulare a arborelui dispozitivului egală cu viteza unghiulară corespunzătoare primei turații din tabelul 9.2 (463[rot/min]) respectiv jumătate din turația arborelui principal. Acest lucru practic transformă mișcarea vibropercutantă într-o mișcare continuă de turație egală cu jumătate din turația arborelui principal al mașinii unelte.

Această observație este adevărată (teoretică) numai dacă sunt neglijate frecările

din sistem, lucru evident imposibil de realizat în practică. În realitate însă datorită perioadelor foarte mici dintre două ciocniri și frecărilor din sistemul arbore-percutor, percutorii rămân blocați pe arbore, iar dispozitivul lucrează *în regim de autoblocare*, respectiv cu turația arborelui principal al mașinii-unelte (varianta „a” subcap8.1).

Un alt aspect al funcționării dispozitivului vibropercutat în așchiere este legat de mărimea vitezei de avans, viteză determinată de avansul burghiului și a forței axiale de așchiere (relația 7.28 și 7.29), duce la depășirea impulsului necesar așchierii, respectiv depășirea forței de ciocnire disponibile luate în calcul la proiectarea dispozitivului. În acest caz percutorii vor ciocni proeminențele camei, dar forța de așchiere fiind mai mare decât impulsul dezvoltat de masele percutorilor, nu vor putea roti arborele dispozitivului riscând ruperea burghiului, deoarece acesta este presat axial în material fără dezvoltarea de moment așchietor (degajare de așchii). Dispozitivul se comportă asemănător cu situația simulată în cazul scurtării brațului percutorului mai mult decât era necesar (subcap. 8.4.2 și Anexa 27), respectiv nu realizează lucru mecanic de așchiere. În acest caz dispozitivul lucrează în *regim de depășire a impulsului proiectat* (relația 8.33).

Pentru creșterea impulsului în această situație se recalculează masele percutorilor și se verifică condițiile de rezistență la contact în noua situație, adăugând masele suplimentare 30 (subcap.9.2. fig. 9.2). Prin adăugarea maselor suplimentare 30 s-a reușit creșterea vitezei de avans la 6-8 [mm/min], nefiind necesară o altă modificare constructivă din punctul de vedere al rezistenței la contact al materialelor, deoarece la proiectarea inițială coeficienții de siguranță adoptați sunt asigurați și în noua situație.

O altă modalitate de creștere a impulsului este creșterea vitezei de ciocnire a percutorilor, creștere dată de creșterea turației arborelui mașinii-unelte. Această creștere este limitată din considerentele trecerii funcționării dispozitivului în regim de autoblocare și a rezistenței materialelor supuse ciocnirilor.

Modificarea constructivă se referă la adăugarea maselor suplimentare 30 la percutorii prin intermediul unei tije filetate și practicarea canalului „C” în corpul 11 al dispozitivului (fig. 9.2).

Cu aceste modificări constructive și aplicând regimurile de așchiere prezentate în tabelul 9.1. dispozitivul funcționează în *regim vibropercutant* sau regimul normal de funcționare. Experimentele de așchiere cu mai multe regimuri de așchiere s-a făcut din considerentele de a găsi: regimurile care influențează în mod benefic calitatea suprafețelor prelucrate, regimurile care să nu afecteze funcționarea mașinii, regimuri care să asigure fragmentarea așchiilor și o productivitate cât mai bună a prelucrării.

### 9.4.2. Stabilirea regimurilor de funcționare în regim vibropercutant

Utilizând standul prezentat în figura 9.1, achiziția și prelucrarea computerizată a datelor în timpul prelucrărilor cu regimurile de așchiere prezentate în tabelul 9.1 și burghiul elicoidal cu elementele constructive date în SR 575-1993, pentru stabilirea celor mai optime regimuri de așchiere la funcționarea în regim vibropercutant s-au făcut următoarele măsurări:

a). – pentru verificarea transmiterii vibroșocurilor spre arborele mașinii-unelte și compararea lor cu regimul de așchiere fără vibropercuții, s-au înregistrat accelerațiile cu accelerometrul fixat pe pinola mașinii în ambele situații, utilizând cele cinci turații și vitezele de avansuri cele mai mari pentru fiecare turație ( $8[\text{mm}/\text{min}]$ ) și trasând diagramele timp-acelerații corespunzătoare;

b). – măsurarea amplitudinilor accelerațiilor în zona arborelui dispozitivului utilizând suportii 5 și 18 (fig. 9.5), atât la funcționarea în regim vibropercutant cât și în regim de așchiere obișnuită (cu dispozitivul blocat) pentru toate regimurile de așchiere date în tabelul 9.1;

c). – măsurarea amplitudinilor accelerațiilor în zona piesei cu accelerometrul montat pe unul din bacurile universalului în regim vibropercutant cât și în regim de așchiere obișnuit pentru toate regimurile considerate în vederea stabilirii amortizărilor care au loc în timpul așchierii;

d). – măsurarea forțelor axiale de așchiere în cele două situații pentru stabilirea variațiilor în timp ale acestora;

e). – măsurarea momentelor de așchiere;

f). – măsurarea unghiului de rotație  $\varphi_{\text{rot}}$  corespunzător unui impuls obținut în urma unei ciocniri principale.

Achiziționarea datelor cu accelerometrul fixat pe pinola mașinii-unelte s-a făcut în două situații, atât pentru operația de găurire cu vibropercuții, cât și pentru găurirea obișnuită. Pentru ambele situații s-a utilizat turațiile cu viteza de avans cea mai mare, considerându-se că pentru comparații la transmiterea vibroșocurilor și vibrațiilor sunt suficiente aceste date. Datele înregistrate au fost stocate în memoria calculatorului sub forma de fișiere numerice pe 16 bit cu ajutorul programului de achiziție „C++\_disp.cpp”, și prelucrate ulterior cu programul „acc\_mat.m” prezentat în Anexa 40. Programul „acc\_mat.m” convertește unitățile de tensiune în unități de accelerații ținând seama de relațiile de etalonare (9.4 și 9.5), salvează noile valori în fișiere „mat” și șterge semnalul inițial pentru a economisi spațiu în memoria calculatorului. Noile fișiere „mat” vor conține valorile numerice ale amplitudinilor accelerațiilor, fișiere care vor fi prelucrate în continuare cu ajutorul programului „Signal Processing Toolbox” din mediul Matlab pentru obținerea diagramelor de variație a amplitudinilor accelerațiilor în funcție de timp. Deoarece introducerea vibroșocurilor este periodică (în funcție de turația arborelui mașinii-unelte) s-a ales reprezentarea pe diagramă a amplitudinilor accelerațiilor corespunzătoare pe timpul unei rotații, iar aspectul accelerației pe întreg timpul de achiziție a semnalului este prezentat în „Panner”-ul diagramei. Programul „Signal Processing Toolbox” permite prin funcția „Zoom” măsurarea cu ajutorul a doi „Marker” amplitudinea maximă a accelerației ( $dy$ ) și timpul din semnal aferent unei rotații a arborelui principal al

mașinii-unelte (dx). Diagramele astfel prelucrate sunt prezentate în Anexa 30.

În figura 9.17 sunt prezentate diagramele de variație a accelerațiilor la găurirea obișnuită figura 9.17.a (fig. A.30.17, Anexa 30) cu un detaliu al aspectului accelerației maxime figura 9.17.b (fig. A.30.18, Anexa 30) măsurate „peak to peak” (vârf la vârf) și găurirea vibropercutantă figura 9.17.c (fig. A.30.19, din Anexa 30) cu un detaliu al aspectului accelerației maxime figura 9.17.d (fig. A.30.20, Anexa 30) în cazul  $n=771$  [rot/min] și  $v_s=8$  [mm/min]. Măsurarea „peak to peak” se aplică în special la apariția sau introducerea șocurilor într-un sistem de prelucrare pentru determinarea parametrilor maximi care caracterizează fenomenul produs de șoc [17].

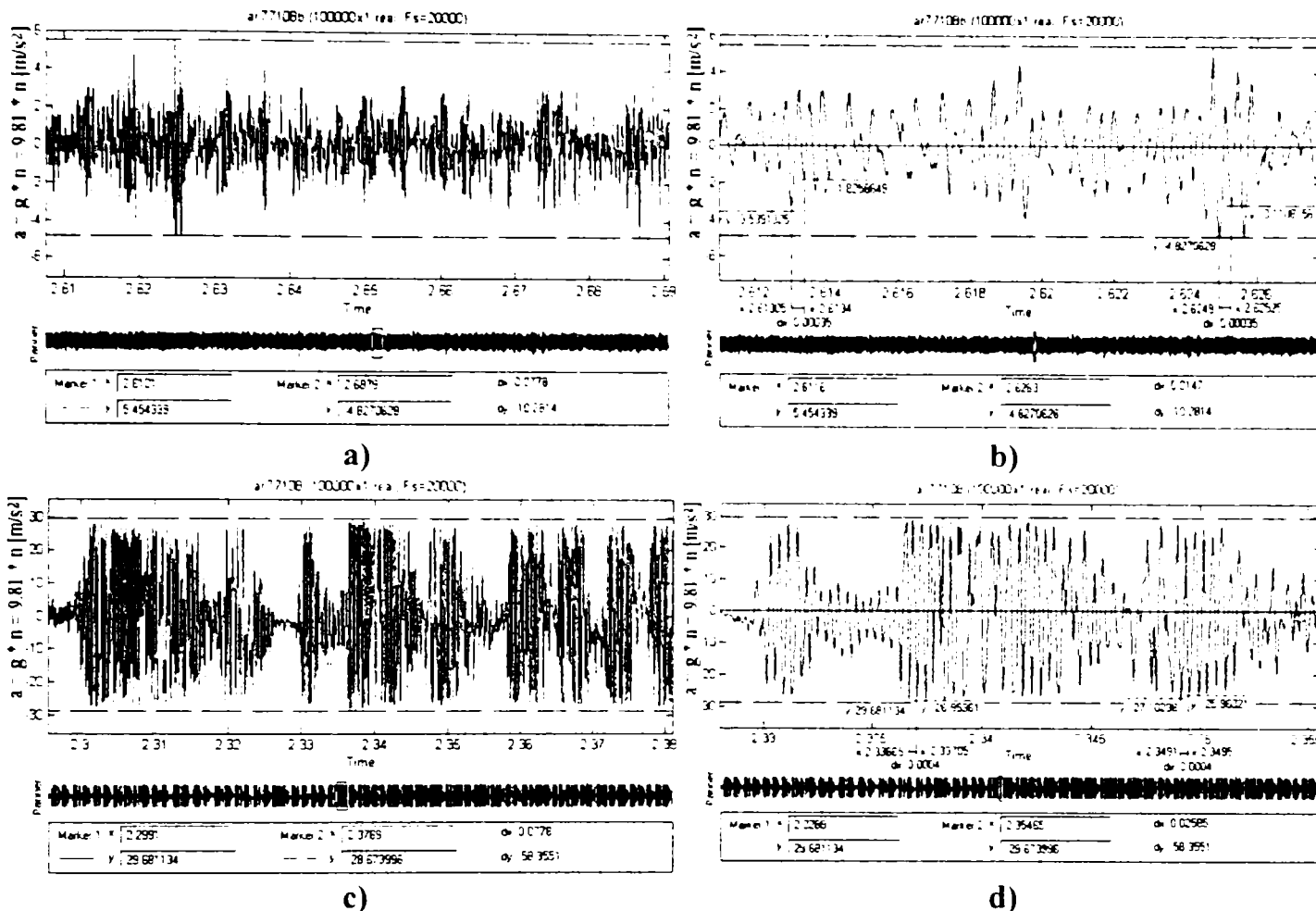


Fig. 9.17. Aspectul variației accelerațiilor la operația de găurire: a)- obișnuită; c)- vibropercutantă înregistrate pe pinola mașinii-unelte

Pentru a putea fi comparate mai ușor, valorile maxime ale accelerațiilor stabilite pe baza diagramelor din Anexa 30 și măsurate „peak to peak” în ambele situații de prelucrare, sunt prezentate în tabelul 9.5.

Tabel 9.5. Amplitudinile accelerațiilor măsurate „peak to peak” pe pinola mașinii-unelte

Nr. crt.	Turație arbore mașină [rot/min]	Viteza de avans [mm/min]	Amplitudinea la așchiera obișnuită $n \cdot 9,81$ [m/s <sup>2</sup> ]	Amplitudinea la așchiera vibropercutantă $n \cdot 9,81$ [m/s <sup>2</sup> ]
1.	463	8	13,3233	56,8281
2.	559	8	43,4954	58,3675
3.	619	8	26,1448	62,9000
4.	686	8	9,8341	61,1349
5.	771	8	10,2814	58,3551

Din analiza datelor din tabelul 9.5 se observă că la turația  $n=559$  [rot/min] spre



arborele mașinii-unelte se transmit vibroșocuri cu accelerații maxime în timpul prelucrării obișnuite, iar la prelucrarea vibropercutantă acest lucru se întâmplă la turația  $n=619$ [rot/min]. De asemenea se mai poate observa că în general la așchiera vibropercutantă spre arborele mașinii-unelte se transmit vibroșocuri cu accelerații maxime în raport supraunitar cu prelucrarea obișnuită. Făcând rapoartele de transmitere al vibroșocurilor, cel mai apropiat raport de transmitere este de 1,3419 corespunzător turației  $n=559$ [rot/min], iar cel mai mare de 6,5166, turației  $n=619$ . Analizând în cadrul așchierii vibropercutante valorile maxime ale accelerațiilor se poate constata că există o valoare maximă a transmiterii vibroșocurilor spre arborele mașinii la turația  $n=619$  [rot/min], regim de funcționare a dispozitivului vibropercutant care trebuie evitat.

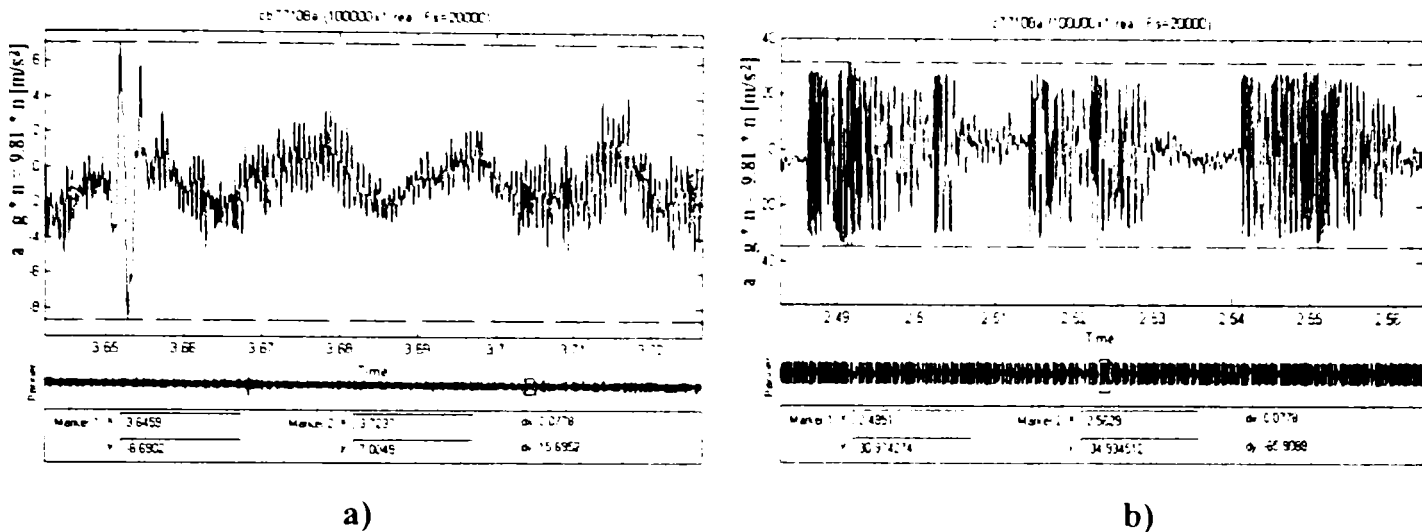
Aplicând criteriul de productivitate a prelucrării și din datele prezentate în tabelul 9.5 se poate alege regimul cel mai optim de prelucrare cu vibropercuții din punctul de vedere al transmiterii vibroșocurilor spre arborele mașinii-unelte ca fiind cel cu turația  $n=771$ [rot/min] și  $v_s=8$ [mm/min].

O prelucrare similară a semnalelor s-a făcut și pentru cazul achiziționării lor cu accelerometrul fixat pe arborele dispozitivului (cazul b), dar cu precizarea că înregistrările s-au făcut pentru toate regimurile de lucru stabilite în tabelul 9.1. Înregistrarea semnalelor s-a făcut respectând schema de achiziție și prelucrare din figura 9.16. În urma prelucrării semnalelor achiziționate sub mediul Matlab asemănător cu cazul a, s-au obținut diagramele prezentate în Anexa 28. Valorile amplitudinilor maxime măsurate „peak to peak” sunt trecute în tabelul 9.6.

**Tabel 9.6. Amplitudinile accelerațiilor măsurate „peak to peak” pe dispozitivul vibropercutant**

Nr. crt.	Turație arbore mașină [rot/min]	Viteza de avans [mm/min]	Amplitudinea la așchiera obișnuită $n \cdot 9,81$ [m/s <sup>2</sup> ]	Amplitudinea la așchiera vibropercutantă $n \cdot 9,81$ [m/s <sup>2</sup> ]
1.	463	1	46,2484	65,1982
		2	51,9238	64,3172
		4	52,5990	62,9956
		6	25,7291	63,7895
		8	15,0161	68,2819
2.	559	1	49,4273	70,4846
		2	47,8414	68,2819
		4	52,5991	65,5198
		6	47,5013	64,4934
		8	53,1278	67,6652
3.	619	1	55,2416	67,9811
		2	55,5066	69,1184
		4	54,9780	65,5132
		6	56,8282	63,4498
		8	52,5991	62,1145
4.	686	1	48,8035	64,3172
		2	52,6306	66,2268
		4	51,0083	65,9031
		6	51,0426	71,3656
		8	46,3646	64,3172
5.	771	1	17,5103	62,7313
		2	21,8634	64,3715
		4	18,4875	67,5484
		6	15,2643	66,6894
		8	15,6952	65,9088

Și în acest caz reprezentările și valorile în diagramele rezultate s-au făcut pentru durata unei turații. Din analiza valorilor prezentate în tabelul 9.6 se poate observa că valorile maxime ale accelerațiilor în ambele cazuri de prelucrare sunt mai mari, lucru de altfel observabil prin compararea diagramei rezultate la aceleași regimuri de așchiere. Pentru comparație în figura 9.18 se prezintă diagramele rezultate la prelucrarea obișnuită figura 9.18.a, (fig. A.28.49. din Anexa 28) și figura 9.18.b la prelucrare cu vibropercuții (fig. A.28.50., Anexa 28) cu regimurile  $n=771$ [rot/min] și  $v_s=8$ [mm/min].



**Fig. 9.18. Diagramele amplitudinilor accelerațiilor măsurate pe arborele dispozitivului:**  
**a) – la așchiera obișnuită; b) – la așchiera vibropercutantă.**

Creșterea amplitudinilor accelerațiilor în cazul așchierii obișnuite față de cazul precedent poate fi explicat prin poziția de măsurare a accelerometrului. Prin noua poziție este mai aproape de sursa de vibrații (burghiul) și mai departe de lagărul de susținere a completului: pinolă-arbore mașină-unealtă-dispozitiv de prindere a sculei. Această observație este și mai pertinentă în cazul prelucrării cu vibroșocuri, deoarece accelerometrul este amplasat în apropierea sursei de introducere a vibroșocurilor în procesul de așchiere, respectiv pe arborele dispozitivului care este supus direct vibropercuțiilor.

Din analiza valorilor prezentate în tabelul 9.6 se observă că la regimurile de așchiere cu  $n=619$ [rot/min],  $v_s=6$ [mm/min] se înregistrează o valoare maximă a amplitudinilor accelerațiilor pentru prelucrarea obișnuită și la  $n=686$ [rot/min],  $v_s=6$ [mm/min] se înregistrează o valoare maximă a amplitudinilor accelerațiilor pentru prelucrarea cu vibroșocuri, regimuri care trebuie evitate la exploatarea dispozitivului vibropercutant.

În cazul regimurilor de așchiere cu  $n=771$ [rot/min],  $v_s=8$ [mm/min] se observă că valorile maxime ale amplitudinilor accelerațiilor în ambele situații de prelucrare sunt apropiate de valorile minime înregistrate în acest caz. Aplicând criteriul productivității prelucrărilor prin așchiere, se recomandă utilizarea acestor regimuri la exploatarea dispozitivului vibropercutant.

Pentru cazul c, măsurarea amplitudinilor accelerațiilor cu accelerometrul plasat pe unul dintre bacurile universalului, prelucrarea semnalelor s-a realizat după același algoritm ca și în cazurile precedente. Diagramele rezultate sunt prezentate în Anexa 29, iar valorile amplitudinilor maxime corespunzătoare semnalului pe durata



unei turații pentru toate regimurile de așchiere testate sunt prezentate în tabelul 9.7.

Tabel 9.7. Amplitudinile accelerațiilor măsurate „peak to peak” pe universal

Nr. crt.	Turație arbore mașină [rot/min]	Viteza de avans [mm/min]	Amplitudinea la așchieria obișnuită $n \cdot 9,81$ [m/s <sup>2</sup> ]	Amplitudinea la așchieria vibropercutantă $n \cdot 9,81$ [m/s <sup>2</sup> ]
1.	463	1	33.0396	59.8079
		2	46.5198	59.7115
		4	50.2203	58.4147
		6	49.9559	60.0140
		8	44.6696	58.7106
2.	559	1	26.2419	59.1119
		2	35.3717	59.6691
		4	37.2570	60.6951
		6	27.6951	58.0160
		8	24.8027	61.3344
3.	619	1	31.0593	61.3906
		2	<b>32,2941</b>	<b>63,4453</b>
		4	37.2570	62.1365
		6	54.7137	60.0870
		8	53.3921	57.1769
4.	686	1	58.1498	58.6578
		2	53.3921	58.0541
		4	53.6564	58.8987
		6	48.6344	59.3142
		8	41.9032	59.2070
5.	771	1	26.6198	57.8642
		2	48.0183	58.2999
		4	52.1423	58.5322
		6	52.0705	59.8078
		8	<b>50.4846</b>	<b>60.0545</b>

Diagramele pentru regimul de așchiere cel mai intens ( $n=771$ rot/min și  $v_s=8$ mm/min) sunt prezentate în figura 9.19.a în cazul așchierii obișnuite (fig. A.29.49, Anexa 29) și figura 9.19.b în cazul așchierii vibropercutante (fig. A.29.50, Anexa29).

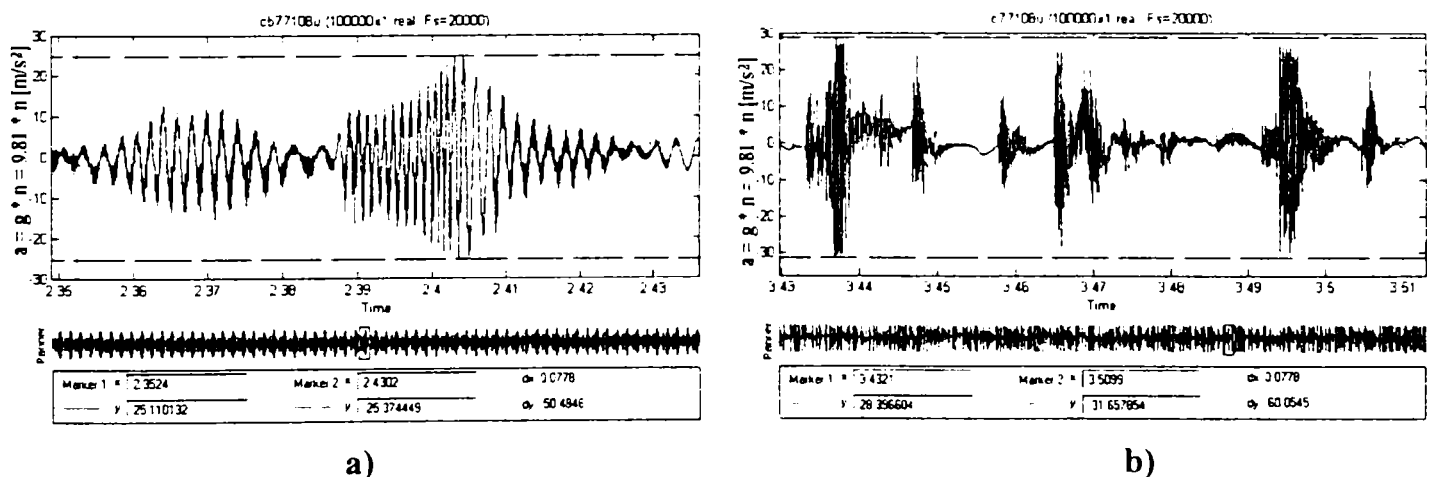


Fig. 9.19. Diagramele amplitudinilor accelerațiilor măsurate pe universal: a) – la așchieria obișnuită; b) – la așchieria vibropercutantă.

În cazul așchierii obișnuite, din diagrama prezentată în figura 9.19.a, se poate constata că așchieria este însoțită de vibrații care au amplitudini maxime în momentul formării așchierii și amortizări la desprinderea ei. Din analiza diagramei prelucrării cu vibropercuții (fig. 9.19.b) se observă că prelucrarea este însoțită de

șocuri, vibrații și amortizări. Șocurile au loc ca urmare a transmiterii percuțiilor spre burghiu care este apăsat în materialul de prelucrat cu forța axială de mișcarea de avans. În urma interacțiunilor care au loc, percuțiile se resimt în sculă și piesă sub formă de șocuri cu amplitudini mari însoțite de vibrații (vibroșocuri) ale sculei datorită rigidității scăzute a acesteia. După consumarea energiei percuției, burghiul se oprește din mișcarea de rotație dar este în continuare presat în material de viteză de avans lucru ce duce la amortizarea șocului și a vibrațiilor, aspect observabil ușor pe diagrama din figura 9.19.b. Din analiza datelor din tabelul 9.7 se poate observa că transmiterea vibropercuțiilor spre piesă are loc cu amplitudini la valori mai mari, comparativ cu datele din tabelele 9.5 și 9.6, decât spre arborele mașinii.

Analizând diagramele accelerațiilor înregistrate în cele trei puncte de măsurare se poate concluziona că prelucrarea prin găurire obișnuită a cuprului OFHC este însoțită de vibrații, iar prelucrarea cu vibropercuții este însoțită de fenomene mult mai complexe: vibroșocuri și amortizări, fenomene care se produc în perioade de timp foarte scurte ( $0.06479 \div 0.03891$  secunde, tab.9.2).

Urmărirea variației forței axiale și a momentului în timp s-a efectuat prin înregistrarea semnalelor date de timbrele tensometrice montate pe masa tensometrică (fig.9.4), utilizând linia de măsură descrisă în subcapitolul 9.3. În acest scop au fost scoși suportii de rigidizare 28 (fig.9.1.d) a mesei tensometrice și s-au făcut măsurători separate pentru forțe și separate pentru momente. Semnalele au fost achiziționate sub comanda programului „C++\_disp.cpp” (Anexa 38), care le înscrie în fișiere de date numerice în memoria calculatorului. Următorul pas a fost prelucrarea fișierelor numerice cu ajutorul programelor „forța\_mat.m” și „moment\_mat.m”, programe prezentate în Anexa 40. Pentru transformarea unităților digitale în unități de tensiune s-a folosit etalonarea (relațiile 9.9 pentru forțe și 9.10 pentru momente), urmată de înscrierea noilor valori în fișiere tip „mat” și ștergerea semnalului inițial pentru economie în gestiunea memoriei calculatorului. Fișierele „mat” astfel pregătite au fost prelucrate mai departe sub mediul MATLAB<sup>®</sup> cu programul „Signal Processing Toolbox” pentru obținerea diagramelor de variație a forței axiale și momentului în timp. Durata de achiziție a semnalelor a fost și în aceste cazuri limitată la 5 secunde, timp suficient pentru îndeplinirea condiției Nyquist de evitare a alierii semnalelor [102]. Diagramele obținute pentru forțe sunt prezentate în Anexa 31, iar cele ale momentelor în Anexa 32. Pe baza diagramelor s-a determinat valorile maxime ale forței axiale și momentului, măsurate „peak to peak” pentru cele două tipuri de prelucrare: obișnuită și cu vibropercuții. Valorile maxime pentru forțele axiale sunt trecute în tabelul 9.8, iar pentru momente în tabelul 9.9. Pentru comparația forței axiale maxime este necesar să fie cunoscută forța axială în cazul așchierii obișnuite, lucru posibil prin aplicarea relației cunoscute din literatura de specialitate [76]. La regimul de așchiere maxim  $n=771$ [rot/min] și  $v_s=8$ [mm/min], valoarea forței axiale este  $F_A=1018,87$  [N] la o duritate a cuprului egală cu 38 HB.

Din analiza valorilor maxime ale forței axiale (tab. 9.8) se constată că cea mai mare valoare a forței axiale se înregistrează la regimul de așchiere vibropercutant cu  $n=619$ [rot/min] și  $v_s=6$ [mm/min]. Forța axială este maximă în perioada dintre două percuții date de dispozitiv deoarece în acest timp lanțul cinematic al mișcării principale de așchiere se întrerupe datorită mișcărilor executate de percutori, viteza

de așchiere tinde la zero ca urmare al amortizărilor și tensiunilor din material, iar viteza de avans rămâne constantă.

Tabel 9.8. Valorile forțelor măsurate „peak to peak” utilizând masa tensometrică.

Nr. crt.	Turație arbore mașină [rot/min]	Viteza de avans [mm/min]	Amplitudinea forței axiale la așchieria obișnuită [N]	Amplitudinea forței axiale la așchieria vibropercutantă [N]
1.	463	1	611,0734	615,8299
		2	633,8262	715,4661
		4	639,8262	667,9058
		6	705,9241	483,7004
		8	739,4955	433,5733
2.	559	1	<i>1172,3723</i>	<i>508,9238</i>
		2	740,3955	533,9207
		4	940,6431	508,6069
		6	919,4976	487,8224
		8	1068,5633	504,8458
3.	619	1	1030,9063	659,2413
		2	1046,696	865,9328
		4	963,2049	634,2752
		6	<i>789,5414</i>	<i>890,562</i>
		8	<i>1247,3098</i>	<i>865,5021</i>
4.	686	1	796,4641	718,4868
		2	914,5374	583,6588
		4	613,1223	634,3612
		6	789,5414	722,5446
		8	662,4654	509,4050
5.	771	1	896,4389	662,7883
		2	789,7289	693,2487
		4	508,5212	640,8818
		6	588,4298	715,0925
		8	<i>510,5051</i>	<i>718,7409</i>

Analizând aspectul diagramelor variației forței axiale se constată că datorită elementelor elastice pe care a fost așezat universalul, în regim dinamic la acțiunea forței axiale, acestea dau un răspuns cu o anumită pseudoperioadă figura 9.20. a și b (fig.A.31.57. și fig.A.31.58. din Anexa 31). Amplitudinile mișcărilor elementelor elastice sunt proporționale cu amplitudinile de variație a forței axiale.

Răspunsul suportului elastic (cele 4 brațe ale mesei tensometrice) se poate observa în „Panner”-ul diagramelor atât pentru așchieria obișnuită cât și pentru așchieria vibropercutantă. La o analiză separată a celor două tipuri de așchiere se poate constata următoarele:

- la așchieria obișnuită pseudoperioada mișcării elementelor elastice se poate vedea că este aproape egală cu perioada mișcării de rotație a arborelui principal al mașinii-unelte;

- la așchieria vibropercutantă pseudoperioada elementelor elastice, se observă că este mai mare, în fapt corespunzătoare mai multor turații. Numărul turațiilor dintr-o perioadă este legat de mărimea perioadei fiecărei turații (numărul de turații aferente unei pseudoperioade scade cu creșterea numărului de rotații pe minut);

- din detaliile, figura 9.20. a<sub>1</sub> pentru așchieria obișnuită și figura 9.20. b<sub>1</sub> pentru așchieria vibropercutantă, se observă că în cazul așchierii obișnuite amplitudinile de variație a forței axiale sunt mai mari decât în cazul așchierii vibropercutante, pentru durate foarte mici de timp (0,01secunde), ceea ce arată că

procesul de așchiere cu vibropercuții se desfășoară cu amortizări semnificative datorită întreruperilor dictate de modul de funcționare a dispozitivului vibropercutant;

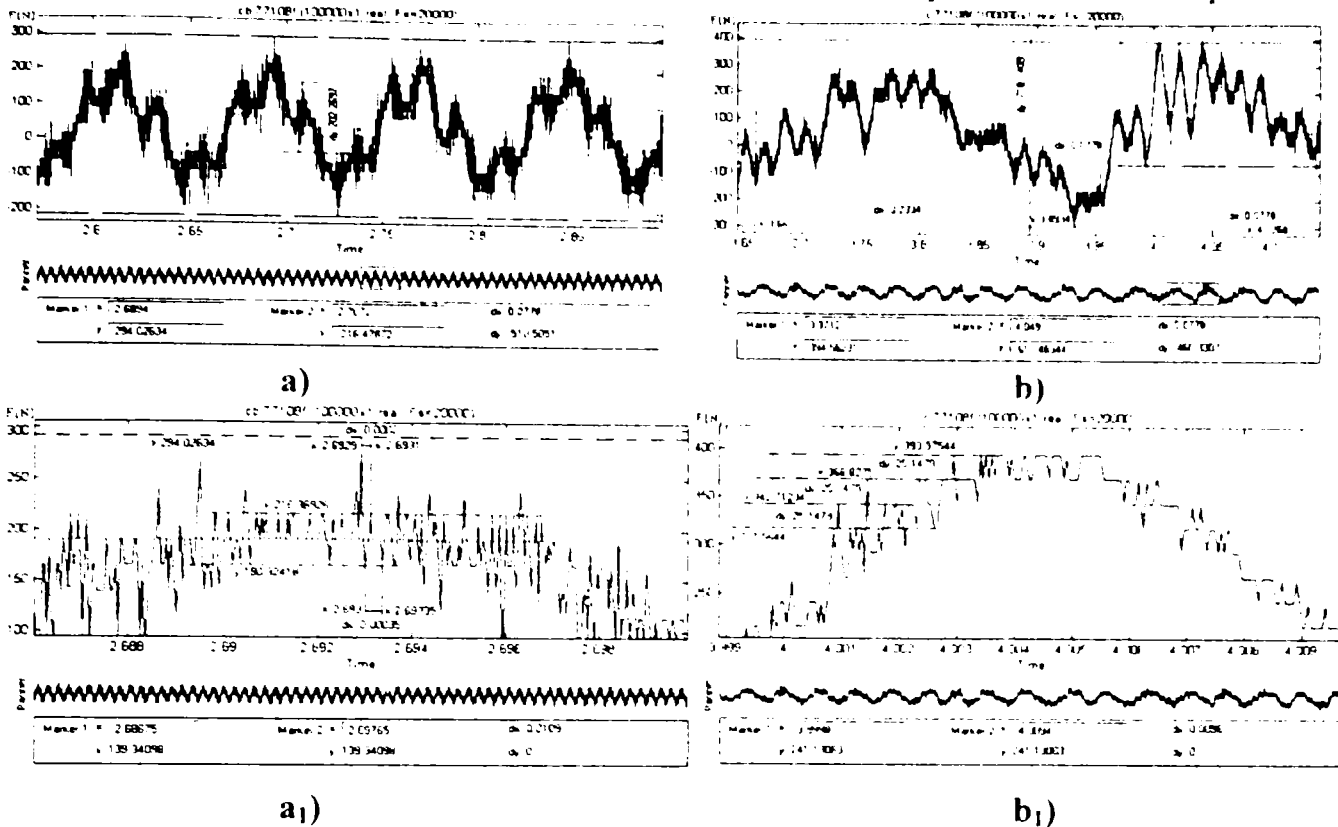


Fig. 9.20. Aspectul diagramelor de variație a forței axiale la așchiera cu regimul:  $n=771$  [rot/min] și  $v_s=8$ [m/min]; a) așchiere obișnuită, a<sub>1</sub>) detaliu; b) așchiere vibropercutantă b<sub>1</sub>) detaliu.

- comparând amplitudinile maxime ale forței axiale în cele două situații, din figura 9.20.a și 9.20.b se poate constata că la așchiera obișnuită se înregistrează în cadrul aceleiași turații valori maxime ale forței axiale (202,2697 N) față de cazul așchierii vibropercutante, când valorile maxime (460,3307 N) apar pe durata unei turații, deoarece în timpul așchierii vibropercutante sunt perioade când burghiul nu execută mișcări de rotație ci numai mișcarea de avans.

Analiza tuturor diagramelor de variație a forței axiale pentru toate regimurile de așchiere utilizate arată că există situații când maximele de variație a forței axiale înregistrează depășiri ale valorii calculate în cazul așchierii obișnuite (turații  $n=619$  și  $n=559$  rot/min; viteze de avans 8 și respectiv 1 mm/min, din cadrul acestor turații), iar în cazul așchierii vibropercutante această valoare nu este depășită în nici un caz, fenomen explicabil prin condițiile diferite de formare și evacuare a așchiilor în cadrul celor două procese de așchiere.

Analizând datele referitoare la momentul maxim de așchiere (tabelul 9.9) se constată o creștere a acestuia față de valoarea luată în considerare la proiectarea dispozitivului ( $M_1=2,8642$  N·m) pentru regimul maxim testat:  $n=771$ [rot/min] și  $v_s=8$ [mm/min] cu aproximativ 31,65 %, iar dacă se urmărește și datele de la așchiera obișnuită se constată și în această situație o depășire cu 43,9 % a valorii luate în calcul la proiectarea dispozitivului. Aceste depășiri sunt însă net inferioare față de coeficienții de siguranță luați în calcul la proiectarea dispozitivului vibropercutant, astfel că funcționarea dispozitivului nu este pusă în pericol. Dacă se face raportul dintre valoarea maximă a momentului la găurirea normală și valoarea maximă a



momentului la găurirea vibropercutantă, utilizând regimul de așchiere maxim, se poate constata că la așchiera vibropercutantă momentul maxim de așchiere este cu 8,51% mai mic decât la așchiera obișnuită. Situația se schimbă în funcție de regimurile de lucru utilizat, apar momente maxime atât la așchiera obișnuită (4,7683 N·m la  $n=559$  rot/min și  $v_s=6$  mm/min) cât și pentru așchiera vibropercutantă (4,4977 N·m la  $n=463$  rot/min și  $v_s=6$  mm/min). Variația momentului de așchiere pentru regimul de lucru  $n=771$  [rot/min] și  $v_s=8$  [mm/min] se poate vedea în figura 9.21.a și  $a_1$  pentru așchiera obișnuită (fig.A.32.57 și A.32.59 din Anexa 32), respectiv figura 9.21.b și  $b_1$  pentru așchiera vibropercutantă (fig.A.32.58 și A.32.60 din Anexa 32).

**Tabel 9.9. Valorile momentelor măsurate „peak to peak” utilizând masa tensometrică.**

Nr. crt.	Turație arbore mașină [rot/min]	Viteza de avans [mm/min]	Amplitudinea momentelor la așchiera obișnuită [Nm]	Amplitudinea momentelor la așchiera vibropercutantă [Nm]
1.	463	1	3,4185	3,7951
		2	3,4361	3,7875
		4	3,4363	3,8185
		6	<b>3,4633</b>	<b>4,4977</b>
		8	3,7719	3,7961
2.	559	1	4,1121	3,4627
		2	4,4590	3,4576
		4	4,1098	3,7829
		6	<b>4,7683</b>	<b>4,1388</b>
		8	4,4469	3,8115
3.	619	1	3,4645	3,7714
		2	3,4141	3,7822
		4	3,7641	3,4734
		6	3,7808	3,8085
		8	<b>2,7746</b>	<b>4,1413</b>
4.	686	1	3,4501	3,4383
		2	3,0732	3,4338
		4	3,0946	4,1639
		6	3,7884	4,1415
		8	4,1079	3,4535
5.	771	1	3,0898	3,1356
		2	3,1099	3,8141
		4	3,0988	3,8265
		6	3,1199	3,5432
		8	<b>4,1216</b>	<b>3,7709</b>

Creșterea momentelor maxime pot fi puse pe seama fenomenelor care au loc la formarea așchiilor datorită plasticității ridicate a cuprului. Sub acțiunea șocurilor materialul de așchiat își modifică duritatea în planul de deformare prin durcisare, ceea ce duce în primă fază la creșterea rezistenței mecanice în zona de așchiere dar și la o fragilizare a materialului în zona de formare a așchiilor cu efect benefic asupra fragmentării lor. În cazul așchierii obișnuite deformațiile în zona de așchiere are loc continuu, rezistența mecanică a materialului crește datorită ecruisărilor și formării tăișului de adaos care modifică geometria sculei cu repercusiuni negative asupra proprietăților de tăiere, aspect care nu se întâmplă la așchiera vibropercutantă deoarece vibroșocurile împiedică formarea tăișului de adaos.

În figura 9.21.b<sub>1</sub> s-a reprezentat un detaliu al variației momentului maxim pe o perioadă scurtă de timp (0,004 secunde), care arată că amplitudinea maximă a

momentului de așchiere la operația de găurire obișnuită este mai mare decât la operația de găurire vibropercutantă (fig.9.21. a<sub>1</sub>)

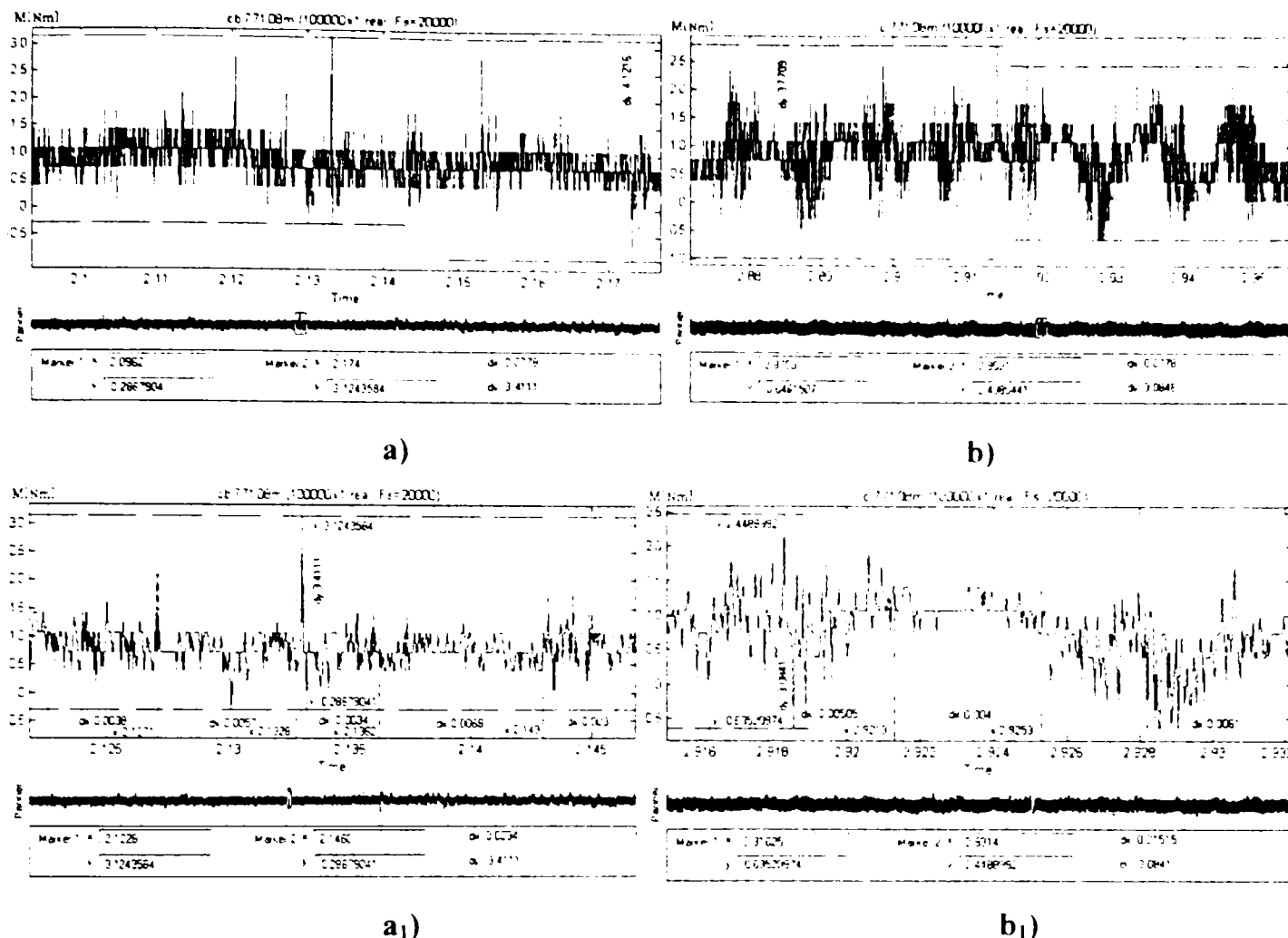


Fig. 9.21. Aspectul diagramelor de variație a momentului la așchiera cu regimul:  $n=771$  [rot/min] și  $v_s=8$  [m/min]; a) așchiere obișnuită, a<sub>1</sub>) detaliu; b) așchiere vibropercutantă b<sub>1</sub>) detaliu.

O analiză asupra diagramelor de variație a momentelor de așchiere din Anexa 32 și a datelor din tabelul 9.9 arată că variația momentului de așchiere în ambele cazuri este condiționată de regimul de așchiere utilizat și că evoluția dependențelor este mai greu de urmărit.

După cum s-a arătat în subcapitolul 7.1, productivitatea prelucrării prin așchiere cu vibroșocuri este determinată în cazul operației de găurire și de mărimea unghiului  $\varphi_{rot}$  (relațiile 7.2 și 7.3), unghi care poate fi determinat cunoscând viteza unghiulară a burghiului în urma unei percuții. Pentru determinarea vitezei unghiulare a burghiului s-a utilizat traductorul TIRO montat în stand conform figurii 9.1.b, iar datele au fost prelucrate conform metodologiei prezentate în subcapitolul 9.3 și schema de prelucrare din figura 9.15 al aceluiași subcapitol. Datorită depășirii domeniului de măsurare a traductorului s-au achiziționat date numai pentru primele trei turații. Achiziția datelor s-a efectuat cu ajutorul programului de achiziție „C++\_asc4.cpp” prezentat în Anexa 17. La prelucrarea datelor s-a utilizat programele: „viteza.m”; „viteza\_fis.m”; „viteza\_mat.m”; „viteza\_diag.m”, programe prezentate în Anexa 39. În urma prelucrării datelor cu aceste programe au rezultat diagramele de variație a vitezelor unghiulare ale burghiului în cele două cazuri de prelucrare: așchiere obișnuită (Anexa 33 B) și așchiere vibropercutantă (Anexa 33 A), iar

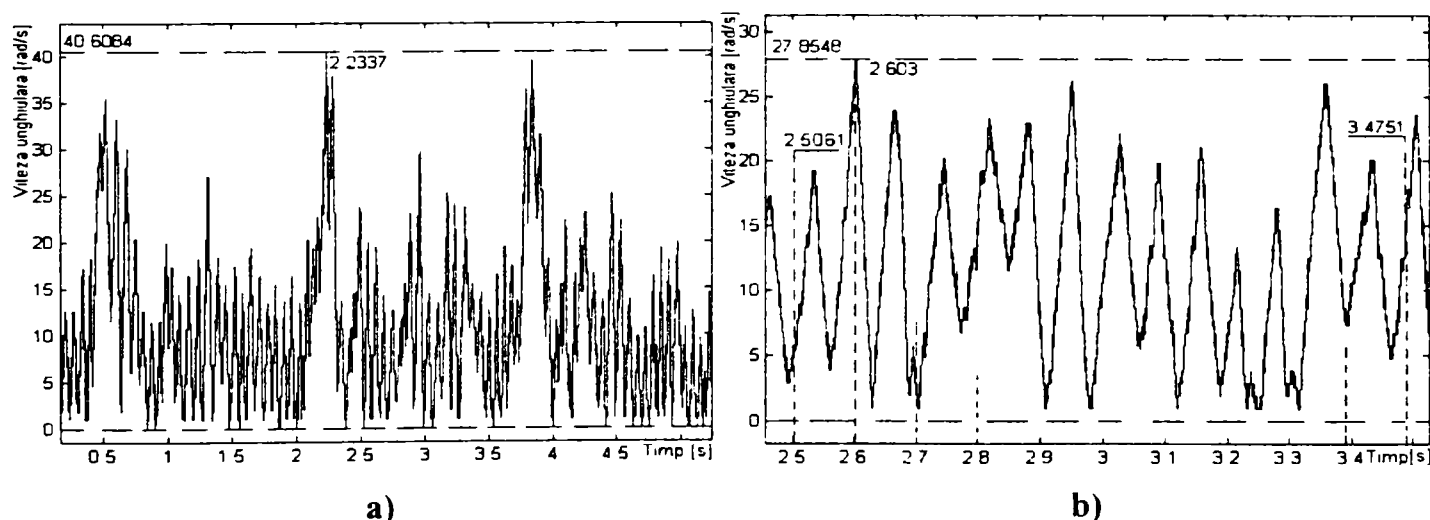


valorile maxime au fost trecute în tabelul 9.10. În cazul așchierii obișnuite practic viteza unghiulară este constantă, lucru observat și pe diagramele rezultate. Din analiza diagramelor în acest caz se poate observa că semnalul de bază este însoțit de un zgomot parazit, ceea ce arată că traductorul utilizat ar fi trebuit să prezinte o mai bună precizie. Valorile medii ale vitezei unghiulare astfel determinate corespund cu valorile vitezelor unghiulare calculate pentru turațiile utilizate.

**Tabel 9.10. Valorile vitezelor unghiulare măsurate „peak to peak” utilizând traductorul TIRO**

Nr. crt.	Turație arbore mașină [rot/min]	Viteza de avans [mm/min]	Amplitudinea vitezei unghiulare la așchieria obișnuită [rad/sec]	Amplitudinea vitezei unghiulare la așchieria vibropercutantă [rad/sec]
1.	463	1	47.27	37.2087
		2	47.27	35.9827
		4	47.27	34.0322
		6	47.27	32.4382
		8	47.27	32.3589
2.	559	1	55.08	36.2680
		2	55.08	33.5103
		4	55.08	33.0091
		6	55.08	28.0499
		8	55.08	18.3606
3.	619	1	65.55	41.9354
		2	65.55	39.1413
		4	65.55	36.3894
		6	65.55	40.6084
		8	65.55	25.7021

O diagramă de variație a vitezei unghiulare a burghiului corespunzătoare regimului de așchiere vibropercutant cu  $n=619$  [rot/min] și  $v_s=6$  [mm/min] se poate vedea în figura 9.22.a. (fig.A.33.A.27 din Anexa 33A) pentru întreaga perioadă de achiziție a semnalului și figura 9.22.b (fig.A.33.A.28 din Anexa 33.A) pentru 10 turații.



**Fig.9.22. Variația vitezei unghiulare a burghiului la așchieria vibropercutantă la regimul  $n=619$  [rot/min] și  $v_s=6$  [mm/min]; a) – pentru toată durata de achiziție a semnalului; b) – pe durata a 10 turații.**

În cazul așchierii vibropercutante pe diagramele rezultate, mai ales pe cele care prezintă detalii corespunzător la zece turații, se observă foarte bine variația vitezei

unghiulare a burghiului corespunzător cu funcționarea dispozitivului vibropercutant adică:

- viteze unghiulare maxime imprimare burghiului în timpul percuției;
- tendința de amortizare a vitezei după percuție ;
- atingerea valorilor de zero pentru timpul în care percutorii trec peste protuberanțele camei.

Din analiza diagramelor de variație a vitezelor unghiulare se mai poate observa că timpul de amortizare a vitezei unghiulare este mai mare decât timpul dintre două percuții, fapt ilustrat prin aceea că nu după fiecare percuție amortizarea ajunge la zero, respectiv punctul de minim al curbei este situat la valori peste zero.

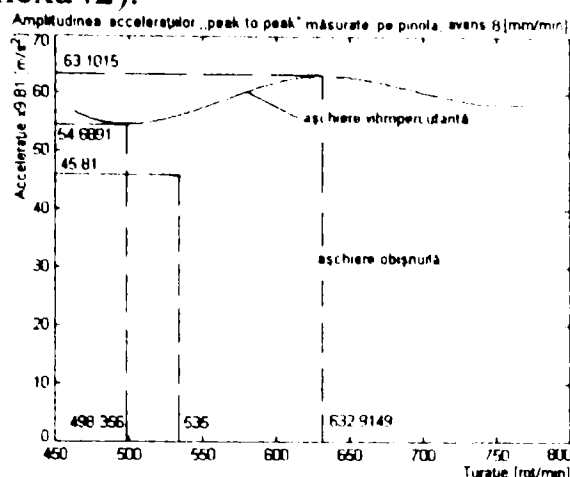
Pe măsura posibilității materiale de achiziționare a unor senzori noi, cu performanțe mai bune și această măsurare se va putea face cu mai multă acuratețe.

Interpretarea diagramelor în forma prezentată este destul de grea, mai ales compararea valorilor maxime din tabelele 9.5÷9.10. Din acest motiv pe baza valorilor măsurate „peak to peak” și utilizând funcțiile mediului de programare Matlab s-a elaborat programul „diag2.m” (Anexa 41) de trasare a diagramelor cu valorile „peak to peak” pentru a obține cât mai multe date concentrate pe o singură diagramă. În acest sens prin funcția „ meshgrid” și „spline” din mediul Matlab se pot trasa diagrame spațiale (3 coordonate). În cadrul tezei utilizând programul „diag2.m” s-a reprezentat pe câte o diagramă variația amplitudinilor accelerațiilor, forței axiale, momentului de așchiere și vitezei unghiulare în funcție de regimurile de așchiere utilizate la prelucrarea obișnuită și vibropercutantă. Diagramele astfel obținute sunt prezentate în Anexa 42.

Programul „diag2.m” permite totodată, trasarea pe aceeași diagramă, în plan, a curbelor de variație a parametrilor măsurați în funcție de turație la fiecare viteză de avans, atât în cazul așchierii obișnuite cât și în cazul așchierii vibropercutante. Reprezentările în acest caz sunt de fapt secțiuni în diagramele spațiale după planul xoz prin punctele de coordonate y corespunzătoare vitezelor de avans utilizate.

Măsurarea amplitudinilor accelerațiilor pe pinola mașinii-unelte s-a făcut numai pentru valoarea maximă a vitezei de avans utilizată pentru cele cinci turații ale fiecărui procedeu de prelucrare din considerentul că cel mai productiv regim de așchiere este cel care are valoarea cea mai mare și că vibrațiile și șocurile din sistem vor avea amplitudinea cea mai mare la aceste regimuri. În consecință pentru acest caz s-a trasat numai diagrama plană (fig. A.42.1. din Anexa 42) pentru viteza de avans  $v_s=8$ [mm/min]. Funcția „spline” din programul Matlab interpolează valorile maxime ale amplitudinilor accelerațiilor pentru prelucrarea obișnuită și separat pentru prelucrarea vibropercutantă, trecute în programul „diag2.m”, cu o funcție polinomială de gradul 3. În urma interpolării funcția „spline” stabilește legea de variație a accelerațiilor maxime la turațiile utilizate pentru procedeul de așchiere aplicat, materializată în curba afișată în diagramă. Afișarea a mai multor curbe pe aceeași diagramă este posibilă prin succesiunea de instrucțiuni: „ figure ; plot(xi,yi,'r');” urmată de „hold on; plot(xi,yi,'k');” din programul „diag2.m” (Anexa 41). Prin litera `r` s-a codificat culoarea curbei (red-roșu) în cazul așchierii obișnuite și prin `k` culoarea curbei (black-negru) în cazul așchierii vibropercutante. Diagrama de variație a amplitudinilor maxime ale accelerațiilor măsurate pe pinola mașinii se prezintă în

figura 9.23 (fig.A.42.1. Anexa42).



**Fig. 9.23. Curbele de variație a amplitudinilor accelerațiilor măsurate pe pinola mașinii-unelte la operația de găurire obișnuită și găurire vibropercutantă.**

Analiza curbelor din figura 9.23 arată că la aşchiera vibropercutantă curba amplitudinilor maxime ale accelerațiilor se găsește deasupra curbei corespunzătoare aşchierii obișnuite prezentând puncte de maxim și minim în funcție de turația utilizată. În apropierea de turația maximă curba aşchierii vibropercutante prezintă o porțiune constantă sub punctul de maxim al ei, ceea ce arată că fenomenul de transmitere a șocurilor și vibrațiilor intră într-o zonă de stabilitate, iar prin acest fapt se recomandă utilizarea regimului de lucru la exploatarea dispozitivului la aşchiera vibropercutantă. La aşchiera obișnuită se observă că transmiterea șocurilor și vibrațiilor spre arborele mașinii-unelte are loc la turații cuprinse între 500 și 550 [rot/min] și că punctul de maxim este în acest interval, iar la aşchiera vibropercutantă acest fenomen apare pe intervalul de turații 600÷650 [rot/min] și punctul de maxim cuprins în acest interval. Intervalele de turații indicate mai sus, nu se vor utiliza la prelucrarea prin aşchiere.

Utilizând funcția „zoom” al mediului Matlab se pot determina punctele de minim și maxim al curbelor cu precizii de până la patru zecimale. Trebuie remarcat faptul că punctele de maxim al celor două curbe sunt situate pe alte coordonate decât turațiile utilizate și amplitudinile accelerațiilor măsurate în cadrul experimentelor.

Pe baza acestor observații se poate face un studiu privind optimizarea exploatării dispozitivului vibropercutant folosind ca metodă interpolarea numerică adică funcția „spline” din mediul MATLAB® și alegând un număr limitat de măsurători și regimuri de aşchiere (minim trei puncte). Pentru valorile intermediare aproximările date de funcția „Spline” sunt foarte apropiate de realitate, deoarece funcția „spline” consideră tangentele  $s_1$  și  $s_2$  în punctele  $P_1$  și  $P_2$  a intervalului determinat de ele, în sistemul de axe  $tP_1s$  și  $tP_2s$ , ca fiind tangente la ecuația de gradul trei de forma:

$$t=as^3+bs^2+cs \quad (9.15)$$

Ecuațiile tangentelor  $s_1$  și  $s_2$  în punctele  $P_1$  și  $P_2$  se calculează prin derivarea ecuației (9.15) în raport cu cele două puncte, obținându-se în final un sistem de trei ecuații în care necunoscute sunt coeficienții  $a$ ,  $b$ ,  $c$ , coeficienți care sunt determinați prin rezolvarea matricei aferente sistemului de ecuații. Calcul numeric al coeficienților  $a$ ,  $b$ ,  $c$  este efectuat de programul MATLAB®, cunoscând coordonatele

punctului  $P_1$ , punct de altfel determinat prin alegerea unei coordonate (turația de lucru) și măsurarea celeilalte (amplitudinea maximă a accelerației pentru turația considerată). În acest mod orice punct al curbei din intervalul delimitat de punctele  $P_1$  și  $P_2$  va avea coordonatele cunoscute cu o anumită precizie (patru zecimale). Extinzând aplicația la toate cele cinci valori ale turațiilor alese s-au obținut curbele de variație din figura 9.23.

Având în vedere aceste observații și făcând comparații între punctul de maxim al curbei așchierii obișnuite și punctul de minim al curbei așchierii vibropercutante se constată că există o transmitere a șocurilor și vibrațiilor spre arborele mașinii-unelte și că utilizarea rulmenților speciali nu este suficient pentru limitarea transmiterii șocurilor și vibrațiilor, fiind necesare și alte măsuri suplimentare cum ar fi utilizarea unor materiale cu proprietăți de amortizare a șocurilor și vibrațiilor, plasate între cămășile exterioare ale rulmenților și corpul dispozitivului vibropercutant. Ca soluție constructivă se pot insera în aceste zone bucși din fontă cu grafit lamelar, un bun material de amortizare a șocurilor și vibrațiilor, urmând ca rulmenții să fie montați în aceste bucși.

Nivelul amplitudinii accelerației la turația de 771 [rot/min] și viteza de avans 8[mm/min] de  $58,3551 \cdot g$  [ $m/s^2$ ] nu a provocat disfuncționalități în exploatarea mașinii în condiții de așchiere vibropercutantă.

Pentru reprezentarea curbelor de variație a amplitudinilor maxime ale accelerațiilor măsurate pe corpul dispozitivului vibropercutant și pe unul din bacurile universalului s-au luat în considerare toate turațiile și vitezele de avans utilizate, separat pentru așchieria obișnuită (dispozitiv vibropercutant blocat) și separat pentru așchieria cu vibroșocuri (dispozitiv neblocați). În acest mod cu valorile din tabelele 9.6 și 9.7, introduse în programul „diag2.m” (Anexa 41) s-au obținut diagramele spațiale de variație a amplitudinilor în funcție de turațiile și vitezele de avans utilizate pentru fiecare tip de așchiere, iar prin succesiunea de instrucțiuni: „figure; plot(xi,yi,'r');” urmată de „hold on; plot(xi,yi,'k');” s-au trasat curbele de variație amplitudine–turații, specifice celor două tipuri de așchiere, pe aceeași diagramă pentru fiecare viteză de avans. Acest algoritm a fost utilizat și în cazul reprezentărilor forței axiale, a momentului și vitezei unghiulare. Diagramele aferente obținute sunt prezentate în Anexa 42.

În figura 9.24.a (fig.A.42.2 din Anexa 42) este prezentată diagrama spațială a amplitudinilor maxime în cazul așchierii obișnuite, în figura 9.24.b (fig.A.42.3 din Anexa 42) diagrama spațială a amplitudinilor maxime în cazul așchierii cu vibroșocuri, iar în figura 9.24. c (fig.A.42.7 din Anexa 42) și figura 9.24.d (fig.A.42.8 din Anexa 42) diagramele plane pentru vitezele de avans de 6 respectiv 8 [mm/min]. Aceste diagrame au fost trasate pe baza datelor achiziționate cu accelerometrul fixat pe arborele dispozitivului vibropercutant.

În figura 9.25.a (fig.A.42.9 din Anexa 42) este prezentată diagrama spațială a amplitudinilor maxime în cazul așchierii obișnuite, în figura 9.25.b (fig.A.42.10 din Anexa 42) diagrama spațială a amplitudinilor maxime în cazul așchierii cu vibroșocuri, în figura 9.25. c (fig.A.42.14 din Anexa 42) și figura 9.25.d (fig.A.42.15 din Anexa 42) diagramele plane pentru vitezele de avans de 6 respectiv 8 [mm/min]. În acest caz accelerometrul a fost fixat pe universalul rigidizat cu suportii 28 (fig.9.1).

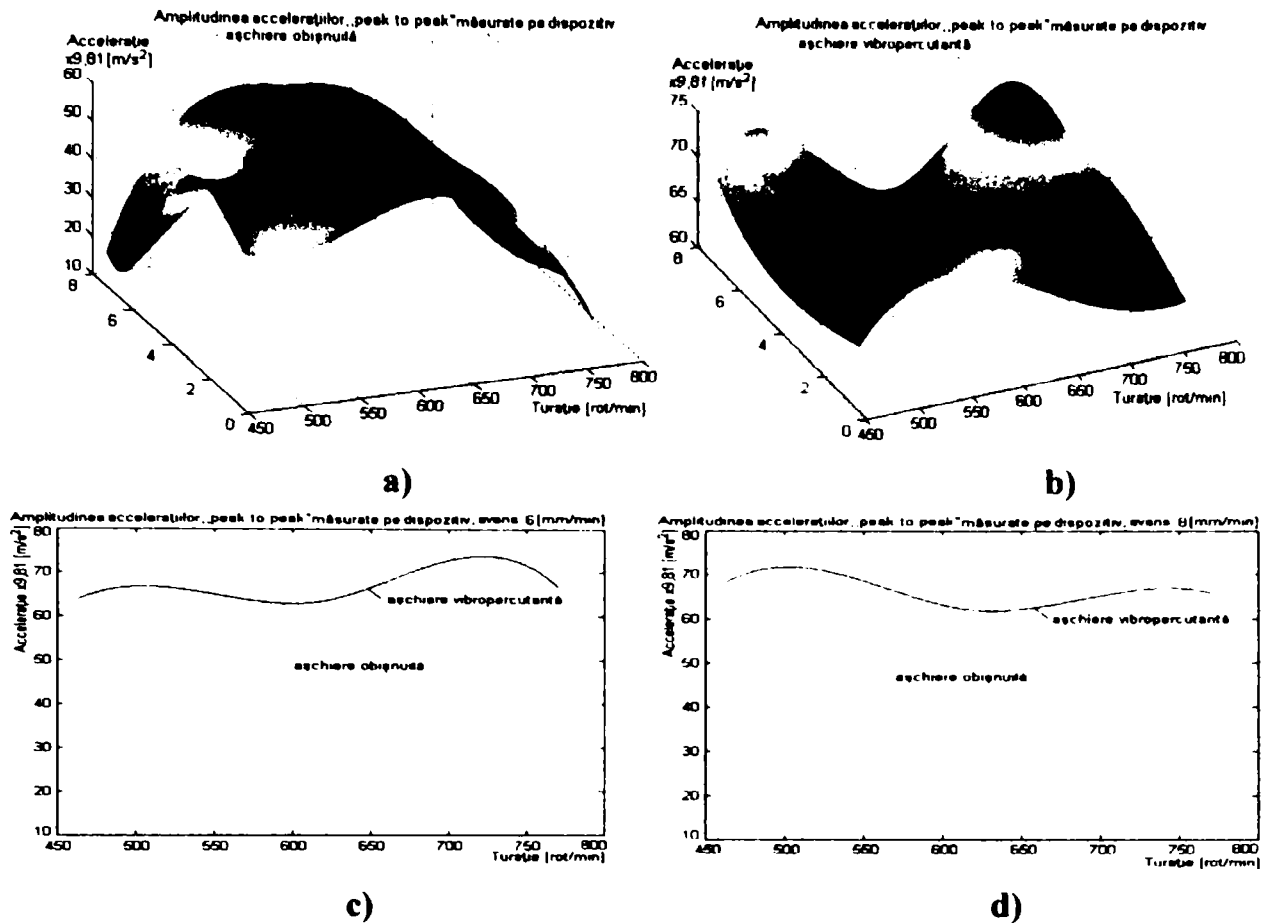


Fig. 9.24. Diagramele de variație a amplitudinilor maxime ale accelerațiilor măsurate cu accelerometrul fixat pe arborele dispozitivului vibropercutant.

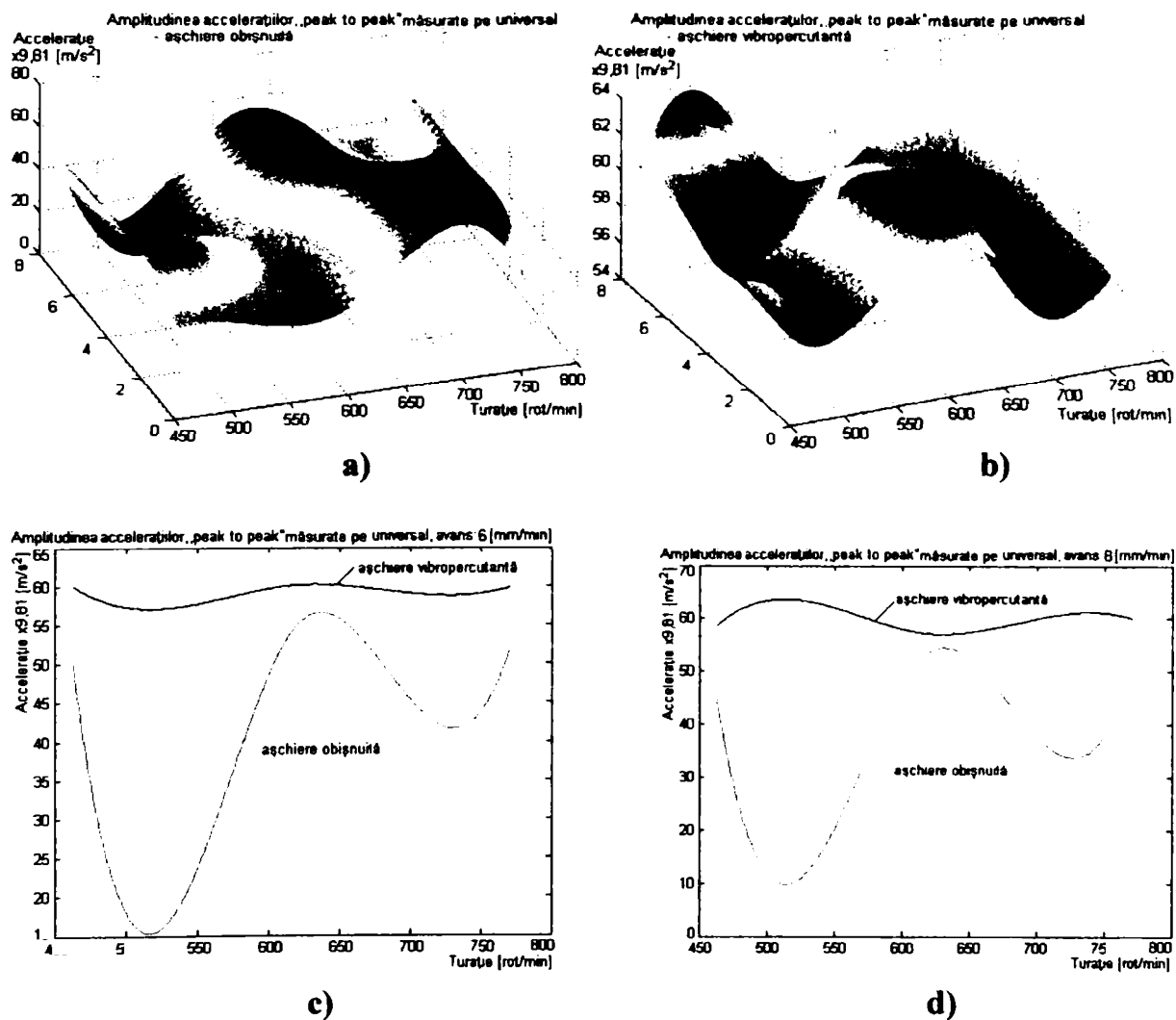


Fig. 9.25. Diagramele de variație a amplitudinilor maxime ale accelerațiilor măsurate cu accelerometrul fixat pe universal.



Din analiza curbelor de variație a amplitudinilor maxime, în cazul măsurătorilor cu accelerometrul fixat pe arborele dispozitivului s-a constatat:

- la așchiera obișnuită:
    - au loc variații mari ale curbei în funcție de turația utilizată, deși sursa de vibrații este numai procesul de așchiere;
    - maximele curbelor se situează în gama de turații  $600 \div 700$  [rot/min], ceea ce arată că procesul de așchiere cu viteze de așchiere ( $16,5 \div 18$  m/min) corespunzătoare acestor turații, generează în sistem forțe de așchiere mai mari, respectiv vibrații mai mari care se transmit de la burghiu spre arborele mașinii, decât la turațiile mai mari de  $700$  [rot/min];
    - vitezele de avans mici ( $1 \div 4$  mm/min) a determinat pe curbe puncte de minim în zona turațiilor  $475 \div 550$  [rot/min], iar în zona vitezelor de avans mari ( $6 \div 8$  mm/min) punctele de minim dispar și apar numai zone de maxim ale curbelor care sunt deplasate spre zona turațiilor mici;
    - punctele de maxim ale acestor curbe sunt situate sub minimul curbelor de funcționare în regim vibropercutat cu  $5 \div 6 \cdot g$  în zona vitezelor de avans mari (fig.9.24.c și d) și aproape de  $10 \cdot g$  în zona vitezelor de avans mici (fig. A.42.4 ÷ A.42.6. din Anexa 42);
  - la așchiera vibropercutantă:
    - pe domeniul turațiilor utilizate curbele de variație a amplitudinilor accelerațiilor prezintă puncte de maxim și minim;
    - curbele sunt situate deasupra curbelor care reprezintă funcționarea în regim de așchiere obișnuită;
    - diferențele dintre punctele de maxim și minim sunt mici, înregistrând valori mai mari la viteza de avans de  $6$  [mm/min] (fig.9.24.c);
    - la viteze de avans mici punctele de maxim sunt prezente în zona turațiilor  $500 \div 600$  [rot/min] (fig. A.42.4 ÷ A.42.6), iar la viteze de avans mai ridicate ( $6 \div 8$  mm/min) (fig.9.24.c și d); curbele de variație prezintă două zone de maxim una în domeniul turațiilor  $475 \div 520$  [rot/min] și o zonă în domeniul turațiilor  $700 \div 750$  [rot/min], după care curba prezintă o descreștere spre turația maximă utilizată ( $771$  rot/min);
- Analizând curbele de variație a amplitudinilor maxime ale accelerațiilor în situația în care accelerometrul a fost prins pe universal (fig.A.42.9 ÷ A.42.15 din Anexa 42) s-a constatat:
- la așchiera obișnuită:
    - curbele de variație a amplitudinilor prezintă două zone de maxim și una de minim, o zonă de maxim în domeniul turațiilor  $450 \div 500$  [rot/min] și alta în domeniul turațiilor  $700 \div 750$  [rot/min];
    - în domeniul de turațiilor  $700 \div 750$  [rot/min] și la vitezele de avans  $1 \div 4$  [mm/min] maximul curbelor depășește curbele de la așchiera vibropercutantă, ajungând aproape de valorile maxime ale acesteia, lucru posibil datorită autovibrațiilor prezente în procesul de așchiere obișnuit;
    - odată cu creșterea vitezei de avans  $6 \div 8$  [mm/min] se observă că are loc o schimbare a alurei curbelor în sensul prezenței a două puncte de minim ( $500 \div 550$



rot/min și  $700 \div 750$  rot/min), puncte în care așchieria se desfășoară cu amortizări, și a unui punct de maxim ( $600 \div 650$  rot/min), iar curbele de variație ale amplitudinilor sunt așezate sub curbele de variație ale amplitudinilor de la așchieria vibropercutantă, având punctele de maxim apropiate de curbele așchierii vibropercutante;

- la așchieria vibropercutantă:

- variația curbelor în acest caz nu prezintă salturi mari între valorile de minim și maxim, valori mai mari înregistrându-se în domeniul turațiilor  $575 \div 620$  [rot/min] și la viteze de avans  $1 \div 4$  [mm/min], iar la viteze de avans mai ridicate ( $6 \div 8$  mm/min) (fig.9.25.c și d) curbele sunt, pentru o valoare medie, aproape constante, ceea ce arată că la aceste viteze de avans și în acest punct de măsurare a accelerațiilor, turațiile au o importanță mai mică în alegerea regimurilor de lucru.

Comparând amplitudinile maxime ale accelerațiilor măsurate în cele trei puncte în cazul așchierii vibropercutante cu regimul de lucru cel mai intens, cele mai mari valori ale amplitudinilor s-au înregistrat în cazul măsurării cu accelerometrul fixat pe arborele dispozitivului, apoi la nivelul universalului și cele mai scăzute la nivelul pinolei mașinii. Această distribuție a transducerii accelerațiilor confirmă că la nivelul rulmenților dispozitivului vibropercutant au loc amortizările preconizate la proiectare.

Reprezentarea variației valorilor maxime ale forței axiale în cazul așchierii obișnuite ale eșantioanelor de cupru în funcție de turațiile și vitezele de avans utilizate și în cazul așchierii vibropercutante sunt reprezentate în figura 9.26.a (fig.A.42.16 din Anexa 42) pentru primul caz și în figura 9.26.b (fig.A.42.17 din Anexa 42) pentru al doilea caz, iar în figura 9.26. c (fig.A.42.21 din Anexa 42) și figura 9.26.d (fig.A.42.22 din Anexa 42) diagramele plane pentru vitezele de avans de 6 respectiv 8 [mm/min].

Variațiile momentelor maxime în condițiile așchierii obișnuite la aceleași regimuri de așchiere sunt reprezentate în figura 9.27.a (fig.A.42.23 din Anexa 42) și în condițiile așchierii vibropercutante în figura 9.27.b (fig.A.42.24 din Anexa 42), iar în figura 9.27. c (fig.A.42.28 din Anexa 42) și figura 9.27.d (fig.A.42.29 din Anexa 42) diagramele plane pentru vitezele de avans de 6 respectiv 8 [mm/min].

Analiza acțiunii forței axiale la prelucrarea vibropercutantă s-a efectuat din considerentul că pe timpul desfășurării procesului de așchiere în acest caz viteza de așchiere ia valori nule (burghiul se oprește), iar viteza de avans rămâne constantă, ceea ce poate duce la depășirea solicitării admise la flambaj a burghiului și evident la ruperea acestuia. Această observație a constituit și ea un criteriu de alegere a vitezelor de avans utilizate în cadrul experimentelor.

Analizând evoluția forței axiale maxime la regimurile de așchiere utilizate, din reprezentările făcute în diagramele din figurile A.42.18÷A.42.22 din Anexa 42 se poate constata că:

a). – variațiile amplitudinii forței axiale prezintă în ambele cazuri de așchiere curbe cu puncte de maxim și minim, cu valori semnificative între aceste puncte;

b). – în general curbele de variație a forței axiale în cazul așchierii vibropercutante se găsesc sub curbele de variație a forței axiale din cazul așchierii obișnuite, excepție făcând regimurile de așchiere cu viteza de avans de 6[mm/min] și

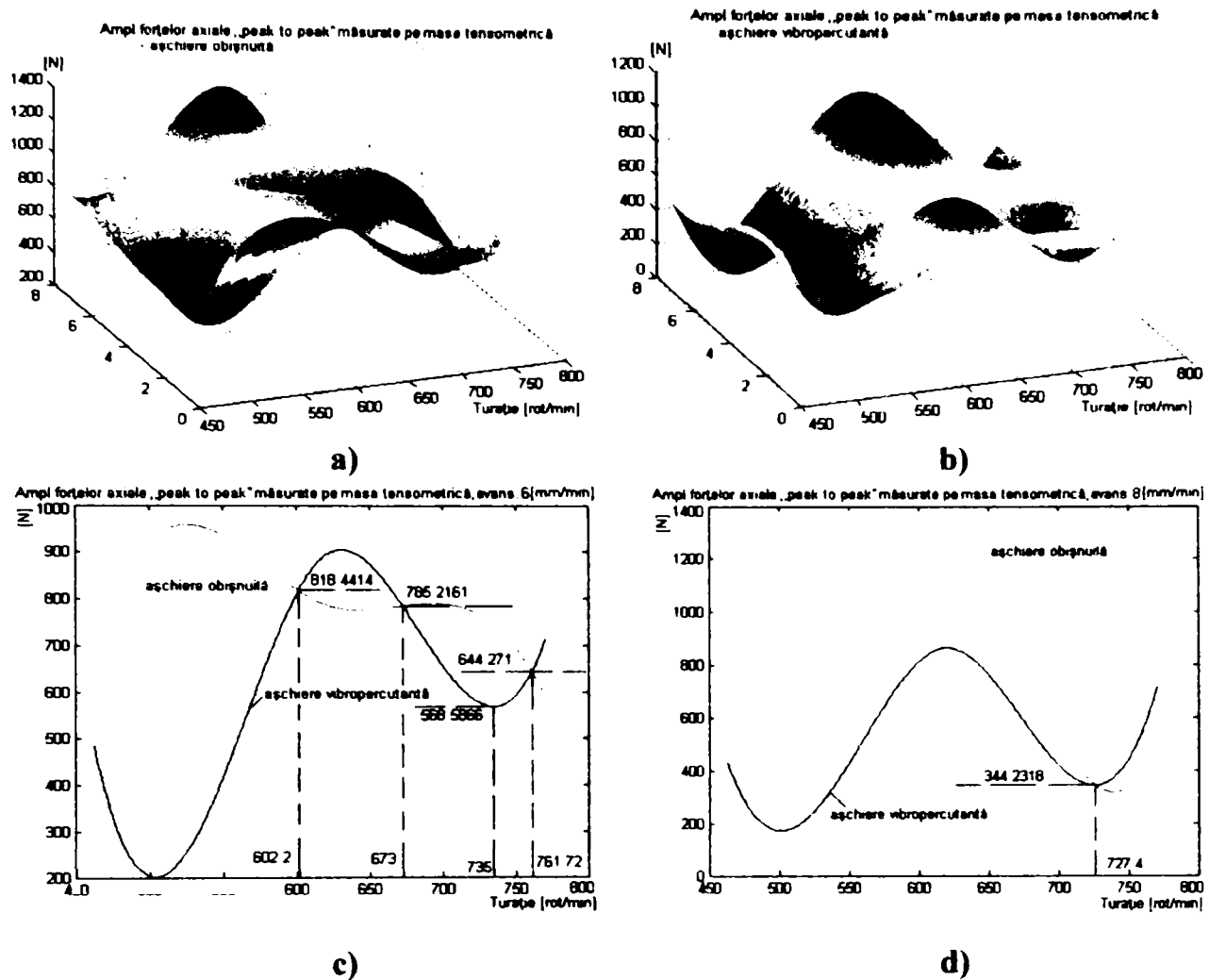


Fig. 9.26. Diagramme de variație a amplitudinilor maxime ale forțelor axiale.

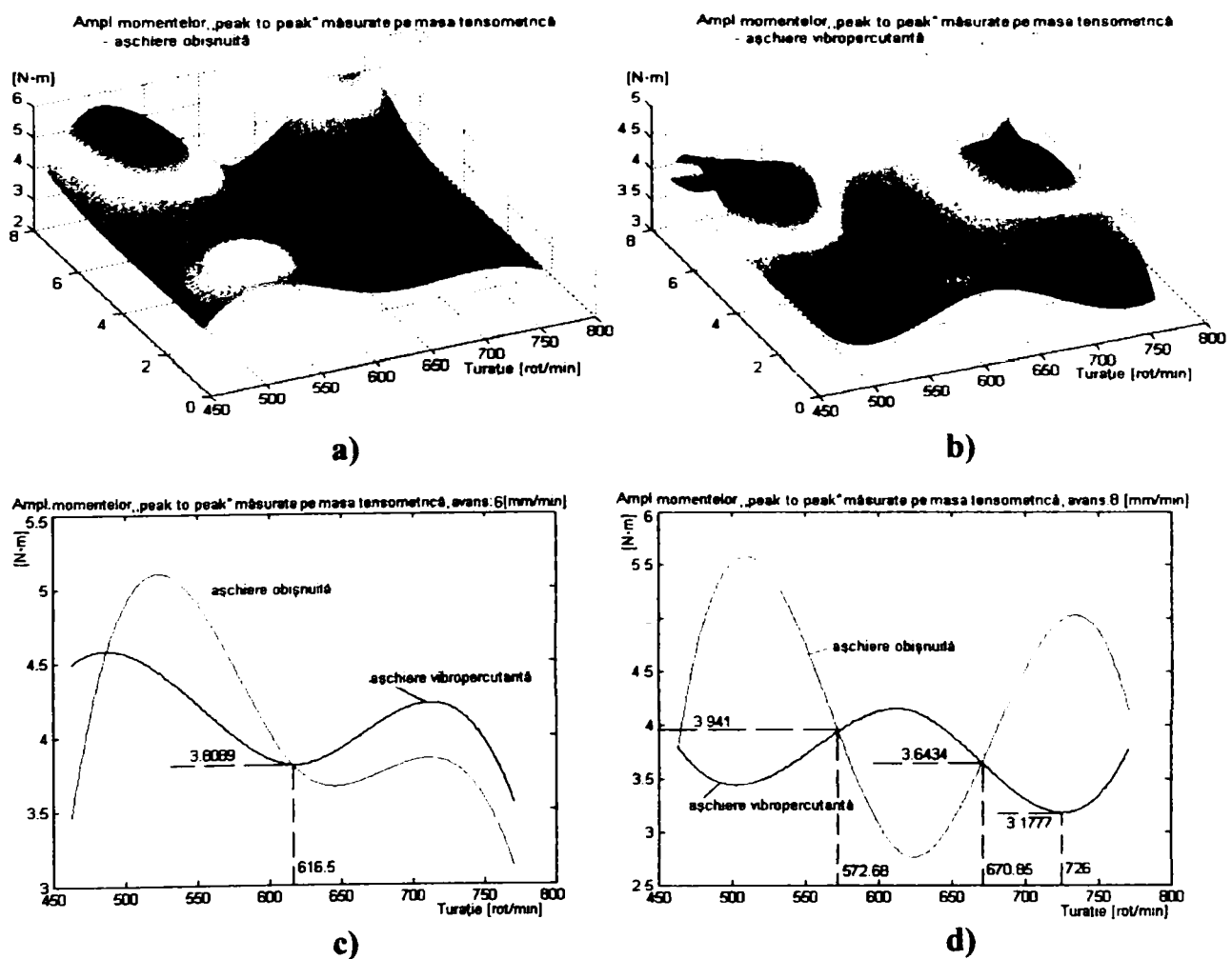


Fig. 9.27. Diagramme de variație a amplitudinilor maxime ale momentelor.

turații cuprinse între 602,2 și 673 [rot/min], situație prezentată în figura 9.26.c;

c). – în domeniul turațiilor și vitezelor de avans mici se înregistrează o apropiere a celor două curbe, chiar cu intersecții;

d). – în domeniul turațiilor 600÷762 [rot/min] și a vitezelor de avans de 6÷8[mm/min] curbele de variație a forței axiale ale așchierii vibropercutante sunt apropiate ca valori de curbele care reprezintă cazul așchierii obișnuite, iar pentru unele cazuri egale (punctele de intersecții, fig.9.26.c și d);

e). – regimul de așchiere vibropercutant cel mai indicat din punctul de vedere al forței axiale și al productivității prelucrării este dat de minimul curbei așchierii vibropercutante, respectiv turația 727,4 [rot/min] și viteza de avans 8[mm/min], punct de minim care coincide cu punctul de intersecție al celor două curbe (fig.9.26.d)

f). – trebuie de remarcat faptul că regimul optim de așchiere vibropercutant s-a obținut pe baza aproximării cu funcția „spline”, valoarea turației optime situându-se între două valori testate în experiment.

În cazul operației de găurire, momentul la găurire prin forța tangențială, este principalul factor care influențează formarea și degajarea așchiilor, factori care la rândul lor influențează calitatea suprafețelor prelucrate. Urmărind curbele de variație a momentului maxim în cele două cazuri de prelucrare se poate constata că:

a). – în cazul prelucrării obișnuite valorile maxime apar la turații mici la toate vitezele de avans utilizate, iar la turațiile mari curba este descendentă pentru viteze de avans mici și cu puncte de maxim și zone descendente pentru celelalte valori ale vitezei de avans;

b). – în cazul prelucrării în regim vibropercutant curbele de variație a momentelor maxime la turații mici și viteze de avans mici sunt sub curbele din cazul așchierii obișnuite prezentând puncte de minim, iar în domeniul turațiilor mari, în funcție de vitezele de avans prezintă puncte de minim și maxim situate deasupra curbelor așchierii obișnuite sau sub acestea după caz;

c). – o evoluție a variației momentului maxim în funcție de turațiile utilizate la așchieria vibropercutantă este prezentată pentru viteza de avans 8[mm/min] în figura 9.27.d, unde punctele de minim și maxim, pentru turații apropiate, se găsesc în opoziție cu punctele de minim și maxim al curbei așchierii obișnuite;

d). – evoluția variației momentului maxim la viteza de avans 8[mm/min] în cazul așchierii vibropercutante poate fi explicată prin urmărirea primului punct de minim al curbei caracteristice în funcție de turație și avans, care odată cu creșterea turației și vitezei de avans se deplasează spre dreapta, când se ajunge la situația din figura 9.27.d;

e). – variația momentului pentru o anumită viteză de avans, respectiv pentru o anumită grosime de așchiat (pentru așchieria ortogonală  $a=u$ ) este în legătură directă cu energia specifică de așchiere pentru situația dată (regimul de așchiere considerat), lucru de altfel pus în evidență și de testul de așchiabilitate (subcap.7. 3.3.1, fig.7.12 );

f). – comparația dintre evoluția momentului de așchiere și evoluția energiei specifice de așchiere s-a făcut pentru regimul de așchiere specificat în figura 9.27.c, când se constată că variația curbei momentului de așchiere este aproape identică cu cea a variației energiei specifice de așchiere (fig. 7.12), respectiv punctele de maxim și minim ale curbelor la vitezele de așchiere considerate (după calcularea vitezei la

turațiile considerate din fig.9.27.c) aproape coincid ca valoare. Exemplu pentru punctul de minim al energiei specifice înregistrat la o viteză de așchiere de 15[m/min] în diagrama momentului la turația de 616,5 [rot/min] corespunzătoare punctului de minim valoarea vitezei de așchiere este de 15,494[m/min], la fel se poate exemplifica și pentru punctul de maxim, la viteza de așchiere de 18 [m/min] pe diagrama energiei specifice îi corespunde maximul în diagrama momentului pentru turația de 725[rot/min], respectiv viteza de așchiere de 18,221[m/min].

Din analiza forței axiale și a momentului la așchiera vibropercutantă se poate utiliza dispozitivul vibropercutant în regimul de așchiere cel mai intens experimentat, deoarece așa cum arată diagramele din figurile 9.26.d și 9.27.d valorile acestora sunt în apropierea valorilor regimurilor de la așchiera obișnuită, iar punctele de minim ale curbelor caracteristice pentru acest caz sunt la turație (viteză de așchiere) apropiată de turația maximă experimentată.

Alt parametru care s-a urmărit la funcționarea dispozitivului vibropercutant în timpul funcționării a fost evoluția valorilor vitezelor unghiulare pentru a face aprecieri asupra mărimii unghiului de rotație  $\varphi_{rot}$  a burghiului în urma percuțiilor primite, unghi de rotație care este utilizat la determinarea productivității operației de așchiere cu vibroșocuri (relația 7.2).

Variația vitezelor unghiulare maxime în cazul celor două prelucrări pentru primele trei turații sunt prezentate în figura 9.28.a (fig.A.42.30 din Anexa 42) pentru așchiera obișnuită și 9.28.b (fig.A.42.31 din Anexa 42) pentru așchiera vibropercutantă, iar curbele caracteristice pentru cele cinci viteze de avans în figurile

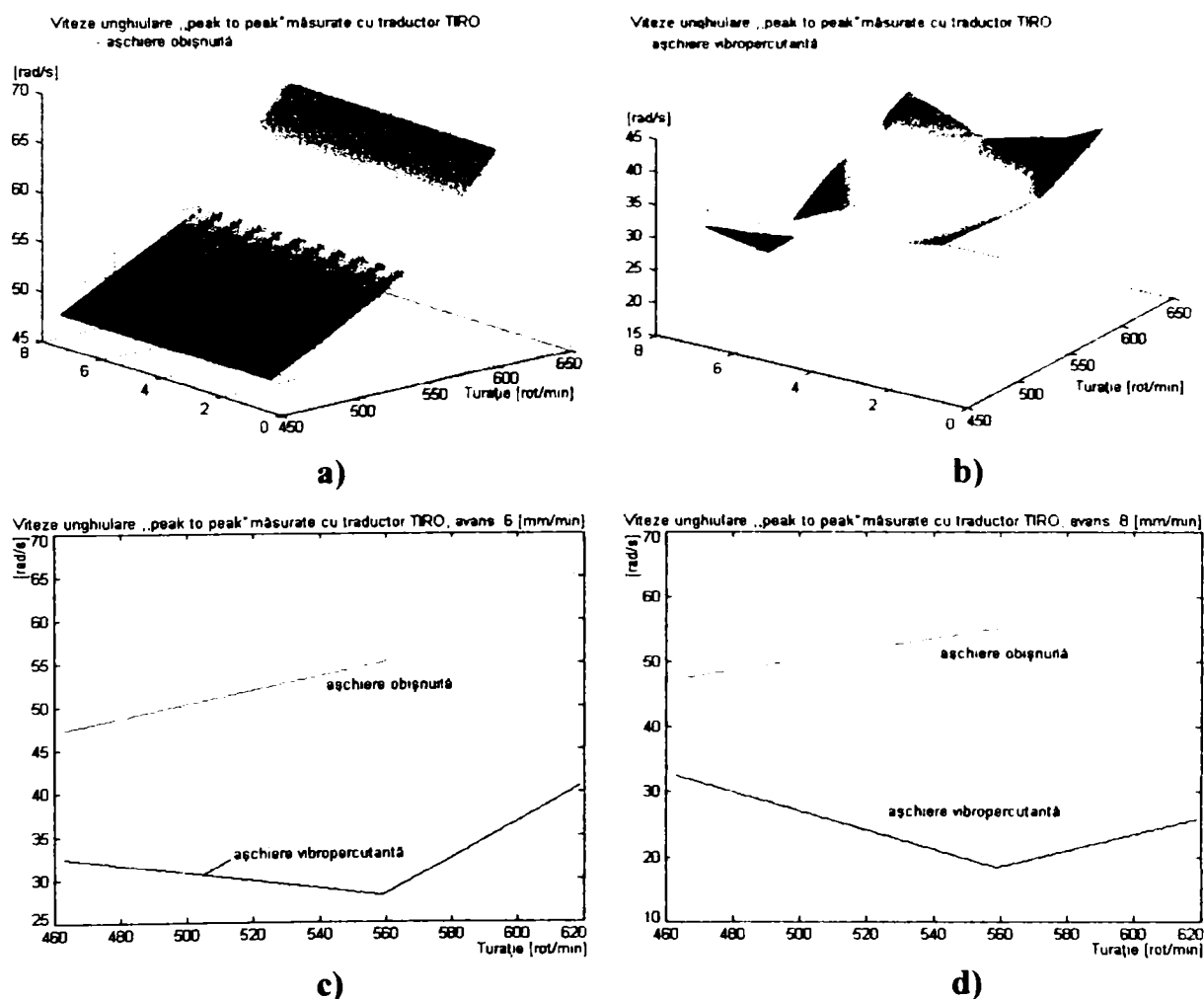


Fig. 9.28. Diagramele de variație a amplitudinilor maxime ale vitezelor unghiulare.



A.42.32÷A.42.36 din Anexa 42. În figura 9.28.c s-a prezentat curbele caracteristice ale variației vitezelor unghiulare pentru viteza de avans de 6[mm/min], iar în figura 9.28.d curbele pentru viteza de avans de 8[mm/min].

În cazul așchierii obișnuite curbele de variație a vitezelor unghiulare sunt liniar crescătoare cu pantă diferită (tangentă) pe primul interval de turații (463÷559 rot/min) față de al doilea interval de turații (559÷619rot/min). Turația de 559[rot/min] constituind punctul unghiular al curbei. Curba caracteristică în acest caz rămâne constant crescătoare indiferent de viteza de avans datorită continuității vitezei de așchiere și acelei de avans.

În cazul așchierii vibropercutante punctul unghiular al curbei caracteristice de evoluție a vitezei de așchiere se transformă într-un punct de minim, pe primul interval de turații pentru toate vitezele de avans curba este liniar descrescătoare, iar pe al doilea liniar crescătoare. Acest lucru se întâmplă datorită faptului că viteza de așchiere nu mai este constantă, ea variază de la o valoare maximă la zero, adică în timp are loc amortizarea acesteia, amortizare influențată foarte mult de starea materialului de așchiat, respectiv stadiul formării așchiei după prima percuție (starea de ecruisare). La turația maximă se constată că prin creșterea vitezei de avans valoarea vitezei unghiulare scade (fig.9.28.d) cu excepția vitezei de avans de 6[mm/min] când viteza unghiulară este mai mare ceea ce recomandă utilizarea acestui regim de așchiere din punctul de vedere al productivității prelucrării.

Dacă se face o corelație între mărimea vitezei unghiulare în cazul așchierii vibropercutante (fig.9.28.c) și energia specifică de așchiere (fig. 7.12) pentru primele trei turații, se poate afirma că cele două mărimi sunt invers proporționale, adică la creșterea energiei specifice viteza unghiulară a burghiului scade deoarece această viteză este obținută ca efect al unei percuții după care apare amortizarea până la o nouă percuție. Amortizarea vitezei unghiulare a burghiului este legată de starea de ecruisare a materialului, adică după prima percuție amortizarea vitezei se va face într-un timp mai îndelugat, la a doua percuție burghiul întâlnește un material care a suferit deja o deformare, material cu un anumit grad de ecruisare, situație care duce la creșterea forțelor de așchiere și implicit la scurtarea timpului de amortizare a vitezei unghiulare. Interacțiunea dintre materialul de prelucrat și sculă este mult mai complexă, amortizările care au loc nu sunt liniare, ele depinzând foarte mult de starea materialului, stare care va contribui la creșterea sau la scurtarea timpului de amortizare, respectiv la variația unghiului de rotație ( $\varphi_{rot}$ ) a burghiului în funcție de viteza unghiulară.

Datorită depășirii domeniului de măsură a traductorului TIRO pentru regimul de așchiere cu productivitatea cea mai mare nu s-a efectuat înregistrări ale variației de viteză unghiulară și din acest motiv nu s-a efectuat nici exprimarea variației unghiului de rotație ( $\varphi_{rot}$ ).

În urma analizei variației valorilor maxime a parametrilor măsurați la funcționarea dispozitivului în regim vibropercutant accelerații, forță axială, moment de așchiere și viteză unghiulară, s-a confirmat faptul că dispozitivul poate funcționa la regimurile de așchiere testate fără ca nivelul șocurilor să afecteze buna funcționare a mașinii-unelte și a sculei (burghiului).

Întrucât măsurarea „peak to peak” indică nivelul șocurilor la un moment dat și nu dă informații asupra fenomenului global, în cazul vibrațiilor complexe, cum sunt cele de tipul vibroșocurilor, pentru urmărirea desfășurării fenomenului în timp se recomandă [17] măsurarea valorii eficace prin calculul rădăcinii mediei pătratice (RMS) [102] a semnalului achiziționat (acclerației), deoarece după cum se știe [17] vibrații de frecvențe înalte (10 kHz) cu amplitudinea accelerațiilor de 100g produc deplasări de 0,25 [ $\mu\text{m}$ ], iar vibrații cu frecvența de 10 Hz produc deplasări de ordinul milimetrilor fiind cu mult mai distructive.

Valoarea eficace este dată de relația [17]:

$$x_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x^2(t) dt}, \quad (9.16)$$

relație care ține seama de desfășurarea în timp a vibrației. Vibrația crescând odată cu creșterea energiei acesteia, fiind o măsură pentru capacitatea distructivă a acesteia.

Având în vedere această observație a fost necesară și o verificare a funcționării dispozitivului vibropercutant din punctul de vedere al spectrului de frecvențe înregistrat în timp.

Analiza frecvențelor în timp, aplicând Transformata Fourier Rapidă (FFT) semnalului achiziționat prin intermediul accelerometrului și pentru calcularea valorii rădăcinii mediei pătratice (RMS), s-a efectuat cu ajutorul unui program „RMS\_fft3.m” scris sub mediul Matlab (Anexa 44), program care utilizează fișierele cu date achiziționate la măsurarea accelerațiilor.

Programul „RMS\_fft3.m” sub mediul Matlab calculează valoarea rădăcinii mediei pătratice a semnalului achiziționat corespunzător unei turații a arborelui principal al mașinii-unelte. Calculul numeric al valorii rms a semnalului înregistrat pentru regimurile de așchiere experimentate și cunoscând intervalul de timp aferent unei turații s-a efectuat utilizând relația:

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N y^2}{N}} \quad (9.17)$$

unde

y – semnalul achiziționat;

N – numărul de eșantioane achiziționate în timpul unei rotații pe care se aplică efectuarea calcului RMS.

Relația (9.17) transpusă în programul „RMS\_fft3.m” este de forma:

$$y_{1\_rms} = \text{sqrt}(\text{sum}(y_1.^2) / \text{length}(y_1)) \quad (9.18)$$

Pentru reducerea volumului de calcul și a reprezentărilor prin diagrame a rezultatelor obținute, programul „RMS\_fft3.m” a fost structurat astfel:

- citește fișierul cu datele achiziționate, introduce baza de timp pentru calculul fft printr-o fereastră de dialog, fereastră prin care se poate programa începutul intervalului de timp a citirii semnalelor aferente unei turații și a numărului de semnale



achiziționate care să acopere durata unei rotații, afișează partea de semnal indicată din tot semnalul achiziționat, calculează RMS cu relația (9.18) al părții de semnal considerat, afișează rezultatul pe monitor, calculează transformata Fourier pentru numărul de valori indicate pentru reprezentarea spectrului de putere, afișează diagrama spectrului de frecvențe a semnalului inițial, împarte spectrul de frecvențe în zece domenii, calculează FFT pe cele zece intervale stabilite, aplică inversa transformatei fiecărui interval pentru obținerea formei semnalului în fiecare bandă de frecvență, calculează rms pentru fiecare interval de frecvență, afișează diagramele cu semnalele reconstituite pe intervale de frecvențe și în final afișează pe aceeași diagramă valorile rms corespunzătoare celor zece intervale de frecvențe.

Având în vedere criteriile de alegere a accelerometrului, valoarea maximă a frecvenței care poate să apară în sistem a fost stabilită la 10000 [Hz], domeniul frecvențelor a fost împărțit în zece intervale egale de 1000[Hz], intervale cărora li s-au aplicat analiza fft și rms.

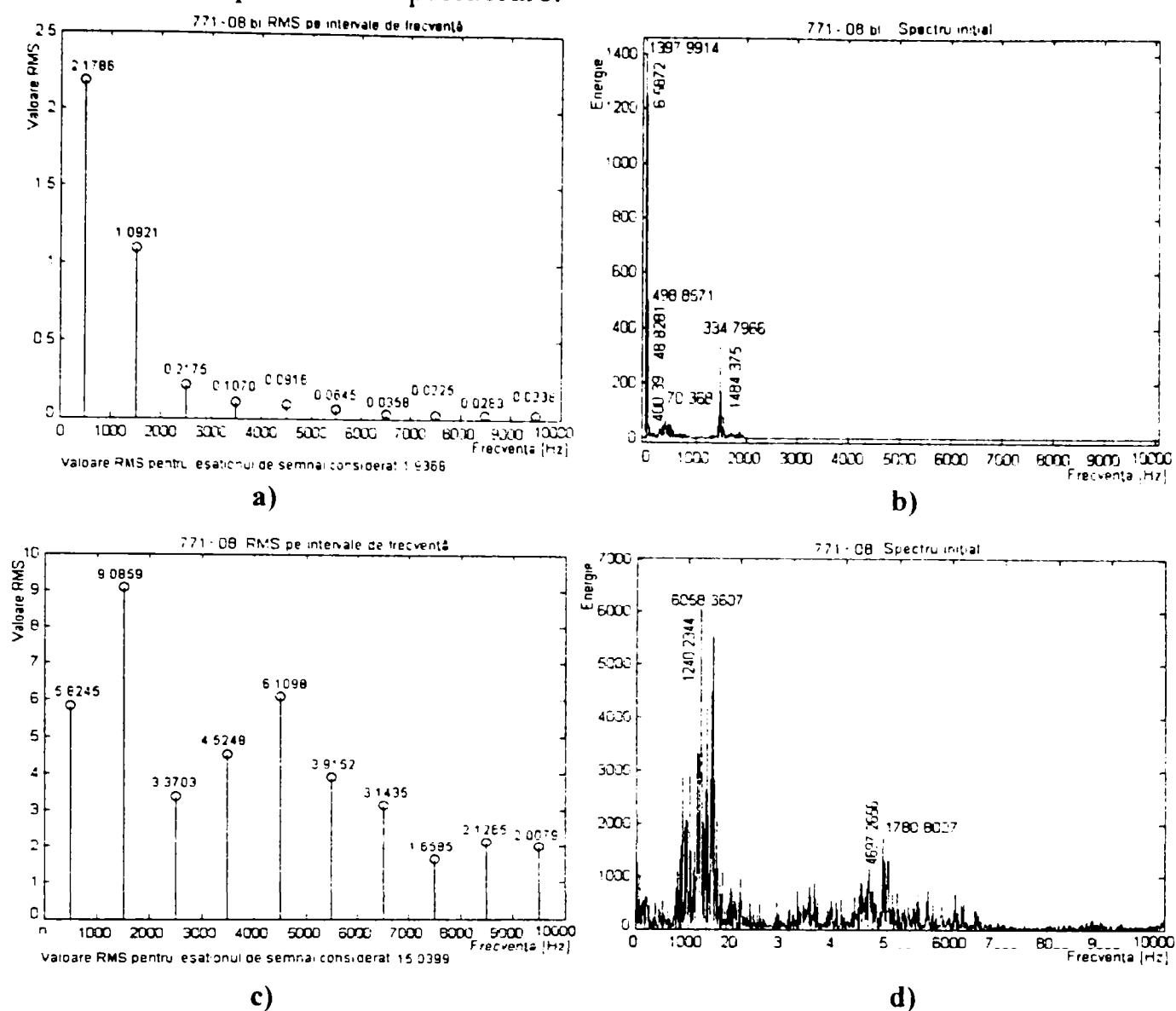
Programul „RMS\_fft3.m” a fost aplicat fișierelor înregistrate la analiza accelerațiilor în cele trei puncte de măsurare în condițiile așchierii obișnuite și așchierii vibropercutante. În aplicație s-a avut în vedere criteriul de productivitate și economie a timpului de lucru, aplicând programul doar pentru turațiile 686 și 771[rot/min], respectiv vitezele de avans 4, 6 și 8[mm/min]. Timpul de start pentru analiza semnalelor este cel stabilit în diagramele accelerațiilor, prin citirea valorilor x al „Marker 1” corespunzătoare regimurilor analizate din Anexele 28, 29 și 30.

Diagramele RMS și a spectrelor frecvențelor corespunzătoare vibrațiilor în regim de așchiere obișnuită și regim vibropercutant, respectiv a regimurilor de așchiere considerate mai sus, sunt prezentate în Anexa 43. Diagramele semnalelor reconstituite pe cele zece domenii nu s-au mai reținut, deoarece s-a considerat că ele nu sunt semnificative pentru stabilirea modului de funcționare a dispozitivului, ele reprezentând de fapt semnalul analizat filtrat cu filtru trece bandă pe cele zece intervale și o verificare a funcționării programului.

Spectrul frecvențelor și calculul valorii RMS în cazul achiziției semnalului pe arborele dispozitivului vibropercutant pentru regimurile de așchiere considerate sunt prezentate în figurile A.43.1.1.1 ÷ A.43.1.5.2 din Anexa 43. Din analiza acestor diagrame s-a constatat că la așchiera obișnuită la frecvențe joase (până la 1000 Hz) semnalul analizat are energia cea mai mare, iar valorile RMS scad aproape exponențial cu creșterea frecvenței indiferent de turație și viteza de avans. În figura 9.29.a și 9.29.b (fig.A.43.1.5.1 din Anexa 43.) sunt prezentate diagrama valorilor RMS, respectiv spectrul frecvențelor corespunzătoare la segmentul de semnal achiziționat pe durata unei rotații la regimul de așchiere de 771[rot/min], respectiv viteza de avans 8[mm/min]. Valorile mai mari ale rms se înregistrează la turația de 686 [rot/min] și viteze de avans mici. Pe măsura creșterii turației de lucru și a vitezelor de avans scad valorile RMS, lucru demonstrat de urmărirea valorilor RMS indicate sub diagramele care reprezintă valorile rms pe intervale de frecvențe. Din compararea mărimii energiei frecvenței din același domeniu cu valoarea RMS corespunzătoare cu acel domeniu s-a constatat că la valoarea maximă a energiei îi corespunde în același domeniu de frecvență valoarea maximă a RMS.

La creșterea turației de lucru în cazul așchierii obișnuite se observă că la

frecvențe cuprinse între 1400÷1550 [Hz] s-au înregistrat tendințe de apariție a autovibrațiilor, însă de energie mai mică decât energia frecvenței de bază, situație care nu afectează procesul de prelucrare.



**Fig. 9.29. Diagrame RMS și a spectrelor de frecvențe la așchieria obișnuită și vibropercutantă înregistrate pe arborele dispozitivului.**

În cazul așchierii vibropercutante valorile maxime ale RMS și energiei spectrului sunt cantonate în domeniul frecvențelor de 1000÷2000 [Hz] indiferent de regimul de așchiere supus analizei (figurile A.43.1.1.2, A.43.1.2.2, A.43.1.3.2, A.43.1.4.2, A.43.1.5.2 din Anexa 43). Diagrama valorilor RMS, respectiv a spectrului frecvențelor corespunzătoare segmentului de semnal achiziționat pe durata unei turații la regimul de așchiere vibropercutant cu 771[rot/min], respectiv viteza de avans 8[mm/min] sunt prezentate în figura 9.29.c și d (fig.A.43.1.5.2, Anexa 43).

Odată cu creșterea vitezei de avans se observă scăderea energiei spectrului de frecvență, iar valoarea maximă a RMS în domeniul frecvenței de energie maximă scade ușor cu creșterea vitezei de avans. De asemenea trebuie de observat că și în cazul așchierii vibropercutante are loc apariția autovibrațiilor, prin înregistrarea unor purtătoare cu maxime de energie în domeniul de frecvență de 4000÷5000[Hz], dar și în acest caz valoarea maximă a energiei este mult sub nivelulul frecvenței de lucru.

Din analiza diagramelor spectrale în cazul prelucrării în regim vibropercutant se mai poate constata că în domeniul frecvențelor joase (0÷1000 Hz) valoarea

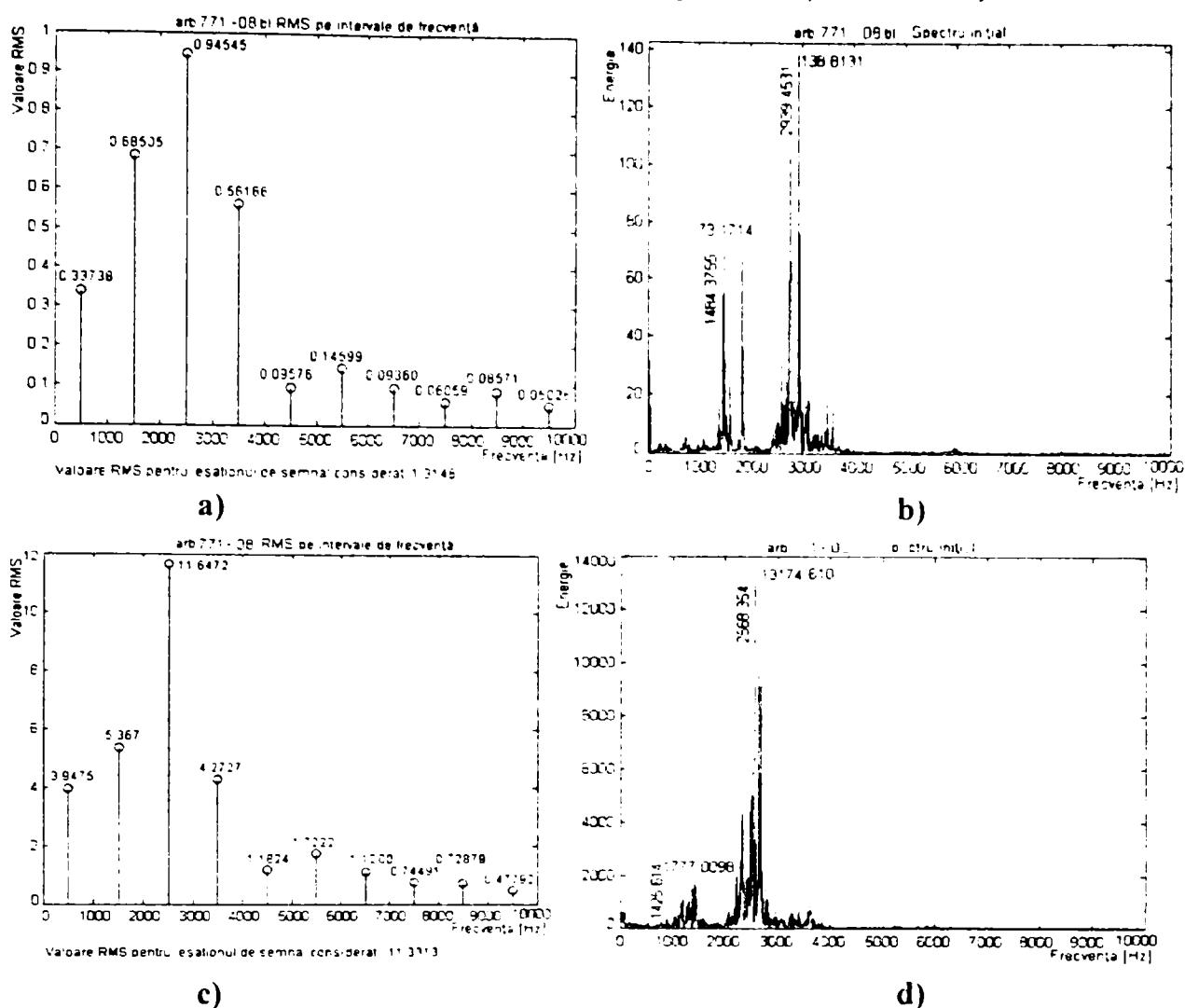
energiei frecvenței nu depășește valoarea energiei frecvenței din cazul așchierii obișnuite, ceea ce ne conduce la concluzia că în urma introducerii vibroșocurilor în procesul așchierii prin găurire cu ajutorul dispozitivului proiectat, în timpul funcționării acestuia nu iau naștere în sistem frecvențe cu caracter distructiv.

Diagramele RMS și a spectrelor de frecvență aferente măsurătorilor cu accelerometrul fixat pe pinola mașinii-unelte sunt prezentate în figurile A.43.2.1.1÷A.43.2.5.2 din Anexa 43. Din analiza diagramelor în ambele cazuri de așchiere s-a constatat că asupra fenomenelor vibratorii intervin și alți factori de influență decât cei introduși datorită funcționării dispozitivului. Acest lucru se observă mai ales în cazul așchierii obișnuite când maximele valorilor RMS, deși mici, sunt în banda de frecvență mijlocie (2000÷3000 Hz), pe când în cazul precedent era în banda joasă (0÷1000 Hz), situație care se menține pentru toate turațiile utilizate în cadrul experimentelor. În cazul așchierii vibropercutante de asemenea s-a constatat că frecvențele cu energia spectrală cea mai mare se găsește în banda de frecvență mijlocie (2000÷3000 Hz) și că în benzile de frecvențe inferioare sunt înregistrate vibrații cu frecvențe de energie ceva mai mică decât cele din benzile mijlocii, observație care arată că și în acest caz modul de vibrație propriu al completului arbore al mașinii-unelte influențează modul de transmitere al vibrațiilor în întregul sistem al mașinii-unelte.

În figura 9.30.a și b (fig.A.43.2.5.1 din Anexa 43.) sunt prezentate diagrama valorilor rms, respectiv spectrul frecvențelor corespunzătoare la segmentul de semnal achiziționat pe durata unei rotații în cazul așchierii obișnuite cu regimul de așchiere de 771[rot/min], respectiv viteza de avans 8[mm/min], iar în figura 9.30.c și d (fig.A.43.2.5.1 din Anexa 43.) diagrama valorilor RMS, respectiv a spectrului frecvențelor corespunzătoare așchierii vibropercutante pentru aceleași condiții arătate mai sus.

Din analiza valorilor efective (RMS) ale frecvențelor corespunzătoare segmentului de semnal analizat, s-a constatat că acestea sunt sub nivelul valorilor măsurate pe arborele dispozitivului (valorile indicate sub diagrama RMS) în ambele cazuri, atât la așchieria obișnuită cât și la cea vibropercutantă. Analizând situația sub aspectul benzilor de frecvență s-a constatat că în cazul prelucrării obișnuite frecvențele din banda joasă care aveau energie mare în cazul măsurării pe arborele dispozitivului nu se transmit spre arborele mașinii, fiind prezente în acest caz frecvențe cu energie maximă în banda mijlocie (2000÷3000 Hz). În cazul așchierii vibropercutante s-a constatat că valoarea maximă a energiei frecvențelor din banda joasă este mai mică decât cele înregistrate în aceeași bandă pe arborele dispozitivului, iar în cazul regimului de așchiere cel mai intens în banda de frecvențe mijlocie s-a înregistrat valoarea maximă a energiei superioare celei de la nivelul arborelui dispozitivului, dar ca valoare eficace (RMS) a întregului segment al semnalului corespunzător turației considerate rămâne sub nivelul celei înregistrate pe arborele dispozitivului. Valoarea maximă a energiei (13174,610) frecvenței de 2568,354 Hz poate explicată prin apariția fenomenului de rezonanță, fenomen singular deoarece așa cum arată valoarea rms aportul energetic al acesteia nu duce la depășirea valorii rms înregistrate la nivelul arborelui dispozitivului. Din această observație se poate

desprinde concluzia că există puține elemente constructive, sau chiar numai unul, care vibrează cu frecvență de rezonanță. Întrucât frecvența este în banda mijlocie deplasarea provocată este mică, fără influențe asupra funcționării mașinii-unelte.



**Fig. 9.30. Diagrame RMS și a spectrelor de frecvențe la așchieria obișnuită și vibropercutantă înregistrate pe pinola mașinii-unelte.**

În urma analizei diagramei RMS rezultate la înregistrarea semnalului cu accelerometrul fixat pe pinola mașinii s-a constatat că spre arborele mașinii se transmit vibrații cu frecvențe ridicate (în benzile mijlocii), iar cele de frecvențe joase sunt amortizate de elementele constructive ale dispozitivului vibropercutant (rulmenți speciali) și ale arborelui mașinii-unelte, lucru observat și la așchieria obișnuită când sursa de vibrații este numai procesul de găurire deși valorile RMS sunt mai mici.

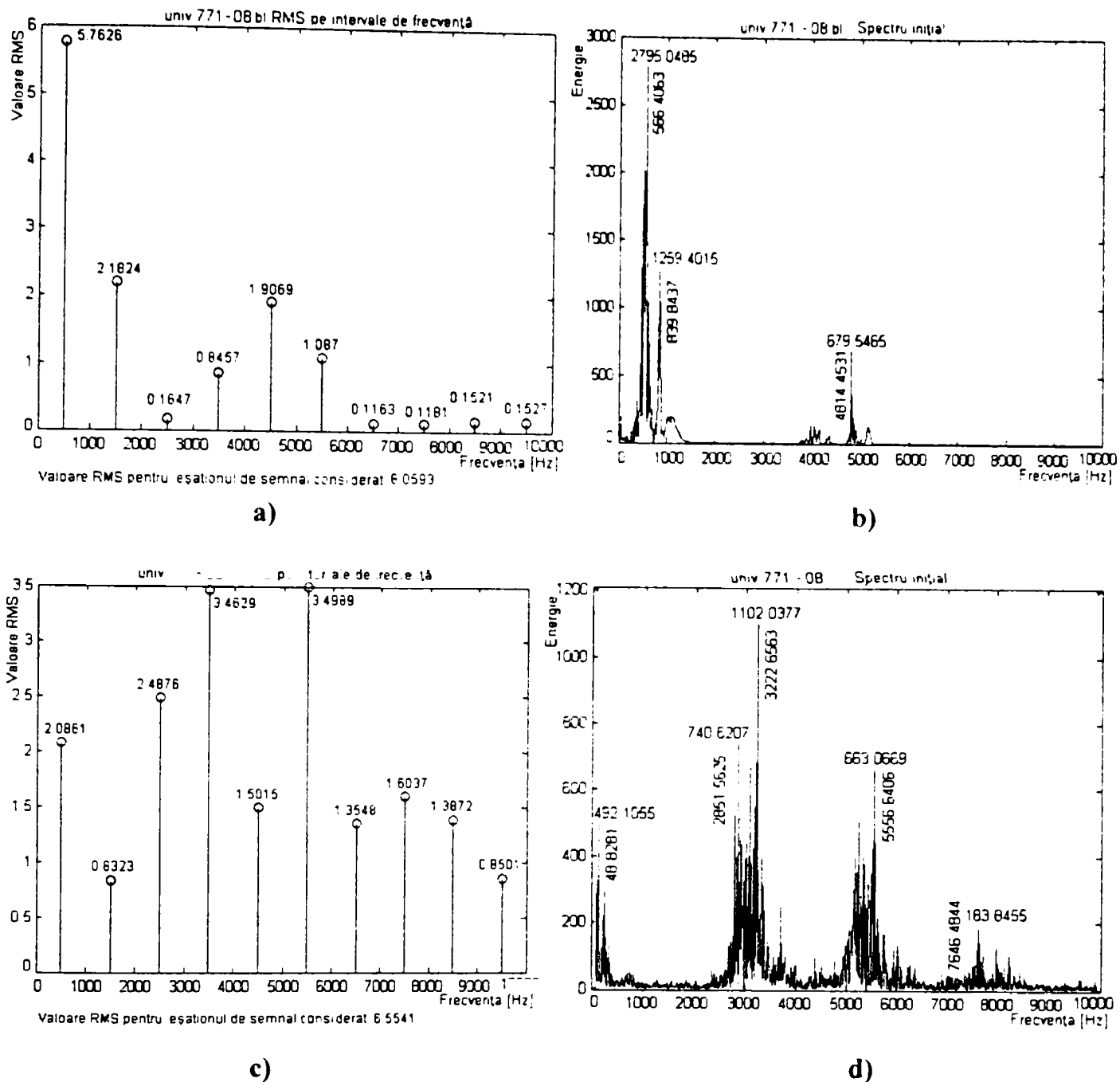
Diagramele RMS și a spectrelor de frecvențe corespunzătoare accelerațiilor înregistrate cu accelerometrul fixat pe unul din bacurile universalului, trasate în aceleași condiții ca cele cu achiziționarea semnalului pe arborele dispozitivului, sunt prezentate în Anexa 43 figurile A.43.3.1.1÷A.43.3.5.2.

Din analiza valorilor RMS (scrise sub diagrame) corespunzătoare segmentului de semnal pentru o turație, în cazul așchierii obișnuite s-a constatat că o dată cu creșterea turației cresc valorile rms, iar pentru aceeași turație la viteze de avans crescătoare s-a înregistrat o tendință de descreștere. În cazul așchierii vibropercutante s-a constatat că la creșterea turației scade ușor valoarea rms, iar în funcție de viteza de avans la fiecare turație s-au înregistrat fluctuații nesemnificative.

Diagramele RMS și a spectrelor de frecvență pentru turația 771[rot/min] și



viteza de avans 8[m/min] în cazul așchierii obișnuite sunt prezentate în figura 9.31.a și respectiv 9.31.b (fig. A.43.3.5.1 din Anexa 43), iar pentru așchieria vibropercutantă în figura 9.31.c și respectiv 9.31.d (fig. A.43.3.5.2 din Anexa 43).



**Fig. 9.31. Diagrame RMS și a spectrelor de frecvențe la așchieria obișnuită și înregistrate pe unul din bacurile universalului.**

Analiza valorilor RMS, luând în considerare benzile de frecvență, la așchieria obișnuită arată că în general la toate regimurile de așchiere frecvențele joase au energia cea mai mare, iar în benzile mijlocii și înalte se manifestă descreșteri aproape exponențiale. Nu același lucru se petrece la așchieria vibropercutantă, când s-a înregistrat o creștere semnificativă a valorilor RMS în benzile de frecvență mijlocii și înalte, comparativ cu așchieria obișnuită, iar cele de frecvență joasă sunt de valori inferioare celor de la așchieria obișnuită.

Fenomenele înregistrate la așchieria vibropercutantă pot fi explicate pe două căi și anume:

a) – punctul de măsurare a accelerațiilor fiind pe universal, semnalul receptat este un semnal complex rezultat din combinarea a două surse de vibrații care se

suprapun: o sursă constituită de procesul de așchiere în care burghiul este elementul principal care determină modul de vibrație și altă sursă sunt șocurile introduse de dispozitivul vibropercutant care se suprapun peste prima sursă, din compunerea cărora pot rezulta vibrații cu frecvențe a căror energie să fie amortizată sau a căror energie să fie amplificată prin fenomenul de rezonanță, rezultând în final spectrele de frecvență arătate în diagramele rms influențate de regimurile de așchiere specifice;

b) – prin modul de funcționare a dispozitivului vibropercutant.

Datorită faptului că materialul de așchiat (Cu OFHC) este un material cu proprietăți elasto-plastice, el va amortiza vibrațiile de energie mare, transformând energia acestora în căldură în procesul de formare și desprindere a așchiilor, lucru favorizat de faptul că în timpul percuției burghiului primește șocuri de energie mare sub efectul cărora așchiază, energie consumată de procesul de așchiere, legând astfel procesul de așchiere de frecvența șocurilor apărute în sistem, frecvență dată de numărul protuberanțelor camei arborelui dispozitivului vibropercutant și turația de lucru a arborelui mașinii. Frecvența șocurilor în cazul regimurilor de așchiere experimentate rămâne, indiferent de turație, în banda de frecvențe joasă, lucru care conduce la concluzia că energia frecvențelor din această bandă a fost consumată în parte de procesul de așchiere.

Acest lucru s-a confirmat din compararea valorilor RMS în banda de frecvență joasă la același regim de așchiere înregistrate în punctele de măsură considerate, constatându-se că la nivelul arborelui dispozitivului s-au înregistrat cele mai mari valori rms, urmând în scădere la nivelul pinolei și cu scăderi semnificative, aproape la jumătate la nivelul universalului.

Pe de altă parte viteza de așchiere devine nulă după consumarea energiei până la următoarea percuție, dar în acest timp viteza de avans se menține constantă, ceea ce determină menținerea burghiului în contact pretensionat cu materialul de așchiat, transformând practic sistemul: arborele dispozitivului vibropercutant-burghiu-piesă de prelucrat într-un solid continuu, favorabil transmiterii vibrațiilor cu frecvențe înalte. Concomitent, în acest timp, au loc și percuții de energie mult mai mică asupra arborelui dispozitivului ca urmare a mișcărilor secundare a percutorilor de depășire a protuberanțelor camei, introducându-se în sistem și în acest timp vibroșocuri de natură complexă cu frecvențe în benzi mai ridicate, frecvențe care se regăsesc în benzile de frecvență de la 2000 la 10000 [Hz], cu valori rms mai ridicate în benzile de 3000÷6000[Hz]. În urma comparării valorilor RMS din diagramele înregistrate în aceleași condiții de lucru în cele trei puncte de măsurare, pentru benzile de frecvență mijlocii și înalte s-a constatat și în acest caz că valorile RMS cele mai înalte s-au înregistrat la nivelul arborelui dispozitivului vibropercutant, mai scăzute la nivelul pinolei, iar la nivelul universalului și mai scăzute, lucru explicabil prin faptul că în cazul vibrațiilor de frecvență înaltă o mare influență în transmisibilitatea acestora o are natura materialului solidului prin coeficientul de amortizare. În cazul studiat cuprul OFHC având proprietăți elasto-plastice este evident că și coeficientul de amortizare va fi mai mare decât al oțelurilor utilizate pentru confecționarea burghiului și a elementelor constructive ale dispozitivului vibropercutant.

Analiza spectrelor de frecvență și a valorilor lor eficace arată că și din acest punct de vedere funcționarea dispozitivului la regimurile de așchiere considerate nu



introduce în sistemul de prelucrare vibrații și șocuri care ar putea periclita prelucrarea și funcționarea mașinii-unelte în regim de așchiere vibropercutantă.

### 9.4.3. Concluzii

În urma analizei modului de funcționare a dispozitivului vibropercutant prin testării la diferite regimuri de lucru și măsurătorile efectuate se pot concluziona următoarele:

a) – cu dispozitivul proiectat se pot introduce vibroșocuri în procesul de așchiere prin găurire a cuprului OFHC pe mașina-unelte aleasă, fără a periclita buna funcționare a mașinii și a procesului de așchiere;

b) – metodele de analiză și măsurare au pus în evidență că regimurile de așchiere utilizate au fost bine alese;

c) – dispozitivul vibropercutant poate fi îmbunătățit prin introducerea unor materiale cu o capacitate mai mare de amortizare a transmiterii vibroșocurilor spre pinola mașinii-unelte prin reproiectarea suportilor lagărelor (bucșe din fontă cu grafit lamelar);

d) – achiziția digitală a semnalelor propusă de autor a permis aplicarea unor metode avansate de analiză a influențelor diferiților parametri (acelerații, forța de așchiere axială și moment de așchiere) asupra funcționării dispozitivului cum sunt: utilizarea calculatorului, a unor programe specializate pentru stabilirea valorilor și trasarea diagramelor pentru parametrii vizati;

e) – în cazul analizei unor semnale complexe cum sunt vibroșocurile, utilizarea unei singure metode de apreciere (analiza „peak to peak”) nu este suficientă, fiind necesară și o analiză din punctul de vedere al spectrelor frecvențelor, pentru stabilirea unor valori eficiente ale energiei acestora (RMS);

f) – trasarea curbelor de variație a valorilor „peak to peak” aplicată de autor pentru fiecare parametru urmărit prin utilizarea funcției „spline” din mediul Matlab permite găsirea celui mai optim regim de lucru pentru acel parametru (exemplu valoare minimă a amplitudinii maxime pentru cel mai intens regim de lucru);

g) – din analiza diagramelor accelerațiilor înregistrate în cele trei puncte de măsurare, prelucrarea prin găurire obișnuită a cuprului OFHC este însoțită de vibrații, iar prelucrarea cu vibropercuții este însoțită de fenomene mult mai complexe: vibroșocuri și amortizări, fenomene care se produc în perioade de timp foarte scurte ( $0.06479 \div 0.03891$  secunde, tab.9.2);

h) – în urma analizei funcționării dispozitivului vibropercutant s-a constatat că există situații în care prin alegerea unor regimuri de așchiere neadecvate acesta să nu funcționeze în regim vibropercutant (blocare a percutorilor pe camă, sau depășirea impulsului pentru care a fost proiectat), situații prezentate în subcapitolul 9.4.1;

i) – pentru evitarea situațiilor de nefuncționare a dispozitivului în regim vibropercutant a fost necesară elaborarea unui studiu practic de măsurare în condiții reale a parametrilor caracteristici regimurilor de așchiere vibropercutantă, studiu prezentat în acest capitol;

j) – necesitatea achiziționării unor traductori cu performanțe tehnice superioare pentru măsurarea vitezelor unghiulare pentru stabilirea tuturor datelor experimentate.

## 9.5. Influența aplicării vibropercuțiilor asupra calității suprafețelor

Problematica obținerii unor suprafețe de o anumită calitate la prelucrările prin așchiere, prescrisă de proiectanți, este în prezent subiect de cercetare [92] în mai multe direcții. Preocupările de cercetare în domeniu s-ar putea împărți în două mari direcții și anume:

a) – prima direcție care cuprinde cercetări privind factorii care influențează calitatea suprafețelor prelucrate prin așchiere și anume:

- cercetări în domeniul re-evaluării mecanicii așchierii ortogonale, utilizând noi teoreme ca „teorema majorantului” [3], care arată că formarea așchiei are loc ciclic și poate fi cuantificată într-un semnal de frecvență egală cu frecvența de formare a așchiei ca urmare a variațiilor vitezelor de deformare a materialului de așchiat și implicit a forțelor de așchiere, teorie pusă în evidență prin metode moderne de investigare: achiziția și prelucrarea semnalului pe calculator cu ajutorul Transformatei Rapide Fourier, analiza microstructurii materialului așchiilor cu ajutorul imaginilor preluate de la microscop pe calculator utilizând sisteme video adecvate, măsurarea microdurităților cu ajutorul microscopului;

- analiza formării așchiilor prin modelul așchierii oblice și extinderea modelului de la operațiile de strunjire la alte operații de așchiere ca frezarea cu freze cilindrice cu vârf sferic [6], studiul comportamentului metalului în timpul așchierii prin punerea în evidență a stării de tensiuni din materialul de așchiat, așchie și din stratul așchiat [57], studii privind controlul și dirijarea formării așchiilor în procesul de așchiere în vederea creșterii productivității operațiilor de așchiere, a îmbunătățirii calității suprafețelor și creșterii durabilității sculelor așchietoare [120];

- cercetarea cu metoda elementului finit a procesului de așchiere [31, 88, 95, 96] ținând seama de factorii de influență doriți a fi scoși în evidență ca: influența geometriei sculei, influențele deformațiilor elasto-plastice în zona de așchiere, influențele proprietăților materialului așchiat asupra formării așchiilor, curgerea așchiilor pe suprafața de degajare a sculei, etc. Aplicarea metodei cu element finit prezintă un mare avantaj al cercetării în acest domeniu, creându-se programe speciale în acest sens [128], cu ajutorul cărora se pot simula procese de așchiere de strunjire, frezare, găurire, etc. În urma simulării se pot stabili cele mai avantajoase regimuri de așchiere pentru o situație dată;

- studiul uzurii și metode automate de punere în evidență a acesteia ca factor de influență a calității suprafeței și decizie de scoatere a sculelor din așchiere [50, 51];

- studiul unor noi procedee de prelucrare prin așchiere care să ajute la îmbunătățirea calității suprafețelor [58, 59, 86];

- influențele și analiza vibrațiilor în procesele de așchiere ca factor de influență a calității suprafețelor prelucrate prin așchiere [1, 56, 104];

b) – a doua direcție de cercetare, cea care privește topografia reală și profilul rugozimetric real al suprafeței, parametri care de obicei sunt greu de obținut. Din punctul de vedere al analizei și măsurărilor topografiei suprafețelor pieselor prelucrate cercetările sunt canalizate în mai multe direcții cum sunt:

- perfecționarea metodelor de măsurare clasice prin implementarea noilor

mijloace de achiziție digitală și prelucrare a semnalelor cu ajutorul tehnicii de calcul cum sunt înlocuirea palpatoarelor cu dispozitive non-contact de tipul senzorilor optici și utilizarea convertoarelor analog/digital care permit prelucrarea datelor pe calculator într-un timp scurt [94];

- utilizarea unor similitudini în tratarea microgeometriei suprafețelor tehnice cu topografia suprafețelor în sistem 3D din alte domenii cum sunt cele din domeniul GIS (Geographical Information Systems) cu specificarea diferențelor de rigoare [90], având în comun analiza imaginilor digitale 3D de înaltă rezoluție, sau aplicarea tehnicilor de măsurare a rugozităților și direcționalității texturii suprafețelor în alte domenii [61];

- aplicarea unor metode mai rapide de măsurare în cazul profilometrelor prin înlocuirea traiectoriei liniare cu măsurarea pe o traiectorie spirală [73], sau aplicarea metodelor de etalonare de la măsurarea clasică mecanică și optică (cu rugozimetre și reflectometre) la etalonarea microscopelor optice utilizând distribuția Gauss în analiza imaginii atât pentru etaloane cât și pentru imaginile suprafețelor măsurate [91], datele fiind prelucrate pe calculator cu ajutorul unor programe specializate;

- aplicarea unor metode de separare a undulațiilor de microgeometria asperităților pentru suprafețele în 3D utilizând filtrele de regresie Gauss cu ajutorul tehnicii de calcul [105] în vederea determinării mai precise a profilului rugozimetric și eliminarea erorilor date de undulații;

- introducerea unor metode combinate de măsurare și supraveghere a rugozității pieselor și a uzurii sculelor în cadrul sistemelor automate de producție [19, 39] de tipul: mașinilor-unelte CNC, sistemelor flexibile de fabricație (SFF) și de producție (SFP), CIM (fabricație integrate cu ajutorul calculatorului), etc;

- analiza și caracterizarea nanosuprafețelor [26];

- măsurarea și analiza rugozității pe baza imaginii suprafeței este din ce în ce mai utilizată, metoda prezentând avantajul unei măsurări fără contact [19], metodă care se poate implementa ușor în sistemele automate de producție și control al calității suprafețelor. Din punctul de vedere al tratării și analizei imaginilor cu mijloacele matematice (teorii matematice) și tehnice (achiziția imaginii, calculator, programe adecvate analizei imaginilor), pentru obținerea caracteristicilor imaginilor s-au conturat două direcții de cercetare, respectiv:

- o direcție care are la bază considerentul că imaginea digitală este un semnal temporal și poate fi tratată utilizând funcțiile FFT [1, 61], wavelet (undășoare) [121] pentru analiza tridimensională a rugozității în vederea reprezentării separate a undulațiilor față de asperitățile aceleiași suprafețe, transformări wavelet normalizate în frecvență (FNWT) [16] pentru reprezentarea texturii suprafeței în frecvență-spațiu utilizând analiza nuanțelor de gri în funcție de înălțimea asperităților: vârfurile vor fi reprezentate de pixeli de culoare deschisă iar adânciturile de culoare gri închis până la negru, caracterizarea rugozității suprafețelor utilizând funcții wavelet spline biortogonale (B-Spline) [106] cu ajutorul cărora se realizează filtre ale topografiei suprafeței care în final se utilizează la separarea undulației suprafeței de reprezentarea rugozității suprafeței respective;

- o altă direcție de analiză și interpretare a imaginilor achiziționate ca semnale digitale este analiza fractală. Fractalii au fost definiți de către Mandelbrot în

1970 și în lucrarea „Geometria fractală a naturii” 1982, făcând obiectul multor studii și cercetări în domeniul matematicii și al modelării semnalelor [75]. În domeniul analizei imaginilor fractalii oferă o alternativă la descrierea euclidiană a obiectelor cuprinse în imagine. O tratare exhaustivă a noțiunilor de bază despre fractali este dată în lucrarea „Fractali” [75]. Datorită proprietății de auto-similaritate s-au dezvoltat două domenii mari de utilizare a fractalilor, caracterizarea imaginilor prin dimensiunea fractală și compresia de imagini.

Caracterizarea imaginilor prin dimensiunea fractală este domeniul aplicabil în analiza și măsurarea microgeometriei suprafețelor. Un obiect fractal, matematic, este generat în cadrul unui algoritm iterativ, prin copierea de un număr  $N$  de ori a unui obiect redus, la fiecare iterație, cu o anumită scară  $n$ . Obiectul fractal astfel obținut poate fi caracterizat prin dimensiunea fractală (dimensiunea Hausdorff-Besicovitch, exponenți Renyi), și în forma cea mai simplă este definită ca raportul dintre logaritmul lui  $N$  și logaritmul lui  $n$ .

$$D = \frac{\log N}{\log(1/n)} \quad (9.19)$$

Cu ajutorul definiției se pot calcula dimensiunile fractale ale unor obiecte generate matematic precis. Pentru imagini reale însă, în cadrul procesării computerizate, se aplică algoritmi de calcul cum ar fi: metoda numărării casetelor (BC – box counting method) și metoda masei cumulative (CM - cumulative mass method). La ora actuală există o serie de programe comerciale ce utilizează calculul dimensiunii fractale pentru caracterizarea unor obiecte din imagini, ce pot fi folosite în diverse domenii de la biologie, la imaginile unor formațiuni geografice naturale sau artificiale.

Suprafețele prelucrate prin strunjire, frezare, rectificare prezintă o complexitate ridicată atunci când sunt analizate cu ajutorul microscopelor optice, electronice (MET, MEB) sau microscopie utilizând forța atomică (AFM – Atomic Force Microscope) [123]. Suprafețele izotropice (simplu-fractale) prelucrate mecanic, se pot caracteriza prin funcția W-M (Weierstrass-Mandelbrot). Pentru caracterizarea suprafețelor anisotropice lucrarea [123] propune o metodă bazată pe utilizarea algoritmului FFT bidimensional în calculul dimensiunii fractale. Se prezintă deasemenea și un studiu de caz pentru o suprafață rectificată. Funcția W-M este dată de relația [123]:

$$Z(x) = A^{(D-1)} \sum_{n=n_0}^{\infty} \frac{\cos 2\pi\gamma^n \cdot x}{\gamma^{(2-D)n}} \quad (9.20)$$

unde

$Z(x)$  – funcția de înregistrare digitală a profilului suprafeței;

$D$  – dimensiunea fractală a profilului;

$A$  – constanta de scalare;

$\gamma$  - experimental  $\gamma=1,5$  pentru cazul considerat

$n_0$  - parametru corespunzător frecvențelor joase de tăiere determinată de limita domeniului care nu depinde de scalare.

Densitatea spectrală de putere a funcției care este utilă pentru a calcula



parametrii A și D este dată de relația [123]:

$$S(\omega) = \frac{A^{2(D-1)}}{2 \ln \cdot \gamma} \cdot \frac{1}{\omega^{(5-2D)}} \quad (9.21)$$

Această relație indică faptul că densitatea spectrală de putere a funcția W-M este o funcție exponențială, adică există o relație liniară între (S) și ( $\omega$ ) reprezentată grafic în coordonate dublu logaritmice. Metoda de analiză fractală este destul de complicată necesitând un microscop complex specializat și scump.

O altă metodă de utilizare a analizei fractale este metoda combinată wavelet-fractal, prin care semnalul înregistrat este descompus fractal utilizând analiza wavelet a semnalelor digitale.

O definiție matematică mai complexă a dimensiunii fractale a unei suprafețe rugoase folosind funcția Weierstrass-Mandelbrot (W-M) este dată de relația [38]:

$$x(t) = G^{(D_x-1)} \sum_{n=n_1}^{\infty} \frac{\cos 2\pi\gamma^n t}{\gamma^{(2-D_x)n}} \quad (9.22)$$

unde

$x(t)$  – înregistrarea digitală a profilului suprafeței;

$D_x$  – dimensiunea fractală;

G – constanta de scalare;

$\gamma^n$  – modurile de frecvență corespunzătoare lungimii de undă a rugozității,  
 $\gamma^n = 1/\lambda^n$ , experimental  $\gamma=1,5$  pentru cazul considerat [38];

$n_1$  – parametru corespunzător frecvențelor joase de tăiere pentru profilul măsurat, fiind practic o limitare a frecvențelor pentru separarea rugozităților de ondulații.

Densitatea spectrală de putere a funcției  $x(t)$  care leagă parametrii G și  $D_x$  este dată de relația [38]:

$$S(\omega) = \frac{G^{2(D_x-1)}}{2 \ln \cdot \gamma} \cdot \frac{1}{\omega^{(5-2D_x)}}, \quad \gamma^n < \omega < \infty \quad (9.23)$$

Când funcția W-M este corelată cu puterea spectrală a semnalului  $x(t)$ , dimensiunea  $D_x$  este corelată cu panta drepte de aproximare a spectrului în coordonate dublu logaritmice.

Din analiza fractală se observă că un pas foarte important pentru calculul dimensiunii fractale este divizarea imaginii sau a semnalului cu ajutorul unor casete de o anumită scară și numărarea acestora. Aceste operații necesită însă elaborarea unor programe de calculator, scrise în limbaje (C, C++, Visual C, Matlab) compatibile cu softuri capabile pentru prelucrări de imagini și semnale digitale (MATLAB, LabView).

Trebuie de menționat că metodele de analiză și măsurare a rugozității suprafețelor prezentate s-au făcut pe suprafețe exterioare și rezultate în urma unor prelucrări prin așchiere obișnuite.

În cazul prelucrărilor matrialelor metalice cu ajutorul vibroșocurilor, metodele de analiză și măsurare a rugozității suprafețelor nu diferă de cele rezultate la



așchiera obișnuită.

Din punctul de vedere al studiului calității suprafețelor prelucrate cu ajutorul dispozitivului vibropercutant, în acest subcapitol a lucrării autorul se referă la studiul influenței diferitelor regimuri de așchiere, a influenței fragmentării așchiilor și a stratului așchiat asupra rugozității suprafeței prelucrate, în cazul găuririi unui material cu plasticitate ridicată (cupru OFHC).

### 9.5.1. Calitatea suprafețelor prelucrate cu vibroșocuri

Pentru punerea în evidență a diferențelor dintre rugozitatea rezultată în urma prelucrării cu vibroșocuri și rugozitatea la așchiera obișnuită s-au prelucrat prin găurire eșantioane de cupru OFHC (fig. 9.3) atât în regim vibropercutant cât și în regim de așchiere obișnuit cu regimurile de așchiere aplicate și la studiul funcționării dispozitivului vibropercutant (tab. 9.1 subcap. 9.2), în scopul punerii în evidență a celor mai favorabile regimuri de așchiere necesare prelucrării.

Măsurarea rugozităților suprafețelor rezultate în urma prelucrării prin operația de găurire în regim de așchiere obișnuită și regim vibropercutant cu aceleași regimuri de așchiere în ambele situații de așchiere s-a efectuat în Laboratorul de metrologie al S.C. „STIMIN” S.A. din Oradea cu ajutorul unui rugozimetru Taylor Hobson tip Surtronic 2. Datele obținute în urma măsurării rugozităților pentru cele două tipuri de așchiere și regimurile de lucru utilizate sunt trecute în tabelul 9.11.

Tabel 9.11. Valorile rugozităților măsurate la așchiera obișnuită și vibropercutantă.

Nr. crt.	Turație arbore mașină n [rot/min]	Viteza de avans v <sub>s</sub> [m/min]	Rugozitate așchiere obișnuită R <sub>a</sub> [μm]	Rugozitate așchiere vibropercutantă R <sub>a</sub> [μm]
1.	463	1	2,7	0,9
		2	4,6	2,4
		4	3,8	2,6
		6	4,8	0,88
		8	6,4	3,8
2.	559	1	6,2	1,1
		2	3,9	1,2
		4	3,4	1,8
		6	2,6	0,9
		8	5,4	1,1
3.	619	1	1,4	1,2
		2	2,2	0,98
		4	3,8	0,26
		6	3,9	0,56
		8	5,2	3,8
4.	686	1	1,8	1,1
		2	2,78	0,86
		4	3,8	1,3
		6	3,3	0,54
		8	5,6	1,7
5.	771	1	4,4	1,6
		2	4,6	1,3
		4	4,1	0,74
		6	4,5	0,84
		8	4,7	1,4

După cum se știe din literatura de specialitate [76, 80] în cazul așchierii obișnuite și cum s-a arătat și în subcapitolul 5.2 pentru așchiera cu vibrații, avansul sau viteza de avans este parametrul așchierii cel mai important care determină profilul și mărimea rugozității suprafețelor prelucrate prin cele două procedee.

Din analiză datelor din tabelul 9.11 am putea spune că în general la așchiera obișnuită a cuprului OFHC cu vitezele de așchiere date, mărimea rugozității variază aleator în funcție de viteza de avans, dar la viteza de avans cea mai mare și la creșterea vitezelor de așchiere se înregistrează o micșorare a mărimii rugozității.

În ceea ce privește prelucrarea cu vibroșocuri, aprecierile asupra evoluției rugozității numai pe baza datelor din tabel este și mai grea, datorită faptului că numai viteza de avans rămâne constantă iar viteza de așchiere este variabilă în timpul unei rotații de la o valoare maximă la zero. Datorită variației vitezei de așchiere se schimbă condițiile de tăiere a sculei și implicit condițiile de formare a asperităților pe suprafața așchiată, rezultând diferite valori ale înălțimii rugozității pentru fiecare viteză de avans și turație.

Ca apreciere generală, din comparația valorilor rugozității de la așchiera obișnuită cu cele de la așchiera se constată, pe baza datelor din tabelul 9.11, că la așchiera vibropercutantă mărimea rugozității suprafețelor este mai mică decât la prelucrarea suprafețelor prin așchiera obișnuită.

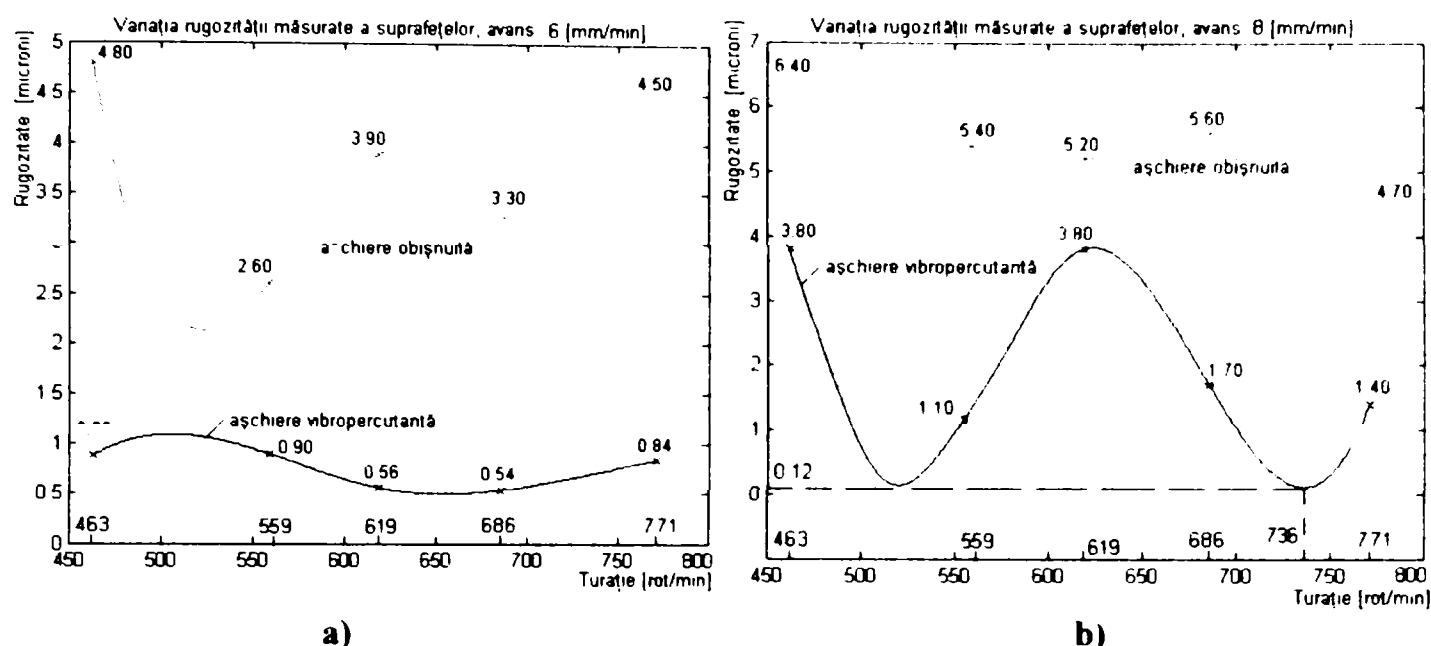
Deorece rugozimetrul utilizat la măsurarea rugozității suprafețelor obținute în urma prelucrărilor, fiind de fabricație mai veche, nu a permis obținerea profilogramelor și nici înregistrarea acestora ca semnal digital, pentru a putea fi prelucrate pe calculator.

Pentru a putea urmări mai ușor evoluția rugozității suprafețelor la diferite regimuri de așchiere în cele două situații de așchiere, obișnuită și vibropercutantă, cu ajutorul mediului de programare MATLAB și utilizând funcția „Spline”, s-a elaborat un program „diag\_Ra\_3.m” prezentat în Anexa 45, pentru trasarea curbelor de variație a rugozității suprafețelor pe baza datelor din tabelul 9.11. Programul „diag\_Ra\_3.m” permite afișarea pe aceeași diagramă a curbelor de variație a rugozității în funcție de turație atât pentru așchiera obișnuită cât și pentru așchiera vibropercutantă. Aceste diagrame de rugozitate au fost trasate pentru fiecare viteză de avans separat și sunt prezentate în figurile A.46.1.1÷A.46.1.5 din Anexa 46.

Analizând curbele de variație a rugozității în funcție de turație în cazul așchierii obișnuite din diagramele prezentate în Anexa 46 se constată că la viteze de avans mici ( $1\div 2$  mm/min) înălțimea rugozității variază mult în funcție de turație (viteze de așchiere), cu tendința de a forma un domeniu de turații ( $600\div 700$  rot/min) în care apare o regiune a curbei cu valorile cele mai mici și apropiate ale rugozității (fig. A.46.1.1 și A.46.1.2 din Anexa 46). Pentru vitezele de avans de 4 și 6 [mm/min] se constată că înălțimea rugozităților ca valoare sunt apropiate cu excepția regimului de așchiere  $v_s=6$  [mm/min] și  $n=559$  [rot/min], când se înregistrează o scădere aproape la jumătate a înălțimii rugozității (fig. A.46.1.3 și A.46.1.4 din Anexa 46). Pe diagrame se observă și în acest caz că există un domeniu de turații ( $600\div 700$  rot/min) unde valorile înălțimii rugozității sunt aproape egale pentru cele două viteze de avansuri. În cazul celei mai mari viteze de avans, valorile înălțimii rugozităților sunt

cele mai mari la turația cea mai mică, ele scad odată cu creșterea turațiilor, dar nu sub nivelul celorlalte viteze de avans [fig.A.46.1.5 din Anexa 46).

În figura 9.32.a și b [fig.A.46.1.4 și A.46.1.4 din Anexa 46) sunt reprezentate diagramele de variație a înălțimii rugozității pentru vitezele de avans de 6 și 8[m/min].



**Fig. 9.32. Diagrame de variație a înălțimii rugozității suprafețelor la prelucrarea prin așchiere obișnuită și vibropercutantă în funcție de turație și viteza de avans.**

Variația aleatoare a înălțimii rugozităților în funcție de turație și viteza de avans pentru cazul așchierii obișnuite se poate pune pe seama condițiilor de așchiere (așchiere fără LUR, prezența vibrațiilor) și a proprietăților cuprului OFHC (material cu plasticitate ridicată și temperatură de topire medie, 1083 °C). Cu excepția vibrațiilor, aceste condiții și proprietăți favorizează formarea tăișului de adaos, tăiș care contribuie la înrăutățirea calității suprafețelor.

Comparând alura curbelor de variație a amplitudinilor accelerațiilor înregistrate pe universal (fig. 9.25.c și d) la așchieria obișnuită cu alura curbelor de variație a rugozității pentru aceleași condiții de așchiere (fig.9.32. a și b) se constată că în porțiunile curbelor cu puncte de maxim al accelerațiilor pe curbele care arată înălțimea rugozităților corespund zone de minim, ceea ce arată că vibrațiile prezente în procesul de așchiere au un efect benefic pentru creșterea calității suprafețelor în condițiile așchierii materialelor cu plasticitate ridicată respectiv a materialelor care în timpul așchierii formează tăiș de adaos. Observația este valabilă și pentru celelalte regimuri de așchiere experimentate și ușor de dedus din figurile A.42.11÷A.42.13 din Anexa 42 și compararea cu figurile A.46.1.1÷A.46.1.3 din Anexa 46..

În cazul așchierii vibropercutate pentru vitezele de avans de 1, 2, și 6[mm/min] variația curbelor înălțimii rugozităților (fig.A.46.1.1, A.46.1.2 și A.46.1.4 din Anexa 46) este mică la creșterea turațiilor, cu tendință de creștere pentru cea mai mică viteză de avans (fig.A.46.1.1) și cu tendință de descreștere pentru celelalte două situații. Pentru vitezele de avans de 4 și 8[mm/min] curbele înălțimii rugozităților prezintă domenii cu puncte de maxim și puncte de minim pentru anumite valori ale turațiilor, dar cu tendința generală de scădere a înălțimii rugozităților odată cu

creșterea turațiilor arborelui mașinii-unelte (fig.A.46.1.3 și A.46.1.5 din Anexa 46).

Comparând alura curbelor rugozităților (fig.A.46.1.1÷ A.46.1.5 din Anexa 46) cu alura curbelor amplitudinilor accelerațiilor înregistrate pe universal (fig.A.42.11÷A.46.15 din Anexa 42), pentru vitezele de avans de 1, 2, și 6[mm/min] se constată că la tendința de creștere a valorilor accelerațiilor are loc pe curbele rugozităților ușoare tendințe de scădere ale valorilor acestora, iar în cazul vitezelor de avans de 4 și 8[mm/min] acest fenomen este mai pregnant, existând pentru anumite valori ale turațiilor puncte de minim și maxim al curbelor rugozității corespunzătoare cu puncte de maxim și minim al curbelor de variație ale accelerațiilor.

Din diagramele rugozităților se poate observa că pentru toate vitezele de avans, curbele care reprezintă variația rugozității în funcție de turații la așchiera vibropercutantă, sunt plasate sub curbele rugozităților aferente așchierii obișnuite. De asemenea se mai poate observa că din punctul de vedere al regimurilor de așchiere, la viteza de avans de 6[mm/min] se obțin cele mai bune rugozități ale suprafețelor prelucrate în regim vibropercutant la toate turațiile utilizate (fig.9.32.a).

Prin utilizarea funcției „spline” de trasare a curbelor de variație a rugozităților în funcție de turație, pot fi stabilite și alte regimuri de așchiere materialelor cu plasticitate ridicată prin metoda vibropercutantă care nu au fost experimentate pentru a obține o productivitate mai bună a prelucrării. Astfel prin utilizarea funcției „zoom” a mediului de programare Matlab, pe curba rugozității corespunzătoare așchierii vibropercutante la viteza de avans cea mai mare (8 mm/min) se poate determina turația cea mai mare (736 rot/min) pentru a cea mai bună rugozitate a suprafeței prelucrate (0,12  $\mu\text{m}$ ) figura 9.32.b. În acest mod se poate obține și o optimizare a prelucrării prin această metodă, în funcție de cerința mărimii rugozității suprafeței prelucrate, adică stabilirea celor mai mari regimuri de așchiere la care se poate obține rugozitatea dorită în gama de turații și viteze de avans experimentate.

Observațiile asupra curbelor rugozităților confirmă faptul că vibroșocurile introduse în procesul de așchiere a materialelor cu plasticitate mare, influențează în sens pozitiv calitatea suprafețelor prelucrate nu numai prin împiedicarea formării tăișului de adaos, ci și prin alte fenomene care au loc în timpul așchierii cu vibroșocuri.

### 9.5.2. Analiza stratului de așchiat și așchiat cu vibroșocuri

Din evoluția curbelor rugozităților în funcție de turații și de vitezele de avans la așchiera vibropercutantă se mai poate constata că la fiecare viteză de avans experimentată alura curbei arată altfel deși turațiile utilizate sunt aceleași, observație care conduce la concluzia că rugozitatea suprafețelor prelucrate prin acest procedeu mai este influențată și de modul de formare și degajare al așchiilor, deoarece așa cum se cunoaște din teoria așchierii ortogonale și a particularității procesului de formare a așchiilor în prezența vibrațiilor (subcap. 4.2 și 4.3), deformațiile materialului așchiat sunt dependente de vitezele de așchiere și vitezele de avans.

Urmărirea deformațiilor stratului de așchiat în timpul experimentelor de așchiere a cuprului OFHC s-a efectuat prin prelevarea de așchii corespunzător fiecărui regim de așchiere utilizat atât pentru așchiera obișnuită cât și pentru



așchiera vibropercutantă. Așchiile prelevate au fost fotografiate cu ajutorul unei camere digitale TRUST tip SPACE @M și prezentate în Anexa 34, grupate la același regim de așchiere, așchii obținute în regim vibropercutant și în regim obișnuit.

După cum s-a arătat în capitolele anterioare fragmentarea așchiilor materialelor cu plasticitate ridicată este o metodă de îmbunătățire a calității suprafețelor prelucrate, o cale de mărire a productivității prelucrărilor prin așchiere și o motivație a introducerii vibrațiilor și vibroșocurilor la prelucrările acestor materiale prin așchiere.

Analizând tipurile de așchii care iau naștere în urma deformațiilor plastice la prelucrarea cuprului OFHC prin așchiere obișnuită, din figurile Anexei 34 se constată că așchiile rezultate sunt de tip continui elicoidale tubulare (fig. 4.7.f), specifice materialelor cu plasticitate ridicată. Pe măsura creșterii vitezei de avans se constată creșterea pasului elicei, astfel că formă așchiei la vitezele de avans cele mai mari ajung la forma de tip panglică dreaptă (fig. A.34.10.bl, A.34.20.bl, A.34.30.bl, A.34.40.bl și A.34.50.bl din Anexa 34). Aceste așchii de cele mai multe ori se înfășoară în jurul sculelor așchietoare, sau sunt prinse între suprafețele de așezare secundare ale sculelor și suprafețele deja prelucrate ale pieselor și fiind mai dure vor așchia suplimentar suprafața prelucrată producând de fapt griparea acestora, contribuind la înrăutățirea calității suprafețelor prelucrate.

Deformarea stratului de material de așchiat (strat de material care se transformă în așchii) în cazul așchierii obișnuite respectă modelele cunoscute (cap.4: modelul zonei subțiri, Merchant, Loladze [109]) pentru materialele cu plasticitate ridicată. În urma deformațiilor plastice, grăunții materialului se deformează ajungând elipsoidali, iar datorită deplasării sculei, straturile elementare de material alunecă treptat unele față de altele spre fața de degajare a acesteia unde va suferi deformația maximă transformându-se în așchie. Formarea straturilor elementare de material are loc cu o anumită neuniformitate care depinde de raportul dintre tensiunile de forfecare și tensiunile normale de comprimare, diminuarea unghiului de deplasării și creșterii grosimii așchiei ca urmare a fenomenelor de tasare pe fața de degajare. Ca urmare a tasării, se schimbă caracteristicile de plasticitate a materialului așchiilor, acesta devine mai fragil cu cât gradul de tasare este mai mare, grad care depinde la rândul lui de viteza de așchiere. Cu cât viteza de așchiere este mai mică cu atât gradul de tasare este mai mare, aceste condiții reprezintă de fapt trecerea de la așchia continuă la așchia articulată respectiv la cea de forfecare. Cu creșterea vitezei de așchiere se micșorează neuniformitatea procesului de formare a așchiilor, rezultând așchii continui de tip bandă sau spiralate.

Prin urmare variația vitezei poate constitui un factor important în procesul de fragmentare al așchiilor. Observație care de altfel stă la baza procesului de fragmentare al așchiilor materialelor cu tenacitate ridicată.

În cazul așchierii vibropercutante, dispozitivul vibropercutant realizează variația vitezei de așchiere de la valoarea maximă dată de impulsul primit de burghiu în urma ciocnirii dintre percutor și protuberanțele camei arborelui dispozitivului (subcap.7.3.2.3, fig.7.5), la valoarea zero, moment în care percutorii trec peste protuberanțele camei (subcap. 8.2.2 fig.8.4).

Analizând mostrele de așchii prelevate și prezentate în figurile impare



A.34.1.c÷A.34.49.c din Anexa 34, la prelucrarea vibropercutantă, pentru fiecare regim de așchiere se poate constata că a avut loc fragmentarea așchiilor. La utilizarea vitezelor de avans mici (1, 2, 4 mm/min) se poate constata că lungimea fragmentelor așchiilor pentru aceeași viteză de avans scade cu creșterea turației, scădere care are loc datorită scăderii grosimii așchiei prelevate în unitatea de timp și a faptului că timpul în care viteza de așchiere a burghiului este zero scade pe măsura creșterii turației arborelui mașinii-unelte, obținând așchii de tipul celor pentru materiale fragile (fig.4.8.a și b) sau sparte în bucăți (fig.4.7.k). La vitezele de avans mai mari (6÷8mm/min) în domeniul turațiilor 463÷619 [rot/min] lungimea elementului de așchie fragmentat crește cu scăderea turației iar ca formă tinde spre așchii tip elementare legate (fig.4.7.j). La celelalte două turații (686 și 771 rot/min) lungimea elementului de așchie crește cu creșterea avansului și a turației iar ca formă evoluează de la așchii de tip sparte la elicoidale scurte (fig.4.7.f) și elicoidale spirală tubulare (fig.4.7.g). În cazul aceleiași turații, la creșterea vitezei de avans se observă o creștere directă a lungimii elementului așchiei, lucru valabil pentru toate turațiile experimentate.

În figura 9.33.a, b, c, d, și e se prezintă tipul de așchii rezultate la așchiera vibropercutantă cu viteza de avans de 6[mm/min] pentru toate turațiile utilizate.



**Fig. 9.33. Tipuri de așchii rezultate la așchiera vibropercutantă a Cu OFHC cu viteză de avans de 6[mm/min] și turații de: a)  $n=430$ , b)  $n=559$ , c)  $n=619$ , d)  $n=686$  și e)  $n=771$  [rot/min].**

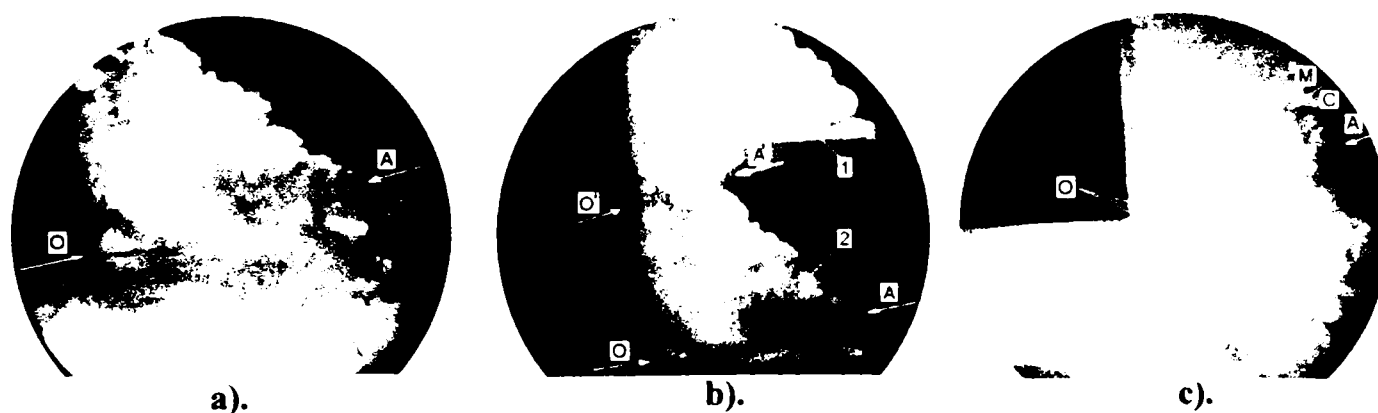
Comparând rezultatele măsurătorilor rugozităților din diagrama prezentată în figura 9.32.a cu tipul de așchii rezultate în urma așchierii vibropercutante cu regimurile de așchiere aferente, se poate observa că în cazul așchiilor de tip sparte (fig.9.33.c) și elicoidale scurte (fig.9.33.d) sunt înregistrate cele mai mici înălțimi ale rugozității suprafețelor prelucrate. Excepție apare la turația  $n= 559$  [rot/min] (fig.9.33.b) când așchiile rezultate prezintă pe margini zimți a căror pas corespund cu urmele planelor de deformare, dar pe aceste plane nu apare forfecări ale așchiilor fie datorită faptului că la această turație (viteză de așchiere) cuprul prezintă diferite particularități la deformare, fenomen pus în evidență de altfel prin energia specifică de așchiere care prezintă la această viteză de așchiere un minim al curbei (fig7.12), fie că impulsul aplicat sculei nu este suficient pentru producerea unor deformații mai intense care să amorseze fragmentarea. La această turație pe curba rugozității

(fig.9.32.a) se observă o ușoară creștere a valorii rugozității. Prin analiza lungimii elementelor de așchii și în cazul celorlalte regimuri de așchiere vibropercutantă, se poate aprecia că există o dependență dintre mărimea valorii rugozității suprafețelor și tipul de așchii ce se formează în timpul așchierii, astfel în cazul creșterii gradului de fragmentare, la viteza de avans cea mai mică și creșterea turațiilor (comparativ fig.A.34.1.c cu A.34.41.c din Anexa 34), crește valoarea înălțimii rugozității (punctele curbei așchierii vibropercutante din fig.A.46.1.1. Anexa 46).

Din analiza tipurilor de așchii rezultate la așchiera vibropercutantă și a curbelor de variație a înălțimii rugozităților se constată că tipul de element de așchie care favorizează o rugozitate bună a suprafețelor este cel prezentat în figura 9. 33.c, d, și e (sparte în bucăți fig.4.7.k și elicoidale spirală tubulare fig.4.7.g).

Formarea elementelor de așchie în cazul așchierii vibropercutante are loc după modelul zonei de deformare groasă (fig. 4.15.a) cu alternanța grosimii așchiei. Alternanța grosimii așchiei apare datorită variației vitezei de așchiere de la valoare maximă la zero și plasticității materialului.

Deformarea materialului de așchiat în acest caz se poate urmări pe eșantioanele de cupru supuse așchierii cu șoc, la viteze de așchiere apropiate de cele utilizate la așchiera prin operația de burghiere și pregătite după metodologia din subcapitolul 7.3.3.3.



**Fig. 9.34. Deformația plastică la așchiera cuprului OFHC în zona de formare a așchiilor:**  
**a) direcția planului de forfecare (OA) și inițierea fragmentării (x250); b) formarea elementului al doilea al așchiei (x200); c) deformarea incompletă a grăunților în așchie (x200).**

La prima ciocnire dintre tăișul sculei și material se formează primul element al așchiei (fig. 9.34.a) cu deformarea cristalelor pe direcția planului de forfecare OA și inițierea unor fisuri care vor asigura fragmentarea așchiei la următorul șoc introdus de un nou impuls. Datorită undei de șoc materialul de prelucrat se deformează și sub planul de forfecare, rămânând permanent deformat în stratul superficial al piesei prelucrate. Fiind vorba de un material cu plasticitate ridicată, la primul șoc fisura care produce fragmentarea așchiilor, nu se propagă pe întreaga grosime a așchiei. La al doilea șoc, care produce formarea celui de al doilea element de așchie și dislocarea primului element, separarea elementelor nu se produce imediat, în zona dintre cele două elemente rămâne o punte de legătură (O A' fig,9.33.b), zonă în care datorită deformațiilor suplimentare pe fața de degajare se va produce separarea definitivă a celor două elemente ale așchiilor.

În cazul utilizării unor viteze de așchiere (turații) mici ( $463 \div 559$  rot/min), impulsul dat de dispozitiv este și el mic, iar șocul transmis de sculă materialului de așchiat este mic, ca urmare puntea dintre cele două elemente de așchie va fi mai mare, ceea ce va conduce la formarea unor așchii de tipul celor din figura 9.33.a și b. Deformarea materialului de așchiat se produce și prin deplasarea unghiului planului de forfecare, materializat prin deplasarea materialului elementului de așchie din punctul A în punctul M (fig.34.c) pe fața exterioară a așchiei, punctul C fiind un punct intermediar. Din figura 34.c se poate observa că atunci când impulsul nu este suficient de mare, deformarea grăunților din stratul exterior este mai mic, ceea ce conduce la modificarea proprietăților de plasticitate (material parțial ecruisat), astfel că la următoarele șocuri să se producă inițierea fragmentării așchiilor, rezultând astfel așchii de lungimi diferite.

Asupra formării elementului de așchie în cazul așchierii vibropercutante un rol important îl are viteza de avans, care prin creșterea ei conduce la creșterea forțelor de așchiere în special în timpul în care viteza de așchiere este nulă, influență care se observă prin compararea lungimii elementelor de așchii pentru aceeași viteză de așchiere (turații) și viteze avans diferite, lucru ușor de apreciat din figurile Anexei 34.

Din analiza lungimii elementelor de așchii rezultate la prelucrarea cu vibroșocuri se poate constata că prin creșterea turației (vitezei), apare fragmentarea așchiilor la viteze de avans din ce în ce mai mari. Fenomenul se explică prin faptul că viteza de avans este constantă la fiecare turarație încercată ( $v_s \neq 0$ ), iar grosimea așchiei crește odată cu creșterea avansului. Crescând grosimea așchiei, energia necesară deformării tuturor grăunților din secțiunea așchiei este necesar a fi mai mare, lucru care se întâmplă prin creșterea impulsului aplicat sculei. Deoarece masa percutorilor este constantă, singura modalitate de creștere a impulsului este creșterea turației, adică a vitezei de ciocnire dintre percutor și protuberanțele camei arborelui dispozitivului vibropercutant.

În cazul unei grosimi mici a elementului de așchie, respectiv viteză de avans mică ( $v_s = 1$  mm/rot), sub efectul șocului rezultat la ciocnirea dintre tăișul burghiului și materialul de așchiat, materialul de așchiat se deformează pe întreaga lui grosime, ecruisându-se, iar la șocul următor elementul de așchie se comportă asemănător cu materialele fragile, va fi dislocat sub forma de așchie scurtă de fragmentare. Dacă energia impulsului este suficient de mare întreg procesul de deformare și dislocare a așchiilor are loc la un singur șoc rezultând așchii foarte fragmentate de tipul celor din figurile A.34.1.c, A.34.11.c, A.34.21.c, A.34.31.c și A.34.41.c din Anexa 34. Fenomenul se poate constata și la viteză de avans dublă ( $v_s = 2$  mm/min) dar numai pentru turații mai mari de 619 [rot/min], respectiv figurile: A.34.23.c, A.34.33.c și A.34.43.c din Anexa 34.

Pe măsura creșterii vitezei de avans, respectiv a grosimii așchiei, deformația materialului la o ciocnire nu cuprinde întreaga grosime rămânând straturi de material cu proprietăți plastice, material care va trece în așchie după modelul de deformare a zonei subțiri. Desprinderea așchiei în acest caz se face după repetarea mai multor astfel de deformații complexe, ca rezultat a mai multor vibroșocuri aplicate. Situația este valabilă pentru viteze de avans de  $6 \div 8$  [mm/min] și turații mici ( $463 \div 619$  rot/min), când se obțin așchii de tipul celor din figura 9.33.a și b. În cazul turațiilor

mai mari ( $686 \div 771$  rot/min), la vitezele de avans de  $6 \div 8$  [mm/min], crește impulsul aplicat burghiului, respectiv energia de deformare, dar nu suficientă ca să producă deformarea pe întreaga grosime a așchiei, rămânând o zonă îngustă care sub efectul următoarelor ciocniri se deformează plastic ușor formând așchiile de tip elicoidale tubulare scurte (fig. 9.33.e).

Analizând formele de așchii la vitezele de avans experimentate se constată că există valori ale acestora în care se asigură o bună fragmentare ale așchiilor în funcție de turație, astfel:

- a) –  $v_s = 2 \div 4$  [mm/min] în domeniul turațiilor  $463 \div 559$  [rot/min];
- b) –  $v_s = 4 \div 6$  [mm/min] în domeniul turațiilor  $619 \div 686$  [rot/min];
- c) –  $v_s = 4 \div 8$  [mm/min] în domeniul turațiilor  $686 \div 771$  [rot/min].

Dacă se urmărește înălțimea rugozității la aceste regimuri de așchiere în tabelul 9.11 se constată că înălțimile rugozităților la aceste regimuri sunt mici, stabilind în acest mod o corelație între fragmentarea așchiilor și rugozitatea suprafeței. Având la bază studiul formării așchiilor, influențele formării așchiilor asupra rugozității suprafețelor și criteriile de productivitate ale prelucrării, se poate determina cel mai bun regim de așchiere vibropercutant pentru obținerea celei mai bune rugozități ale suprafeței prelucrate a cuprului OFHC ca fiind cel cu  $n=686$  [rot/min] și  $v_s=6$  [mm/min].

După cum se constată din figura 9.34 deformațiile care au loc în timpul procesului de așchiere se extind și asupra materialului așchiat, respectiv a suprafeței așchiate, influențând în mod direct calitatea suprafețelor prelucrate ca geometrie și ca stare structurală. Calitatea geometrică este cea care se referă la ondulații și rugozitate, iar cea structurală la starea de deformare și tensiuni rezultate în urma unui procedeu de prelucrare mecanică. Starea de deformare și tensiuni este necesară a fi cunoscută în special pentru materialele electrotehnice, ele influențând rezistivitatea electrică ale acestora.

Punerea în evidență a stării de deformații și tensiuni a stratului superficial rezultat în urma prelucrării prin așchiere se face prin metodele microscopiei optice pentru deformații, a microscopiei electronice sau a difracției cu raze X pentru tensiuni.

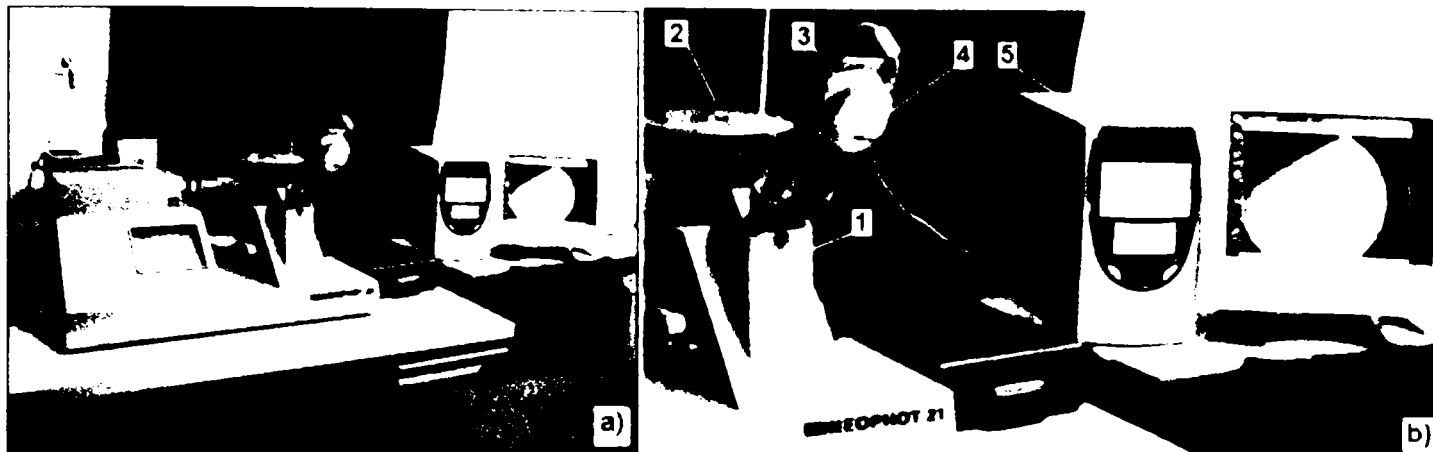
În cazul prelucrării cuprului OFHC utilizat în cazul experimentelor la așchiera cu vibroșocuri, pentru analiza influenței vibroșocurilor asupra deformării stratului de material așchiat s-a utilizat analiza metalografică a epruvetelor utilizate la experimentări (fig. 9.3). În acest scop epruvetele pentru cazul prelucrărilor prin găurire obișnuită și găurire vibropercutantă au fost numerotate, secționare după direcția diametrului și pregătite metalografic. Pentru fiecare regim de așchiere a fost analizat stratul de material influențat de deformațiile produse în urma așchierii, iar imaginile obținute sunt prezentate în figurile din Anexa 36.

Pregătirea probelor metalografice 2, analiza și achiziția imaginilor s-a efectuat în laboratorul de Studiul Materialelor al Facultății I.M.T. al Universității din Oradea pe standul realizat de autor și prezentat în figura 35. Standul (fig. 35.b) este compus din microscopul optic 1 tip Neophot 21, suportul reglabil 3 pentru camera digitală video, camera digitală video color 4 tip Trust „Space @ M” și calculatorul 5 tip



Pentium III 900 MHz.

Analiza deformațiilor pe probele rezultate în urma prelucrării prin cele două metode de așchiere s-a realizat numai sub aspect calitativ, prin compararea grosimii stratului deformat în funcție de regimurile de așchiere utilizate. În acest sens imaginea tuturor probelor au fost achiziționate pe calculator la același grad de mărire (500x) și salvate sub formă de fișiere bmp, de unde au fost inserate în Anexa 36.

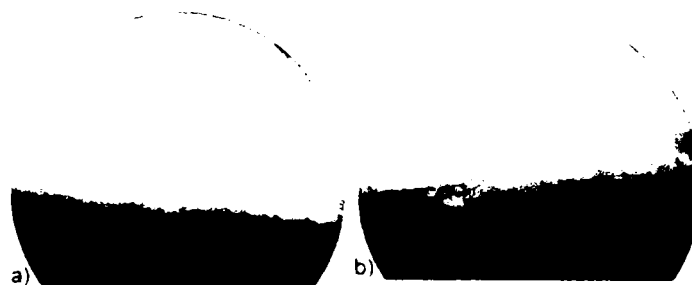


**Fig. 9.35. Stand pentru analiza metalografică a stratului de material așchiat.**  
a) vedere generală; b) detaliu.

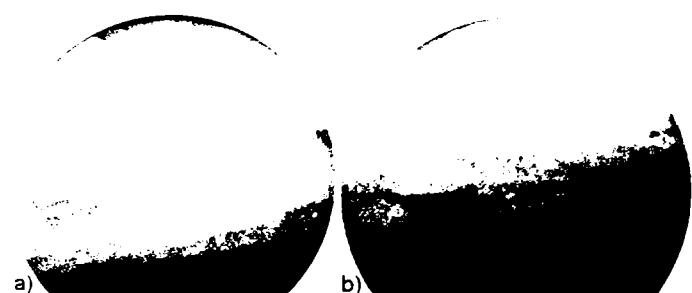
În Anexa 36 figurile numerotate cu „a” sunt reprezentate imaginile structurilor probelor prelucrate cu vibroșocuri, iar cu „b” imaginile structurilor probelor prelucrate prin așchiere obișnuită la aceleași regimuri de așchiere. Structura materialului de bază este formată din cristale mari poligonale, specifică cuprului recopt, iar la marginea prelucrată apare o zonă mai îngustă sau mai lată de cristale puternic deformată în funcție de regimurile de așchiere utilizate.



**Fig. 9.36. Structura probelor prelucrate cu regimurile:  $n=771$ [rot/min];  $v_s= 8$ [mm/min]. (Mărire 500x).**



**Fig. 9.37. Structura probelor prelucrate cu regimurile:  $n=771$ [rot/min];  $v_s=1$ [mm/min]. (Mărire 500x).**



**Fig. 9.38. Structura probelor prelucrate cu regimurile:  $n=686$ [rot/min];  $v_s= 8$ [mm/min]. (Mărire 500x).**



**Fig. 9.39. Structura probelor prelucrate cu regimurile:  $n=686$ [rot/min];  $v_s=2$ [mm/min]. (Mărire 500x).**



Analizând structurile probelor rezultate la diferite regimuri de așchiere obișnuită, se poate constata că marginea suprafeței prelucrate este sinuoasă figurile 9.37.b și 9.39.b. La unele regimuri de așchiere obișnuită în zona stratului deformat se observă smulgeri de material (fig. A.36.3, 5, 7, 8, 9, 13, 20, 21, 22 și 24 b, Anexa 36), iar la alte regimuri se observă material presat pe suprafața prelucrată provenit din fragmente de așchii prinse între sculă și suprafața prelucrată figurile 9.36.b și 9.38.b (fig.A.36.1, 6, 10, 14. b). Pe baza aprecierii calitative a grosimii stratului deformat și compararea sinuozițiilor marginii acestuia cu diagramele rugozităților se pot aprecia regimuri de așchiere obișnuită la care stratul deformat să fie minim și o înălțime a rugozității acceptabilă în condițiile asigurării unei productivități bune a prelucrării (fig.A.36.3.b:  $R_a=4,10 \mu\text{m}$ ,  $n=771 \text{ rot/min}$  și  $v_s=4 \text{ mm/min}$ ).

În cazul prelucrărilor cu vibroșocuri grosimea stratului deformat crește ușor cu creșterea vitezei de avans la aceeași turație (comparativ: fig. 9.36.a cu 9.37.a și 9.38.a cu 9.39.a) în domeniul turațiilor înalte ( $686\div 771 \text{ rot/min}$ ), iar în domeniul turațiilor mici variația grosimii stratului este aleatoare: la viteze de avans mici ( $1\div 2 \text{ mm/min}$ ) este mică, apoi crește la vitezele de avans mijlocii ca din nou să descrească la vitezele de avans mari ( $8\text{mm/min}$ ). Marginea exterioară a stratului deformat este mult mai netedă la prelucrarea cu vibroșocuri, fără defectele înregistrate la prelucrarea obișnuită.

Comparativ, grosimea stratului deformat la prelucrarea cu vibroșocuri este mai mic în domeniul turațiilor înalte decât la așchiera obișnuită ( $686\div 771 \text{ rot/min}$ ) și mai mare în domeniul turațiilor joase ( $463\div 559 \text{ rot/min}$ ).

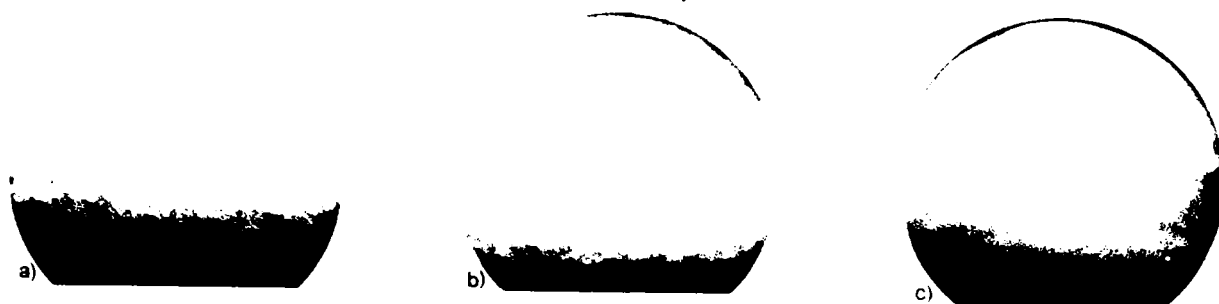
Din analiza microstructurii probelor prezentate în Anexa 36 rezultă că grosimea stratului deformat al materialului prelucrat cu vibroșocuri este influențat atât de viteza de așchiere (turație) cât și de viteza de avans utilizate. În urma acestei analize rezultă și în acest caz regimuri optime de așchiere vibropercutantă pentru a obține strat așchiat deformat plastic cu grosime mică la productivitate bună a prelucrării ( $n=771\div 686 \text{ rot/min}$  și  $v_s=6\div 8\text{mm/rot}$ ).

Dacă se face o corelație a grosimii stratului deformat cu valorile rugozităților, se constată că viteza de avans rămâne factorul de influență asupra înălțimii rugozităților și a grosimii stratului deformat, respectiv la viteza de avans  $v_s=6[\text{mm/rot}]$ . În cazul celor două turații ( $n=771\div 686 \text{ rot/min}$ ) se înregistrează cea mai mică înălțime a rugozităților (fig.9.32.a) și cele mai mici grosimi deformate ale stratului așchiat figura 9.40.a și b (fig.A.36.2.a, respectiv A.36.7.a din Anexa 36).

Cea mai puternică deformare a stratului așchiat cu vibroșocuri apare la utilizarea regimului de așchiere  $n=559[\text{rot/min}]$  și  $v_s=8[\text{mm/rot}]$  prezentată în figura 9.40.c (A.36.16.a din Anexa 36), situație confirmată de încercarea la așchiabilitate care arată că la viteza de așchiere corespunzătoare acestei turații, energia specifică de așchiere cu șocuri este minimă (curba din fig. 7.12), fiind favorizate deformațiile plastice ale materialului prelucrat.

Luând în considerare și regimurile de așchiere vibropercutantă la care s-au obținut cele mai bune fragmentări ale așchiilor în condițiile de productivitate și rugozitate acceptate, se constată că regimurile de așchiere vibropercutante determinate în urma analizei microstructurilor eșantioanelor ca fiind recomandate a

se utiliza la prelucrarea cuprului sunt aceleași.



**Fig. 9.40. Grosimi ale stratului deformat așchiat la diferite regimuri de așchiere:**  
 a)  $n=771$ [rot/min],  $v_s=6$ [mm/rot]; b)  $n=686$ [rot/min],  $v_s=6$ [mm/rot];  
 c)  $n=559$ [rot/min],  $v_s=8$ [mm/rot]. (Mărire 500x).

Prin analiza formării așchiilor și a microstructurii, s-a pus în evidență faptul că prelucrarea prin așchiere cu vibroșocuri a cuprului OFHC față de așchiera obișnuită, la aceleași regimurile de așchiere, oferă posibilitatea obținerii unor suprafețe de calitate superioară, atât în ceea ce privește rugozitatea cât și structura stratului de material așchiat.

### 9.5.3. Analiza microgeometriei suprafețelor prelucrate cu vibroșocuri

Pentru analiza microgeometriei suprafețelor prelucrate, în ultimul timp s-au dezvoltat tehnici de măsurare și control non contact supervizate de calculator, în special pentru suprafețele exterioare [19, 94]. Asemenea mijloace au fost dezvoltate pentru urmărirea și prelucrarea automată a datelor în cadrul fabricației automate. În general urmărirea procesului de așchiere și înregistrarea stării suprafeței se face cu ajutorul camerelor de luat vederi digitale și senzorilor cu laser. Imaginile sau semnalele senzorilor sunt prelucrate cu ajutorul programelor specializate obținând date în timp real, astfel că regimurile de lucru pot fi corectate în timpul lucrului pentru a menține o anumită caracteristică a suprafeței care se prelucrează (toleranță dimensională sau o rugozitate dată). Trebuie de menționat însă că aceste metode sunt aplicate în special pentru suprafețe exterioare, unde amplasarea camerelor și senzorilor nu pune probleme.

Piesele cu suprafețe interioare pun probleme în ceea ce privește amplasarea dispozitivelor de control al stării suprafețelor, apărând necesitatea întreruperii procesului de așchiere în vederea măsurării și inspecțiilor acestora.

Măsurarea rugozităților suprafețelor interioare prezintă dificultăți în special pentru diametre mici, de cele mai multe ori calitatea acestora apreciindu-se vizual de un operator uman prin comparare cu șabloane de rugozitate standardizate.

În cadrul experimentelor efectuate la prelucrarea cuprului s-a urmărit și aspectul suprafeței pentru confirmarea măsurării rugozităților, întrucât metoda de măsurare indică doar valori ale înălțimii rugozităților fără a arăta aria de răspândire a smulgerilor de material, zgârâieturi sau material presat.

Pentru evidențierea defectelor de calitate ale suprafețelor prelucrate atât prin așchiere obișnuită cât și prin așchiera vibropercutantă, înainte de pregătirea probelor pentru metalografie, după secționare, suprafețele interioare prelucrate prin cele două metode au fost cercetate macroscopic cu ajutorul microscopului Citival și înregistrate

imaginile cu ajutorul camerei video tip „Space @ M” și calculatorul tip Pentium III 900 MHz (standul din fig. 6.10).

Imaginile achiziționate ale suprafețelor așchiate prin cele două metode sunt prezentate în Anexa 35 la o putere de mărire de 25x. În figurile notate cu „a” imagini ale suprafețelor prelucrate cu vibroșocuri și notate cu „b” imagini ale suprafețelor prelucrate prin așchiere obișnuită pentru același regim de lucru utilizat.

Pentru a sublinia faptul că suprafețele prelucrate prin așchiere pot prezenta zone ale suprafeței, mai mici sau mai mari, în care să fie prezente defecte de suprafață, chiar dacă acestea se încadrează într-o înălțime a asperităților prescrisă, în figurile din Anexa 35 sunt prezentate imagini ale acestora din porțiunile cu calitatea cea mai mică, în condițiile așchierii fără aplicarea metodelor de creștere a calității suprafețelor cunoscute (prezența LUR , a sculelor special ascuțite, optimizări ale regimurilor de așchiere, etc).

Imaginile suprafețelor prelucrate prin cele două metode apar sub formă de bandă datorită curburii suprafețelor, unghiului de incidență și reflexie a sistemului de iluminare a microscopului Citival. Pentru prelucrarea imaginilor în sistem automat de date și aplicarea metodelor de analiză cu fractali este necesar ca toate imaginile să fie achiziționate în aceleași condiții de iluminare și poziționare a epruvetelor pe microscop. De asemenea sunt necesare etaloane de aceeași curbura și achiziționate imagini ale suprafețelor în aceleași condiții de iluminare cu epruvetele studiate pentru a putea face comparații pertinente. Pentru realizarea acestor condiții fiind necesar fie modernizarea microscopului existent, fie achiziționarea unuia nou care să permită realizarea condițiilor cerute, precum și achiziționarea unor seturi de etaloane cu raze de curbura egală sau apropiată de cel al epruvetelor.

Standul utilizat (fig. 6.10) la achiziția imaginilor suprafețelor prelucrate cu regimurile de așchiere impuse în cadrul experimentelor efectuate, a permis achiziționarea digitală a imaginilor suprafețelor epruvetelor, salvarea lor în fișiere bmp, de unde au fost apoi inserate în Anexa 35. În acest mod s-a creat o bază de date care poate fi analizată ulterior după efectuarea tuturor experimentelor propuse.

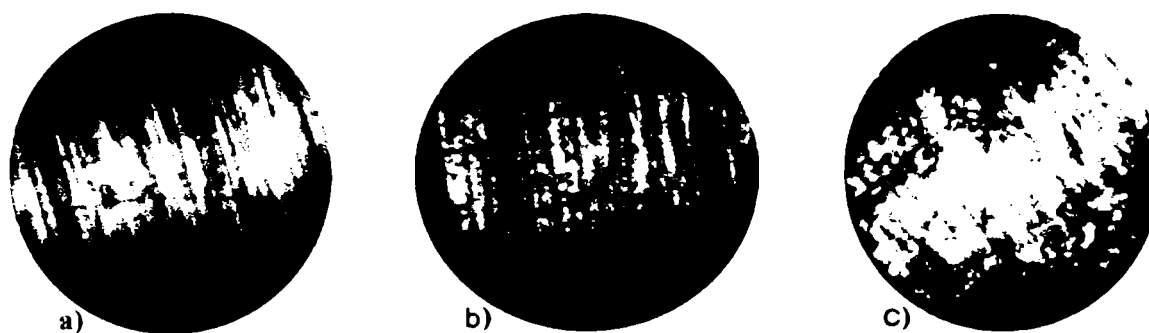
Analizând imaginile reprezentative ale prelucrării în regim obișnuit (fig. „b” din Anexa 35) se constată că majoritatea lor prezintă smulgeri de material, zgârieturi (fig.A.35. 6, 9, 11, 13, 15, 16, 21, b) și așchii presate pe suprafețele prelucrate (fig.A.35.12.b), defecte care nu au fost puse în evidență la măsurarea rugozității, deși valorile rugozităților arată o calitate a suprafețelor corespunzătoare procedurii de prelucrare și regimurilor de lucru utilizate. În figura 9.41.a, b și c (corespunzătoare cu fig.A.35.2, A.35.6 și A.35.12.b din Anexa 35) sunt prezentate astfel de defecte ale suprafețelor prelucrate prin operația de găurire obișnuită a cuprului OFHC.

Din compararea imaginilor celor două metode de așchiere se constată că la așchiera cu vibroșocuri (fig. „a” din Anexa 35) suprafețele prelucrate nu prezintă smulgeri de material și așchii presate pe suprafața prelucrată. Zgârieturi ale suprafețelor prelucrate cu vibroșocuri se constată în câteva cazuri (fig.A.35.3, 16, 21.a din Anexa 35), respectiv pentru prima figură (fig.A.35.3.a) se poate admite că a apărut accidental, iar celelalte două cazuri (fig. A.35.16 și 21.a) se află în domeniul turațiilor joase ( $463 \div 559$  rot/min) și viteza de avans cea mai mare ( $v_s = 8$  mm/rot).



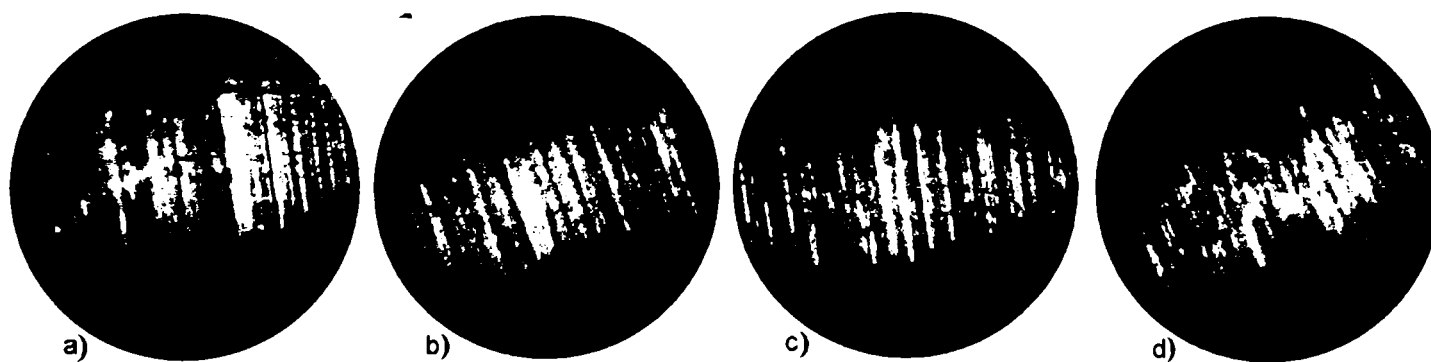
**Fig. 9.41. Defecte ale suprafețelor prelucrate prin găurire obișnuită: a) material smuls; b) zgârieturi; c) fragmente de așchii presate pe suprafața piesei. (Mărire 25x).**

Făcându-se corelația cu formarea așchiilor la regimurile de așchiere identice (fig.A.34.9.c și A.34.19.c) se constată că astfel de tipuri de așchii în timpul degajării lor pot produce zgârâieturi fiind mai dure decât materialul de bază ca urmare a ecruisării suferite în urma deformațiilor. În figura 9.42.a, b și c sunt prezentate defectele de suprafață constatate la analiza suprafețelor obținute la găurirea cu vibroșocuri (fig.A.35.3.a, A.35.16.a și A.35.21.a, din Anexa 35).



**Fig. 9.42. Defecte ale suprafețelor prelucrate prin găurire vibropercutantă: a) zgârieturi întâmplătoare; b și c) zgârieturi produse de așchii. Mărire 25x.**

În figura 9.43.a, b, c și d sunt prezentate imagini ale suprafețelor prelucrate prin găurire vibropercutantă cu diferite regimuri de așchiere (fig.A.35.2.a, A.35.7.a A.35.11.a și A.35.13.a, din Anexa 35).

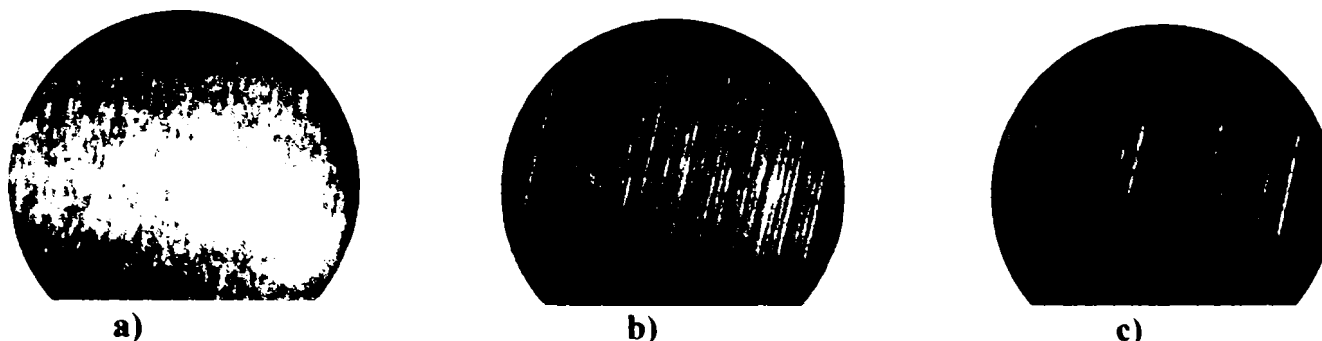


**Fig. 9.43. Suprafețe prelucrate prin găurire vibropercutantă cu diferite regimuri de așchiere: a)  $n=771$ [rot/min],  $v_s=6$ [mm/min]; b)  $n=686$ [rot/min],  $v_s=6$ [mm/min]; c)  $n=619$ [rot/min],  $v_s=8$ [mm/min]; d)  $n=619$ [rot/min],  $v_s=8$ [mm/min]. Mărire 25x.**

Pentru aprecierile asupra rugozităților din imaginile prezentate în Anexa 35 s-a utilizat un set de etaloane pentru suprafețe interioare tip STAL DOVODKA E15718 (Gost 9378-80). La analiza vizuală a stării suprafețelor, pentru aprecierea rugozității suprafețelor, se urmărește distanța urmelor lăsate de sculă pe suprafața prelucrată care



apoi se compară cu urmele lăsate de scula așchietoare pe etaloane a căror rugozitate este cunoscută. Setul de etaloane nu cuprinde etaloane pentru operații de găurire, din acest motiv s-a utilizat etaloanele pentru operațiile de rectificare și strunjire interioară. Imaginile suprafețelor etaloanelor au fost luate în aceleași condiții ca și cele pentru epruvetele supuse analizei, respectiv pe același stand (fig. 6.10), salvate în fișiere bmp și inserate apoi la sfârșitul Anexei 35 (fig.A.35.26÷A.35.31). În figura 9.44.a, b și c sunt prezentate imaginile unui etalon rectificat interior (fig.9.44.a) și a două etaloane pentru strunjire interioară (fig.9.44.b și 9.44.c).



**Fig. 9.44. Etaloane pentru operații de rectificare și strunjire interioară: a) rectificare interioară cu  $R_a=0,4\div0,2$  [ $\mu\text{m}$ ]; b) strunjire interioară cu  $R_a=1,6\div0,8$  [ $\mu\text{m}$ ]; c) strunjire interioară cu  $R_a=0,8\div0,4$  [ $\mu\text{m}$ ]. Mărire 25x.**

Trebuie de precizat că raza de curbură a etaloanelor este mai mare decât a probelor analizate, acest lucru are efect asupra condițiilor de iluminare (utilizarea filtrelor de culoare) și formare a imaginilor, din acest motiv imaginea suprafețelor etaloanelor apare completă iar imaginea suprafețelor probelor sub forma unor benzi luminoase. De asemenea mai trebuie precizat că fiecare tip de prelucrare prin așchiere are o amprentă specifică a urmelor lăsate pe suprafețele prelucrate datorită unghiurilor de atac ale sculelor și avansului utilizat. Datorită acestor precizări, ideal ar fi ca pentru fiecare tip de operație și pe domenii de diametre (raze) să existe etaloane de rugozitate, dar acest lucru se justifică din punct de vedere al costurilor numai în cazul producției de serie mare și masă.

Având în vedere că operația de găurire este foarte asemănătoare cu operația de strunjire, unghiuri de atac (fig.7.4) ale sculei apropiate și avansuri de lucru pentru scule din oțel rapid foarte apropiate [127], și că utilizarea etaloanelor de rugozitate face parte din metoda globală de apreciere a calității suprafețelor, se poate trece la efectuarea comparațiilor de rigoare fără erori prea mari.

În urma comparării etaloanelor cu probele prelucrate se poate face o apreciere globală în sensul că majoritatea probelor se încadrează în mărimile de rugozitate ale etaloanelor pentru strunjire interioară  $R_a=1,6\div0,8$  și  $R_a=0,8\div0,4$  [ $\mu\text{m}$ ] (fig.9.44.c și d), excepție făcând cele prezentate ca fiind cu defecte ale stării suprafeței (fig.9.42.b și c) și cea din figura 9.43.d (fig.A.35.13.a din Anexa 35), care prezintă o finețe a urmelor sculei mai bună decât a etalonului din figura 9.44.d, apropiindu-se de cea a etalonului de rectificare (fig.9.42.a). De asemenea la o analiză mai atentă se mai poate observa că urmele lăsate de burghiu sunt mai depărtate în cazul figurii 9.43.c (fig.A.35.11.a din Anexa 35) dar mai apropiate ca ale etalonului din figura A.35.29, lucru care duce la o indecizie asupra precizării rugozității sau la o aproximare cu eroare mult mai mare. În acest caz se va trece la măsurarea rugozității cu metodele cunoscute (cu



rugozimetre), iar în cazul de față ea este trecută în tabelul 9.11 corespunzător regimului de așchiere utilizat fiind  $R_a=0,28$  [ $\mu\text{m}$ ] pentru primul caz (fig.9.43.d) și  $R_a=3,80$  [ $\mu\text{m}$ ] pentru cel de al doilea caz (fig.9.43.c).

Având în vedere aspectele semnalate mai sus se poate afirma că analiza microgeometriei suprafețelor prelucrate vine să întregască o analiză a stării suprafețelor prelucrate prin punerea în evidență a unor aspecte a calității suprafețelor, cum sunt microdefectele semnalate, pe care numai măsurătorile nu le pot pune în evidență, putând fi confundate cu microasperitățile rezultate din prelucrare.

Urmărind principiul de productivitate a prelucrării și calitate a suprafețelor obținute la prelucrarea de găurire cu vibroșocuri a cuprului OFHC, prin prisma analizei microgeometriei suprafețelor, se constată că din acest punct de vedere, regimurile de așchiere recomandate ( $n=771$ rot/min,  $v_s=6$ mm/rot,  $n=686$ rot/min și  $v_s=6$ mm/rot) în urma celorlalte analize de calitate, se obțin suprafețe de calitate superioară (fig.9.43.a.și b) față de suprafețele prelucrate prin așchiere obișnuită cu aceleași regimuri (fig.A.35.2.b și A.35.7.b din Anexa 35).

Utilizarea achiziției digitale a imaginilor suprafețelor probelor a fost de un real folos în acest caz datorită faptului că ulterior înregistrării acestora probele au fost supuse pregătirii metalografice prin care suprafețele au intrat în contact cu reactivul și după aceste operații nu se mai poate face o analiză a microgeometriei suprafețelor și nici reveniri în cazul unor dubii în aprecieri. Prin perfecționarea în viitor a standului de achiziție a imaginilor suprafețelor prin introducerea unor dispozitive de ghidare a probelor și dispozitive de iluminare cu poziționare precisă, s-ar putea trece la analiza automată a imaginilor achiziționate utilizând metodele fractale și în cazul suprafețelor interioare.

#### 9.5.4. Concluzii

În urma studiului calității suprafețelor obținute prin introducerea vibroșocurilor la prelucrarea unui material metalic cu plasticitate ridicată (cuprul OFHC) se pot concluziona următoarele:

a) – pentru a obține rezultate pozitive în ceea ce privește obținerea unei calități superioare prelucrării obișnuite este necesar un dispozitiv adecvat pentru introducerea vibroșocurilor în așchiere, care să funcționeze în parametrii proiectați și testarea mai multor regimuri de așchiere pentru confirmarea celui mai productiv regim la cea mai bună calitate a suprafeței prelucrate prin acest procedeu;

b) – o analiză detaliată a factorilor care influențează calitatea suprafețelor este necesară pentru punerea în evidență a factorilor pozitivi și eliminarea celor negativi, lucru realizat prin prelucrări cu regimuri de așchiere diferite, măsurări ale rugozității, urmărirea formării și desprinderilor așchiilor și analiza stratului așchiat;

c) – utilizarea calculatorului și a mediului de programare MATLAB la interpretarea datelor măsurătorilor rugozității a condus la posibilitatea găsirii unor regimuri de așchiere ne testate, care indică cea mai bună rugozitate posibilă de obținut la așchiera vibropercutantă;

d) – în urma măsurării rugozității suprafețelor eșantioanelor obținute prin cele două metode de așchiere s-a constatat că suprafețele obținute prin așchiera

vibropercutantă la același regim de așchiere au rugozitatea cea mai bună;

e) – urmărirea modului de formare a așchiilor în cazul așchierii vibropercutante prin gradul lor de fragmentare, permite punerea în evidență a unor regimuri de așchiere la care materialul de așchiat, deși are proprietăți plastice, va forma așchii fragmentate specifice materialelor fragile;

f) – formarea așchiilor fragmentate este influențată de mărimea impulsului transmis de dispozitivul vibropercutant tășurilor burghiului, turație și viteză de avans, așchiile fragmentate are influență benefică asupra rugozității;

g) – deformarea materialului de așchiat este complexă, la început se deformează după modelul zonei de deformare subțiri și continuă după modelul zonei groase;

h) – deformațiile stratului așchiat rezultate în urma prelucrării cu vibroșocuri oferă posibilitatea obținerii unor suprafețe de calitate superioară în ceea ce privește rugozitatea suprafețelor;

i) – analiza microstructurii stratului deformat oferă posibilitatea alegerii unor regimuri de așchiere vibropercutantă care să asigure o deformare minimă al acestui strat în condițiile asigurării unei valori convenabile a rugozității, lucru deosebit de important pentru piesele supuse conducției curenților de înaltă și ultraînaltă frecvență;

j) – analiza microgeometriei suprafețelor prelucrate prin așchiere cu vibroșocuri vine să întregască studiul de punere în evidență a unor aspecte a calității suprafețelor, cum sunt microdefectele, care prin măsurare pot fi confundate cu microasperitățile rezultate din prelucrare;

k) – utilizarea achizițiilor de imagini ale microstructurii stratului deformat și a microgeometriei suprafețelor prelucrate cu ajutorul calculatorului ajută la punerea în evidență a unor aspecte ale calității suprafețelor care la o analiză obișnuită nu puteau fi puse în evidență;

l) – prelucrarea prin așchiere cu vibroșocuri a materialelor cu plasticitate ridicată poate reprezenta o metodă de obținere a unei calități mai bune a suprafețelor prelucrate în condițiile găsirii unei soluții de introducere a vibroșocurilor și stabilirea regimurilor de așchiere adecvate.

## 10. Concluzii și contribuții.

### 10.1. Concluzii finale

Studiul introducerii vibroșocurilor la prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată a condus la următoarele concluzii:

1. Pentru a introduce vibroșocuri din afara sistemului MUDPS care să contribuie la îmbunătățirea procesului de așchiere a materialelor cu plasticitate ridicată, trebuie cunoscut foarte bine modul de comportare a sistemului MUDPS la vibrații: sursele de vibrații în procesul de așchiere, tipurile posibile de vibrații generate de procesul de așchiere, autovibrațiile și sursele de autovibrații care apar în timpul procesului de așchiere, în vederea eliminării suprapunerii efectelor negative ale vibrațiilor procesului de așchiere cu cel al vibroșocurilor;

2. Introducerea vibroșocurilor în așchiere schimbă complet cinematica și dinamica așchierii și a presupus studiul cinematicii și dinamicii așchierii din două puncte de vedere: studiul procesului neîntrerupt de așchiere cu vibrații și tratarea așchierii discontinui cu vibrații ca așchiere cu șocuri sau așchiere vibropercutantă, la care mișcarea periodică armonică de forma unor oscilații, este înlocuită cu o mișcare periodică pulsatorie cu forma oscilațiilor de impulsuri dreptunghiulare (în cazul unor mișcări ideale), sau alte forme de impulsuri, cazul mișcărilor reale;

3. La așchiera cu vibrații este important să se stabilească direcția de introducere a vibrațiilor în procesul de așchiere, deoarece în funcție de aceasta se formează unghiurile funcționale ale așchierii, unghiuri care vor trebui luate în considerare la proiectarea unghiurilor constructive ale sculelor așchietoare;

4. Unghiurile funcționale la așchiera cu vibrații sunt influențate de parametrii mișcării vibratorii (amplitudine, frecvență, pulsație), viteza de avans, viteza de așchiere și viteza mișcării vibratorii;

5. Studiul din punct de vedere dinamic al așchierii cu vibrații comportă studiul forțelor care iau naștere în procesul de așchiere, forțe care produc deformațiile materialului de așchiat și deformațiile sistemului MUDPS. Forțele din procesul de așchiere sunt forțele de așchiere propriu-zise care iau naștere ca urmare a deplasării sculei în materialul de prelucrat cu o anumită viteză și tensiunilor din material care se opun deplasării sculei și forțele de frecare dintre sculă și așchie și sculă și materialul de prelucrat;

6. Deformațiile sistemului MUDPS în cazul prelucrării prin așchiere cu vibroșocuri trebuie să fie minime, cel mult până în domeniul elastic, în caz contrar existând pericolul introducerii autovibrațiilor;

7. Efectele vibroșocurilor vor fi îndreptate spre influențarea deformațiilor plastice ale materialului de așchiat, respectiv a forțelor care provoacă aceste deformații, în vederea reducerii consumului de lucru mecanic pentru îndepărtarea adaosului de prelucrare;

8. În vederea influențării în mod pozitiv a deformațiilor în zona de așchiere trebuie cunoscute: modelul de formare al așchiilor, proprietățile mecanice ale materialului de așchiat, tipurile de așchii care se pot forma la așchiera cu vibrații, evoluția fenomenului de contracție a așchiei pe fața de degajare a sculei, studiul

zonelor de deformare a materialului în zona de formare a așchiilor și particularitățile procesului de formare a așchiilor în prezența vibrațiilor;

9. Retragerile periodice ale sculei din materialul de prelucrat schimbă condițiile de variație ale forțelor de așchiere, temperatura, uzura sculei, gradul de acționare a lichidelor de răcire și ungere și calitatea suprafețelor prelucrate, parametri care trebuie cunoscuți în scopul rectificării valorilor lor pentru a obține cerințele din proiectare;

10. La așchiera cu vibrații introduse în mod voit și controlat a regimului de vibrație se pot obține: scăderea forței și lucrului mecanic, cantitatea de căldură înmagazinată în sculă și piesa prelucrată mai mică datorită întreruperii periodice a procesului de așchiere, lichidul de răcire poate pătrunde mai ușor în zona așchierii în timpul întreruperii procesului de așchiere realizând o răcire mai bună decât la așchiera fără vibrații, uzura sculei este mai mare în cazul sculelor cu plăcuțe și mai redusă în cazul sculelor din oțel rapid;

11. Pentru a realiza o prelucrare eficientă cu vibrații este necesar ca regimul de vibrații al dispozitivelor de introducere a vibrațiilor să fie bine determinat și reglat, în acest sens de un real folos este simularea numerică a regimurilor de așchiere cu vibrații pentru a găsi cei mai buni parametri de funcționare al acestora;

12. Simularea numerică cu ajutorul mediului de programare MATLAB<sup>®</sup> a rugozității suprafeței prelucrate pentru găsirea celor mai optime regimuri de vibrație a dispozitivului vibrator și a celei mai bune rugozități, de către autor, a condus la stabilirea unei game de frecvențe și amplitudini optime necesare funcționării dispozitivului, la economie de timp și resurse materiale, în cercetarea influenței introducerii vibroșocurilor în prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată;

13. În funcție de tipul prelucrării, pentru introducerea vibroșocurilor la prelucrarea prin așchiere se vor proiecta sau alege variante de dispozitive care trebuie să aibă un caracter cât mai universal, să poată fi ușor adaptabile parcului de mașini-unelte existente, fiabile, ușor de întreținut, pentru a nu încălca costurile de producție față de prelucrările obișnuite;

14. Utilizarea unui dispozitiv readaptat de introducere a vibrațiilor axiale în procesul de așchiere, pentru realizarea studiului influenței vibroșocurilor asupra calității suprafețelor în cazul operației de strunjire exterioară a materialelor cu plasticitate ridicată (oțel Armco și cupru OFHC), a reprezentat soluția tehnică și economică cea mai bună, permițând: verificarea dispozitivului la regimurile rezultate la simulare, unele reglaje în comanda mișcării vibratorii necesare în urma testării la funcționarea în regim stabil, achiziția digitală a semnalelor (acelerațiilor) și prelucrarea acestora pe calculator atât în timpul testelor cât și în timpul experimentelor;

15. Pentru asigurarea fragmentării sigure a așchiilor, amplitudinea mișcării vibratorii va fi mai mare decât avansul de lucru obișnuit. În cazul în care amplitudinea mișcării vibratorii nu se poate mări încât să depășească avansul; se vor folosi acele frecvențe a căror perioadă să nu împartă în număr întreg lungimea desfășurată a circumferinței piesei ( $\pi \cdot d$ ) încât să rămână un rest  $i=1/4$ ;  $i=i/2$ ;  $i=3/4$  sau astfel spus:  $\pi \cdot d = k \lambda + i$ , în acest scop de o reală utilitate a fost simularea numerică a formării rugozității suprafețelor la așchiera cu vibrații ;



16. Prin modernizarea de către autor a microscopului Citival și achiziția digitală a imaginilor pe calculator a suprafețelor prelucrate cu vibrații s-a completat metodele de verificare a calității suprafețelor și punere în evidență a traiectoriilor vârfului sculei pe suprafața prelucrată în cazul așchierii cu vibrații;

17. Prelucrarea oțelului Armco și a cuprului OFHC prin strunjire cu vibrații axiale asigură calitatea suprafețelor prelucrate (rugozitatea) la nivelul așchierii obișnuite și fragmentarea așchiilor în toate cazurile de regimuri folosite, calitatea suprafețelor se poate îmbunătăți prin aplicarea răcirii cu LUR în special la prelucrarea cuprului OFHC;

18. Așchiera metalelor prin percutare (cu șocuri) are loc cu viteze mari, deformațiile ducând la fragilizarea materialului din zona de așchiere, îngustarea zonei deformațiilor plastice intensive, la scăderea lucrului mecanic și a căldurii emise prin așchiere și constituie o altă metoda de introducere a vibroșocurilor în prelucrarea prin așchiere a materialelor cu plasticitate ridicată;

19. Așchiera cu vibroșocuri poate fi benefică în condițiile precizate în lucrare, aducând reale avantaje la prelucrarea materialelor cu plasticitate ridicată mai ales pe mașinile automate;

20. Implementarea acestui procedeu de prelucrare se face prin intermediul unor dispozitive speciale, de obicei a dispozitivelor vibropercutante, fiind necesară cunoașterea unor aplicații anterioare în domeniu, a mașinii-unelte pe care se va face aplicația, stabilirea tipului operației de așchiere și a materialului de prelucrat. În acest sens, în teză s-a propus ca studiul influenței vibroșocurilor asupra calității suprafețelor să fie executate pe mașina cu comandă numerică CP20UO, pe un material cu plasticitate ridicată reprezentativ (cupru OFHC) și operație de așchiere operația de găurire;

21. Pe baza acestor date s-a propus un model de dispozitiv vibropercutant, care să poată fi introdus în procesul de prelucrare fără modificări constructive ale mașinii, iar testarea așchiabilității materialului în condițiile de prelucrare prin așchiere cu șocuri oferă posibilitatea alegerii celor mai optime regimuri de așchiere;

22. Între operația de găurire cu vibroșocuri la diametre mici și așchiera ortogonală cu șocuri în cazul aceluiași material există similitudini de prelucrare ca: modul de formare a așchiei, scula se mișcă sub acțiunea unui impuls, viteza de așchiere este variabilă de la o valoare maximă la zero, ceea ce a permis testarea așchiabilității cuprului în cadrul unui stand;

23. Standul realizat și implementarea tehnicilor de calcul în achiziția și prelucrarea datelor permite: măsurarea energiei consumate la așchiera sub acțiunea unui impuls de viteză în condițiile date, trasarea diagramelor viteză\_deplasare, viteză\_energie disipată care contribuie la stabilirea unor viteze optime la care are loc așchiera cu șocuri pentru un anumit material, a diagramelor timp\_deplasări unghiulare care ajută la stabilirea timpului de așchiere efectivă a sculei sub acțiunea unui impuls dat și a timpului de amortizare a mișcării sculei în material;

24. Analiza microscopică a stratului așchiat și a rădăcinii așchiei vine să întregască informațiile despre comportarea materialului supus așchierii cu șocuri la diferite viteze de așchiere. Datele obținute la testarea așchiabilității materialului de prelucrat au fost utilizate la proiectarea dispozitivului vibropercutant și stabilirea



regimurilor de lucru la așchiera cu vibroșocuri;

25. În proiectarea dispozitivului vibropercutant s-au parcurs mai multe etape și anume: stabilirea modelului de dispozitiv, stabilirea elementului de legătură dintre dispozitiv și mașina-unealtă, stabilirea părților componente, clasificarea regimurilor de funcționare ale modelului dispozitivului, stabilirea relațiilor de calculul între parametrii geometrici, cinematici și dinamici ai modelului, modelarea numerică și simularea funcționării în regim cinematic și dinamic al modelului și reproiectarea percutorilor în urma concluziilor trase după efectuarea simulărilor;

26. În activitatea de calcul și proiectare a diferitelor organe de mașini s-a utilizat metode moderne de calcul pentru scurtarea timpului de proiectare cum sunt programele specializate de proiectare pe PC de tip Catia, care a permis calcularea automată a momentului de inerție mecanic și a centrelor de greutate atât pentru arbore cât și pentru percutor;

27. Pentru modelarea numerică s-a elaborat un algoritm de calcul al succesiunii ciocnirilor urmând cinematica mișcărilor și ciocnirilor posibile, algoritm compatibil cu mediul de programare MATLAB;

28. Modelarea numerică a confirmat funcționarea dispozitivului, a pus în evidență un caz de funcționare incorect care a condus la reproiectarea geometriei percutorilor și a confirmat și faptul că precizia geometrică a percutorilor influențează funcționarea corectă a dispozitivului;

29. Pe baza calculelor, modelării numerice și a concluziilor prezentate am realizat un dispozitiv de găurire cu vibropercuții implementat pe mașina cu comandă numerică tip CP20UO.

30. Introducerea vibroșocurilor la prelucrarea prin așchiere presupune cunoașterea comportării dispozitivului în așchiere pentru stabilirea regimurilor optime de funcționare și determinarea în final a regimurilor optime de așchiere;

31. Pentru încercări și experimentări s-a proiectat standul de încercare și măsurare format din mașina CP20UO, dispozitivul vibropercutant, suport special pentru montarea traductorului incremental și accelerometrului, burghiu, masă tensometrică, punte tensometrică, grup de conectare, eșantioane de cupru OFHC, amplificator operațional și unitatea de calcul Pentium III cu placa de achiziții de date NI 1200 încorporată;

32. În vederea prelucrării electronice a datelor achiziționate pe calculator trebuie cunoscute principiile achiziției semnalelor analog/digitale date de traductoarele utilizate, achiziționate de placa de achiziții de date și a stocării lor sub forme de fișiere;

33. Achiziția digitală a semnalelor propusă de autor a permis aplicarea unor metode avansate de analiză a influențelor diferiților parametri (acelerații, forța de așchiere axială și moment de așchiere) asupra funcționării dispozitivului cum sunt: utilizarea calculatorului, a unor programe specializate pentru stabilirea valorilor și trasarea diagramelor pentru parametrii vizați;

34. Metodele de analiză și măsurare au pus în evidență că regimurile de așchiere utilizate au fost bine alese;

35. În cazul analizei unor semnale complexe cum sunt vibroșocurile, utilizarea unei singure metode de apreciere (analiza „peak to peak”) nu este suficientă, fiind

necesară și o analiză din punctul de vedere al spectrelor frecvențelor, pentru stabilirea unor valori eficiente ale energiei acestora (RMS);

36. Din analiza diagramelor accelerațiilor înregistrate în cele trei puncte de măsurare, prelucrarea prin găurire obișnuită a cuprului OFHC este însoțită de vibrații, iar prelucrarea cu vibropercuții este însoțită de fenomene mult mai complexe: vibroșocuri și amortizări, fenomene care se produc în perioade de timp foarte scurte

37. În urma analizei funcționării dispozitivului vibropercutant s-a constatat că există situații în care prin alegerea unor regimuri de așchiere neadecvate acesta să nu funcționeze în regim vibropercutant (blocare a percutorilor pe camă, sau depășirea impulsului pentru care a fost proiectat);

38. Dispozitivul vibropercutant poate fi îmbunătățit prin introducerea unor materiale cu o capacitate mai mare de amortizare a transducerii vibroșocurilor spre pinola mașinii-unelte prin reproiectarea suportilor lagărelor (bucșe din fontă cu grafit lamelar);

39. O analiză detaliată a factorilor care influențează calitatea suprafețelor este necesară pentru punerea în evidență a factorilor pozitivi și eliminarea celor negativi, lucru realizat prin prelucrări cu regimuri de așchiere diferite, măsurări ale rugozității, urmărirea formării și desprinderilor așchiilor și analiza stratului așchiat;

40. Utilizarea calculatorului și a mediului de programare MATLAB la interpretarea datelor măsurătorilor rugozității a condus la posibilitatea găsirii unor regimuri de așchiere ne testate, care indică cea mai bună rugozitate posibilă de obținut la așchiera vibropercutantă;

41. Urmărirea modului de formare a așchiilor în cazul așchierii vibropercutante prin gradul lor de fragmentare, permite punerea în evidență a unor regimuri de așchiere la care materialul de așchiat, deși are proprietăți plastice, va forma așchii fragmentate specifice materialelor fragile;

42. Deformațiile stratului așchiat rezultate în urma prelucrării cu vibroșocuri oferă posibilitatea obținerii unor suprafețe de calitate superioară în ceea ce privește rugozitatea suprafețelor;

43. Analiza microstructurii stratului deformat oferă posibilitatea alegerii unor regimuri de așchiere vibropercutantă care să asigure o deformare minimă al acestui strat în condițiile asigurării unei valori convenabile a rugozității;

44. Analiza microgeometriei suprafețelor prelucrate prin așchiere cu vibroșocuri vine să întregască studiul de punere în evidență a unor aspecte a calității suprafețelor, cum sunt microdefectele, care prin măsurare pot fi confundate cu microasperitățile rezultate din prelucrare;

45. Utilizarea achizițiilor de imagini ale microstructurii stratului deformat și a microgeometriei suprafețelor prelucrate cu ajutorul calculatorului ajută la punerea în evidență a unor aspecte ale calității suprafețelor care la o analiză obișnuită nu puteau fi puse în evidență;

46. În urma cercetării efectuate în cadrul tezei de doctorat, prelucrarea prin așchiere cu vibroșocuri a materialelor cu plasticitate ridicată poate reprezenta o metodă de obținere a unei calități mai bune a suprafețelor prelucrate;

47. Studiul influenței introducerii vibroșocurilor asupra calității la prelucrări prin așchiere poate fi extins și la alte tipuri de materiale cu plasticitate ridicată cum

sunt; aluminiul și aliajele de aluminiu, oțelurile feritice, oțelul Armco, dispozitivul vibropercutant proiectat permițând acest lucru;

48. Cercetarea efectuată în cadrul tezei poate fi continuată și din punct de vedere teoretic printr-un studiu privind stabilirea ecuațiilor de mișcare a burghiului sub acțiunea vibropercuțiilor, având în vedere complexitatea mișcării acestuia în timpul așchierii.

## 10.2. Contribuții proprii

Cercetările efectuate în cadrul tezei privind influența vibrațiilor și vibropercuțiilor asupra prelucrărilor prin așchiere au condus la următoarele contribuții:

### a) Contribuții teoretice:

1. Sistematizarea datelor existente în literatura de specialitate privind apariția vibrațiilor în procesele de așchiere precum și a utilizării vibrațiilor și vibropercuțiilor în vederea îmbunătățirii calității suprafețelor și eficientizarea prelucrabilității materialelor cu plasticitate ridicată.

2. Studiul proceselor de așchiere prin vibrații pe baza modelului formulat cu ajutorul considerațiilor cinematice privind acțiunea sculei asupra materialului.

3. Simularea cu ajutorul modelului rezultat în urma studiului efectuat, a regimurilor de așchiere posibile cu specificarea situațiilor practice.

4. Completarea studiului cinematic prin considerarea rugozităților obținute în urma procesului de prelucrare prin așchiere cu vibrații. S-a considerat în mod special procesul de așchiere pentru cazul strunjirii cu vibrații axiale.

5. Dezvoltarea unui model dinamic pentru studiul acționării vibropercutante la așchiere cu precizarea principalilor parametrii geometrici și dinamici necesari stabilirii condițiilor optime de funcționare.

6. Elaborarea schemei funcționale a dispozitivului de acționare vibropercutant rezultat în urma modelării fenomenului.

7. Aplicarea metodelor analitice pentru precizarea fenomenelor de ciocnire dintre percutorul de pe colivia arborelui principal al mașinii unelte și arborele port-sculă.

8. Particularizarea rezultatelor obținute în vederea analizei procesului de așchiere la găurirea cu vibropercuții.

9. Simularea pe calculator a funcționării dispozitivului de așchiere vibropercutant și precizarea situațiilor în care funcționarea este posibilă. În mod special se evidențiază situații posibile în care apar: blocarea percutorului cu arborele port - sculă sau lipsa prezenței percuțiilor care sunt cazuri nedorite.

10. Dezvoltarea pe baza modelului adoptat a unei metode de calcul pentru parametri constructivi ai dispozitivului vibropercutant. Pentru precizarea tuturor parametrilor s-au luat în considerare aspecte privind rezistența materialului la solicitări de contact.

11. Executarea unor modificări constructive ale dispozitivului vibropercutant în vederea creșterii eficienței procesului de prelucrare. S-a avut în vedere reproiectarea percutorilor în urma rezultatelor simulării funcționării dispozitivului în regim vibropercutant.

**b) Contribuții aplicative**

1. Adaptarea unui stand cu dispozitiv electromecanic privind introducerea vibrațiilor axiale în procesul de așchiere prin strunjire. Experimentările s-au realizat pe o instalație de măsură de concepție proprie.

2. Prelucrarea datelor rezultate în urma experimentărilor cu dispozitivul de vibrație axială în cazul strunjirii. În urma efectuării măsurărilor s-au putut obține interpretări esențiale privind rugozitatea suprafeței și fragmentarea așchii la diferite regimuri de vibrații.

3. Conceperea și realizarea modernizării dispozitivului Oxford-Airey în cadrul determinării așchiabilității cuprului OFHC la așchiera ortogonală cu șocuri.

4. Realizarea dispozitivului de așchiere prin vibropercuții în urma studiului pe model.

5. Conceperea și realizarea dispozitivului de măsură tensometrică pentru forțele axiale și momentele rezultate în urma acționării dispozitivului vibropercutor.

6. Efectuarea de măsurători a vitezei unghiulare a sculei cu ajutorul unui dispozitiv special construit.

7. Înregistrarea și achiziționarea de imagini privind rugozitatea suprafețelor rezultate în urma așchierii vibropercutante precum și prelucrarea automată a datelor experimentale obținute.

8. Conceperea și realizarea modernizării microscopelor Citival și Neophot 21 pentru a permite achiziționarea imaginilor pe calculator.



## BIBLIOGRAFIE

1. Abouelatta O.B., Mádl J. – Surface roughness prediction based on cutting parameter and tool vibration in turning operations. *Journals of Material Processing Technology*, no.118, Elsevier Science B.V., 2001.
2. Altintas Yusuf – Manufacturing Automation. Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design, Cambridge University Press, Cambridge, 2000.
3. Astakhov V.P., Osman M.O.M., Hayajneh M.T., - Re – evaluation of the basic mechanics of orthogonal metal cutting: velocity diagram, virtual work equation and upperbound theorem. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, no. 41, 2001.
4. Baranov V.N., Zaharov I.E., Moisev V.E., Barukov E.M.,- Sfârâmarea așchiilor în cazul strunjirii metalelor tenace, *Stanki i instrument*, nr. 1963.
5. Berce Petru - Instalație de superfinisare, Universitatea Tehnică Cluj-Napoca Brevet de invenție nr. 100611, 1990, Ro.
6. Becze C.E., Elbestawi M.A. – A chip formation based analytic force model for oblique cutting. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, no.42. 2002
7. Blaj Liliana – Modelarea comportării elasto – vâsco – plastice a materialelor, Ed. Minton, Timișoara, 1999.
8. Brîndeu L. – Vibrații și vibropercuții. Bazele mecanicii vibrațiilor și a vibropercuțiilor. Ed. Politehnica, Timișoara, 2001.
9. Brîndeu L., Buzilă T., Herișanu N. – Dinamica structurilor mecanice. Ed. Politehnica, Timișoara, 2000.
10. Brîndeu L., Roșca G., Herișanu N., **Moga I.**, - Influența vibropercuțiilor în procesele de prelucrare prin așchiere. *Analele Universității din Oradea, Fascicola Mecanică, vol. II, Secțiunea Mecanică, Vibrații, Rezistența materialelor*, Oradea, 2000.
11. Brîndeu Liviu, - Vibrații. Mecanica analitică. Vibrații mecanice, Universitatea Tehnică din Timișoara, Timișoara, 1994.
12. Brîndeu L., Herișanu N. – Vibrații datorate neliniarității forței de așchiere în procesele de prelucrare pe mașini – unelte - Sesiunea de comunicări științifice „Implicarea cercetării științifice în dezvoltarea și modernizarea proceselor de fabricație”, Sibiu, 1995.
13. Brîndeu Liviu – Formulări și rezultate noi în studiul vibropercuțiilor. *Buletinul științific al Universității „Politehnica”*. Timișoara, Seria Mecanică, Tom 47 (61), 2002.
14. Brîndeu L., Herișanu N., **Moga I.** – Studiul mașinii de încercat la vibropercuții. *Analele Universității din Oradea, Secțiunea T.C.M.*, Oradea, 2002.
15. Broch T.J. Olsen P.H., – Analyse fréquentielle de chocs mécaniques et d’impulsions isolées. *Impulse Analysis to Advance Techniques in Acoustical, Electrical, and Mechanical Measurement*, Edition Française, no. 3, Brüel & Kjær, 1970.



16. Bruno Josso, David R. Burtor, Michael J. Lalor – Wavelet strategy for surface roughness analysis and characterisation. Computer methods in applied mechanics and engineering no.191, Elsevier Science B.V., 2001.
17. Buzdugan Gh., Fetcu L., Radeș M. – Vibrații mecanice – E.D.P., București 1982.
18. Buzdugan Gh., Blumenfeld M., - Tensometrie electrică rezistivă, Ed. Tehnică, București, 1966.
19. B.Y. Lee, Y.S. Tarng – Surface roughness inspection by computer vision in turning operations. International Journal of Machine Tools & Manufacture, no. 41, p.1251 – 1263, Elsevier Science Ltd, 2001.
20. Cedighian Suren – Materiale magnetice. Îndreptar, Ed. Tehnică, București, 1974.
21. Chiriacescu T. Sergiu – Stabilitatea în dinamica așchierii metalelor, Ed. Academiei Române, București, 1984.
22. Chiriacescu T. Sergiu – Contribuții la studiul stabilității dinamice a proceselor de prelucrare pe mașinile-unelte așchitoare, Teză de doctorat – Institutul Politehnic din Iași, 1971.
23. Chizhik S.A., Gaiduk N.B. Myshkin N.K. – Computer simulation of precision contact with account of microgeometrical and mechanical heterogeneity of surface. International Journal of Machine Tools & Manufacture, no.41, Elsevier Science Ltd, 2001.
24. Clarence W. de Silva – Vibration. Fundamentals and Practice, Library of Congress Cataloging in Publication Data. USA, 2000.
25. Cocaină A., Haș V., Vesseleny T., **Moga I.**, - Metodă numerică de analiză spectrală folosită în cazul vibrațiilor mașinilor – unelte. Analele Universității din Oradea, Secțiunea Tehnologii în construcția de mașini, Oradea 2002.
26. C.F. Cheung, W.B. Lee – Characterisation of nanosurface generation in single-point diamond turning. International Journal of Machine Tools & Manufacture, no. 41,p 851 – 875, Elsevier Science Ltd, 2001.
27. Deacu Liviu, Pavel Gh., - Vibrații la mașini – unelte Ed. Dacia, Cluj – Napoca, 1977.
28. Deacu Liviu – Noi contribuții la tehnica prelucrării prin vibroașchiere, Construcția de mașini, nr.11, 1967.
29. Deacu L. Magyarosy I., Ștefănescu C., - Contribuții la tehnica prelucrării prin vibroașchiere, Construcția de mașini, nr.6-7, 1966.
30. Del Pedro M., Pahud P. – Vibrations Mechanics. Liniar discrete systems. Published by Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1991.
31. Dirikolu M.H., Childs T.H.C., Mackawa K, - Finite element simulation of chip flow in metal machining. International Journal of Mechanical Sciences, no. 43, 2001.
32. Dodoc Petre – Strunjirea de înaltă precizie – Ed.Tehnică, București, 1970.
33. Dorin Al., Marinescu I., Enciu G., - Sisteme de scule pentru mașini – unelte cu comanda numerică. Ed. Tehnică, București, 1986.
34. Drăghici I., Jula A., Chișu E., Rădulescu C., ș.a – Organe de mașini. Probleme. E.D.P. București 1980.

35. Dübbel – Manualul Inginerului Mecanic. Fundamente. Ed. Tehnică, București, 1998.
36. Eliasberg M.E., - Bazele teoriei autooscilațiilor la așchiera metalelor, Mașini unelte și scule 1, pag. 3-12, 2 pag. 71-78, 1963.
37. Farahani K., Mofid M., Vafai A., - United elements method for general contact – impact problems. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 191, 2001.
38. Feng Xiong, Xiang Qian Jiang, Yongsheng Gao, Zhu Li – Evaluation of engineering surfaces using a combined fractal modeling and wavelet analysis method. International Journal of Machine Tools & Manufacture, no. 41, p.2187– 2193, Elsevir Science Ltd, 2001.
39. Francis E.H. Tay, Sumit Kanti Sikdar, M.A. Mannan – Topography of the flank wear surface. International Journal of the Material Processing Techonology, no. 120, Elsevier Science B.V., 2002.
40. Gaidis R.D., Ragulskis K.M., Ostashavichus V.V., - Component shape optimization in vibroimpact systems with distributed parameters, Vibration Engineering, nr. 4, pag. 269 – 280, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1990.
41. Genta Giancarlo – Vibration of structure and machines. Practical aspects. Springer – Verlag, New York, 1999.
42. Géradin M., Rixen D. – Mechanical Vibrations. Theory and Application to Structural Dynamics. Copyright by John Wiley & Sons Ltd., New York, 1997.
43. Ghinea M., Firețeanu., - Matlab. Calculul numeric. Grafică. Aplicații. Ed. Teora, București, 1997.
44. Goldsmith Werner – Impact the theory and physical behavior of colliding solids. Arnold (Publishers) Ltd, London, 1960.
45. Groșanu I., Brîndeu L. – Vibrații mecanice – Institutul politehnic „Traian Vuia”, Timișoara, 1986.
46. Harris M. Cyril – Shok and Vibrations handbook. McGraw – Hill, New York, 1995.
47. Harris M.C., Crede E.C., - Șocuri și vibrații, vol. I, II, III. Ed. Tehnică, București, 1968 – 1969.
48. Haș V., Cocaină A., Polojințef C.N., Moga I., - Aspecte ale achiziției de date computerizate în cazul măsurării vibrațiilor. Analele Universității din Oradea, Secțiunea Tehnologii în construcția de mașini, Oradea 2002.
49. Herișanu N. Horațiu – Contribuții privind studiul vibrațiilor mașinilor-unelte, Teză de doctorat, Timișoara, 1998.
50. Huseyin M. Ertunc, Kemeth A Loparo, Hasan Ocak – Tool wear condition monitoring in drilling operations using hidden Markov models (HMMs). International Journal of Machine Tools & Manufacture, no. 41, p. 1363 – 1384, Elsevier Science Ltd, 2001.
51. H.M. Ertunc, K.A. Loparo – A decision fusion algorithm for tool wear condition monitoring in drilling. International Journal of Machine Tools & Manufacture, no. 41, p.1347 – 1362, Elsevier Science Ltd, 2001.
52. Hütte – Manualul inginerului. Fundamente – Ed.Tehnică, București, 1995.

53. Inman J. Daniel – Engineering Vibration. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1996.
54. Ignea Alimpie – Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice, Ed.de Vest Timisoara,1996.
55. Ispas C., Simion F.P. – Vibrațiile mașinilor unelte. Teorie și aplicații. Ed.Academiei Române, București, 1986.
56. James M.L., Smith G.M., Wolford J.C., Whaley P.W. – Vibration of Mechanical and Structural Systems: with microcomputer applications. Copyright by Harper Collins College Publishers, New York, 1994.
57. Jaspers S.P.F.C., Dantzenberg J.H. – Material behavior in metal cutting: strains, strain rates and temperatures in chip formation. Journal of Materials Processing Technology, vol. 121, 2002.
58. Juhchin A, Yang, Venkatraman Jaganathan, Ruxu Du – A new dynamic model for drilling and reaming processes. International Journal of the Machine Tools & Manufacture, no. 42, Elsevier Science Ltd, 2002.
59. J.Paulo Davim – A note on the determination of optimal cutting conditions for surface finish obtained in turning using design experiments. Journal of Materials Processing Technology, no. 116, p.305 – 308, Elsevier Science B.V., 2001.
60. Kudinov V.A. – Dinamica mașinilor – unelte – Ed.Tehnică, București, 1970.
61. K.Yanagi, S.Hara, T.Endoh – Summit identification of anisotropic surface texture and directionality assessmit based on asperity tip geometry. International Journal of Machine Tools & Manufacture, no.41, p. 1863 – 1871, Elsevier Science Ltd, 2001.
62. Maghiar T., **Moga I.**, Ungur P., - Aspecte privind îmbinarea prin lipire a cuprului OFHC cu oțelul ARMCO utilizată în construcția magnetroanelor, ALETHEIA – Revistă de știință și dialog interdisciplinar, nr.12/2001, p.439, Ed. Napoca STAR, Oradea 2001.
63. Marian Dinu – Metale de înaltă puritate, Ed. Tehnică București, 1988.
64. **Moga Ioan** – Tehnologii de fabricare a magnetroanelor. Dizertație, Universitatea din Oradea, iunie 1996.
65. **Moga Ioan** – Proiectarea și realizarea unui dispozitiv de prelucrare prin așchiere cu șocuri a materialelor moi. Referat III, Universitatea „Politehnica” Timișoara, octombrie 2001.
66. **Moga I.**, Brîndeu L., Ungur P., Vesseleny T. - Procesul neîntrerupt de așchiere cu vibrații axiale. Analele Universității din Oradea, Secțiunea Mecanică, Oradea, 2001.
67. **Moga I.**, Ungur P., Cocaină A., Vesseleny T. – Unghiurile funcționale la așchiera cu vibrații axiale. Analele Universității din Oradea, Secțiunea Mecanică, Oradea 2001.
68. **Moga I.**, Brîndeu L., Polojințef-Corbu N., Vesseleny T., - Computer model of tool path and surface roughness in axial vibratory turning. Buletinul Științific al Universității „Politehnica” din Timișoara, Tomul 47(61), Fascicola 2, 2002.
69. **Moga Ioan** – Metode de prelucrare intensive prin introducerea vibrațiilor și șocurilor. Referat II, Universitatea “Politehnica”, Timișoara, septembrie 2001.

70. **Moga I.**, Brîndeu L., Vesseleny T., Ungur P. - Vibration enhanced cutting process analysis. Buletinul Științific al Universității „Politehnica” din Timișoara, Tomul 47(61), Fascicola 2, 2002.
71. **Moga I.**, Vesseleny T., Brîndeu L., Cocaină A., - Design of an experimental device used for vibro-impact metal cutting of high plasticity materials. Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol III, Ed. Universității din Oradea, 2004.
72. Moraru V., Ispas C., Rusu Șt. – Vibrațiile și stabilitatea mașinilor-unelte – Ed. Tehnică, București, 1982.
73. M. Wieczonowski – Spiral sampling as way of data acquisition in surface topography. International Journal of Machine Tools & Manufacture, no. 41,p 2017 – 2022, Elsevier Science Ltd, 2001.
74. Nicolescu L.J., Stoka M.I. – Mathematics for Engineers, vol. 1. Abacus Press, Tunbridge Wells, Kent, English Edition, 1974.
75. Oliver Dick – Fractali. Editura Teora, București, 1996.
76. Oprean A., Sandu Gh., Minciu C., Deacu L., Giurgiuman H., Oancea N. – Bazele așchierii și generării suprafețelor. E.D.P., București, 1981.
77. Palmov V., - Vibration of elasto – plastic Bodies, Springer – Verlag, New York 1998.
78. Petrican M., Curtu I., Sperchez F., Mitișor A., Paraschiv N. – Aplicații de tensometrie în industria lemnului. Ed. Tehnică, București, 1980.
79. Picoș C., Coman Gh., Slătineanu L., Grănescu T., - Prelucrabilitatea prin așchiere a aliajelor feroase. Ed. Tehnică, București, 1981.
80. Picoș C., Pruteanu O., Bohosievici C., ș.a. – Proiectarea tehnologiilor de prelucrare prin așchiere, vol I și II. Ed. Universitas, Chișinău, 1992.
81. Poduraev V.N. – Obrabotka rezaniem s vibrațiami. Izdatelstro. „Mașinostroenie”, Moskva, 1970.
82. Poduraev V.N., Bezdorodov A.N., - Folosirea autooscilațiilor pentru sfărâmarea așchiilor. Stanki i instrument, nr. 1, pag.17-20, 1963.
83. Ponomarev S.D., Biderman V.L., Liharev K.K., Makușin V.M., Malinin N.N., Feodosiev V.I. – Calculul de rezistență în construcția de mașini. Calculul solicitărilor dinamice, vol. I, Ed. Tehnică, București, 1956.
84. Ponomariov S.D., Biderman V.L., Liharev K.K., Makușin V.M., ș.a. – Calculul de rezistență în construcția de mașini vol.III. Ed. Tehnică, București, 1964.
85. Popovici C., Savu Gh., Killman V. – Tehnologia construcției de mașini – E.D.P. București, 1969.
86. Rahman M., Kumar A.S., Prakash J.R.S., - Micromilling of pure copper. Journal of Materials Processing Technology, no.116, 2001.
87. Rowe G. W., Sturgess C.E.N., Hartley P., Billinger I., Finite element plasticity and metalforming analysis. Cambridge University Press, New York, 1990.
88. Rusu Ștefan – Metodă teoretică și experimentală de investigare a proprietăților de stabilitate la autovibrații ale sistemului dinamic al mașinilor-unelte, Construcția de mașini, nr. 8, 1975.
89. Rusu Ștefan – Asupra stabilității sistemului dinamic nelinier al mașinilor-unelte, la așchieria materialelor tenace, Construcția de mașini, nr. 8, 1975.



90. R.J. Pike – Digital terrain modeling and industrial surface metrology – converging crafts. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, no. 41, p. 1881 – 1888, Elsevier Science Ltd, 2001.
91. R. Krüger – Sehm, J.A. Luna Perez – Proposal for guideline to calibrate interference microscopes for use in roughness measurements. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, no. 41, p. 2123 – 2137, Elsevier Science Ltd, 2001.
92. Santochi M., - Present research trends in metal cutting. In : Study of metal cutting and forming processes „Eurometalworking '94, Udine, September 28 – 30“, Edited by: Cosmacini E., Pacagnella R., Centro Grafico S, Milano, 1994.
93. Shabana A. A. – Vibration of Discrete and Continuous Systems. Copyright by Springer – Verlag, New York, 1997.
94. Shengfeng Lu, Youngsheng Gao, Tiebang Xie, Feng Xie, X.Q.Jiang, Zhu Li, Fangmin Wang – A novel contact hybrid measurement system for surface topography characterization. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, no. 41, p. 2001 – 2009, Elsevier Science Ltd, 2001.
95. Shin J. Albert – Finite element simulation of orthogonal metal cutting. *Journal of Engineering for industry, ASME*, no. 84/vol. 117, February, 1995.
96. Shin J. Albert – Finite element analysis of the rake angle effects in orthogonal metal cutting. *International Journal of Mechanical Sciences* no. 1 vol. 38, 1996.
97. Silaș Gh., Brândeș L. – Sisteme vibropercutante. Ed. Tehnică, București, 1986.
98. Silaș Gh., Rădoi M., Brândeș L. ș.a. – Culegere de probleme de vibrații mecanice – vol. II, Ed. Tehnică, București, 1973.
99. Silaș Gh., Brândeș L., Roșca G. – Autooscilații neliniare la prelucrările prin așchiere, *Lucrări științifice, Seria A – Institutul de Învățământ Superior, Oradea*, 1978.
100. Silaș Gh., Brândeș L., Roșca G. – Studiul autooscilațiilor neliniare ce apar la prelucrarea prin așchiere, *Lucrări științifice, Seria A – Institutul de Învățământ Superior, Oradea*, 1979.
101. Silaș Gheorghe – Mecanică, Vibrații mecanice – E.D.P., București, 1968.
102. Smith W. Steven – The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing. Second Edition, California Technical Publishing, San Diego, 1999.
103. Sokolovski A.P. – Vibrațiile în timpul prelucrării pe mașinile unelte. În culegerea “Vibrațiile mașinilor-unelte în timpul așchierii metalelor”, traducere din limba rusă – I.D.T., București, 1959.
104. Spiewak S.A., Nickel T., - Vibration based preload estimation in machine tool spindles. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, no. 41., 2001.
105. S. Brinkmann, H. Bodschwinn, H. – W. Lenke, - Accesing roughness in three – dimensions using Gaussian regression filtering. *International journal of Machine Tools & Manufacture*, no. 41, Elsevier Science Ltd, 2001.
- 106 S.J. Xiao, X.Q. Jiang, L. Blunt, P.J. Scott – Comparison study of the biorthogonal spline wavelet filtering for area rough surfaces. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, no. 41, p. 2103 – 2111, Elsevier Science Ltd, 2001.
107. Șabac Gh. Ion – Matematici speciale. E.D.P., București, 1981.



108. Ștețiu M. – Analogical interpretation between tribology and chip removal, in: Study of metal cutting and forming processes “eurometalworking '94, Udine, September 28-30”, Edited by: Cosmacini E., Pacagnella R., Centro Grafico S, Milano, 1994.
109. Ștețiu G., Lăzărescu I.D., Oprean C., Ștețiu M., - Teoria și practica sculelor așchiatore , vol.I, Ed. Universității din Sibiu, Sibiu, 1994.
110. Tănăsescu F.T., Stanciu V., Nițu S., Nițu C., - Agenda tehnică. Ed. Tehnică, București, 1990.
111. Thomson T. William – Theory of Vibration with Application – Chapman & Hall, New York, 1993.
112. Tobias S.A. – Machine tool Vibration. London, Blacki, Glasgow, 1965.
113. Trandafir Rodica – Probleme de matematică pentru ingineri. Ed. Tehnică, București, 1973.
114. Vasilenko N.V. – Orascete avtokolebanii pri rezanii metallov, Priklandnaia mehanika, 3; 6; 24-56; 1967.
115. Vladimirov V.S. – Ecuatiile fizicii matematice. Ed. Științifică și Enciclopedică, București, 1980.
116. Vlase Aurelian – Considerații asupra deformațiilor plastice la așchieria oțelurilor inoxidabile în lumina teoriei dislocațiilor, Construcția de mașini, nr.9, 1975.
117. Voinaroski Rudolf – Mecanica. E.D.P, București, 1968.
118. Voinea R., Voiculescu D., Ceaușu V. – Mecanica. E.D.P., București, 1984.
119. Wagoner R. H., Chenot J. L. - Fundamentals of metal forming. John Wiley & Sons, Inc Canada, 1997.
120. Wang J. – Development of chip flow model for turning operations. International Journal of Machine Tools & Manufacture, no. 41, 2001.
121. X.Q. Jiang, L.Blunt, K.J. Stout – Lifting wavelet for three-dimensional surface analysis. International Journal of Machine Tools & Manufacture, no.41, p.2163 – 2169, Elsevier Science Ltd, 2001.
122. Zaciuc Radu – Prelucrarea digitală a semnalelor. Ed. Albastră, Cluj Napoca, 2003
123. Zhuangde Jiang, Haiong Wang, Bin Fei – Research in the application of fractal geometry in characterizing machined surfaces. International Journal of Machine Tools & Manufacture, no.41, p.2187 – 2193, Elsevier Science Ltd, 2001.
124. \*\*\* Cartea tehnică, TIRO, I.M.F., București, 1990.
125. \*\*\* Catalog, The Measurements and Automation. National Instruments, 2004.
126. \*\*\* Mediu de programare MATLAB<sup>®</sup> V 6.0.0.88.R12, Licență Universitatea din Oradea.
127. \*\*\* Titex plus. Precision Cutting Tools. The Complete 2002 Catalogue.
128. \*\*\* Mediu de programare Third wave Advant Edge<sup>™</sup> V 3.0., varianta demonstrativă.
129. \*\*\*. Mediu de programare Catia<sup>®</sup> V 5.2. Licență Universitatea din Oradea.
130. \*\*\* Grant CNC SIS „Cercetări privind influența vibrațiilor și vibropercuțiilor asupra procesului de prelucrare prin așchiere”, Tema 59, Cod 417, director prof. dr. ing. Brîndeu Liviu, **Moga Ioan** în calitate de colaborator extern,

2002;

131. \*\*\* Brevet de invenție „ Dispozitiv de fixare a blocului anodic al magnetronului de putere cu cavități multiple pentru prelucrarea alezajului prin strunjire”, dr.ing.Maghiar T., ing.Ungur P., **ing.Moga I.**, ing.Buidoș T.,ing.Tătaru B., RO 116839 B, 29.06.2001, OSSIM, București

**Abstract of PhD thesis**  
**„Influence of vibro-impact introduction in cutting process on quality of machined surfaces”**

**Content**

<b>Introduction.....</b>	<b>1</b>
<b>1. General considerations on current stage of vibrations and vibro-impact study in cutting process .....</b>	<b>4</b>
1.1. Cutting process description.....	4
1.2. Vibrations in cutting process.....	18
<b>2. Self induced vibrations in cutting process. ....</b>	<b>35</b>
2.1. Specifics of the phenomenon. ....	35
2.2. Self induced vibration sources.....	36
<b>3. Introduction of vibrations in cutting process. ....</b>	<b>58</b>
3.1. Effects of vibrations in metal cutting. ....	58
3.2. Uninterrupted cutting process with axial vibrations.....	64
3.3. Functional angles at axial vibration metal cutting.....	72
3.4. Cinematic of non-continuous metal cutting with axial vibrations.....	76
3.5. Use of multiple cutting edge tools at axial vibration metal cutting.....	84
3.6. Tangential direction vibrations in cutting process.....	89
<b>4. Mechanics of cutting process.....</b>	<b>101</b>
4.1. Particularities of vibration metal cutting.....	101
4.2. Chip type and shape at vibration processing.....	108
4.3. Mechanics of chip formation in a single plane of dislocation.....	111
4.4. Chip formation process in thick deformation region model.....	117
4.5. Factors to establish modification of displacement angle.....	121
4.6. Particularities of chip formation process when vibration is present.....	123
<b>5. Base parameters of vibration metal cutting.....</b>	<b>129</b>
5.1. Physical base parameters of vibration metal cutting process.....	129
5.2. Influence of vibration on the quality of machined surface.....	141
5.3. Numeric simulation of axial vibration turning.....	145
5.4. Conclusions.....	157
<b>6. Devices and results regarding of vibration introduction in metal cutting .....</b>	<b>159</b>
6.1. Special devices.....	159
6.2. Introduction of vibrations in metal cutting using an electromechanical device.....	161
6.2.1. Description of experimental system used to introduce vibrations in metal cutting process.....	161
6.2.2. Experiments regarding axial vibration turning of high plasticity materials .....	164
6.3. Conclusion.....	177
<b>7. Non-continuous impact cutting.....</b>	<b>179</b>
7.1. Non-continuous impact cutting device .....	179
7.2. Advantages of vibration-impact in metal cutting.....	181
7.3. Integration of the device in the machining system.....	183
7.3.3. Similarity of orthogonal shock cutting with vibro-impact cutting .....	189
7.4. Conclusions.....	203
<b>8. Study of vibro-impact device operation.....</b>	<b>204</b>
8.1. Classification of device operational modes.....	204
8.2. Determination of impact if vibro-impact is present.....	206
8.2.1. Establishing of restitution coefficient for the assumed model.....	206
8.2.2. Establishing of relations between geometric, cinematic and dynamic parameters of the model.....	209

8.3. Calculus of component machine parts which are exposed to impact.....	215
8.4. Numeric modeling of device operation in vibro-impact mode.....	230
8.5. Conclusions.....	244
<b>9. Experimental study regarding vibro-impact effects on the cutting process.....</b>	<b>246</b>
9.1. Design of the experimental system for measuring operating parameters.....	246
9.2. Experiments conducted on the designed system in order to highlight vibro-impact effects.....	248
9.3. Acquisition and processing of experimental data.....	251
9.4. Verification of main hypothesis and establishment of modes regarding operation with vibro-impact.....	265
9.5. Influence of vibro-impact application on surface quality.....	296
9.5.1. Surface quality of vibro-impact processed parts.....	300
9.5.2. Cut and vibro-impact cut layer analysis.....	305
9.5.3. Analysis of vibro-impact processed surface micro-geometry.....	311
9.5.4. Conclusions.....	315
<b>10. Conclusions and contributions.....</b>	<b>317</b>
10.1. Final conclusions.....	317
10.2. Contributions.....	322
<b>References .....</b>	<b>324</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>332</b>
<b>Appendix. ....(In a separate volume)</b>	

### KEYWORDS

Vibration, vibro-percussion, vibration metal cutting, vibro-impact metal cutting, surface quality, surface roughness, metal cutting vibro-impact device..

### SINTHESIS OF THESIS MAIN PARTS

The PhD thesis with the title „Influence of vibro-impact introduction in cutting process on quality of machined surfaces”, contains 10 chapters, 220 figures, 21 tables, 46 appendix in a separate volume and 131 reference titles.

The work proposes the implementation of vibration and vibro-impact cutting method at the processing of high plasticity materials (such as ARMCO steel and OFHC copper) and also the analysis of resulting surface quality.

In order to fulfill this goal the following steps had been done:  
synthesis of current stage research in the field of vibration which are naturally born in cutting process, and the problems of vibration and vibro-impact on purpose introduction in the cutting process;

- modeling of roughness path formation at vibration cutting (2D and 3D);  
testing and experimentation of axial vibration introduction at exterior turning of ARMCO steel and OFHC copper based on the results of roughness numerical modeling, using a specially designed experimental system;

- conception of an experimental system for the study of impact cutting in order to determine cinematic and dynamic parameters of OFHC copper processing and in order to obtain preliminary data needed for the design of an experimental vibro-impact device;

design, realization and implementation of a vibro-impact device for vibro-impact movement introduction at the drilling of OFHC copper on the CP20UO CNC machine tool;

design and realization of an experimental system for the study of operation of the vibro-impact device and for the measuring of vibro-impact cutting parameters;

- elaboration of conclusions and presentation of contributions.

By superimposing vibrations which are naturally born in the cutting process with those generated on purpose some situations can occur which can lead to tool and device break and even

machine tool breakdown. For this purpose, there had been realized studies of researches in this field synthesizing them in chapter 1÷5.

In order to successfully implement vibration and vibro-impact cutting method it is necessary to know vibration phenomena which usually occurs at metal cutting, because, generally these phenomena influences the cutting process in a negative way.

In **chapter 1** there is presented a study of current stage regarding vibration in the cutting process, by a systematic approach of process dynamics and acceptance (for study purpose) that the system is composed by multiple subsystems which are interacting with each other. Also in chapter 1 there are presented the four subsystems of the processing system and the way in which vibrations are born, the nature of forces, which cause the vibrations and their analytical expressions. There are analyzed the parameters which are leading to the vibrations of the processing system: constructive design of machine tool, due to part and tool cinematic chain (gears, belts, bearings, stick-slip), materials used at the construction of machine tool, type of tools, cutting forces, the shape and fixture of tools, tool geometry (angles, faces), tool wear, non-homogeneity of raw material, part fixture device, cutting parameters (speed, feed, cutting depth), interdependencies between part and tool, due to vibration transmission from other sources and existent isolations.

In **chapter 2** there are presented the causes of self-vibration, equations, which are describing the self-vibration phenomena and their sources. For each self-vibration source the movement equations are written which are defining the source. Movement equations of self-vibrations are written as function the mode how are they treated, the interconnections between subsystems of the cutting process, therefore in order to take into account only one subsystem the equations are written for a single degree of freedom and for the interconnection of two subsystems there are written the equations for two degrees of freedom.

In **chapter 3** there are presented the motivations of vibration introduction in the cutting process, the methods of introduction of vibrations from the exterior and the cinematic of vibration cutting. In case of on purpose introduction of vibration in order to ensure the cutting process fulfillment with better results than in normal cutting, the introduced vibrations always must be controlled by their parameters : well defined direction, frequency, amplitude and shape, which have to lead to an enhanced cutting. In the case of vibrations that are born in the process the parameters will be hardly controllable, some of them can be reduced by certain methods but generally these vibrations make the results of cutting worth. Therefore by introducing vibrations from the exterior the phenomena which occur in the cutting process must be well understood, on this basis can be designed the devices for the introduction of vibration and vibro-impact from the exterior.

The methods to introduce vibrations in cutting process are adapted in function of the cutting method, machine tool, raw material, and cutting operation.

As a cutting method, in this work there had been studied the introduction of vibrations on the feed direction in the case of turning with sinusoidal waveform vibrations, because in this case in conformity with the Fourier series, any form of oscillatory motion can be reduced to the sum of oscillations of harmonic form. From the point of view of the direction of vibration introduction in the cutting process there had been studied the cinematic of vibration cutting on the direction of the feed (axial vibration cutting) and perpendicularly to the feed direction (tangential vibration cutting).

The cinematic of cutting in the two cases had been studied from the point of view of the amplitudes of oscillations comparing them with the usual feed in turning operations resulting two situations:

- when the amplitude of oscillatory movement smaller or equal to the feed, in this case the non-interrupted cutting process with axial vibrations results, respectively follows that the tool is not leaving the cutting process;

- when the amplitude of oscillatory motion is greater than the feed, resulting the discontinuous axial and tangential vibration cutting, the tool is leaving the material for a certain time.

Also in chapter 3 there are presented the non-interrupted and discontinuous vibration cutting cinematics in the case of axial and tangential vibration cutting in case of turning, together with the



presentation of linking relations between parameters of normal cutting: speed, feed, depth, length of chip element and rake face and rake tool angles, with the parameters of vibratory motion: frequency, speed, amplitude, period, there are also presented relations which define the vibration movement for multiple edge tools like those used in drilling operations.

In **chapter 4** by "Mechanics of cutting process" there are presented the particularities of the dynamics of vibration cutting, the mechanical properties, of materials with high plasticity used for experiments, the models of chip formation, types of chips resulted from continuous and discontinuous vibration cutting, contraction of chip and factors which has an influence on the dynamics of chip formation in the condition of continuous and discontinuous axial and tangential vibration cutting. In chapter 4 there are also presented the mathematical relations which links cutting forces, cutting parameters, material deformation in the cutting zone and chip elements, in the case of different dynamic models of chip formation, in the condition of vibration cutting.

In the first part of **chapter 5** (paragraph 5.1) there are presented the evolution of the main basis parameters of vibration cutting process like: cutting force, cutting moment, thermal phenomena in vibration cutting, tool wear and cooling media and factors which has an influence on these parameters during the vibration cutting process. Also there are presented the mathematical relationships, which shows, the dependencies between the basic parameters of vibration cutting process and the cutting parameters.

In the second part of chapter 5 (paragraph 5.2) there is presented the influence of cutting parameters on surface quality and the equation of movement of tool tip on the surface of the part, when roughness is generated.

In order to test the path of the tool tip and to generate roughness by means of feed and vibration movement parameters at axial vibration exterior turning, a numeric simulation had been realized, under MATLAB<sup>®</sup> environment. The simulation had been made in the conditions of exterior finishing turning. The matrix of path and roughness height had been written in the model for simulation which had permitted to plot path and roughness height diagrams with the help of MATLAB<sup>®</sup> special functions, in different conditions of vibration movement parameters specially amplitude and frequency, after the simulation conclusions could be made regarding optimal cutting parameters of axial vibration cutting in order to obtain best roughness of processed parts surface.

In **chapter 6** there are presented synthetically some of the most important vibration cutting devices from the articles in this domain. This device had been used by the author in the experimental system for vibration cutting, tested upon two materials with high plasticity.

The vibration device was built for other kind of applications [5], and it had been modified in the tool holding part (modification made by the author) and the new operative parameters had to be established.

The vibration device is of electro-mechanic type, having as main parts two coils which have between them the tool holder placed on elastic elements, which allows the tool holder to oscillate, the oscillatory movement can be controlled in frequency and amplitude by keys on the command board.

In order to test the operating parameters of the device and to fulfill the experiments, the device had been integrated in an experimental system consisting of: lathe, vibration device, accelerometer for measurement of vibration acceleration of the tool, an operational amplifier for signal amplification, connector block, acquisition card and Pentium III personal computer.

The acquisitioned signals had been processed under MATLAB using the FFT function in order to obtain frequency spectrum diagram and for displacement and speed diagrams the integration Simulink blocks had been used. After obtaining a set of frequencies and amplitudes of acceleration in which the device is working optimally at cold run, the simulations of roughness had been remade in order to test if the new parameters of vibration device lead to convenient roughness.

After the second simulation small adjustments of frequencies and amplitudes had been made. With the new adjusted values of parameters, experiments of axial vibration turning had been made on ARMCO steel and OFHC copper. As a result of the experiments with certain cutting parameters at ARMCO steel turning the obtained roughness was twice better than that obtained for

normal cutting and for the OFHC copper the roughness was as good as for normal cutting. For both materials, for every cutting parameter the chip breakage was more better than in normal cutting.

The highlighting of surface roughness was made for every case in two ways:

1) – measurement of roughness with the Taylor Hobson type Surtronic 2, roughness measuring device in the laboratories of „S.C. Stimin S.A.” Oradea;

2) – by the acquisition of processed surface images using the Citival microscope, an adapted digital video camera and a Pentium III personal computer, the system was designed by the author in the laboratories of the University of Oradea. After the acquisition the images were compared with standard roughness images.

In **chapter 7** the similarity between discontinuous vibration cutting and impact cutting was presented, the devices used to introduce vibro-impact in cutting process, advantages of vibro-impact cutting, methods of introduction of vibro-impact in cutting process, selection of machine tools for vibro-impact cutting, selection of machining scheme, principles of design of devices and units affected by impact and vibration which gives the basic rules that must be taken into account in this case, selection of constructive model of vibro-percussion device for which it is given the basic scheme, operating and destination (drilling operation).

In order to operate at certain cutting parameters, the device has to fulfill certain vibro-percussion parameters which will be used as initial data at the final design and realization of the device. These vibro-impact cutting parameters for the drilling operation had not been studied yet and the author proposes a method of research by using the similarity between impact cutting and vibro-impact drilling operation, because the displacement of the tool as it penetrates the metal, at the first impulse is made identically, the tool having an initial speed is slowed down only by the materials reaction to the tool penetration. In order to make the similarity more accurate the constructive angles namely the rake and face angles of the tool had been adapted to be identical with the angles of the drill and the tests were run with the same material (OFHC copper) which is processed at the vibro-impact drilling operation

The impact cutting experiments were made on an experimental device designed by the author from an Oxford-Airey pendulum, to which has been adapted a rotation transducer TIRO1000C in order to measure the angular displacement, of the tool in the material, the free run displacement of the pendulum, and the angular displacement during cutting. The transducers was connected to a data acquisition board installed on the PCI bus of a Pentium III personal computer. The transducer produce TTL signals which are counted by the acquisition board.

As a result of the impact cutting experiments optimal values had been established for the impact cutting speed, angular displacement at this speeds ( $\theta_a$ ), cutting force, the relation that describes the angular displacement dependency of time ( $\theta_p$ ), and the expression of cutting specific energy for OFHC copper. Also after the experiments and data processing the diagrams of variation of  $\theta_a$  angle as function of cutting speed, the diagrams of angular displacement  $\theta_p$ ,  $\theta_{ap}$  as function of time and the diagrams of variation of angular speeds at free run ( $\omega_p$ ) and cutting ( $\omega_{ap}$ ) had been plotted.

In order to study chip formation and deformed cutting layer a impact cutting there had been made metallographic analysis of the chip basis on an experimental device which includes a Neophot 21 microscope upgraded by the author in order to be able image acquisition on a personal computer.

The obtained data at impact cutting were used in design and numeric modeling calculus of the proposed vibro-percussion device at the operation of vibro-impact drilling of OFHC copper.

In **chapter 8** the study of the operation of the model of vibro-percussion device had been made and on this basis the following proposals had been made: the strike scheme for the parts that compose the percussion mechanism; the basic scheme of cinematic and dynamic parameters determination .

On the basis of the two scheme there had been establish the calculus relations for the constructive elements and linking relations between the constructive elements and the dynamic parameters: impulse, percussion impulse, restitution coefficient and inertia moment, impulse as function of main spindle rotation of the machine tool, cutting speed as function of rotation of the

spindle.

Using the condition of restitution impact (elasto-plastic), in the contact zone between the two impacting parts namely the percussion part and the device shaft cam, the contact strength given by Hertz relation for an admissible deformation of the percussion part was calculated.

The geometric construction, resulted from calculus, at a certain scale, had been realized in Catia<sup>®</sup> version 5.2, and with this occasion there had been automatically calculated the moment of inertia of the percussion part and the device shaft. After obtaining of all dimensions for the percussion part and the shaft cam, the testing of the device had been made in percussion mode by numeric modeling with the help of a program written by the author for this purpose, under the MATLAB<sup>®</sup> environment.

For the simulation of dynamic operating mode the movement relations had been written taking into account the speed of the machine tool spindle. The data were introduced in a module which plots the percussion part and the shaft cam contour and calls another module to generate the node points on the two parts.

The movement simulation had been made by time stepping in function of angular speeds and impact speeds which are changed in value and sign as the simulation advances. It is also necessary to test the time moments, when the impact takes place, considering that two cases can occur:

- 1) – impact between a edge of the percussion part and a surface of the device shaft cam;
- 2) – impact between a surface of the percussion part and a edge of the device shaft cam.

Testing of impacts had been made by means of a separate module called by the main program.

By the running of the main program under MATLAB<sup>®</sup> environment the movement sequences are calculated and the positions of the two impacting parts are memorized and then a movie is generated with the memorized sequences. The movie helps the understanding of vibro-percussion device operation modes.

After the first simulation there had been observed that additional impacts occurs on the inactive surfaces of the cam which can slow down the motion of the device shaft consuming the active impulse unnecessarily. Therefore it was necessary to redesign the geometric configuration of the percussion part shortening the left arm with a certain value. After the redesign the simulation was run again with the new percussion part geometric configuration. This second simulation showed that the percussion mechanism is operating correctly obtaining a greater rotation angle for the device shaft, than in the former case

In order to test the value of percussion part arm shortening a simulation was run for an even larger shortening. In this case after the first impact the vibro-percussion device stops, the following impacts do not take place in the right position in order to rotate the device shaft. The operating sequences of the three simulations are presented In Appendixes 25,26,27 and the simulation program is presented in Appendix 21.

With the help of the numeric simulation of device operation there had been found the wrong operating mode before the device realization. After the design calculation and simulation the device for vibro-percussion introduction at drilling of OFHC copper, on the CP20UO, CNC machine tool had been physically realized.

In **chapter 9** there are presented the studies regarding the operation of the device in vibro-percussion cutting, compared with normal cutting and the influences of application of vibro-percussions on the surface quality of machined parts at drilling operation.

In order to make the experimental studies a testing system had been constructed by the author, which is composed by: CP20UO CNC machine tool, the vibro-percussion device fixed in the machine tool spindle, a drill fixed in the device shaft, OFHC copper samples fixed in a fixture device which is based on a gauge table and a special support which hold the transducers: accelerometer and TIRO. The system is completed with a Pentium III personal computer, which has a PCI 1200 (National Instruments) data acquisition board and which can acquire the data from all the transducers through a connector block.



The signal from the accelerometer have to be conditioned through an operational amplifier built for this purpose and the signals from the strain gauges are passed through a Wheatstone deck type P-3500 (Vishay Measurements Group) before they are acquired.

In order to have the right interpretation of the acquired data the setup of the transducers had been made. The setup of transducers and problems which arise at the acquisition of data from the three types of transducers are presented in sub-chapter 9.3.

Due to the working mode of different transducers there had been made a basic scheme of the computerized acquisition and processing under MATLAB environment in order to obtain the final diagram of variation of acceleration, axial force, cutting moment and angular speed at vibro-impact and normal cutting as function of machine spindle rotation and feed.

The operation with the device in the two operating modes: the vibro-impact and normal cutting, is possible due to the fact that on the device had been made two threaded bores by which with two screws the percussion parts are blocked for the normal cutting. For vibro-impact cutting the two screws are taken apart.

In order to have a large range of operational modes, specially for feeds, in the device body two semi-circular channels had been made by which the attachment of additional masses on the percussion parts is permitted, enhancing thus the impact energy.

Also there are presented the MATLAB<sup>®</sup> possibilities by which the data recalled from the acquisitioned files are processed for each type of transducer. After this the testing of vibro-percussion device had been made at the operating parameters established at the cutting ability experiments, with the application of small corrections at the cutting speeds, due to the rotational speed ranges of the machine tool.

In order to establish the optimal cutting parameters and to test the device at vibro-percussions 5 rotation speed values and 5 feed values had been selected, for which there had been measured:

- the acceleration in 3 points of the machine tool, on the device shaft and one on the part holder device;
- axial force, cutting moment and angular speeds of the device shaft, as for the vibro-impact and for the normal cutting.

For all cutting modes the mentioned parameters had been measured, and the usual signals obtained from the accelerometer and strain gauges as digital voltage, saved in files as 16 bit integers, had been transformed in MATLAB<sup>®</sup> files with the help of specially written programs. The MATLAB<sup>®</sup> files had than been processed under MATLAB<sup>®</sup> environment with the help of *Signal Processing Toolbox*, obtaining the diagrams presented in Appendixes. For the processing of TIRO signals another module had been used because the data are saved in ASCII files. This module, transform the ASCII characters in MATLAB<sup>®</sup> files and than calculates the values of angular speed and plots the correspondent diagrams.

Due to the fact that the physical phenomenon transmitted to the sample is the impact, the retained values were the maximal values (peak to peak) of acceleration, force, momentum and angular speed amplitudes, which are finally written in tables. On the basis of this tables there had been plotted the variation diagrams of the measured parameters as function of operation parameters used at cutting with the help of a specially written module. The diagrams are presented in 3D (maximal amplitude as function of rotational speed and feed) and also in 2D at certain feeds. The diagrams had been plotted for vibro-impact cutting and for normal cutting as well in order to be compared.

Because the "peak to peak" measurement indicates the impact level at a certain time moment and it is not containing the global information about the signal, in case of complex vibration as the vibro-impact, to be able to follow the overall trend the RMS (Root Mean Square) values had been calculated too, knowing that high frequencies generates small displacement amplitudes ( at 10 KHz – 0.25 μm) and 10 Hz frequency vibration produces millimeter range displacements. For this reason the RMS values had been calculated and represented on the acquisitioned data signals. A program module had been written, which is running under MATLAB

environment and which read the ".mat" files, calculates the RMS values and plots the diagrams of frequency spectra for the whole signal.

In order to optimize the time and get productivity the RMS values were only for two values of rotational speed and three values of feed (the maximal values).

After the analysis of maximal value variation of the measured parameters at the operation of the device in vibro-percussion mode, it had been confirmed the fact that the device can operate at the tested cutting parameters without the impact levels to influence the condition of the machine tool and drill.

In the second part of chapter 9 there are presented the studies regarding the influence of application of vibro-percussion on the surface quality of OFHC copper samples machined through the operation of drilling, with the cutting parameters used at vibro-percussion device testing.

The analysis of vibro-impact machined surfaces has four focus issues:

1. Measurement of vibro-impact processed surfaces roughness and comparison with the roughness obtained for normal cutting. The roughness values were measured and written in table, which is read in a MATLAB program module and using a spline function diagrams of variation of roughness heights at certain feed values and as function of rotational speeds are plotted for both operating modes (vibro-percussion and normal cutting).

2. Analysis of cut layer (chip formation) as a parameter that influences the surface quality. This parameter had been observed by the way of chip fragmentation at the tested operating modes. In the case of high plasticity materials chip fragmentation represents an indication of productivity growth by eliminating the dead times for chip evacuation. The analysis had been made by gathering chip samples at each operating mode in the case of normal and vibro-percussion cutting, making pictures of the chip samples and comparing the chip lengths.

3. The analysis of deformed cutting layer, another important parameter which influences the surface quality, specially when some properties as for example electric resistance are very important and can not be neglected ( the case of OFHC copper which is used in the construction of magnetrons). The analysis had been made by preparing the samples for metallography observation and than by image acquisition and analysis on an experimental system composed from Neophot21 microscope and a digital camera for the acquisition of images connected to a Pentium III personal computer, system constructed by the author. The images of analyzed structures are presented in Appendix, for each operation parameter set and for the two cutting modes normal and vibro-percussion.

4. Macroscopic analysis of surfaces in order to detect surface defects which at microscopic analysis can be considered as surface bumps. This analysis was made with the Citival microscope and was made before microscopic analysis. The surface images had been also acquired with a digital camera and saved as ".bmp" files, from there they had been inserted in Appendix and compared with standard images. Image acquisition had been made for all parameter sets and for the two operating modes normal cutting and vibro-percussion cutting.

Following the analysis and taking into account the productivity criteria of cutting operations it has been stated that there are certain vibro-percussion cutting parameter sets at which a good quality of surface, a good chip fragmentation, a small deformation of cutting layer and a surface without micro-defects can be observed (rotation =  $686 \div 771$  RPM and speed = 6 mm/min)

**Chapter 10** named "Final conclusions and contributions" presents the conclusions of the author following the study of vibro-percussion introduction in the cutting process of high plasticity materials.

Because the presence of vibrations in cutting process is usually a negative phenomenon measures must be taken for vibration attenuation. Introduction of more complex perturbations like vibro-impact, in order to make a good cutting in their presence, must be made with the full knowledge of influence of vibrations and impact in the case of normal cutting, methods for their attenuation, than the cinematic and dynamic of vibration and vibro-impact, the influence of these on the mechanics of the cutting process (forces, moments, material deformations, chip contraction), the factors of cutting process (thermal phenomena, wear and durability of tools and cooling and



lubricating media) and specially the influences on the surface quality. In the study of roughness forming at vibration cutting it was really useful the application of numeric simulation, generation of tool tip path and roughness height on personal computer, in order to establish cutting parameters ( $v$ ,  $s$ ,  $u$ ,  $\alpha$ ,  $\gamma$ ,  $\chi$ ) and vibration movement parameters (specially  $f$ ,  $A_v$ ,  $T$  and  $\lambda$ ).

The study of all the aspects of vibration cutting had lead to the selection of new cutting parameter sets, of a vibration device and to the establishment of vibration movement parameters in order to obtain surfaces with the quality as good as at normal cutting, respectively to a sure chip fragmentation, although there had been processed materials which at normal cutting gives long chips.

The experiments made at vibration cutting had developed an informational support for passing to the introduction of vibro-impact, to the design and construction of vibro-percussion device which is needed to introduce vibro-impact in the cutting process. Also the study of similarity between orthogonal impact cutting and vibro-impact cutting had supplied information which completed information regarding the possibility of cutting and process dynamic of copper cutting in the conditions of impact cutting.

Computer modeling of operation in dynamic mode, of the designed vibro-percussion device, before the practical construction, had made possible the discovering of an incorrect operational mode and the selection of good operational variant.

The using of certain flow diagrams of data acquisition and processing had finally conducted to good results, which had contributed to the optimization of vibro-impact cutting parameter sets in order to obtain the best roughness and a good chip fragmentation and device operation.

Following the device analysis it had been concluded that there are multiple possibilities to decrease vibro-impact transmission to the machine tool spindle, by using vibration absorbent material bearings (lamellar graphite iron) in the ball bearing placeholders.

The made analysis following the experimentations regarding introduction of vibro-impact for the cutting of high plasticity materials in drilling operations, shows that by this procedure a better quality of machined surfaces than at normal cutting and that in every studied cases there had been good chip fragmentation which permits automation of these type of processing.

The researches made by the author had lead to the following contributions:

**a) Theoretical contributions:**

1. Systematization of existent information from the literature in the field regarding occurrence of vibration in cutting process and also the use of vibration and vibro-percussion in order to enhance surface quality and efficiency of high plasticity materials processing.
2. Study of vibration cutting process on the basis of developed model with the help of cinematic considerations regarding the tool action on the material.
3. Simulation with the help of modeling results after the study, of possible cutting parameter sets with specification of practical situations.
4. Completing the cinematic study by taking into account of surface roughness obtained following the vibration cutting process. It has been considered specially the axial vibration turning case.
5. Development of a dynamic model for study of vibro-percussion cutting actuation with the specification of geometric and dynamic parameters needed to establish optimal operational conditions.
6. Elaboration of functional scheme of vibro-percussion device actuation resulted following the phenomenon modeling.
7. Application of analytical methods for the impact phenomenon between percussion part and the device shaft specification.
8. Particularization of the obtained results for the vibro-percussion drilling process analysis
9. Computer simulation of vibro-percussion cutting device operation and specification of situations in which the processing is possible. Specially there are evidenced the possible situations in which can occur : blockage of percussion part on the tool holder shaft or the lack of percussions which are the unwanted cases.

10. Development on the basis of the adopted of a calculus method for the constructive parameters of vibro-percussion device. For the specification of all parameters there had been taken into account aspects regarding material strength and contact strains.

11. Execution of some constructive modifications of the vibro-percussion device in order to enhance the efficiency of manufacturing process. It had been taken into account the redesign of percussion parts as a result of device operation simulation in vibro-percussion mode.

#### **b) Applicative contributions**

1. Adaptation of a experimental system with electromechanical device regarding the introduction of axial vibrations in the turning process. Experiments were made on an experimental measuring system made by the author.

2. Processing of data obtained following the experiments with the axial vibration device in the case of turning. After the measurements were made essential results have been obtained regarding surface roughness and chip fragmentation at different vibration modes.

3. Conception and modernization of Oxford-Airey device in the determination of cutting ability of OFHC copper at orthogonal impact cutting.

4. Construction of vibro-percussion cutting device following the study of the model.

5. Conception and construction of strain gauge measurement device for axial forces and moments resulted in vibro-percussion device operation.

6. Measuring of angular speed of tool with a specially built device.

7. Acquisition and download of images representing surface roughness resulted following vibro-percussion cutting and also automated experimental data processing.

8. Conception an modernization of digital image acquisition integrating Citival and Neophot 21 microscopes.

The research results obtained during the PhD thesis elaboration had been disseminated by:

- publication of articles at scientific symposiums;
- publication of articles in scientific magazines;
- contributions in obtaining of CNCSIS Grant "Researches regarding influence of vibration and vibro-percussion on the cutting process" theme 59. Code 417. manager of project prof. PhD eng. Brîndeu Liviu. 2002. external collaborator ;

- invention patent, in quality of co-author, which has obtained silver medal at invention fair „ROPET”, Petroșani. 16 ÷ 19. 09. 2003;

- modernization of Neophot 21 and Citival microscopes from the laboratory of Material Science of IMT Faculty, University of Oradea. which permits microstructure and macrostructure image analysis and fractal processing.

- modernization of Oxford-Airey device from the laboratory of "Metal cutting basis and surface generation" of IMT Faculty, University of Oradea. which permits computer data processing regarding the cutting ability of materials.

The obtained results permits continuation of researches regarding the extention of vibro-impact cutting to other types of high plasticity materials. and the theoretical part constitute a modest contribution in completion the information regarding vibration and vibro-percussion introduction in material cutting processes.