

CENTRALĂ

8

lit. D

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing. IOSIF CĂRĂBAȘ

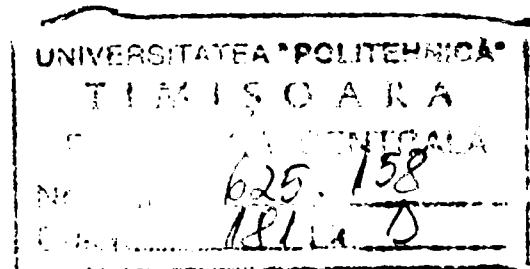
TEZĂ DE DOCTORAT

**Conducător științific:
Prof. dr. ing. MARCU BALEKICS**

1999

Contribuții la metodologia de rodare a angrenajelor

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



7D-mec/CAR

Cuvânt înainte

Lucrarea este rodul unei activități care se întinde pe o perioadă de peste șapte ani reprezentând cercetări teoretice și experimentale asupra procesului de rodare a angrenajelor. Rezultatele obținute în urma cercetărilor efectuate pentru realizarea acestei lucrări încearcă să completeze ansamblul contribuțiilor într-un domeniu deosebit de important cel al tribologiei angrenajelor.

Finalizarea tezei sub îndrumarea competentă a domnului profesor doctor inginer Marcu Balekics reprezintă o etapă importantă și necesară în activitatea mea de cadru didactic și cercetător. Pe această cale țin să aduc calde mulțumiri domnului profesor pentru competența și exigența manifestată pe toată perioada necesară elaborării tezei. Trebuie să mulțumesc în mod special pentru contribuția deosebit de importantă a domniei sale în îndrumarea activității mele de cercetare cât și de redactare a rezultatelor cercetării.

Îmi exprim recunoștința față de colegii și personalul tehnic din catedra de Organe de Mașini și Mecanisme a Facultății de Mecanică din Timișoara care m-au sprijinit în elaborarea părții teoretice și practice a tezei de doctorat.

Țin să mulțumesc de asemenea referenților pentru bunăvoința de a accepta să facă parte din Comisia de analiză a tezei și pentru efortul depus la elaborarea referatelor de apreciere.

Mulțumesc familiei pentru înțelegerea și răbdarea de care au dat dovadă în toți acești ani.

Timișoara,
octombrie, 1999.

Autorul

1. INTRODUCERE, SCOPUL LUCRĂRII

În realitatea care ne înconjoară, în viața de zi cu zi, la tot pasul întâlnim o gamă mare de transmisii fără de care la ora actuală nu se poate concepe desfășurarea nici unei activități în nici un domeniu. În cadrul construcției de mașini se utilizează următoarele tipuri de transmisii:

- **Mecanice;**
- **Electrice;**
- **Hidraulice;**
- **Pneumatice.**

Obiectul acestei lucrări se situează în cadrul transmisiilor mecanice. Literatura de specialitate se ocupă pe larg de transmisiile mecanice și se vehiculează o serie de definiții a acestora. O definiție a transmisiei mecanice cu ajutorul căreia se poate lămuri din ce se compune și care este scopul acesteia este următoarea:

Transmisia mecanică este un mecanism, fiind definită ca un ansamblu cinematic de elemente construite în scopul transmiterii mișcării, cu sau fără transformarea acesteia, însoțită de transmiterea energiei mecanice, deci a forțelor și momentelor.

Din cadrul transmisiilor mecanice interes pentru lucrarea de față prezintă doar transmisiile cu angrenaje. Acestea sunt cele mai folosite transmisii în construcția de mașini pentru transmiterea uniformă a mișcării.

Larga răspândire a angrenajelor se justifică în primul rând prin capacitatea de realizare a unui raport de transmitere constant, prin posibilitatea realizării unei game foarte largi de rapoarte de transmitere cu viteze și puteri dintre cele mai variate, siguranță mare în exploatare,

randament ridicat, gabarit relativ redus și durată de funcționare îndelungată.

Principalele tipuri de transmisii mecanice care se utilizează sunt prezentate în Figura 1.1:

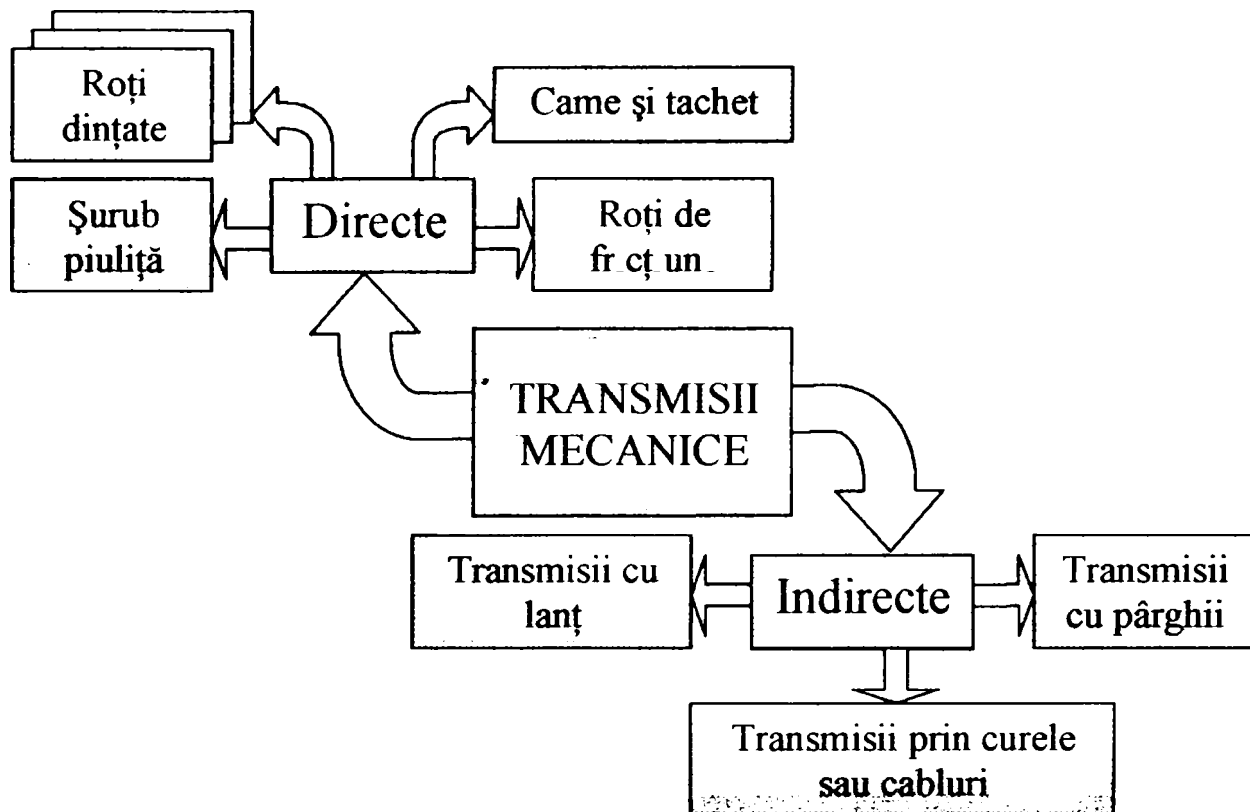


Figura 1.1

Direcția de transmitere a mișcării poate fi orientată în diferite moduri prin intermediul transmisiei cu roți dințate, având axele de rotație dispuse oricum în plan sau în spațiu.

Mecanismele cu angrenaje se folosesc pentru a transmite mișcări de la viteze dintre cele mai reduse (de exemplu mecanismele aparatelor de tip ceasornic), până la viteze periferice de 150 m/s, având dimensiuni de fabricație de la fracțiuni de milimetri, până la coroane dințate cu diametrul de 10...12 m, uneori chiar mai mult (de exemplu la reductoarele navale, mori). De asemenea, domeniul puterilor ce se pot transmite prin angrenaje este foarte larg, fiind cuprins între $[10^{-4} \div 10^4]$ kW.

Transmiterea mișcării și a puterii se poate face între arbori paraleli –angrenaje paralele. În acest caz, roțile dințate au formă cilindrică, cu dantura exterioară sau interioară, iar dinții pot avea axa longitudinală paralelă cu axele de rotație ale roților, înclinată, în V, în W, în Z sau chiar axă curbă.

Transmiterea mișcării între arbori concurenți se realizează cu angrenaje conice, compuse din roți danturate pe suprafețe conice, iar dinții pot avea axa longitudinală dreaptă sau curbă, ca și în cazurile precedente.

Angrenajele cu arbori neconcurenți (care se intersectează în spațiu) folosesc roți elicoidale, danturate pe suprafețe cilindrice, conice, angrenaj cu cremalieră. Alte forme geometrice se folosesc mai puțin frecvent.

Roțile dințate se pot construi dintr-o gamă foarte largă de materiale metalice și nemetalice. Alegerea rațională a sortimentului de material, trebuie să aibă în vedere:

- Sarcinile ce se transmit prin dantură;
- Durata totală de funcționare a angrenajului;
- Viteza și precizia sa;
- Caracteristicile de rezistență ale materialelor;
- Alte caracteristici specifice (conductivitate termică, electrică, magnetică, rezistența la temperatură dar și la coroziune etc.).

Principalele grupe de materiale care satisfac cerințele de bază ale roților dințate sunt:

- Oțelurile;
- Fontele;
- Alama, bronzul;
- Materiale nemetalice (textolit, poliamidă).

Dintre oțeluri, mai frecvent utilizate sunt următoarele grupe:

- Oțel carbon de calitate pentru cementare și îmbunătățire STAS 880-80;
- Oțeluri aliate pentru construcția de mașini STAS 791-80;
- Oțel carbon turnat în piese STAS 600-80;
- Oțel aliat turnat în piese STAS 1773-80.

Din categoria fontelor se utilizează;

- Fonta maleabilă STAS 569-82;
- Fonta cu grafit modular STAS 6071-82;
- Fonta antifricțiune STAS 6707-82.

Oțelurile și fontele se utilizează în special pentru construcția roților dințate greu solicitate, cu o bună rezistență la oboseală, atât în secțiunea bazei danturii solicitată la încovoiere ciclică, cât și în straturile superficiale ale flancurilor active solicitate la contact în condițiile frecării de rostogolire asociate cu alunecare.

Dintre materialele metalice neferoase, cele mai utilizate sunt bronzurile. Acestea se pot prelucra precis cu multă ușurință și în plus, sunt antimagnetice. Cuplul de materiale oțel-bronz realizează o bună

comportare la uzare și randament superior, cum ar fi exemplul angrenajelor melcate.

În scopul îmbunătățirii eficienței economice a angrenajelor, a reducerii zgomotului și vibrațiilor, se extinde utilizarea materialelor nemetalice, ca: textolitul, lignofolul, poliamide, policarbonații și alte sortimente de materiale plastice.

Din categoriile de roți dințate și din gama largă de materiale prezentate în lucrarea de față se vor analiza numai roțile dințate cilindrice cu dantură dreaptă realizate din oțel.

Roțile dințate cu funcționare continuă într-un sens sau în ambele sensuri sunt supuse la solicitări variabile. Turațiile ridicate, forțele intense ca și temperaturile mediului în regim de funcționare, impun cu precădere utilizarea oțelurilor supuse unor tratamente termice adecvate.

În funcție de domeniul utilizării și de condițiile funcționale la care este supus angrenajul, precum și de posibilitățile de prelucrare, oțelul cel mai potrivit construcției roților dințate se poate alege după criteriul tenacității și cel al durității superficiale în legătură cu legile călirii. Pe baza acestor criterii, gama foarte largă a oțelurilor utilizate în prezent poate fi considerabil restrânsă. Restrângând în mod rațional gama oțelurilor, producția angrenajelor poate fi perfecționată, simultan cu creșterea capacității portante și a utilizării mai raționale a materialului, din care decurg efecte economice considerabile. Folosind oțeluri aliate, durificate superficial până la cel puțin 650...750 HB, utilizarea materialului devine rațională. În acest caz, capacitatea de rezistență a flancului dintelui la solicitarea de contact devine comparabilă cu capacitatea de rezistență a bazei dintelui la încovoiere.

Pe scară largă se folosesc oțelurile de îmbunătățire, mai ales pentru angrenajele transmisiilor de putere medie, cu turații mari. Oțelurile îmbunătățite, care au duritatea superficială a flancurilor sub 350 HB, permit prelucrarea relativ ușoară și precisă a dinților după aplicarea tratamentului termic. Această tehnologie ușurează considerabil procesul de uzinare a roților dințate și înlătură necesitatea rectificării.

Numeroși autori recomandă ca duritatea flancurilor roților conducătoare să fie ceva mai mare decât duritatea roților cu care acestea angrenează. Această prevedere poate preveni pericolul ciupirii suprafețelor flancurilor active ale angrenajului și asigură durata de funcționare a pinionului mai apropiată de cea a roții dințate cu care angrenează [B3], [C11].

Construcția și controlul roților dințate necesită utilaje, scule și instrumente speciale. Deși prelucrate la un grad de precizie ridicat, în funcționare, angrenajele produc zgomot caracteristic. Intensitatea zgomotului crește cu viteza periferică a roților dințate, cu creșterea

dunității flancurilor precum și cu imperfecțiunile de natură micro și macrogeometrică ridicând problema poluării sonore a mediului industrial în special, dar și a mediului în general.

În practica de zi cu zi s-a demonstrat că înainte de a se trece la exploatarea în condiții normale este necesar ca piesele conjugate ale unor cupluri de frecare să fie supuse unor “uzări controlate” la încărcări și turații progresive. În această perioadă inițială se urmărește o pregătire și o adaptare a suprafețelor în frecare, o corectare a unor defecte, pentru a putea funcționa în bune condiții la încărcarea nominală și având ca obiectiv realizarea unui randament cât mai ridicat.

Operația de pregătire a suprafețelor, cât și perioada cât durează aceasta, poartă numele de *rodaj* respectiv *perioadă de rodaj*. Rodajul reprezintă o perioadă foarte importantă în frecarea pieselor conjugate, influența putând fi regăsită în prelungirea perioadei de funcționare a respectivului organ de mașină. De exemplu eliminarea erorilor de formă în cazul unor suprafețe de frecare conjugate, se poate face printr-o uzare controlată în condiții blânde de exploatare, ceea ce nu reprezintă altceva decât rodaj.

Rodajul s-a impus ca o etapă obligatorie în scopul corectării defectelor de microgeometrie sau macrogeometrie a suprafețelor conjugate, de foarte multe ori rodajul fiind inclus în tehnologia de execuție a unor organe de mașini.

În [B1], [B11], [N1], [N2], [P3], [V1] se arată că rodajul este o perioadă din viața unei mașini sau instalații, fiind situată imediat după terminarea fabricației și începutul exploatării, care în cazul în care nu este efectuat în mod corespunzător poate compromite buna funcționare în exploatare. În comparație cu restul perioadei de funcționare, rodajul are o durată relativ scurtă dar decisivă asupra durabilității și fiabilității produsului respectiv care în lucrarea de față este angrenajul cilindric cu dinți drepecți.

Din păcate de multe ori atât din partea producătorului cât și din partea utilizatorului există tentația de suprimare a perioadei de rodaj cu consecințe nefaste asupra funcționării produsului.

2. STADIUL ACTUAL

al încercării angrenajelor precum și al rodării acestora

Având în vedere că angrenajele sunt părți constitutive ale unor mașini care trebuie să funcționeze o perioadă îndelungată la parametri proiectați cu o fiabilitate ridicată, ele trebuie să aibă o durată de funcționare cel puțin egală cu cea a mașinii și să funcționeze în mod corespunzător.

Pentru a se putea realiza acest deziderat angrenajele se supun unor verificări și încercări ca atunci când se introduc într-un lanț cinematic al unei mașini ele să poată funcționa la parametri nominali. Este absolut obligatoriu ca din acest pachet de încercări să facă parte și rodarea. Încercările se efectuează pentru a se evita cauzele care pot provoca scoaterea din uz a angrenajelor.

2.1. Cauzele care pot provoca scoaterea din uz a angrenajelor

Leșirea din uz a angrenajelor se datorează unor cauze multiple care se pot grupa în două mari categorii:

- Cauze care duc la distrugerea flancurilor dinților;
- Cauze care duc la ruperea dinților.

Prima dintre cele două mari categorii de cauze mai sus amintite implică imposibilitatea respectării de către angrenaje a principalei condiții pe care trebuie să o îndeplinească la transmiterea mișcării de rotație și anume aceea de respectare a legii angrenării respectiv de menținere constantă a raportului de transmitere.

Din prima categorie fac parte uzarea de oboseală, uzarea de adeziune, uzarea abrazivă, strivirea flancurilor, coroziunea de contact,

fisuri pe flanc, exfolierea sau desprinderea de așchii. Aceste tipuri de uzare nu apar separat și se intercondiționează astfel încât este deosebit de grea decelarea cauzei care duce la scoaterea din funcțiune a angrenajului. Din acest motiv într-o analiză serioasă trebuie văzut cu mare atenție fenomenul fizic care are loc în cupla de frecare și stabilit care din uzări este preponderentă fără a renunța să se țină cont și de efectul celorlalte.

Cea de-a doua categorie de cauze este evident că împiedică chiar scopul pentru care au fost construite angrenajele, acela de transmitere a mișcării de rotație. În acest caz se poate stabili cu mai mare ușurință cauza care duce la imposibilitatea funcționării angrenajului deoarece aceasta se poate datora ruperii dinților prin oboseală sau prin suprasarcină.

În Figura 2.1 se face o clasificare a cauzelor care pot duce la scoaterea din uz a angrenajelor.

În cadrul procesului de rodare a angrenajelor preponderente, dintre cauzele de ieșire din uz prezentate, sunt uzarea abrazivă, uzarea de adeziune, uzarea de oboseală superficială, strivirea flancurilor și bine-nțeles dacă încărcările sunt foarte mari ruperea danturii.

UZAREA ABRAZIVĂ - constă în îndepărtarea unor particule fine de pe suprafața dintelui datorită alunecărilor mari și în condițiile existenței unor particule dure între dinții de contact.

Acest tip de uzare este deosebit de periculoasă la roți dințate cu straturi superficiale dure (cementate, CIF-ate), la care îndepărtarea acestora conduce la micșorarea capacității portante.

Uzarea abrazivă, poate fi controlată, de exemplu rodarea, sau necontrolată. Ea se poate produce și în cazul utilizării unui lubrifianț în care nu apar incluziuni abrazive, dacă vâscozitatea acestuia nu este corespunzătoare (este prea mică) și viteza de alunecare este mare. În acest caz nu există condiții de formare a stratului portant de lubrifianț.

Acest tip de uzare este un fenomen continuu: odată apărute și menținute condițiile favorabile, fenomenul decurge până la subțierea și ruperea dinților.

Limita admisibilă de uzare este condiționată de:

- caracterul frecării;
- viteza periferică;
- încărcare.

S-a dovedit experimental că și în cazul uzării abrazive metalice trebuie să treacă un timp de antrenare până să înceapă desprinderile de material. La început, energia termică acumulată determină deformații plastice și numai după ecruisarea volumului deformat plastic se foarfecă microneregularitățile. În timpul plasticizării, în

microneregularitățile deformate difuzează atomi de carbon și azot, devenind casante, favorizând forfecarea lor.

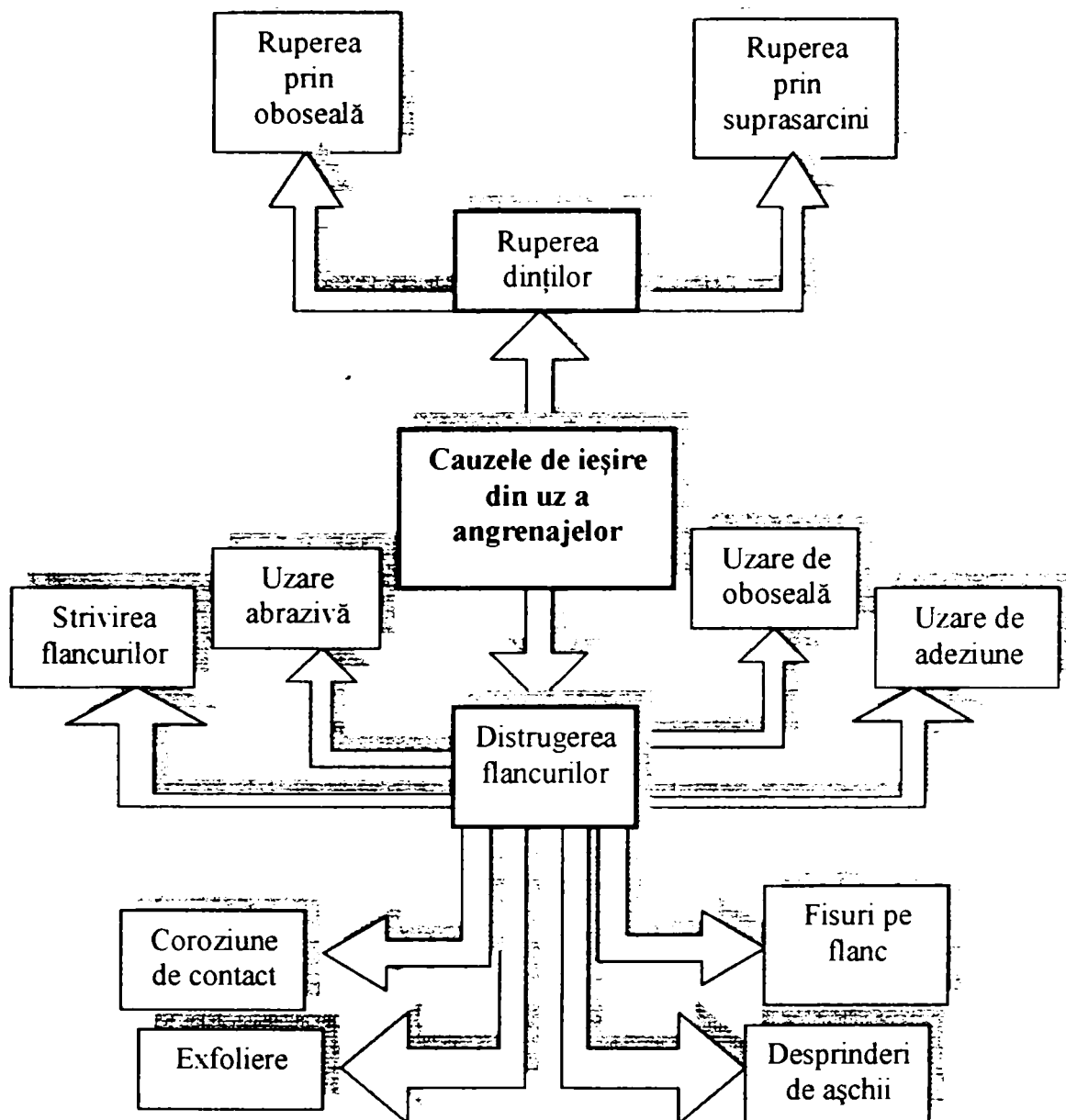


Figura 2.1

Creșterea vitezei de alunecare conduce la recristalizarea microvolumelor deformate, la micșorarea intensității ecruisării și a difuziei, ceea ce are ca efect reducerea uzării abrazive.

Deformarea plastică și încălzirea, în prezența oxigenului, conduc la o oxidare superficială, favorizând uzarea abrazivă.

Dacă în timpul contactului nu există oxigen în mediul înconjurător, nu se poate produce oxidarea microvolumelor deformate plastic, acestea se cristalizează și uzura abrazivă dispăre complet.

UZAREA DE OBOSEALĂ superficială se produce în cazul în care acționează concomitent o forță alternativă și un mediu lichid care transmite forța pe suprafață. Forma de manifestare cea mai cunoscută este pittingul (ciupirea). Pittingul este o formă a uzării suprafețelor unor cuple de frecare, cu contacte punctiforme sau liniare. Apare în special la materialele moi (duritatea flancului <350 HB) sub formă de desprinderi de material în formă de scoică cu unghiul la vârf de aproximativ 90° numite simplu ciupituri.

Pittingul are două forme de manifestare:

- pittingul incipient (neprogresiv);
- pittingul progresiv (distructiv).

Pittingul incipient este o formă de desprindere de ciupituri care se manifestă în prima perioadă de funcționare și este o consecință a defecțiunilor de prelucrare. După $5 \cdot 10^4$ cicluri dezvoltarea ciupiturilor se oprește, iar contaminarea flancurilor este de fapt doar o defecțiune de frumusețe.

Pittingul progresiv (denumit și *cancerul contactelor hertziene*) este un fenomen tipic de oboseală, primele sale forme de manifestare încep să apară după o perioadă de incubatie, de obicei după $5 \cdot 10^4$ - $5 \cdot 10^5$ cicluri. Perioadelor de explozie a ciupiturilor le urmează perioade de acumulare de energie, caracterizate prin stagnarea apariției ciupiturilor, după care urmează o nouă perioadă de explozie a ciupiturilor. De obicei perioadei de stagnare pe unul din flancurile în contact îi corespunde o perioadă de explozie de ciupituri pe celălalt flanc [B2].

Formarea ciupiturilor:

- prima dată se formează fisurile principale în care pătrunde uleiul care acționează ca o pană (ic) forțând fisura;
- datorită acestei forțări se produc fisuri secundare perpendiculare pe fisurile principale;
- la repetarea în timp a trecerii contactului hertzian peste fisuri acestea se lărgesc și se lungesc până la desprinderea de ciupituri;
- în continuare fisurile se lungesc și avansează.

Fisurile principale pot avea două surse de formare:

- starea de tensiune pe suprafața de contact;
- tensiunea tangențială din substratul de contact.

Factorii care influențează apariția ciupiturilor:

- vâscozitatea și aditivarea uleiului;
- duritatea suprafețelor;
- calitatea suprafețelor;
- viteza tangențială.

GRIPAREA - reprezintă o formă de deteriorare datorită sudării flancurilor cu consecințe grave în funcționarea angrenajelor. Pentru ca acest fenomen să apară nu este nevoie de o perioadă lungă de funcționare ca în cazul ciupiturilor și ruperilor prin oboseală, griparea putând să se producă imediat ce un angrenaj este pus să funcționeze la sarcină și viteză nominală.

În cazul roților dințate cilindrice cu dinți dreți griparea poate pormi din următoarele zone mai solicitate ale profilului [P4]:

- zona de intrare în angrenare a piciorului pinionului;
- zona angrenării singulare;
- zona de ieșire din angrenare a capului pinionului.

La roțile dințate cu dinți înclinați, datorită gradului de acoperire suplimentar, zona de angrenare singulară nu reprezintă zona periculoasă pentru declanșarea gripării. Se apreciază că în declanșarea gripării un rol important îl are atât temperatura instantanee, cât și temperatura medie de durată.

Încărcarea specifică la gripaj crește cu scăderea lățimii roții dințate, căci cu cât roata este mai îngustă, cu atât este mai mare cantitatea relativă de căldură care se elimină prin suprafețele laterale.

Deformațiile plastice locale și temperatura instantanee de contact constituie surse de încălzire.

Griparea apare de obicei unde alunecările sunt mari (pe capul dinților). Cu toate că pe capul dintelui rostogolirea și alunecarea au același sens, griparea apare preponderent pe capul dintelui întrucât secțiunea prin care se poate elimina căldura este mai mică.

Apariția gripării este favorizată de [P4]:

- rugozitatea mare a flancurilor;
- alunecări specifice mari;
- abateri importante de pas și de profil;
- creșterea conținutului de austenită (până la o adâncime de 0,3 mm sub suprafața flancului).

Împerecherea unor roți dințate cu durități diferite reduce pericolul gripării. Se recomandă, tot pentru evitarea gripării ca numerele de dinți la pinion și la roată să fie prime între ele (se reduce tendința de sudare a flancurilor). Se impune, tot în acest sens efectuarea unui rodaj corect.

STRIVIREA FLANCULUI - constă în deformarea plastică a profilelor, formându-se în zona polului angrenării pe dinții pinioanelor, adâncituri, iar pe dinții roții conduse, ieșituri.

Acest fel de distrugere poate apărea la roțile dințate din oțeluri moi cu HB<200 la o ungere insuficientă și la o viteză scăzută.

2.2. Metode de încercare la oboseală a metalelor

O clasificare a metodelor de încercare la oboseală este prezentată în Figura 2.2.

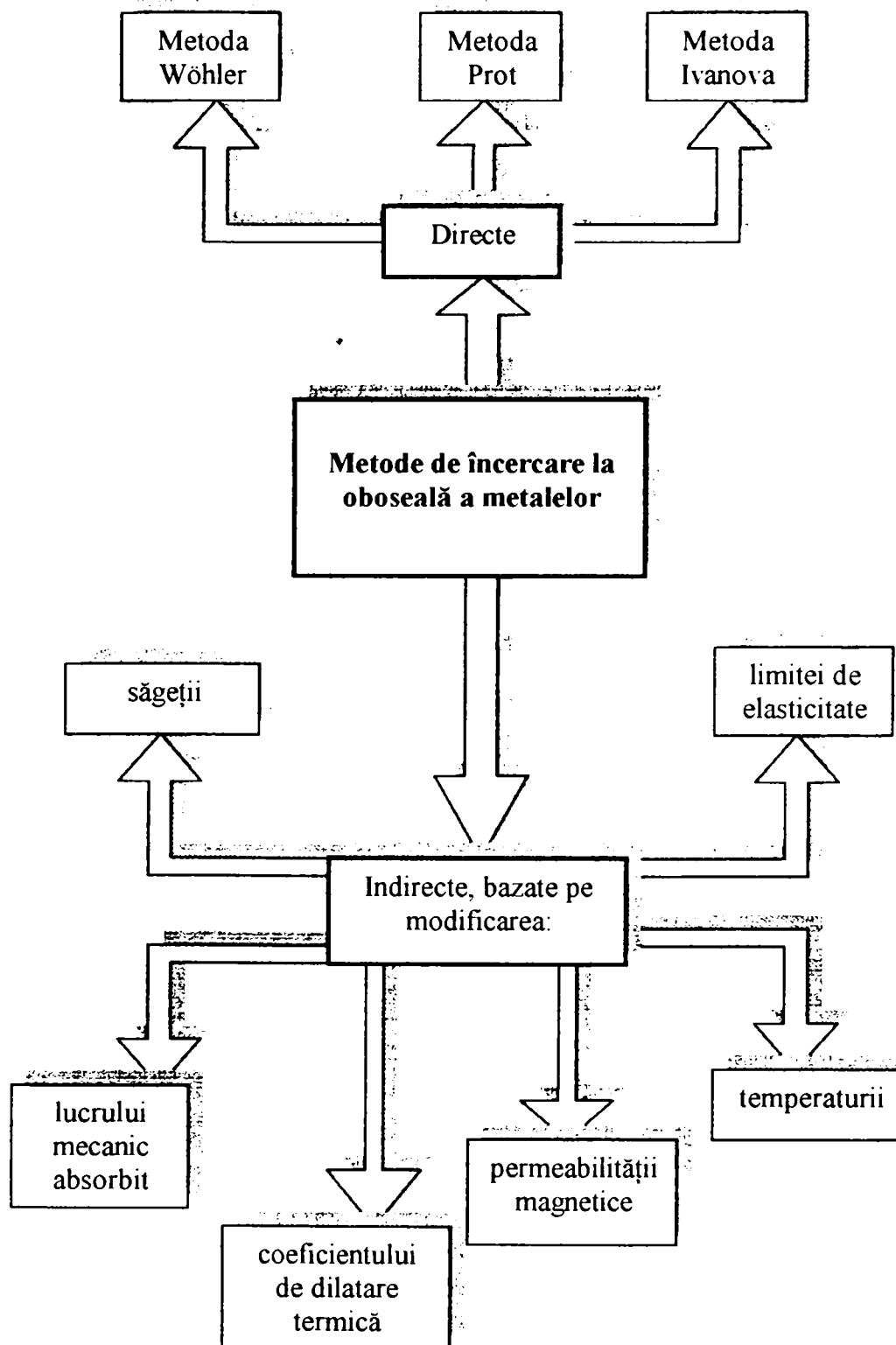


Figura 2.2

2.2.1. Metode directe de încercare la oboseală a metalelor

Încercările la oboseală prezintă dificultăți din punct de vedere al tehnicii folosite, al utilajului întrebuințat precum și al interpretării rezultatelor.

Stapânirea și prezentarea fenomenului de oboseală este deseori dificilă și subiectivă întrucât amorsele de distrugere încep înainte de a fi sesizate, dispersia rezultatelor este mai mare decât la alte tipuri de încercări, iar influența materialului organului studiat (sau a epruvetei) este esențială.

2.2.1.1. Metoda clasică (Wöhler)

Experimentul în acest caz se face pe un număr de 6...8 epruvete. Prima epruvetă se încercă la cicluri având un efort unitar maxim destul de ridicat. De obicei prima epruvetă se încercă după cum urmează:

- pentru oțeluri: $\sigma_{\max} = 0,6 \sigma_r$
- pentru aliaje neferoase ușoare: $\sigma_{\max} = 0,4 \sigma_r$

La fiecare din epruvetele următoare, efortul unitar se micșorează, față de precedenta, cu $1...2 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$. Se observă că în timpul încercării unei epruvete, limitele σ_{\max} , σ_{\min} trebuie să rămână neschimbate.

Există mai multe metode de schimbare a mărimii ciclului, la trecerea de la o epruveta la alta:

- se menține pentru toate epruvetele același efort unitar mediu σ_m (la încercarea prin ciclul simetric, $\sigma_m = 0$).
- se menține aceeași limită inferioară σ_{\min} , variind de la o epruvetă la alta, pe σ_{\max} . Metoda este indicată în special pentru încercări prin ciclu pulsant, la care $\sigma_{\min} = 0$, sau adeseori σ_{\min} are o valoare nominală, diferită de zero.

La fiecare epruvetă, se notează efortul unitar maxim și numărul de cicluri după care s-a rupt. Încercarea este reușită dacă, micșorând mereu pe σ_{\max} , se ajunge ca cel puțin o epruvetă să nu se mai rupă, chiar după un număr foarte mare de cicluri. Se stabilește, convențional, numărul de cicluri de bază N_0 până la care se continuă încercarea epruvetelor care nu se rup. De obicei $N_0 = 10 \cdot 10^6$ pentru oțeluri și $20 \cdot 10^6 \dots 100 \cdot 10^6$ pentru aliaje ușoare. Durata încercării poate fi scurtată, la determinări aproximativ, până la $2 \cdot 10^6$, pentru oțeluri, și $10 \cdot 10^6$, pentru aliaje ușoare.

Presupunând că la fiecare nivel de solicitare se încercă o singură epruvetă, se obțin o serie de valori σ_1, N_1 ; σ_2, N_2 ; σ_3, N_3 etc.

Prin N s-a notat numărul de cicluri după care s-a produs ruperea, iar prin σ -efortul unitar σ_{\max} , sau amplitudinea σ_a , corespunzătoare treptei de solicitare. Cu aceste perechi de valori, se construiește diagrama din Figura 2.3.

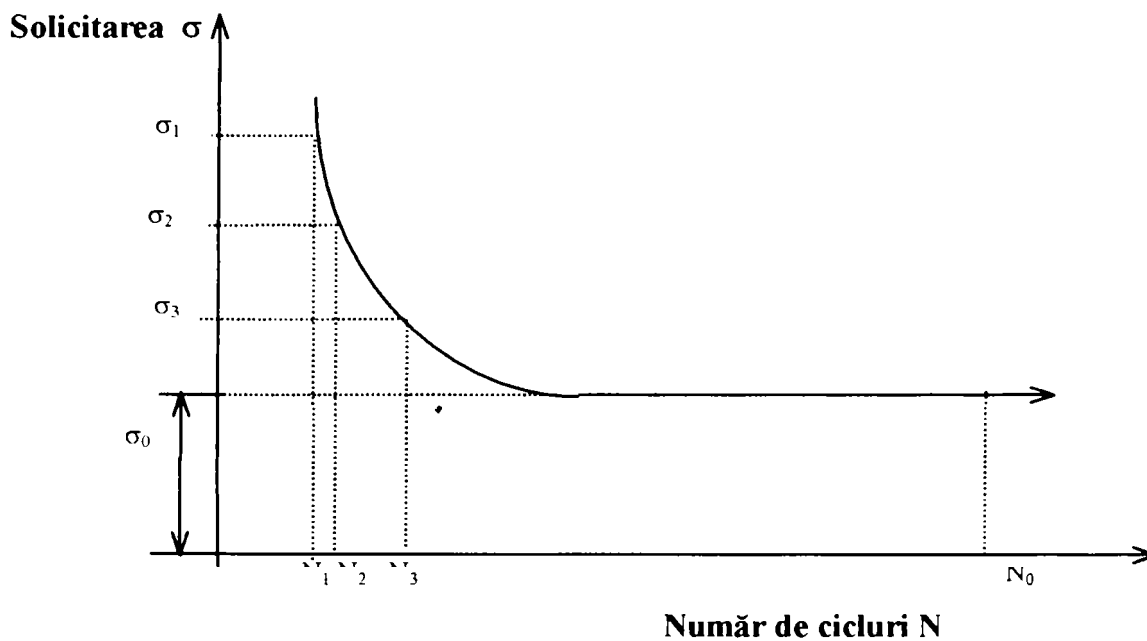


Figura 2.3

Asimptota curbei, reprezentând cea mai mare valoare a lui σ_{\max} la care epruveta nu se mai rupe la oricâte cicluri ar fi solicitată, măsoară rezistența la oboseală a materialului la solicitarea la care a fost supus și pentru coeficientul de asimetrie la care s-a făcut încercarea. Pentru ciclul simetric de încovoiere, rezistența la oboseală se notează cu σ_{-1} .

Practic încercarea oțelurilor care nu se rup este întreruptă, la $N_0=10^7$ cicluri. Ca urmare, efortul unitar σ_{\max} aplicat epruvetei care nu s-a rupt până la 10^7 cicluri este egal sau inferior rezistenței la oboseală.

Spre deosebire de caracteristicile de rezistență statice, care sunt în număr limitat, orice material are o infinitate de rezistențe la oboseală, după valoarea coeficientului de asimetrie la care se face experimentarea și după felul solicitării. Ca urmare, simbolurile σ și τ pentru rezistența la oboseală sunt însoțite de indicii -1, pentru cicluri simetrice, de indicii 0, pentru cicluri pulsante, sau de indicii R (având orice valoare numerică), pentru alte feluri de cicluri. Avantajele metodei cu sarcină constantă:

- relativ comodă și precisă;
- utilajul întrebuințat este simplu.

2.2.1.2. Metoda sarcinii progresive a lui Prot

În cazul acestei metode, fiecare epruvetă se încearcă la sarcină ciclică progresivă, adică mărîtă în trepte. Cu această metodă se evită principalele dezavantaje ale metodei încercării cu sarcină constantă.

Conform metodei lui Prot, solicitarea crește cu numărul de cicluri iar ruperea epruvetei are loc la tensiunea σ_u . Se observă că:

- $\sigma_u = \sigma_u(u)$; unde u este viteza de creștere a sarcinii;
- σ_u este - așa cum rezultă și din Figura 2.4 - cu atât mai mare cu cât viteza de creștere a sarcinii este mai mare.

Pentru fiecare epruvetă, tensiunea inițială este întotdeauna aceeași, $\sigma_{in} < \sigma_{-1}$, presupus.

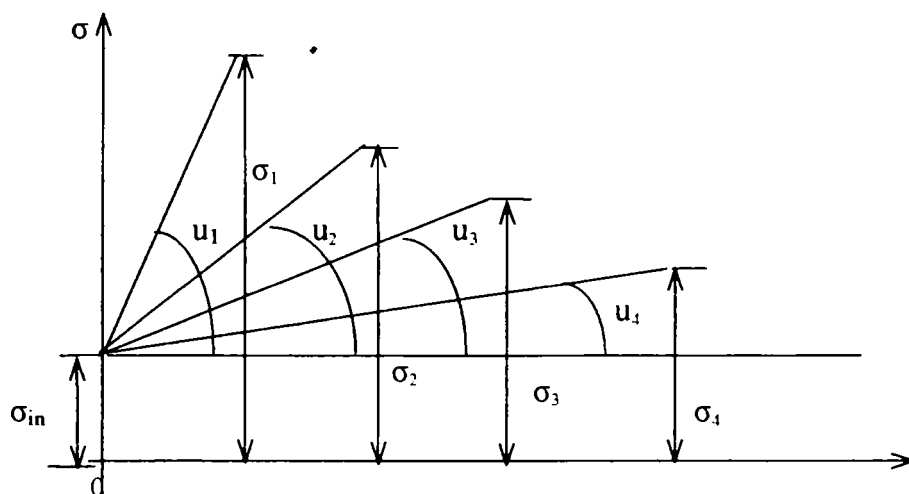


Figura 2.4

În coordonate $u^k - \sigma_u$, curba intersectează axa ordonatei ($u=0$) în punctul σ_{-1} , Figura 2.5 și se apropie, ca alură de o dreaptă.

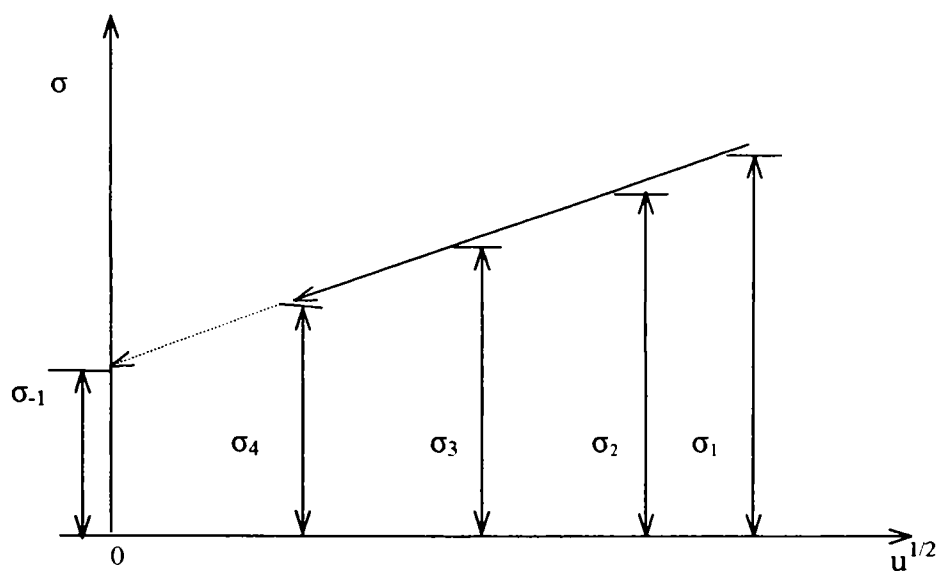


Figura 2.5

Pentru a defini funcția $\sigma = \sigma(u)$ se emit următoarele ipoteze:

- curba Wöhler este o hiperbolă de forma:

$$N_c \cdot \sigma_N^m = N_b \cdot \sigma_{-1}^m = cst. \quad (2.1)$$

- se admite legea lui Miner (a cumulării vătămărilor):

$$\int_{-1}^{\sigma} \frac{d_n}{N} = 1 \quad (2.2)$$

unde n este numărul de cicluri de funcționare la treapta respectivă de încărcare.

- efectul de antrenare este neglijabil.

Admițând o creștere liniară a solicitării:

$$\sigma_{-1} = \sigma_{in} + u \cdot N \quad (2.3)$$

se obține, pentru σ_u expresia:

$$\sigma_u = \sigma_{-1} + {}^{m+1}\sqrt{(m+1) \cdot N_1} \cdot {}^{m+1}\sqrt{u} \quad (2.4)$$

unde m și N_1 sunt constante, dependente de material.

În cazul materialelor feroase $m=[1...2]$.

Pentru stabilirea rezistenței la oboseală se necesită minimum 6...8 epruvete.

Metoda are următoarele avantaje:

- timpul de încercare se micșorează mult (după Peterson reducerea este de 90% față de metoda clasică);
- economie la numărul de epruvete;
- încercările reproduc mai fidel condițiile reale de funcționare;
- permite decelarea influenței unui anumit parametru asupra rezistenței la oboseală.

2.2.1.3. Metoda Ivanova

În încercările sale, V. S. Ivanova constată că în procesul de oboseală, lucrul mecanic de deformare plastică la solicitări care depășesc limita de oboseală a materialului și sunt după un ciclu alternant simetric, este constant.

Notând σ_k solicitarea care produce ruperea la un număr determinat de cicluri N_k și ținând seama de legea vătămării metalelor, V. S. Ivanova, obține relația (pentru încovoiere):

$$\sigma_k - \sigma_{-1} = 2\mu = \text{const.} \quad (2.5)$$

μ =constanta ciclică a materialului;

Conform relației (2.5) diferența dintre solicitarea la care are loc ruperea la un număr de cicluri și solicitarea la care, la același număr de cicluri, apar primele microfisuri este o mărime constantă (care depinde de material).

Aplicând ipoteza similitudinii energetice a procesului de rupere prin oboseală, se pot stabili relații pentru μ și N_k .

Astfel:

$$\mu = \beta \sqrt{\frac{L_{top} \cdot G}{C_p \cdot t_s \cdot E}} \quad (2.6)$$

unde: L_{top} = căldura latentă de topire [cal/g];

C_p = căldura specifică medie a metalului [cal/g·°C];

t_s = temperatura de topire [°C];

E, G = module longitudinale respectiv transversale de elasticitate, iar:

$$N_k = C_p \cdot t_s \cdot E \cdot \gamma \cdot A \cdot \frac{1}{\beta^2} \quad (2.7)$$

unde: γ = greutatea specifică [daN/cm³]

A = echivalentul mecanic al căldurii [9,81kcal/N·m];

β = $8,5 \cdot 10^7$ N/m² - constantă în cazul metalelor.

Pentru oțeluri:

$\mu = 3 \cdot 10^7$ N/m² și $N_k = 2 \cdot 10^5$ cicluri.

Valorile constantelor sunt date în tabele pentru diverse materiale.

Pentru determinarea rezistenței la oboseală, prin metoda Ivanova, se procedează la:

- calcularea valorilor σ_k și N_k ;
- stabilirea constantei μ ;
- determinarea rezistenței la oboseală.

Metoda Ivanova necesită un număr mic de epruvete precum și un timp redus pentru încercări.

2.2.2 Metode indirecte de determinare a rezistenței la oboseală bazate pe determinarea modificărilor unor parametri fizico-mecanici ai materialului.

Aceste metode au la bază observațiile experimentale care au arătat că parametrii fizico-mecanici ai materialului suferă anumite modificări în apropierea limitei la oboseală. Acești parametri pot fi săgeata, coeficientul de dilatare liniară, limita și modulul de elasticitate, capacitatea de amortizare, temperatura, permeabilitatea magnetică, etc.

Determinarea rezistenței la oboseală cu aceste metode necesită utilizarea unor aparate și tehnici specifice de măsurare.

Așa cum s-a arătat în paragraful precedent, principalele cauze de ieșire din uz a angrenajelor sunt degradarea flancurilor și ruperea dintelui la bază. Analiza factorilor care definesc aceste fenomene se poate face studiind oboseala metalelor, cu particularizări pentru roțile dințate, sau prin metode care se referă în exclusivitate la angrenaje.

Încercările la oboseală prezintă dificultăți din punct de vedere al tehnicii folosite, al utilajului întrebuintat precum și al interpretării rezultatelor.

Stăpânirea și prezentarea fenomenului de oboseală este deseori dificilă și subiectivă întrucât amorsele de distrugere încep înainte de a fi sesizate, dispersia rezultatelor este mai mare decât la alte tipuri de încercări, iar influența materialului organului studiat (sau a epruvetei) este esențială.

2.3. Metode de încercare a angrenajelor

Metoda încercării la oboseală cu sarcină constantă este frecvent preluată și la încercarea roților dințate. Această metodă necesită un număr mare de epruvete și un timp îndelungat de încercare. Standurile utilizate la aceste încercări prezintă un grad ridicat de complexitate, iar aspectele care trebuie studiate, datorită interdependenței dintre ele, sunt relativ greu de decelat. Din această cauză cercetătorii acestui domeniu au căutat să elaboreze noi metode sau să le perfecționeze pe cele existente astfel încât să fie eliminate sau reduse dezavantajele metodelor clasice.

715- MEC/CAR

625.158/14.15

2.3.1. Metoda F.Z.G.

O metodă deosebit de ingenioasă de investigare a angrenajelor este TESTUL FZG (Forschungs Centrum für Zahnrad Getriebe al T. U. München)- Pitting Test pusă la punct de G. Niemann, astăzi standardizată în D.I.N. și acceptată de I.S.O. ca metodă universală [B2], [N2].

Testul permite ridicarea curbei de durabilitate într-un timp foarte scurt comparativ cu metoda clasică, aproximativ 15% din timpul necesar utilizând metoda clasică, iar pentru realizarea încercărilor este necesară doar o pereche de roți dințate. Acest test, pe lângă reducerea duratei încercării și numărul mic de epruvete utilizate, asigură definirea riguroasă a parametrilor care condiționează capacitatea portantă a roților dințate. În acest fel este posibilă precizarea interdependenței dintre capacitatea portantă a flancurilor și caracterul sarcinii (statică sau dinamică), viteza periferică, modulul, unghiul de angrenare, deplasarea de profil, erorile de execuție și montaj, lățimea roții, ungere, etc.

Întrucât pentru roțile dințate necălite principala cauză de ieșire din uz este ciupirea, încercările au vizat cu predilecție acest aspect.

În cadrul acestui test, F.Z.G., încărcarea se modifică în trepte după o schemă concepută în laboratoarele din München. Testul precizează că durabilitatea nelimitată corespunde încărcării la care numărul limită al ciupiturilor nu apare înainte de $5 \cdot 10^6$ cicluri.

Testul stabilește ca limită admisibilă la ciupire un anumit raport între suprafața totală a ciupiturilor și suprafața activă a flancurilor dinților. Se menționează faptul că pentru definirea globală a uzurii prin pitting a unui angrenaj nu se face o demarcare a ciupiturilor de pe flancurile roții conduse respectiv ale roții motoare deoarece acestea sunt legate și se intercondiționează [B2].

2.3.2. Metoda sarcinii progresive utilizată la încercarea angrenajelor

Regretatul profesor B. Horovitz [H5], împreună cu un colectiv de cercetare al catedrei O.M.M. al Politehnicii din Timișoara, a propus utilizarea metodei sarcinii progresive la studiul roților dințate, în special pentru încovoierea bazei dinților și prin extensie la uzura prin pitting.

Sub aspect științific, metoda sarcinii progresive permite:

- stabilirea influenței diferiților factori asupra rezistenței la oboseală;
- determinarea valorilor rezistenței limită la oboseală;
- încercări la durabilitate limitată;

După Öding și Weibull, curba de durabilitate se poate prezenta ca o funcție hiperbolică de forma:

$$(\sigma - \sigma_{-1})^m \cdot N = ct. \quad (2.8)$$

unde: σ reprezintă tensiunea la care s-a produs distrugerea probei după N cicluri de solicitare.

În cazul durabilității limitate avem:

$$\sigma^m \cdot N = ct \quad (2.9)$$

Problema cea mai dificilă este determinarea exponentului m . Astfel în literatură se găsesc valori ale lui m între (4 și 12). Gh. Rădulescu consideră pentru materiale îmbunătățite $m=6$, B. Horovitz într-un articol [H5], admit $m=9$. În continuare se va prezenta metoda sarcinii progresive cu viteză de creștere constantă de tip Prot.

Dacă viteza u este viteza de creștere constantă a sarcinii, tensiunea la încărcare progresivă va fi:

$$\sigma = \sigma_{ini} + u \cdot n \quad (2.10)$$

în care σ_{ini} este tensiunea inițială, care se admite egală cu σ_{lim} (deci este necesar să fie determinată anterior), iar n înseamnă un număr de cicluri oarecare, criteriul de determinare fiind cel al lui Miner,

$$\int_{ini}^n \frac{dn}{N} = 1 \quad (2.11)$$

și s-a aplicat un rezultat al lui Henri.

$$\sigma_u^{m+1} = (m+1) \cdot K_u \quad (2.12)$$

Într-un sistem de coordonate $\log U_k - \log \sigma_k$, relația devine o dreaptă.

Coeficientul unghiular este în cazul încovoierii :

$$\tan \beta = \frac{1}{m+1} \quad (2.13)$$

respectiv exponentul m rezultă din construirea experimentală a diagramei

$$m = \cot \beta - 1 \quad (2.14)$$

Determinarea solicitării limită se obține prin logaritmare a relației (2.12):

$$\log \sigma_1 = \frac{1}{1 - \tan \beta} \cdot [\log \sigma - \tan \beta \cdot (\log N_1 + \log \operatorname{ctg} \beta)] \quad (2.15)$$

unde: $\log \sigma$ este ordonata la origine a drepte;

N_1 este numărul de cicluri luat ca bază a încercărilor;

σ_1 este tensiunea de rupere corespunzătoare lui N_1 admis;

$\tan \beta$ este panta drepte.

În cazul solicitării de contact, deoarece viteza de încărcare nu este constantă relațiile stabilite anterior trebuie adaptate corespunzător.

La un angrenaj dat, între solicitarea de contact hertziană și solicitarea de încovoiere se poate scrie o relație de forma:

$$\sigma_k = C_1 \cdot \sqrt{\sigma_i} \quad (2.16)$$

deci ținând cont de relația (2.10)

$$\sigma_k = C \cdot \sqrt{n} \quad (2.17)$$

Făcând diferențiala totală a relației (2.17) se obține:

$$d\sigma_k = \frac{C}{2 \cdot \sqrt{n}} dn \quad (2.18)$$

Acum se poate obține viteza momentană de încărcare în funcție de numărul de cicluri realizat până la momentul dat:

$$u_k = \frac{d\sigma_k}{dn} = \frac{C}{2 \cdot \sqrt{n}} \quad (2.19)$$

Se observă că variația lui " u_k " în funcție de numărul de cicluri n este hiperbolică, iar " C " depinde de încărcarea σ_k . Din relațiile (2.10), (2.11) și (2.17) se deduce expresia pentru tensiunea de contact la sarcină progresivă:

$$\sigma_{k_u}^{m+2} = c^2 \cdot K_k \cdot \frac{m+2}{2} \quad (2.20)$$

Relația (2.20) logaritmată determină o dreaptă în sistemul de coordonate c - σ_{k_u} .

$$\log \sigma_{k_u} = \frac{2}{m+2} \cdot \log c \frac{1}{m+2} + \log \left(K_k \cdot \frac{m+2}{2} \right) \quad (2.21)$$

Determinarea caracteristicii $\sigma_{k_u} = f(N)$ se face în mod similar ca în cazul determinărilor la solicitarea de încovoiere.

Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea angrenajelor a dat rezultate foarte bune în cazul în care cauza principală a ieșirii din uz o reprezintă ruperea bazei dintelui prin oboseala de încovoiere. În schimb la încercarea durabilității flancului rezultatele au fost ne semnificative și nereproductibile.

2.4 Necesitatea încercărilor tribologice

Scopul cercetărilor experimentale în tribologie este de a determina cauzele și mecanismul frecării - uzării, pentru a crește durata de viață a suprafețelor aflate în mișcare relativă, respectiv a mașinilor și instalațiilor. Se încearcă determinarea mărimilor care pot influența pozitiv sau negativ funcționarea reală și modalitatea de a acționa încă din faza de proiectare pentru a împiedica deteriorarea suprafețelor, pentru a realiza o lubrifiere corectă și a utiliza un lubrifiant corespunzător.

Mărimile ce se determină la încercările experimentale sunt:

- cele ce țin de funcționarea cuplei de frecare (forța, suprafața de contact, vâscozitatea lubrifiantului, viteza relativă);
- cele ce se dezvoltă în timpul funcționării cuplei de frecare (temperatura, coeficientul de frecare, regimul de ungere, caracteristici ale lubrifiantului în timpul funcționării, arie reală și presiune efectivă de contact).

Încercările efectuate în tribologie se pot clasifica, de la început, în trei mari categorii:

- încercări pe cuple de frecare;
- încercări pe modele;
- încercări pe utilaj.

1. *Încercările pe cuple de frecare* se fac pentru studiul diferitelor mărimi și a influenței diferiților factori asupra celor trei clase de cuple de frecare (tribologice):

- Cuple de frecare de clasa I-a – contact punctiform;
- Cuple de frecare de clasa a II-a – contact liniar;
- Cuple de frecare de clasa a III-a – contactul se realizează pe suprafață, care poate fi:
 - suprafață plană;
 - suprafață circulară sau sferică.

Această clasificare este propusă de școala de tribologie din Timișoara și diferă de cea folosită de alte școli prin faptul că s-au încadrat într-o singură clasă toate cuplele cu contact de suprafață.

Avantajul principal al încercărilor pe cuple de frecare constă în faptul că elimină parțial sau chiar total influența diferiților factori perturbatori. Dar în același timp sunt factori și mărimi care nu se pot decela și determina separat, de exemplu temperatura și presiunea. De asemenea prin studiul pe cuple de frecare se pot elimina vibrațiile și efectele dinamice, încercând să se determine influența pură a diferitelor mărimi, dar fără îndepărtarea de realitate, pentru că în funcționarea reală cupla respectivă se află în legătură cu alte elemente, în condiții de funcționare dinamice sau statice, cu vibrații dorite sau nedorite, accidentale sau nu.

2 *Încercările pe modele* presupun includerea cuplei de frecare în instalații cu ajutorul cărora se simulează funcționarea reală a suprafețelor, și pe cât posibil toți sau aproape toți factorii de influență.

Avantajul acestor încercări este că se poate interveni pentru a introduce elemente ale funcționării reale, factori perturbatori sau de influență controlabili, în orice moment al funcționării modelului. Se poate compara efectul pe model cu cel din realitate până la obținerea efectului real.

Avantajul acestei metode este că se pot simula toate condițiile de funcționare reală, vibrațiile care pot apare accidental, temperaturi sau presiuni care se pot dezvolta datorită unor factori și elemente cu care se află în legătură cupla de frecare reală. Kragelski este de părere că pentru fiecare proces din exploatare sunt necesare două "modelări" simultane, adică pentru aceeași cuplă de frecare se creează două modele, pe principii diferite, care să simuleze toți factorii de influență.

3 *Încercările pe utilaj* sunt cele mai aproape de realitate, și anume presupun determinarea mărimilor și a factorilor de influență în diferite condiții de funcționare. Acest gen de încercări este mult mai costisitoare atât din punct de vedere al instalației cât mai ales al timpului, deoarece încercările se fac după ce instalația a fost proiectată și executată, existând riscul deteriorării unor elemente aflate

în mișcare. Rezultatele sunt cele mai apropiate de funcționarea reală, de factorii perturbatori și de influență. Aceste încercări sunt foarte utilizate de cercetătorii americani, concluziile finale ducând la obținerea unor informații cu ajutorul cărora instalațiile se pot proiecta și realiza la parametri care evită deteriorarea suprafețelor, acestea fiind sub control în fiecare fază a funcționării mașinii sau instalației respective.

Din punct de vedere al reproductibilității și al repetabilității, instalațiile de laborator pentru studiul uzării și încercarea lubrifianților nu prezintă probleme diferite față de alte aparate de măsură. Împrăștierea rezultatelor va fi redusă dacă la fiecare încercare se vor reproduce condițiile de lucru existente la încercările precedente.

Un alt aspect al utilizării instalațiilor de laborator este compararea rezultatelor obținute pe diferite instalații sau compararea acestor rezultate cu cele obținute pe agregate reale.

Studiile comparative ale aceluiași lubrifianți pe diferite instalații de laborator au arătat că acestea nu conduc întotdeauna la aceleași rezultate, chiar dacă se recurge la o exprimare relativă a acestora. Se impune o concluzie foarte importantă și anume că diferența între comportarea a doi lubrifianți depinde și de domeniul de sarcini și viteze în care aceștia sunt folosiți.

Lipsa de concordanță între rezultatele obținute pe diferite instalații de laborator, deși reală, nu poate fi invocată ca un impediment în folosirea acestora. Același lucru, adică lipsa unei concordanțe între rezultate, se poate spune și despre determinările pe agregate reale, cu diferența că în acest caz se înrăutățește și reproductibilitatea rezultatelor, iar prețul de cost al încercării crește.

O altă consecință a neconcordanței parametrilor de funcționare între instalațiile de laborator și agregatele reale este și imposibilitatea transferării integrale a rezultatelor obținute în laborator la situațiile reale (de exemplu, complexitatea condițiilor de funcționare ale unui angrenaj hipoid din exploatare nu este reproductibilă integral de nici o metodă și instalație de laborator folosită în prezent).

Ținând cont de avantajele și deficiențele metodelor de laborator se poate trage concluzia că studiul uzării și lubrifianților pe astfel de instalații constituie o verigă importantă la realizarea unui nou tip de lubrifianț sau în a se introduce cuple noi de materiale pentru anumite organe de mașini. Pe măsura aprofundării mecanismului de frecare-uzare, atât fluidă cât și uscată, este posibil să se transfere un rol tot mai important etapei de laborator, încercările pe agregatele reale fiind reduse numai la rolul de verificare a rezultatelor.

Numărul mare de instalații de încercare a lubrifianților face util calculul eficacității acestora. Pe această bază s-ar putea restrânge numărul celor folosite, fapt ce ar facilita compararea rezultatelor

obținute în diferite laboratoare. Eficacitatea E a unei instalații poate fi pusă sub forma:

$$E = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{k_p} \cdot \left(\frac{I}{I_0}\right)^{k_i} \cdot \left(\frac{C_0}{C}\right)^{k_c} \quad (2.22)$$

în care: P = performanța instalațiilor;
 I = valoarea rezultatelor obținute;
 C = costul instalației și al încercărilor;
 P_0, I_0, C_0 = parametri pentru instalația ideală;
 k_p, k_i, k_c = constante.

Din acești trei factori, singurul care se poate calcula imediat este costul instalației. Determinarea performanțelor, adică domeniul de utilizare și al valorii rezultatelor, factor care include și reproductibilitatea rezultatelor și stabilitatea parametrilor de funcționare, se face cu ajutorul unor criterii mai mult sau mai puțin obiective, fiind din această cauză discutabilă. Analiza amănunțită a construcției și funcționării instalațiilor poate furniza criterii obiective pentru calculul lui I și P .

Pentru a putea obține informații despre mărimile caracteristice uzării, respectiv caracteristice lubrifianților, trebuie prelevate un număr de date experimentale. Aceste date sunt mărimi variabile. Rezultatele diferite provin din variabilitatea proprietăților materialelor, a lubrifianților, din modul de măsurare. Mărimile ce caracterizează diferite proprietăți ale materialelor sau comportarea lor la acțiuni externe (mecanice, fizice, chimice) au caracter aleatoriu.

Prin măsurări repetate ale aceleiași mărimi sau ale unor fenomene, se obțin colecții de date, care formează serii statistice. Chiar fenomenul uzării suprafețelor este un fenomen statistic, caracterizat deci, printr-o serie de mărimi a căror determinare este imposibilă fără prelucrare statistică.

Seriile statistice obținute în urma măsurărilor, analizate riguros pot furniza informații deosebit de importante pentru scopuri practice. Obiectivele urmărite prin prelucrarea datelor experimentale sunt:

- determinarea unor mărimi care să caracterizeze cât mai precis fenomenul de uzare sau calitatea lubrifianților;
- determinarea erorilor de măsurare și eliminarea lor, dacă este posibil;
- evaluarea unor caracteristici ale lubrifianților, care să exprime cât mai bine comportarea lor în diferite situații;
- încadrarea fenomenelor reale într-o legitate teoretică cunoscută astfel fiind urmărită verificarea ipotezelor statistice;

- compararea unor materiale pentru cuplele de frecare și lubrifianți care să permită evidențierea calităților acestora.

Printr-o analiză corespunzătoare se pot pune în evidență legături între diferite proprietăți și caracteristici analizate. Printr-o prelucrare statistică adecvată, datele obținute în laborator și în general prin încercări, capătă un conținut științific, utilizabil din punct de vedere practic.

O importanță deosebită în obținerea și prelucrarea datelor experimentale îl are numărul de date oferite spre prelucrare. Un număr prea mic de date poate oferi informații greșite asupra unui fenomen sau asupra variației unei mărimi în funcție de alta. Mai ales în cazul mărimilor ce caracterizează uzura și lubrifiția, trebuie un număr destul de mare de măsurări pentru a evidenția clar anumite legi de dependență în anumite condiții de funcționare. De exemplu, vâscozitatea care este principala mărime ce caracterizează un lubrifiant variază atât cu temperatura cât și cu presiunea.

Influența acestor parametri este contrară, adică odată cu creșterea de temperatură vâscozitatea scade, iar odată cu creșterea de presiune vâscozitatea crește. În cazul în care există și creștere de temperatură și de presiune, vâscozitatea variază cu ambele, legile de variație fiind valabile numai în condiții bine determinate. De asemenea pentru variația vâscozității cu presiunea, respectiv cu temperatura există o serie de legi stabilite experimental, valabile numai în condiții determinate. Un alt exemplu îl constituie aria reală de contact, respectiv presiunea efectivă de contact, mărimi foarte importante pentru studiul frecării și uzării. Aria reală de contact se modifică tot timpul pe parcursul funcționării cuplei de frecare, conform curbei de portanță Abbott – Firstone, motiv pentru care determinările sunt foarte greu de repetat identic, chiar dacă toate condițiile de funcționare sunt identice. Datorită multitudinii factorilor de influență acest fenomen nu poate fi stăpânit pe deplin.

Deci sunt greu de stabilit, în cadrul măsurătorilor din tribologie, legi clare de variație a diferitelor mărimi, deoarece nu avem o variație simplă a două sau trei variabile, ci există concomitent 5...7 variabile dintre care, la un moment dat, în anumite condiții bine determinate pot deveni preponderente una sau două care dau o anumită tendință de variație, sau altele care dau o altă tendință. Există o serie de situații în care mărimile nu se pot decela, caz în care trebuie sesizat fenomenul în condiții experimentale bine determinate și apoi, dacă este posibil, extrapolarea cu grijă în condițiile reale de funcționare.

2.5. Standuri pentru încercarea angrenajelor

O cercetare sistemică a roților dințate s-a putut face abia în secolul XX. Primul pas cu adevărat mare l-a făcut Rikli, în anul 1911, când propune, pentru studiul transmisiilor mecanice, standul cu flux energetic închis.

În 1921 Lancaster ajunge la concluzia că, pittingul apare datorită efectului de încălzire a flancurilor după o durată îndelungată de funcționare. În zonele încălzite apar, datorită dilatărilor și contracțiilor repetate, fisuri ce conduc la desprinderi de material sub formă de așchii.

Finke și Hoffman (1933), preocupându-se de uzura roților dințate în general și de uzura prin coroziune în special, ajung la concluzia că "gropițele" apar ca urmare a coroziunii metalelor. Un studiu sistematic al durabilității roților dințate, efectuat pe standuri cu role, este făcut de către Buckingham.

În Japonia, în deceniile patru și cinci, Nisihara și Koboiași fac încercări pe mașini de tip Amsler cu role, în condițiile rostogolirii cu alunecare și obțin primele curbe de oboseală a flancurilor. Este sesizată influența alunecărilor relative precum și aglomerarea ciupiturilor pe flancurile roții conduse, în jurul polului.

În Germania experimentarea roților dințate ia amploare în laboratoarele profesorului Niemann. De aici se fac comunicări asupra rezistenței la oboseală a piciorului și flancului dintelui, punându-se bazele calculului modern al angrenajelor.

Contribuții valoroase au adus colectivele conduse de M.A.Kudriavtev, Vörös, Glaubitz, Scntenin, Antropov, B. Horovitz etc.

Odată cu progresul înregistrat în cunoașterea aspectelor legate de proiectarea, execuția și funcționarea roților dințate, se marchează o prescriere tot mai rațională a caracteristicilor pe care acestea trebuie să le aibă în anumite condiții funcționale.

Pe de o parte progresul tehnic permite, iar pe de altă parte fenomenele care se cer elucidate impun metode și mijloace de investigație de complexitate ridicată.

Testarea performanțelor pe instalații specializate sau direct în procesele de lucru, constituie o fază obligatorie în abordarea științifică și tehnică a unui produs.

Pentru cercetări pe modele experimentale sau prototipuri sunt caracteristice instalațiile de încercare, iar pentru produsele omologate sunt caracteristice instalațiile de rodaj.

Deși cele două categorii de instalații pot diferi prin problematica abordată, aparatura utilizată, tehnica și metodele de lucru, pot avea la bază același stand.

Standurile pentru încercarea angrenajelor servesc [S1]:

- la stabilirea experimentală a parametrilor de rezistență, durabilitate și randament;
- la sesizarea unor soluții constructive defectuoase (dacă ele există) și la perfecționarea construcției angrenajelor și a organelor lor auxiliare (arbori, lagăre, cuplaje, dispozitive de ungere și etanșare);
- la studiul funcționării angrenajelor atât în regimul normal de funcționare în exploatare, cât și în regimuri extreme;
- la rodarea angrenajelor sub sarcină, ceea ce duce la creșterea randamentului și a durabilității acestora;
- la studiul comparativ al mai multor soluții constructive, ceea ce permite alegerea soluției optime pentru un caz concret dat.

Există în prezent tendința de a echipa în așa fel standurile de încercare uzinale încât să permită atât rodarea, cât și măsurarea randamentului angrenajului, organizând rodajul în funcție de randamentul ce se urmărește a se obține la angrenajul respectiv.

O parte a acestor instalații sunt astfel concepute, încât să pună angrenajele încercate în condiții de funcționare identice sau similare condițiilor de funcționare din exploatare. La cele mai multe instalații există posibilitatea măririi influenței unor factori asupra rezistenței și durabilității angrenajelor încercate.

Anumite instalații folosite permit modelarea unor fenomene legate de rezistență și de durabilitate pe epruvete de construcție simplă: role cilindrice sau conice, epruvete cilindrice de oboseală, etc.

O clasificare a standurilor în funcție de tipul epruvetei și felul standului se prezintă în Figura 2.6.

Toate instalațiile de încercat angrenaje au următoarele părți principale:

- sistemul de acționare, care pune în mișcare instalația;
- sistemul de încărcare, care realizează solicitarea epruvetei;
- sistemul de măsurare a încercării;
- sistemul de prindere a epruvetelor;
- sistemul de ungere, cu elemente de filtrare și termoreglare, care are menirea de a menține constante parametrii lubrificației respective;
- contorul care înregistrează numărul de rotații, deci numărul ciclurilor de solicitare a epruvetei;
- sistemul de deconectare automată în cazul unor ruperi;
- batiul pe care sunt fixate toate sistemele caracteristice ale instalației.

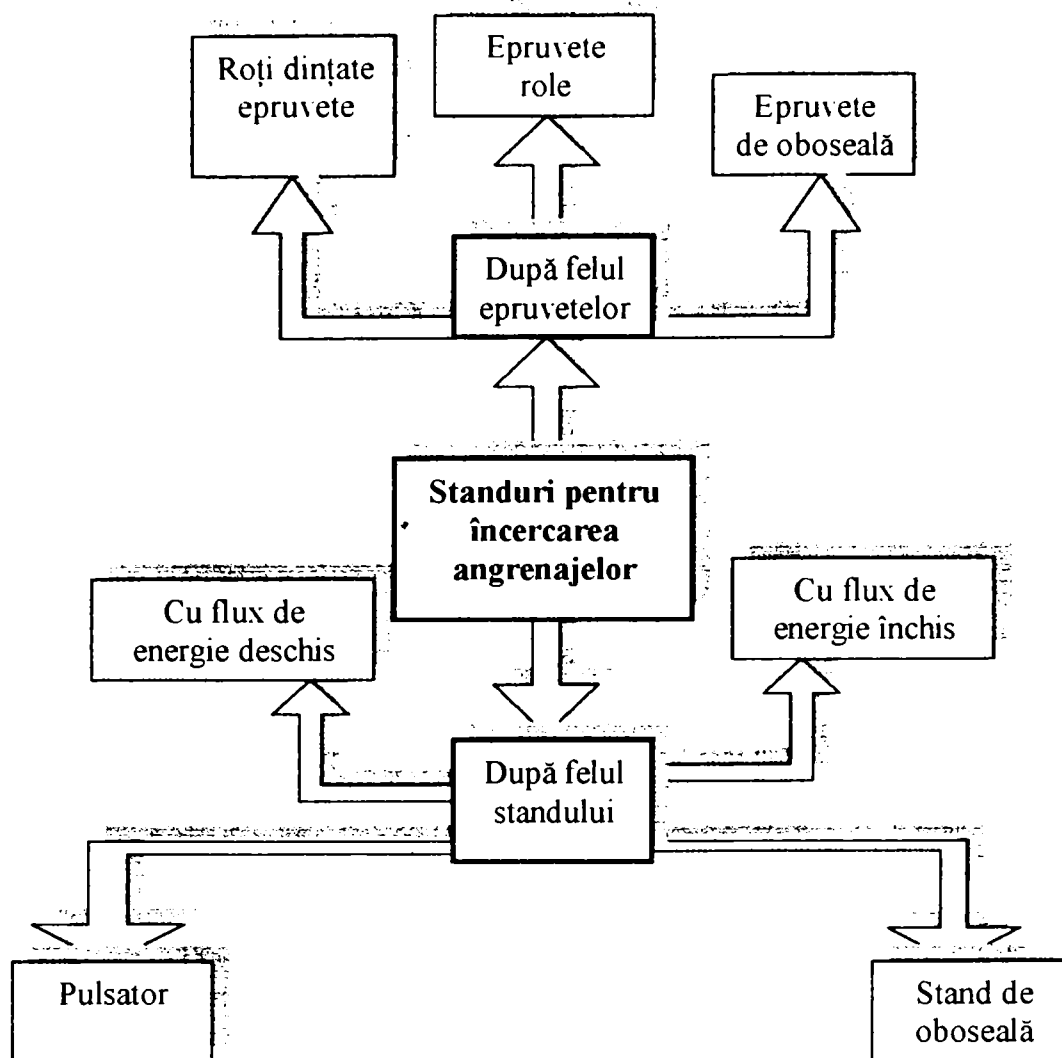


Figura 2.6

În mod obișnuit instalațiile de încercat angrenaje sunt acționate de motoare electrice. Pentru o mai ușoară reglare a turației epruvetelor se folosesc pentru acționare motoare de curent continuu.

Pentru măsurarea puterii consumate de instalațiile de încercare, motoarele de acționare se construiesc cu statoare pendulare sau cu statoare cu cadru și cu posibilitatea de determinare prin cântărire sau tensometrie a momentului reactiv ce lucrează asupra statorului.

Standurile cu roți dințate epruvete permit definirea interdependenței unor parametri ce caracterizează funcționarea angrenajelor, pe când standurile care conțin subansamble interdependente cu angrenaje decelează aspecte funcționale unui anumit tip de transmisie mecanică.

2.5.1. Standuri cu flux energetic deschis

Aceste standuri de încercare în circuit (flux de energie) deschis se caracterizează prin aceea că întreaga energie produsă de motorul de antrenare a instalației trece prin angrenajul ce urmează a fi încercat, fiind transmisă unui dispozitiv de frânare care o transformă în energie termică. Drept dispozitive de frânare se utilizează frâne cu bandă sau saboți, frâne hidraulice, pompe, generatoare electrice ce debitează energia pe rezistențe, frâne cu curenți Foucault, etc., [C2].

În cazul standurilor cu flux energetic deschis, energia, sub formă de căldură este cedată mediului înconjurător. Din această cauză încercările efectuate pe asemenea standuri sunt cu consum mare de energie care este nerecuperabilă. În cazul în care pe aceste standuri se execută încercări de duranță, care necesită un timp îndelungat, pentru a se evita o supraîncălzire a instalației este nevoie ca standul să fie prevăzut cu un sistem de răcire.

Asemenea standuri sunt utilizate pentru determinarea randamentului transmisiilor mecanice și mai puțin pentru rodarea transmisiilor. În acest scop motorul electric pentru acționare, cât și consumatorul se prevăd cu lagăre basculante.

Ca și elemente ale standului putem aminti:

- motor electric pentru acționare;
- transmisia mecanică de încercat;
- consumator de energie care poate fi:
 - frână mecanică;
 - frână hidraulică;
 - pompă hidraulică;
 - frână electrică.

Standurile cu flux energetic deschis au avantajul că prezintă condiții pentru încercarea angrenajelor foarte apropiate de condițiile reale de funcționare, însă faptul că sunt mari consumatoare și disipatoare de energie face ca utilizarea lor să fie restrânsă.

Se pot concepe standuri care să măsoare randamentul, temperatura, zgomotul, să verifice anumite condiții de montaj, să releveze zonele subdimensionate sau cele cu un grad mai mare de vulnerabilitate.

Întrucât la ieșirea din transmisia prin angrenare, turația nu se încadrează uneori în plaja de turații specifică unui anumit tip de frână se utilizează un tren de roți dintate prin care, la ieșire să se obțină turația adecvată tipului de consumator. Aceasta implică un alt dezavantaj: angrenajele îndepărtate de sursa de energie lucrează la puteri mai mici, din cauza pierderilor din transmisia mecanică.

2.5.2. Standuri cu flux energetic închis

Standurile de încercare în circuit (flux de energie) închis se caracterizează prin aceea că angrenajul este montat într-un circuit închis, în care circulă energia necesară încercărilor. În felul acesta, energia ce a trecut prin angrenajul de încercat este întoarsă și trece din nou prin acest angrenaj, motorul de antrenare al instalației de încercare trebuind să acopere doar pierderile inevitabile prin frecare din angrenaje, din lagăre și din alte elemente ale instalației, [N2], [C2].

Așa cum s-a amintit anterior, rodarea roților dințate se face, aproape în exclusivitate, pe instalații cu flux energetic închis.

Rodajul este o etapă foarte importantă în perioada de existență a unui organ de mașină, iar în cazul de față a unui angrenaj. Un rodaj corect efectuat înseamnă, o prelungire a duratei de funcționare a angrenajului, prin evitarea apariției timpurii a uzurii și scoaterii din funcțiune a pieselor.

Se deosebește [V2], [C1]:

- rodajul microgeometric - având drept scop ameliorarea caracteristicilor de calitate ale flancurilor, micșorarea pericolului de gripare și ciupire, etc.
- rodajul macrogeometric - vizând înlăturarea unor imperfecțiuni de execuție și montaj, eliminarea unor jocuri, asigurarea repartizării uniforme a forțelor pe dinți, etc.

Întrucât în cazul utilizării unor histograme neraționale, precum și a unor lubrifianți nepotriviți apare pregnant pericolul gripării, se recomandă a se da o importanță deosebită acestor factori. De aceea, în perioada de rodaj, se vor utiliza uleiuri cu vâscozitate mai mică decât cea obișnuită pentru exploatare, eventual uleiuri de extremă presiune (E.P.), în vederea reducerii pericolului uzurii abrazive și adevize sau filtrarea mecanică a uleiului.

Asigurarea unei rugozități optime a flancurilor impune, în mod deosebit în prima perioadă de funcționare, îndepărtarea unei cantități de material, ceea ce implică schimbarea uleiului la intervale scurte, în vederea înlăturării particulelor metalice desprinse de pe flancuri.

Roțile dințate fiind în majoritatea cazurilor executate din oțeluri, caracterizate în general prin proprietăți inferioare de rodabilitate, necesită regimuri speciale de rodaj. Accelerarea procesului de rodare este însoțită de creșterea pericolului de gripare. Evitarea acestui neajuns se poate face printr-o prelucrare chimică a suprafețelor în contact în vederea modificării proprietăților stratului superior de metal, [C1].

Rodajul este prevăzut pentru toate tipurile de transmisii mecanice, tehnologiile recomandate în literatura de specialitate respectiv de firmele producătoare fiind foarte variate. Astfel în ceea ce privește perioada de rodaj prescripțiile variază în limite foarte largi, de la câteva minute până

la zile, iar în ceea ce privește încărcarea, limitele sunt de la mersul în gol până la încărcări care ajung la de două ori sarcina nominală.

Recomandările legate de turație sunt de variere a acesteia în timpul încercărilor. Acest lucru înseamnă că instalația trebuie să ofere posibilitatea modificării turației, ceea ce presupune acționarea instalației prin:

- motoare de curent continuu;
- motoare cu ardere internă;
- variatoare de turație;
- motoare asincrone cu două turații.

Standurile cu flux energetic închis au avantajul recuperării energiei vehiculate, sursa exterioară de energie fiind utilizată pentru acoperirea pierderilor energetice din circuit.

Închiderea circuitului se poate face:

- mecanic;
- electric;
- hidraulic.

Principial, standul cu flux energetic închis mecanic este prezentat în Figura 2.7.

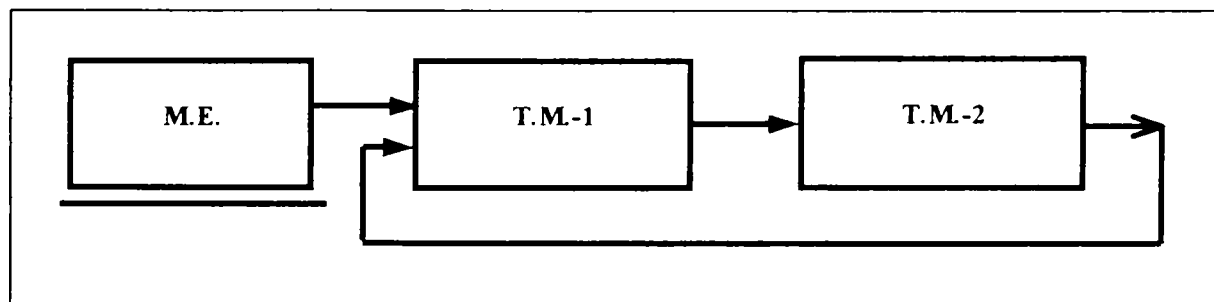


Figura 2.7

Notațiile din figură au următoarele semnificații:

M.E. - motor electric de acționare;

T.M.-1 - transmisie mecanică 1;

T.M.-2 - transmisie mecanică 2.

Închiderea mecanică este avantajoasă întrucât permite testarea sau rodarea simultană a două sau mai multe transmisii mecanice similare.

În construcția unui astfel de stand, Figura 2.8, există:

- sursa de energie (obișnuit motor electric asincron trifazat);
- transmisia de încercat;
- transmisia de returnare;
- dispozitivul sau cuplajul de încărcare;
- cuplaje.

Tipul de circuit (recuperativ sau nerecuperativ) și modul de cuplare al transmisiilor încercate sau rodate trebuie corelate cu dispozitivul și procedeul de încercare adecvat.

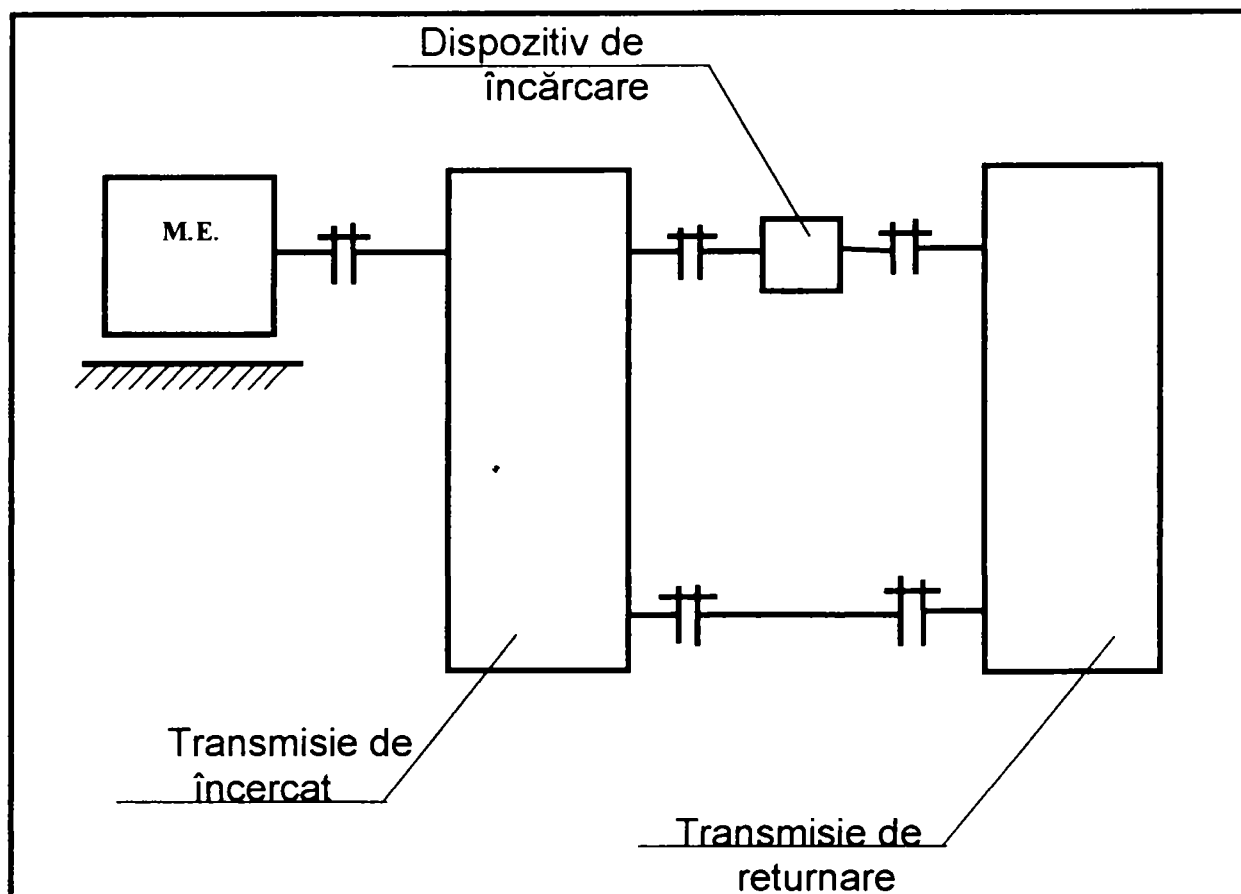


Figura 2.8

Se poate afirma că într-un circuit mecanic problema de cea mai mare complexitate aparține dispozitivului de încărcare. Rolul lor principal este introducerea unui cuplu în circuit, respectiv simularea funcționării transmisiilor mecanice.

În circuitele recuperative, dispozitivele de încărcare se pot considera cuplaje specializate.

Modificarea încărcării se poate face în repaus sau în mișcare, iar unghiul de rotație relativă poate avea valori limitate, prin construcția dispozitivului, sau nelimitate.

Caracteristici funcționale superioare atestă dispozitivele care permit varierea încărcării în mers respectiv acelea care nu sunt restrictive sub aspectul valorii unghiului de torsiune (acestea se pot adapta la orice transmisie mecanică creând în același timp condiții pentru automatizarea procesului de încărcare). Din punct de vedere constructiv sunt mai complicate, iar din punct de vedere al tehnologiei de execuție și montaj sunt mai exigente.

Dispozitivele de reglare în repaus dispun, în general, de o construcție mai simplă, prezentând valențe funcționale modeste.

În cazul standurilor cu flux energetic deschis nu se poate vorbi de dispozitive de încărcare propriu-zise, ci de consumatori sau disipatori de energie, dispozitivele de încărcare considerându-se apanajul standurilor recuperative.

2.5.2.1. Particularități energo-cinematice ale standurilor în circuit energetic închis

Concluzia evidentă care rezultă din cele arătate în paragraful anterior este că în toate încercările roților dințate se recomandă utilizarea standurilor în circuit energetic închis. În această categorie de standuri se încadrează și cel utilizat la efectuarea încercărilor experimentale din lucrarea de față.

O problemă care se pune la acest tip de standuri este stabilirea sensului fluxului energetic deoarece conform [N2] caracteristicile energo-cinematice ale circuitului mecanic sunt în funcție de sensul fluxului energetic principal. Sensul acestui flux este dependent de pozițiile relative ale roților motoare respectiv conduse în angrenare.

Conform [N3], pentru ca o roată în angrenare să aibă funcție motoare pe un tronson j al circuitului mecanic, este ca:

$$\forall j \Rightarrow \text{sign}(M_j) = \text{sign}(\omega_j) \quad (2.23)$$

Această relație lămurește o serie de probleme care au apărut în funcționarea standurilor în circuit energetic închis și la care nu s-au găsit explicațiile necesare.

Conform relației (2.23), o roată este considerată motoare în cazul în care sensul de rotație a acesteia coincide cu sensul momentului de încărcare pe tronsonul respectiv. Acest lucru este foarte important deoarece o roată dințată care este amplasată imediat după motorul de acționare și care în concepția *clasică* automat este considerată motoare conform conceptului anterior enunțat poate să nu fie motoare.

În continuare se face o analiză a sensului fluxului de energie principal la standul proiectat. În Figura 2.9 este reprezentată schema cinematică corespunzătoare standului.

Cazul 1. Se alege sensul de rotație al motorului de acționare ca fiind sensul orar iar sensul momentului de încărcare realizat de dispozitivul de încărcare, pe tronsonul cuprins între roata 2 și dispozitiv, sensul trigonometric. În acest caz roata dințată 2 se rotește în sens trigonometric ca și momentul de încărcare pe tronsonul respectiv și în concluzie, conform celor enunțate anterior roata 2 este conducătoare iar roata 1 este condusă. Continuând raționamentul pentru roțile 3 și 4 se trage concluzia că roata 3 este conducătoare iar roata 4 este condusă.

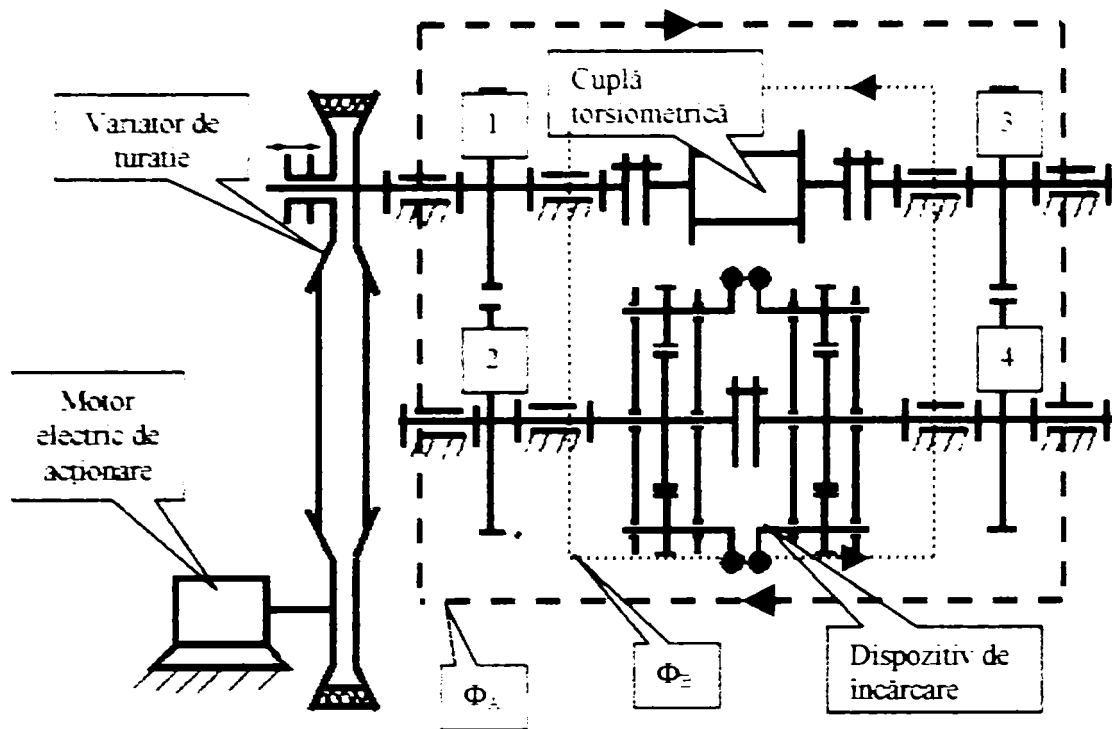


Figura 2.9

În consecință în acest caz sensul fluxului energetic principal este cel notat în Figura 2.7 cu Φ_A .

Cazul 2. Sensul motorului de acționare rămâne nemodificat dar considerăm invers sensul momentului de încărcare realizat de dispozitivul de încărcare. Acest lucru se poate realiza foarte simplu pe stand datorită soluției constructive alese pentru dispozitiv. În acest caz roțile dințate 2 și 4 devin conduse iar roțile dințate 1 și 3 devin conducătoare. Sensul fluxului de energie principal, de această dată, este cel notat în Figura 2.7 cu Φ_B și se observă că este de sens contrar față de Φ_A . Același lucru se poate obține modificând sensul de rotație al motorului de acționare. În cazul încercărilor experimentale dacă se dorește schimbarea fluxului energetic principal se va modifica sensul momentului de torsiune.

Stabilirea sensului fluxului energetic principal este de mare importanță deoarece există anumiți parametri ai standului care sunt dependenți de acest sens. Randamentul circuitului mecanic este unul din parametri iar relațiile de calcul ale randamentului pentru cele două sensuri sunt [N4]:

$$\eta_{T\Phi_A} = \frac{M_0 - \Delta M_{\Phi_A}}{M_0} = \frac{P_0 - \Delta P_{\Phi_A}}{P_0} \quad \text{pentru fluxul } \Phi_A \quad (2.24)$$

$$\eta_{T\Phi B} = \frac{M_0}{M_0 + \Delta M_{\Phi B}} = \frac{P_0}{P_0 + \Delta P_{\Phi B}} \quad \text{pentru fluxul } \phi_B \quad (2.25)$$

unde: $\Delta M_{\Phi B}$ respectiv $\Delta M_{\Phi A}$ reprezintă momentul dezvoltat de motor necesar compensării pierderilor mecanice din circuit.

În concluzie evaluarea caracteristicilor circuitelor mecanice recuperative pe baza parametrilor prezentați mai sus permite adoptarea soluției optime din punct de vedere constructiv, funcțional și economic.

2.5.2.2. Dispozitive de încărcare utilizate în standurile de încercare

Standurile în care se încearcă angrenajele trebuie să asigure un moment rezistent care să realizeze încărcarea angrenajelor supuse testării. Momentul rezistent este produs de către un dispozitiv special proiectat în acest scop. O clasificare a dispozitivelor de încărcare ce se utilizează în standurile cu circuit energetic închis se prezintă în Figura 2.10.

Cele mai vechi sisteme de încărcare sunt *dispozitivele bazate pe rotirea relativă, în repaus, a doi arbori*. Ele se mai numesc și dispozitive de torsionare. Standurile de încercare cu dispozitiv de torsionare se caracterizează printr-o funcționare lină și prin pierderi neînsemnate de energie în dispozitivul de încărcare. Prezintă neajunsul că modificarea încărcării se poate face numai cu standul oprit și că în urma uzării roților dințate circuitul se descarcă [C2], [N2].

Dispozitivele *bazate pe forțele axiale din angrenajele cilindrice cu dinți înclinați* asigură momente de torsiune aplicate arborilor angrenajelor care sunt proporționale cu forțele axiale. La un anumit tip de angrenaj mărimea forței axiale este o măsură a cuplului transmis. Standuri de încercare care utilizează asemenea dispozitive au fost construite de Pavlov și Svoboda. Dezavantajul acestor dispozitive îl constituie posibilitatea modificării momentului de încărcare numai după oprirea standului, [C2], [N2].

La *dispozitivele cu lanț*, lanțul se montează cu o tensiune corespunzătoare momentului ce urmează a se realiza în circuitul închis.

Încărcarea sistemului se modifică prin modificarea întinderii ramurii active a lanțului. Și în acest caz modificarea încărcării este posibilă numai cu standul oprit.

Dispozitivele bazate pe bascularea unor carcuse fac parte din categoria dispozitivelor care permit modificarea momentului de încărcare fără oprirea standului. Acest sistem de încărcare a fost inventat de V. N. Kudriavțev.

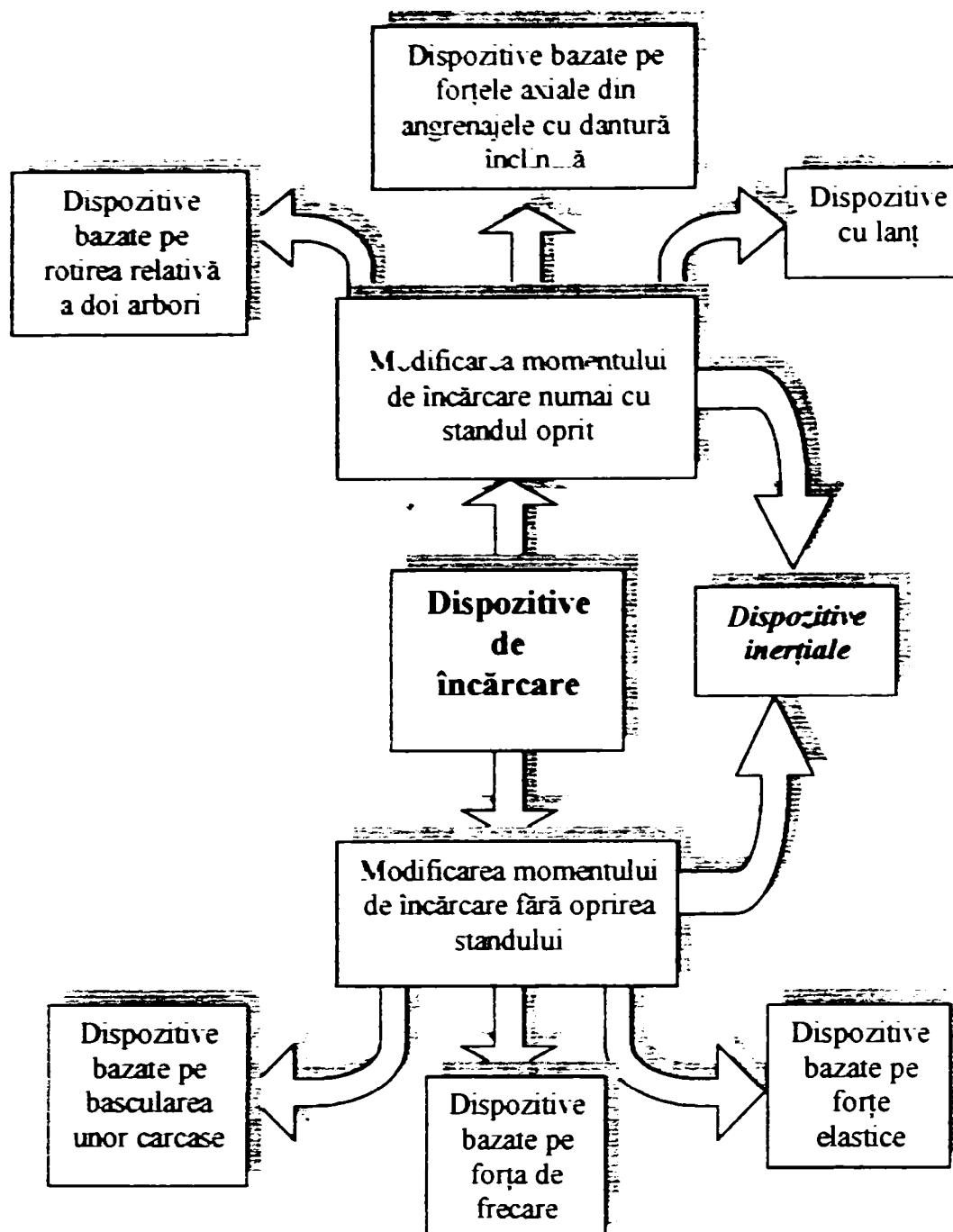


Figura 2.10

Pentru bascularea carcasei se utilizează diferite greutăți care se atașează de un braț de lungime variabilă solidar cu carcasa basculantă. O variantă îmbunătățită a standului Kudriavțev a fost concepută de un colectiv al Catedrei de Organe de Mașini și Mecanisme al Facultății de Mecanică din Timișoara, [H5]. Standurile care au încorporate asemenea dispozitive permit efectuarea de încercări cu sarcină progresivă [C2].

Dispozitivele bazate pe forța de frecare sunt de fapt niște frâne sau ambreiaje care consumă o cantitate de energie proporțională cu viteza de alunecare între elementele de fricțiune și permit varierea încărcării pe

dinți prin varierea forței de apăsare pe discurile ambreiajului, lucru care se poate realiza și în mers [C2].

Dispozitivele cu elemente elastice se recomandă pentru sistemele mecanice care trebuie să modeleze o încărcare oscilatorie. Sistemele de încărcare cu acumuloare elastice de energie ocupă un loc intermediar între sistemele de încărcare în circuit deschis și cele în circuit închis.

2.5.2.2.1. Dispozitiv de încărcare inerțial

Pentru a se simplifica construcția dispozitivului de încărcare și a se asigura menținerea încărcării în timpul funcționării s-a proiectat un dispozitiv la care încărcarea se face prin forță centrifugă.

Un asemenea dispozitiv este un cuplaj cu bare articulate care s-a introdus în cadrul unui circuit închis [C10]. În Figura 2.11 se prezintă schematic un asemenea dispozitiv.

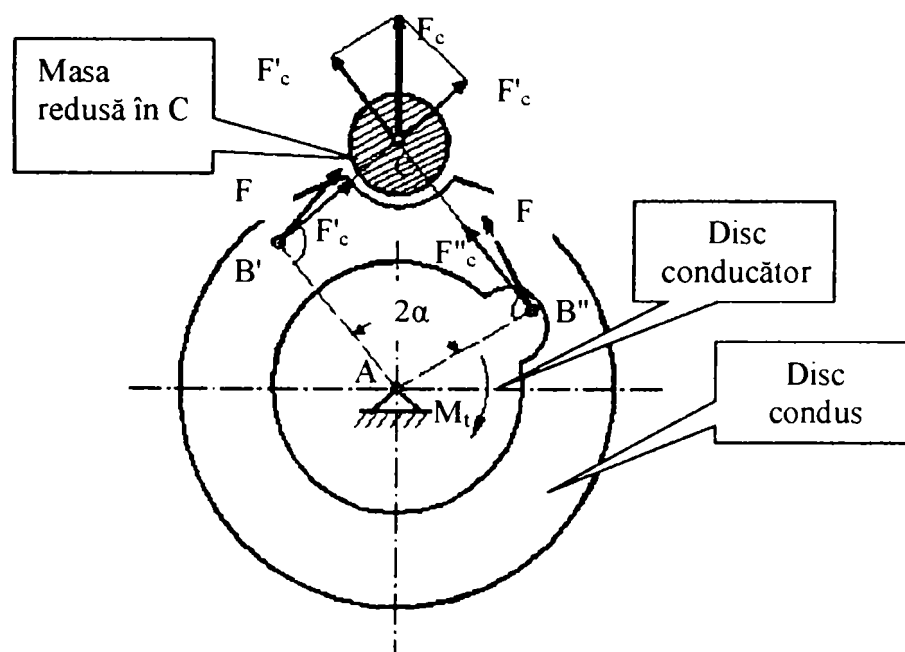


Figura 2.11

La punerea în funcțiune a standului datorită masei reduse m din punctul C va lua naștere o forță centrifugă care va căuta să îndepărteze punctul C și deci unghiul 2α va avea tendința de micșorare. Acestei tendințe i se opune rigiditatea sistemului. Sistemul va fi astfel tensionat cu momentul M_t , având expresia:

$$M_t = n \cdot m \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot r^2 \cdot \sin \alpha \cdot \frac{\left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right)^2}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad (2.26)$$

unde:

- m este masa redusă din punctul C;
- n numărul de legături din cuplaj;
- ω viteza unghiulară a ramurii din circuit pe care se montează cuplajul;
- r raza la care se articulează barele pe cele două discuri ale cuplajului;
- l lungimea barelor de legătură;
- $\lambda = \frac{r}{l}$.

Relația (2.18) se mai poate scrie sub forma:

$$M_t = n \cdot m \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot M_0 \quad (2.27)$$

în care:

$$M_0 = \lambda \cdot \sin \alpha \cdot \frac{\left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right)^2}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad (2.28)$$

reprezintă momentul de torsiune unitar al cuplajului (pentru $n=1$, $m=1$, $\omega=1$, $r=1$) și care depinde numai de geometria acestuia.

Pentru ca în funcționare să nu fie necesară determinarea unghiului la centru, acesta se determină la montaj. În funcționare variația unghiului la centru este egală cu deformația elastică a sistemului iar aceasta este foarte mică. Din acest motiv se poate considera variația lui M_0 neglijabilă.

Pentru alegerea parametrilor geometrici ai cuplajului s-au determinat valorile lui M_0 pentru o variație a unghiului la centru de 20° . Diagrama de variație a lui M_0 cu unghiul la centru pentru diferite valori ale raportului λ este prezentată în Figura 2.12, [C10].

Din diagrama din Figura 2.12 se pot alege parametrii geometrici optimi pentru cuplaj în funcție de scopul urmărit. Astfel, pentru cazul unor deformații mari în sistem cum ar fi de pildă la roți dințate din material plastic, este favorabilă utilizarea unui dispozitiv de încărcare inerțial cu $\lambda=1$ și un interval de variație a unghiului la centru cuprins între 80 și 100° [C10].

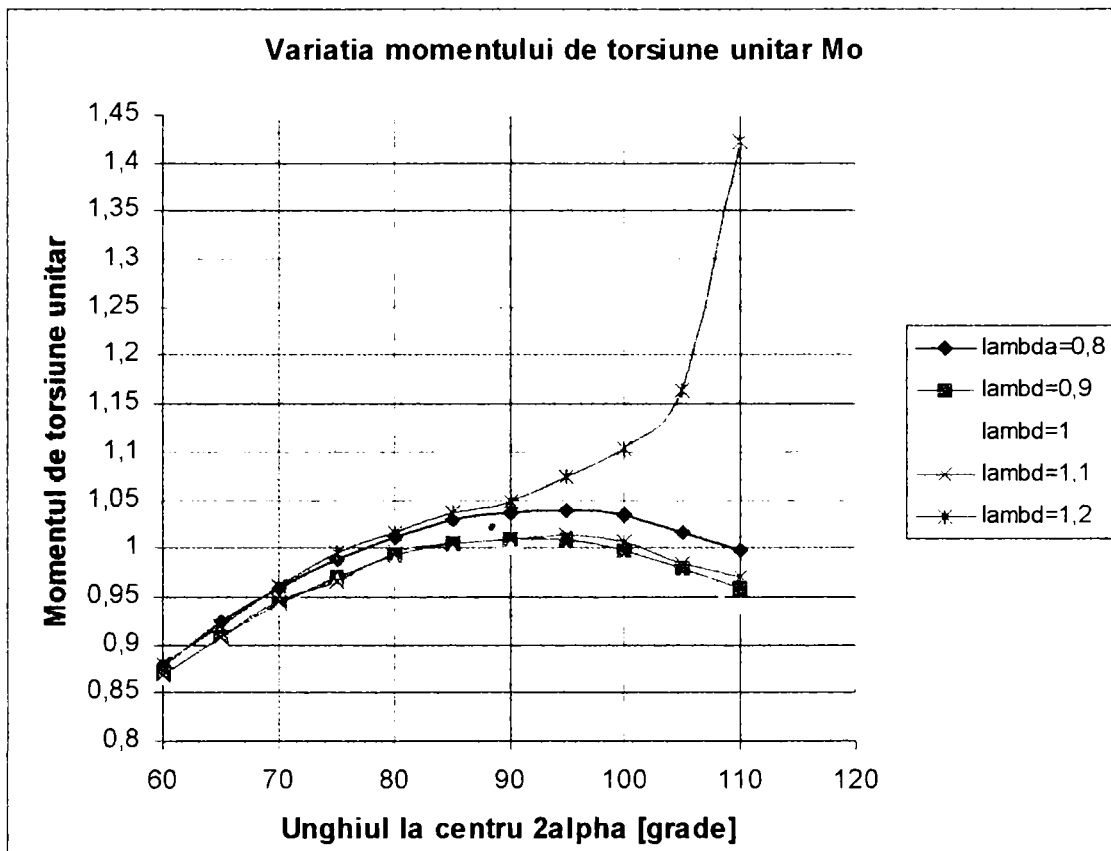


Figura 2.10

Din diagrama din Figura 2.10 se pot alege parametrii geometrici optimi pentru cuplaj în funcție de scopul urmărit. Astfel, pentru cazul unor deformații mari în sistem cum ar fi de pildă la roți dințate din material plastic, este favorabilă utilizarea unui dispozitiv de încărcare inerțial cu $\lambda=1$ și un interval de variație a unghiului la centru cuprins între 80° și 100° [C10].

Pentru cazul unor deformații mici în sistem, cazul standurilor de rodare a roților dințate din oțel care necesită însă încărcări mari, se poate merge la valori mai mari ale lui λ și ale unghiului la centru.

Dispozitivul poate avea o largă utilizare în cadrul sistemelor de încercare a transmisiilor în circuit închis. Poate fi folosit la standuri cu turație constantă unde, în timpul unei încercări, încărcarea se păstrează constantă, schimbarea încărcării făcându-se în acest caz prin modificarea masei reduse din punctul C, adăugându-se greutate suplimentare.

Încărcarea în trepte, însă fără modificarea masei reduse din punctul C, se mai poate face prin modificarea în trepte a turației.

De asemenea dispozitivul se poate folosi la standuri cu încărcare progresivă, încărcarea făcându-se prin varierea în mod continuu a turației motorului de antrenare după o lege dorită.

Avantajele pe care le oferă un asemenea dispozitiv, în comparație cu alte tipuri de dispozitive, sunt:

- construcție simplă;
- nu necesită dispozitive de măsurare la o proiectare corespunzătoare;
- menține încărcare în timpul încercării chiar și la apariția deformațiilor permanente;
- nu introduce forțe axiale
- prezintă frecări minime
- nu necesită arbori intermediari lungi
- micșorează mult gabaritul standului.

Din prezentarea dispozitivului inerțial se observă că are multe avantaje dar are și un mare dezavantaj și anume faptul că schimbarea încărcării se face relativ mai complicat decât la dispozitivele cu încărcare pe bază gravimetrică.

În Figura 2.13 se prezintă un dispozitiv inerțial cu bare și sectoare dințate iar în Figura 2.14 este prezentat un dispozitiv inerțial cu mecanism cu plan înclinat, [N3].

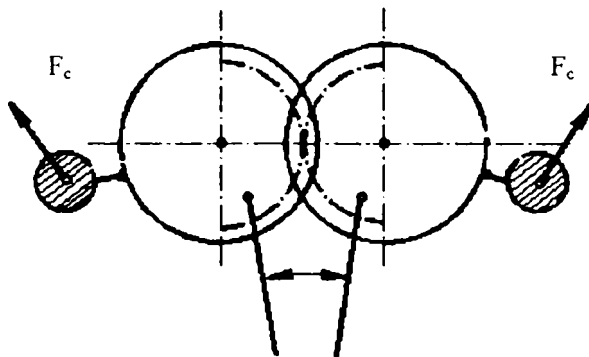


Figura 2.13

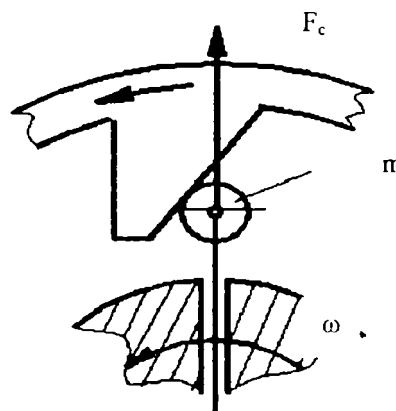


Figura 2.14

Analiza atentă a dispozitivelor de încărcare inerțiale a dus la alegerea acestui tip de dispozitiv pentru standul de rodare care s-a folosit la încercările experimentale. În acest scop s-a proiectat o nouă variantă constructivă care să înglobeze toate avantajele mai sus prezentate dar care să elimine dezavantajul legat de schimbarea încărcării. Noul dispozitiv proiectat și realizat asigură o schimbare foarte rapidă și ușoară a încărcării, oferind atât posibilitatea încărcării în trepte cât și posibilitatea încărcării continue. Această a doua variantă de încărcare se poate realiza datorită încorporării în standul de încercare a unui variator de turație, astfel încât prin modificarea automată a turației să se poată realiza încărcarea după legea de variație dorită sau impusă. Tot în cadrul tezei se va prezenta o variantă de automatizare cu ajutorul unei instalații de acționare hidraulică.

2.6. Concluzii și obiective

Capitolul *Stadiul actual al încercării angrenajelor precum și al rodării acestora* abordează următoarele probleme:

- Cauzele care duc la scoaterea din uz a angrenajelor;
- Metodele clasice de încercare a metalelor;
- Metode de încercare a angrenajelor;
- Prezentarea generală a procesului de rodare a angrenajelor;
- Tipuri de standuri utilizate la încercări;
- Tipuri de dispozitive utilizate pentru realizarea momentului rezistent în standurile pentru încercări.

Uzarea este un fenomen complex care este influențat de diferiți factori tribologici care se pot clasifica în următoarele categorii:

- a) Factori tribologici legați de natura roților dințate:
 - Prezența diferiților constituenți în cazul roților confecționate din oțel (perlită, ferită, austenită);
 - Susceptibilitatea materialelor celor două roți ale angrenajului de a forma aliaje;
 - Natura propriu-zisă a materialelor roților dințate (oțel, fontă, alte materiale);
 - b) Factori tribologici legați de calitatea suprafețelor flancurilor:
 - Rugozitatea suprafețelor;
 - Duritatea stratului superficial;
 - c) Factori tribologici legați de condițiile de lucru ale angrenajului:
 - Regimul de ungere care implică următorii factori de influență:
 - Vâscozitatea lubrifianului;
 - Aditivarea lubrifianului;
 - Sistemul de ungere;
 - Viteza de alunecare;
 - Coeficientul de frecare;
 - Turația de angrenare;
 - Raportul de transmitere;
 - Regimul dinamic;
 - Regimul de sarcini;
 - d) Factori legați de geometria angrenajului:
 - Modulul;
 - Înclinarea dinților;
 - Deplasarea de profil;
 - Gradul de acoperire;
 - Lățimea roții;
 - Numărul de dinți al roții conducătoare.
-

Rodarea angrenajelor este un fenomen complex, care se produce atât la nivel microgeometric cât și la nivel macrogeometric, la care trebuie ținut cont de toți factorii care influențează tipurile de uzare.

Din cele prezentate în acest capitol se desprind următoarele concluzii:

1. Numărul factorilor care influențează comportamentul tribologic al angrenajelor este foarte mare;
2. Influența lor este de multe ori contradictorie (există factori care la un anumit tip de uzare au influență benefică iar la alte tipuri influența este malefică);
3. Este imposibilă includerea într-o singură ecuație, care să furnizeze informații asupra uzării, respectiv rodării, a tuturor factorilor de influență;
4. Nu este luată în considerare nici teoretic nici experimental modificarea suprafeței reale de contact în timpul angrenării și nici influența asupra acesteia a unor factori cum ar fi: rugozitatea flancurilor, vâscozitatea lubrifianului, turația de antrenare, momentul de încărcare;
5. Rodarea angrenajelor este un proces tehnologic considerat de toată lumea ca o etapă deosebit de importantă în viața unui angrenaj, dar căreia de multe ori nu i se dă atenția necesară;
6. În literatura de specialitate nu există o metodologie clară pentru rodarea angrenajelor;
7. Standurile care se utilizează la rodarea angrenajelor se recomandă a fi standuri cu circuit energetic închis, deoarece rodarea este un proces tehnologic de adaptare a suprafețelor de contact care poate avea o durată mai mare, iar standurile cu circuit energetic închis presupun un consum energetic mult mai mic, ele fiind recuperative;
8. În timpul rodării angrenajelor în standuri cu circuit energetic închis, consumul de energie este mult diminuat deoarece trebuie acoperită doar energia consumată datorată frecărilor;
9. Din multitudinea de tipuri de dispozitive de încărcare care se utilizează la standurile cu circuit energetic închis, cele care oferă posibilitatea modificării încărcării atât în repaus cât și în timpul funcționării, sunt dispozitivele inerțiale.

Din cele arătate se vede clar că se deschide un câmp larg de cercetare celor care studiază tribologia angrenajelor. Prezenta lucrare își propune un număr limitat de obiective și anume:

1. Crearea unui model matematic simplificat care să permită studiul influenței diferiților factori asupra ariei nominale de contact pe parcursul angrenării, în scopul determinării ariei reale de contact.

Modelul matematic permite determinarea ariei nominale de contact ținând cont de erorile posibile de geometrie ale danturii, de

faptul că valoarea forței normale pe profil variază de-a lungul segmentului de angrenare funcție de variația coeficientului de frecare în timpul angrenării, de variația rigidității dintelui precum și de faptul că angrenarea poate fi unipară sau bipară.

Acest obiectiv a fost concretizat prin realizarea următoarelor programe originale: **VCFSA, VFNSA, DANC 1, DANC 2, DANC 3.**

2. Proiectarea și realizarea unui dispozitiv de încărcare inerțial care să asigure o încărcare corespunzătoare a standului de rodare precum și posibilitatea modificării ușoare și rapide a parametrilor săi, atât staționar cât și în timpul funcționării, în scopul obținerii momentului de încărcare preconizat.

Pentru realizarea acestui obiectiv s-a realizat programul original denumit **PROIECTARE.**

3. Elaborarea și experimentarea unui program de rodare care să asigure un timp minim de rodare fără deteriorarea suprafețelor flancurilor dinților respectiv fără apariția unor uzuri care să împiedice funcționarea ulterioară în bune condiții a angrenajului.

3. STUDIUL TEORETIC AL COMPORTĂRII ANGRENAJELOR CILINDRICE ÎN PROCESUL DE RODARE

Pentru analiza unei game de produse existente și în deosebi pentru evaluarea posibilităților de extindere a ei se poate porni de la schema logică expusă în Figura 3.1.

Se iau în considerare două aspecte ale analizei problemei: pe de o parte *formularea funcției* pe care să o îndeplinească produsul, pe de altă parte *formularea proprietăților* sau performanțelor ce se doresc a fi asigurate de produsul în cauză. Această mulțime de proprietăți sau performanțe poate da totalitatea criteriilor cu care se evaluează un produs optim.

Funcția produsului *angrenaj cilindric* este de a transmite mișcarea și sarcini (forțe/momente) de la un arbore la alt arbore fără a altera mărimile torsorului sarcinilor de transmis.

Modul fizic de transmitere al sarcinilor se realizează prin intermediul contactului direct dintre suprafețele flancurilor dinților roților dințate.

Proprietățile ce se doresc a fi îndeplinite de un angrenaj cilindric sunt:

- respectarea legii angrenării;
- durabilitate și fiabilitate în funcționare;
- dimensiuni de gabarit reduse;
- funcționare silențioasă și lină;

- posibilitatea de a transmite puteri într-un domeniu larg de viteze și rapoarte de transmitere;
- randament ridicat, deci pierderi energetice cât mai mici.

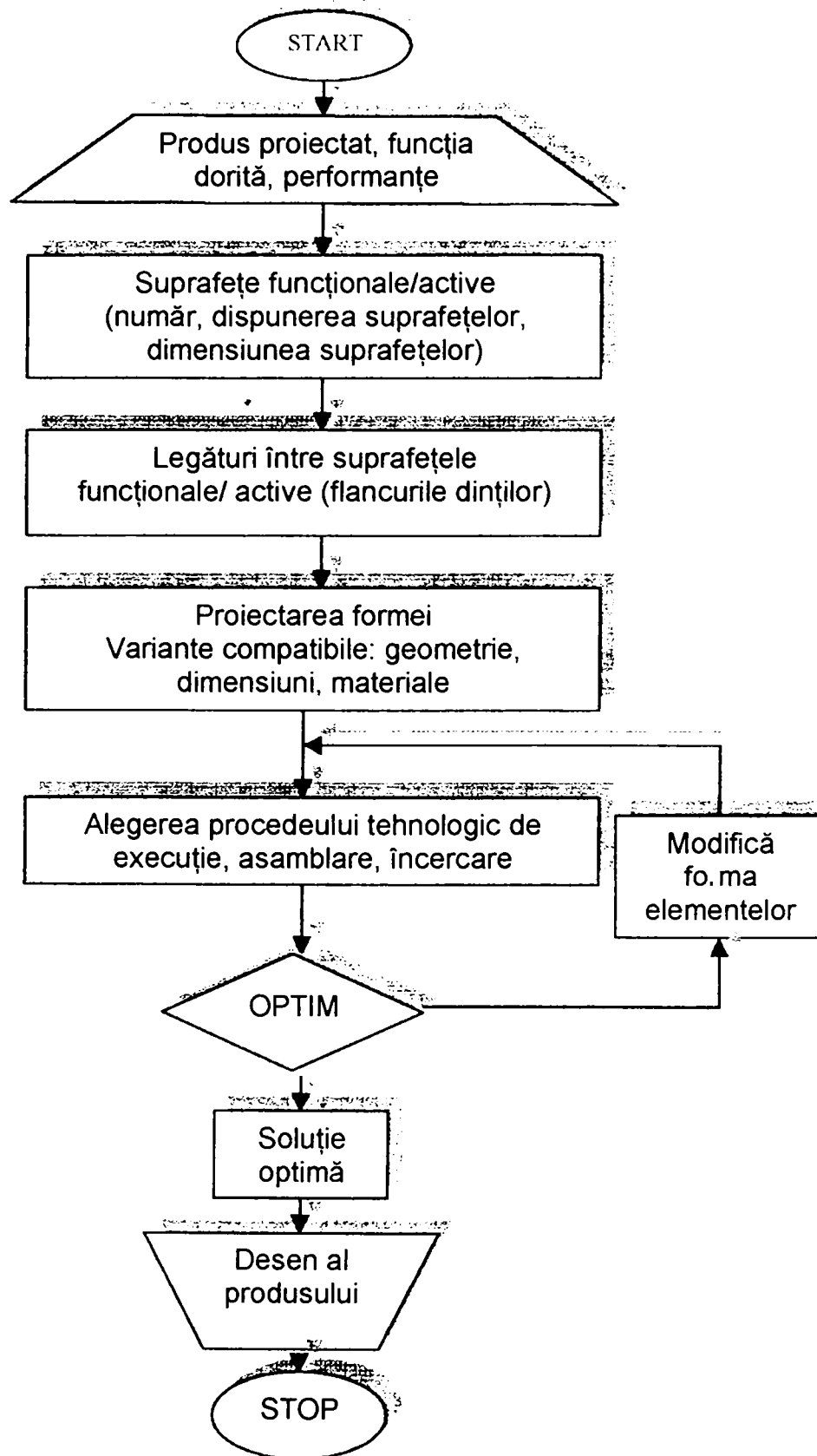


Figura 3.1

Pentru ca un angrenaj cilindric să înglobeze și să asigure proprietățile amintite este necesar să se aibă în vedere acest lucru atât în faza de proiectare constructivă cât și la alegerea unei tehnologii optime pentru realizare. Astfel poate rezulta un angrenaj pe care generic îl putem numi angrenaj perfect. Acest lucru presupune că cele două roți dințate componente îndeplinesc, fără nici o abatere, toate condițiile cerute la proiectare și execuție la modul absolut.

Realitatea este însă diferită de cazul angrenajului perfect deoarece la realizarea roților dințate, oricât de mult se dorește evitarea acestui lucru, apar abateri cauzate de execuție.

În scopul verificării roților dințate și a depistării abaterilor care au o influență negativă asupra funcționării angrenajelor, se apelează la o serie de încercări pe standuri de încercare. Procesul de rodare nu se încadrează în categoria încercărilor, el fiind un ultim procedeu tehnologic și prin care se dorește o adaptare funcțională a angrenajelor, realizându-se în același timp și o corectare a defectelor de fabricație și montaj.

3.1. Rodajul ca formă de uzare controlată

Rodajul este un proces de uzare controlată care are ca scop:

- adaptarea micro și macrogeometrică a suprafețelor care trebuie să asigure în final transmiterea sarcinii;
- realizarea jocurilor optime pentru funcționarea la sarcina și temperatura de regim;
- asigurarea calității de antifricțiune a suprafețelor.

Acomodarea microgeometrică duce la o stare de echilibru în timp ce adaptarea macrogeometrică se realizează mai greu ținând seama că aceasta este chemată să corecteze defecte de fabricație și montaj. Procesul de adaptare presupune îndepărtarea unei cantități de material rezultat în urma uzării complexe.

Se poate face o analogie între prelucrarea prin așchiere și procesul de rodare. În timpul rodajului se manifestă o formă inițială de uzare a suprafețelor datorită faptului că microasperitățile mai dure se comportă ca niște *dălți* microscopice care retează asperitățile cu care vin în contact în procesul de deplasare relativă. Aceste microdălți, ca și sculele așchietoare, au o durabilitate limitată, astfel că după un timp chiar și vârfulurile cele mai dure dispar, fenomen care înseamnă netezirea suprafețelor. Ca urmare în mod corespunzător rodajul este însoțit de o pierdere de material putând fi asimilat cu un proces de ultimă finisare care se produce de la sine în condiții blânde de exploatare [V2].

Problema care se pune este faptul că ceea ce se afirmă în [V2] se afirmă în general în toată literatura de specialitate care se referă la

rodare. Expresia de *condiții blânde de exploatare* este mult prea vagă și nu se intră în amănunt în probleme care se referă la valori ale momentului de încărcare, rugozități optime, influența exactă a erorilor de fabricație respectiv neîncadrarea lor în limitele de toleranțe date de clasele de precizie în care se execută roțile dințate, lubrifianțul care se utilizează în perioada de rodare, etc.

Rodajul reprezintă o etapă foarte importantă în existența unei cuple de frecare, etapă în care intensitatea uzurii este mare. Acest lucru este ușor de remarcat în Figura 3.2.

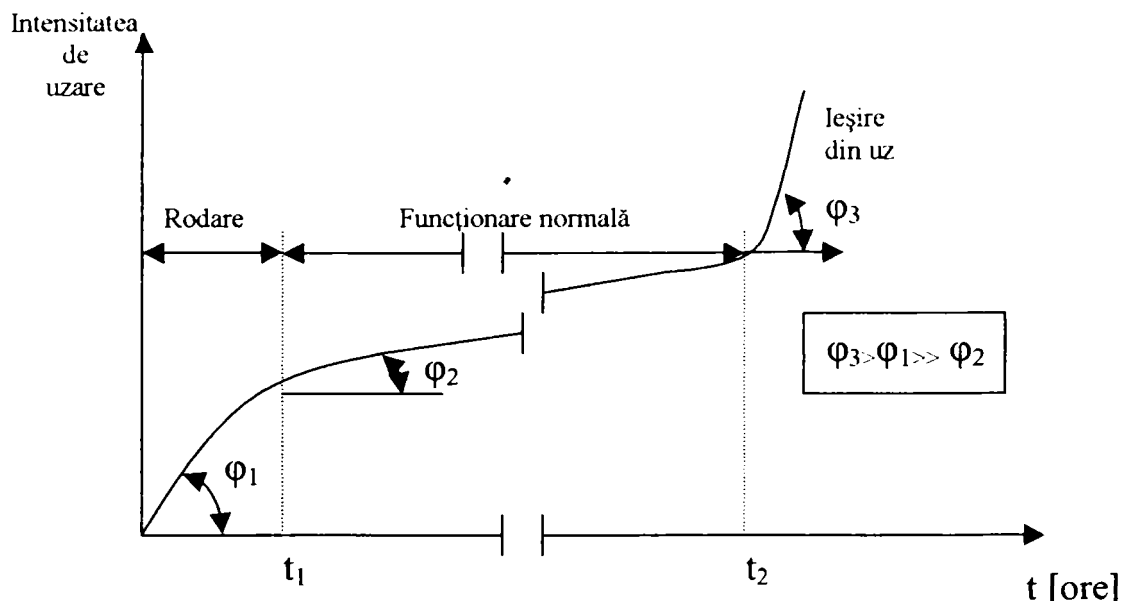


Figura 3.2

Curba din Figura 3.2 este o reprezentare a evoluției uzării în timp la o cuplă de frecare și se pot distinge foarte clar trei perioade în evoluția ei:

- prima perioadă, caracterizată printr-o uzură inițială, în care se face adaptarea suprafețelor, numită și perioadă de rodare;
- a doua perioadă, caracterizată printr-o uzură normală, numită și perioadă normală de funcționare;
- a treia perioadă, caracterizată prin uzură finală accelerată, aceasta fiind perioada în care se produce ieșirea din uz.

În prima perioadă panta curbei de uzură, caracterizată prin unghiul φ_1 , este specifică pentru fiecare cuplu de suprafețe conjugate în frecare. Din Figura 3.2 se observă că în cele trei porțiuni panta curbei este diferită ca valoare. Valoarea cea mai mare a pantei este în perioada a treia, atunci când uzura crește foarte mult într-un timp scurt, ducând la scoaterea din funcțiune a cuplei de frecare.

În perioada de rodare se realizează adaptarea micro și macrogeometrică a celor două suprafețe ale cuplei de frecare. O consecință foarte importantă a rodajului este creșterea substanțială a

suprafeței reale de contact. Acest lucru a fost observat încă de către Bowden care a arătat că suprafețele, chiar și cele mai fin prelucrate, prezintă o arie reală de contact de numai 1/10.000 din aria nominală, iar după rodare acest raport crește la aproximativ 1/200. Creșterea suprafeței reale de contact de aproximativ 50 de ori înseamnă și o creștere importantă a capacității portante.

Referitor la valoarea rugozității optime de funcționare părerile sunt împărțite. Unii autori consideră că uzura este cu atât mai mică cu cât suprafețele sunt mai netede, tinzând spre superfinisare. Alții, pe baza cercetărilor experimentale, recomandă oprirea rodajului când se ajunge la un nivel al asperităților de $[0,4 \dots 0,6] \mu\text{m}$ sau chiar $[0,5 \dots 1] \mu\text{m}$ cu condiția ca înălțimea rugozităților să fie cel puțin cu două ordine de mărime mai mic decât lungimea de undă a undulațiilor.

Rodajul este condiționat și de corelația care există între rugozitatea suprafețelor înainte de rodaj și abaterile de formă. Pe de o parte în văile undulațiilor suprafețelor mai rugoase se formează zone strangulate de ulei care contribuie la ungere, pe de altă parte în aceste locuri se pot depune particule rezultate din uzare reducând concentrația acestora în lubrifianț și uzura mecanică a cuplului. În cazul unei suprafețe superfinisate, cu microasperități foarte mici, lubrifianțul nu poate fi immobilizat, iar calitatea suprafeței nu va putea niciodată compensa imperfecțiunea montajului. Un contact direct intermetalic va fi cu mult mai periculos în cazul suprafețelor netede decât în cazul suprafețelor rugoase.

O observație, ca rezultat al cercetărilor experimentale, este cea făcută de Rozeanu și Godet citați în [V2], [P3], [B1]. Aceștia arată că în urma procesului de rodare se ajunge la o rugozitate funcțională optimă, nefiind specificată valoarea acestei rugozități. Ceea ce este interesant și ceea ce atrage atenția este afirmația că se poate ajunge mai repede la rugozitatea funcțională dacă se pornește de la rugozități mai mari decât în cazul în care se pornește de la rugozități a căror valoare este mai mică decât rugozitatea funcțională, Figura 3.3.

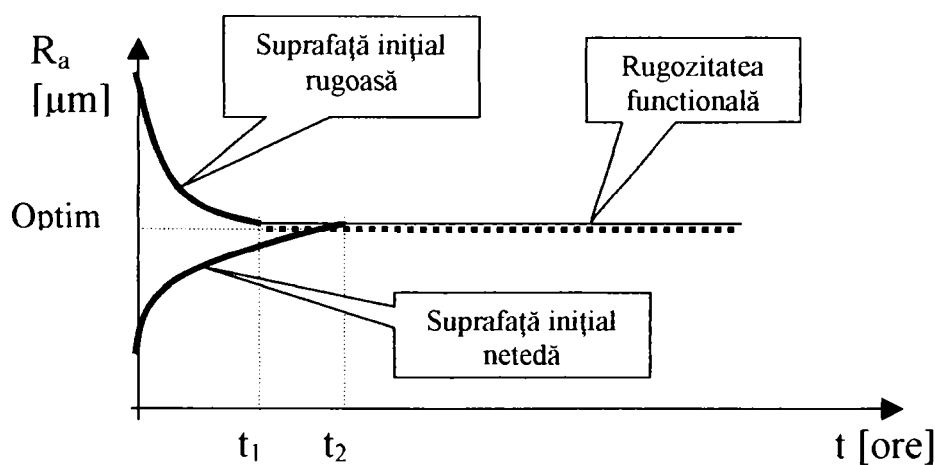


Figura 3.3

Conform [B1] reușita procesului de rodare ca o funcție de calitatea suprafețelor depinde esențial de raportul dintre rugozitate și macrodefecte, respectiv de raportul între microgeometria și macrogeometria suprafețelor de frecare. În literatura de specialitate se conturează părerea conform căreia rugozitatea înainte de rodare să aibă valoarea dublă față de erorile de formă.

Procesul de rodare este un proces complex datorită interdependenței fenomenelor care intervin cât și prin condițiile complexe în care se desfășoară.

În cazul general al rodajului, dar și în cazul particular al angrenajelor cilindrice din oțel, pentru realizarea unui rodaj corect trebuie avute în vedere trei mari probleme [B1]:

- evitarea gripajului;
- evitarea degradării suprafețelor, astfel încât rodajul să nu lase urme care să influențeze în mod negativ performanțele ulterioare ale mașinilor;
- durata rodajului să fie minimă.

Rezolvarea simultană a celor trei probleme puse este destul de complicată dar nu imposibilă. O teorie unitară care să țină cont de aceste trei condiții nu există în literatura de specialitate, în general, și nici pentru cazul angrenajelor cilindrice în special.

3.2 Evitarea degradării suprafețelor flancurilor dinților roților în perioada de rodare

Pentru ca la sfârșitul perioadei de rodare suprafețele flancurilor dinților să fie corespunzătoare atât din punctul de vedere microgeometric cât și macrogeometric acest lucru trebuie pregătit încă de la prelucrare evitând apariția fisurilor care reprezintă surse de distrugere în perioada de rodare.

În perioada de rodare tot pentru a proteja suprafețele de contact cuplele de frecare la început trebuie încărcate cu sarcini reduse deoarece suprafața reală de contact este mică. Totuși aceste sarcini trebuie să crească progresiv până la atingerea valorii nominale de funcționare într-un timp cât mai scurt. Cu alte cuvinte obiectivul este obținerea unei arii reale de contact cât mai mari, într-un timp cât mai scurt, evitând apariția unor solicitări de contact care să depășească valoarea tensiunii admisibile de contact. Determinarea valorii solicitării maxime de contact este o problemă care trebuie rezolvată pentru a evita degradarea suprafețelor flancurilor.

În cazul angrenajelor cilindrice contactul între cele două roți se realizează prin contactul direct al flancurilor dinților. Generalizând se poate spune că este vorba de contactul a două corpuri elastice, cilindrice care se află în contact în lungul unei generatoare. Dacă sunt

apăsate unul împotriva altuia cu o forță normală planului comun de tangență din starea de contact fără sarcină se definește starea de contact elastic liniar.

3.2.1. Problema generală a contactului elastic liniar

Starea generală a celor două corpuri poate fi reprezentată prin Figura 3.4 în care ambii cilindri în punctul de contact fără sarcină sunt convecși.

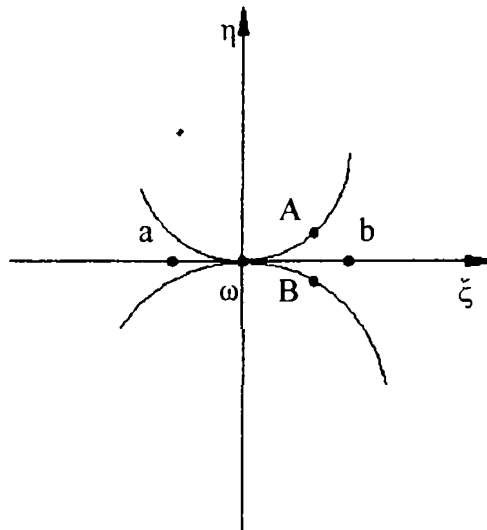


Figura 3.4

Prin apăsarea celor doi cilindri unul împotriva celuilalt cu o forță de apăsare notată cu F , în jurul liniei de contact fără sarcină, de o parte și de alta a ei, se formează o zonă de contact. Se consideră numai presiunea de contact drept singura formă de intercațiune a celor două corpuri, adică nu se iau în considerare tensiunile tangențiale provenite din frecarea celor două suprafețe. Forța F^* se înțelege ca o sarcină distribuită uniform în lungul liniei de contact fără sarcină și se exprimă în consecință în N/m . În Figura 3.4 s-a ales un sistem de coordonate rectangulare, plane, $\xi\omega\eta$:

- abscisa $\omega\xi$ este orientată după tangenta comună flancurilor în punctul de contact fără sarcină, ω , ales ca origine a sistemului;
- $\omega\eta$ este orientată după normala comună celor două flancuri, cu sensul pozitiv spre interiorul corpului care se notează cu indicele 1; corpul pereche se notează cu indicele 2.

$$F^* = \int_a^b p(\xi) \cdot d\xi \quad [N/m] \quad (3.1)$$

3.2.2. Contactul elastic liniar în cazul flancurilor evolventice

Analiza se face pentru cazul unui angrenaj cilindric exterior. Punctul de contact s-a notat cu M și este situat pe linia de angrenare. Flancurile evolventice sunt definite prin razele de bază r_{b1} și r_{b2} și unghiurile de rostogolire pe cercurile de bază ale dreptelor generatoare, γ_1 și γ_2 . O_1 și O_2 sunt centrele cercurilor de bază. Unghiul α este unghiul de angrenare. Toate aceste notații se regăsesc în Figura 3.5.

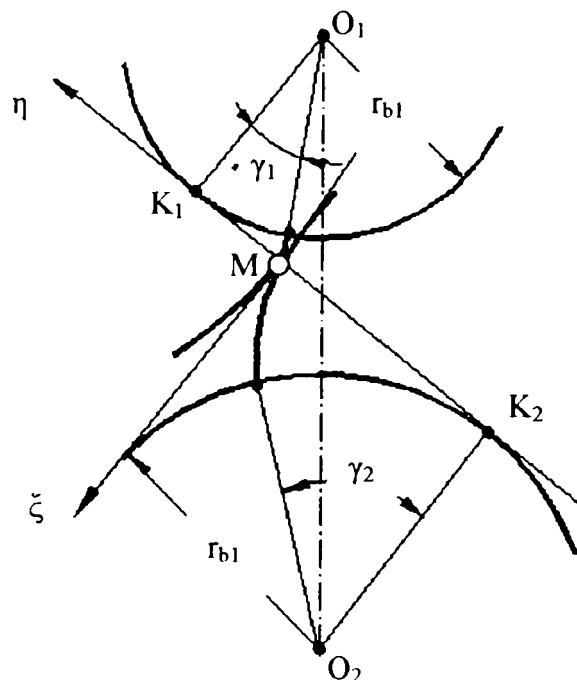


Figura 3.5

Razele de curbură ale flancurilor în punctul M de contact fără sarcină sunt:

$$\rho_{1M} = \gamma_1 \cdot r_{b1} = K_1 M \quad (3.2)$$

$$\rho_{2M} = \gamma_2 \cdot r_{b2} = K_2 M \quad (3.3)$$

În problema de contact interesează configurația flancurilor pe o porțiune mică în jurul punctului M de contact fără sarcină. Pentru aceasta se introduce o variație $\delta\gamma$ a unghiului de rostogolire γ , ca în figurile 3.6 și 3.7, păstrând sistemul de coordonate orientat în raport cu flancurile ca și în Figura 3.5.

În Figurile 3.6 și 3.7 creșterile $\delta\gamma_1$ respectiv $\delta\gamma_2$ sunt foarte mici comparativ cu γ_1 respectiv γ_2 , astfel încât punctele T'_1 respectiv T'_2 se găsesc pe axele η_1 respectiv η_2 .

Din Figura 3.6, se pot obține coordonatele ξ și η_1 ale punctului M'_1 proiectând conturul închis ($MM'_1T'_1O_1T_1M$) pe abscisa $M\xi$ și apoi pe ordonata $M\eta_1$:

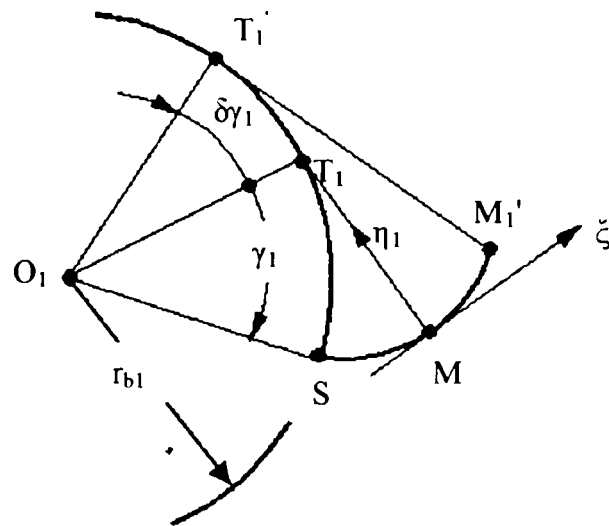


Figura 3.6

$$\xi = M'_1T'_1 \cdot \sin \delta\gamma_1 + T'_1O_1 \cdot \cos \delta\gamma_1 - O_1T_1 \quad (3.4)$$

$$\eta_1 = -M'_1T'_1 \cdot \cos \delta\gamma_1 + T'_1O_1 \cdot \sin \delta\gamma_1 + T_1M \quad (3.5)$$

Înlocuind segmentele care intră în relațiile (3.4) și (3.5) cu expresiile lor funcție de raza cercului de bază și de unghiul de rostogolire se obține:

$$\xi = r_{b1} \cdot [-1 + \cos \delta\gamma_1 + (\gamma_1 + \delta\gamma_1) \cdot \sin \delta\gamma_1] \quad (3.6)$$

$$\eta_1 = r_{b1} \cdot [\gamma_1 + \sin \delta\gamma_1 - (\gamma_1 + \delta\gamma_1) \cdot \cos \delta\gamma_1] \quad (3.7)$$

Procedând în mod similar pentru Figura 3.7, proiectând conturul ($MM'_2T_2O_2T'_2M$) pe abscisa $M\xi$ și apoi pe ordonata $M\eta_2$ se obțin coordonatele ξ și η_2 ale punctului curent de pe flancul evolventic în forma:

$$\xi = M'_2T'_2 \cdot \sin \delta\gamma_2 - T'_2O_2 \cdot \cos \delta\gamma_2 + O_2T_2 \quad (3.8)$$

$$\eta_2 = M'_2T'_2 \cdot \cos \delta\gamma_2 + T'_2O_2 \cdot \sin \delta\gamma_2 - T_2M \quad (3.9)$$

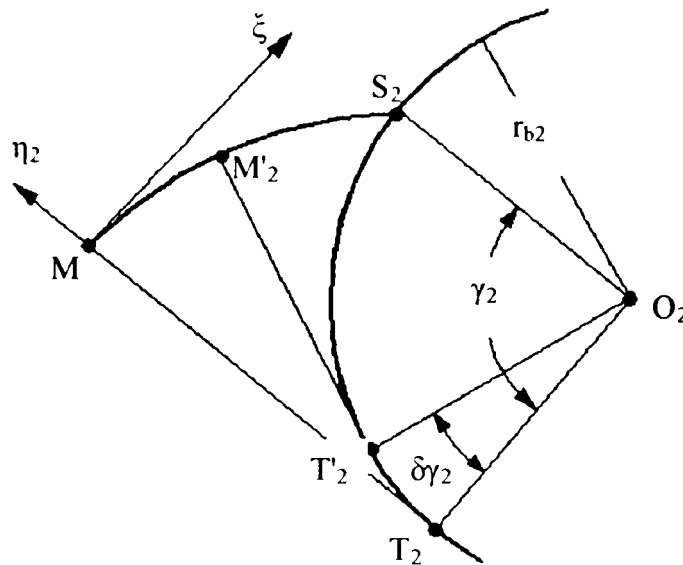


Figura 3.7

Înlocuind în relațiile (3.8) și (3.9) segmentele cu expresiile lor funcție de parametri de definire a evolventei r_{b2} și γ_2 se obțin coordonatele ξ și η_2 :

$$\xi = r_{b2} \cdot [1 - \cos \delta\gamma_2 + (\gamma_2 - \delta\gamma_2) \cdot \sin \delta\gamma_2] \quad (3.10)$$

$$\eta_2 = r_{b2} \cdot [-\gamma_2 + (\gamma_2 - \delta\gamma_2) \cdot \cos \delta\gamma_2 + \sin \delta\gamma_2] \quad (3.11)$$

Distanța dintre flancuri, Figura 3.5, se obține ca diferență a ordonatelor punctelor M'_1 și M'_2 de aceeași abscisă ξ . Expresiile ordonatelor sunt date de relațiile (3.7) și (3.11). Din aceste relații se obține:

$$\eta_e = \eta_1 - \eta_2 = r_{b1} \cdot \{[\gamma_1 + \sin \delta\gamma_1 - (\gamma_1 + \delta\gamma_1) \cdot \cos \delta\gamma_1] + i \cdot [\gamma_2 - (\gamma_2 - \delta\gamma_2) \cdot \cos \delta\gamma_2 - \sin \delta\gamma_2]\} \quad (3.12)$$

Prin i s-a notat raportul razelor cercurilor de bază.

Între unghiurile de rostogolire γ_1 și γ_2 ale celor două evolvente există o relație care poate fi stabilită pe baza poziției relative a cercurilor de bază. Constatând din Figura 3.5 că punctul de contact fără sarcină M se află pe tangenta comună cercurilor de bază, respectiv pe linia de angrenare, se poate scrie:

$$\gamma_2 = -\frac{\gamma_1}{i} + \frac{i+1}{i} \operatorname{tg} \alpha \quad (3.13)$$

O altă relație se stabilește între variațiile $\delta\gamma_1$ și $\delta\gamma_2$ ale unghiurilor de rotogolire. Aceasta se obține din condiția ca abscisele punctelor M'_1 și M'_2 de pe flancurile evolventice să fie egale.

$$-1 + \cos \delta\gamma_1 + (\gamma_1 + \delta\gamma_1) \cdot \sin \delta\gamma_1 = i \cdot [1 - \cos \delta\gamma_2 + (\gamma_2 + \delta\gamma_2) \cdot \sin \delta\gamma_2] \quad (3.14)$$

Curvura echivalentă a ansamblului celor două flancuri în punctul de contact fără sarcină este:

$$\frac{1}{\rho_e} = \frac{1}{\rho_{1M}} + \frac{1}{\rho_{2M}} \quad (3.15)$$

Ținând cont că în punctul M'_1 al flancului evolventic raza de curbură este:

$$\rho_{1M} = r_{b1} \cdot (\gamma_1 + \delta\gamma_1) \quad (3.16)$$

iar în punctul M'_2 , a cărei abscisă este aceeași cu a punctului M'_1 , raza de curbură a flancului pereche este:

$$\rho_{2M} = r_{b2} \cdot (\gamma_2 - \delta\gamma_2) \quad (3.17)$$

Din relațiile (3.16) și (3.17) se obține raza de curbură echivalentă pentru angrenarea exterioară:

$$\rho_e = \frac{r_{b1} \cdot r_{b2} \cdot (\gamma_1 + \delta\gamma_1) \cdot (\gamma_2 - \delta\gamma_2)}{r_{b1} \cdot (\gamma_1 + \delta\gamma_1) + r_{b2} \cdot (\gamma_2 - \delta\gamma_2)} \quad (3.18)$$

În punctul de contact M fără sarcină, din condițiile $\delta\gamma_1 = \delta\gamma_2 = 0$, raza de curbură echivalentă pentru angrenarea exterioară devine:

$$\rho_e = \frac{r_{b1} \cdot r_{b2} \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2}{r_{b1} \cdot \gamma_1 + r_{b2} \cdot \gamma_2} = \frac{r_{b2} \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2}{\gamma_1 + i \cdot \gamma_2} \quad (3.19)$$

Se observă că numitorul relației (3.19) nu depinde de poziția punctului de contact M . Conform Figurii 3.5 numitorul relației reprezintă segmentul K_1K_2 . Astfel raza de curbură echivalentă se poate scrie:

$$\rho_e = r_{b1} \cdot \frac{i}{(i+1) \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2 \quad (3.20)$$

Pentru a calcula derivata razei de curbura echivalentă în raport cu abscisa ξ , se scrie:

$$\frac{d\rho_e}{d\xi} = \frac{\left(\frac{d\rho_e}{d\delta\gamma_1} \right)}{\left(\frac{d\xi}{d\delta\gamma_1} \right)} \quad (3.21)$$

Derivata de la numărător pentru angrenarea exterioară se calculează din relația (3.18) obținând:

$$\frac{d\rho_e}{d\delta\gamma_1} = r_{b1} \cdot r_{b2} \cdot \frac{\left[\gamma_2 - \delta\gamma_2 - (\gamma_1 + \delta\gamma_1) \cdot \left(\frac{d\delta\gamma_2}{d\delta\gamma_1} \right) \right]}{\left[r_{b1} \cdot (\gamma_1 + \delta\gamma_1) + r_{b2} \cdot (\gamma_2 + \delta\gamma_2) \right]^2} \cdot$$

$$\cdot \left[r_{b1} \cdot (\gamma_1 + \delta\gamma_1) + r_{b2} \cdot (\gamma_2 + \delta\gamma_2) \right] - \quad (3.22)$$

$$- \frac{\left[r_{b1} - r_{b2} \cdot \left(\frac{d\delta\gamma_2}{d\delta\gamma_1} \right) \right] \cdot (\gamma_1 + \delta\gamma_1) \cdot (\gamma_2 - \delta\gamma_2)}{\left[r_{b1} \cdot (\gamma_1 + \delta\gamma_1) + r_{b2} \cdot (\gamma_2 + \delta\gamma_2) \right]^2} \cdot r_{b1} \cdot r_{b2}$$

În punctul M unde $\delta\gamma_1 = \delta\gamma_2 = 0$ derivata devine

$$\frac{d\rho_e}{d\delta\gamma_1} = r_{b1} \cdot r_{b2} \cdot \frac{\left[\gamma_2 - \gamma_1 \cdot \left(\frac{d\delta\gamma_2}{d\delta\gamma_1} \right) \right] \cdot (\gamma_1 \cdot r_{b1} + \gamma_2 \cdot r_{b2})}{(\gamma_1 \cdot r_{b1} + \gamma_2 \cdot r_{b2})^2} -$$

$$- r_{b1} \cdot r_{b2} \cdot \frac{\left[r_{b1} - r_{b2} \cdot \left(\frac{d\delta\gamma_2}{d\delta\gamma_1} \right) \right] \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2}{(\gamma_1 \cdot r_{b1} + \gamma_2 \cdot r_{b2})^2} \quad (3.23)$$

Ținând cont de relațiile dinainte stabilite se obține:

$$\frac{d\rho_e}{d\delta\gamma_1} = r_{b1} \cdot \frac{1}{(i+1)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha} \cdot \frac{i^2 \cdot \gamma_2^3 - \gamma_1^3}{\gamma_2} \quad (3.24)$$

iar derivata de la numitor, în punctul M, din condiția $\delta\gamma_1=0$ devine:

$$\frac{d\zeta}{d\delta\gamma_1} = r_{b1} \cdot \gamma_1 \quad (3.25)$$

Astfel, în cazul angrenării exterioare, derivata razei echivalente de curbură în raport cu abscisa ξ în punctul de contact fără sarcină M, ținând cont de relațiile (3.21) și (3.22) este:

$$\frac{d\rho_e}{d\zeta} = \frac{1}{(i+1)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha} \cdot \frac{i^2 \cdot \gamma_2^3 - \gamma_1^3}{\gamma_1 \cdot \gamma_2} \quad (3.26)$$

În final se poate determina pentru un orice angrenaj cilindric exterior următoarele mărimi:

- abscisa mediană a zonei de contact:

$$\alpha' = \rho_e \cdot \left(\frac{d\zeta}{d\rho_e} \right) \cdot \sigma \quad (3.27)$$

Valoarea parametrului σ se determină tabelar funcție de parametrul adimensional Q, iar Q se determină cu relația:

$$Q = \frac{K \cdot F^*}{\rho_e \cdot \left(\frac{d\zeta}{d\rho} \right)^2} \quad (3.28)$$

iar coeficientul K este corelat cu modulul de elasticitate E al lui Young și coeficientul de contracție transversală ν al lui Poisson prin relația:

$$K = \frac{2}{\pi} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (3.29)$$

- semilățimea β a zonei de contact:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot K \cdot F^* \cdot \rho_e}{1 - \sigma}} \quad (3.30)$$

- funcția de distribuție a presiunii de contact:

$$p(\theta) = -\frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot F^* \cdot (1 - \sigma)}{K \cdot \rho_e}} \cdot \sin \theta + \frac{F^*}{2 \cdot \pi \cdot \rho_e \cdot (1 - \sigma)} \cdot \frac{d\rho_e}{d\zeta} \cdot \sin 2\theta \quad (3.31)$$

unde: $0 \leq \theta \leq \pi$, iar presiunea maximă se obține prin condiția $\frac{dp}{d\theta} = 0$.

- Abscisa la care presiunea este maximă:

$$\zeta_m = \alpha' + \beta \cdot \cos \theta \quad (3.32)$$

3.2.3. Determinarea solicitărilor de contact la un angrenaj cilindric cu dinți drepți

Pentru a evita degradarea suprafețelor flancurilor dinților în perioada de rodare este foarte important să se poată determina, pe cale teoretică, valorile solicitărilor pe care trebuie să le suporte flancurile dinților pentru diferite valori ale momentului de încărcare realizate pe standul de încercare/rodare. Aceste valori teoretice sunt mai mici decât cele care apar în mod practic, deoarece teoretic contactul se realizează pe aria nominală iar practic pe vârful microasperităților, aspect de care trebuie să se țină cont. Unul dintre scopurile rodajului este să realizeze o apropiere a celor două valori într-un timp cât mai scurt.

Pentru a putea determina solicitările de contact trebuie determinată variația ariei nominale de contact și variația forței normale pe flancul dintelui pe întreaga perioadă de angrenare.

În primă fază se prezintă o metodologie ACAD, de generare a danturilor cilindrice evolventice.

3.2.3.1. Generarea profilului evolventic la roțile dințate cilindrice

Se poate considera că profilul de cremalieră-sculă este deplasat în timpul danturării semifabricatului nu de către mașina de danturat ci de către un robot industrial. Dacă privim mișcarea relativă sub acest aspect, poziționarea relativă a cremalierii-sculă față de semifabricat poate fi descrisă matematic utilizând problema pozițiilor.

Rezolvarea problemei se bazează pe un algoritm numerografic care transpune pozițiile succesive ale cremalierii-sculă în planul roții. Profilul cremalierii se consideră identic cu cel al cremalierii de referință conform cu STAS 821-82.

Se pornește de la definirea profilului static al cremalierii-sculă în raport cu sistemul de referință solidar cu cremaliera, având originea Q în punctul de intersecție dintre planul median al golului dintre dinți și linia de referință a cremalierii, axa Qx suprapusă cu linia de referință iar axa Qy orientată spre corpul cremalierii. Profilul static se exprimă prin coordonatele punctelor cuprinse în semipas care delimitează pe profil entități de structuri algebrice distincte, Figura 3.8.

$$\left\{ \begin{array}{l} x_A = 0 \\ y_A = h_{f0} \\ x_B = \frac{e_0}{2} - h_{f0} \cdot \tan \alpha \\ y_B = h_{f0} \\ x_D = x_{O_A} - \rho_0 \cdot \cos \alpha \\ y_D = y_{O_A} - \rho_0 \cdot \sin \alpha \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} x_E = x_{O_A} \\ y_E = -h_{a0} \\ x_F = \frac{p_0}{2} \\ y_F = y_E \end{array} \right. \quad (3.33)$$

În relația (3.33) x_{O_A} și y_{O_A} se calculează cu relațiile următoare:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{O_A} = \frac{e_0}{2} + (h_{f0} - \rho_0) \cdot \tan \alpha + \rho_0 \cdot \cos \alpha \\ y_{O_A} = -(h_{f0} - \rho_0) \end{array} \right. \quad (3.34)$$

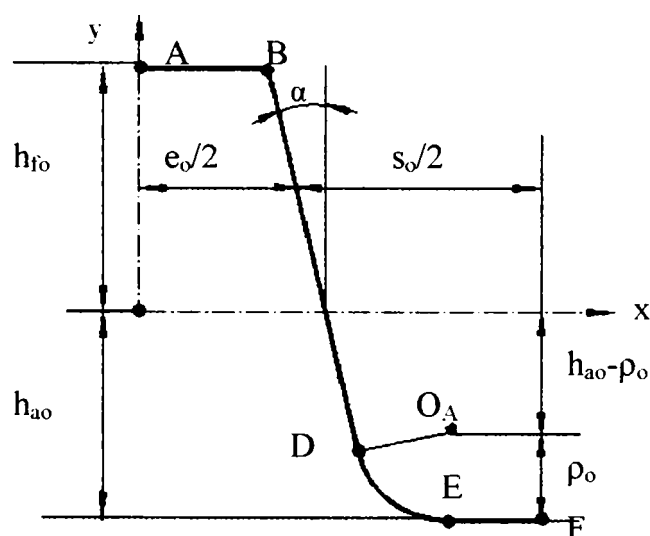


Figura 3.8

Trasarea profilului de cremalieră între punctele de frontieră având coordonatele stabilite cu relațiile (3.33), poate fi făcută apelând funcțiile intrinseci existente în AutoCAD.

Pentru ca această construcție să rezulte în planul roții, într-o succesiune de poziții a liniei de referință în raport cu cercul de rostogolire, vectorii de poziție ai punctelor de frontieră trebuie trecuți repetat din sistemul cremalierii Qxy într-un reper OXY solidarizat cu roata.

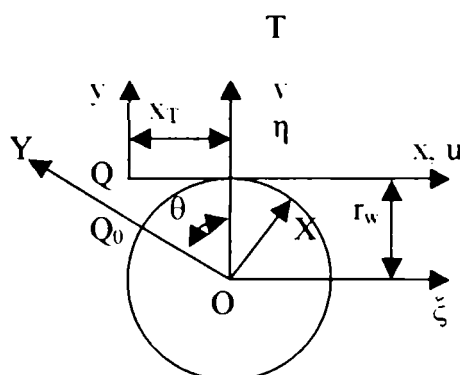


Figura 3.9

Originea O se alege în centrul roții, iar axa OY se orientează spre punctul de tangență inițial Q₀, Figura 3.9. Problema se soluționează introducând două sisteme de referință ajutătoare. Axa Tu a primului se alege pe linia de referință, iar originea se consideră traslatată în punctul de tangență curent. Al doilea sistem, notat cu Oξη, se alege traslatat pe direcția axei Tv astfel ca originea să cadă în centrul roții.

Potrivit modelului geometric pregătit, trecerea unui vector din sistemul cremalierii în sistemul roții necesită trei transformări:

- O translație din Qxy în Tuv;
- O translație din Tuv în Oξη;
- O rotație din Oξη în OXY.

Scriind acest vector față de Qxy în forma:

$${}^{Qxy}P = \begin{bmatrix} x & y & 1 \end{bmatrix}^T \quad (3.35)$$

și față de OXY în forma:

$${}^{OXY}P = \begin{bmatrix} X & Y & 1 \end{bmatrix}^T \quad (3.36)$$

relația de legătură între cele două forme va fi:

$${}^{OXY}P = {}^{OXY}T_{{}^{Qxy}} \cdot {}^{Qxy}P \quad (3.37).$$

Operatorul de trecere din sistemul inițial în cel final este dat de produsul:

$${}^{OXY}T_{Qxy} = {}^{OXY}T_{O\xi\eta} \cdot {}^{O\xi\eta}T_{Tuv} \cdot {}^{Tuv}T_{Qxy} \quad (3.38)$$

unde operatorii transformărilor intermediare pot fi deduși din Figura 3.9:

$${}^{Tuv}T_{Qxy} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & -x^T \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; \quad {}^{O\xi\eta}T_{Tuv} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & r_w \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

$${}^{OXY}T_{O\xi\eta} = \begin{vmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (3.39)$$

Înlocuind (3.39) în (3.38) și efectuând înmulțirile rezultă:

$${}^{OXY}T_{Qxy} = \begin{vmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & -(x_T \cdot \cos\theta + r_w \cdot \sin\theta) \\ \sin\theta & \cos\theta & -(x_T \cdot \sin\theta - r_w \cdot \cos\theta) \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (3.40).$$

Pe baza relațiilor (3.35), (3.36) și (3.40), din (3.37) se deduc în final relațiile de trecere căutate:

$$\begin{cases} X = (x - x_T) \cdot \cos\theta - (y - r_w) \cdot \sin\theta \\ Y = (x - x_T) \cdot \sin\theta + (y + r_w) \cdot \cos\theta \end{cases} \quad (3.41)$$

Ele sunt operante imediat, întrucât raza cercului de rostogolire poate fi calculată utilizând relația:

$$r_w = r + m \cdot x \quad (3.42)$$

iar unghiul θ poate fi dedus din condiția rostogolirii fără alunecare:

$$\theta = -\frac{x_T}{r_w} \quad (3.43).$$

Algoritmul schițat pentru deplasarea în poziții succesive a profilului cremalierii s-a valorificat în cadrul unei rutine AutoLISP.

Programul a fost denumit RECC, este un program original și este listat în Tabelul 3.1.

Tabelul 3.1

<pre>(defun c:RECC (/ p sf uo h rf ra beta b tanb tancob cob z ef sa xA yA xB yB Tip xOf yOf xOa yOaxD yD xE yE xF yF m rw re tB tF x0 y0 x0A y0A x0B y0B x0C y0C x0D y0D x0Oa y0Oa x0E y0E x0F y0F k A0 B0 C0 D0 E0 F0 Oa0 uC mBC tBC mCD tCD te nCD a1 a2 a3 d x) (setvar "cmdecho" 0) (setq m (getreal "modul:")) (setq z (getreal "nr. dinti:")) (setq x0 (getreal "coef. deplas.:")) (setq p (* m PI) s0 (/ p 2) e0 (/ p 2) hf (* 1.25 m) ha m ro (* 0.38 m) beta 20 b (* beta (/ pi 180)) tanb (/ (sin b) (cos b)) sf (+ s0 (* 2 (* hf tanb))) uo (- 0 hf) h (+ ha hf) rf 0 ra ro) (setq ef (- p sf) sa (- p (+ ef (* 2 (* h tanb)))) ea (- p sa) xA 0 yA (- 0 uo) cob (/ (- (/ pi 2) b) 2) tancob (/ (sin cob) (cos cob)) xB (- (/ ef 2) (* rf tancob)) yB yA xC xB te))) (* (+ yOa rw) (sin te))) y0Oa (+ (+ y0 (* (- xOa x) (sin te))) (* (+ yOa rw) (cos te))) x0E (- (+ x0 (* (- xE x) (cos te))) (* (+ yE rw) (sin te))) y0E (+ (+ y0 (* (- xE x) (sin te))) (* (+ yE rw) (cos te))) x0F (- (+ x0 (* (- xF x) (cos te))) (* (+ yF rw) (sin te))) y0F (+ (+ y0 (* (- xF x) (sin te))) (* (+ yF rw) (cos te))) A0 (list (* k x0A) (* k (- y0A re))) B0 (list (* k x0B) (* k (- y0B re)))</pre>	<pre>yOa (- ra (+ uo h)) xD (- xOa (* ra (cos b))) yD (- yOa (* ra (sin b))) xE xOa yE (- 0 (+ uo h)) xF (/ p 2) yF yE) (setq rw (+ (* x0 m) (/ (* m z) 2)) re (- rw uo) x0 0 y0 0 c 0 x 0 d (/ xF 20) k (/ 70 (* 1.3 h))) (repeat 21 (setq te (/ (- 0 x) rw) x0A (- (+ x0 (* (- xA x) (cos te))) (* (+ yA rw) (sin te))) y0A (+ (+ y0 (* (- xA x) (sin te))) (* (+ yA rw) (cos te))) x0B (- (+ x0 (* (- xB x) (cos te))) (* (+ yB rw) (sin te))) y0B (+ (+ y0 (* (- xB x) (sin te))) (* (+ yB rw) (cos te))) x0C (- (+ x0 (* (- xC x) (cos te))) (* (+ yC rw) (sin te))) y0C (+ (+ y0 (* (- xC x) (sin te))) (* (+ yC rw) (cos te))) x0D (- (+ x0 (* (- xD x) (cos te))) (* (+ yD rw) (sin te))) y0D (+ (+ y0 (* (- xD x) (sin te))) (* (+ yD rw) (cos te))) x0Oa (- (+ x0 (* (- xOa x) (cos C0 (list (* k x0C) (* k (- y0C re))) D0 (list (* k x0D) (* k (- y0D re))) E0 (list (* k x0E) (* k (- y0E re))) F0 (list (* k x0F) (* k (- y0F re))) Oa0 (list (* k x0Oa) (* k (- y0Oa re)))))) (command "line" A0 B0 "") (command "line" C0 D0 "") (command "arc" D0 "c" Oa0 E0 "") (command "line" E0 F0 "") (setq x (+ x d)) (setvar "cmdecho" 1)) (prin1)</pre>
--	---

Legat de generalitatea relațiilor (3.41) trebuie remarcate trei aspecte:

- Prin raza r_w aceste relații depind de pasul (modulul) danturii de cremalieră, de numărul de dinți și de deplasarea danturii roții;
- Coordonatele x și y ale punctelor de frontieră permit poziționarea oricărui profil de cremalieră;
- Creșterea discretă a parametrului x_T (vezi instrucțiunea repet în program) pe un interval ales oferă o modalitate practică de trecere a cremalierii în pozițiile succesive dorite.

3.2.3.2. Tehnologii ACAD de transformare a profilului de semidinte construit în corp de roată dințată

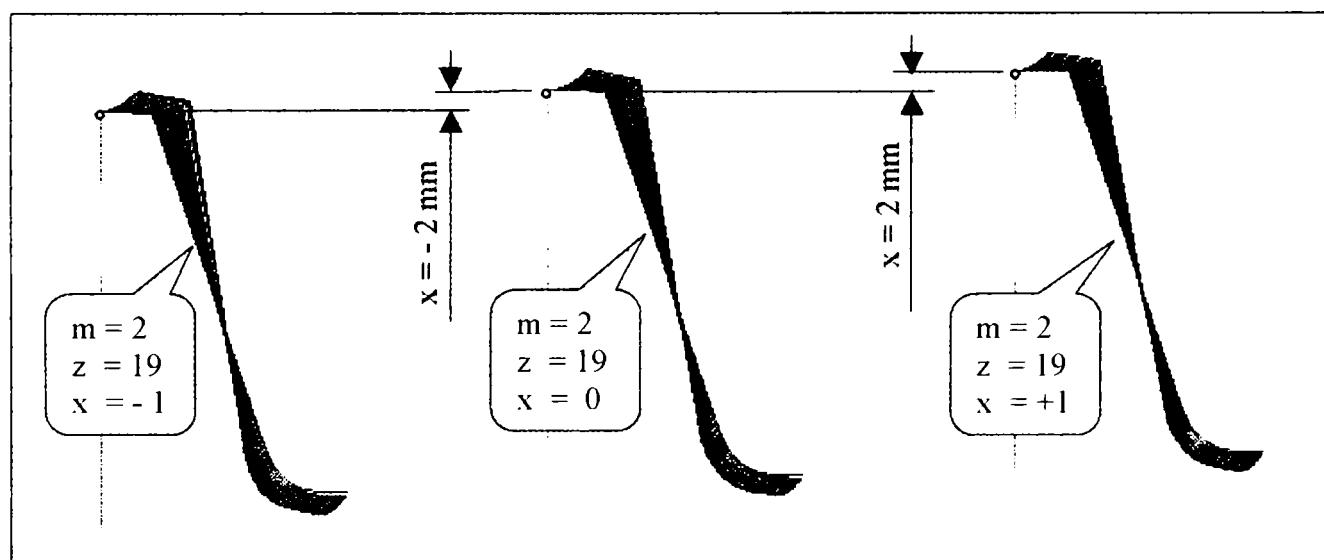


Figura 3.10

În Figura 3.10 s-a construit profilul semidintelui plan cu programul RECC păstrând modulul și numărul de dinți constanți și admitând trei valori pentru coeficientul de deplasare.

Există mai multe "procedee tehnologice" de a transforma o imagine construită într-un corp. În cele ce urmează se prezintă două:

- Prima bazată pe facilități AutoCAD;
- A doua bazată pe facilități Photo Deluxe.

După ce s-a obținut un profil de semidinte cu ajutorul programului RECC se poate construi dintele utilizând comanda *Mirror* iar apoi planul dințat cu comanda *Array*. Un asemenea plan dințat obținut în modul mai sus arătat este prezentat în Figura 3.11.

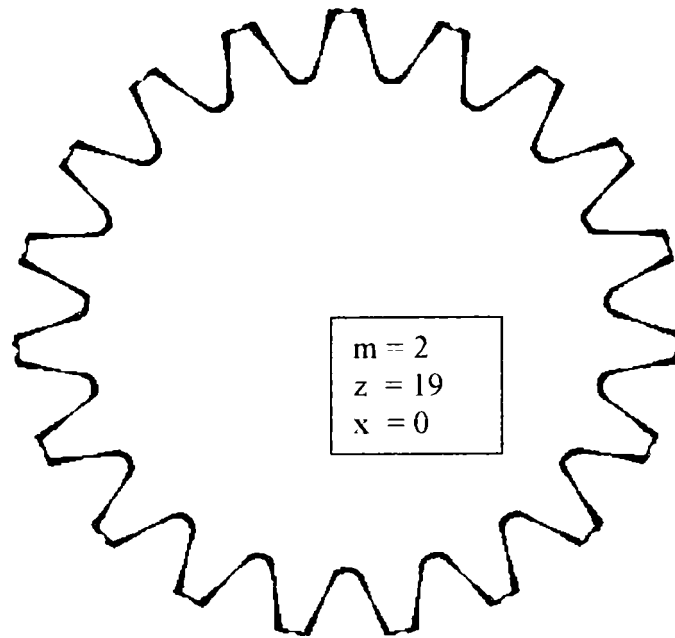


Figura 3.11

În continuare în figurile 3.12 și 3.13 se prezintă imagini ale planului dințat prelucrate cu ajutorul facilităților AutoCAD:

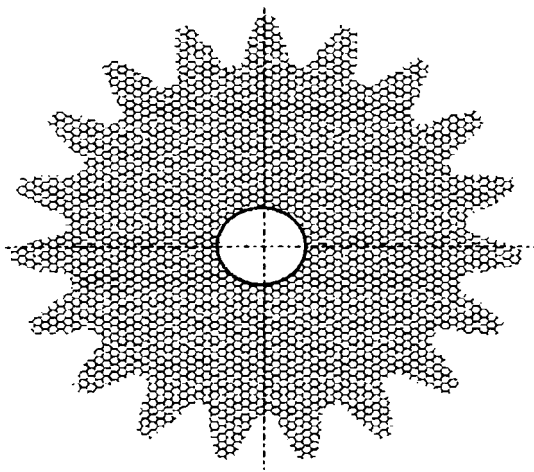


Figura 3.12

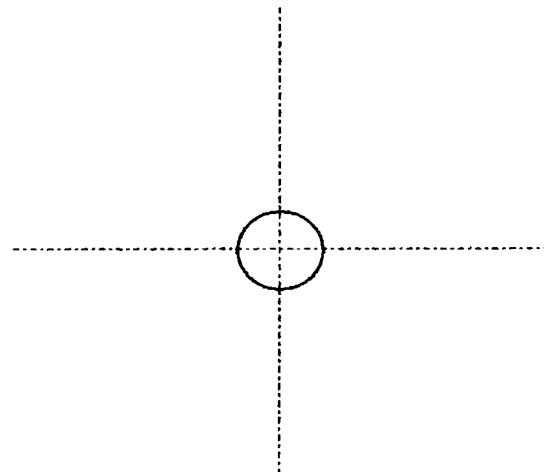


Figura 3.13

Ambele corpuri din figurile 3.12 și 3.13 au structură de fagure, deosebirea fiind că cel din Figura 3.13 are o discretizare mai fină.

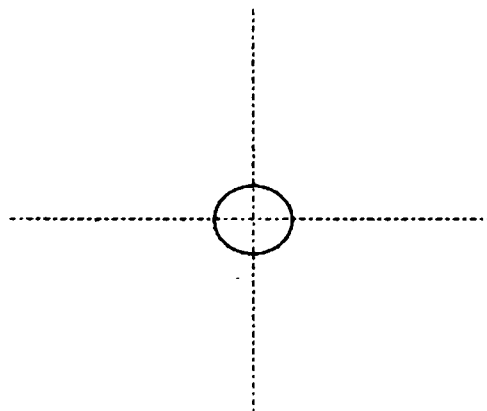


Figura 3.14

O altă "tehnologie" pentru obținerea planului dințat sub formă de corp este cea care utilizează facilitățile programului Photo Deluxe. Figura 3.14 prezintă un plan dințat obținut prin facilități Photo Deluxe.

Planele dințate obținute prin tehnologiile prezentate se utilizează atunci când se dorește efectuarea analizei cu ajutorul programelor cu element finit a unei roți dințate.

3.2.3.3. Variația forței normale pe flancul dintelui în timpul angrenării

În timpul angrenării contactul dinților sub presiune se deplasează de la vârful dinților spre bază și invers la dantura conjugată. Punctul de aplicație al rezultantei presiunilor de contact F_N , având direcția normală la profilul evolventic, se deplasează pe flancul activ, deci direcția rămâne paralelă-suprapusă continuu normalei comune NN. Aceasta nu este altcineva decât linia de angrenare, Figura 3.15.

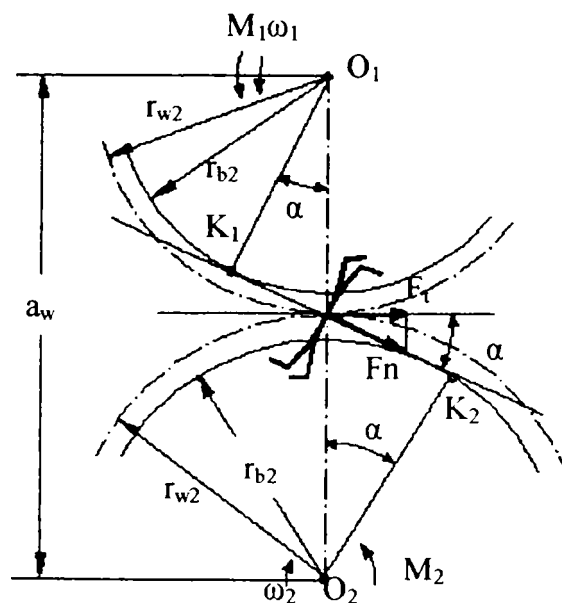


Figura 3.15

Datorită existenței alunecărilor între flancuri apar forțe de frecare care însumate cu forța F_N dau o rezultantă care încheie cu direcția normalei comune un unghi egal cu unghiul de frecare. Având în vedere că mărimea acestui unghi este mică forța de frecare în general se neglijează [C11], [J2].

În continuare se va pune în evidență influența forțelor de frecare de alunecare și rostogolire asupra forței normale la profil.

Frecarea de alunecare, care se suprapune peste cea de rostogolire, apare datorită alunecării relative a profilelor. În Figura 3.16 sunt prezentați doi dinți în angrenare în punctul A de intrare în angrenare, în polul C al angrenării și în punctul E de ieșire din angrenare.

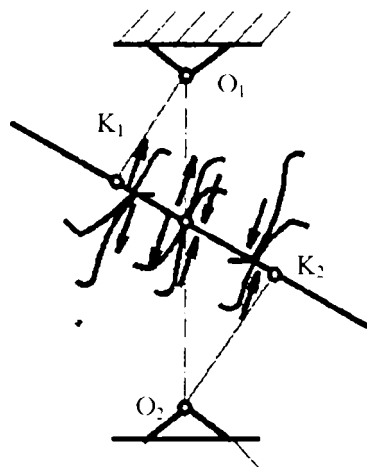


Figura 3.16

Vitezele de alunecare sunt îndreptate din polul angrenării spre capul respectiv spre piciorul dintelui la roata conducătoare și invers de la cap și picior spre polul angrenării la roata condusă așa cum este evidențiat în Figura 3.16, [K3]. În cazul cuplei de frecare dintre flancurile dinților unui angrenaj apare și frecarea de rostogolire. Fenomenul se poate exemplifica prin rostogolirea unui disc pe un plan sub acțiunea unei forțe de tracțiune T , figura 3.17, [M4].

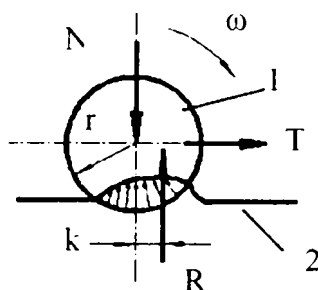


Figura 3.17

Din cauza anizotropiei materialelor, deformarea celor două elemente va fi mai accentuată în direcția de deplasare a discului, astfel încât forma curbei de variație a presiunilor pe suprafețele de contact

se prezintă ca în Figura 3.17. Rezultanta va fi deci deplasată cu distanța k în direcția deplasării față de linia de acțiune a lui N . Această deplasare a rezultantei R în direcția mișcării determină rezistența opusă la rostogolire. Distanța k a primit denumirea de brațul frecării de rostogolire și se măsoară de obicei în mm. În unele cazuri k este denumit și coeficient al frecării de rostogolire, având dimensiunea unei lungimi [M4].

Experiențele au arătat că între brațul frecării de rostogolire și raza roții există relația:

$$k = c \cdot \sqrt{r} \quad (3.44)$$

unde: $c=0,0066$ [mm^{1/2}] după Wood,
sau $c=0,006$ [mm^{1/2}] după Poire.

În continuare în analiza cinetostatică a unui angrenaj cilindric, atunci când se ține seama și de frecare, se iau în considerare și cele prezentate mai sus.

Considerând angrenajul din Figura 3.18, notațiile au următoarele semnificații:

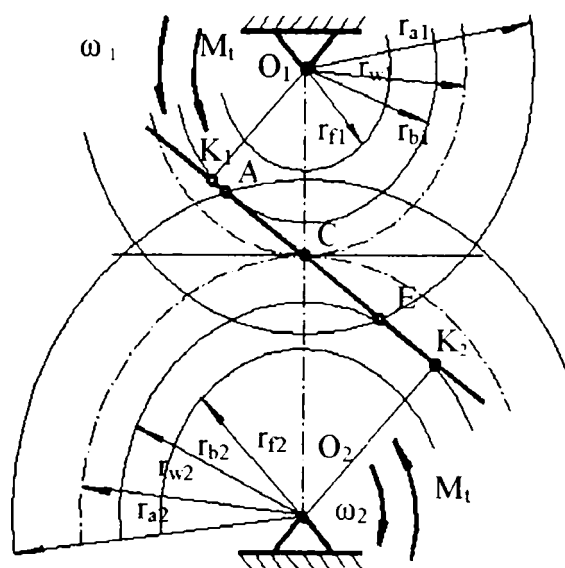


Figura 3.18

- AE – segmentul de angrenare;
- $\omega_{1,2}$ – vitezele unghiulare ale celor două roți;
- $r_{a1,2}$ – raza de cap a roții 1 respectiv 2;
- $r_{w1,2}$ – raza de rostogolire a roții 1 respectiv 2;
- $r_{b1,2}$ – raza de bază a roții 1 respectiv 2;
- $r_{f1,2}$ – raza de picior a roții 1 respectiv 2;
- α_w – unghiul de angrenare pe cercul de rostogolire.

Conform principiului echilibrului părților se poate considera numai roata 2, dacă în locul legăturilor cu roata 1 introducem reacțiunile din cuplele cinematice și forțele de frecare datorate acestor reacțiuni. În analiza care urmează se împarte segmentul de angrenare în două părți:

- prima parte, din punctul A, punct de intrare în angrenare, până în C, polul angrenării;
- a doua parte, din C până în punctul E, punct de ieșire din angrenare.

În Figura 3.19 se prezintă un dinte al roții 2 în două poziții, prima când punctul de contact se găsește pe segmentul AC iar a doua când punctul de contact se găsește pe segmentul CE și s-au luat în considerare cele prezentate în figurile 3.16 și 3.17.

Notațiile din figura 3.19 au următoarele semnificații:

N_{12ip} – reacțiunea din partea roții 1 asupra roții 2 înainte de pol;

N_{12dp} - reacțiunea din partea roții 1 asupra roții 2 după pol;

F_f – forța de frecare de alunecare;

μ – coeficientul frecării de alunecare;

M – punct curent de contact.

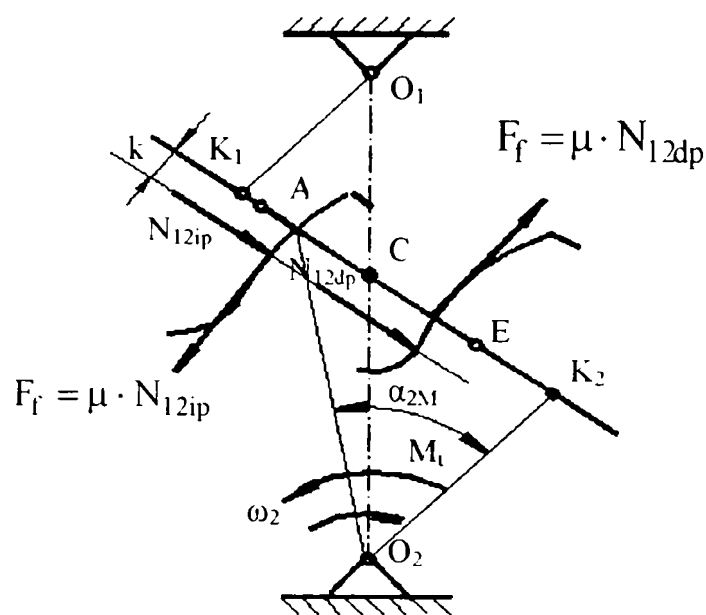


Figura 3.19

Echilibrul roții 2 în raport cu centrul roții, în cazul când punctul de contact este în M_1 pe segmentul de angrenare înainte de pol, se scrie:

$$M_t = N_{12ip} \cdot (r_{b2} - k) - \mu \cdot N_{12ip} \cdot \rho_{2M1} \quad (3.45)$$

Din relația (3.45) rezultă:

$$N_{12ip} = \frac{M_t}{(r_{b2} - k) - \mu \cdot \rho_{2M1}} \quad (3.46)$$

unde: ρ_{2M1} – este raza de curbură a profilului dintelui, în punctul M_1 , respectiv segmentul K_2M_1 .

Echilibrul roții 2 în raport cu centrul roții, în cazul când punctul de contact este în M_2 pe segmentul de angrenare după pol, se scrie:

$$M_t = N_{12dp} \cdot (r_{b2} - k) + \mu \cdot N_{12dp} \cdot \rho_{2M2} \quad (3.47)$$

Din relația (3.47) rezultă:

$$N_{12dp} = \frac{M_t}{(r_{b2} - k) + \mu \cdot \rho_{2M2}} \quad (3.48)$$

unde: ρ_{2M2} – este raza de curbură a profilului dintelui, în punctul M_2 , respectiv segmentul K_2M_2 .

N_{12ip} precum și N_{12dp} reprezintă forța normală pe profilul dintelui pe cele două părți ale segmentului de angrenare, înainte de pol și după pol.

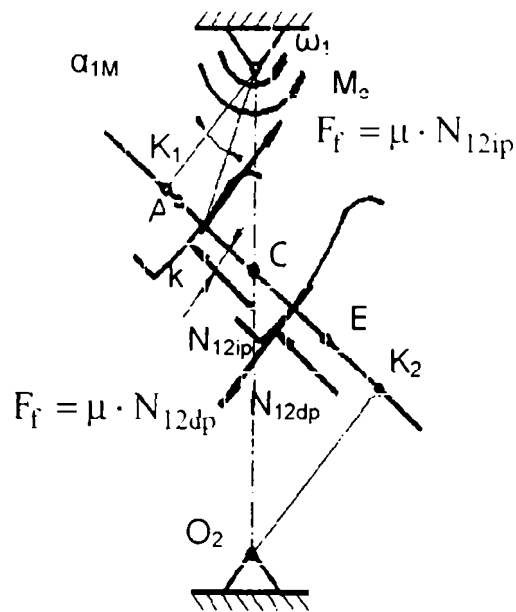


Figura 3.20

În continuare pe baza principiului echilibrului părților se consideră numai roata 1, Figura 3.20. Ca și în cazul roții 2 se consideră un punct de contact înainte de pol M_1 și unul după pol M_2 . Notațiile din Figura 3.20 au următoarele semnificații:

N_{21ip} – reacțiunea din partea roții 2 asupra roții 1 înainte de pol;

N_{21dp} – reacțiunea din partea roții 2 asupra roții 1 după pol.

În conformitate cu principiul acțiunii și reacțiunii: $N_{21ip} = - N_{12ip}$ și $N_{21dp} = - N_{12dp}$.

Roata 1 va fi în echilibru dacă se intervine din exterior cu un moment de echilibrare M_e . În acest caz relația de echilibru pentru roata 1 în raport cu centrul roții înainte de pol, în punctul de contact M_1 , este:

$$M_{e1} = N_{21ip} \cdot (r_{b1} + k) - \mu \cdot N_{21ip} \cdot \rho_{1M1} \quad (3.49)$$

unde: ρ_{1M1} este raza de curbură a profilului dintelui în punctul M_1 , respectiv segmentul K_1M_1 .

Relația de echilibru pentru roata 1 față de centrul roții în punctul de contact M_2 , după polul angrenării, este:

$$M_{e2} = N_{12dp} \cdot (r_{b1} + k) + \mu \cdot N_{12dp} \cdot \rho_{1M2} \quad (3.50)$$

unde: ρ_{1M2} este raza de curbură a profilului dintelui în punctul M_2 , respectiv segmentul K_1M_2 .

În relațiile (3.45)...(3.50) s-a operat cu mărimile ρ_{1M1} , ρ_{1M2} , ρ_{2M1} , ρ_{2M2} care reprezintă raza de curbură curentă pentru cele două profile ale roții 1 respectiv 2 când punctul M parcurge linia de angrenare AE:

$$\rho_{1,2M} = r_{b1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1,2M} \quad (3.51)$$

Cele două raze de curbură au următoarele valori minime respectiv maxime conform figurilor 3.19 și 3.20:

$$\rho_{1M\min} = K_1A \quad \text{iar} \quad \rho_{1M\max} = K_1E; \quad \rho_{2M\min} = K_2E \quad \text{iar} \quad \rho_{2M\max} = K_2A.$$

Mai trebuie ținut cont de faptul că polul angrenării C nu se găsește la mijlocul segmentului de angrenare astfel încât trebuie determinate segmentele AC și CE care se calculează cu relațiile:

$$AC = \sqrt{r_{w1}^2 - r_{b1}^2} - \rho_{1M\min} \quad (3.52)$$

$$CE = AE - AC \quad (3.53)$$

Pentru exemplificare se consideră un angrenaj cilindric cu dinți drepiți cu distanța dintre axe $a_w=120$ [mm], modulul $m=5$ [mm], raportul de transmitere $i=2$ iar momentul rezistent la roata 2, $M_t=150$ [Nm].

Cu datele de mai sus utilizând relațiile (3.46) și (3.48) s-au calculat valorile forței normale de-a lungul liniei de angrenare folosind

programul EXCEL 97. Valorile obținute s-au reprezentat grafic, Figura 3.21, utilizând același program.

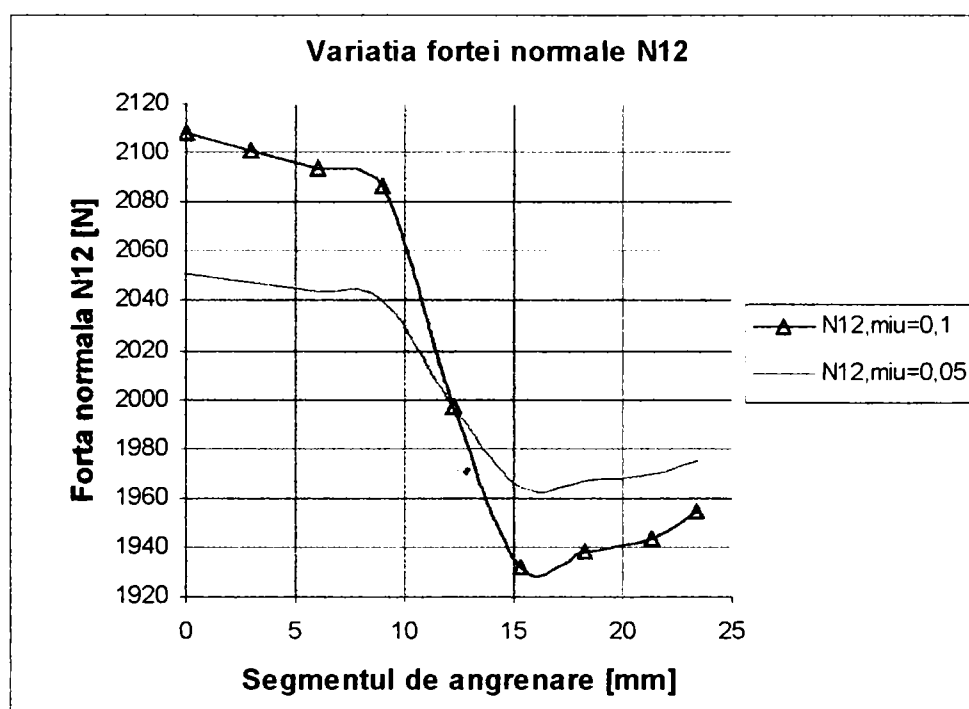


Figura 3.21

Analizând variația forței normale de-a lungul liniei de angrenare se pot trage câteva concluzii importante, cum ar fi:

- forța normală la profilul dintelui nu este o mărime constantă de-a lungul liniei de angrenare;
- în cazul în care coeficientul de frecare s-a considerat $\mu=0,1$, valoarea forței normale la intrarea în angrenare este cu 8% mai mare decât la ieșirea din angrenare;
- considerând coeficientul de frecare $\mu=0,05$, diferența se reduce la 4%;

În toate aceste considerații făcute coeficientul de frecare s-a considerat ca fiind o mărime constantă de-a lungul liniei de angrenare. Concluziile anterioare arată influența coeficientului de frecare, respectiv a forței de frecare, asupra forței normale la profil.

În realitate coeficientul de frecare nu este o mărime constantă de-a lungul liniei de angrenare, fapt care a condus la studiul variației acestui coeficient de-a lungul liniei de angrenare.

3.2.4. Analiza coeficientului de frecare de alunecare la angrenajele cilindrice cu dinți drepți

Mărimea coeficientului de frecare de alunecare μ depinde de materialul suprafețelor în contact, starea suprafețelor, lubrifianțul utilizat și de încă o serie de alți factori.

Problema determinării coeficientului de frecare de alunecare a preocupat o serie de cercetători cum ar fi Grubin, Dowson, Crook, Dyson, ș.a.. S-au făcut încercări pe role datorită avantajelor pe care le prezintă acestea. Informațiile obținute pe role sunt informații corecte cu privire la influența diferiților factori asupra desfășurării fenomenului de contact, însă extrapolarea rezultatelor la angrenaje se poate face numai cu anumite rețineri deoarece la modelare s-au pierdut involuntar particularitățile angrenării, respectiv caracteristicile dinților.

Încercări pe roți dințate cu scopul de a obține informații despre coeficientul de frecare au fost efectuate de Trubin [T5]. Cercetările au arătat că valoarea coeficientului de frecare la o transmisie dințată nouă este cea mai mare la începutul funcționării după care în continuarea funcționării treptat se micșorează. Evident acest fenomen își are explicația prin netezirea treptată a microasperităților în timpul funcționării.

Diverși cercetători, Petrusевичi, Niemann, Misharin, Watson Crook, [B2], au propus pentru calculul coeficientului de frecare diferite formule determinate pe baza observațiilor experimentale.

În cazul în care sunt asigurate condițiile unui regim EHL (Elasto Hydrodynamic Lubrication) este absolut necesar ca în formulele cu ajutorul cărora se calculează coeficientul de frecare să apară în mod explicit și valoarea înălțimii rugozităților. Pentru angrenaje, o relație care ține cont de caracteristicile geometrice ale acestora și de starea suprafețelor flancurilor, a fost dedusă de Block, [B2].

$$\mu = 1,5 \cdot \left(\frac{R_a + 22}{35} \right) \cdot \left(\eta_0^{1/8} \cdot V_{\Sigma}^{1/6} \cdot V_a^{1/3} \cdot \rho^{1/2} \right)^{-1} \quad (3.54)$$

unde:

- R_a este rugozitatea inițială a flancului [μm];
- η_0 vâscozitatea dinamică a uleiului considerat [10^{-3} Nsm^{-2}];
- V_{Σ} suma vitezelor [cm/s];
- V_a viteza de alunecare [cm/s];
- ρ raza de curbură echivalentă [cm].

Cu ajutorul relației (3.54) se poate determina variația coeficientului de frecare de-a lungul segmentului de angrenare luând în considerare că R_a și η_0 rămân constante iar V_{Σ} , V_a și ρ sunt mărimi a căror valoare este variabilă de-a lungul segmentului de angrenare.

Pentru a putea determina variația coeficientului de frecare este necesară găsirea relațiilor corespunzătoare pentru mărimile considerate variabile în procesul de angrenare.

3.2.4.1. Determinarea sumei vitezelor

Pentru a putea determina suma vitezelor se consideră Figura 3.22.

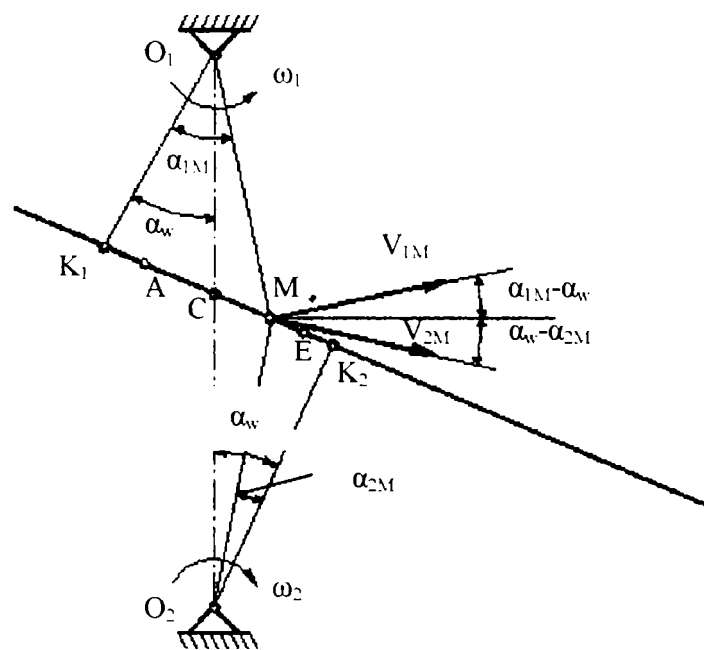


Figura 3.22

Relația vectorială pentru viteza relativă sumă este:

$$\overline{V_{\Sigma}} = \overline{V_{1M}} + \overline{V_{2M}} = \overline{\omega_1} \times \overline{O_1M} + \overline{\omega_2} \times \overline{O_2M} \quad (3.55)$$

Conform notațiilor din Figura 3.22 relația (3.55) devine:

$$V_{\Sigma} = O_1M \cdot \omega_1 \cdot \cos(\alpha_{1M} - \alpha_w) + O_2M \cdot \omega_2 \cdot \cos(\alpha_w - \alpha_{2M}) \quad (3.56)$$

unde: $\alpha_{1M} = \arctg\left(\frac{\rho_{1M}}{r_{b1}}\right)$ (3.57)

$$\alpha_{2M} = \arctg\left(\frac{\rho_{2M}}{r_{b2}}\right) \quad (3.58)$$

iar $O_1M = \sqrt{r_{b1}^2 + \rho_{1M}^2}$ (3.59)

$$O_2M = \sqrt{r_{b2}^2 + \rho_{2M}^2} \quad (3.60)$$

Ținând cont de relațiile (3.59) și (3.60) relația (3.56) devine:

$$V_{\Sigma} = \sqrt{r_{b1}^2 + \rho_{1M}^2} \cdot \omega_1 \cdot \cos(\alpha_{1M} - \alpha_w) + \quad (3.61)$$

$$+ \sqrt{r_{b2}^2 + \rho_{2M}^2} \cdot \omega_2 \cdot \cos(\alpha_w - \alpha_{2M})$$

3.2.4.2. Determinarea vitezei de alunecare

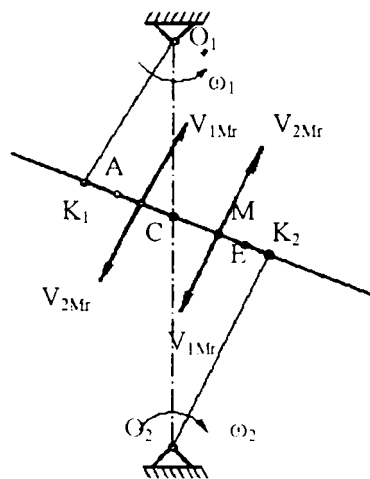


Figura 3.23

Conform Figurii 3.23 din punctul A până în C viteza de alunecare se calculează:

$$V_a = V_{1Mr} - V_{2Mr} = \omega_1 \cdot \rho_{1M} - \omega_2 \cdot \rho_{2M} \quad (3.62)$$

iar din punctul C până în E:

$$V_a = V_{2Mr} - V_{1Mr} = \omega_2 \cdot \rho_{2M} - \omega_1 \cdot \rho_{1M} \quad (3.63)$$

În relația (3.54) valoarea vitezei de alunecare se ia în modul.

3.2.4.3. Determinarea razei de curbură echivalente

Pentru calculul razei de curbură echivalente se utilizează relația:

$$\frac{2}{\rho_M} = \frac{1}{\rho_{M1}} + \frac{1}{\rho_{M2}} = \frac{1}{r_{b1}} \cdot \left(\frac{1}{\tan \alpha_{1M}} + \frac{1}{\tan \alpha_{2M}} \right) \quad (3.64)$$

sau cu relația:

$$\rho_M = \frac{2 \cdot r_{b1} \cdot \tan \alpha_{1M} \cdot [(i+1) \cdot \tan \alpha_w - \tan \alpha_{1M}]}{(i+1) \cdot \tan \alpha_w} \quad (3.65)$$

care este numai funcție de α_{1M} și de α_w .

Pentru a putea determina variația coeficientului de frecare de-a lungul segmentului de angrenare trebuie calculate razele de curbură curente într-un punct de contact M. În acest scop se calculează lungimea segmentului de angrenare cu relația:

$$AE = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin \alpha_w \quad (3.66)$$

lungimea segmentului K_1K_2 :

$$K_1K_2 = a_w \cdot \sin \alpha_w \quad (3.67)$$

respectiv lungimea segmentului K_1A care este chiar ρ_{1Mmin} :

$$K_1A = K_1K_2 - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} \quad (3.68)$$

Pentru determinarea lui ρ_{1M} în diferite puncte dorite de pe segmentul de angrenare acesta s-a împărțit într-un număr de părți egale, segmente care de fiecare dată se adună la K_1A .

Raza de curbură ρ_{2M} se calculează cu relația;

$$\rho_{2M} = K_1K_2 - \rho_{1M} \quad (3.69)$$

3.2.4.4. Studiul variației coeficientului de frecare asistat de calculator

În scopul studierii variației coeficientului de frecare de-a lungul segmentului de angrenare, respectiv pentru studiul influenței diferiților factori asupra acestuia, s-a întocmit un program original de calcul în limbajul de programare MATLAB 4.2, program prezentat în tabelul 3.2.

Programul a fost întocmit pe baza relațiilor (3.54)...(3.69) și permite studiul variației coeficientului de frecare pentru diferite angrenaje cilindrice și diferite uleiuri utilizate pentru lubrifiere.

Tabelul 3.2

```

% VCFSA-Program de calcul al variatiei coeficientului de frecare
clear;clc;
Ra=input('Introduceti valoarea rugozitatii Ra = ');
eta0=input('Introduceti vascozitatea dinamica eta0 = ');
aw=input('Introduceti distanta dintre axe aw = ');
m=input('Introduceti modulul m = ');
z1=input('Introduceti numarul de dinti al rotii dintate conducatoare z1 = ');
z2=input('Introduceti numarul de dinti al rotii conduse z2 = ');
r1=m*z1/2; %raza de divizare
r2=m*z2/2;
rf1=m*(z1/2-1.25); %raza de picior
rf2=m*(z2/2-1.25);
h=aw-(rf1+rf2)-.25*m;
ra1=rf1+h;
ra2=rf2+h;
rb1=r1*cos(20*pi/180);
rb2=r2*cos(20*pi/180);
alfa1w=input('Introduceti unghiul de angrenare alfaw = ');
alfaw=alfa1w*pi/180;
k1k2=aw*sin(alfaw);
AE=sqrt(ra1^2-rb1^2)+sqrt(ra2^2-rb2^2)-k1k2;
k1a=k1k2-sqrt(ra2^2-rb2^2);
A=k1a;
E=AE;
p=input('Introduceti numarul de puncte de calcul pe segmentul AC: p = ');
omega1=input('Introduceti viteza unghiulara a rotii conducatoare omega1 = ');
rt=z2/z1;
rw1=z1/(z1+z2)*aw;
c=.0066;
k=c*sqrt(rw1);
AC=sqrt(rw1^2-rb1^2)-A;
C=AC;
b=1.5*(Ra+22)/35*1/(eta0^(1/8));
C1=C-.1;
d1=C1/p;
M1=0:d1:C1;
l1=max(size(M1));
    for j=1:l1
        ro1m(j)=A/10+M1(j)/10;
        seg(j)=ro1m(j)*10-A;
        ro2m(j)=k1k2/10-ro1m(j);
        alfa1m(j)=atan(ro1m(j)*10/rb1);
        alfa2m(j)=atan(ro2m(j)*10/rb2);
        omega2=omega1/rt;
        vsum(j)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(j)^2)*omega1*...
            cos(alfa1m(j)-alfaw)+sqrt((rb2/10)^2+ro2m(j)^2)*...
            omega2*cos(alfaw-alfa2m(j));
        va(j)=abs(omega1*ro1m(j)-omega2*ro2m(j));
        ro(j)=(1/ro1m(j)+1/ro2m(j))^(-1);
        miu(j)=b*1/((vsum(j)).^(1/6)*(va(j)).^(1/3)*...
            (ro(j)).^(1/2));
    end
C2=C+.1;
d2=(E-C2)/p;
C2E=E-C2;
M2=0:d2:C2E;
l2=max(size(M2));
    for i=1:l2
        ro1m(i)=A/10+C2/10+M2(i)/10;
    end

```

```

seg2(i)=ro1m(i)*10-A;
ro2m(i)=k1k2/10-ro1m(i);
alfa1m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb1);
alfa2m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb2);
omega2=omega1/rt;
vsum1(i)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(i)^2)*omega1*...
cos(alfa1m(i)-alfaw)+sqrt((rb2/10)^2+ro2m(i)^2)*...
omega2*cos(alfaw-alfa2m(i));
va1(i)=abs(omega1*ro1m(i)-omega2*ro2m(i));
ro2(i)=(1/ro1m(i)+1/ro2m(i))^-1;
miu2(i)=b*1/((vsum1(i)).^(1/6)*(va1(i)).^(1/3)*...
(ro2(i)).^(1/2));
end
disp(blanks(1))
disp(' seg miu')
disp(blanks(1))
for j=1:l1
    y=[seg(j),miu(j)];
    disp(y)
end
segi=0: 1:seg(l1);
miui=spline(seg,miu,segi);
disp(blanks(1))
disp(' seg2 niu2')
disp(blanks(1))
for i=1:l2
    y2=[seg2(i),miu2(i)];
    disp(y2)
end
seg2i=C2: 1:seg2(l2);
miu2i=spline(seg2,miu2,seg2i);
plot(segi,miui,seg2i,miu2i)
grid
title('Variatia coeficientului de frecare')
xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
ylabel('Coeficientul de frecare')

```

Programul denumit VCFSA permite simularea variației coeficientului de frecare pentru angrenajele care au fost rodate pe standul utilizat la încercările experimentale.

Rularea programului s-a făcut pentru un angrenaj având următoarele caracteristici:

- Distanța dintre axe, $a_w=120$ [mm];
- Modulul, $m=5$ [mm];
- Numărul de dinți la ambele roți este, $z=24$;
- Rugozitatea flancurilor, $R_a \in [1 \dots 6,3]$ [μm];
- Angrenajul este nedeplasat;
- Vâscozitatea uleiului folosit la lubrifiere, $\eta_0=1,512 \cdot 10^{-5}$ [Ns/m^2].

În prima fază s-a studiat influența vitezei unghiulare asupra variației coeficientului de frecare. Pentru aceasta s-a considerat rugozitatea $R_a=0,8$ [μm] constantă, iar viteza unghiulară având

următoarele valori: $\omega=83,8$; $104,7$; $125,7$; $146,6$; $167,5$ [rad/sec].
Rezultatele obținute sunt prezentate în Figura 3.24.

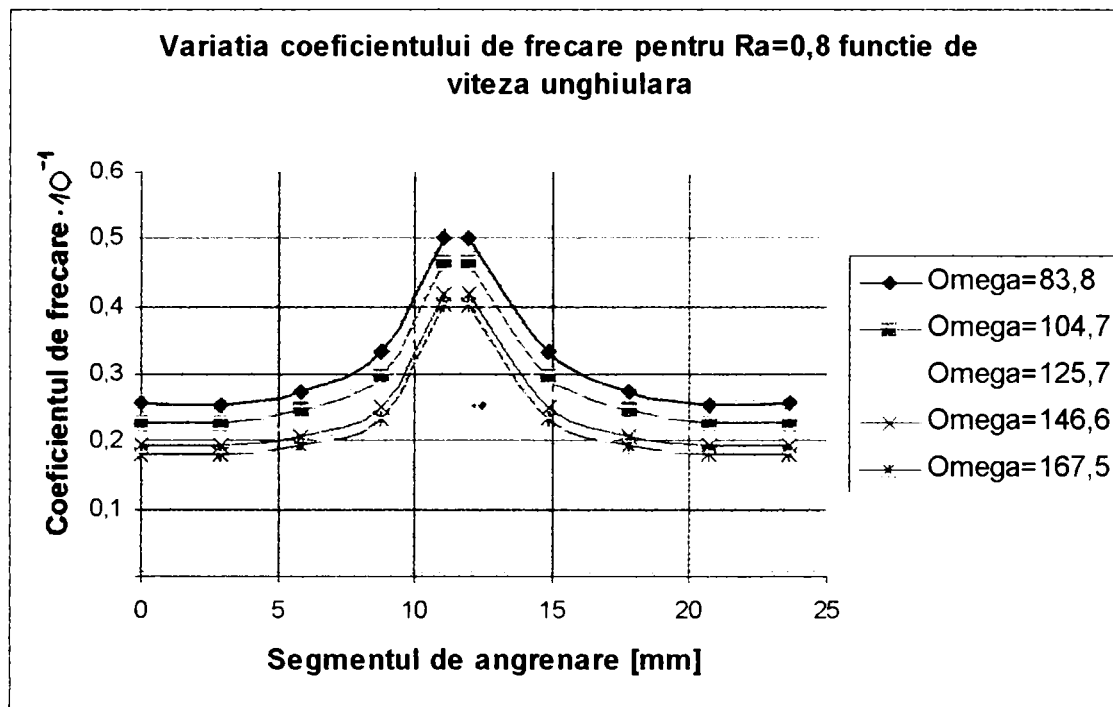


Figura 3.24

Analizând curbele reprezentate în Figura 3.24 se constată:

- O perfectă simetrie a acestora în raport cu polul angrenării unde viteza de alunecare este nulă deci nu se poate defini coeficientul de frecare. Simetria se datorează faptului că angrenajul are raportul de transmitere unu;
- La intrarea și ieșirea în/din angrenare coeficientul de frecare are aceeași valoare;
- Valoarea coeficientului de frecare scade cu creșterea vitezei unghiulare;
- Valoarea coeficientului de frecare pentru $\omega=83,8$ [rad/sec] este cu 29% mai mare decât pentru $\omega=167,5$ [rad/sec] pentru același punct de pe segmentul de angrenare.

O altă analiză s-a făcut pentru a evidenția influența rugozităților asupra variației coeficientului de frecare, considerând același angrenaj pentru o viteză unghiulară constantă de $104,7$ [rad/sec]. Rezultatele obținute sunt prezentate în Figura 3.25.

Și în acest caz se menține simetria curbelor în raport cu polul angrenării precum și alura curbelor. Așa cum era de așteptat se observă o creștere a coeficientului de frecare odată cu creșterea rugozităților. În acest caz pentru același punct de pe segmentul de angrenare coeficientul de frecare pentru rugozitatea flancurilor

$R_a=0,8[\mu\text{m}]$ este cu 19% mai mic decât pentru o rugozitate $R_a=6,3$ $[\mu\text{m}]$.

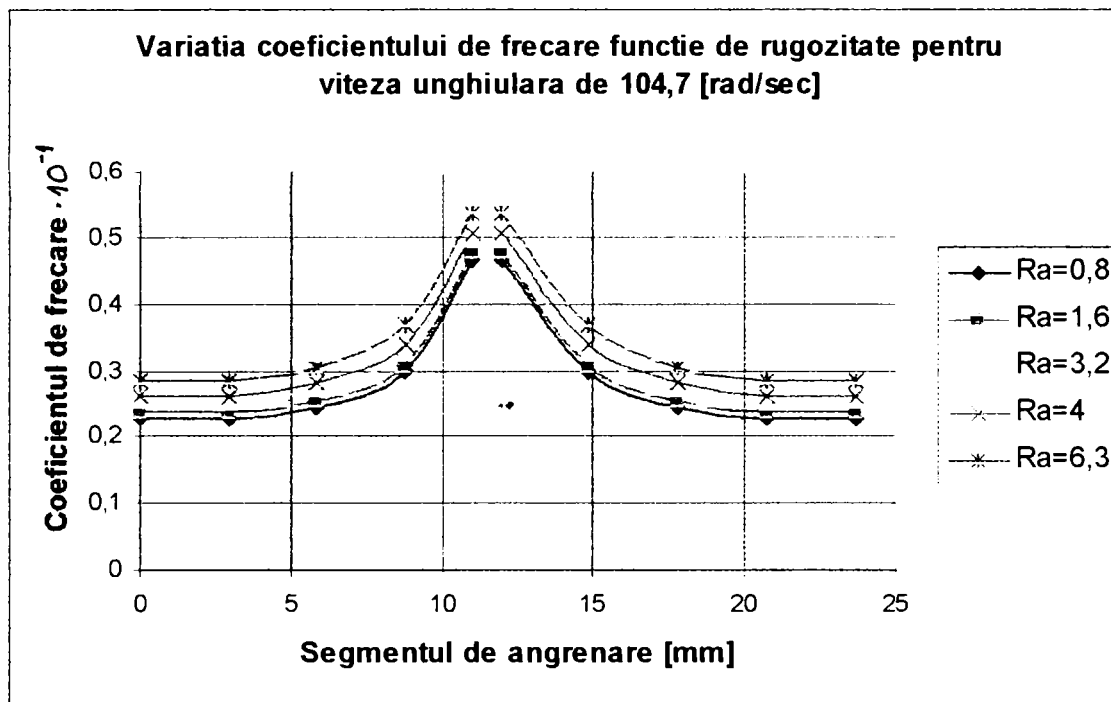


Figura 3.25

Pentru a studia influența vâscozității dinamice asupra coeficientului de frecare s-au considerat cinci tipuri de ulei care au vâscozitatea cinematică cuprinsă între 21 și 27 [cSt], vâscozități recomandate pentru angrenaje funcționând la 50°C și având viteza de rostogolire mai mare de 5 [m/s], [G7]. Corespunzător acestor valori ale vâscozității cinematice s-au considerat următoarele valori pentru vâscozitatea dinamică:

- $\eta_{01}=1,512 \cdot 10^{-5}[\text{Ns}/\text{m}^2]$;
- $\eta_{02}=1,89 \cdot 10^{-5}[\text{Ns}/\text{m}^2]$;
- $\eta_{03}=2,07 \cdot 10^{-5}[\text{Ns}/\text{m}^2]$;
- $\eta_{04}=2,25 \cdot 10^{-5}[\text{Ns}/\text{m}^2]$;
- $\eta_{05}=2,43 \cdot 10^{-5}[\text{Ns}/\text{m}^2]$.

Rezultatele obținute sunt prezentate în Figura 3.26.

Influența vâscozității asupra coeficientului de frecare este mai mică decât al celorlalți factori analizați. Astfel valoarea coeficientului de frecare calculată pentru $\eta_{01}=1,512 \cdot 10^{-5}[\text{Ns}/\text{m}^2]$ diferă de valoarea calculată pentru $\eta_{05}=2,43 \cdot 10^{-5}[\text{Ns}/\text{m}^2]$, în același punct de pe segmentul de angrenare, cu 6%.

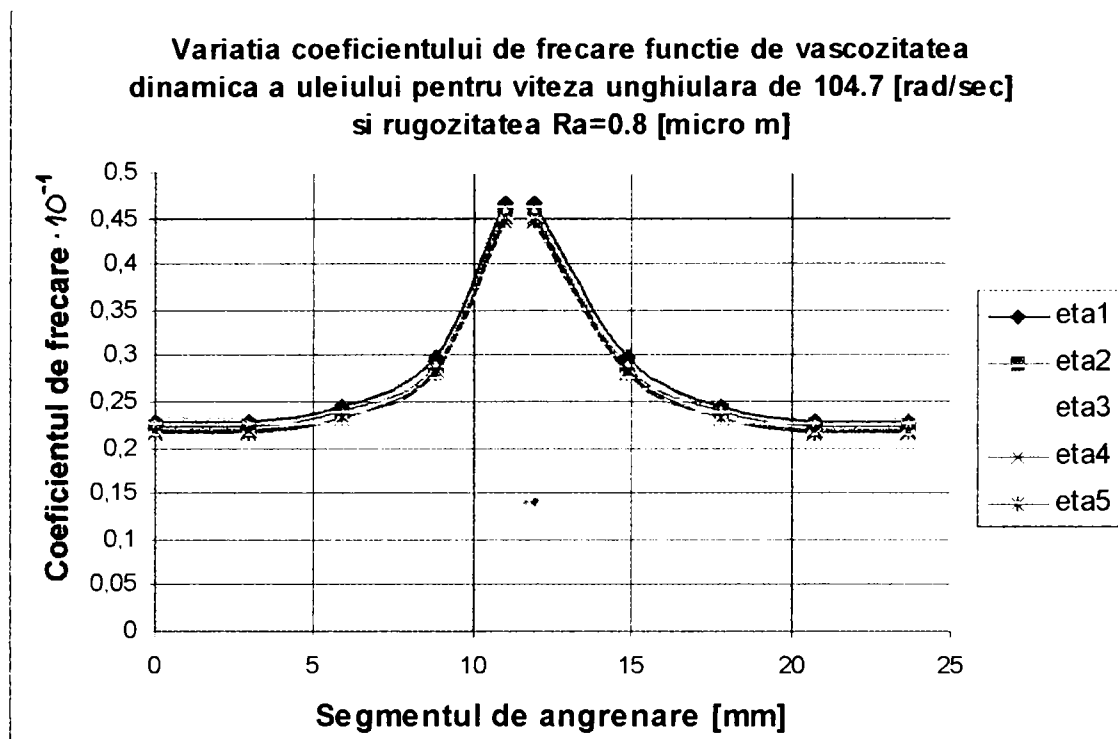


Figura 3.26

Având în vedere că de cele mai multe ori angrenajele au raportul de transmitere diferit de unu, în continuare s-a studiat influența aceluiași parametri asupra variației coeficientului de frecare pentru un angrenaj cu raportul de transmitere $i=2$, având următoarele caracteristici:

- Distanța dintre axe, $a_w=120$ [mm];
- Modulul, $m=5$ [mm];
- Numărul de dinți, $z_1=16$ și $z_2=32$;
- Rugozitatea flancurilor, $R_{a \in [1...6,3]}$ [μm];
- Angrenajul este nedeplasat;
- Vâscozitatea uleiului folosit la lubrifiere, $\eta_0=1,512 \cdot 10^{-5}$ [Ns/m^2].

În Figurile 3.27, 3.28 și 3.29 se prezintă variația coeficientului de frecare funcție de viteza unghiulară, rugozitatea flancurilor și vâscozitatea dinamică a uleiului.

De această dată se observă o cu totul altă alură pentru curbele de variație ale coeficientului de frecare. Diferențele dintre valorile coeficientului de frecare, în același punct de pe segmentul de angrenare, funcție de parametri considerați se mențin strict la aceleași valori ca și în cazul angrenajului având raportul de transmitere unu. Ceea ce este important de observat în acest caz este diferența de 38% între valoarea la intrarea în angrenare și cea de la ieșirea din angrenare a coeficientului de frecare.

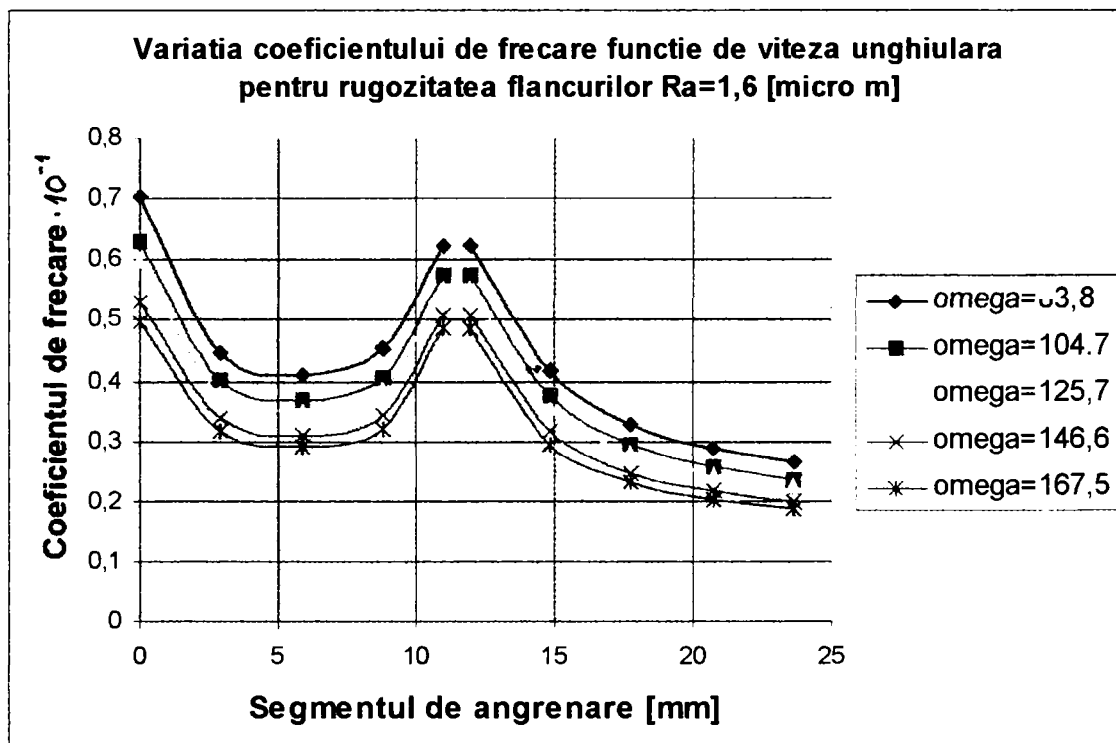


Figura 3.27

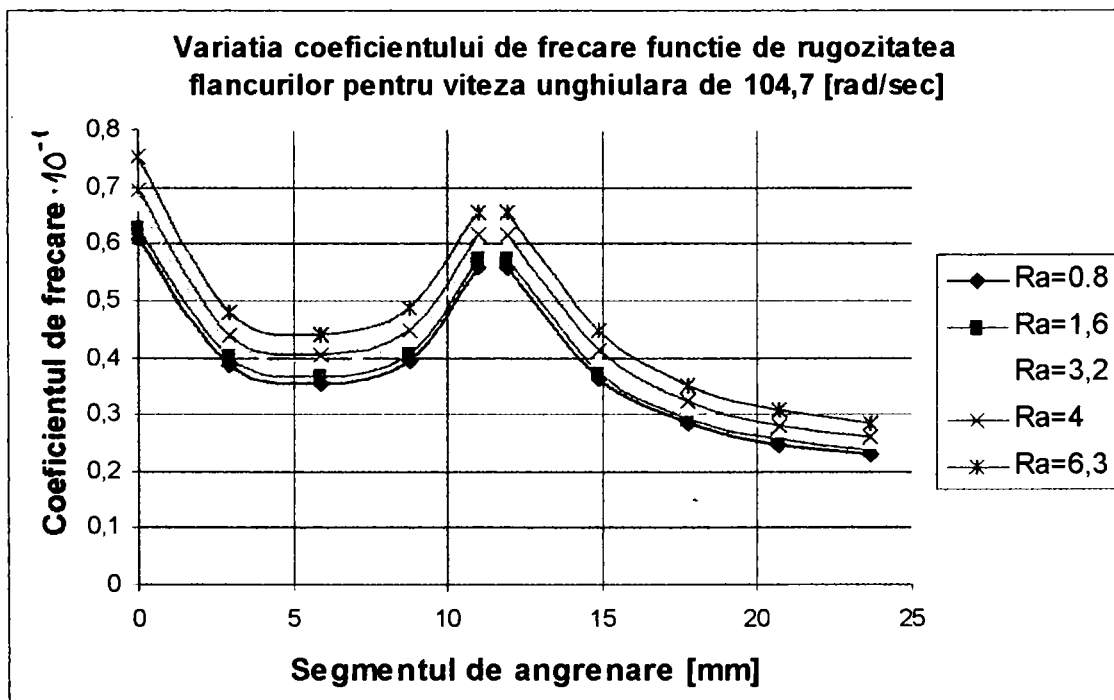


Figura 3.28

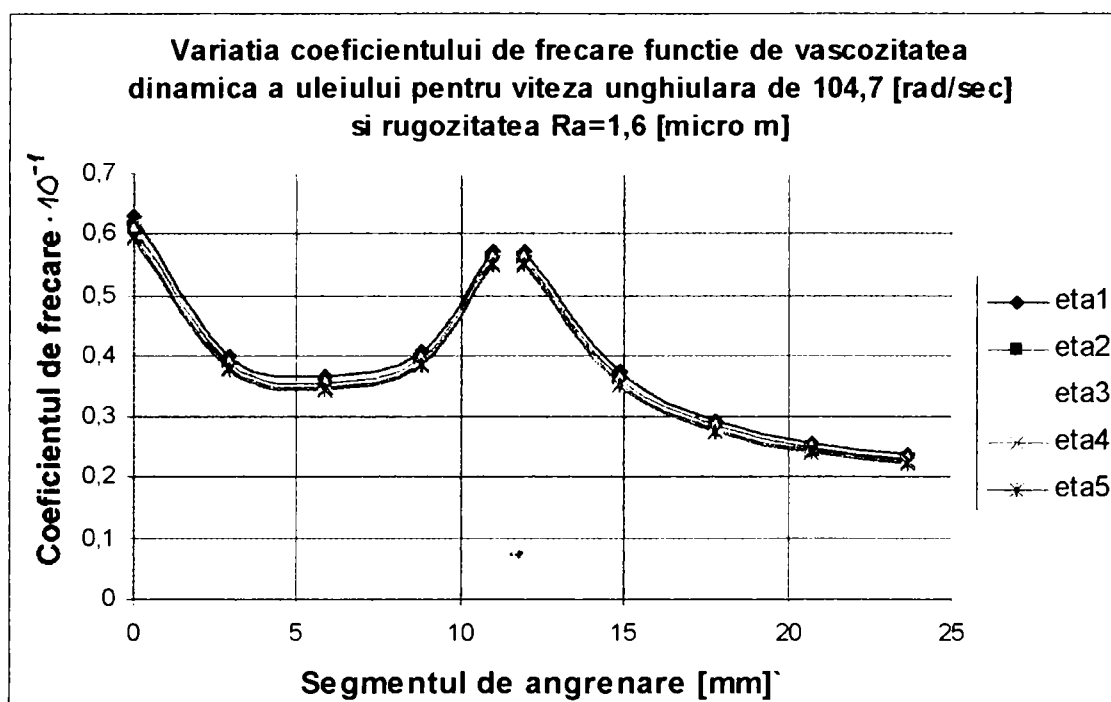


Figura 3.29

De această dată se observă o cu totul altă alură pentru curbele de variație ale coeficientului de frecare. Diferențele dintre valorile coeficientului de frecare, în același punct de pe segmentul de angrenare, funcție de parametri considerați se mențin strict la aceleași valori ca și în cazul angrenajului având raportul de transmitere unu. Ceea ce este important de observat în acest caz este diferența de 38% între valoarea la intrarea în angrenare și cea de la ieșirea din angrenare a coeficientului de frecare.

În final analizând ambele situații considerate se pot trage anumite concluzii referitoare la procesul de rodare. Astfel, având în vedere că rodarea presupune adaptarea funcțională a suprafețelor care vin în contact, deci o nivelare a microasperităților, este de dorit un coeficient de frecare mai mare în prima fază a procesului. Acest lucru se obține, pe baza concluziilor anterioare, prin antrenarea angrenajului la o turație mică și utilizând pentru ungere un ulei cu vâscozitate mai mică aditivat cu aditivi de extremă presiune. În prima perioadă având în vedere că suprafețele reale de contact sunt mici iar solicitările de contact mari este indicat ca angrenajele să nu fie încărcate.

După prima etapă turația, momentul de încărcare, se cresc progresiv până la atingerea valorilor nominale de funcționare, utilizând un ulei cu vâscozitate mai mare.

Propuneri concrete pentru un program de rodare al unui angrenaj cilindric din oțel se vor da la sfârșitul acestui capitol, după ce se va analiza și variația forței normale pe profilul dintelui precum și variația suprafeței nominale de contact ținând cont de toți parametri.

3.2.5. Analiza asistată de calculator a variației forței normale de-a lungul segmentului de angrenare luând în considerare variația coeficientului de frecare

În paragraful 3.2.3.3. s-a prezentat variația forței normale considerând constantă valoarea coeficientului de frecare de-a lungul segmentului de angrenare. Analiza făcută în paragraful 3.2.4. arată că valoarea acestui coeficient are o variație destul de consistentă în timpul angrenării. Pentru a pune în evidență influența variației coeficientului de frecare s-a întocmit programul original denumit VFNSA în limbajul MATLAB, program prezentat în Tabelul 3.3.

Tabelul 3.3

```
% VFNSA Program de calcul al fortei normale tinand cont de
%coeficientul de frecare
clear;clc;
Ra=input('Introduceti valoarea rugozitatii Ra = ');
eta0=input('Introduceti vascozitatea dinamica eta0 = ');
aw=input('Introduceti distanta dintre axe aw = ');
m=input('Introduceti modulul m = ');
z1=input('Introduceti numarul de dinti al rotii dintate conducatoare z1 = ');
z2=input('Introduceti numarul de dinti al roatii conduse z2 = ');
r1=m*z1/2; %raza de divizare
r2=m*z2/2;
rf1=m*(z1/2-1.25); %raza de picior
rf2=m*(z2/2-1.25);
h=aw-(rf1+rf2)-.25*m;
ra1=rf1+h;
ra2=rf2+h;
rb1=r1*cos(20*pi/180);
rb2=r2*cos(20*pi/180);
alfa1w=input('Introduceti unghiul de angrenare alfaw = ');
alfaw=alfa1w*pi/180;
k1k2=aw*sin(alfaw);
AE=sqrt(ra1^2-rb1^2)+sqrt(ra2^2-rb2^2)-k1k2;
k1a=k1k2-sqrt(ra2^2-rb2^2);
A=k1a;
E=AE;
p=input('Introduceti numarul de puncte de calcul pe segmentul AC: p = ');
omega1=input('Introduceti viteza unghiulara a rotii conducatoare omega1 = ');
Mt=input('Introduceti valoarea momentului de torsiune Mt = ');
rt=z2/z1;
rw1=z1/(z1+z2)*aw;
c=.0066;
k=c*sqrt(rw1);
AC=sqrt(rw1^2-rb1^2)-A;
C=AC;
b=1.5*(Ra+22)/35*1/(eta0^(1/8));
C1=C-.1;
d1=C1/p;
M1=0:d1:C1;
l1=max(size(M1));
for j=1:l1
    ro1m(j)=A/10+M1(j)/10;
```

```

seg(j)=ro1m(j)*10-A;
ro2m(j)=k1k2/10-ro1m(j);
alfa1m(j)=atan(ro1m(j)*10/rb1);
alfa2m(j)=atan(ro2m(j)*10/rb2);
omega2=omega1/rt;
vsum(j)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(j)^2)*omega1*...
cos(alfa1m(j)-alfaw)+sqrt((rb2/10)^2+ro2m(j)^2)*...
omega2*cos(alfaw-alfa2m(j));
va(j)=abs(omega1*ro1m(j)-omega2*ro2m(j));
ro(j)=(1/ro1m(j)+1/ro2m(j))^-1;
miu(j)=b*1/((vsum(j)).^(1/6)*(va(j)).^(1/3)*...
(ro(j)).^(1/2));
Nip(j)=Mt*10^3/((rb2-k)-miu(j).*ro1m(j).*10);
end
C2=C+ 1;
d2=(E-C2)/p;
C2E=E-C2;
M2=0:d2:C2E;
l2=max(size(M2));
for i=1:l2
ro1m(i)=A/10+C2/10+M2(i)/10;
seg2(i)=ro1m(i)*10-A;
ro2m(i)=k1k2/10-ro1m(i);
alfa1m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb1);
alfa2m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb2);
omega2=omega1/rt;
vsum1(i)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(i)^2)*omega1*...
cos(alfa1m(i)-alfaw)+sqrt((rb2/10)^2+ro2m(i)^2)*...
omega2*cos(alfaw-alfa2m(i));
va1(i)=abs(omega1*ro1m(i)-omega2*ro2m(i));
ro2(i)=(1/ro1m(i)+1/ro2m(i))^-1;
niu2(i)=b*1/((vsum1(i)).^(1/6)*(va1(i)).^(1/3)*...
(ro2(i)).^(1/2));
Ndp(i)=Mt*10^3/((rb2-k)+niu2(i).*ro1m(i).*10);
end
disp(blanks(1))
disp(' seg miu Nip')
disp(blanks(1))
for j=1:l1
y=[seg(j),miu(j),Nip(j)];
disp(y)
end
segi=0: 1:seg(l1);
niu=spline(seg,miu,segi);
Nipi=spline(seg,Nip,segi);
disp(blanks(1))
disp(' seg2 miu2 Ndp')
disp(blanks(1))
for i=1:l2
y2=[seg2(i),niu2(i),Ndp(i)];
disp(y2)
end
seg2i=C2: 1:seg2(l2);
miu2i=spline(seg2,niu2,seg2i);
Ndpi=spline(seg2,Ndp,seg2i);
grid
title('Variatia coeficientului de frecare')
xlabel('Lungimea razei de angrenare [mm]')
ylabel('Coeficientul de frecare ')
plot(segi,miui,seg2i,miu2i)
pause
plot(segi,Nipi,seg2i,Ndpi)

```

Programul VFNSA s-a rulat pentru același angrenaj pentru care s-a reprezentat în Figura 3.21 variația forței normale la profil. Rezultatele sunt prezentate în Figurile 3.30, 3.31 și 3.32.

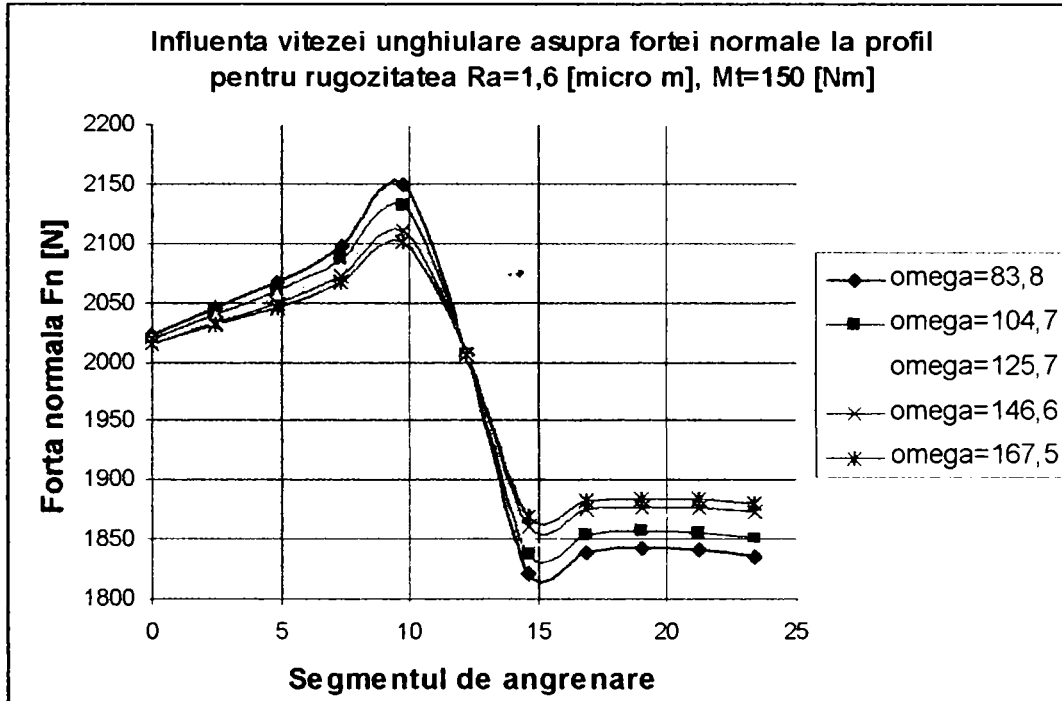


Figura 3.30

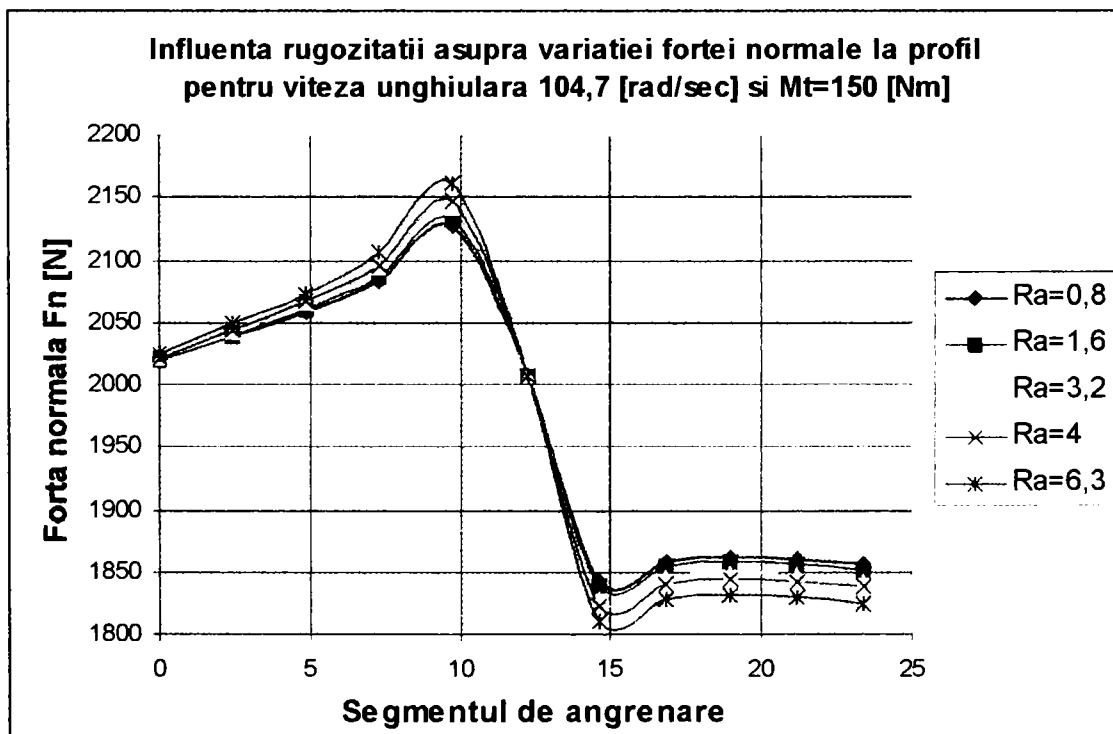


Figura 3.31

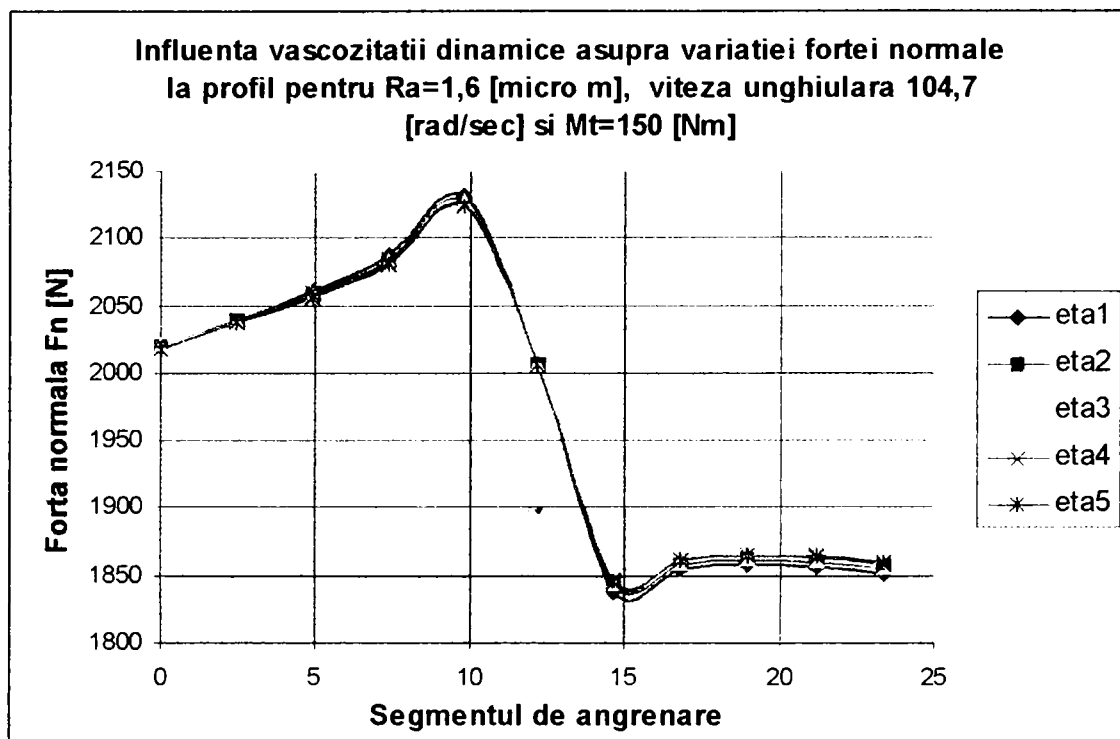


Figura 3.32

Prin aceste aplicații s-a dorit studierea influenței vitezei unghiulare, rugozității flancurilor și vâscozității dinamice asupra variației forței normale la profilul dintelui de-a lungul segmentului de angrenare.

Concluziile care se trag analizând rezultatele obținute sunt următoarele:

- Alura curbelor obținute este aceeași;
- Diferența de aproximativ 8% între valoarea forței normale la intrarea respectiv ieșirea din angrenare se menține și în acest caz;
- Influența cea mai mare asupra forței normale, de 2,5%, o are variația vitezei unghiulare, considerând același punct de pe segmentul de angrenare, apoi variația rugozității 2%, iar cea mai mică influență o are modificarea vâscozității uleiului folosit la lubrifiere, de 0,1%.

În continuare s-a făcut același studiu pentru angrenajul încercat pe stand având aceleași caracteristici ca și cele considerate în paragraful 3.2.4.4.

Și în acest caz s-a urmărit punerea în evidență a influenței vitezei unghiulare, rugozității flancurilor și vâscozității dinamice asupra variației forței normale la profilul dintelui. Rezultatele obținute prin rularea programului VFNSA și prelucrate utilizând programul EXCEL 97 sunt prezentate în Figurile 3.33, 3.34 și 3.35.

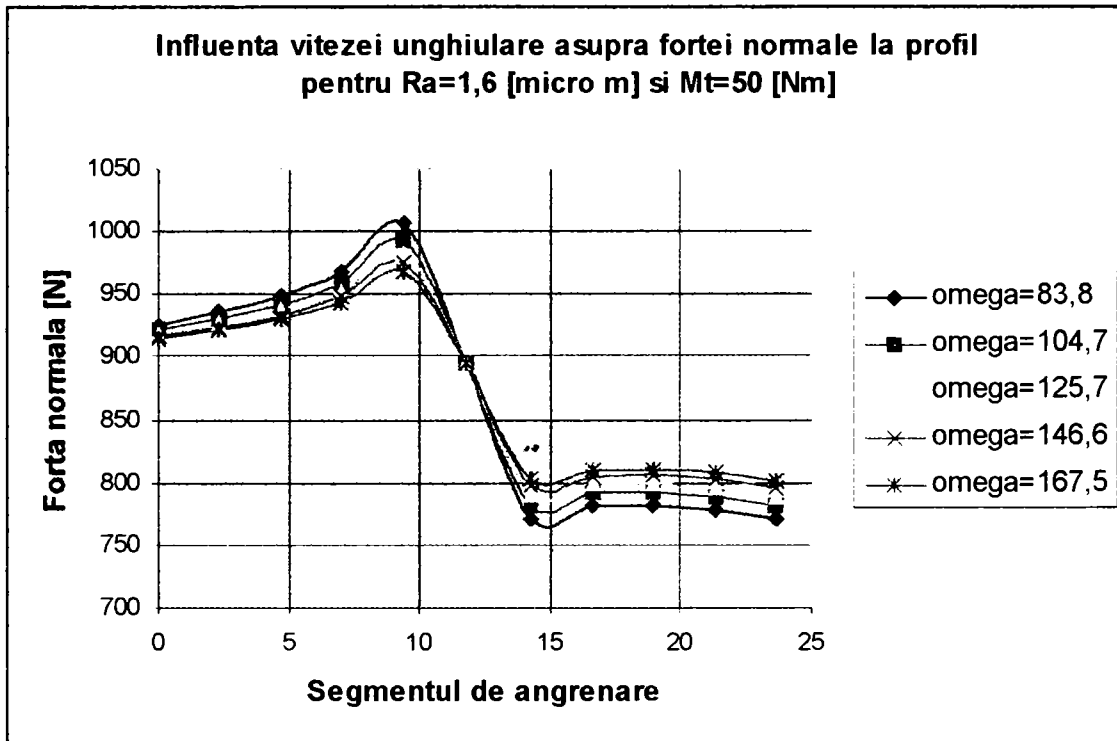


Figura 3.33

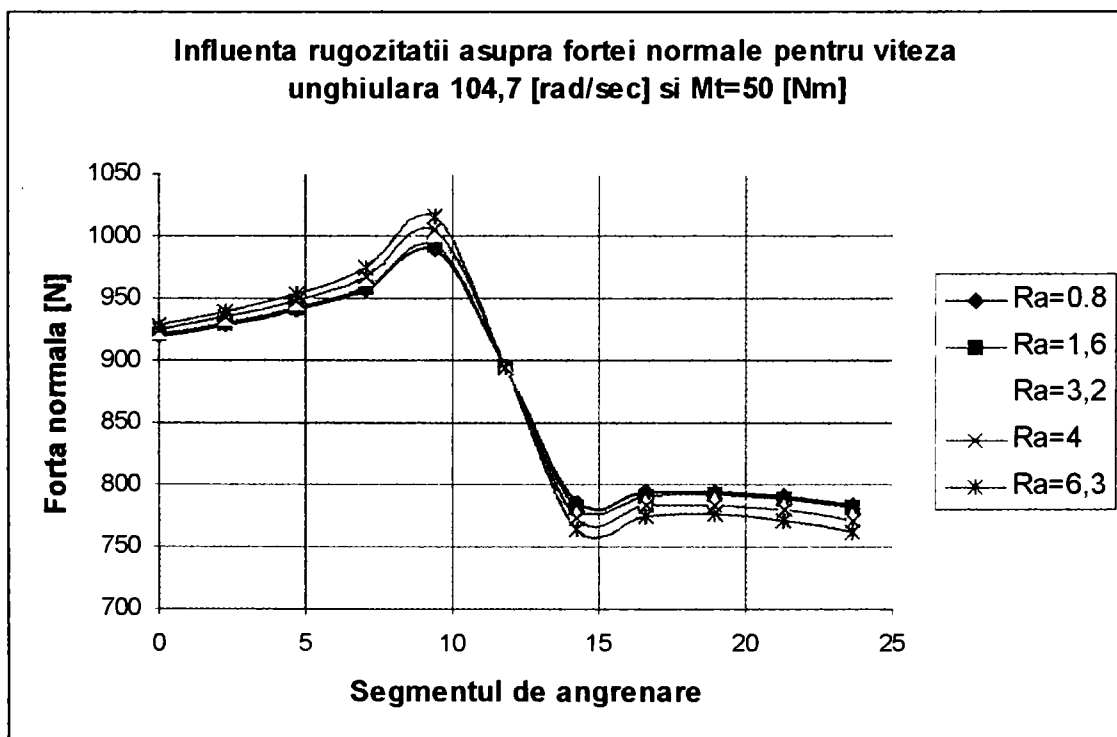


Figura 3.34

Influenta vascozitatii dinamice asupra fortei normale la profil
pentru $Ra=1,6$ [micro m], viteza unghiulara $104,7$ [rad/sec] si
 $Mt=50$ [Nm]

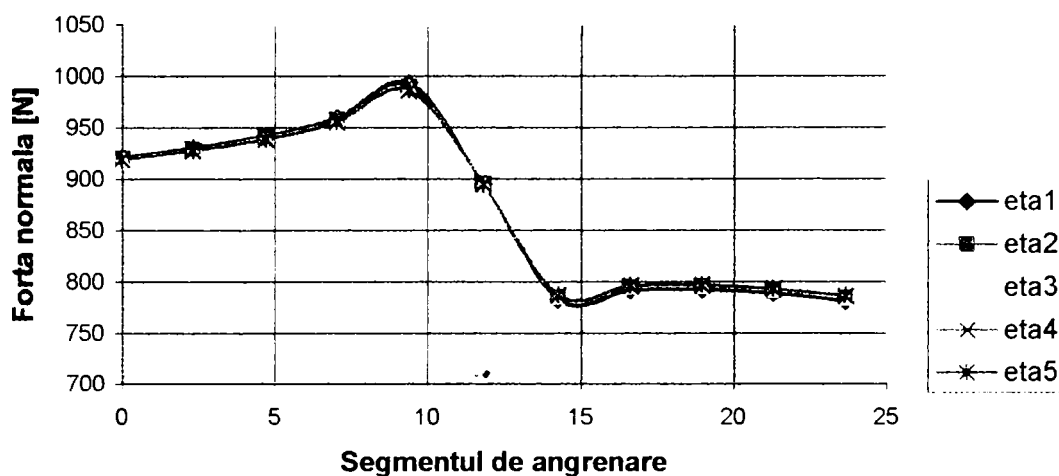


Figura 3.35

După cum se poate observa din grafice, comparativ cu cazul angrenajului având raportul de transmitere $i=2$, alura curbei de variație a forței normale se menține și pentru cazul când cele două roți ale angrenajului sunt identice (raportul de transmitere $i=1$).

Diferența, față de situația în care raportul de transmitere este diferit de unu, se manifestă prin faptul că valoarea forței normale în punctul de intrare în angrenare este cu 17-18 % mai mare decât în punctul de ieșire din angrenare indiferent dacă s-a luat în considerare influența vitezei unghiulare, rugozității sau vâscozității dinamice.

Influența cea mai mare asupra variației forței normale și în acest caz o are viteza unghiulară iar cea mai mică vâscozitatea dinamică.

3.2.6. Determinarea ariei nominale de contact

În cazul cuplelor de frecare care se realizează, la angrenaje ce nu transmit putere, între flancurile dinților contactul este liniar. Dacă angrenajul transmite putere contactul, teoretic liniar, datorită deformării elastice a materialelor din care sunt realizate roțile devine un contact de suprafață care are formă de fâșie, Figura 3.36 [B1].

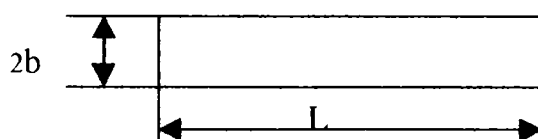


Figura 3.36

L_k reprezintă lăţimea roţii conduse şi este o mărime cunoscută pentru un angrenaj considerat. Lăţimea fâşiei de contact se va determina utilizând o relaţie de calcul conform [B1].

În cazul angrenajelor se pune problema determinării ariei nominale de contact a două suprafeţe convexe având raze de curbură diferite, fiecare suprafaţă materializată prin flancul câte unui dinte aparţinând celor două roţi dinţate.

Pentru calculul semilăţimii fâşiei de contact notată cu b se utilizează relaţia:

$$b = n \cdot \left[0,75 \cdot \pi \cdot \frac{F_n \cdot (K_1 + K_2)}{B + A} \right]^{1/3} \quad (3.70)$$

unde: K_1 şi K_2 reprezintă coeficientul de elasticitate a lui Kirchoff,

$$K_1 = \frac{1 - \nu_1}{E_1} \quad \text{iar} \quad K_2 = \frac{1 - \nu_2}{E_2} \quad (3.71)$$

$\nu_{1,2}$ - reprezintă coeficienţii lui Poisson pentru cele două materiale;

$E_{1,2}$ - reprezintă modulele de elasticitate longitudinale ale celor două materiale [MPa].

În cazul angrenajelor cilindrice din oţel $\nu_1 = \nu_2$ şi $E_1 = E_2$, ceea ce conduce la relaţia:

$$b = n \cdot \left[1,5 \cdot \pi \cdot \frac{F_n \cdot K_1}{B + A} \right]^{1/3} \quad (3.72)$$

Coeficientul n este un coeficient geometric al corpurilor în contact, valoarea lui determinându-se tabelar funcţie de $\cos\theta$.

$$\cos\theta = \frac{B + A}{B - A} \quad (3.73)$$

În cazul angrenajelor $\cos\theta = 1$, din condiţia de teoria elasticităţii aici fiind vorba de doi cilindri, $B+A=B-A$, egalitate posibilă dacă $A=0$, iar B se calculează cu relaţia:

$$B = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \quad (3.74)$$

Astfel $\cos\theta=1$, iar valoarea coeficientului n , conform celor determinate de R.G. Bayer, devine $n=0,1263$, [B9].

Pentru cazul în care punctul de contact dintre flancuri este în polul angrenării relația de calcul a semilățimii fâșiei de contact devine:

$$b_C = 0,1263 \cdot \left(1,5 \cdot \pi \cdot F_n \cdot K_1 \cdot \frac{z_1 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \cdot m \cdot \sin\alpha_w \right)^{1/3} \quad (3.75)$$

Aria nominală de contact se va calcula:

$$A_n = 2 \cdot L_k \cdot b \quad (3.76)$$

Punctul de contact dintre dinții celor două roți aflate în angrenare se deplasează de-a lungul segmentului de angrenare AE. În continuare se pune problema determinării ariei nominale de-a lungul segmentului de angrenare. Acest lucru presupune în primul rând faptul că razele de curbură ρ_1 și ρ_2 se modifică în funcție de poziția punctului de contact M.

Razele de curbură, ρ_{1M} și ρ_{2M} ale profilelor în punctele succesive de contact se determină cu relația:

$$\rho_{1,2M} = r_{b1,2} \cdot \tan\alpha_{1,2M} \quad (3.77)$$

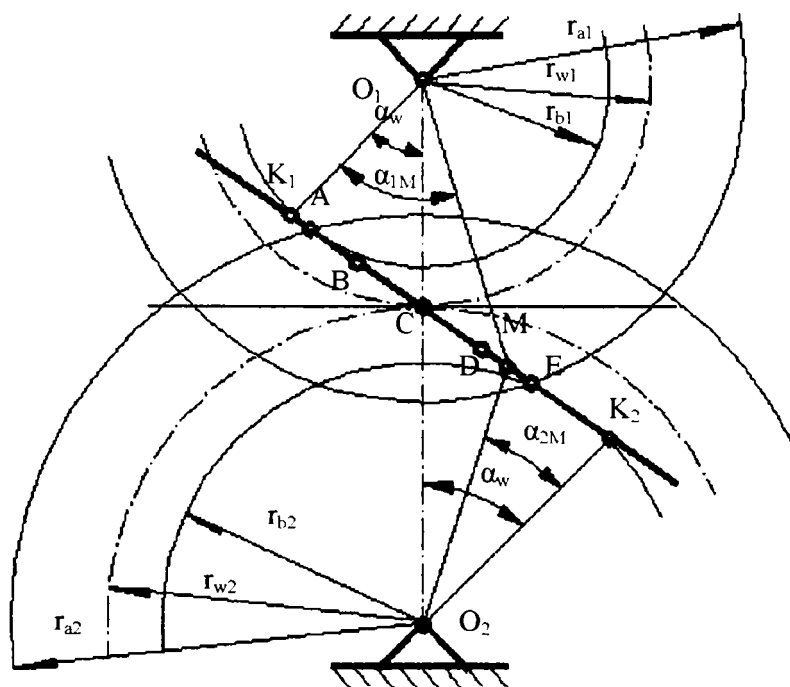


Figura 3.37

Considerând notațiile din Figura 3.37 pentru punctul curent de contact M relația (3.74) devine:

$$B = \frac{1}{2} \cdot \frac{(i+1) \cdot \tan \alpha_w}{r_{b1} \cdot \tan \alpha_{1M} \cdot [(i+1) \cdot \tan \alpha_w - \tan \alpha_{1M}]} \quad (3.78)$$

Pentru a putea calcula aria aparentă de contact de-a lungul segmentului de angrenare pentru un angrenaj dat trebuie cunoscută forța normală la profil F_n , materialele din care sunt realizate roțile dințate și trebuie calculată mărimea B.

Cunoscând valoarea momentului de încărcare M_t cu ajutorul programului VFNSA, prezentat anterior, se determină variația forței normale la profil. Cunoscând materialele roților dințate cu relația (3.71) se determină coeficienții de elasticitate ai lui Kirchoff K_1 și K_2 . Pentru determinarea mărimii B se determină în fiecare punct M, de pe segmentul de angrenare, valoarea unghiului α_{1M} cu relația:

$$\alpha_{1M} = \arctan\left(\frac{K_1 M}{r_{b1}}\right) \quad (3.79)$$

Pentru determinarea ariei nominale de contact de-a lungul segmentului de angrenare s-au întocmit în limbajul MATLAB trei programe originale de calcul denumite **DANC 1**, **DANC 2** și **DANC 3**.

Programele țin cont că pe segmentul de angrenare se disting trei porțiuni conform Figurii 3.37:

- Angrenare unipară pe porțiunea BD;
- Angrenarea bipară pe segmentele AB respectiv DE.

Pentru un angrenaj s-au luat în considerare trei situații:

- Angrenajul este considerat ideal, în sensul că rigiditatea dinților se consideră infinită iar geometria danturii perfectă;
- Angrenajul semiideal, cu geometria perfectă iar rigiditatea dinților finită;
- Angrenajul real la care pot apărea erori de geometrie și rigiditatea dinților este finită.

Pentru prima situație în care rigiditatea dinților este infinită aria nominală de contact se calculează cu programul **DANC 1** în care se face următoarea considerație:

- Pe porțiunea din segmentul de angrenare unde angrenarea este bipară forța normală pe profil reprezintă 50% din forța normală nominală care se transmite.

Programul DANC 1 este prezentat în Tabelul 3.4.

Tabelul 3.4

```
% DANC 1Program de calcul al ariei de contact -cazul ideal al rigiditatii
%infinite si geometriei perfecte
clear;clc;
Ra=input('Introduceti valoarea rugozitatii Ra = ');
eta0=input('Introduceti vascozitatea dinamica eta0 = ');
aw=input('Introduceti distanta dintre axe aw = ');
m=input('Introduceti modulul m = ');
z1=input('Introduceti numarul de dinti al rotii dintate
conducatoare z1 = ');
z2=input('Introduceti numarul de dinti al roatii conduse z2 = ');
alfa1w=input('Introduceti unghiul de angrenare alfaw = ');
Mt=input('Introduceti valoarea momentului de torsiune Mt = ');
alfaw=alfa1w*pi/180;
r1=m*z1/2; %raza de divizare
r2=m*z2/2;
ha0=1;
c0=.25;
niu=.3;
Lk=input('Introduceti latimea rotii Lk = ');
E1=2.06*10^5;
k1=(1-niu^2)/E1;
rf1=r1-m*(ha0+c0); %raza de picior
rf2=r2-m*(ha0+c0);
h=aw-(rf1+rf2)-.25*m;
ra1=aw-rf2-c0*m;
ra2=aw-rf1-c0*m;
rb1=r1*cos(alfaw);
rb2=r2*cos(alfaw);
k1k2=aw*sin(alfaw);
AE=sqrt(ra1^2-rb1^2)+sqrt(ra2^2-rb2^2)-k1k2;
k1a=k1k2-sqrt(ra2^2-rb2^2);
A=k1a;
E=AE;
pb=m*pi*cos(alfaw);
B=E-pb;
BD=2*pb-E;
DE=E-pb;
p=input('Introduceti numarul de puncte de calcul pe segmentul AC: p = ');
omega1=input('Introduceti viteza unghiulara a rotii conducatoare omega1 = ');
rt=z2/z1;
rw1=z1/(z1+z2)*aw;
c=.0066;
k=c*sqrt(rw1);
AC=sqrt(rw1^2-rb1^2)-A;
C=AC;
CE=E-C;
AD=B+BD;
CD=AD-AC;
b=1.5*(Ra+22)/35*1/(eta0^(1/8));
C1=C-.1;
d1=C1/p;
M1=0:d1:C1;
l1=max(size(M1));
for j=1:l1
    ro1m(j)=A/10+M1(j)/10;
    seg(j)=ro1m(j)*10-A;
    ro2m(j)=k1k2/10-ro1m(j);
    alfa1m(j)=atan(ro1m(j)*10/rb1);
    alfa2m(j)=atan(ro2m(j)*10/rb2);
    omega2=omega1/rt;
```

```

vsum(j)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(j)^2)*omega1*...
cos(alfa1m(j)-alfaw)+sqrt((rb2/10)^2+ro2m(j)^2)*...
omega2*cos(alfaw-alfa2m(j));
va(j)=abs(omega1*ro1m(j)-omega2*ro2m(j));
ro(j)=(1/ro1m(j)+1/ro2m(j))^(-1);
niu(j)=b*1/((vsum(j)).^(1/6)*(va(j)).^(1/3)*(ro(j)).^(1/2));
Nip(j)=Mt*10^3/((rb2-k)-miu(j).*ro1m(j).*10);
if M1(j)<=B
    Fn1(j)=Nip(j)/2;
    BplusA1(j)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1*...
        tan(alfa1m(j))*((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(j))));
    b1(j)=0.1263*(1.5*pi*Fn1(j)*k1/BplusA1(j))^(1/3);
    Aa1(j)=Lk*2*b1(j);
else
    Fn1(j)=Nip(j);
    BplusA1(j)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1.*...
        tan(alfa1m(j))*((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(j))));
    b1(j)=0.1263.*(1.5*pi.*Fn1(j)*k1./BplusA1(j))^(1/3);
    Aa1(j)=Lk*2*b1(j);
end
end
C2=C+.1;
d2=(E-C2)/p;% segmentul C2E
C2E=E-C2;
M2=0:d2:C2E;
l2=max(size(M2));
for i=1:l2
    ro1m(i)=(A+C2)/10+M2(i)/10;
    seg2(i)=ro1m(i)*10-A;
    ro2m(i)=k1k2/10-ro1m(i);
    alfa1m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb1);
    alfa2m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb2);
    omega2=omega1/rt;
    vsum1(i)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(i)^2)*omega1*...
        cos(alfa1m(i)-alfaw)+sqrt((rb2/10)^2+ro2m(i)^2)*...
        omega2*cos(alfaw-alfa2m(i));
    va1(i)=abs(omega1*ro1m(i)-omega2*ro2m(i));
    ro2(i)=(1/ro1m(i)+1/ro2m(i))^(-1);
    miu2(i)=b*1/((vsum1(i)).^(1/6)*(va1(i)).^(1/3)*...
        (ro2(i)).^(1/2));
    Ndp(i)=Mt*10^3/((rb2-k)+niu2(i).*ro1m(i).*10);
    if M2(i)<=CD
        Fn2(i)=Ndp(i);
        BplusA2(i)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1.*...
            tan(alfa1m(i))*((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(i))));
        b2(i)=0.1263.*(1.5*pi.*Fn2(i)*k1./BplusA2(i))^(1/3);
        Aa2(i)=Lk*2*b2(i);
    else
        Fn2(i)=Ndp(i)/2;
        BplusA2(i)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1.*...
            tan(alfa1m(i))*((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(i))));
        b2(i)=0.1263.*(1.5*pi.*Fn2(i)*k1./BplusA2(i))^(1/3);
        Aa2(i)=Lk*2*b2(i);
    end
end
end
disp(blanks(1))
disp(' seg miu Nip Fn1 Aa1')
disp(blanks(1))
for j=1:l1
    y=[seg(j),miu(j),Nip(j),Fn1(j),Aa1(j)];
    disp(y)
end

```

```

disp(blanks(1))
disp('  seg2   niu2   Ndp   Fn2   Aa2')
disp(blanks(1))
for i=1:I2
    y2=[seg2(i),miu2(i),Ndp(i),Fn2(i),Aa2(i)];
    disp(y2)
end
seg1i=0:1:seg(I1);
niu1i=spline(seg,niu,seg1i);
seg2i=seg(I1):1:seg2(I2);
niu2i=spline(seg2,niu2,seg2i);
plot(seg1i,niu1i,seg2i,niu2i);%,'k-');
grid
title('Variatia coeficientului de frecare')
xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
ylabel('Coeficientul de frecare ')
pause
Nipi=0:1:Nip(I1);
Nipi=spline(seg,Nip,seg1i);
Ndpi=0:1:Ndp(I2);
Ndpi=spline(seg2,Ndp,seg2i);
plot(seg1i,Nipi,seg2i,Ndpi); title('Variatia fortei normale teoretice');
xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
ylabel('Fora normala [N] ')
pause
Fn1i=0:1:Fn1(I1);
Fn1i=spline(seg,Fn1,seg1i);
Fn2i=0:1:Fn2(I2);
Fn2i=spline(seg2,Fn2,seg2i);
plot(seg1i,Fn1i,seg2i,Fn2i);title('Variatia fortei normale in cazul ideal ');
xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
ylabel('Fora normala [N] ')
pause
Aa1i=0:1:Aa1(I1);
Aa1i=spline(seg,Aa1,seg1i);
Aa2i=0:1:Aa2(I2);
Aa2i=spline(seg2,Aa2,seg2i);
plot(seg1i,Aa1i,seg2i,Aa2i); title('Variatia ariei ideale de contact');
xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
ylabel('Aria ideala [mm^2]')

```

Utilizând programul DANC 1 s-a pus în evidență influența momentului de încărcare asupra ariei nominale de contact, considerând vâscozitatea dinamică a uleiului $\eta_0=1,512 \cdot 10^{-5}$ [Ns/m²], viteza unghiulară de antrenare $\omega=104,7$ [rad/s], rugozitatea flancurilor $R_a=1,6$ [μm], pentru două tipuri de angrenaje având:

- Distanța dintre axe $a_w=120$ [mm];
- Modulul $m=5$ [mm];
- Numărul de dinți:
 - Pentru primul angrenaj $z_1=16, z_2=32$;
 - Pentru al doilea angrenaj $z_1=z_2=24$.

Rezultatele obținute pentru primul angrenaj sunt prezentate în Figura 3.38 iar cele obținute pentru cel de-al doilea angrenaj în Figura 3.39.

Comparând graficele prezentate în cele două figuri se observă următoarele:

- La intrarea în angrenare, chiar în punctul A, aria nominală de contact la angrenajul cu raportul de transmitere unu este cu 47% mai mare decât la cel cu raportul de transmitere doi, la același moment de încărcare;

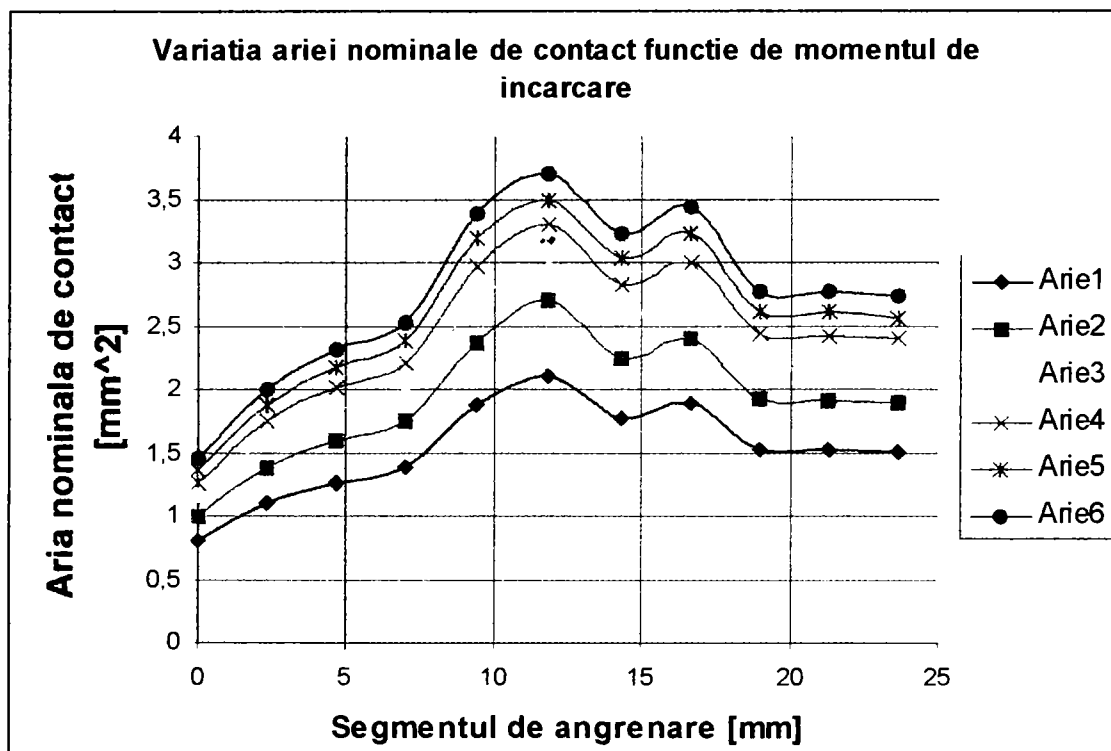


Figura 3.38

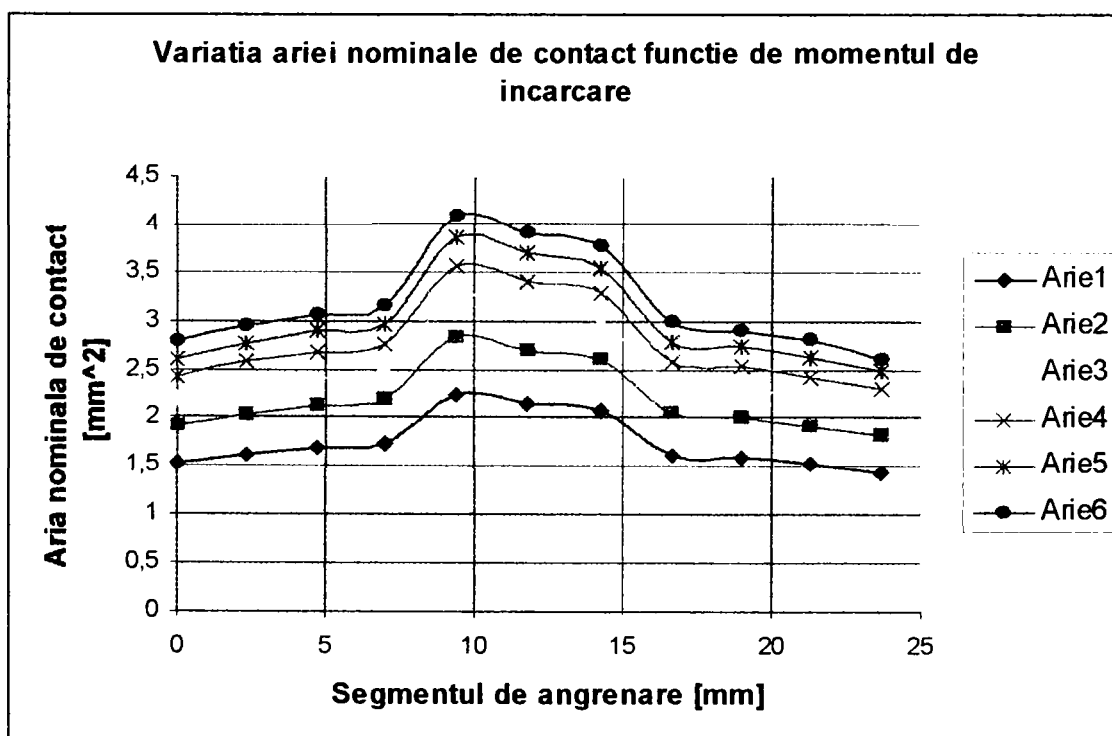


Figura 3.39

- În pol această diferență se reduce la 17-18%;
 - La ieșirea din angrenare, în punctul E, valoarea ariilor de contact se egalizează, diferențele sunt ne semnificative.
- Programul DANC 2 este prezentat în Tabelul 3.5.

Tabelul 3.5

```
% DANC 2 Determinarea ariei de contact în cazul rigidității variabile și geometriei perfecte
clear;clc;%clf;
Ra=input('Introduceți valoarea rugozității Ra = ');
eta0=input('Introduceți vâscozitatea dinamică eta0 = ');
aw=input('Introduceți distanța dintre axe aw = ');
m=input('Introduceți modulul m = ');
z1=input('Introduceți numărul de dinți al roții dinate conducătoare z1 = ');
z2=input('Introduceți numărul de dinți al roții conduse z2 = ');
alfa1w=input('Introduceți unghiul de angrenare alfaw = ');
Mt=input('Introduceți valoarea momentului de torsiune Mt = ');
alfaw=alfa1w*pi/180;
r1=m*z1/2; %raza de divizare
r2=m*z2/2;
ha0=1;
c0=.25;
miu=.3;
Lk=input('Introduceți lățimea roții Lk = ');
E1=2.06*10^5;
k1=(1-miu^2)/E1;
rf1=r1-m*(ha0+c0); %raza de picior
rf2=r2-m*(ha0+c0);
h=aw-(rf1+rf2)-.25*m;
ra1=aw-rf2-c0*m;
ra2=aw-rf1-c0*m;
rb1=r1*cos(alfaw);
rb2=r2*cos(alfaw);
k1k2=aw*sin(alfaw);
AE=sqrt(ra1^2-rb1^2)+sqrt(ra2^2-rb2^2)-k1k2;
k1a=k1k2-sqrt(ra2^2-rb2^2);
A=k1a;
E=AE;
pb=m*pi*cos(alfaw);
AB=E-pb;
BD=2*pb-E;
DE=E-pb;
p=input('Introduceți numărul de puncte de calcul pe cele patru segmente: p = ');
omega1=input('Introduceți viteza unghiulară a roții conducătoare omega1 = ');
rt=z2/z1;
rw1=z1/(z1+z2)*aw;
c=.0066;
k=c*sqrt(rw1);
AC=sqrt(rw1^2-rb1^2)-A;
C=AC;
CD=AB+BD-AC;
b=1.5*(Ra+22)/35*1/(eta0^(1/8));
AB1=AB-.1;
d1=AB1/p;
M1=0:d1:AB1;
l1=max(size(M1));
for j=1:l1
    ro1m(j)=A/10+M1(j)/10;
    seg1(j)=ro1m(j)*10-A;
    ro2m(j)=k1k2/10-ro1m(j);
```

```

alfa1m(j)=atan(ro1m(j)*10/rb1);
alfa2m(j)=atan(ro2m(j)*10/rb2);
omega2=omega1/rt;
vsum1(j)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(j)^2)*omega1*cos(alfa1m(j)-alfaw)+...
sqrt((rb2/10)^2+ro2m(j)^2)*omega2*cos(alfaw-alfa2m(j));
va1(j)=abs(omega1*ro1m(j)-omega2*ro2m(j));
ro1(j)=(1/ro1m(j)+1/ro2m(j))^-1);
niu1(j)=b*1/((vsum1(j)).^(1/6)*(va1(j)).^(1/3)*(ro1(j)).^(1/2));
Nip1(j)=Mt*10^3/((rb2-k)-niu1(j).*ro1m(j).*10);
ya=.38;
yb=.61;
xb=AB;
y5=yb-ya;
x1(j)=ro1m(j)*10-A ;
panta=y5/xb;
y1(j)=x1(j)*panta;
f1(j)=y1(j)+.38;
Fn1(j)=Nip1(j).*f1(j);
BplusA1(j)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1*tan(alfa1m(j)))*...
((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(j))));
b1(j)=0.1263*(1.5*pi*Fn1(j)*k1/BplusA1(j))^(1/3);
Aa1(j)=Lk*2*b1(j);
end
C1=C-.1-AB;
d2=C1/p;
M2=0:d2:C1; %pe segmentul BC
l2=max(size(M2));
for j=1:l2
    ro1m(j)=A/10+AB/10+M2(j)/10;
    seg2(j)=ro1m(j)*10-A;
    ro2m(j)=k1k2/10-ro1m(j);
    alfa1m(j)=atan(ro1m(j)*10/rb1);
    alfa2m(j)=atan(ro2m(j)*10/rb2);
    omega2=omega1/rt;
    vsum2(j)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(j)^2)*omega1*cos(alfa1m(j)-alfaw)+...
    sqrt((rb2/10)^2+ro2m(j)^2)*omega2*cos(alfaw-alfa2m(j));
    va2(j)=abs(omega1*ro1m(j)-omega2*ro2m(j));
    ro2(j)=(1/ro1m(j)+1/ro2m(j))^-1);
    niu2(j)=b*1/((vsum2(j)).^(1/6)*(va2(j)).^(1/3)*(ro2(j)).^(1/2));
    Nip2(j)=Mt*10^3/((rb2-k)-niu2(j).*ro1m(j).*10);
    Fn2(j)=Nip2(j);
    BplusA2(j)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1*tan(alfa1m(j)))*...
    ((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(j))));
    b2(j)=0.1263*(1.5*pi.*Fn2(j)*k1./BplusA2(j))^(1/3);
    Aa2(j)=Lk*2*b2(j);
end;
AD=AE-DE;
C2=C+.1; %segmentul AC2
d3=(AD-C2)/p;% ramane segmentul CD-.1
M3=0:d3:CD;% incepe de la C(valoarea 0) si merge pana la D pe lung segm CD
l3=max(size(M3));
for i=1:l3
    ro1m(i)=(A+C2)/10+M3(i)/10;
    seg3(i)=ro1m(i)*10-A;
    ro2m(i)=k1k2/10-ro1m(i);
    alfa1m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb1);
    alfa2m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb2);
    omega2=omega1/rt;
    vsum3(i)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(i)^2)*omega1*cos(alfa1m(i)-alfaw)+...
    sqrt((rb2/10)^2+ro2m(i)^2)*omega2*cos(alfaw-alfa2m(i));
    va3(i)=abs(omega1*ro1m(i)-omega2*ro2m(i));
    ro3(i)=(1/ro1m(i)+1/ro2m(i))^-1);

```

```

niu3(i)=b*1/((vsum3(i)).^(1/6)*(va3(i)).^(1/3)*(ro3(i)).^(1/2));
Ndp3(i)=Mt*10^3/((rb2-k)+niu3(i).*ro1m(i).*10);
Fn3(i)=Ndp3(i);
BplusA3(i)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1*tan(alfa1m(i))*...
((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(i))));
b3(i)=0.1263.*(1.5*pi.*Fn3(i)*k1./BplusA3(i))^(1/3);
Aa3(i)=Lk*2*b3(i);
end
DE1=DE-.1;
d4=DE1/p;
M4=0:d4:DE1;
l4=max(size(M4));
for i=1:l4
    ro1m(i)=(A+AD+.1)/10+M4(i)/10;
    seg4(i)=ro1m(i)*10-A;
    ro2m(i)=k1k2/10-ro1m(i);
    alfa1m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb1);
    alfa2m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb2);
    omega2=omega1/rt;
    vsum4(i)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(i)^2)*omega1*cos(alfa1m(i)-alfaw)+...
sqrt((rb2/10)^2+ro2m(i)^2)*omega2*cos(alfaw-alfa2m(i));
    va4(i)=abs(omega1*ro1m(i)-omega2*ro2m(i));
    ro4(i)=(1/ro1m(i)+1/ro2m(i))^(-1);
    niu4(i)=b*1/((vsum4(i)).^(1/6)*(va4(i)).^(1/3)*(ro4(i)).^(1/2));
    Ndp4(i)=Mt*10^3/((rb2-k)+niu4(i).*ro1m(i).*10);
    ye=.38;
    yd=.61;
    xe=DE;
    y5=ye-yd;
    x4(i)=M4(i);
    panta=y5/x4(i);
    y4(i)=x4(i)*panta;
    f4(i)=y4(i)+.61;
    Fn4(i)=Ndp4(i).*f4(i);
    BplusA4(i)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1*tan(alfa1m(i))*...
((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(i))));
    b4(i)=0.1263.*(1.5*pi.*Fn4(i)*k1./BplusA4(i))^(1/3);
    Aa4(i)=Lk*2*b4(i);
end
disp(blanks(1))
disp('  seg1   niu1   Nip1   Fn1   Aa1')
disp(blanks(1))
for j=1:l1
    y1=[seg1(j),niu1(j),Nip1(j),Fn1(j),Aa1(j)];
    disp(y1)
end
disp(blanks(1))
disp('  seg2   niu2   Nip2   Fn2   Aa2')
disp(blanks(1))
for j=1:l2
    y2=[seg2(j),niu2(j),Nip2(j),Fn2(j),Aa2(j)];
    disp(y2)
end
disp(blanks(1))
disp('  seg3   niu3   Ndp3   Fn3   Aa3')
disp(blanks(1))
for i=1:l3
    y3=[seg3(i),niu3(i),Ndp3(i),Fn3(i),Aa3(i)];
    disp(y3)
end
disp(blanks(1))
disp('  seg4   niu4   Ndp4   Fn4   Aa4')

```

```

disp(blanks(1))
for i=1:l4
    y4=[seg4(i),niu4(i),Ndp4(i),Fn4(i),Aa4(i)];
    disp(y4)
end
seg1i=0:1:seg1(l1);
niu1i=spline(seg1,niu1,seg1i);
seg2i=seg1(l1):1:seg2(l2);
niu2i=spline(seg2,niu2,seg2i);
seg3i=seg2(l2):1:seg3(l3);
niu3i=spline(seg3,niu3,seg3i);
seg4i=seg3(l3):1:seg4(l4);
niu4i=spline(seg4,niu4,seg4i);
seg=[seg1 seg2 seg3 seg4];
segi=[seg1i seg2i seg3i seg4i];
niu=[niu1 niu2 niu3 niu4];
niui=[niu1i niu2i niu3i niu4i];
plot(seg,niu);grid;
title('Variatia coeficientului de frecare')
xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
ylabel('Coeficientul de frecare')
pause
hold off;
Nip1i=spline(seg1,Nip1,seg1i);
Nip2i=spline(seg2,Nip2,seg2i);
Ndp3i=spline(seg3,Ndp3,seg3i);
Ndp4i=spline(seg4,Ndp4,seg4i);
plot(seg1i,Nip1i,seg2i,Nip2i,seg3i,Ndp3i,seg4i,Ndp4i); title('Forta normala');
title('Variatia fortei normale teoretice');
xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
ylabel('Forta normala [N]')
pause
subplot(211);plot(x1,f1);title('Corectia 1');
pause
subplot(212);plot(x4,f4);title('Corectia 2');
pause;clf;
Fn1i=spline(seg1,Fn1,seg1i);
Fn2i=spline(seg2,Fn2,seg2i);
Fn3i=spline(seg3,Fn3,seg3i);
Fn4i=spline(seg4,Fn4,seg4i);
Fn=[Fn1 Fn2 Fn3 Fn4];
Fni=[Fn1i Fn2i Fn3i Fn4i];
plot(segi,Fni);grid;
title('Variatia fortei normale corectate');
xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
ylabel('Forta normala [N]')
pause
Aa1i=spline(seg1,Aa1,seg1i);
Aa2i=spline(seg2,Aa2,seg2i);
Aa3i=spline(seg3,Aa3,seg3i);
Aa4i=spline(seg4,Aa4,seg4i);
Aai=[Aa1i Aa2i Aa3i Aa4i];
Aa=[Aa1 Aa2 Aa3 Aa4];
plot(segi,Aai);
title('Aria-rigiditate finita, geometrie variabila');
xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
ylabel('Aria [mm^2]')
pause

```

Programul DANC 2 a fost întocmit pentru al doilea caz, în care rigiditatea dinților se consideră finită.

Astfel ținând cont de cele stabilite în [B2] pe porțiunile de angrenare bipară valoarea forței normale la profil nu s-a mai considerat ca fiind 50% din valoarea nominală. În punctele A respectiv E valoarea forței normale s-a considerat 38% din valoarea nominală ajungând în punctele B respectiv D la 62% din valoarea nominală. Creșterea respectiv descreșterea valorilor forței normale pe segmentele AB respectiv DE este liniară. Programul calculează în fiecare punct de pe aceste segmente valoarea reală a forței normale aplicând apoi fiecărei valori calculate corecția mai sus amintită. Cu ajutorul acestui program este posibilă determinarea ariei nominale de contact pentru un angrenaj cilindric dat putându-se pune în evidență influența asupra acesteia a următorilor parametri:

- Rugozitatea flancurilor;
- Vâscozitatea dinamică a uleiului folosit la ungere;
- Viteza unghiulară de antrenare;
- Lățimea roților dințate;
- Momentul de încărcare.

Atât în acest caz cât și în cel anterior s-a studiat numai influența momentului de încărcare asupra ariei nominale de contact deoarece influența celorlalți parametri se manifestă asupra forței normale iar aceasta s-a studiat când s-a analizat programul VFNSA. Pentru momentul de încărcare s-au considerat valorile: $M_t = (25; 50; 75; 100; 125; 150)$ [Nm] pentru care corespund, în grafice, curbele notate cu Arie1, Arie2, Arie3, Arie4, Arie5 și Arie6.

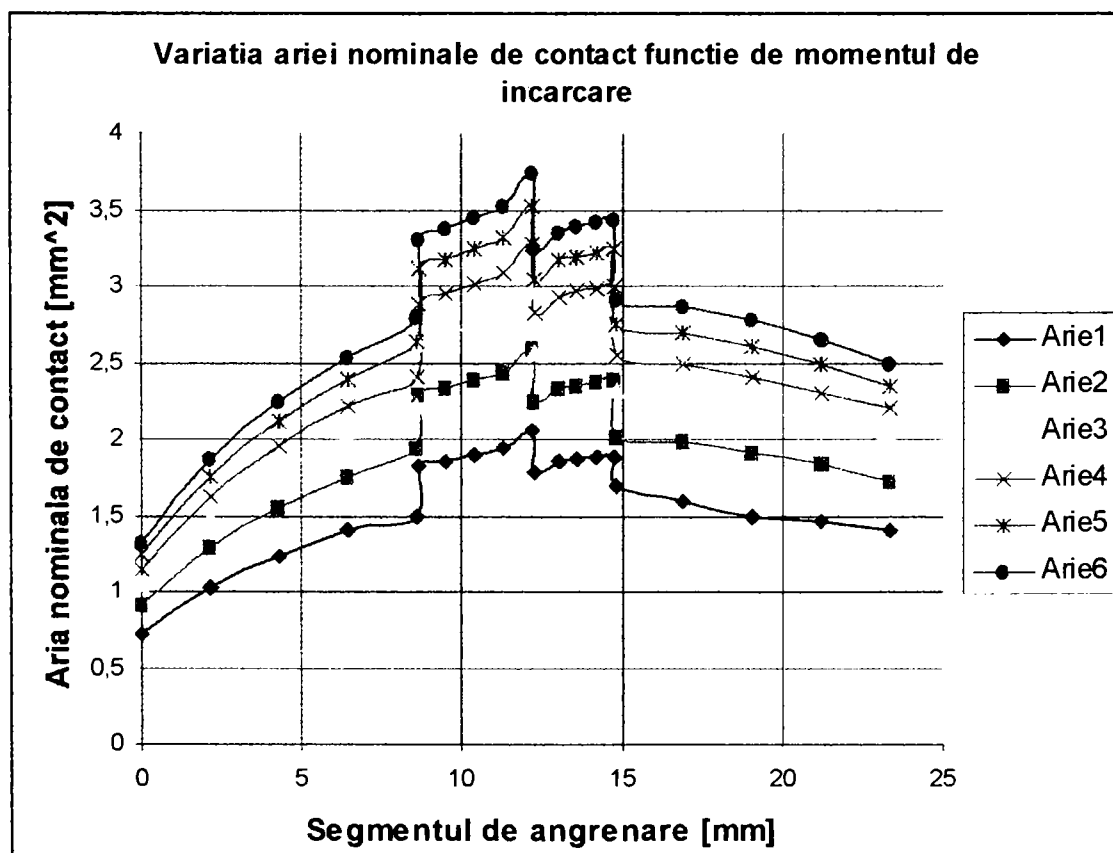


Figura 3.40

Programul DANC 2 a fost rulat pentru aceleași două angrenaje ca și programul DANC 1 considerând aceleași valori pentru momentul de încărcare. Rezultatele sunt prezentate în Figurile 3.40 și 3.41.

Analizând cele două grafice obținute se observă că în punctul de intrarea în angrenare aria de contact pentru angrenajul cu raportul de transmitere unu este cu 23% mai mare decât cel cu raportul de transmitere doi iar în pol diferența se menține de aproximativ 18-19%.

În punctul de ieșire din angrenare raportul de valori se schimbă astfel încât aria nominală de contact pentru angrenajul cu raportul de transmitere unu este de 1,5-2 ori mai mică decât pentru celălalt angrenaj.

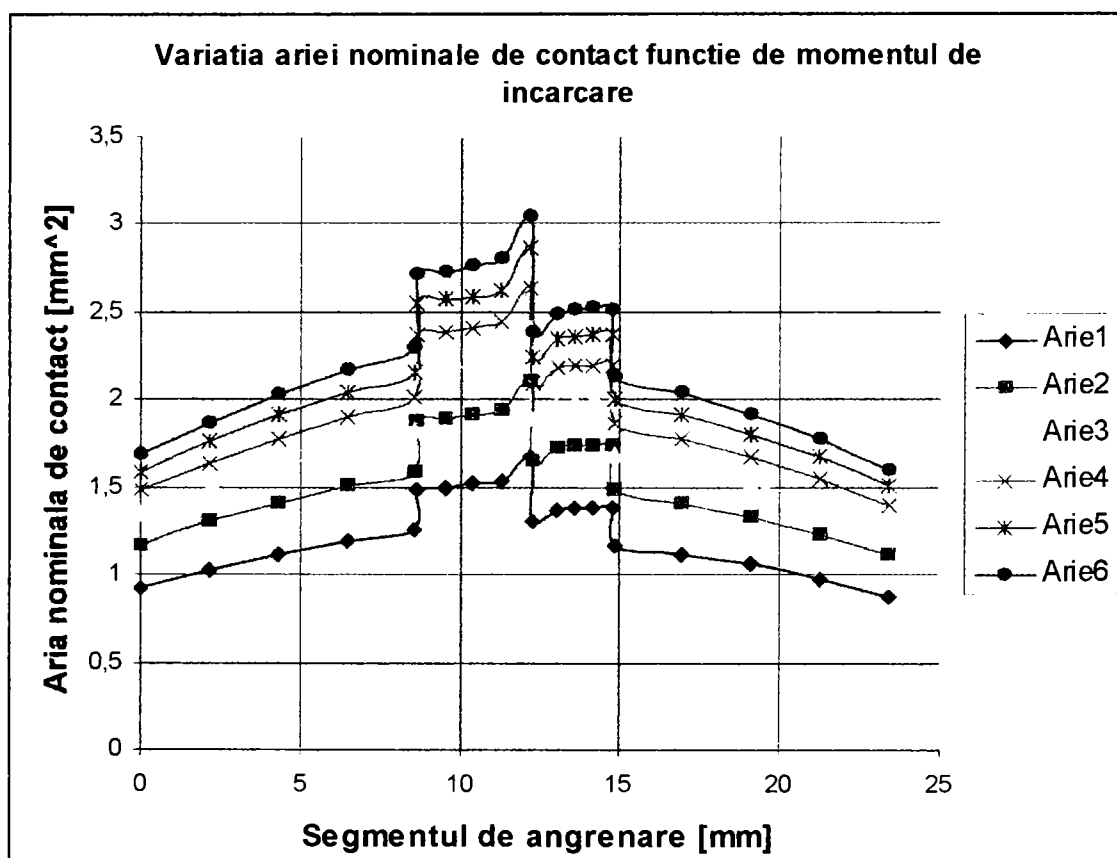


Figura 3.41

Programul DANC 3 este o variantă a celorlalte două și permite introducerea unor erori ale geometriei roților. Aceste erori se pot introduce pentru cele două raze de bază ale roților respectiv pentru pasul de bază. Programul este prezentat în Tabelul 3.6.

Tabelul 3.6

```

% DANC 3 Determinarea ariei de contact in cazul rigiditatii si geometriei variabile
clear;clc;
Ra=input('Introduceti valoarea rugozitatii Ra = ');
eta0=input('Introduceti vascozitatea dinamica eta0 = ');
aw=input('Introduceti distanta dintre axe aw = ');
m=input('Introduceti modulul m = ');
z1=input('Introduceti numarul de dinti al rotii dintate conducatoare z1 = ');
z2=input('Introduceti numarul de dinti al rotii conduse z2 = ');
alfa1w=input('Introduceti unghiul de angrenare alfaw = ');
Mt=input('Introduceti valoarea momentului de torsiune Mt = ');
alfaw=alfa1w*pi/180;
r1=m*z1/2; %raza de divizare
r2=m*z2/2;
ha0=1;
c0=.25;
miu=.3;
Lk=input('Introduceti latimea rotii Lk = ');
E1=2.06*10^5;
k1=(1-miu^2)/E1;
rf1=r1-m*(ha0+c0); %raza de picior
rf2=r2-m*(ha0+c0);
h=aw-(rf1+rf2)-.25*m;
ra1=aw-rf2-c0*m;
ra2=aw-rf1-c0*m;
delta1=input('abaterea lui rb1 delta1= ');
delta2=input('abaterea lui rb2 delta2= ');
delta3=input('abaterea lui pasului de baza delta3= ');
Rb1=r1*cos(alfaw);
Rb2=r2*cos(alfaw);
rb1=Rb1+delta1;
rb2=Rb2+delta2;
k1k2=aw*sin(alfaw);
AE=sqrt(ra1^2-rb1^2)+sqrt(ra2^2-rb2^2)-k1k2;
k1a=k1k2-sqrt(ra2^2-rb2^2);
A=k1a;
E=AE;
Pb=m*pi*cos(alfaw);
pb=Pb+delta3;
AB=E-pb;
BD=2*pb-E;
DE=E-pb;
p=input('Introduceti numarul de puncte de calcul pe cele patru segmente: p = ');
omega1=input('Introduceti viteza unghiulara a rotii conducatoare omega1 = ');
rt=z2/z1;
rw1=z1/(z1+z2)*aw;
c=.0066;
k=c*sqrt(rw1);
AC=sqrt(rw1^2-rb1^2)-A;
C=AC;
CD=AB+BD-AC;
b=1.5*(Ra+22)/35*1/(eta0^(1/8));
d1=AB/p;
M1=0:d1:AB;
l1=max(size(M1));
for j=1:l1
    ro1m(j)=A/10+M1(j)/10;
    seg1(j)=ro1m(j)*10-A;
    ro2m(j)=k1k2/10-ro1m(j);
    alfa1m(j)=atan(ro1m(j)*10/rb1);

```



```

alfa2m(j)=atan(ro2m(j)*10/rb2);
omega2=omega1/rt;
vsum1(j)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(j)^2)*omega1*cos(alfa1m(j)-alfaw)+...
sqrt((rb2/10)^2+ro2m(j)^2)*omega2*cos(alfaw-alfa2m(j));
va1(j)=abs(omega1*ro1m(j)-omega2*ro2m(j));
ro1(j)=(1/ro1m(j)+1/ro2m(j))^(-1);
niu1(j)=b*1/((vsum1(j)).^(1/6)*(va1(j)).^(1/3)*(ro1(j)).^(1/2));
Nip1(j)=Mt*10^3/((rb2-k)-niu1(j).*ro1m(j).*10);
ya=.38;
yb=.61;
xb=AB;
y5=yb-ya;
x1(j)=ro1m(j)*10-A;
panta=y5/xb;
y1(j)=x1(j)*panta;
f1(j)=y1(j)+.38;
Fn1(j)=Nip1(j).*f1(j);
BplusA1(j)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1*tan(alfa1m(j))*...
((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(j))));
b1(j)=0.1263*(1.5*pi*Fn1(j)*k1/BplusA1(j))^(1/3);
Aa1(j)=Lk*2*b1(j);
end
disp(blanks(1))
disp(' seg1 niu1 Nip1 Fn1 Aa1')
disp(blanks(1))
for j=1:l1
    y1=[seg1(j),niu1(j),Nip1(j),Fn1(j),Aa1(j)];
    disp(y1)
end
C1=C-.1-AB;
d2=C1/p;
M2=0:d2:C1; %pe segmentul BC
l2=max(size(M2));
for j=1:l2
    ro1m(j)=A/10+AB/10+M2(j)/10;
    seg2(j)=ro1m(j)*10-A;
    ro2m(j)=k1k2/10-ro1m(j);
    alfa1m(j)=atan(ro1m(j)*10/rb1);
    alfa2m(j)=atan(ro2m(j)*10/rb2);
    omega2=omega1/rt;
    vsum2(j)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(j)^2)*omega1*cos(alfa1m(j)-alfaw)+...
    sqrt((rb2/10)^2+ro2m(j)^2)*omega2*cos(alfaw-alfa2m(j));
    va2(j)=abs(omega1*ro1m(j)-omega2*ro2m(j));
    ro2(j)=(1/ro1m(j)+1/ro2m(j))^(-1);
    niu2(j)=b*1/((vsum2(j)).^(1/6)*(va2(j)).^(1/3)*(ro2(j)).^(1/2));
    Nip2(j)=Mt*10^3/((rb2-k)-niu2(j).*ro1m(j).*10);
    Fn2(j)=Nip2(j);
    BplusA2(j)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1*tan(alfa1m(j))*...
    ((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(j))));
    b2(j)=0.1263*(1.5*pi.*Fn2(j)*k1./BplusA2(j))^(1/3);
    Aa2(j)=Lk*2*b2(j);
end
disp(blanks(1))
disp(' seg2 niu2 Nip2 Fn2 Aa2')
disp(blanks(1))
for j=1:l2
    y2=[seg2(j),niu2(j),Nip2(j),Fn2(j),Aa2(j)];
    disp(y2)
end
AD=AE-DE;
C2=C+.1; %segmentul AC2
d3=(AD-C2)/p;% ramane segmentul CD

```

```

M3=0:d3:CD;% incep de la C(valoarea 0) si merg pana la D pe lung segm CD
l3=max(size(M3));
for i=1:l3
    ro1m(i)=(A+C2)/10+M3(i)/10;
    seg3(i)=ro1m(i)*10-A;
    ro2m(i)=k1k2/10-ro1m(i);
    alfa1m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb1);
    alfa2m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb2);
    omega2=omega1/rt;
    vsum3(i)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(i)^2)*omega1*cos(alfa1m(i)-alfaw)+...
    sqrt((rb2/10)^2+ro2m(i)^2)*omega2*cos(alfaw-alfa2m(i));
    va3(i)=abs(omega1*ro1m(i)-omega2*ro2m(i));
    ro3(i)=(1/ro1m(i)+1/ro2m(i))^(-1);
    niu3(i)=b*1/((vsum3(i)).^(1/6)*(va3(i)).^(1/3)*(ro3(i)).^(1/2));
    Ndp3(i)=Mt*10^3/((rb2-k)+niu3(i).*ro1m(i).*10);
    Fn3(i)=Ndp3(i);
    BplusA3(i)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1*tan(alfa1m(i)))*...
    ((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(i))));
    b3(i)=0.1263.*(1.5*pi.*Fn3(i)*k1./BplusA3(i))^(1/3);
    Aa3(i)=Lk*2*b3(i);
end
disp(blanks(1))
disp('  seg3   niu3   Ndp3   Fn3   Aa3')
disp(blanks(1))
for i=1:l3
    y3=[seg3(i),niu3(i),Ndp3(i),Fn3(i),Aa3(i)];
    disp(y3)
end
d4=DE/p;
M4=0:d4:DE;
l4=max(size(M4));
for i=1:l4
    ro1m(i)=(A+AD)/10+M4(i)/10;
    seg4(i)=ro1m(i)*10-A;
    ro2m(i)=k1k2/10-ro1m(i);
    alfa1m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb1);
    alfa2m(i)=atan(ro1m(i)*10/rb2);
    omega2=omega1/rt;
    vsum4(i)=sqrt((rb1/10)^2+ro1m(i)^2)*omega1*cos(alfa1m(i)-alfaw)+...
    sqrt((rb2/10)^2+ro2m(i)^2)*omega2*cos(alfaw-alfa2m(i));
    va4(i)=abs(omega1*ro1m(i)-omega2*ro2m(i));
    ro4(i)=(1/ro1m(i)+1/ro2m(i))^(-1);
    niu4(i)=b*1/((vsum4(i)).^(1/6)*(va4(i)).^(1/3)*(ro4(i)).^(1/2));
    Ndp4(i)=Mt*10^3/((rb2-k)+niu4(i).*ro1m(i).*10);
    ye=38;
    yd=61;
    xe=DE;
    y5=ye-yd;
    x4(i)=M4(i);
    panta=y5/x5;
    y4(i)=x4(i)*panta;
    f4(i)=y4(i)+.61;
    Fn4(i)=Ndp4(i).*f4(i);
    BplusA4(i)=1/2*((rt+1)*tan(alfaw)/(rb1*tan(alfa1m(i)))*...
    ((rt+1)*tan(alfaw)-tan(alfa1m(i))));
    b4(i)=0.1263.*(1.5*pi.*Fn4(i)*k1./BplusA4(i))^(1/3);
    Aa4(i)=Lk*2*b4(i);
end
disp(blanks(1))
disp('  seg4   niu4   Ndp4   Fn4   Aa4')
disp(blanks(1))
for i=1:l4

```

```

        y4=[seg4(i),niu4(i),Ndp4(i),Fn4(i),Aa4(i)];
        disp(y4)
    end
    seg1i=0: 1:seg1(l1);
    niu1i=spline(seg1,niu1,seg1i);
    seg2i=seg1(l1): 1:seg2(l2);
    niu2i=spline(seg2,niu2,seg2i);
    seg3i=seg2(l2): 1:seg3(l3);
    niu3i=spline(seg3,niu3,seg3i);
    seg4i=seg3(l3): 1:seg4(l4);
    niu4i=spline(seg4,niu4,seg4i);
    grid
    title('Variatia coeficientului de frecare')
    xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
    ylabel('Coeficientul de frecare')
    plot(seg1i,niu1i,seg2i,niu2i,seg3i,niu3i,seg4i,niu4i);
    pause
    hold off;
    Nip1i=spline(seg1,Nip1,seg1i);
    Nip2i=spline(seg2,Nip2,seg2i);
    Ndp3i=spline(seg3,Ndp3,seg3i);
    Ndp4i=spline(seg4,Ndp4,seg4i);
    plot(seg1i,Nip1i,seg2i,Nip2i,seg3i,Ndp3i,seg4i,Ndp4i); title('Forta normala');
    title('Variatia fortei normale teoretice');
    xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
    ylabel('Forta normala [N]')
    pause
    subplot(211);plot(x1,f1);title('Corectia 1');
    pause
    subplot(212);plot(x4,f4);title('Corectia 2');
    pause;clf;
    Fn1i=spline(seg1,Fn1,seg1i);
    Fn2i=spline(seg2,Fn2,seg2i);
    Fn3i=spline(seg3,Fn3,seg3i);
    Fn4i=spline(seg4,Fn4,seg4i);
    Fni=[Fn1i Fn2i Fn3i Fn4i];
    plot(seg1i,Fni,'black');grid
    title('Variatia fortei normale corectate');
    xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
    ylabel('Forta normala [N]')
    pause
    Aa1i=spline(seg1,Aa1,seg1i);
    Aa2i=spline(seg2,Aa2,seg2i);
    Aa3i=spline(seg3,Aa3,seg3i);
    Aa4i=spline(seg4,Aa4,seg4i);
    Aai=[Aa1i Aa2i Aa3i Aa4i];
    plot(seg1i,Aai);grid
    title('Aria-rigiditate finita, geometrie variabila');
    xlabel('Lungimea segmentului de angrenare [mm]')
    ylabel('Aria [mm^2]')

```

Acest program s-a rulat pentru aceleași două angrenaje dar pentru a nu încărca foarte mult graficele rezultate în urma prelucrării rezultatelor s-au considerat pentru momentul de încărcare numai valorile de 50, 100 și 150 [Nm].

În Figurile 3.42 și 3.43 s-a făcut o comparație între valorile obținute cu programul DANC 2, considerând angrenajul cu geometrie perfectă și cu rigiditate finită a dinților, și cele obținute cu DANC 3.

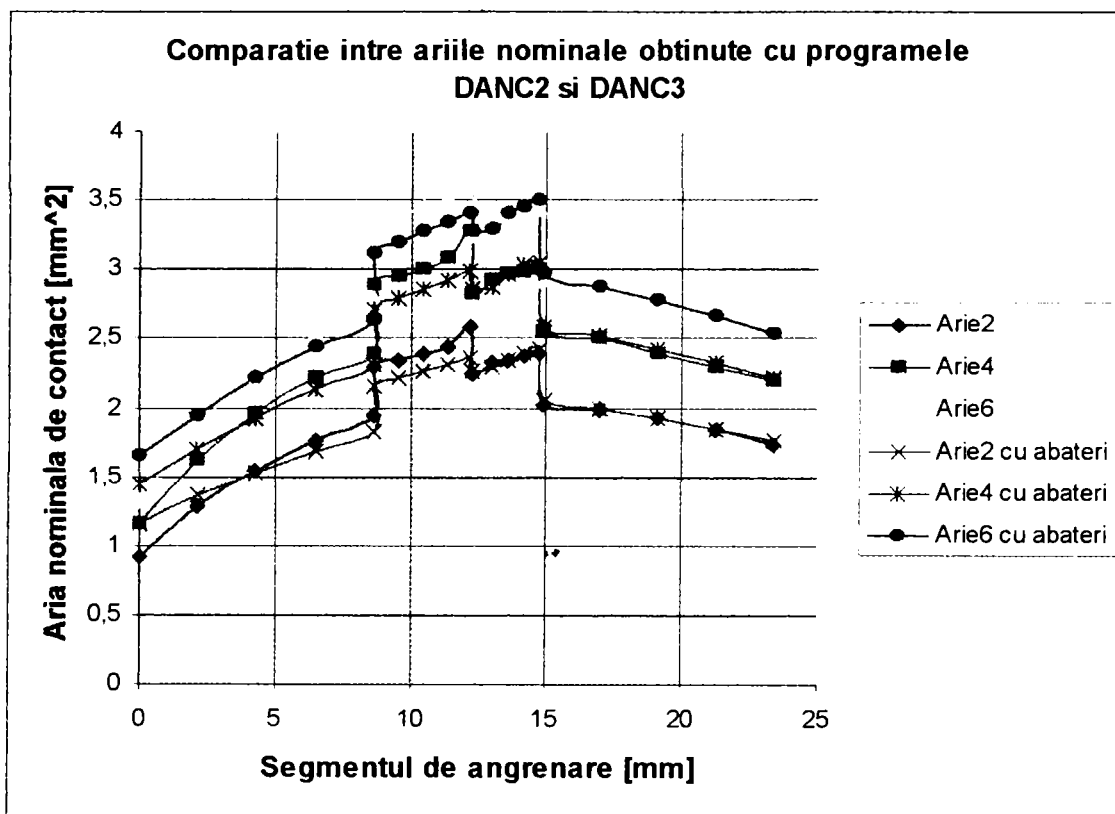


Figura 3.42

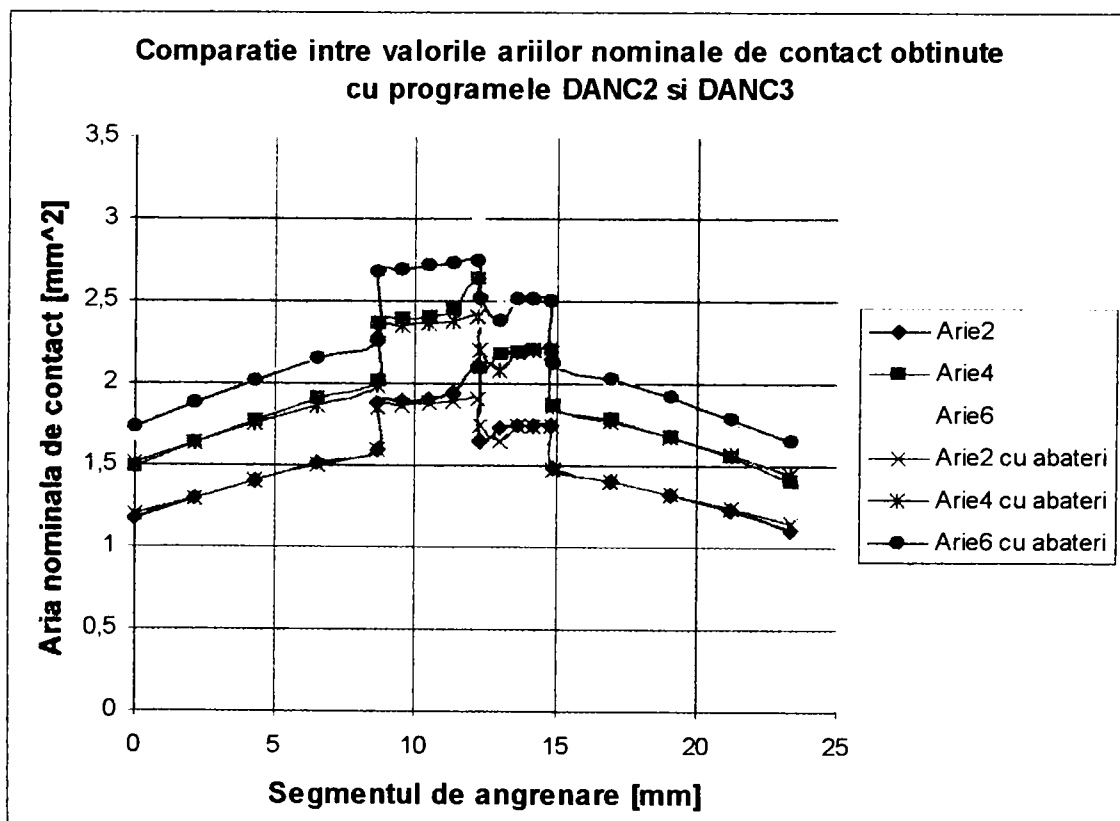


Figura 3.43

Pentru angrenajul cu raportul de transmitere doi, Figura 3.42, s-a considerat că la cele două raze de bază ale roților precum și la pasul de bază avem o eroare de +0,75 [mm], iar pentru angrenajul cu

raportul de transmitere unu, Figura 3.43, eroarea la cele trei mărimi geometrice s-a considerat +0,5 [mm].

Analizând cele două figuri, se observă că o eroare de geometrie a danturii poate introduce modificări în variația forței normale la profil care se repercutează asupra variației ariei nominale de contact de-a lungul segmentului de angrenare.

Cunoscând aria nominală de contact A_n se poate determina aria reală de contact A_r precum și presiunea reală de contact p_r .

Astfel știind tipul cuplei de frecare, materialele cuplei, forța normală nominală pe profil, cu programul DANC 3 se poate determina aria nominală de contact. Cu ajutorul rugozimetrului se ridică profilograma celor două suprafețe și se construiesc curbele de portanță Abbott-Firststone. Având curba de portanță se determină parametrii curbei de portanță. Aria reală se calculează cu relația:

$$\eta_r = \frac{A_r}{A_n} = b \cdot \varepsilon_r^v \quad (3.80)$$

unde b și v sunt parametrii curbei de portanță care se obțin din tabele sau din relații, iar ε_r , apropierea relativă, se calculează cu relația [B1]:

$$\varepsilon_r = \frac{a^*}{R_y} \quad (3.81)$$

în care a^* reprezintă distanța limită la care se pot apropia două plane de referință fiind determinată de forța normală, material și asperități, iar R_y reprezintă valoarea rugozității maxime care se determină din profilogramă.

Cunoscând valoarea ariei reale se poate determina valoarea presiunii reale de contact:

$$p_r = \frac{F_n}{A_r} \quad (3.82)$$

3.3 Concluzii

1. Se prezintă o metodă asistată de calculator pentru determinarea profilului evolventic, concretizată prin elaborarea unui program în AutoLisp denumit RECC.
2. În cadrul acestui capitol în prima parte s-a determinat variația forței normale la profilul dintelui ținând cont de forțele de

frecare, de alunecare și de rostogolire. Forța normală în literatura de specialitate, la calculele cinetostatice ale roților dințate, este considerată constantă ca valoare în timpul angrenării. În cazul în care se ține cont de forțele de frecare, dar se consideră constantă valoarea coeficientului de frecare de alunecare de-a lungul segmentului de angrenare, concluziile care se degajă din studiul efectuat sunt:

- Forța normală la profilul dintelui nu este o mărime constantă în timpul angrenării;
- Considerând coeficientul de frecare $\mu=0,1$ valoarea forței normale în punctul de intrare în angrenare este cu 8% mai mare decât la ieșirea din angrenare;
- Dacă valoarea coeficientului de frecare se consideră $\mu=0,05$ diferența dintre valoarea forței normale la intrarea în angrenare și ieșirea din angrenare este de 4%.

3. Considerând coeficientul de frecare variabil de-a lungul segmentului de angrenare s-a făcut o analiză a influenței diferiților factori asupra coeficientului de frecare. Analiza s-a făcut în ideea că de fiecare dată când s-a analizat influența unui factor ceilalți s-au considerat constanți. Factorii de influență ai coeficientului de frecare considerați sunt:

- Vâscozitatea dinamică a uleiului folosit la lubrifiere;
- Rugozitatea flancurilor;
- Viteza unghiulară de antrenare;

Pentru efectuarea acestei analize a fost elaborat un program de calcul original, în limbajul MATLAB, denumit VCFSA. S-au analizat două angrenaje care au aceeași distanță dintre axe, același modul, amândouă sunt nedeplasate dar unul are raportul de transmitere unu ($z_1=z_2=24$) iar celălalt raportul de transmitere doi ($z_1=16, z_2=32$).

În cazul angrenajului cu raportul de transmitere unu se degajă următoarele concluzii:

- Curbele de variație ale coeficientului de frecare sunt simetrice în raport cu polul angrenării;
- Coeficientul de frecare de alunecare nu poate fi definit în pol deoarece în acest punct viteza de alunecare este zero;
- Influența cea mai mare asupra coeficientului de frecare o are viteza unghiulară, creșterea vitezei unghiulare ducând la scăderea coeficientului de frecare;
- Influența cea mai mică o are vâscozitatea dinamică a uleiului, creșterea vâscozității ducând la scăderea coeficientului de frecare.

Comparând angrenajul cu raportul de transmitere $i=2$ cu cel la care raportul de transmitere este $i=1$ rezultă:

- Influența celor trei parametri se menține la aceleași valori, dar se observă că la intrarea în angrenare valoarea coeficientului de frecare este cu 38% mai mare decât la ieșirea din angrenare.

La un angrenaj cu raportul de transmitere $i=4$ diferența dintre valoarea coeficientului de frecare la intrarea în angrenare și ieșirea din angrenare se accentuează. Astfel pe prima porțiune a segmentului de angrenare, reprezentând 21% din lungimea totală, valoarea coeficientului de frecare este cu 60 - 70% mai mare decât pe restul segmentului.

4. Luând în considerare variația coeficientului de frecare de-a lungul segmentului de angrenare s-a analizat influența acesteia asupra forței normale la profil. Pentru această analiză s-a întocmit programul original VFNSA, tot în limbajul MATLAB.

În acest caz diferența între valoarea forței normale la intrarea în angrenare și cea la ieșirea din angrenare este de 8%.

5. Pentru determinarea ariei nominale de contact în timpul angrenării s-au întocmit programele originale DANC 1, DANC 2 și DANC 3 folosind limbajul MATLAB. Cele trei programe s-au întocmit pentru cele trei cazuri ale unui angrenaj, cazul ideal, cel semiideal și cel real.

Aria nominală de contact crește cu creșterea momentului de încărcare valorile diferind pentru aceeași încărcare la cele două angrenaje considerate. Diferențele dintre variația ariei nominale de contact în cazul angrenajului ideal și cel considerat semiideal sunt relativ mari. Abaterile de geometrie influențează și ele variația ariei nominale de contact de-a lungul segmentului de angrenare. Influența este mai mare în zona angrenării unipare, acolo unde forța normală este mai mare.

6. Ținând cont de cele prezentate se pot face următoarele recomandări legate de rodarea angrenajelor:

- Pentru ca în prima etapă a perioadei de rodare să se producă o mai rapidă uzură a vârfurilor microasperităților se recomandă un ulei cu o vâscozitate redusă, viteză unghiulară de antrenare mică și moment de încărcare mic. Toate acestea conduc la un coeficient de frecare mare. Încărcarea se recomandă să fie mai mică deoarece aria reală de contact în această perioadă este mică, solicitarea de contact fiind mare.

4. PROIECTAREA INSTALAȚIEI UTILIZATE LA CERCETĂRILE EXPERIMENTALE

4.1. Stabilirea tipului standului și a dispozitivului de încărcare

Alegerea tipului standului de încercare și a dispozitivului de încărcare s-a făcut în urma analizării celor prezentate în capitolele 2 și 3.

În urma analizei, ținând cont de avantajele și dezavantajele diferitelor tipuri de standuri și dispozitive de încărcare, s-a ales pentru efectuarea încercărilor experimentale un *stand cu flux energetic închis echipat cu un dispozitiv de încărcare inerțial*.

Încercările experimentale au fost efectuate pe un stand din dotarea catedrei de Organe de Mașini și Mecanisme, [N3], la care au fost aduse modificări la sistemul de încărcare prin înlocuirea completă cu un nou dispozitiv de încărcare inerțial, pe de o parte și a fost conceput un sistem electronic de măsurare a vitezei unghiulare. Sistemul electronic permite măsurarea foarte exactă a vitezei unghiulare medii, semnalul fiind transmis la un numărător electronic.

Standul astfel obținut a fost pus în funcțiune, aparatele utilizate pentru determinarea diferiților parametri au fost etalonate și s-au efectuat măsurătorile experimentale. Rezultatele cercetărilor experimentale sunt prezentate și prelucrate în capitolul 5.

4.2. Schema cinematică a dispozitivului inerțial

În Figura 4.1 se prezintă schema cinematică care stă la baza proiectării constructive a dispozitivului de încărcare inerțial.

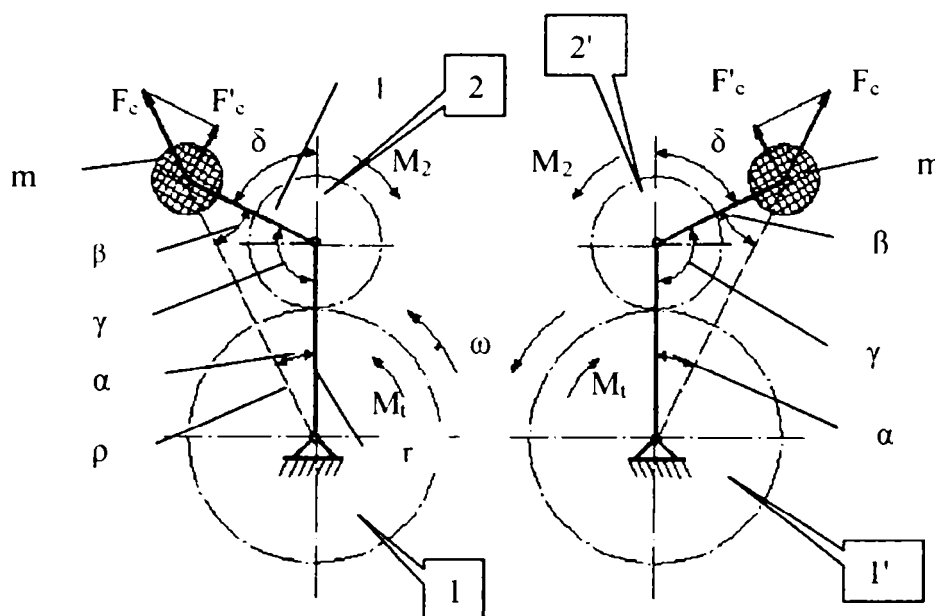


Figura 4.1

Între cele două părți ale dispozitivului trebuie să existe o legătură mecanică, ele constituind părțile componente ale unui cuplaj care leagă între ei doi arbori coliniari (roțile 1 și 1' se montează pe arbori devenind solidari cu aceștia).

De roțile 2 și 2' sunt legate rigid masele neechilibrate m ce au centrul de greutate la distanța l în raport cu centrele roților. Din considerentul de a micșora forțele ce se transmit elementului fix numărul n al greutateilor de masă m se ia $n > 1$, astfel ca să se poată obține pe ansamblu un rotor echilibrat static.

4.3. Stabilirea relațiilor de calcul pentru momentul de torsiune M_t

Dacă dispozitivul se pune în funcțiune, fiind rotit cu viteza unghiulară ω , asupra masei m acționează forța de inerție F_c :

$$F_c = m \cdot \omega^2 \cdot \rho \quad (4.1)$$

Forța de inerție F_c se descompune și numai componenta F'_c va da un moment în raport cu centrul roții 2,

$$F'_c = F_c \cdot \sin \beta \quad (4.2),$$

moment notat cu M_2 și care se determină cu relația:

$$M_2 = F'_c \cdot l = m \cdot \omega^2 \cdot \rho \cdot l \cdot \sin \beta \quad (4.3)$$

Aplicând teorema sinusurilor în triunghiul cu laturile r , l și ρ se poate scrie:

$$\frac{l}{\sin \alpha} = \frac{r}{\sin \beta} = \frac{\rho}{\sin \gamma} \Rightarrow l \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \alpha \quad (4.4)$$

Din Figura 4.1 rezultă:

$$\rho = r \cdot \cos \alpha + l \cdot \cos \beta \quad (4.5)$$

În continuare notând $\lambda = \frac{r}{l}$ și ținând cont de relația (4.4) se obține:

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \alpha = \lambda \cdot \sin \alpha \quad (4.6)$$

Exprimând $\cos \beta$ funcție de $\sin \beta$, relația (4.5) devine:

$$\rho = r \cdot \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \quad (4.7)$$

iar relația (4.3) se poate scrie:

$$M_2 = m \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot \sin \alpha \cdot \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \quad (4.8)$$

Momentul M_2 astfel determinat se transmite de la roțile 2 și 2' la roțile 1 respectiv 1', care sunt solidare cu arborii centrali, la nivelul cărora se obține momentul de torsiune M_t .

$$M_t = n \cdot i \cdot m \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot \sin \alpha \cdot \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \quad (4.9)$$

unde:

- n reprezintă numărul de elemente de masă m ;
- i reprezintă raportul de transmitere între roțile 1 (1') respectiv 2 (2').

M_0 reprezintă momentul de torsiune al dispozitivului (pentru $n=1$, $m=1$, $\omega=1$, $r=1$, $i=1$) care depinde numai de geometria acestuia și are expresia:

$$M_0 = \sin \alpha \cdot \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \quad (4.10)$$

Se observă că M_0 este o funcție de λ și α . Considerând pentru λ valorile 0,8; 0,9; 1; 1,1; 2; 2,5; 3,8 se obține următoarea variație a lui M_0 funcție de α , reprezentată în Figura 4.2.

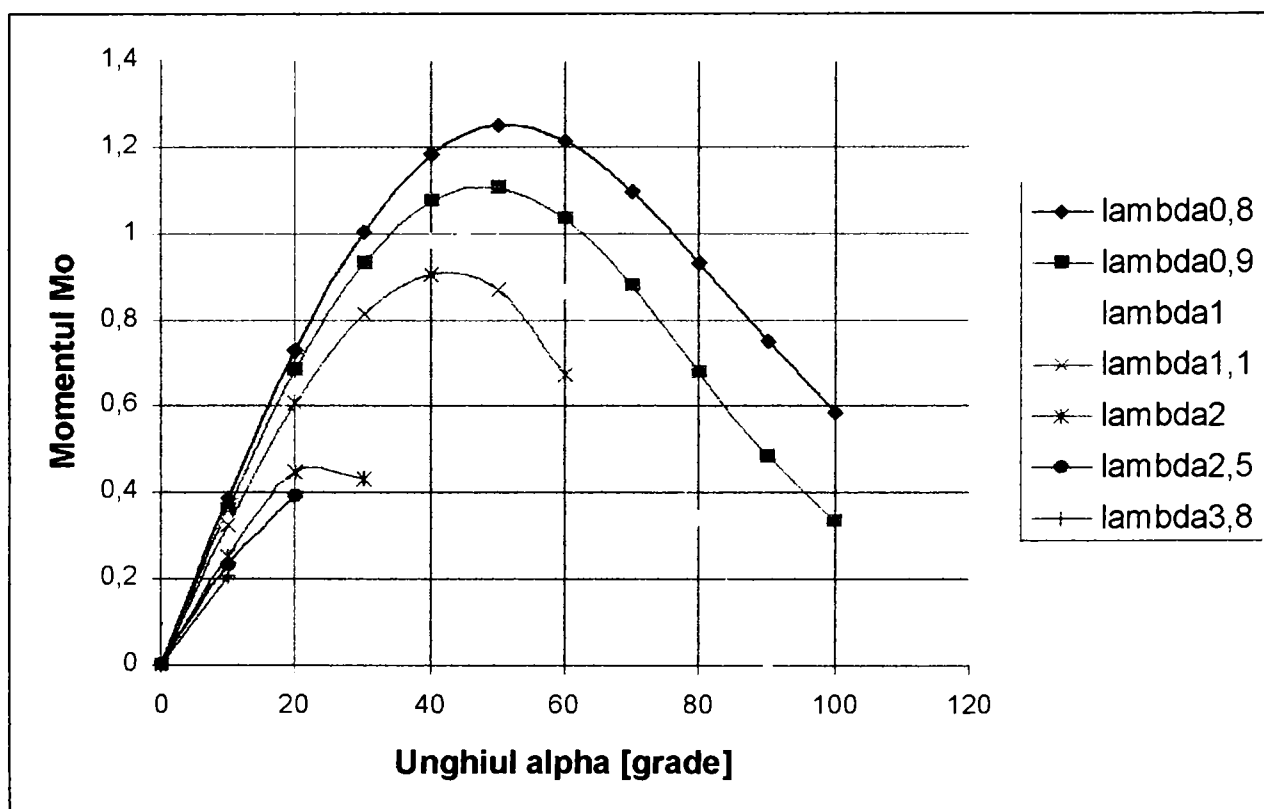


Figura 4.2

Analizând variația momentului de torsiune unitar funcție de unghiul α se pot trage următoarele concluzii:

- pentru ca dispozitivul să realizeze momente de încărcare cât mai mari valoarea lui λ trebuie să fie cât mai mică; din punct de vedere constructiv acest lucru înseamnă că pentru un r determinat valoarea lui l să fie mai mare ținând cont că $\lambda=r/l$.
- valorile maxime pentru M_0 se obțin pentru $40^\circ < \alpha < 60^\circ$;

- pentru $\lambda > 1$ începe să se restrângă domeniul în care există unghiul α , deoarece în relația 4.10 mărimea de sub radical devine negativă;
- pentru $\lambda = 3,8$ valoarea unghiului α poate fi de maxim $10-12^\circ$;

În cazul ideal când cele două semicuple au parametri geometrici și mecanici egali ele asigură la același unghi α , momente de torsiune egale, adică $M_t = M'_t$. Este de așteptat ca cele două mecanisme să aibe anumite diferențe, desigur în limitele toleranțelor acceptate, motiv pentru care trebuie studiată stabilitatea sistemului.

4.4 Proiectare asistată a dispozitivului inerțial

Proiectarea dispozitivului inerțial de încărcare înseamnă determinarea valorilor elementelor geometrice ale acestuia. Elementele caracteristice care definesc din punct de vedere geometric dispozitivul conform Figurii 4.1 sunt:

- distanța dintre axele roților 1/1' și 2/2' notată cu r ,
- distanța dintre centrul roții 2/2' și centrul de greutate a greutateilor de masă m , notată cu l ;
- masa m a celor două greutateți;
- unghiul α .

Pentru determinarea mărimilor mai sus amintite se pornește de la faptul că se cunoaște angrenajul care trebuie încercat. Acest lucru presupune cunoscute geometria roților dințate care compun angrenajul și materialul din care s-au efectuat roțile. Cunoscând acestea se poate determina tensiunea maximă de contact [B8], respectiv momentul de torsiune maxim cu care poate fi încărcat angrenajul. Cu aceste mărimi cunoscute se parcurg următoarele etape:

- se stabilește raportul de transmitere i ;
- se determină distanța dintre axele roților 1/1' și 2/2' pe baza unui calcul de predimensionare a angrenajelor cilindrice după metoda rapidă [G11], [B8];
- din considerente de gabarit se alege valoarea lui λ , astfel rezultă a doua mărime geometrică a dispozitivului l ;
- se stabilește numărul n de greutateți de masă m astfel încât dispozitivul să fie echilibrat dinamic;
- se stabilește valoarea maximă a vitezei unghiulare de antrenare ω_{\max} , funcție de posibilitățile standului în care se încorporează dispozitivul;
- fiind ales λ , conform Figurii 4.2 se stabilește valoarea maximă pentru α astfel ca valoarea momentului de torsiune unitar M_0 să fie maximă;
- cu mărimile astfel determinate pe baza relației (4.9) se determină masa m a greutateților excentrice.

Cunoașterea acestor mărimi caracteristice dispozitivului permite trecerea la următoarea fază de proiectare și anume proiectarea constructivă.

Pentru proiectare s-a întocmit un program de calcul utilizând limbajul de programare TURBO PASCAL 7.0. Programul este prezentat în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1

```

Program PROIECTARE;
uses graph,crt;
var Ac,Mtmax,a,varb,M3max,al,i13,r,rg,l,kh,:real;
    tauhp,tauhim,Mtmaxim,lambda,omegag,omega,M3,m,M3g,mg,Mt:real;
    gd,gm,x,y:integer;
    n,mat,tens,omeg,alfa,varal,alfag,alf,varomeg:integer;
    vm3,varc,M3gr:integer;
    nt:boolean;
const ze=189.8;
    piz=2.5*ze;
    xid=0.3;
    ka=1.25;
    omegamax=167.552;
    alfamax=8;
    x0=150;
    y0=300;
    alm=(pi*alfamax)/180;
begin;
    clrscr;
    writeln ('Stabilirea momentului de torsiune maxim ');
    write ('Introduceti Mt max=');
    readln (Mtmax);
    repeat
        gotoxy (42,4);
        writeln (' ');
        gotoxy (1,4);
        write ('Introduceti numarul de greutate (2-4), n=');
        read (n);
        if (n>4) or (n<2) then nt:=false
        else nt:=true;
    until nt=true;
    repeat
        gotoxy (39,6);
        writeln (' ');
        gotoxy (1,6);
        write ('Introduceti raportul de transmitere l=');
        read (i13);
        if (i13>6.3) or (n<1) then nt:=false
        else nt:=true;
    until nt=true;
    repeat
        gotoxy (12,11);
        writeln (' ');
        gotoxy (1,8);
        writeln ('Precizati materialul din care sunt confectionate roțile dintate');
        writeln ('1-OL de imbunatatire');
        writeln ('2-OL aliat');
        write ('Varianta : ');
        readln (mat);
    
```

```

        if (mat=1) or (mat=2) then nt:=true
        else nt:=false;
        if mat=1 then tauhp:=800
        else tauhp:=1300;
    until nt=true;
M3max:=Mtmax/(n*i13);
clrscr;
write ('Momentul de actionare al angrenajului este: M3max=',M3max);
readln;
clrscr;
writeLn ('Se poate face o predimensionare a angrenajului care transmite momentul
M3');
    repeat
        gotoxy (3,4);
        writeLn (' ');
        gotoxy (1,3);
        writeLn ('Alegeti coeficientul A pentru Kh=A*Ka; A=(1,5-2)');
        write ('A=');
        readln (Ac);
        if (Ac>2) or (Ac<1.5) then nt:=false
        else nt:=true;
    until nt=true;
    clrscr;
    writeLn ('Se poate face o predimensionare a angrenajului care transmite momentul
M3');
    repeat
        gotoxy (52,3);
        writeLn (' ');
        gotoxy (1,3);
        write ('Alegeti viteza unghiulara (83,78-167,552 rad/sec) Omega=');
        readln (omega);
        if (omega>167.552) or (omega<83.78) then nt:=false
        else nt:=true;
    until nt=true;
    clrscr;
    writeLn ('Se poate face o predimensionare a angrenajului care transmite momentul
M3');
    writeLn;
    kh:=Ac*ka;

a:=(sqr(10)*(i13+1))*(exp((1/3)*ln((sqr(piz/tauhp))*((M3max*omega*kh)/(2*omega*xid*i13)))));
);
r:=a*0.001;
write ('Distanta dintre centrele rotilor dintate este r=',r);
readln;
clrscr;
writeLn ('Determinarea celei de-a doua dimensiuni de gabarit (l)');
    repeat
        gotoxy (28,3);
        writeLn (' ');
        gotoxy (1,3);
        write ('Introduceti Lambda(0,8-4)=');
        readln (lambda);
        if (lambda>4) or (lambda<0.8) then nt:=false
        else nt:=true;
    until nt=true;
l:=r/lambda;
writeLn;
writeLn ('l=',l);
readln;
clrscr;
writeLn ('Stabilirea valorilor maselor "m" in functie de alfa, omega si M3');

```

```

    m:=M3max/(sqr(omegamax)*sqr(r)*sin(alm)*(cos(alm)+1/lambda*sqr(1-
sqr(lambda)*sqr(sin(alm)))));
    writeln;
    writeln ('M3max=', M3max);
    writeln ('Omegamax=', omegamax);
    writeln ('r=', r);
    writeln ('Alfamax=', alfamax);
    writeln ('Sin alfamax=', sin(alm));
    writeln ('Cos alfamax=', cos(alm));
    writeln ('Lambda=', lambda);
    writeln;
    writeln('m=', m);
    readln;
    M3g:=M3;
    mg:=m;
    omegag:=omega;
rg:=r;
    alfag:=alfa;
    clrscr;
    write ('Determinarea variației lui Mt=Mt(alfa) pentru o masa si o viteza unghiulara
data');
    readln;
    clrscr;
    {*Initializarea graficii*}
    Gd := Detect; InitGraph(Gd, Gm, 'a:\proiect\bgi');
    if GraphResult <> grOk then Halt(1);
    outtextxy (10,10,'Graficul variației lui M pentru anumite viteze unghiulare in
functie de alfa');
    moveto (x0,y0);
    lineto (150,((y0)-150));
    moveto (150,y0);
    lineto (450,y0);
    outtextxy(130,((y0)-150),'Mt');
    outtextxy(420,((y0)+10),'Alfa');
    omegag:=600;
    repeat
        omegag:=omegag+200;
        for alfag:=0 to alfamax do
            begin
                sina:=sin(alfag);
                cosa:=cos(alfag);
                al:=(pi*alfag)/180;
M3g:=mg*sqr(omegag)*sqr(rg)*sin(al)*(cos(al)+((1/lambda)*sqr(1-
sqr(lambda)*sqr(sin(al)))));
                Mt:=M3g*n*i13;
                if Mt>Mtmaxim then Mtmaxim:=Mt;
                if nt=false then m3max:=Mt;
            end;
        until omegag>=2000;
    moveto (x0,y0);
    omegag:=600;
    repeat
        moveto (x0,y0);
        omegag:=omegag+200;
        for alfag:=0 to alfamax do
            begin
                varal:=round (alfag*6);
                x:=x0+varal;
                al:=(pi*alfag)/180;
M3g:=mg*sqr(omegag)*sqr(rg)*(sin(al))*(cos(al)+((1/lambda)*sqr(1-
sqr(lambda)*sqr(sin(al)))));
                Mt:=M3g*n*i13;

```

```

        varb:=150/Mtmaxim;
        varc:=round(Mt*varb);
        y:=y0-varc;
        lineto (x,y);
        circle (x,y,1);
    end;
until omegag>=2000;
repeat until keypressed;
closegraph;
clrscr;
Gd := Detect; InitGraph(Gd, Gm, 'c:\tp70\bgi');
if GraphResult <> grOk then Halt(1);
outtextxy (10,10,'Graficul variatiei lui M pentru anumite viteze unghiulare in
functie de alfa');
moveto (x0,y0);
lineto (150,((y0)-150));
moveto (150,y0);
lineto (450,y0);
outtextxy(130,((y0)-150),'Mt');
outtextxy(455,((y0)-4),'Omega');
outtextxy(142,310,'800');
outtextxy(430,((y0)+10),'2000');
alfag:=-5;
omegag:=600;
repeat
    alfag:=alfag+5;
repeat
omegag:=omegag+200;
    al:=(pi*alfag)/180;
M3g:=mg*sqr(omegag)*sqr(rg)*sin(al)*(cos(al)+((1/lambda)*sqr(1-
sqr(lambda)*sqr(sin(al)))));
    Mt:=M3g*n*i13;
    if Mt>Mtmaxim then Mtmaxim:=Mt;
    if nt=false then m3max:=Mt;
    until omegag>=2000;
until alfag>=50;
omegag:=600;
alfag:=-10;
moveto (x0,y0);
for alf:=0 to 5 do
begin
alfag:=alf*10;
moveto(x0,y0);
for omeg:=0 to 300 do
begin
omegag:=(omeg*4)+800;
varomeg:=omeg;
x:=x0+varomeg;
al:=(pi*alfag)/180;
M3g:=mg*sqr(omegag)*sqr(rg)*sin(al)*(cos(al)+1/lambda*sqr(1-sqr(lambda)*sqr(sin(al))));
    Mt:=M3g*n*i13;
    varb:=450/Mtmaxim;
    varc:=round(Mt*varb);
    y:=y0-varc;
    lineto (x,y);
end;
end;
delay (10000);
closegraph;
readln;
end

```


Utilizând programul PROIECTARE s-au determinat mărimile geometrice ale dispozitivului de încărcare inerțial care s-a folosit la încercările experimentale. Mărimile obținute sunt următoarele:

- α_{max} este de 8° ;
- distanța dintre centrele roților 1/1' și 2/2', $r = 51mm$;
- distanța dintre centrul roții 2/2' și centrul de greutate al greutății de masă m , $l = 13,42mm$;
- numărul de greutăți excentrice de masă m , $n = 4$;
- masa unei greutăți, $m = 0,33kg$.

Utilizând datele obținute s-a trecut la proiectarea constructivă a dispozitivului. Soluția constructivă aleasă este prezentată în Figura 4.3 iar dispozitivul realizat practic în Figura 4.4.

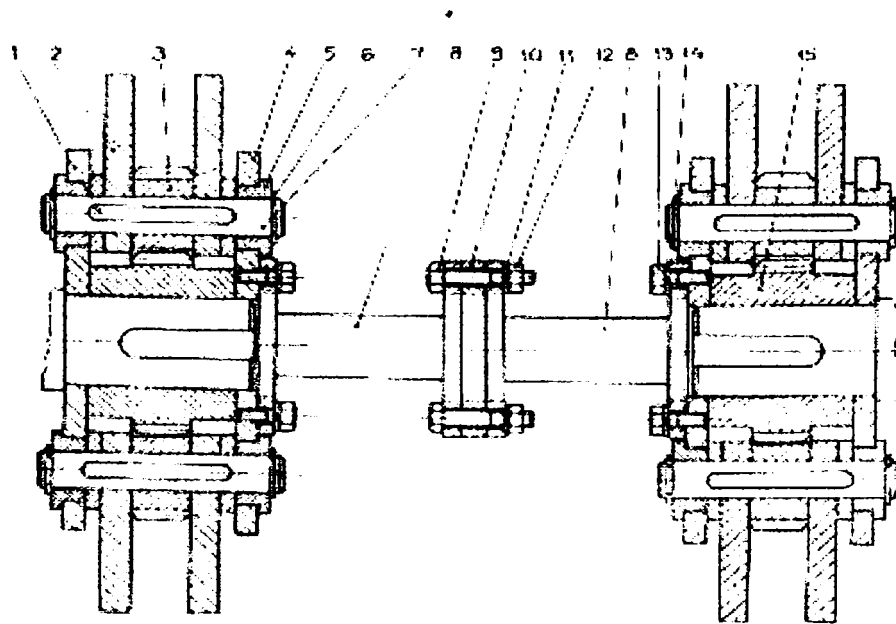


Figura 4.3

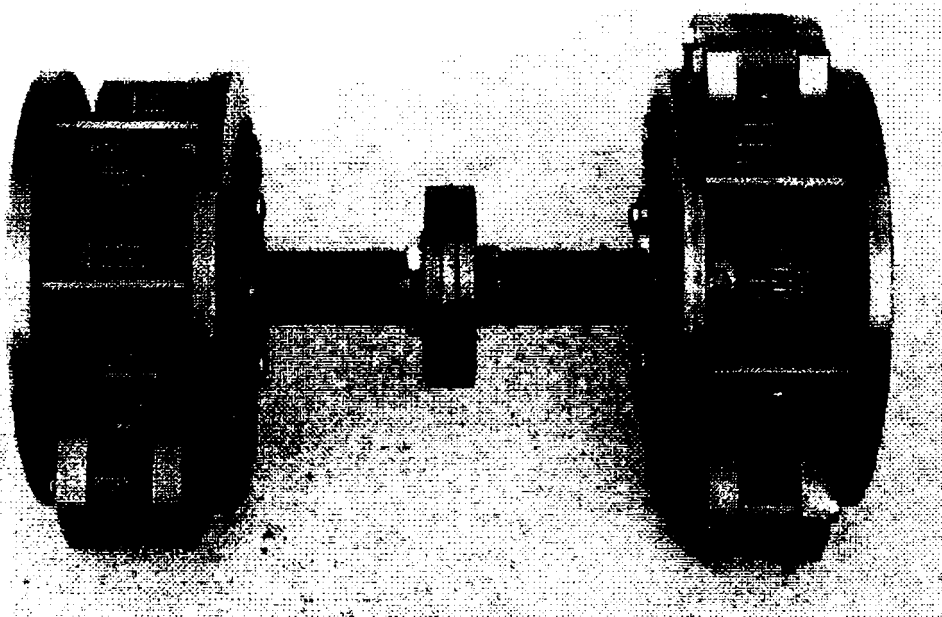


Figura 4.4

Dispozitivul de încărcare inerțial prezentat în Figura 4.3 are următoarea componență:

1. Pană paralelă;
2. Piesă excentrică (materializează greutatea de masă m);
3. Roată dințată satelit;
4. Carcasă;
5. Bucșă;
- 6, 11, 14 Șaibă Grower;
7. Ax roată satelit;
8. Piesă legătură 1;
9. Șurub;
10. Piesă legătură 2;
12. Piuliță;
13. Șurub;
15. Roată dințată centrală;

4.4.1. Reglarea și funcționarea dispozitivului

Dispozitivul se montează astfel încât în poziția inițială centrul de masă al pieselor excentrice 2 să se găsească pe axa care trece prin centrele celor două roți dințate 3 și 15. Dacă dispozitivul (stânga - dreapta) se fixează în această poziție cu ajutorul șuruburilor 9, la rotirea lui el nu realizează nici un fel de încărcare a standului, deoarece în acest caz $\alpha = 0$ și în consecință $M_t = 0$.

Pentru ca dispozitivul să realizeze încărcarea standului se procedează în felul următor:

- Se rotește carcasa 4 ceea ce presupune rotirea roților dințate 3 deoarece roata dințată 15 este solidară cu arborele central. Rotirea roților 3 înseamnă rotirea pieselor excentrice 2 care sunt pe același ax 7 cu roțile 3, pana 1 fiind comună pieselor 2 și 3. Ca o consecință a acestei rotiri se modifică unghiul α iar dispozitivul asigură încărcarea standului cu un moment de torsiune M_t corespunzător unghiului α ;
- Rotirea relativă a celor două dispozitive este posibilă deoarece în flanșele celor două piese de legătură s-au practicat canale circulare în care se fixează șuruburile 9;
- Menținerea dispozitivului în poziția reglată se face prin strângerea șuruburilor 9;
- Dispozitivul permite realizarea multor posibilități de reglare astfel încât să se obțină diferite valori ale momentului de încărcare.
- La rotirea semicuplajelor în sens contrar până la atingerea valorii maxime a unghiului α , momentele date de cele două

semicuple se sumează obținându-se momentul de încărcare maxim;

- Dacă rotirea se face în același sens cu același unghi α , momentele realizate de cele două semicuple se scad, astfel încât nu se realizează încărcarea angrenajului de încercat.

4.5 Determinarea pe cale teoretică a momentului de torsiune pe care-l poate realiza dispozitivul proiectat

Pentru determinarea pe cale teoretică, a momentelor de torsiune M_t care pot fi realizate de dispozitivul inerțial de încărcare, s-a utilizat relația (4.9).

Parametrii dispozitivului pentru care au fost calculate momentele de încărcare sunt:

- α_{max} este de 8° ;
- distanța dintre centrele roților 1/1' și 2/2', $r = 51mm$;
- distanța dintre centrul roții 2/2' și centrul de greutate al greutății de masă m , $l = 13,42mm$;
- numărul de greutăți de masă m , $n = 4$;
- masa unei greutăți, $m = 0,33kg$.

În calculele realizate, utilizând un program întocmit în MathCAD, variabile sunt unghiul α și viteza unghiulară ω . Pentru α s-au considerat următoarele valori: $\alpha = 1; 2; 4; 6$ și $8 [^\circ]$ iar pentru viteza unghiulară, $\omega = 83,78; 104,72; 125,66; 146,6$ și $167,552 [rad/sec]$.

Rezultatele obținute, utilizând programul de calcul, au fost centralizate în Tabelul 4.2.

Prelucrarea lor s-a făcut utilizând programul Excel 97, finalizându-se cu graficul din Figura 4.4.

Rezultatele obținute pe cale teoretică în capitolul 5 se vor compara cu cele obținute experimental utilizând dispozitivul realizat practic după proiectul elaborat.

Tabelul 4.2

Nr. crt.	ω [rad/sec]	Momentul de încărcare M_t [Nm]				
		$\alpha=1[^\circ]$	$\alpha=2[^\circ]$	$\alpha=4[^\circ]$	$\alpha=6[^\circ]$	$\alpha=8[^\circ]$
1	83,78	1,592806	3,179581	6,310336	9,340437	12,21069
2	104,72	2,488522	4,96762	9,858958	14,59304	19,07738
3	125,66	3,583243	7,152918	14,196	21,01264	27,46967
4	146,6	4,87697	9,735473	19,32145	28,59923	37,38758
5	167,55	6,370463	12,7168	25,23833	37,35729	48,83692

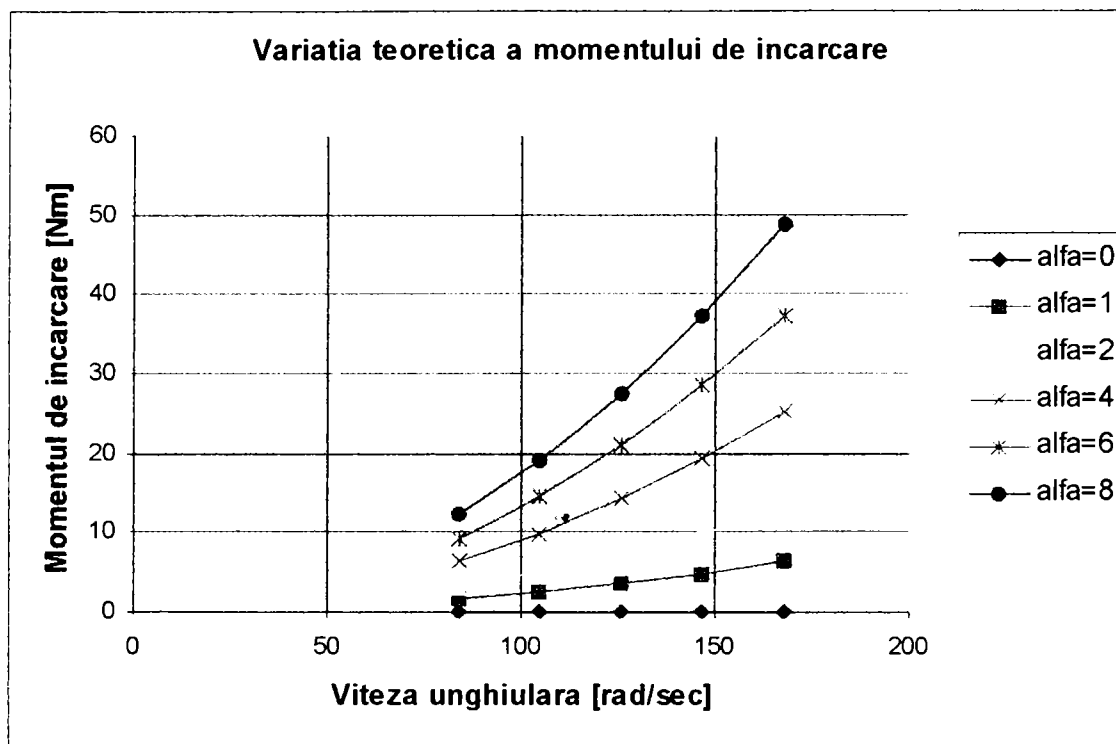


Figura 4.4

4.6. Încadrarea dispozitivului în standul de încercare

Dispozitivul inerțial de încărcare s-a încorporat într-un stand de încercare în circuit închis a cărui schemă cinematică se prezintă în Figura 4.5 și include următoarele componente:

1. Motor electric trifazat de acționare având caracteristicile:
 - Turația $n=1200$ [rot/min]
 - Puterea $P=7,5$ [kW]
2. Variator de turație, cu raportul de transmitere cuprins în domeniul $(0,75 \div 1,5)$;
3. Angrenaj de returnare;
4. Dispozitiv inerțial pentru realizarea încărcării;
5. Cuplă torsionometrică, pentru determinarea momentului de încărcare;
6. Angrenaj care se încearcă;
7. Punte tensometrică cu cinci canale;

8. Numărător de impulsuri.

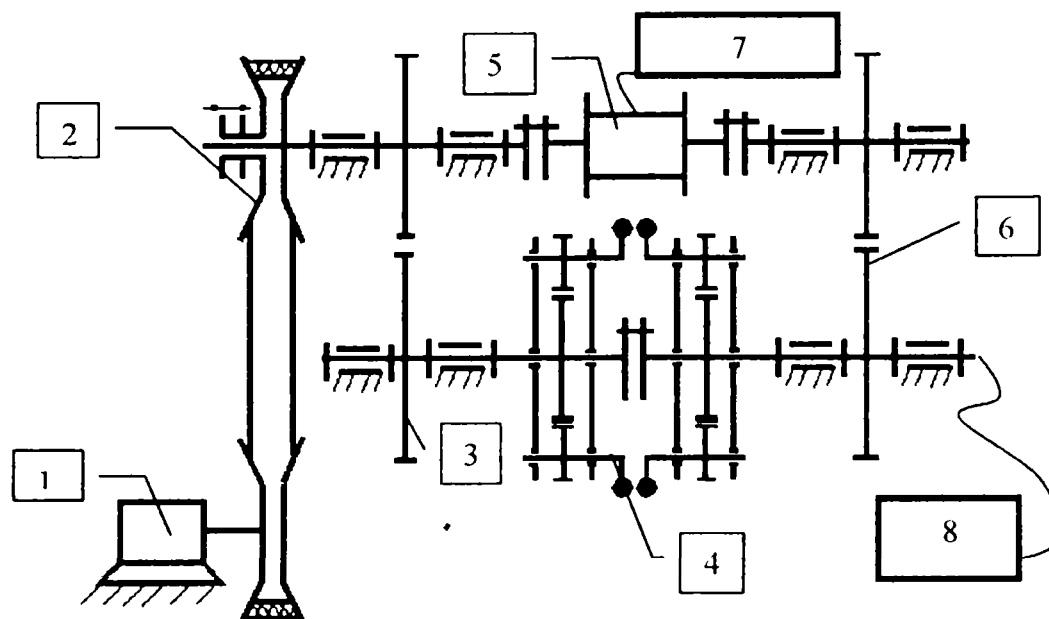


Figura 4.5

4.6.1. Funcționarea standului

Standul este conceput ca să fie ușor de manevrat și totodată să asigure posibilitatea efectuării diferitelor încercări pentru angrenajele cilindrice și în mod special încercări de rodare.

Așa cum se observă și dintr-o analiză succintă a componentei standului acesta poate asigura modificarea continuă a turației în timpul funcționării datorită variatorului de turație. Determinarea valorii acesteia se face prin intermediul unui montaj electronic, iar pentru citirea turației se utilizează un numărător de impulsuri. Schema de măsurare este prezentată în Figura 4.6.

Momentul de torsiune realizat de dispozitivul inerțial se determină prin intermediul unei cuple torsiometrice legate la o punte tensometrică.

Standul de încercări oferă posibilitatea unei încărcări în trepte precum și varierea continuă a momentului de încărcare în timpul încercărilor.

Încărcarea în trepte se poate realiza în felul următor:

- Se reglează o turația dorită;
- Cu instalația oprită se reglează dispozitivul astfel încât la turația reglată să asigure momentul de încărcare dorit;

- O nouă valoare a momentului de încărcare se poate obține printr-o nouă reglare a dispozitivului, respectiv fixând o nouă treaptă de turație;

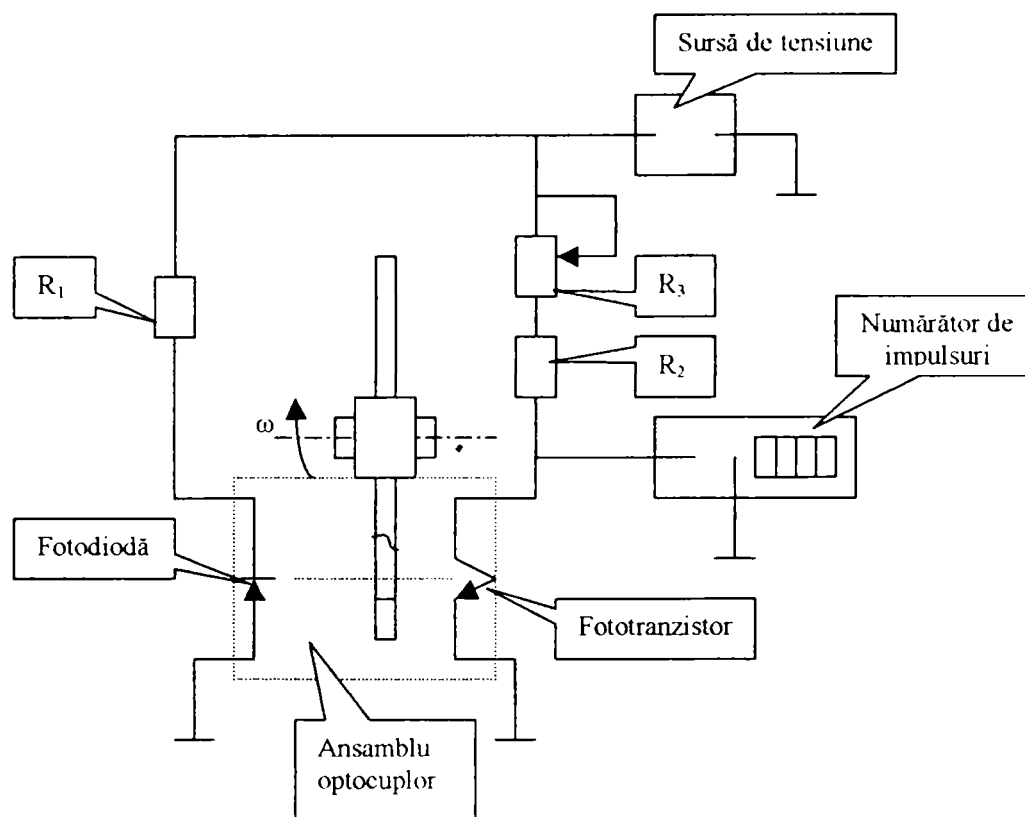


Figura 4.6

Pentru asigurarea unei încărcări continue se procedează în felul următor:

- Se reglează dispozitivul astfel încât în timpul funcționării la diferite turații să asigure momentul de încărcare dorit;
- Modificarea continuă a momentului de încărcare se realizează prin modificarea în timpul încercărilor a turației între valoarea minimă și maximă posibilă;

Comparând cele două posibilități de realizare a momentelor de încărcare dorite se observă că cea de-a doua variantă este mult mai avantajoasă deoarece nu necesită oprirea standului.

Toate aceste variante de modificare în trepte sau continuă a momentului de încărcare pe standul realizat se execută manual.

Modificarea în mod continuu a momentului de încărcare, așa cum am mai arătat, presupune modificarea în timpul funcționării a turației de antrenare. Acest lucru înseamnă modificarea manuală a poziției discului mobil al variatorului de turație până se citește la numărătorul de impulsuri turația dorită.

4.6.2. Automatizarea standului de încercare

Standul oferă posibilitatea automatizării atât a sistemului de acționare, controlarea mărimilor de intrare pentru realizarea pe baza unui program a diagramei de încărcare impuse pe tot parcursul încercărilor, cât și a sistemului de achiziționare a mărimilor de ieșire prin intermediul unei plăci de achiziții legate la un calculator.

În Figura 4.7 este prezentată schema de principiu a unui asemenea sistem de automatizare, care prin intermediul unui calculator compară mărimile de ieșire (moment de torsiune, turație, temperatura lubrifianului) cu cele impuse a se realiza. În cazul în care între aceste mărimi se constată diferențe, calculatorul intervine asupra mărimii de intrare (turația de antrenare) modificând-o astfel încât să anuleze diferențele existente.

Modificarea turației de antrenare presupune o comandă dată de calculator sistemului care acționează asupra discului mobil al variatorului de turație. În continuare se prezintă posibilitatea acționării discului mobil prin intermediul unui sistem de acționare hidraulic.

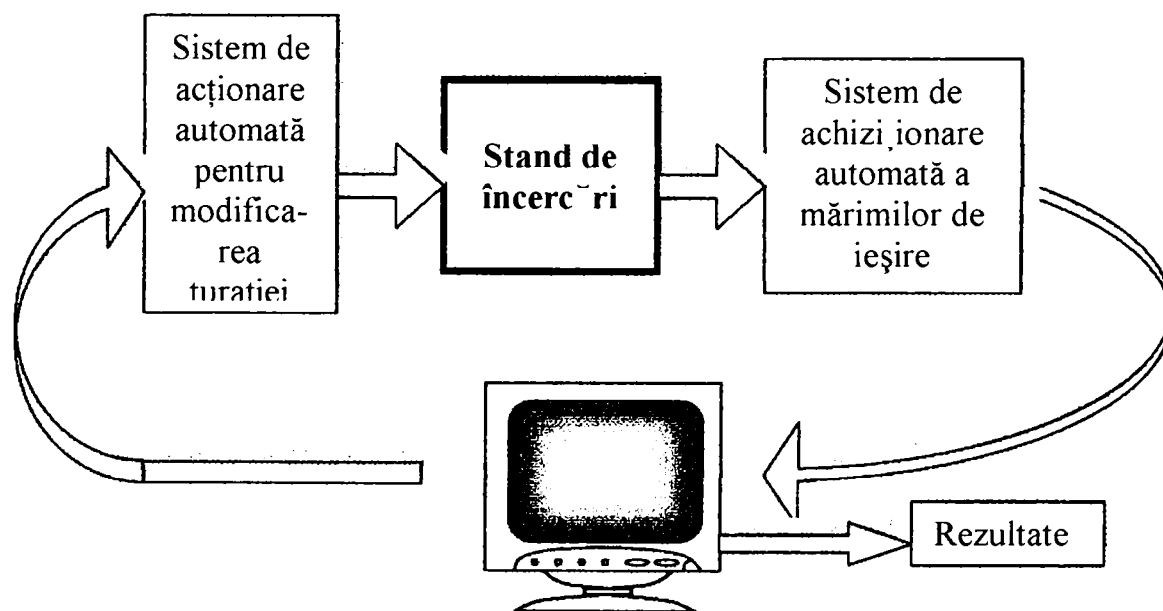


Figura 4.7

4.6.2.1. Legătura dintre deplasarea discului mobil și viteza unghiulară

Între deplasarea axială a discului mobil al variatorului și viteza unghiulară există o legătură directă. Ținând cont că s_x reprezintă deplasarea axială a discului mobil într-o poziție intermediară între maxim și minim, conform Figurii 4.8, se poate scrie:

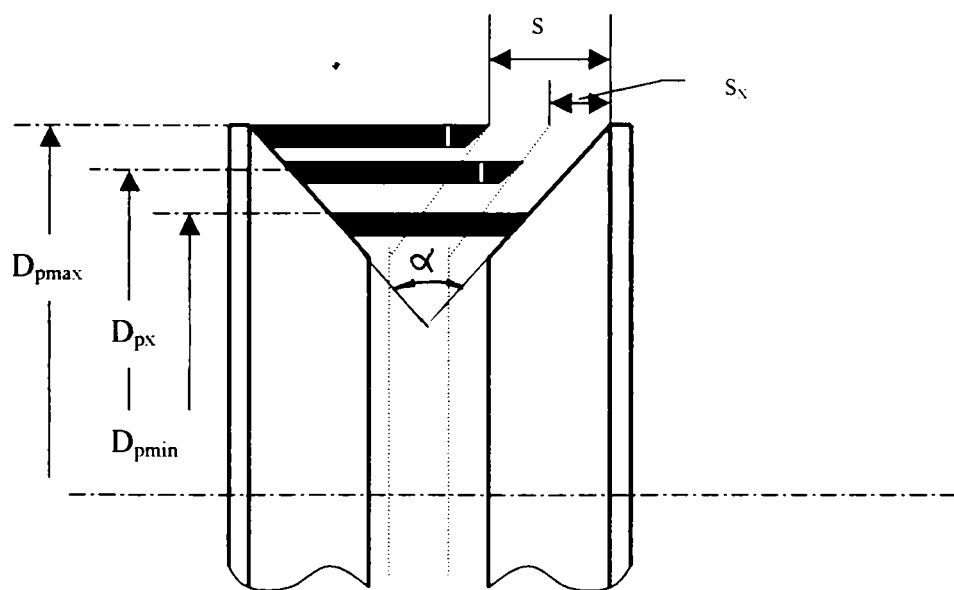


Figura 4.8

$$s_x = D_{p\min} \cdot \left[\frac{D_{px}}{D_{p\min}} - 1 \right] \quad (4.11)$$

$$\omega_{2x} = \omega_{2\min} \cdot \left[1 + \frac{s_x}{D_{p\min} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right] \quad (4.12)$$

Relația (4.12) reprezintă relația de legătură dintre deplasarea axială a discului mobil (comandat din exterior) și viteza unghiulară a arborelui condus.

4.6.2.2. Relația de legătură între momentul de încărcare M_t și deplasarea s_x a discului mobil al variatorului.

Momentul de încărcare fiind o funcție $M_t = M_t(\omega_{2x}^2)$, poate avea următoarea formă generală:

$$M_t = A \cdot \omega_{2x}^2 + B \cdot \omega_{2x} + C \quad (4.13)$$

unde A, B și C sunt constante ale dispozitivului de încărcare inerțial. În cazul dispozitivului care echipează standul de încercare relația (4.13) are forma:

$$M_t = A \cdot \omega_{2x}^2 \quad (4.14)$$

ceilalți doi termeni fiind egali cu zero, conform relației (4.9).

Ținând seama de relația (4.12) relația (4.9) devine:

$$M_t = n \cdot m \cdot i \cdot r^2 \cdot M_{0d} \cdot \omega_{2\min}^2 \cdot \left(1 + \frac{s_x}{D_{p\min} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}\right)^2 \quad (4.15)$$

unde:

$$M_{0d} = \sin \alpha \cdot \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \quad (4.16)$$

Notând:

$$a = n \cdot m \cdot i \cdot r^2 \cdot M_{0d} \cdot \omega_{2\min}^2 = ct \quad (4.17)$$

și înlocuind relația (4.17) în (4.15) se obține:

$$M_t = a + \frac{2 \cdot a}{D_{p\min} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \cdot s_x + \frac{a}{(D_{p\min} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2})^2} \cdot s_x^2 \quad (4.18)$$

Notând:

$$b = \frac{2 \cdot a}{D_{p \min} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = ct \quad (4.19)$$

$$c = \frac{a}{(D_{p \min} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2})^2} = ct \quad (4.20)$$

obținem în final relația:

$$M_t = c \cdot s_x^2 + b \cdot s_x + a \quad (4.21)$$

care reprezintă expresia momentului de torsiune în funcție de deplasarea axială a discului mobil al variatorului și este o ecuație de gradul doi cu necunoscuta s_x . Cunoscând variația lui M_t în funcție de timp și rezolvând ecuația (4.21) se găsesc valorile $s_{xi} = s_{xi}(t_i)$, $i=1 \dots n$, unde n reprezintă numărul de valori M_t pentru care se determină s_x .

Aceste valori s_{xi} constituie mărimi de intrare pentru un sistem hidraulic de acționare care realizează deplasarea discului mobil.

4.6.2.3 Sistemul hidraulic de acționare

Sistemul hidraulic este unul care conține comenzi proporționale, ceea ce presupune existența unui element de comandă proporțional de tip servovalvă electrohidraulică.

Caracteristicile elementelor componente ale sistemului și în special a servovalvei comandate electric în calitate de convertor și amplificator de semnal de comandă caracterizează comportarea întregului sistem. Pentru utilizarea deplină a performanțelor servovalvei și compensarea neliniarităților cât și a funcționării tranzitorii în diverse perioade de timp se folosește în marea majoritate a cazurilor bucla închisă ca schemă de comandă și în special bucla analogică, Figura 4.9.

Precizia de poziționare care se obține cu asemenea bucle depinde foarte mult de rezoluția sistemelor de măsurare, de coeficientul de frecare static din cuplele cinematice ale motoarelor, de jocul din cuple și de tehnica de comandă (HARD & SOFT). Se pot obține precizii de poziționare de 0,01mm în cazul unei rezolvări optime. Vitezele maxime de deplasare între puncte se situează în jurul valorii de 1m/s.

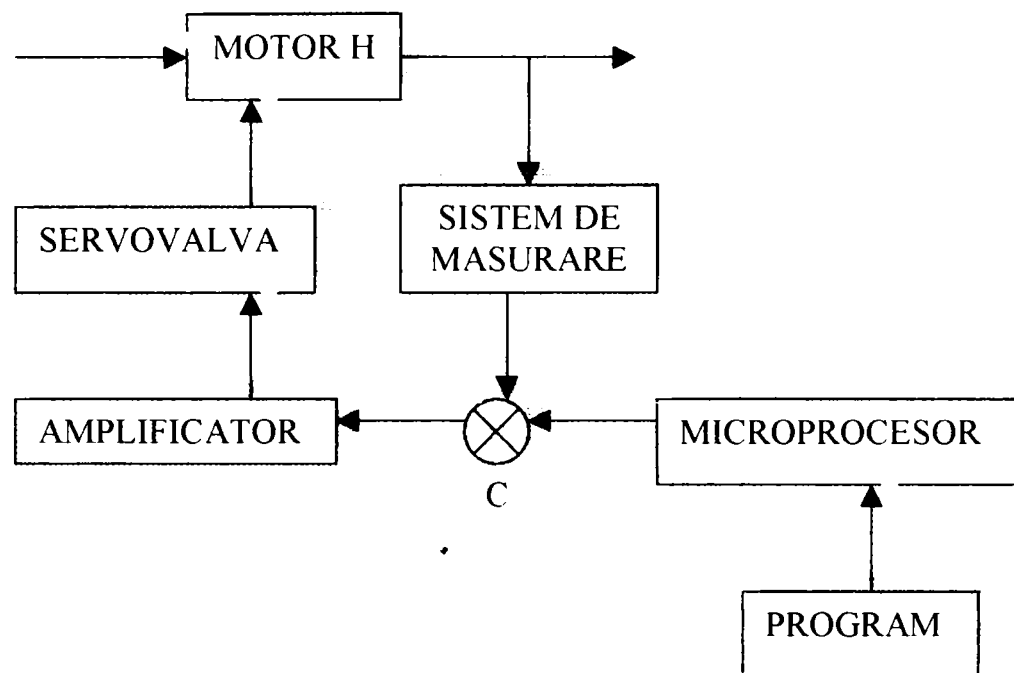


Figura 4.9

Servovalva este comandată printr-un semnal electric care acționează un sistem magnetic (motor de cuplu) ce determină deplasarea unui plunjer central, caracteristicile sale esențiale fiind o inerție și o neliniaritate reduse, lucru deosebit de important atunci când se dorește promptitudine.

Sistemul de acționare este într-o strânsă corelație cu partea mecanică și cu sistemul de comandă și control. Atunci când este echipat cu senzori de poziție și de forță (moment), sistemul este un sistem complex cu reacție de poziție și de forță în buclă închisă pentru fiecare grad de libertate [M5].

Schema hidraulică este prezentată în Figura 4.10.

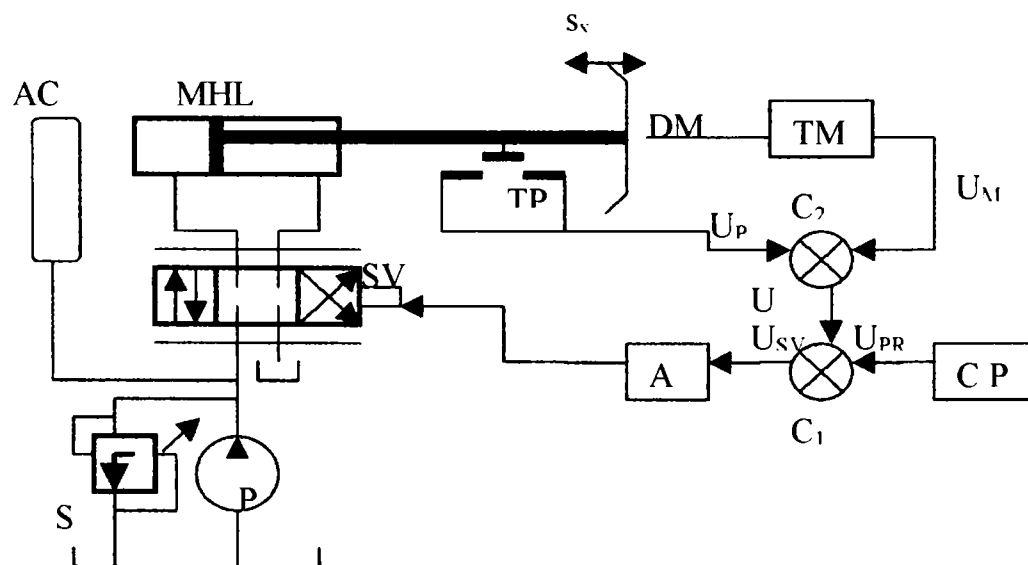


Figura 4.10

Semnificațiile notațiilor sunt următoarele:

P - pompă hidraulică cu debit constant; SP - supapă de presiune, AC - acumulator hidraulic, SV - servovalvă, MHL - motor hidraulic liniar, DM - disc mobil, TM - transmisie mecanică, TP - traductor de poziție, CP - cititor de program, A - Amplificator, $C_{1,2}$ - comparator.

4.6.2.4. Modul de funcționare a sistemului de acționare considerat

Servovalva SV transformă un curent de comandă într-un debit Q , ceea ce duce la deplasarea pistonului motorului hidraulic liniar MHL și în consecință deplasarea discului mobil DM al variatorului cu mărimea s_x . Poziția instantanee s_x este detectată de traductorul de poziție TP și transformată într-o tensiune electrică U_p care se însumează în comparatorul C_2 cu tensiunea U_M furnizată de traductorul de moment, rezultând o tensiune U . Comparatorul C_1 compară mărimea programată U_{PR} cu U rezultând tensiunea $U_{SV}=U_{PR}-U$, tensiune amplificată de amplificatorul A, obținând în final curentul de comandă I pentru servovalvă.

Ansamblul servovalvă-motor hidraulic liniar este prezentat în Figura 4.11.

Relația de legătură dintre s_x și X se găsește prin rezolvarea unui sistem de ecuații diferențiale neliniare de ordinul patru, care descrie funcționarea motorului hidraulic liniar, prin metode numerice.

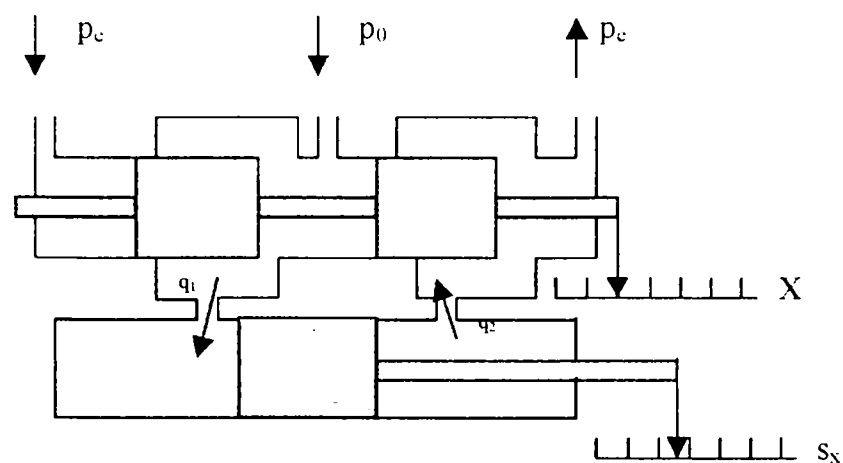


Figura 4.11

Utilizarea unei asemenea instalații permite automatizarea completă a sistemului de acționare precum și prelevarea automată a rezultatelor măsurărilor efectuate. Instalația este simplă și nu necesită componente speciale ci numai componente de uz general.

4.7 Concluzii

1. Pentru proiectarea dispozitivului inerțial de încărcare s-a elaborat un program original denumit PROIECT care permite dimensionarea rapidă a unui asemenea dispozitiv din punct de vedere geometric;
2. Dispozitivul de încărcare inerțial proiectat și realizat practic prezintă următoarele avantaje:
 - Permite modificarea foarte ușoară, în fază staționară, a poziției greutăților excentrice în vederea modificării momentului de încărcare;
 - Permite modificarea momentului de încărcare și în timpul funcționării prin modificarea vitezei unghiulare de antrenare;
 - Soluția constructivă adoptată, prin utilizarea unui angrenaj cu un raport de transmitere ales în mod convenabil, permite multiplicarea momentului, notat cu M_2 în Figura 4.1, cu valoarea raportului de transmitere a angrenajului format de roata centrală și roțile satelit.
 - Se pot realiza valori mari ale momentului de încărcare cu dispozitive având gabarit redus;
 - La viteză unghiulară constantă păstrează încărcarea constantă indiferent de uzură și deformațiile permanente;
 - La pornire și oprire încărcarea nu variază brusc, tip treaptă, ci variază continuu în timpul în care dispozitivul ajunge la poziția de echilibru (timpul regimului tranzitoriu);
 - Spre deosebire de alte soluții, varianta realizată are avantajul de a nu necesita arbori lungi pentru ca deformația elastică a circuitului să fie mai mare decât jocurile;
 - Oscilațiile forțate ale sistemului, datorate impreciziei roților dințate, nu se amplifică practic deloc datorită dispozitivului;
 - Dispozitivul a fost astfel construit încât să fie echilibrat, eliminând prin aceasta încărcările suplimentare;
 - Cu modificări sumare sistemul de încărcare poate fi utilizat la încercarea și rodarea diferitelor reductoare;
 - Dacă se completează cu un sistem de închidere hidraulică, dispozitivul se poate utiliza la un stand universal pentru încercare ași rodarea reductoarelor;
3. Standul permite realizarea unei game largi de valori ale momentului de încărcare, între 0 și 48 Nm.

5. CERCETĂRI EXPERIMENTALE

5.1. Obiective și metode specifice cercetării experimentale de rodare a angrenajelor

5.1.1. Cercetările experimentale de rodare a angrenajelor urmăresc determinarea limitelor raționale de încărcare a acestora în timpul încercărilor, durata menținerii diferitelor trepte de încărcare respectiv a turației de încercare. Toate acestea sunt în funcție de:

- geometria roților dințate, materialul din care au fost executate roțile;
- tehnologia de execuție și tratamentul termic care trebuie aplicat materialului ales;
- solicitările la care va fi supus angrenajul în timpul funcționării la parametri nominali, în sistemul mecanic pentru care a fost proiectat;
- condițiile reale de funcționare și restricțiile care se impun angrenajului în timpul funcționării (condițiile de lubrifiere, nivelul de zgomot admis, vibrații, etc.).

Proiectarea rațională a unui angrenaj impune optimizarea relației dintre capacitatea portantă/dimensiuni. Capacitatea portantă este dependentă de material, geometria roților (atât de macrogeometrie cât și de microgeometria suprafețelor flancurilor dinților), tratamentul termic aplicat, etc.

În timpul efectuării încercărilor de rodare se urmărește:

- funcționarea cinematică corectă;
- încălzirea exagerată a lagărelor;
- funcționarea corectă a ungerii și etanșărilor;
- nivelul de zgomot

- pata de contact;

Se recomandă de asemenea și măsurarea randamentului angrenajului în diferite faze ale rodajului ceea ce permite urmărirea îmbunătățirii calității angrenajului prin rodare.

5.1.2. Metode de determinare experimentală a corelației dintre calitatea rodajului, turație și momentul de încărcare

În vederea efectuării unui rodaj optim, ceea ce presupune:

- evitarea gripajului;
- evitarea degradării suprafețelor;
- reducerea duratei rodajului.

Este necesar să se determine momentul maxim cu care se încarcă angrenajul. Încărcarea cu moment de torsiune se limitează la valoarea $M_t < M_{t \max}$. Valoarea momentului de torsiune maxim, $M_{t \max}$, se determină funcție de geometria roților dințate care formează angrenajul și materialul din care se execută roțile. La încercările de rodare valoarea maximă a momentului de torsiune cu care se încarcă angrenajul este de 1,4...2 ori valoarea momentului de torsiune nominal, M_{t0} , la care va lucra angrenajul [S1].

Transmiterea fluxului de forță de la o roată la cealaltă se realizează prin intermediul tribosistemului format de flancurile roților dințate și pelicula de ulei, iar de la un element al tribosistemului la celălalt prin microgeometria celor două suprafețe.

Suprafețele flancurilor se obțin prin așchiere și deci au o anumită rugozitate, care poate fi numită tehnologică, caracterizată prin parametri statistici ai microgeometriei. La intrarea în funcțiune a cuplei de frecare rugozitatea flancurilor influențează în mod nefavorabil rezistența filmului de lubrifianț, presiunea maximă a acestuia, coeficientul de frecare și comportarea la uzură.

La apariția mișcării relative în cupla de frecare, pentru prima dată de la montarea elementelor cuplei, începe rodajul, moment care înseamnă începutul transformării rugozității tehnologice în rugozitate funcțională. În cadrul acestui proces au loc acomodări care sunt însoțite de o uzură importantă, specifică rodajului.

Rugozitatea funcțională apare din interacțiunea celor două suprafețe sub acțiunea factorilor externi (sarcină, viteză periferică care este funcție de turație și agent de rodaj), depinzând și de așa numiții factori interni (material, duritate, stare de tensiuni, structură, etc.).

Măsurarea rugozității flancurilor dinților și ridicarea curbei de portanță Abbott - Firstone, înainte de începerea rodajului, în timpul încercării și după terminarea acesteia dă informații importante asupra calității rodajului. Se observă că rugozitatea funcțională este o măsură

a corelației dintre calitatea rodajului, a programului de aplicare a momentului de încărcare. Prezintă deci interes studiul teoretic și experimental al capacității portante în funcție de momentul de încărcare, acesta fiind un parametru de care depinde rugozitatea funcțională.

Pentru experiment încărcarea cu moment de torsiune pur se realizează de către dispozitivul inerțial. Creșterea valorii momentului de torsiune se realizează prin modificarea poziției pieselor excentrice, ceea ce înseamnă modificarea unghiului α , sau prin modificarea turației de antrenare. Măsurarea momentului de torsiune se face prin intermediul unei cuple torsionometrice de la care informația este preluată de o punte tensometrică cu mai multe canale. Măsurarea rugozității tehnologice și funcționale se face cu ajutorul unui rugozimetru cu palpator.

Cercetările experimentale urmăresc două direcții legate între ele:

- încercarea experimentală a sistemului original de încărcare cu scopul validării posibilităților de încărcare a angrenajului încercat cu ajutorul noului tip de dispozitiv inerțial precum și etalonarea acestuia;
- rodarea unor angrenaje pe standul de încercări utilizând pentru încărcare noul dispozitiv inerțial.

5.2. Proiectarea și planificarea cercetărilor experimentale

Cercetarea experimentală trebuie să urmărească evoluția aspectelor legate de procesul de rodare și anume:

- turația de antrenare a standului;
- momentul de torsiune cu care se încarcă angrenajul supus rodării;
- rugozitatea funcțională a flancurilor dinților roților dințate;
- temperatura uleiului din baia de ulei care asigură lubrifierea angrenajului.

5.2.1. Ipotezele care au stat la baza cercetării experimentale

S-a acceptat ipoteza uniformității distribuției de presiuni în zona de contact dintre flancurile dinților. De asemenea în conformitate cu măsurătorile efectuate au fost selecționate roțile dințate care s-au încadrat în câmpul de toleranțe impus la proiectare.

În vederea experimentării s-au proiectat mai multe perechi de roți dințate din diverse materiale cu rugozități diferite pe flancurile dinților care se încarcă cu diferite momente de torsiune, putându-se măsura

parametri ce caracterizează rodajul. De aici rezultă proprietățile necesare standului și performanțele necesare echipamentului de măsurare și înregistrare.

Standul și echipamentul de măsură și înregistrare trebuie să permită:

- încercarea unor angrenaje care sunt formate din roți dințate a căror elemente geometrice sunt diferite;
- controlul corectitudinii montajului angrenajului de încercat;
- încărcarea cu diferite valori ale momentului de torsiune precum și controlul acestor valori;
- modificarea și măsurarea turației de antrenare a standului;
- urmărirea minuțioasă a comportării angrenajului în timpul încercărilor;
- măsurarea rugozității funcționale a flancurilor, fără demontarea roților dințate supuse rodării.

5.2.2. Standul și echipamentul de încercare

Standul pe care s-au efectuat încercările experimentale se află în dotarea laboratorului de încercări a Catedrei de Mecanisme și Organe de Mașini a Facultății de Mecanică din Timișoara. Instalația a fost realizată pe baza unui proiect pe care l-am executat în cadrul pregătirii prezentei teze. O parte din piesele componente au fost executate în cadrul atelierului catedrei iar o parte la S. C. ELECTROTIMIȘ S. A.

Schema cinematică a standului este prezentată în figura 5.1.

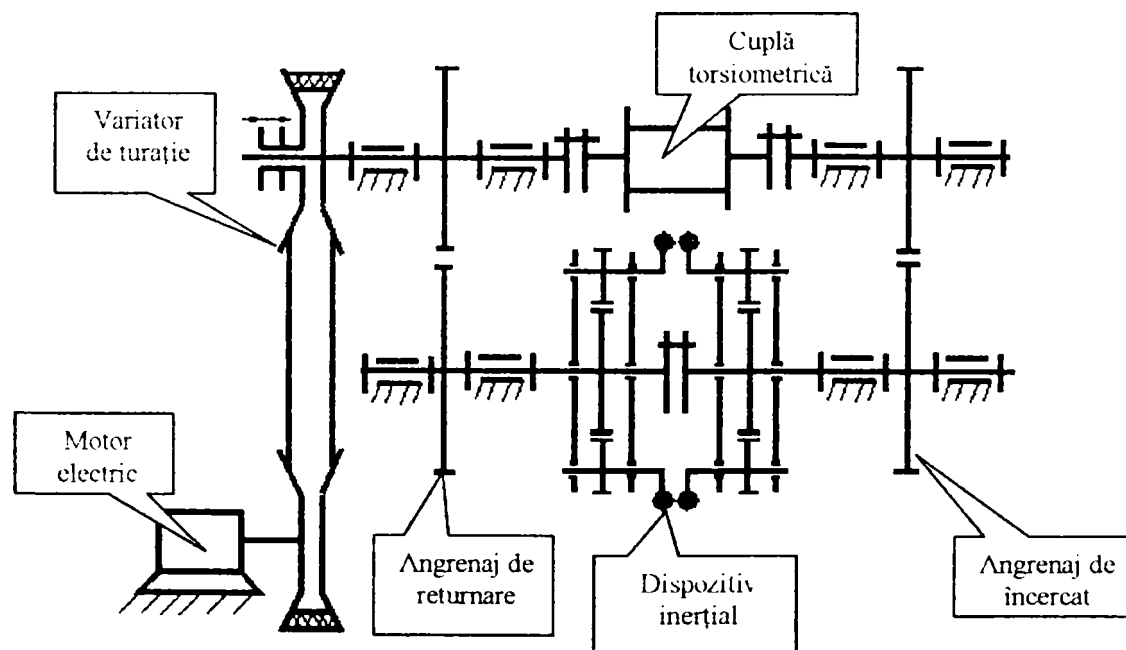


Figura 5.1

În Figurile 5.2 și 5.3 sunt prezentate fotografiile standului pe care s-au efectuat încercările.

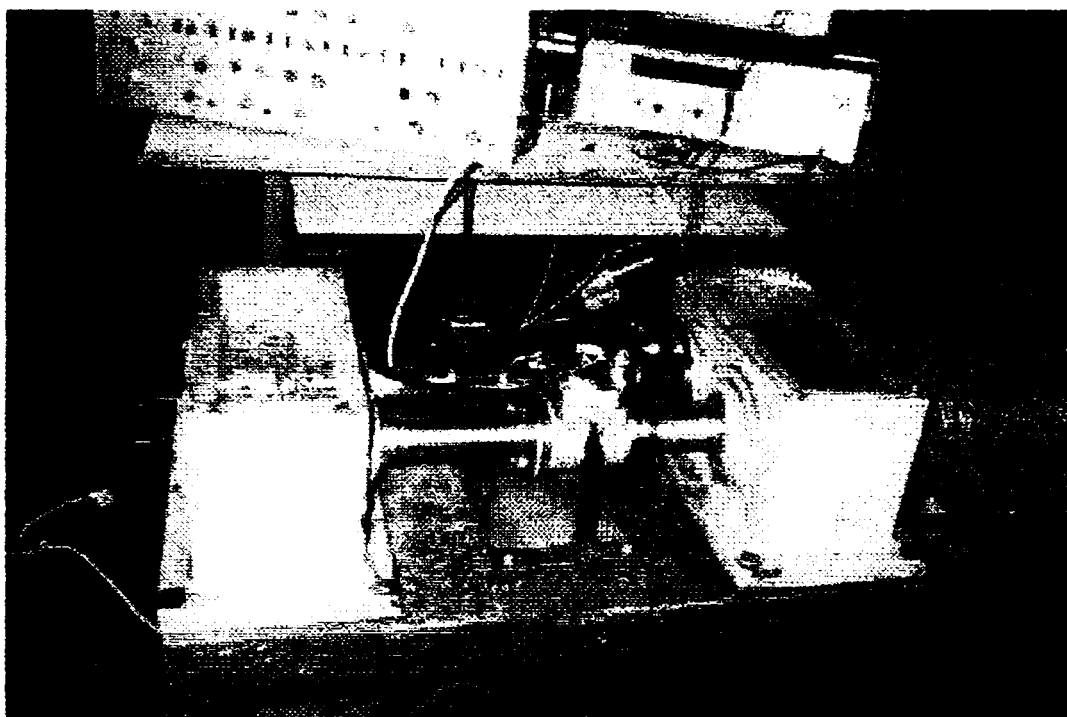


Figura 5.2

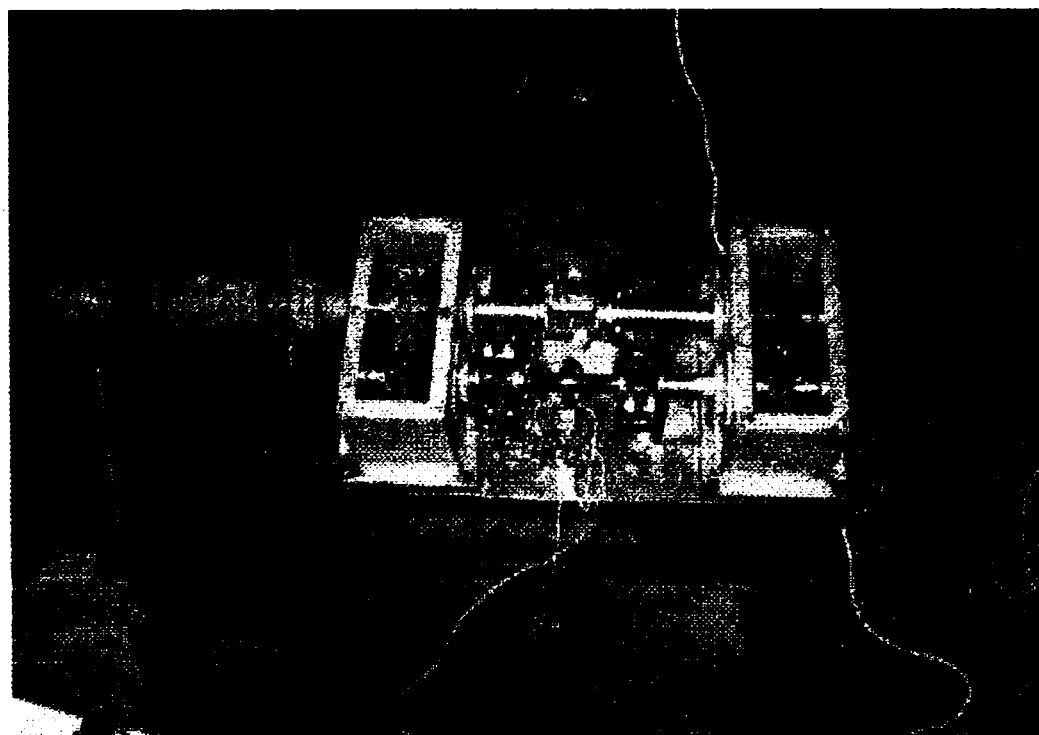


Figura 5.3

5.2.2.1. Modul de funcționare a standului pentru încercări

În vederea efectuării de încercări prima etapă constă în montarea angrenajului care se încearcă. Prin modificarea poziției discului mobil al variatorului de turație se fixează turația minimă care este de 800 [rot/min]. Se modifică poziția pieselor excentrice (modificând unghiul α , vezi Figura 5.12) în așa fel încât să se obțină valoarea dorită a momentului de încărcare pentru angrenaj. În continuare creșterea momentului de încărcare se poate realiza prin creșterea turației de antrenare. Valoarea maximă a turației care se poate realiza pe stand este de 1600 [rot/min]. Dacă se dorește creșterea în continuare a momentului trebuie oprit standul și se modifică poziția pieselor excentrice ale dispozitivului inerțial astfel încât unghiul α să crească. Parcurgând din nou gama de turații de la minim la maxim se obțin valori din ce în ce mai mari ale momentului. Dispozitivul inerțial care s-a realizat practic permite modificarea unghiului α între 0 și 8°.

Valoarea momentului de încărcare se determină cu ajutorul cuplei torsionometrice Philips TYPE PR 9380 R20 care este legat la o punte tensometrică. Citirile de la puntea tensometrică (diviziuni) se transformă în valori ale momentului de torsiune pe baza graficelor M_t [Nm]=f(diviziuni) ridicate anterior la etalonarea experimentală a cuplei torsionometrice.

5.2.3. Verificarea / etalonarea mijloacelor și a echipamentelor de măsură

Verificarea sau etalonarea mijloacelor de măsură utilizate pentru experiment trebuie să corespundă mărimilor ce urmează a se determina. Mărimile care se măsoară experimental sunt:

- momentul de încărcare;
- rugozitatea flancurilor dinților;
- turația de antrenare;
- temperatura uleiului folosit pentru ungere.

Momentul de torsiune M_t se determină prin citirea directă a indicațiilor momentane ale punții tensometrice. Se pune problema verificării permanente a menținerii caracteristicii statice a cuplei torsionometrice înainte și după utilizarea lui.

Cupla torsionometrică s-a fixat pe masa unei mașini de găurit (vezi fotografia din figura 5.4) și s-a încărcat/descărcat cu momente uniform crescătoare/descrescătoare gravimetric (prin așezarea/luarea unor

greutăți, cântărite în prealabil, pe/de pe talerul unui braț de lungime de 1m).

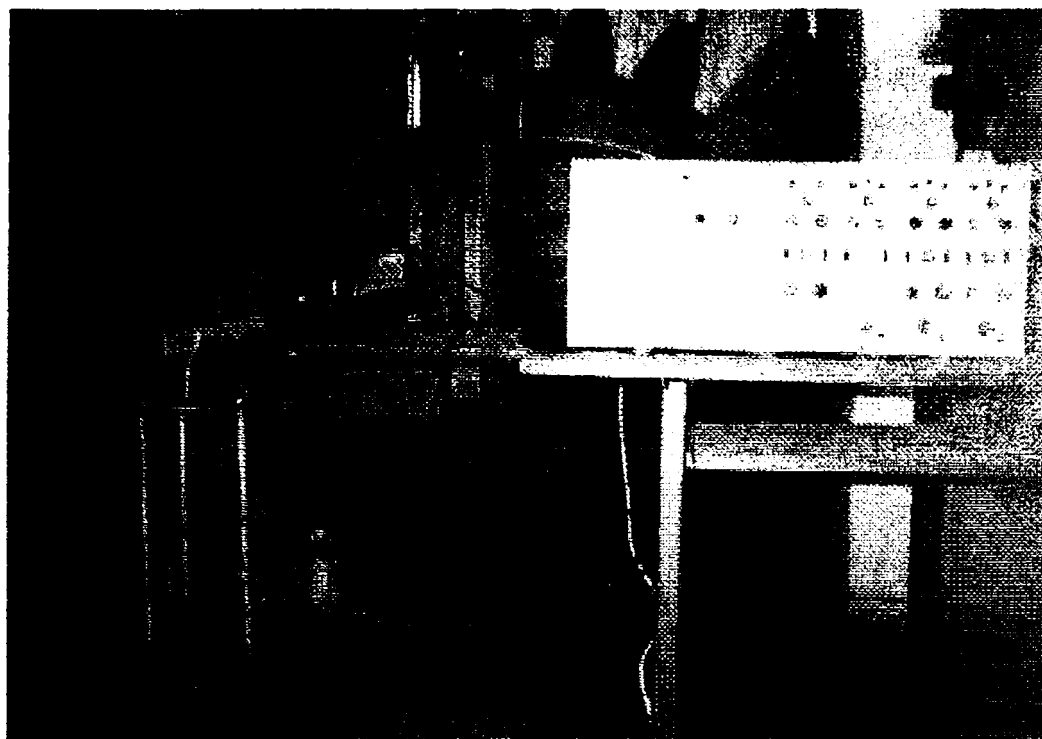


Figura 5.4

S-a efectuat încercarea citind pentru aceeași valoare a momentului de torsiune valorile indicate la puntea tensometrică pentru sensibilitatea de 1000, 2000 și 5000. Valorile determinate experimental sunt prezentate în tabelele 5.1, 5.2 respectiv 5.3. Primele trei coloane de valori ale diviziunilor din cele trei tabele corespund încărcării iar următoarele trei descărcării.

Caracteristica de etalonare experimentală pentru sensibilitatea de 1000 prezintă o histereză mecanică foarte redusă Figura 5.5.

Tabelul 5.1

Nr. crt	M_t [Nm]	Z_1 [div]	Z_2 [div]	Z_3 [div]	Z_4 [div]	Z_5 [div]	Z_6 [div]	Z_{med} [div]
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	22,86	18	17,5	18	18	18	17,5	17,8333
3	35,32	27	27	27	27	26,5	27	26,9166
4	48,1	37	36	36	36	36,5	36	36,25
5	59,84	46	45,5	45,5	46	45	45,5	45,5833
6	72,59	55	55	55	55	54,5	55	54,9166
7	85,35	64	64	64	64	64	64	64
8	97,12	72,5	73	72,5	73	73	72,5	72,75
9	109,87	82	81	82	82	81	82	81,6666
10	122,63	90,5	90,5	90	90,5	90,5	90	90,3333
11	135,38	100	100	100	100	100	100	100

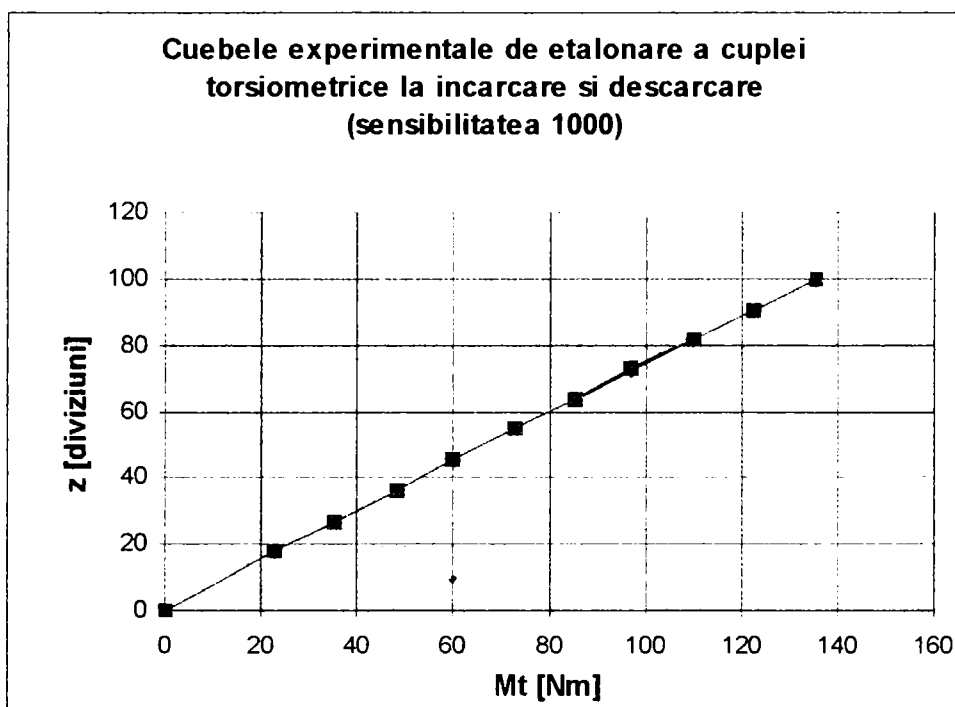


Figura 5.5

În vederea determinării parametrilor formulei empirice de etalonare a cuplei torsionetrice se aplică metoda celor mai mici pătrate. Ecuația dreptei de regresie are forma generală:

$$y - \bar{y} = r \cdot \frac{S_y}{S_x} \cdot (x - \bar{x}) \quad (5.1)$$

iar în particular:

$$z - 53,65909 = 0,735237 \cdot (M_t - 71,73273) \quad (5.2)$$

Limitele de încredere pentru coeficientul de regresie cu probabilitate de P% se calculează din relația:

$$b - E_{bP\%} \leq b \leq b + E_{bP\%} \quad (5.3)$$

în care:

b - coeficientul unghiular al dreptei de regresie;

$$E_{bP\%} = c \cdot \sqrt{\frac{S_y^2 - b^2 \cdot S_x^2}{(n-2) \cdot S_x^2}} \quad (5.4)$$

c - coeficientul de repartiție Student.

Coeficientul de regresie al dreptei "caracteristică de etalonare a cuplei torsionetrice" se află cu o probabilitate de 99% cuprins între limitele de încredere cu valorile:

$$b \in [0,735187 \wedge 0,735287].$$

Dreapta de regresie (caracteristica de etalonare a cuplei torsionometrice) este dată în figura 5.6 iar domeniul în care se poate afla această dreaptă cu certitudinea de 99% este dat în figura 5.7.

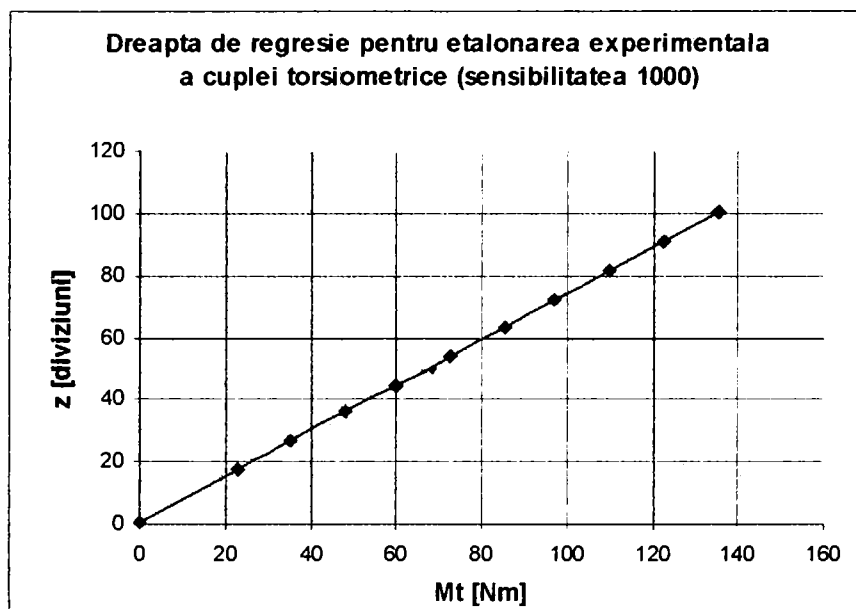


Figura 5.6

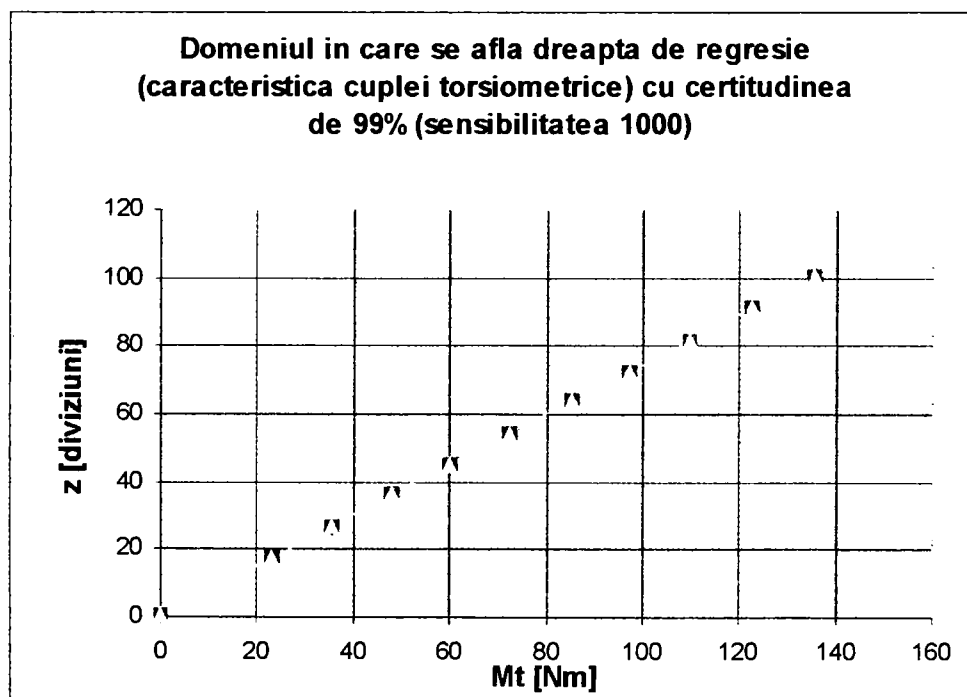


Figura 5.7

Ca și în cazul sensibilității de 1000 caracteristica de etalonare experimentală pentru sensibilitatea de 2000 prezintă o histerază mecanică foarte redusă Figura 5.8.

Tabelul 5.2

Nr. crt	M_t [Nm]	z_1 [div]	z_2 [div]	z_3 [div]	z_4 [div]	z_5 [div]	z_6 [div]	z_{med} [div]
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	22,86	9	9,9	9,9	9,5	9,9	9,9	9,68333
3	35,32	14	14	14	14	14	14	14
4	48,1	18	18,5	19	19	19	18,5	18,6666
5	59,84	23	23,5	23	23	23,5	23	23,1666
6	72,59	28	28	28	28	28	28	28
7	85,35	32,5	32	32,5	33	32,5	33	32,5833
8	97,12	36	37	37,5	37,5	37	37,5	37,0833
9	109,87	42	42	42	42	42	42	42
10	122,63	46	46	46	46	46	46	46
11	135,38	50,5	50,5	50,5	50,5	50,5	50,5	50,5

Ecuția dreptei de regresie are forma:

$$z - 27,425758 = 0,371441 \cdot (M_t - 71,73273)$$

Coeficientul de regresie al dreptei "caracteristică de etalonare a cuplei torsionometrice" se află cu o probabilitate de 99% între limitele de încredere cu valorile:

$$b \in [0,371413 \wedge 0,371469]$$

Dreapta de regresie (caracteristica de etalonare a cuplei torsionometrice) este dată în Figura 5.9 iar domeniul în care se poate afla această dreaptă cu certitudinea de 99% este dat în Figura 5.10.

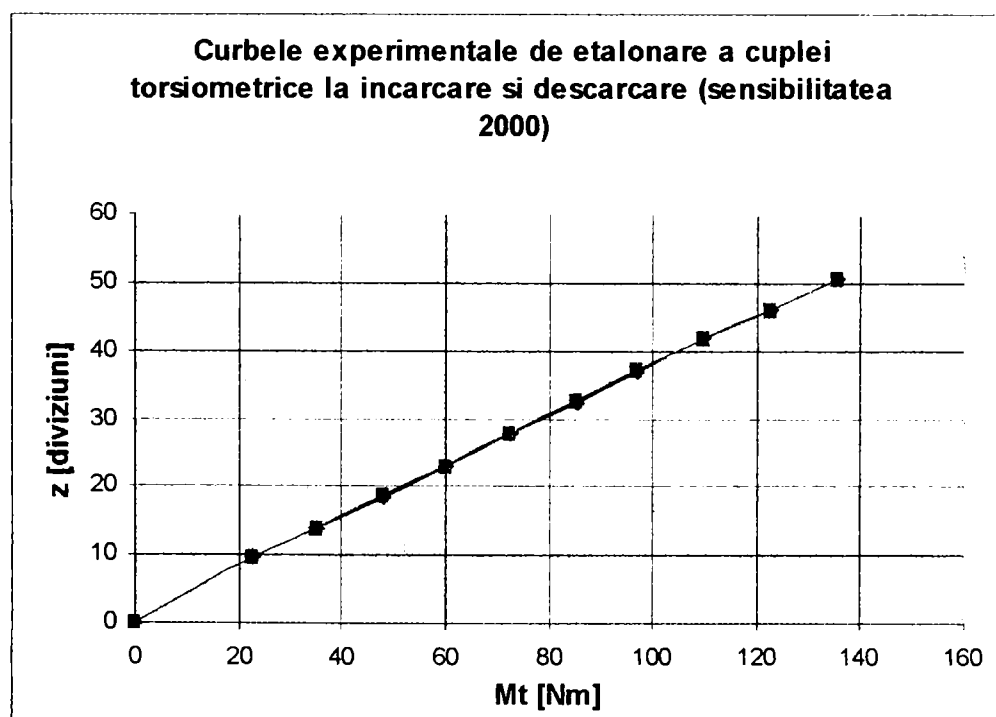


Figura 5.8

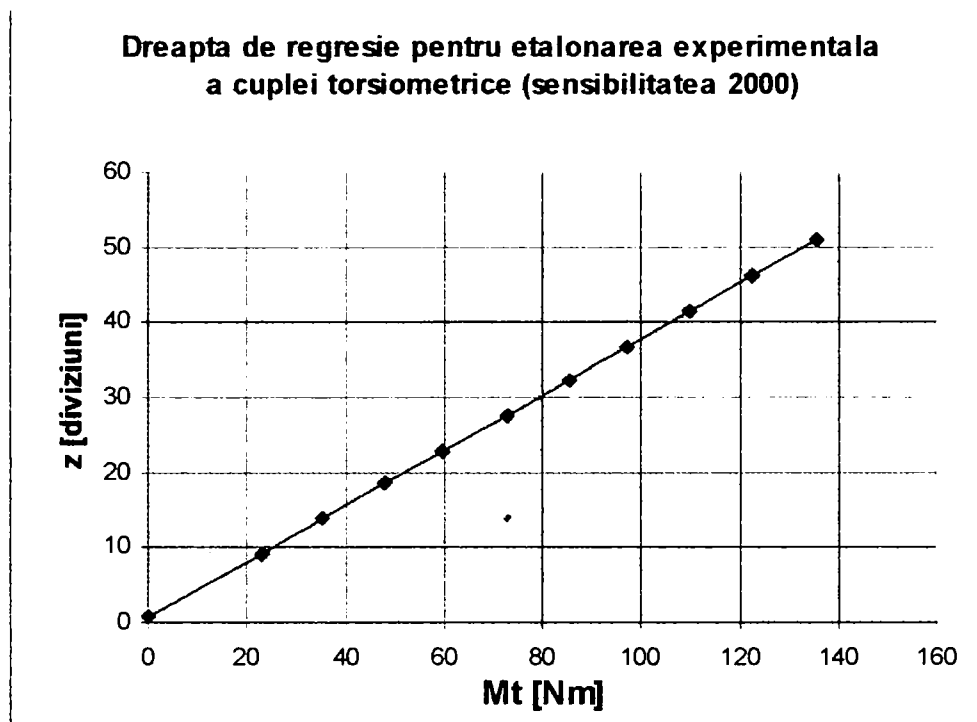


Figura 5.9

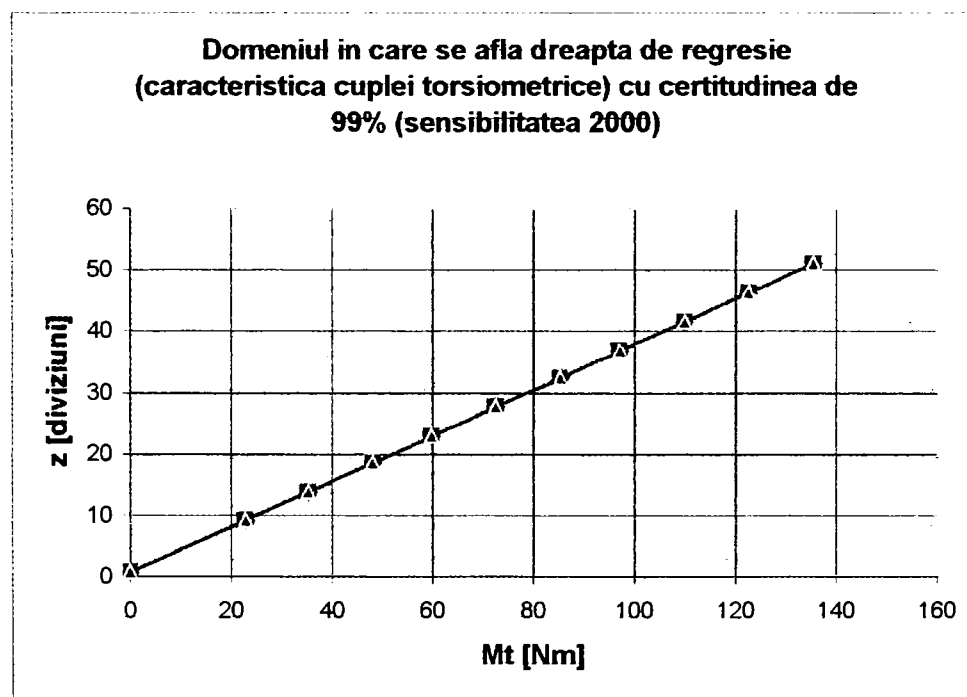


Figura 5.10

În cazul sensibilității de 5000 caracteristica de etalonare experimentală prezintă o histereză mecanică mai mare decât în celelalte cazuri prezentate anterior figura 5.11.

Tabelul 5.3

Nr. crt	M_t [Nm]	Z_1 [div]	Z_2 [div]	Z_3 [div]	Z_4 [div]	Z_5 [div]	Z_6 [div]	Z_{med} [div]
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	22,86	4,9	4,9	5	5	4,7	4,8	4,88333
3	35,32	6	6	6,5	6	6	6	6,08333
4	48,1	8	8	8	8	8	8	8
5	59,84	10	10	10	10	10	10	10
6	72,59	11	11	11,6	12	12	12	11,6
7	85,35	13,5	14	14	14	13,5	14	13,8333
8	97,12	15	15	15	15	15	15	15
9	109,87	17	17	17	17	17	17	17
10	122,63	19	19,5	20	19,5	19,5	19,5	19,5
11	135,38	21	20,5	21	21	20,5	21	20,8333

Ecuția dreptei de regresie are forma:

$$z - 11,52121 = 0,15026 \cdot (M_t - 71,73273)$$

Coeficientul de regresie al dreptei "caracteristică de etalonare a cuplei torsiometrice" se află cu o probabilitate de 99% între limitele de încredere cu valorile:

$$b \in [0,150232 \wedge 0,150286]$$

Dreapta de regresie (caracteristica de etalonare a cuplei torsiometrice) este dată în Figura 5.12 iar domeniul în care se poate afla această dreaptă cu certitudinea de 99% este dat în Figura 5.13.

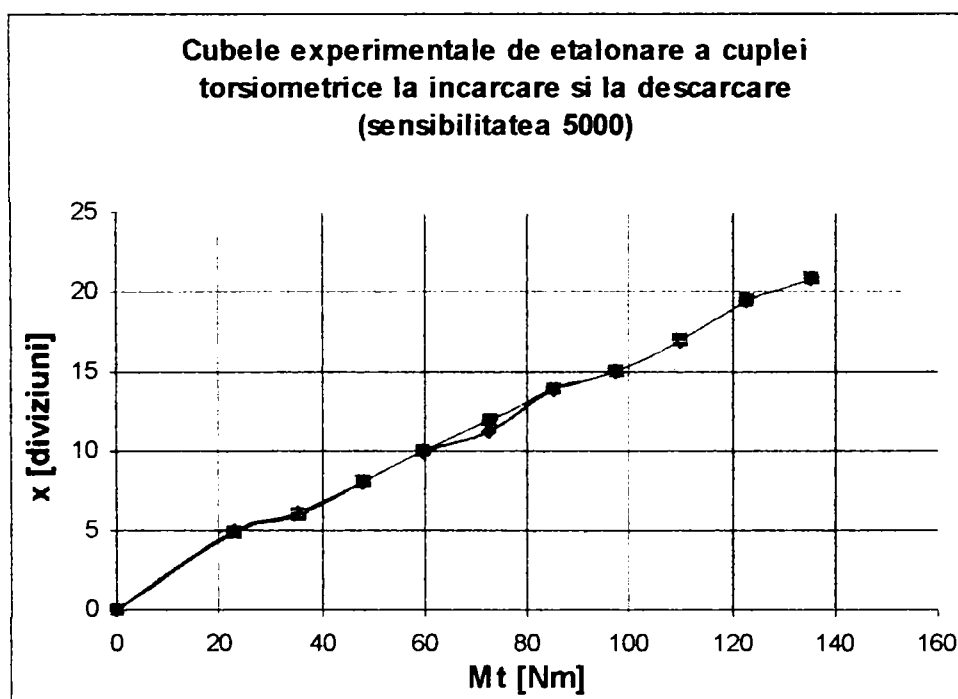


Figura 5.11

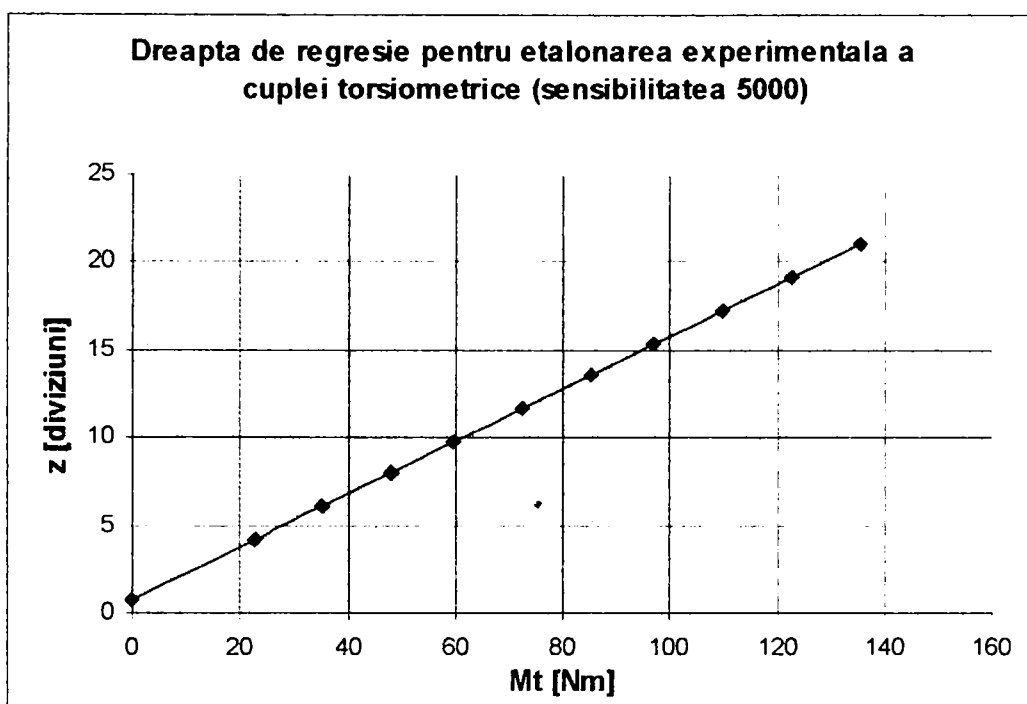


Figura 5.12

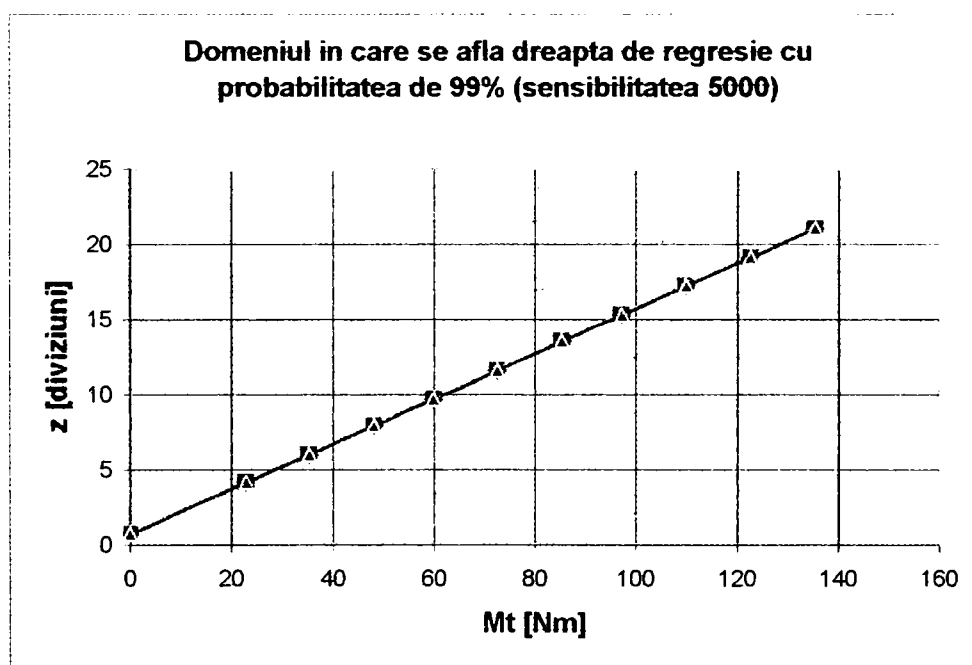


Figura 5.13

5.3 Încercarea experimentală a dispozitivului inerțial

Dispozitivul inerțial de încărcare permite modificarea a doi parametri pentru realizarea unui anumit moment de încărcare. Cei doi parametri sunt:

- unghiul α ;
- viteza unghiulară de antrenare.

Valoarea unghiului α nu se poate determina prin citire directă ci numai în mod indirect prin citirea unghiului δ . Cele două unghiuri sunt prezentate în Figura 5.14.

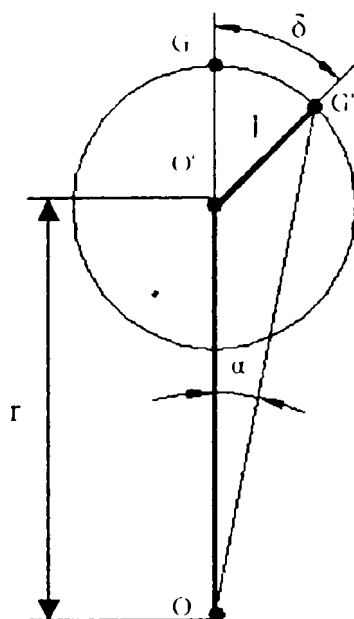


Figura 5.14

Punctul notat cu O reprezintă centrul roții solare a dispozitivului de încărcare, O' este centrul piesei excentrice și respectiv centrul roții satelit iar cu G s-a notat centrul de greutate a piesei excentrice. Prin rotirea piesei excentrice în jurul unei axe ce trece prin punctul O' se modifică poziția punctului G. Acesta poate ajunge în diferite puncte notate cu G' care se găsesc pe un cerc cu raza "l". Distanța dintre punctele O și O' s-a notat cu "r". În cazul dispozitivului care a fost proiectat și care se găsește montat pe standul de încercări raportul $r/l=3,8$.

Având în vedere că unghiul δ se citește direct pe stand iar unghiul α este cel funcție de care se calculează teoretic valoarea momentului de încărcare, în Tabelul 5.4 se prezintă valorile lui α pentru diferite valori ale lui δ .

Tabelul 5.4

$\delta[^\circ]$	5	10	15	30	45	60	75	90
$\alpha[^\circ]$	1	2	4	6	8	10	12	14

Valorile experimentale ale momentului de încărcare s-au obținut prin reglarea dispozitivului astfel încât să se obțină în mod succesiv

pentru α valorile 1° , 2° , 4° și 6° . Pentru fiecare valoare a unghiului α s-a procedat la patru încărcări respectiv descărcări ale instalației, ceea ce înseamnă creșterea vitezei unghiulare de antrenare de la 800 rot/min la 1600 rot/min și descreșterea la 800 rot/min. Atât la încărcare cât și la descărcare s-a citit de fiecare dată valoarea momentului în șase puncte. Valorile astfel obținute sunt trecute în tabelele 5.4...5.7. În aceste tabele momentul se măsoară în Nm, iar ω în rad/sec.

5.3.1. Valorile experimentale pentru $\alpha=1^\circ$

Tabelul 5.4

ω	Încărcare					Descărcare					Mt exp.
	Mt1	Mt2	Mt3	Mt4	Mt med'	Mt1	Mt2	Mt3	Mt4	Mt med	
83,78	0,9	0,8	0,9	0,87	0,867	0,8	0,8	0,9	1	0,875	0,871
104,7	1,3	1,2	1,4	1,36	1,315	1,4	1,3	1,2	1,4	1,325	1,32
125,6	1,8	1,7	2	1,9	1,85	1,8	1,6	1,8	1,7	1,725	1,787
146,6	2,3	2,2	2,5	2,4	2,35	2,4	2,2	2,5	2,3	2,35	2,35
157,0	2,9	2,8	2,9	2,3	2,725	2,9	2,8	2,8	2,9	2,85	2,787
167,5	3,1	3,2	3,4	3,3	3,25	3,2	3,1	3,4	3,5	3,3	3,275

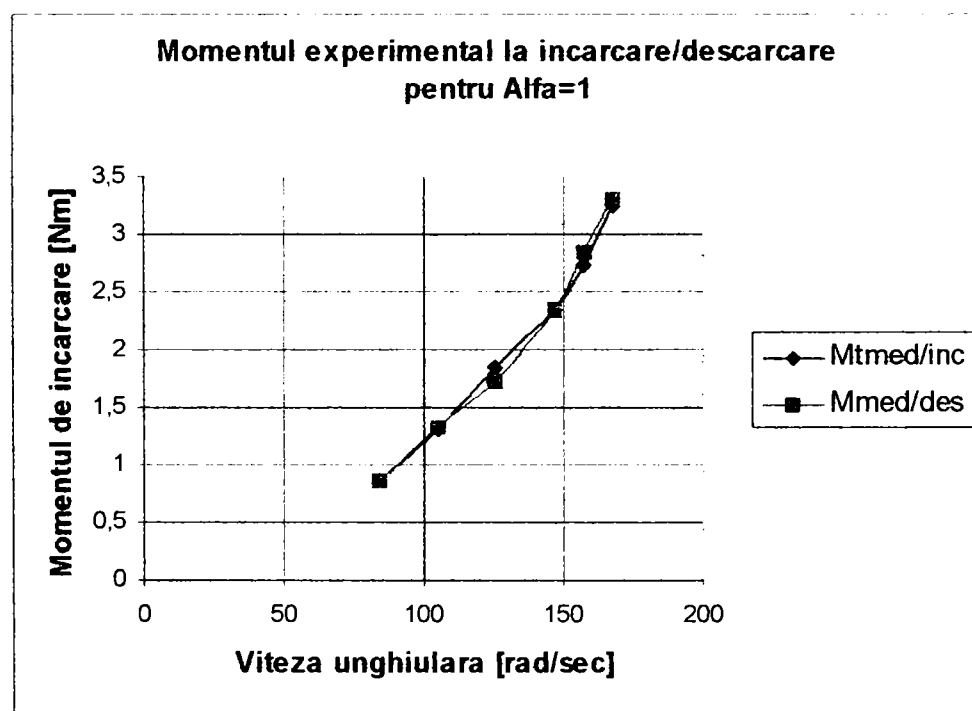


Figura 5.15

În Figura 5.15 se prezintă variația momentului la încărcare și la descărcare în funcție de viteza unghiulară de antrenare. Se observă o

histereză foarte mică a valorilor obținute în cele două situații. Numai în jurul valorii $\omega=125,6$ [rad/sec] există o abatere între cele două curbe, abatere care este de maximum 6,8%. În rest cele două curbe aproape că se suprapun perfect.

Având în vedere că aceste valori s-au obținut în urma unui număr de patru încărcări și descărcări se poate trage concluzia că dispozitivul de încărcare își menține caracteristicile mecanice în timp, pentru unghiul $\alpha=1^\circ$, deci asigură o bună repetabilitate.

Figura 5.16 prezintă variația momentului de încărcare experimental cu modificarea vitezei unghiulare de antrenare. Valorile momentului în acest caz reprezintă o medie a valorilor medii obținute la încărcare respectiv descărcare.

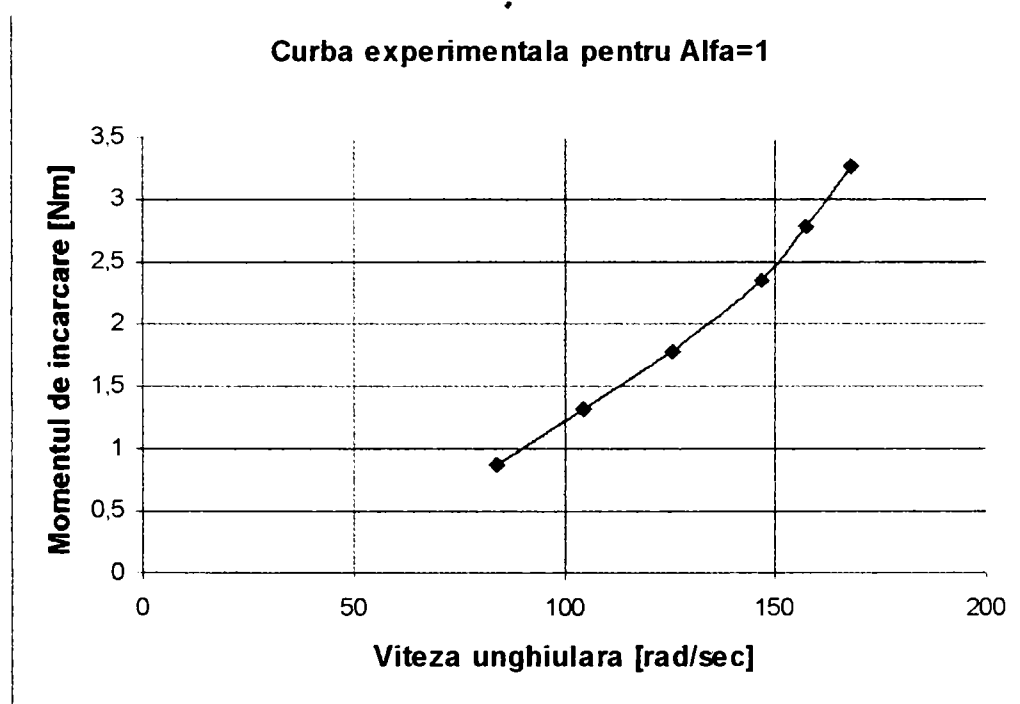


Figura 5.16

Pentru a se putea trage o concluzie asupra funcționării dispozitivului de încărcare se compară valorile momentului obținute pe cale experimentală, reprezentate în figura 5.16, cu valorile momentului obținute în mod teoretic. Această comparație este prezentată în figura 5.17.

Analizând cele două curbe se pot trage următoarele concluzii:

- cele două curbe au aceeași alură;
- valorile experimentale sunt mai mici decât cele teoretice, lucru care se datorează faptului că cupla torsionometrică este amplasată în paralel cu dispozitivul de încărcare iar valorile măsurate sunt afectate de frecare;
- abaterile între cele două curbe se situează între 8,8% și 19,7%.

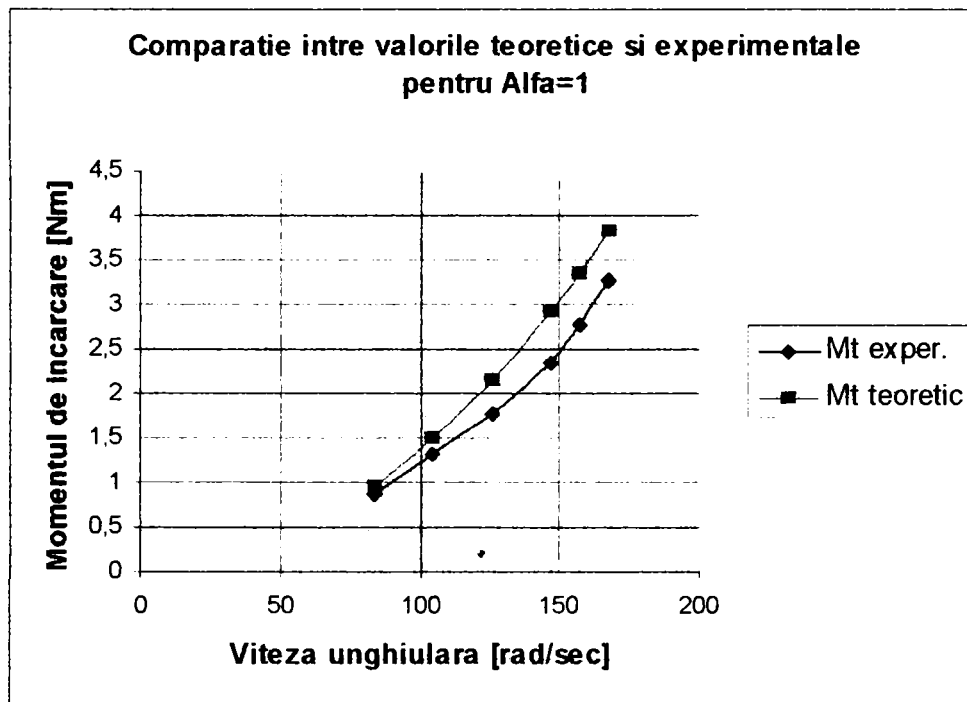


Figura 5.17

5.3.2. Valorile experimentale pentru $\alpha=2^\circ$

Tabelul 5.5

ω	Încărcare					Descărcare					Mt exp.
	Mt1	Mt2	Mt3	Mt4	Mt med	Mt1	Mt2	Mt3	Mt4	Mt med	
83,78	1,5	1,8	1,7	1,8	1,7	1,3	1,5	1,5	1,7	1,5	1,6
104,7	2,4	2,7	2,6	2,3	2,5	2,5	2,5	2,6	2,3	2,475	2,487
125,6	4	3,9	4	3,8	3,925	4	4,1	4	3,9	4	3,962
146,6	5	5,2	5	5,3	5,125	5	5	5,3	5,2	5,125	5,125
157,0	6	6,3	6,2	6	6,125	5,7	6	6,3	6	6	6,062
167,5	7	7,1	7	7,2	7,075	6,5	7,4	7,3	7,1	7,075	7,075

Ca și în cazul anterior s-au reprezentat grafic variațiile momentului la încărcare și la descărcare. Valorile reprezentate în Figura 5.18 sunt mediile valorilor obținute la cele patru încărcări și descărcări.

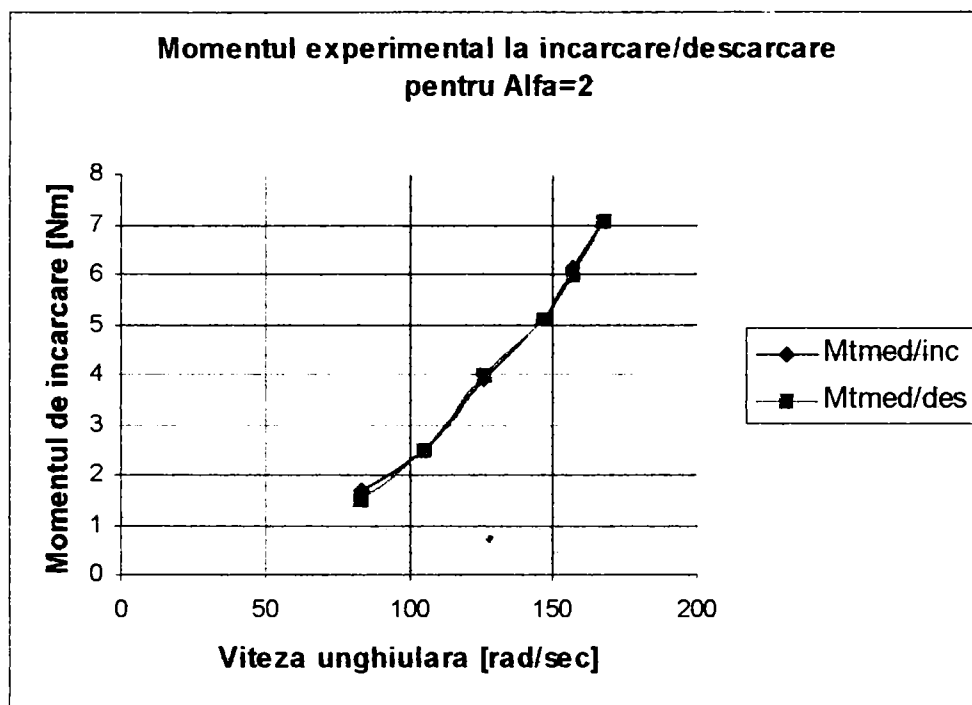


Figura 5.18

În acest caz suprapunerea celor două curbe este perfectă, abaterile sunt practic nesemnificative. Variația momentului experimental, ca medie a celor două medii la încărcare respectiv descărcare, este prezentată în Figura 5.19.

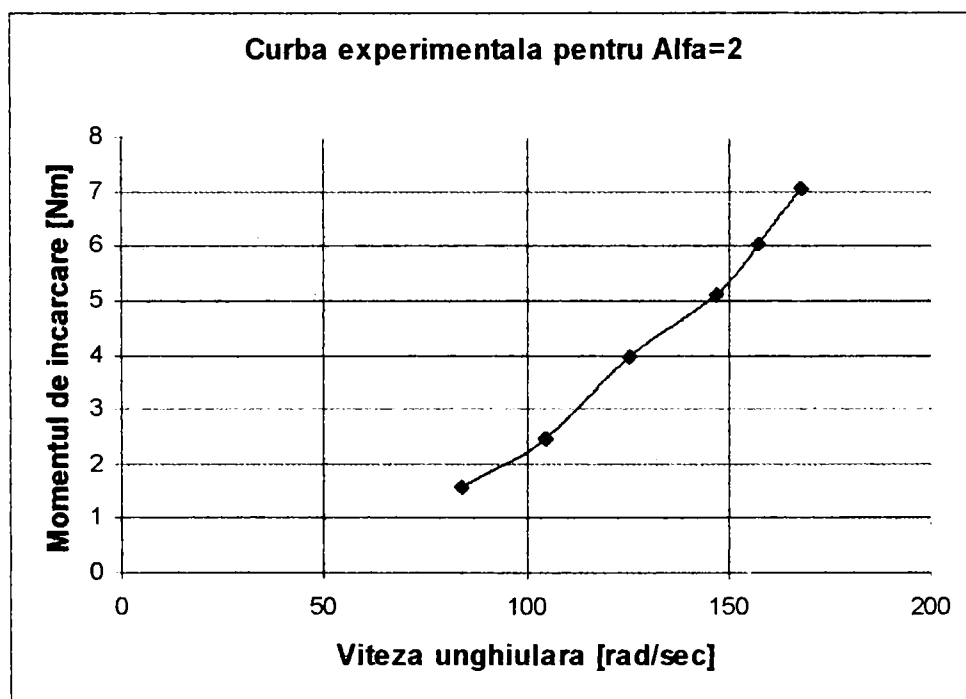


Figura 5.19

Compararea valorilor obținute experimental cu cele teoretice se prezintă în Figura 5.20.

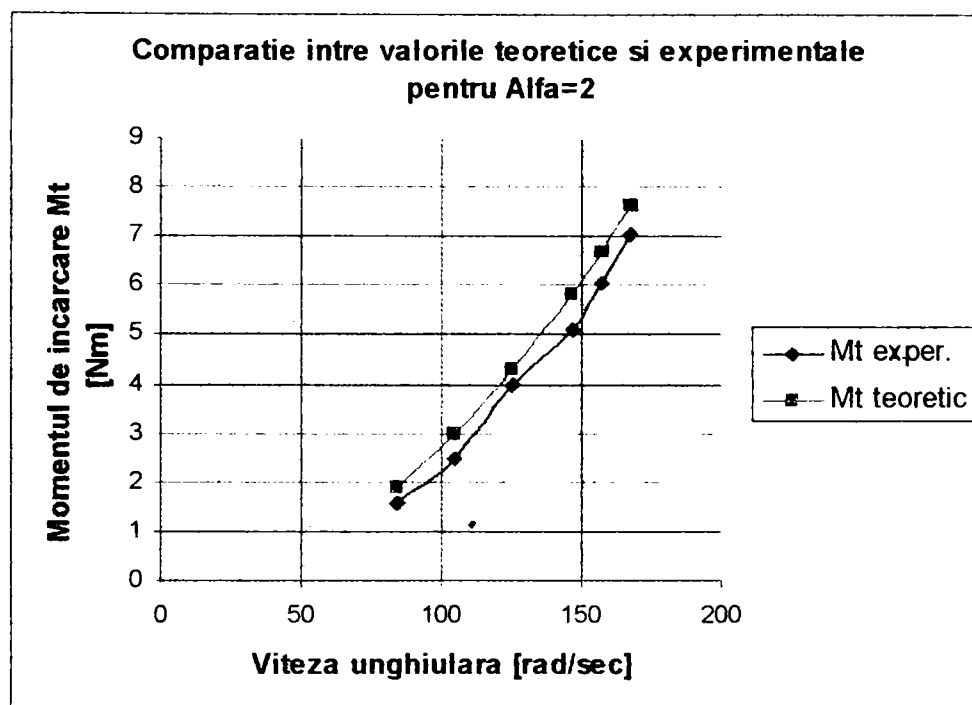


Figura 5.20

Și în acest caz se observă că cele două curbe au aceeași alură, dar abaterile sunt mai mici, ele situându-se între 6,7% și 16,5%. Pentru $\alpha=2^\circ$ apropierea între cele două curbe este mai bună.

5.3.3. Valorile experimentale pentru $\alpha=4^\circ$

Tabelul 5.6

ω	Încărcare					Descărcare					Mt exp.
	Mt1	Mt2	Mt3	Mt4	Mt med	Mt1	Mt2	Mt3	Mt4	Mt med	
83,78	3	2,9	3,2	3,2	3,075	3	3	3	3	3	3,037
104,7	5,2	5,3	5,4	5,5	5,35	5	5,2	5,3	5	5,125	5,237
125,6	8	8,2	8,1	7,9	8,05	8	7,9	8	8	7,975	8,012
146,6	10,7	10,5	10,9	10,7	10,7	10	10,5	10,7	10,3	10,37	10,53
157,0	12,8	12,9	12,7	12,9	12,82	12,5	12,6	12,3	12,5	12,47	12,65
167,5	14	14,2	14,3	14,4	14,22	14	14	14,1	13,9	14	14,11

Variația momentului mediu rezultat în urma celor patru încărcări respectiv descărcări se prezintă în Figura 5.21.

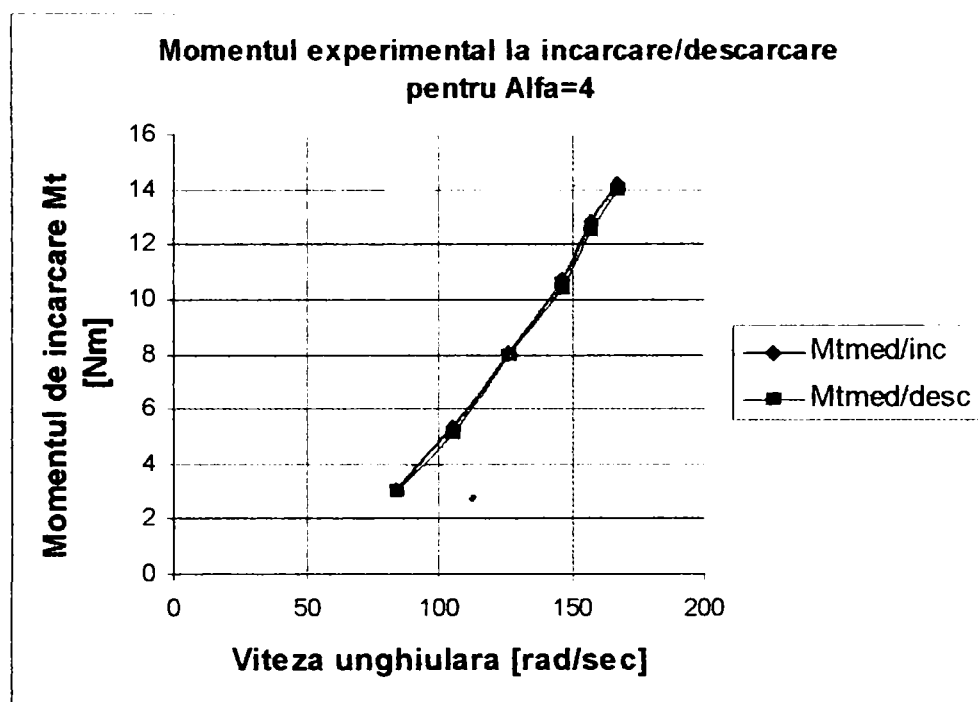


Figura 5.21

Variația momentului experimental ca valoare medie a mediilor valorilor de la încărcare respectiv descărcare este prezentată în Figura 5.22.

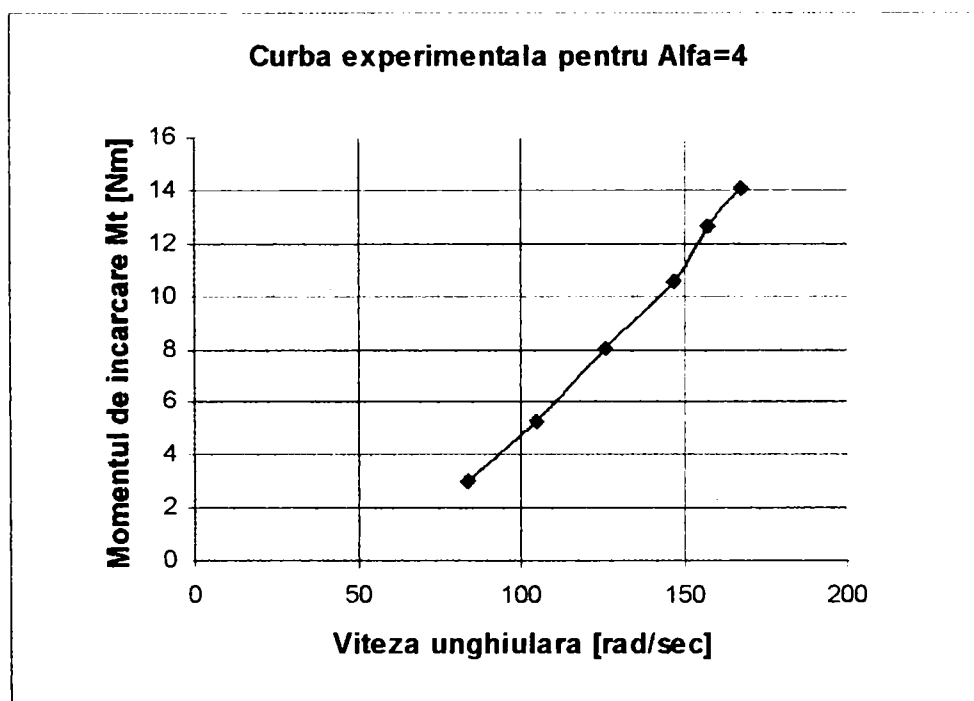


Figura 5.22

Comparația între valorile obținute experimental și cele teoretice pentru $\alpha=4^\circ$, se prezintă în Figura 5.23.

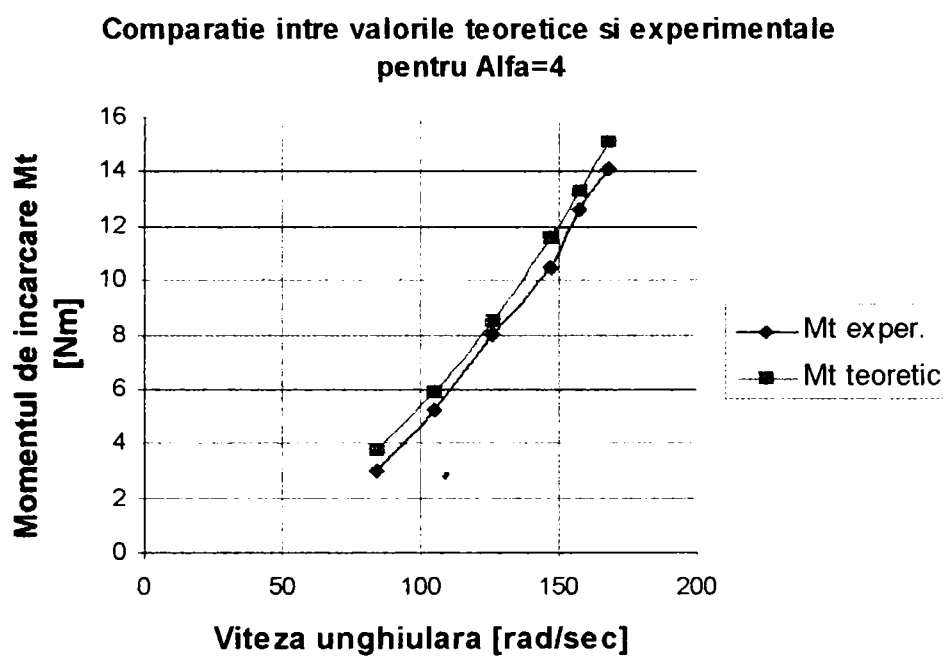


Figura 5.23

Și în acest caz histereza este practic inexistentă, Figura 5.21, cele două curbe care se compară în Figura 5.23 au aceeași alură iar abaterile sunt cuprinse între 4,9% și 19,7%. Trebuie menționat că valoarea abaterii de 19,7% este doar într-un singur punct, în restul punctelor valorile abaterii sunt de maxim 5%.

5.3.4. Valorile experimentale pentru $\alpha=6^\circ$

Tabelul 5.7

ω	Încărcare					Descărcare					Mt exp.
	Mt1	Mt2	Mt3	Mt4	Mt med	Mt1	Mt2	Mt3	Mt4	Mt med	
83,78	5	5,1	4,9	5,2	5,05	5	5	5	5	5	5,025
104,7	7,9	7,8	8	8,1	7,95	7,5	8	8,3	8	7,95	7,95
125,6	11,8	11,7	11,9	11,8	11,8	11,5	11,8	11,7	11,9	11,72	11,76
146,6	15,9	16,2	16	16,3	16,1	16	16	16	16	16	16,05
157,0	18,5	18,4	18,6	18,7	18,55	18	18,5	18,3	18,9	18,42	18,48
167,5	21,5	21,8	21,5	21,4	21,55	21	22	21,4	21,3	21,42	21,48

În Figura 5.24 se poate observa că pentru cazul când $\alpha=6^\circ$ se obține cea mai bună suprapunere a celor două curbe experimentale obținute la încărcarea respectiv descărcarea sistemului.

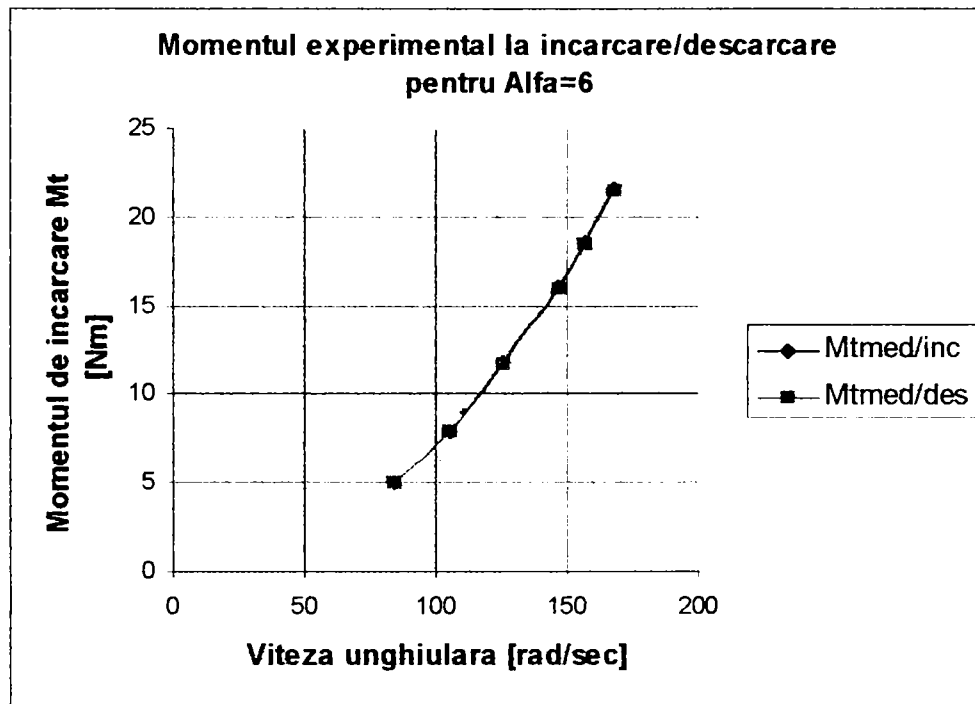


Figura 5.24

Variația momentului experimental, care și în acest caz s-a calculat ca medie a mediilor valorilor de la încărcare și descărcare, se prezintă în Figura 5.25.

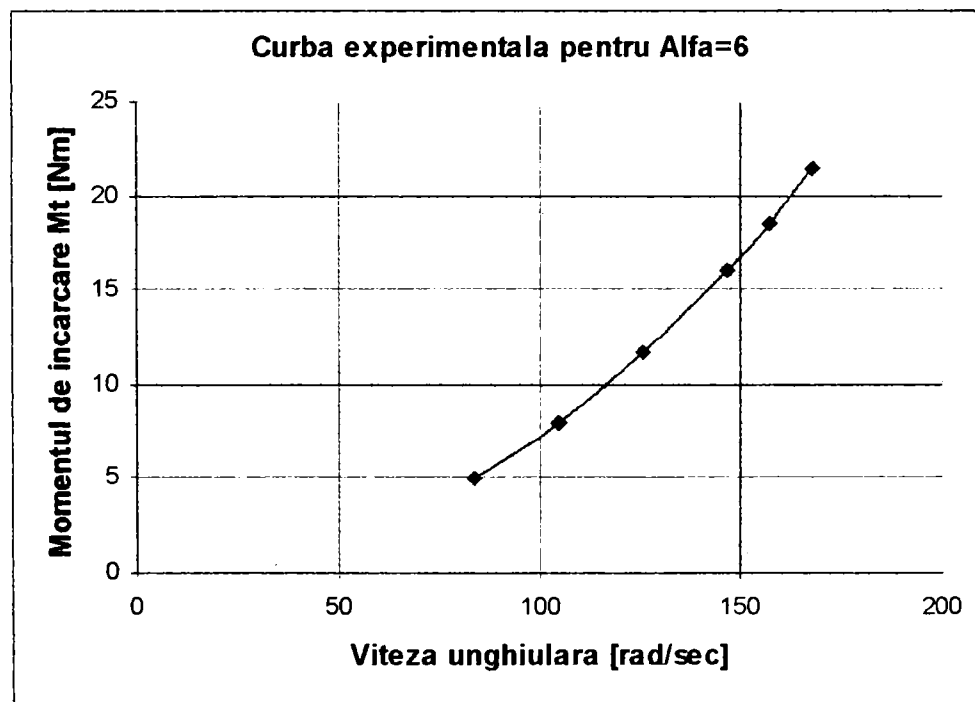


Figura 5.25

Ca și în cazurile prezentate anterior și în acest caz s-a făcut o comparație între valorile obținute teoretic și experimental, comparație care se prezintă în Figura 5.26.

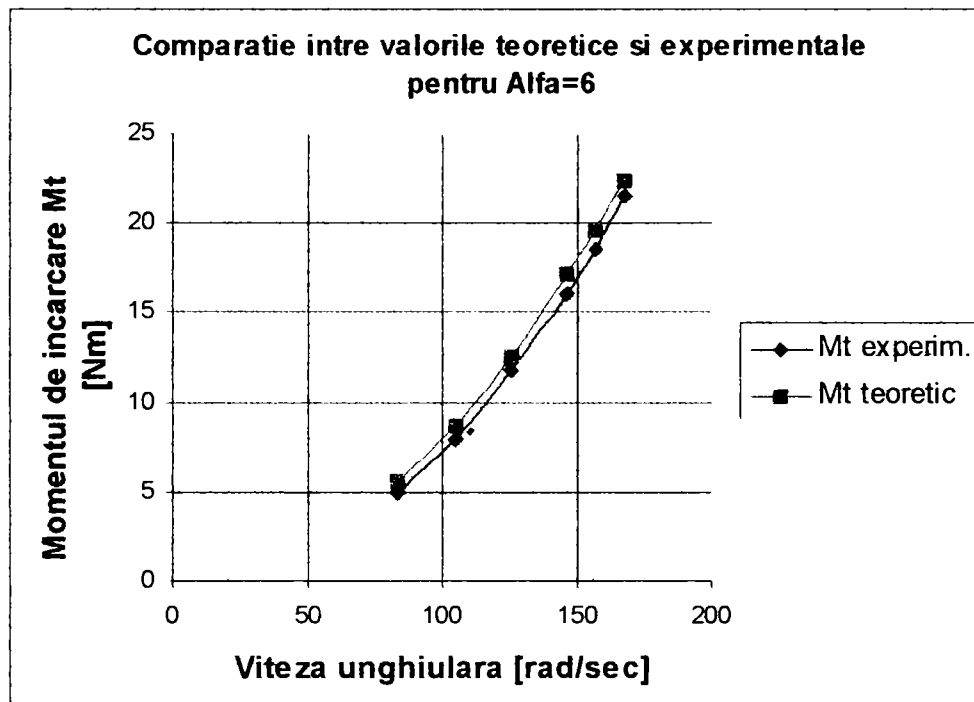


Figura 5.26

Analizând valorile obținute pentru $\alpha = 6^\circ$ se constată că histereza la descărcare respectiv descărcare este inexistentă, iar abaterile între valorile obținute teoretic și experimental se încadrează în domeniul 10,1% - 4%.

5.3.5. Concluzii 1

Aceste prime concluzii se doresc o analiză a rezultatelor experimentale obținute pentru următorii parametri ai dispozitivului de încărcare inerțial:

- Masa unei piese excentrice $m = 0,230$ [kg];
- Raportul $\lambda = r./l$, conform Figurii 5.12, este $\lambda \approx 4$.
- $\alpha = [1^\circ, 2^\circ, 4^\circ, 6^\circ]$.

Ca și concluzii corespunzătoare celor patru cazuri experimentale analizate se pot spune următoarele:

- repetabilitatea rezultatelor este foarte bună în toate cazurile;
- histereza dintre valorile obținute la încărcare respectiv descărcare scade cu creșterea unghiului α ;
- abaterile dintre valorile obținute teoretic și experimental scad cu creșterea valorii unghiului α , existând tendința de stabilizare în jurul valorii de 4%.

Încercările efectuate cu dispozitivul având caracteristicile prezentate anterior arată o bună comportare a acestuia din punct de vedere funcțional dar valorile momentului de încărcare obținute s-au considerat prea mici. Pentru creșterea momentului de încărcare, având în vedere că nu mai există posibilitatea creșterii în continuare a vitezei unghiulare, s-a procedat la creșterea valorii maselor pieselor excentrice prin atașarea de acestea a unor mase suplimentare. În urma acestei operații dispozitivul de încărcare are următoarele caracteristici:

- Masa pieselor excentrice $m=0,330$ kg;
- Raportul $r/l \approx 3,8$.

Cu dispozitivul având acești parametri s-au efectuat noi încercări, din care în lucrarea de față se vor prezenta doar cele care au fost considerate semnificative. Creșterea momentului de încărcare este de 65% față de varianta inițială.

În continuare se prezintă rezultatele încercărilor experimentale obținute cu dispozitivul modificat.

5.3.6. Momentul de încărcare pentru unghiul $\alpha=6^\circ$

Valorile momentului de torsiune la încărcarea respectiv descărcarea sistemului, obținute experimental, sunt prezentate în Tabelul 5.8.

Tabelul 5.8

ω	Încărcare					Descărcare					Mt exp.
	Mt1	Mt2	Mt3	Mt4	Mt med	Mt1	Mt2	Mt3	Mt4	Mt med	
83,78	7,8	7,2	7,9	8	7,725	8	7,6	7,8	7,5	7,725	7,725
104,7	12,5	11,9	12,6	11,3	12,07	12	11,6	11,5	11	11,52	11,8
125,6	19,3	18,9	19,8	18,8	19,2	20	19,3	18,9	19	19,3	19,25
146,6	26,4	25,8	26,1	26	26,07	26	25,6	25,4	25	25,5	25,78
157,0	30,1	29,8	29,2	29,5	29,65	30	29,6	30,1	29	29,67	29,66
167,5	36	35,54	34,9	35,1	35,38	36	35,6	34,9	35,1	35,4	35,39

Variația momentului în funcție de viteza unghiulară la încărcare respectiv descărcare este prezentată în Figura 5.27, variația momentului mediat încărcare/descărcare se prezintă în Figura 5.28 iar

comparația între valorile teoretice și cele experimentale este prezentată în Figura 5.29.

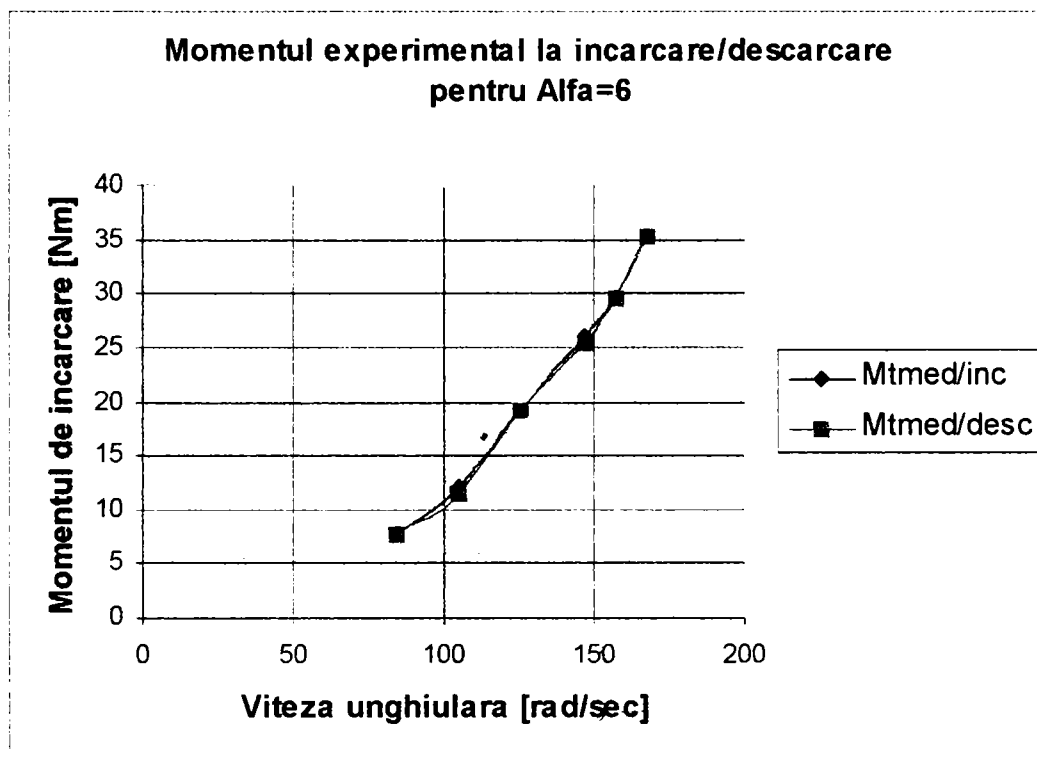


Figura 5.27

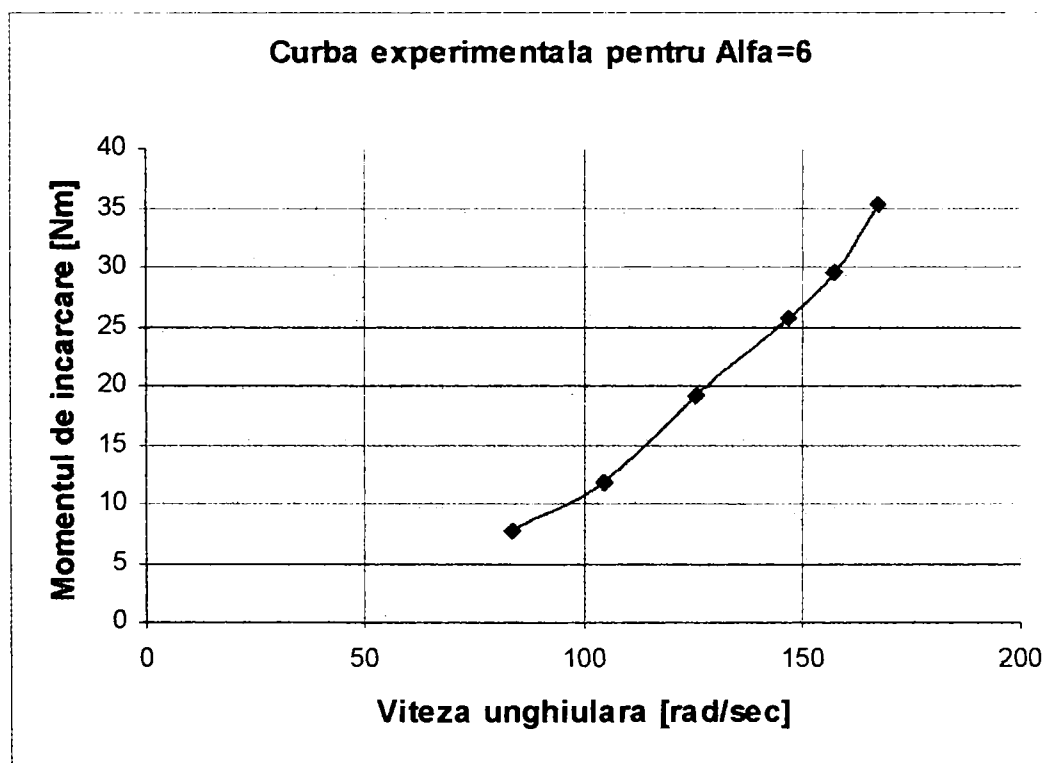


Figura 5.28

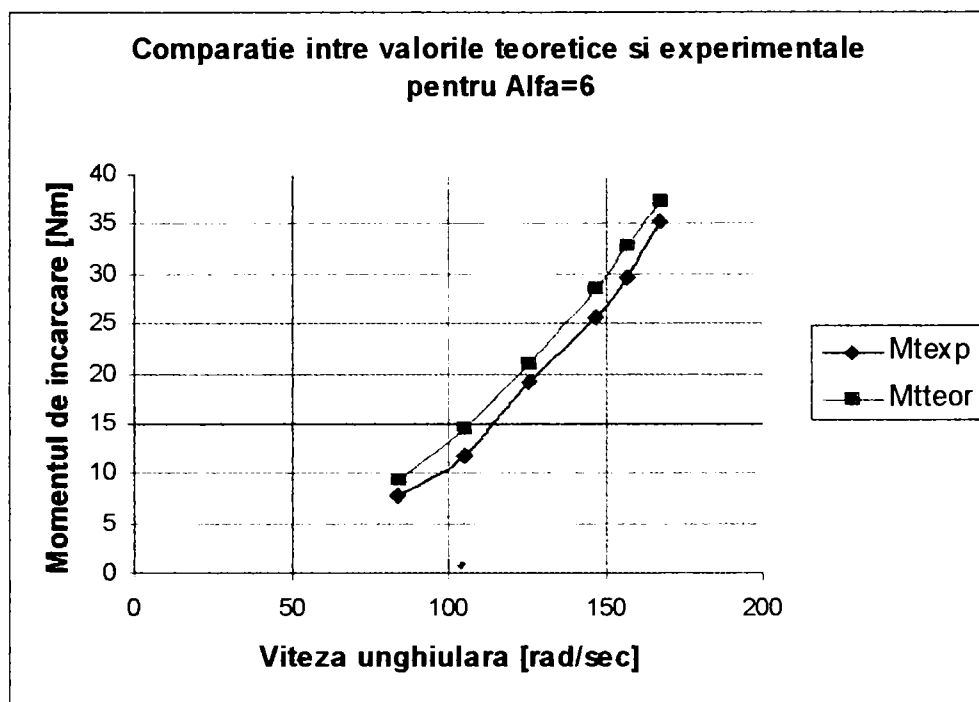


Figura 5.29

În Figura 5.30 se prezintă comparativ valorile momentului de încărcare obținute cu dispozitivul inițial (dispozitiv 1) respectiv cu dispozitivul având parametri modificați (dispozitiv 2).

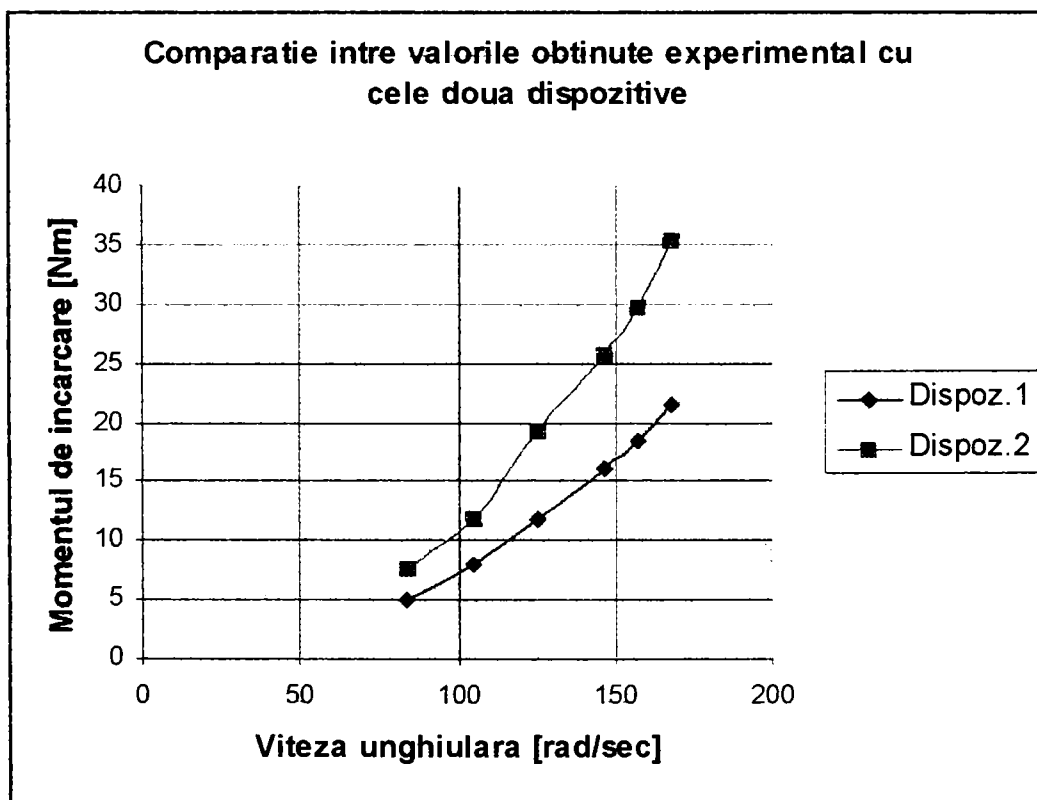


Figura 5.30

5.3.7. Momentul de încărcare pentru unghiul $\alpha=8^\circ$

Pentru a determina valoarea maximă a momentului de încărcare pe care o poate realiza dispozitivul de încărcare inerțial, valoare pe care se poate conta în încercările de rodare ce urmează a fi efectuate, s-au făcut încercări experimentale și pentru valoarea maximă a unghiului α . Rezultatele experimentale sunt prezentate în figurile 5.31, 5.32 și 5.33.

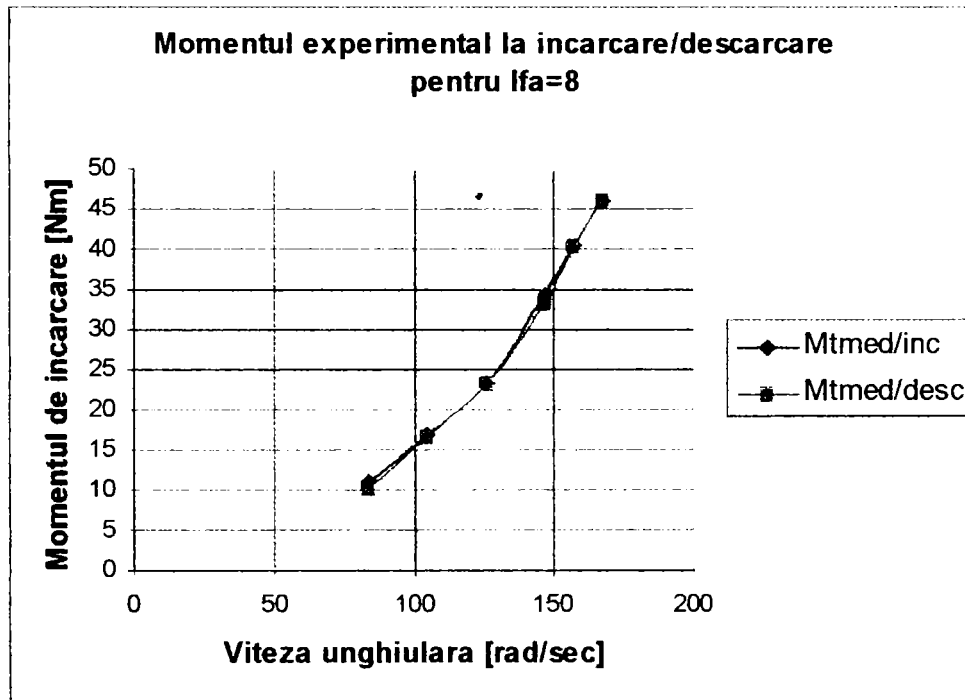


Figura 5.31

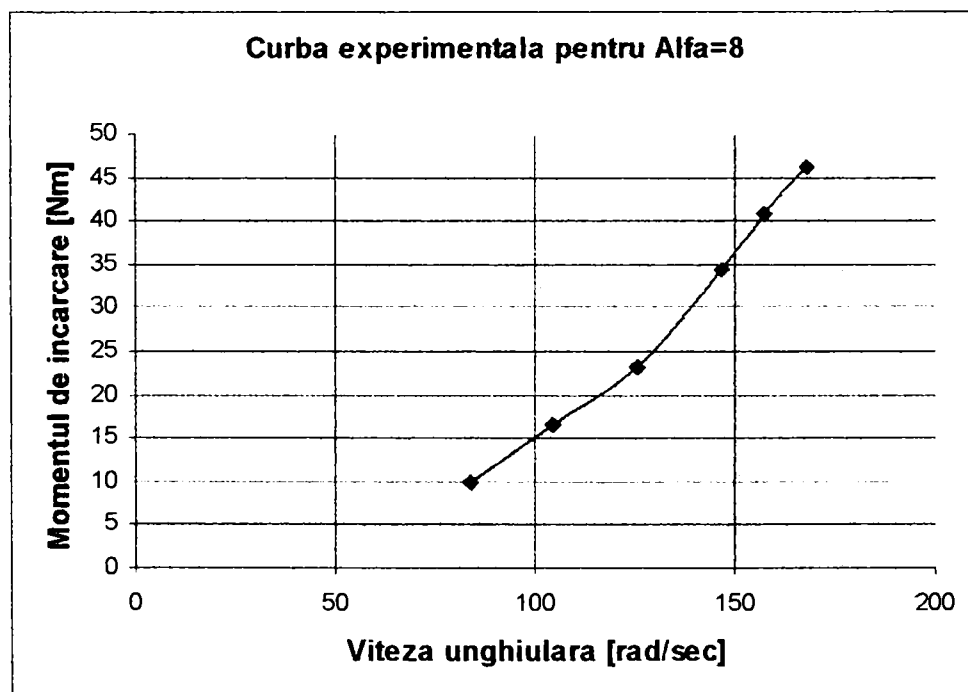


Figura 5.32

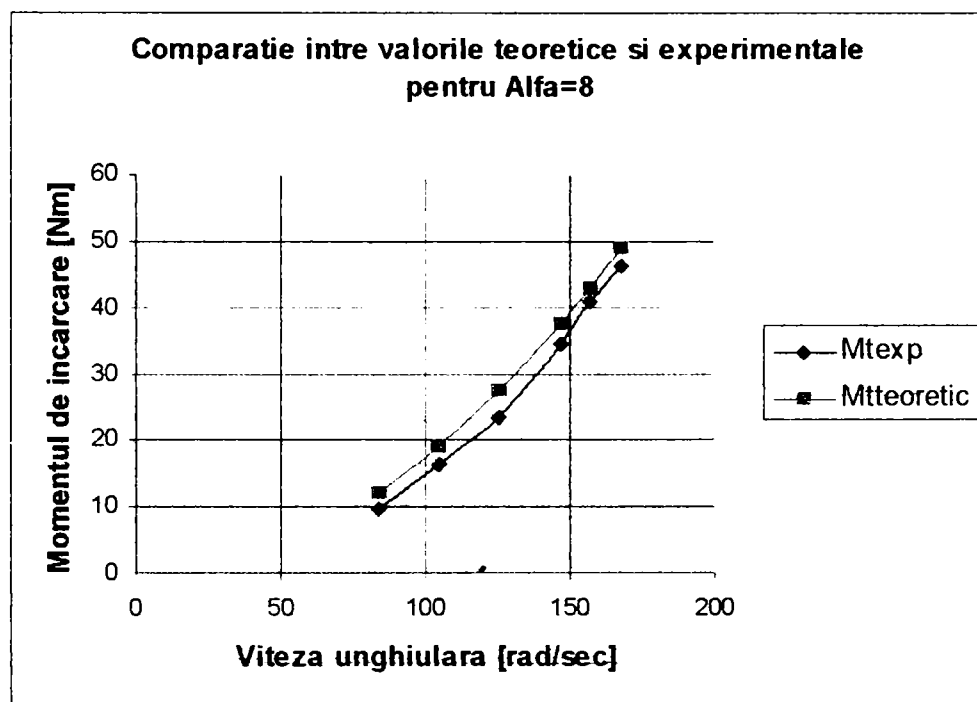


Figura 5.33

Și în acest caz se observă o foarte bună apropiere a valorilor experimentale de cele teoretice.

5.3.8 Variația momentului de încărcare în cazul în care la unul din semidispozitive $\alpha=8^\circ$ iar la cel de-al doilea $\alpha=0^\circ$

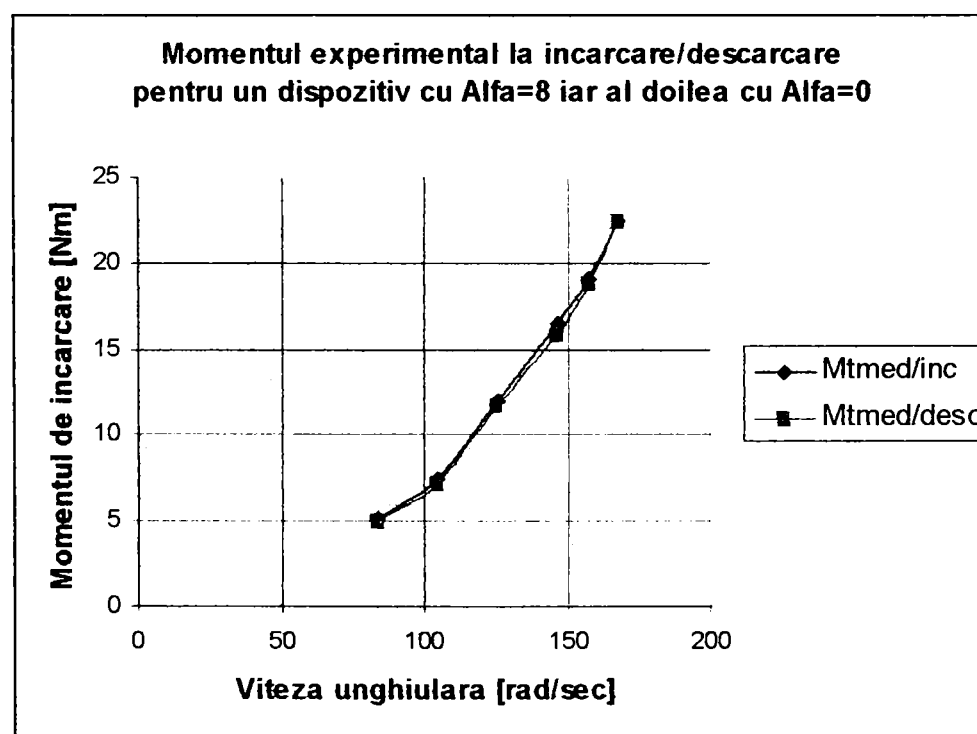


Figura 5.34

Această încercare s-a efectuat pentru a verifica dacă în acest caz se obțin momente a căror valori să fie jumătate din valorile obținute în cazul în care la ambele semidispozitive unghiul $\alpha=8^\circ$. Și de această dată așteptările au fost confirmate de rezultatele experimentale care sunt prezentate în figurile 5.34, 5.35, 5.36.

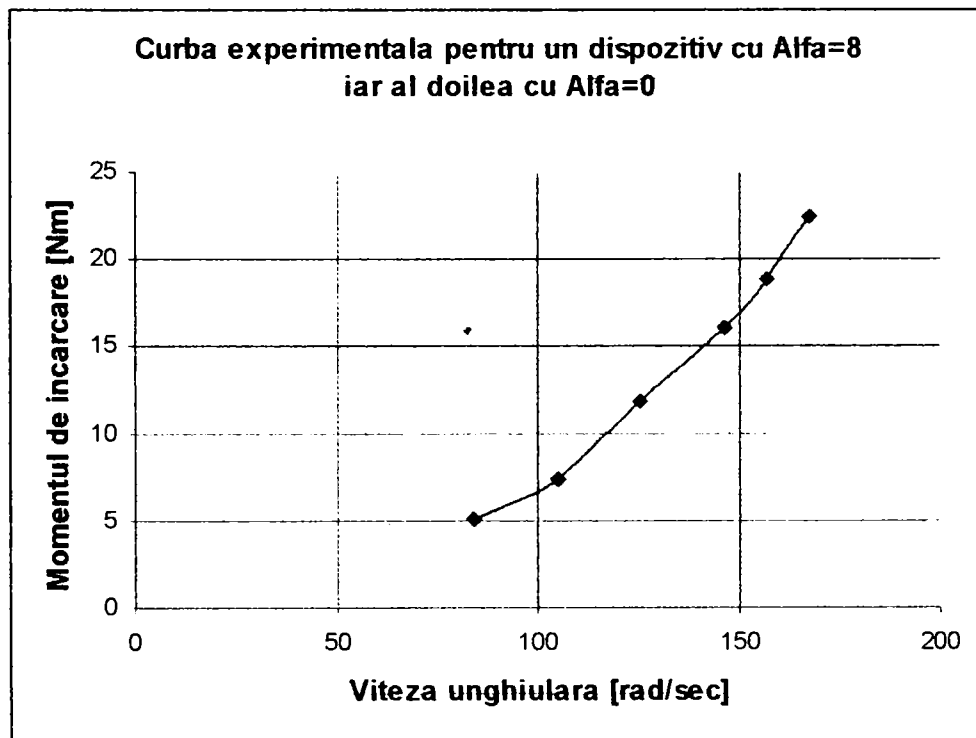


Figura 5.35

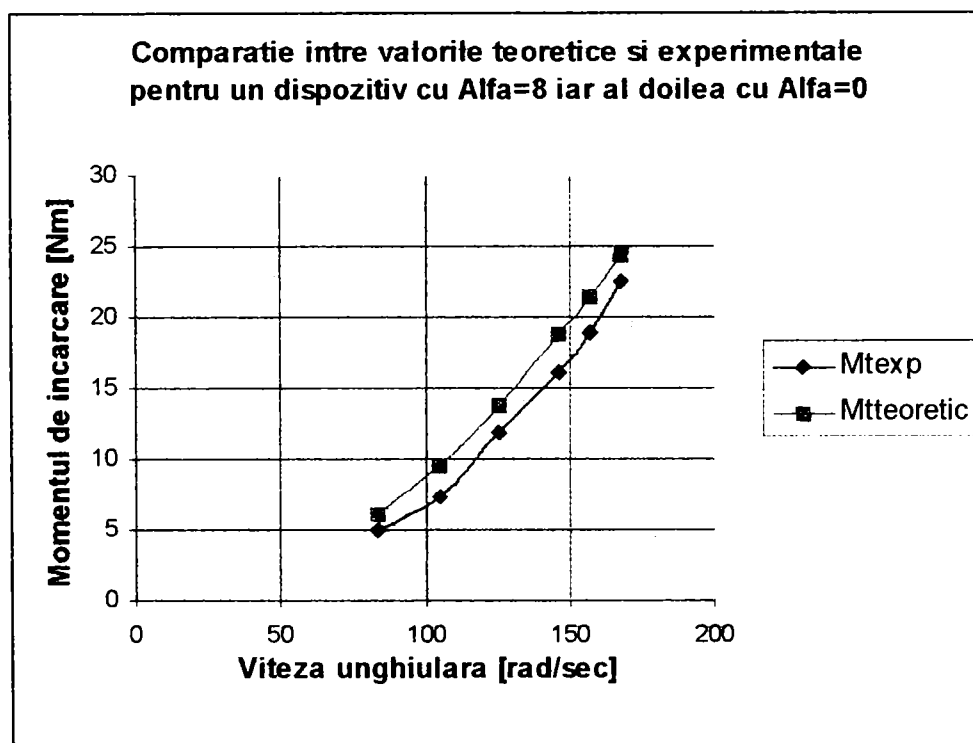


Figura 5.36

5.3.9. Concluzii 2

Ca și în cazul dispozitivului în prima variantă repetabilitatea rezultatelor este foarte bună, histereza dintre valorile obținute la încărcare respectiv descărcare este foarte mică iar abaterile dintre valorile teoretice și cele experimentale se mențin la 4%.

Considerând că dispozitivul inerțial are o foarte bună comportare experimentală s-a trecut la a doua etapă a încercărilor și anume la rodarea roților dințate pe standul care are în componență dispozitivul inerțial.

5.4. Rodarea angrenajelor

Această etapă a constat în rodarea a 3 angrenaje utilizând standul prezentat anterior. Roțile dințate care formează angrenajul 1 au fost notate cu 1a și 1, angrenajul 2 cu 2a și 2, iar angrenajul 3 cu 3 și 3a.

Roțile dințate au următoarele caracteristici:

- geometria: $m=5$, $z_1=z_2=24$, $x_1=x_2=0$;
- duritatea: 250-300 HB;
- prelucrare: frezare;
- Material: roțile 1a, 2a, 3a din 41MoC11;
roțile 1, 2, 3 din OLC 45;

În cadrul rodării angrenajelor s-au urmărit doi parametri care dau informații legate de rodare:

- evoluția valorii temperaturii uleiului în timpul rodării;
- evoluția rugozității flancurilor dinților roților dințate supuse rodării.

Măsurarea temperaturii uleiului s-a făcut cu ajutorul unui termometru și s-a măsurat la un interval de 30 minute pe întreaga perioadă a rodării.

Pentru a urmări evoluția microgeometriei flancurilor dinților s-a măsurat rugozitatea acestora înainte de rodare, în timpul rodării la intervale stabilite prin programul de încercări respectiv la terminarea perioadei de rodare.

La fiecare roată s-a măsurat rugozitatea tot la al treilea dinte luând în considerare că toate roțile au fost realizate prin frezare, iar după măsurarea rugozității tuturor flancurilor dinților la una din roți s-a constatat că aceasta se menține la aceeași valoare. Rugozitatea flancurilor, la toate măsurătorile efectuate înainte sau după rodare, s-a făcut după o direcție paralelă cu axa roții. Pentru ca aceste măsurători să se poată realiza trebuie să fie suficient loc între profilele antiomoloage a doi dinți succesivi pentru palpatorul profilometrului. Din acest considerent modulul roților dințate încercate s-a ales $m=5$ mm.

S-a încercat măsurarea rugozității și după o direcție perpendiculară pe axa roții dar acest lucru nu a fost posibil din cauza construcției palpatorului profilometrului.

Măsurarea microgeometriei flancurilor dinților s-a efectuat cu profilometrul electronic IEMI N 2801 prevăzut cu mecanismul de antrenare N 2801, Figura 5.37.



Figura 5.37

S-a încercat măsurarea rugozității flancurilor și cu un profilometrul SURTRONIC dar s-a renunțat la el, deoarece acesta nu este compatibil cu un sistem automat de achiziționare de date. Semnalul de ieșire al profilometrului SURTRONIC este o valoare integrată a valorilor măsurate în puncte. Cu aceste valori de ieșire nu se putea ridica profilograma flancurilor dinților roților, profilogramă necesară pentru determinarea curbei de portanță Abbott-Firstone. Din acest motiv a fost ales profilometrul electronic IEMI care permite ca semnalul analogic furnizat la ieșirea aparatului să fie cuplat la un canal de intrare al înregistratorului sistemului de achiziție de date Virtual Bench-Logger.

Pentru a cuantifica rugozitatea suprafețelor măsurate s-a ales ca mărime caracteristică *rugozitatea medie aritmetică* R_a . S-a făcut această alegere deoarece conform unui studiu al *The American Society of Mechanical Engineers* intitulat *An American National Standard-Surface Texture*, această mărime caracteristică a rugozității este utilizată în majoritatea țărilor, lucru care rezultă din Tabelul 5.8, preluat din studiul mai sus amintit [Z2].

Parametri de rugozitate adoptați în diferite țări ale lumii Tabelul 5.8

Nr. crt.	Parametri de rugozitate	ISO	România	Franța	Germania	Marea Britanie	Rusia	S.U.A.
1.	Abaterea medie aritmetică	R_a	R_a	R_a	R_a	R_a	R_a	R_a
2.	Abaterea medie pătratică		R_q		R_{aq}			
3.	Înălțimea maximă a profilului	R_y	R_y	R_t R_{max}	R_t		R_{max}	
4.	Înălțimea neregularităților profilului în zece puncte	R_z	R_z	*	R_z^*	R_z	R_z	
5.	Înălțimea medie a profilului			R				
6.	Pasul mediu al neregularităților profilului		S_m	A_R	A_r		S S_m	
7.	Procentajul lungimii portante a profilului		t_p	$(T_r)_c$	t_p		t_p	
8.	Adâncimea de nivelare		R_p	R_p	R_p			
9.	Înălțimea ondulației		W	W	W			

* Valoarea medie a înălțimii maxime a profilului măsurată pentru cinci intervale consecutive, egale fiecare cu o cincime din lungimea de referință considerată (conform DIN 4776).

5.4.1. Sistemul de măsurare cu achiziție de date Virtual Bench-Logger

Echipamentul de măsurare utilizat în cadrul programului experimental permite măsurarea prin intermediul traductoarelor și a senzorilor a unui important număr de mărimi fizice. Schema bloc a echipamentului este prezentată în Figura 5.38.

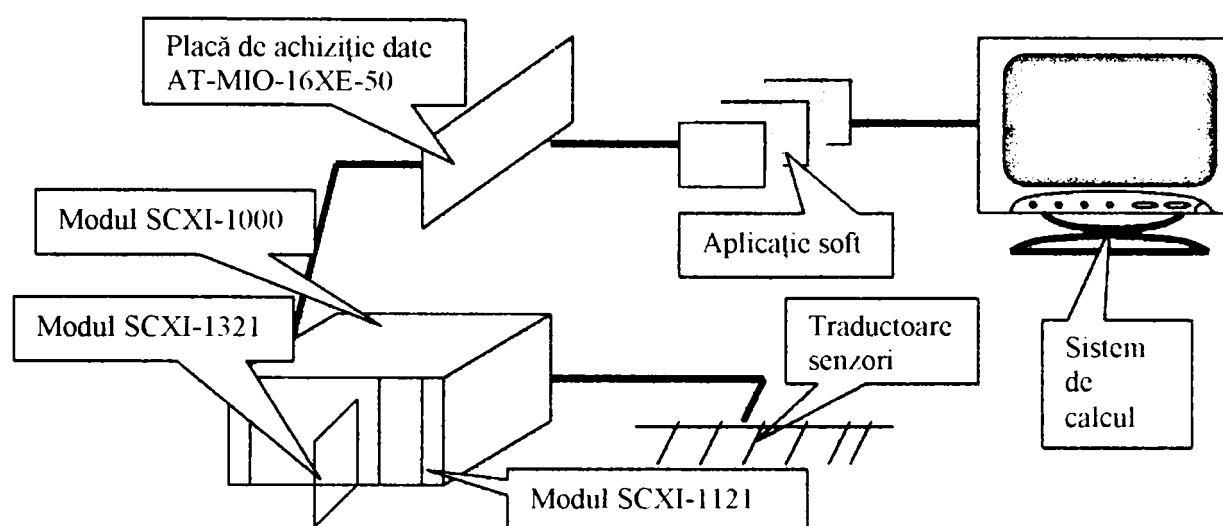


Figura 5.38

Funcțiile și caracteristicile blocurilor sunt:

- Modul SCXI-1321 bloc terminal special pentru punți tensometrice care permite reglarea la zero a offsetului și calibrarea șuntului pentru punțile tensometrice;
- Modulul SCXI-1121 bloc intermediar care permite măsurarea simultană pe patru canale a unor semnale ce nu pot depăși 250 Vrms. Modulul oferă patru surse izolate de excitație în curent sau tensiune continuă cu 3,33 V sau cu 10 V pentru măsurători tensometrice sau termice cu termorezistențe. Amplificarea programabilă în trepte acoperă intervalul [1...2000];
- Modulul SCXI-1000 reprezintă șasiul prevăzut pentru patru module de intrare. Prin acesta se asigură mediul ecranat pentru condiționarea semnalelor, asigurarea alimentării blocurilor prin sursă de zgomot redus, răcirea forțată a echipamentului și conectarea modulelor spre placa de achiziție de date prin trei busuri (magistrale) de semnale interne;
- Modulul AT-MIO-16XE-50 constituie blocul de bază al sistemului, adică placa de achiziție de date multifuncțională. Prin aceasta se pot asigura 16 canale de intrare analogice de 16 bit, 2 canale de ieșire analogice de 12 bit, 8 canale digitale Input/Output, TTL și 2 counter/timer la 20 MHz. Placa include și drivere pentru softul de configurare NI-DAC sub Windows 95.

Aplicația soft Data Logger multicanal este preluată de pe compact disc. Placa de achiziție de date s-a instalat într-un calculator

personal prevăzut cu CD-ROM 24X, al cărui RAM este de 32 Mb, cu hard de 2,1 Gb și care funcționează cu frecvența de tact de 233 MHz.

5.4.2. Programul de rodare al angrenajului 1

La acest angrenaj s-a utilizat un program de rodare care presupune o încărcare treptată a acestuia cu un moment a cărui valoare crește lent în timp ajungând la valoarea maximă de încărcare după 4 ore de funcționare. Momentul maxim de încărcare a fost de 48 Nm, valoarea maximă pe care o poate asigura dispozitivul inerțial utilizat, fiind cu 4% mai mic decât capacitatea maximă de încărcare a angrenajului. Acest program de rodare este prezentat în Figura 5.39.

Înainte de începerea rodajului s-a verificat corectitudinea montajului astfel încât angrenarea roților să fie corectă. S-a spălat incinta în care au fost montate roțile supuse rodării pentru a îndepărta orice fel de particule metalice sau de alt fel care puteau constitui corpuri abrazive în timpul funcționării. Uleiul folosit pentru lubrifiere a fost un ulei de tip T90 EP2.

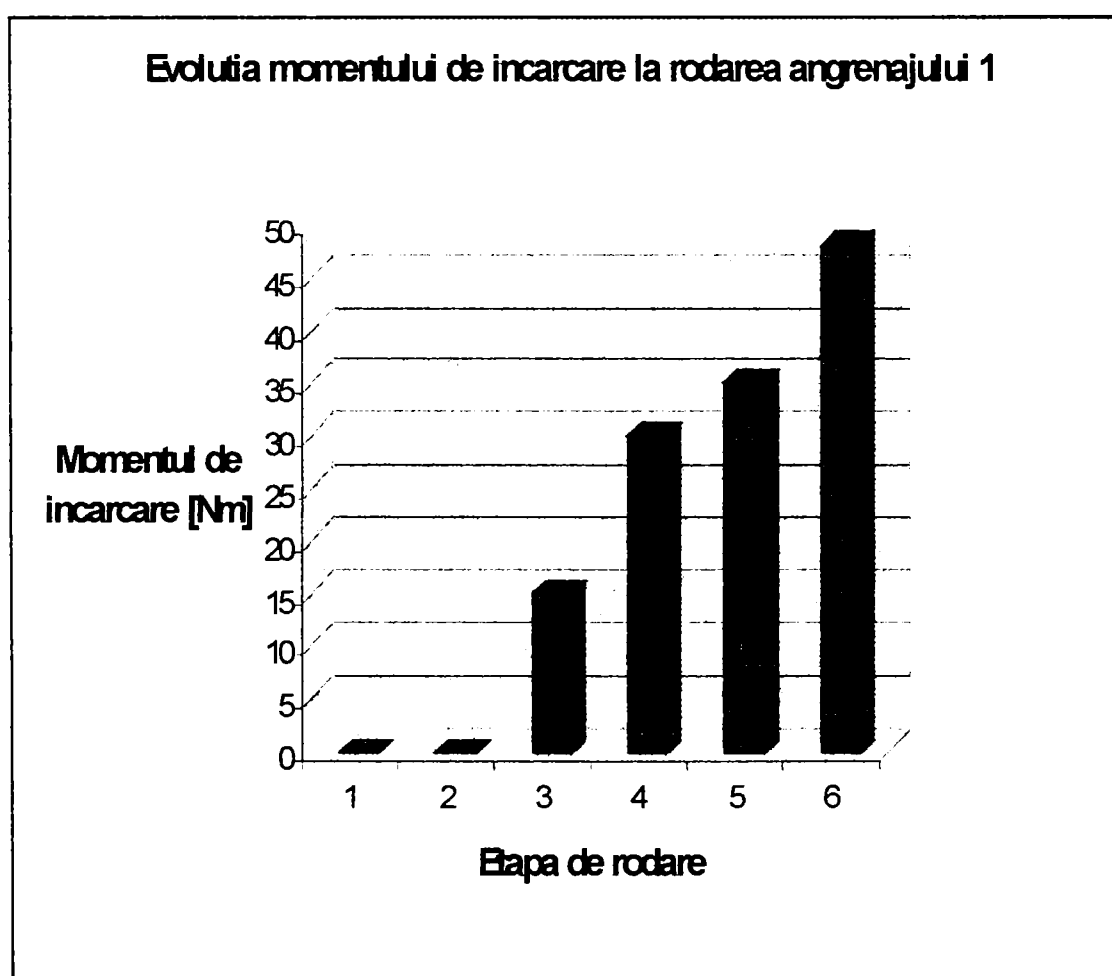


Figura 5.39

Etapa cu numărul 1 a durat 30 de minute iar turația de antrenare a fost de 800 rotații/minut. Etapa 2 a avut aceeași durată ca și prima dar turația a fost de 1000 rotații/minut. Au urmat etapele 3, 4 și 5 având toate durata de 60 de minute iar turațiile au fost de 1200, 1400, respectiv 1500 rotații/minut. Ultima etapă s-a desfășurat pe o durată de 180 de minute la turația de 1600 rotații/minut.

Înainte de montarea roților dințate pe stand în scopul efectuării rodajului s-a procedat la măsurarea rugozității flancurilor dinților. Pentru determinarea corectă a rugozității flancurilor în prealabil s-a ridicat cu ajutorul profilometrului electronic profilograma unei suprafețe etalon având rugozitatea $R_a=6,1\mu\text{m}$. Sistemul de achiziție automată a datelor asigură obținerea valorilor măsurate și sub formă tabelară ceea ce a permis preluarea acestora în programul Excel 97.

Prelucrarea în Excel 97 a datelor obținute la măsurarea rugozității flancurilor prin comparare cu datele prelucrate ale suprafeței etalon a permis determinarea rugozității medii aritmetice R_a a flancurilor.

Pentru fiecare suprafață măsurată au fost achiziționate valori într-un număr de 650...700 de puncte. Dintre acestea pentru determinarea rugozității medii aritmetice au fost preluate valorile corespunzătoare pentru 500 de puncte de măsurare excluzându-le, dacă a fost cazul, pe cele aberant de mari care se datorau agățării vârfului palpatorului la capetele de cursă.

Profilograma suprafeței etalon obținută cu ajutorul sistemului Virtual Bench-Logger este prezentată în Figura 5.40.

Următoarea etapă a constat în măsurarea rugozității flancurilor dinților roților dințate 1a și 1 care formează angrenajul 1.

La fel ca și la suprafața etalon s-a procedat la prelucrarea valorilor obținute prin măsurători cu programul Excel 97 rezultând pentru cei 16 dinți rugozitatea medie aritmetică R_a . Profilogramele obținute pentru dinții cu numărul 1 aparținând roților 1a respectiv 1 sunt prezentate în Figurile 5.41 și 5.42. Valoarea rugozității medii aritmetice este de $6,3\mu\text{m}$ pentru dintele 1 de la roata 1a respectiv $6,3\mu\text{m}$ pentru dintele 1 de la roata 1.

După efectuarea măsurărilor referitoare la rugozitatea flancurilor, roțile dințate 1a și 1 au fost montate pe stand și s-au rodat după programul prezentat în Figura 5.39. La încheierea programului de rodare roțile au fost demontate și s-a măsurat din nou rugozitatea flancurilor. Profilogramele flancurilor obținute în urma rodării sunt prezentate în Figurile 5.43 și 5.44.

În urma prelucrării rezultatelor măsurărilor efectuate după rodare rugozitatea medie aritmetică a dintelui 1 de la roata 1a este $R_a=3,8\mu\text{m}$ iar a dintelui 1 de la roata 1 este $R_a=3,3\mu\text{m}$.

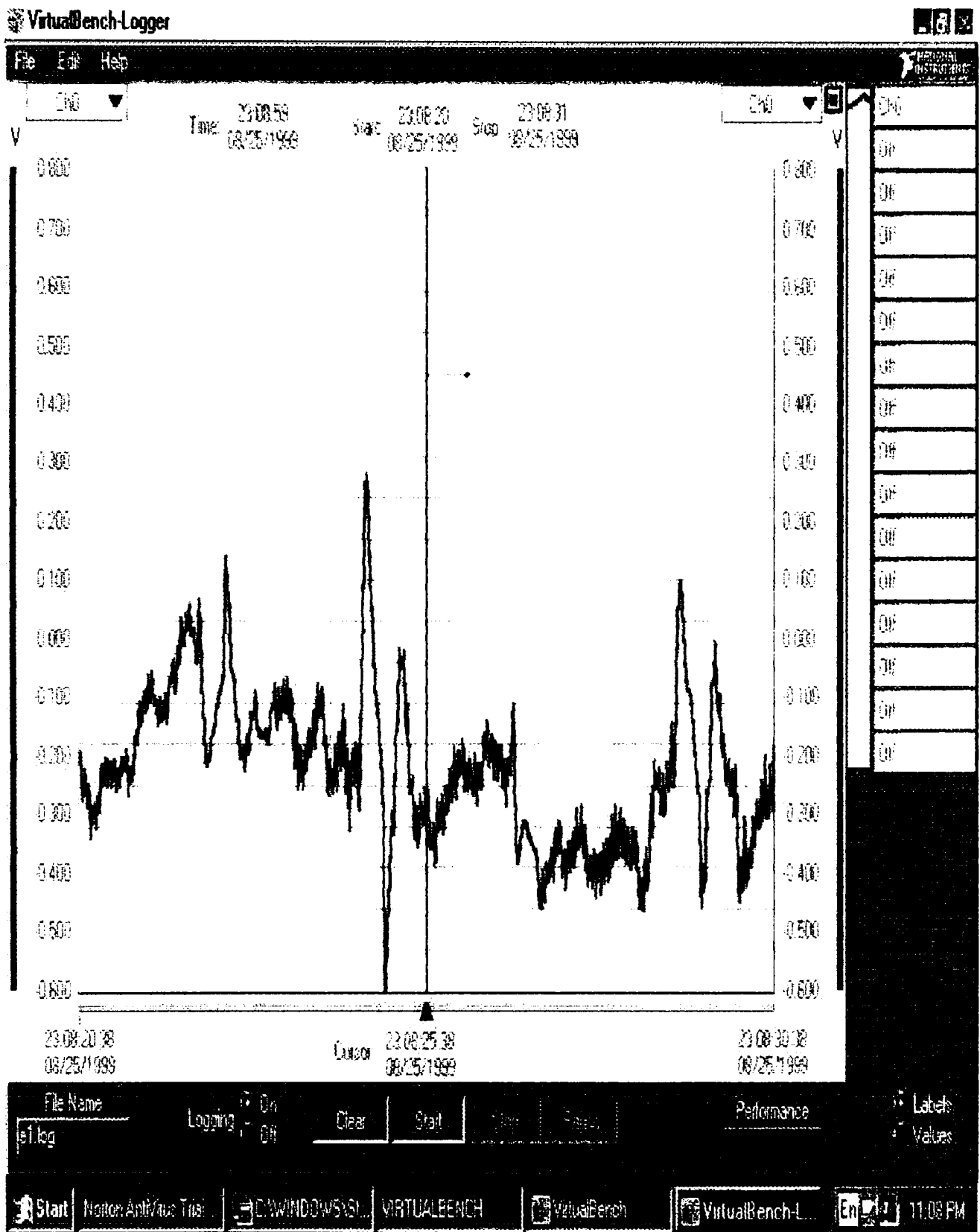


Figura 5.40

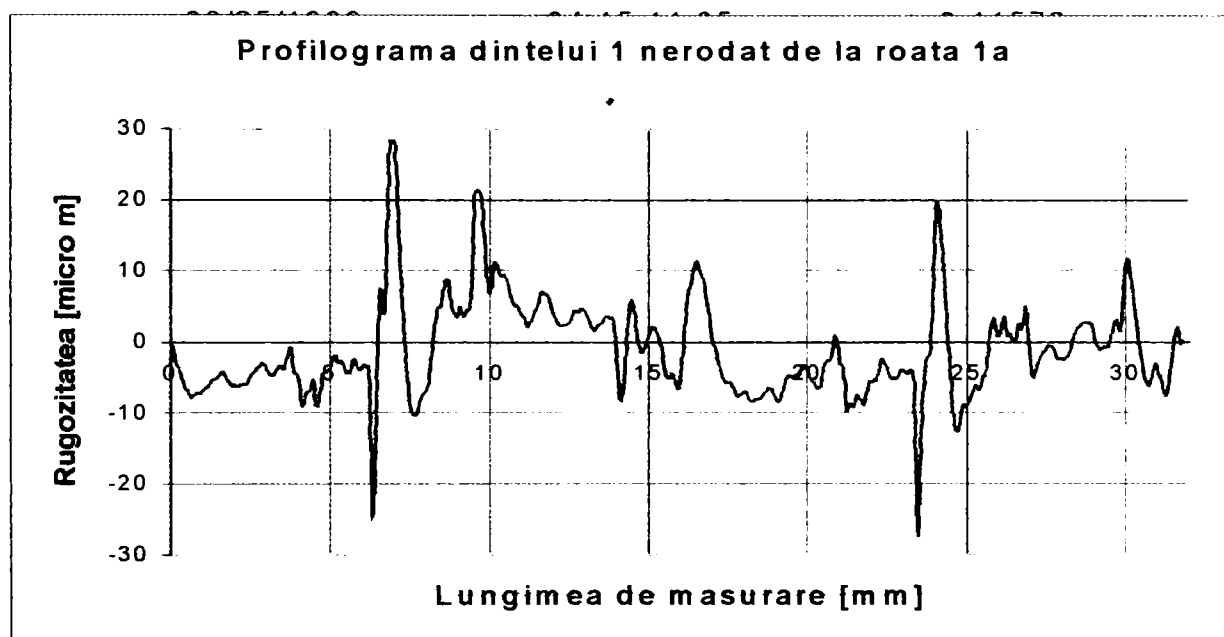
VIRTUALBENCH-LOGGER 2.1 REPORT
 NATIONAL INSTRUMENTS
 DATE CRE 04:14:12 08/25/1999

USER Masurarea rugozitatii

START COMMENT
 Roata 1a dintele 1 nerodat
 END COMMENT

START DATA

Date	Time	Ch0(V)
08/25/1999	04:15:10.97	0.02072
08/25/1999	04:15:10.99	-0.02106
08/25/1999	04:15:11.01	-0.06235
08/25/1999	04:15:11.03	-0.09525



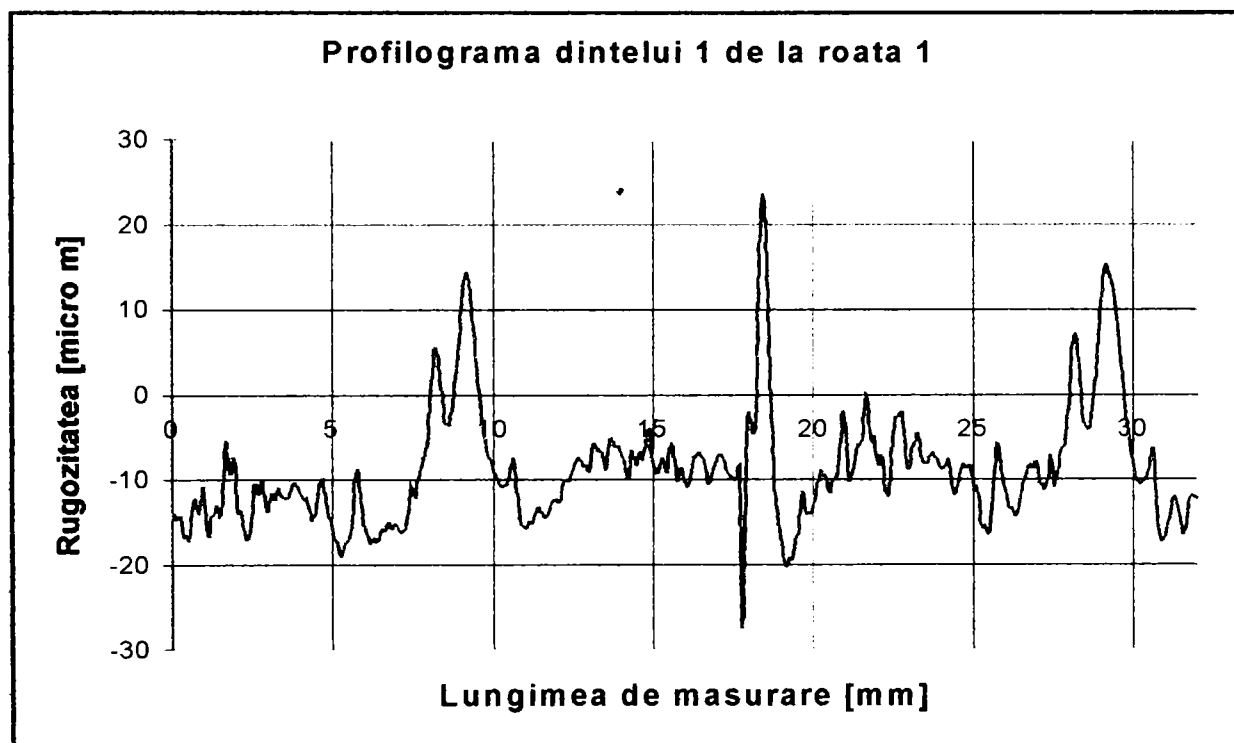
08/25/1999	04:15:11.23	-0.26816
08/25/1999	04:15:11.25	-0.25714
08/25/1999	04:15:11.27	-0.25348
08/25/1999	04:15:11.29	-0.25293
08/25/1999	04:15:11.31	-0.25412
08/25/1999	04:15:11.33	-0.24243
08/25/1999	04:15:11.35	-0.23236
08/25/1999	04:15:11.37	-0.22604
08/25/1999	04:15:11.39	-0.21982
08/25/1999	04:15:11.41	-0.20776
08/25/1999	04:15:11.43	-0.19333
08/25/1999	04:15:11.45	-0.18875
08/25/1999	04:15:11.47	-0.18283
08/25/1999	04:15:11.49	-0.18143
08/25/1999	04:15:11.51	-0.17557
08/25/1999	04:15:11.53	-0.16129
08/25/1999	04:15:11.55	-0.15234
08/25/1999	04:15:11.57	-0.14914
08/25/1999	04:15:11.59	-0.16040
08/25/1999	04:15:11.61	-0.17767
08/25/1999	04:15:11.63	-0.19540

Figura 5.41

Masurare de rugozitate
 START COMMENT
 Roata 1 dintele 1 nerodat
 END COMMENT

START DATA

Date	Time	Ch0(V)
08/25/1999	04:07:05.81	-0.50842
08/25/1999	04:07:05.83	-0.48434
08/25/1999	04:07:05.85	-0.50613
08/25/1999	04:07:05.87	-0.50146
08/25/1999	04:07:05.89	-0.49741



08/25/1999	04:07:06.31	-0.33832
08/25/1999	04:07:06.33	-0.18732
08/25/1999	04:07:06.35	-0.24332
08/25/1999	04:07:06.37	-0.31720
08/25/1999	04:07:06.39	-0.28714
08/25/1999	04:07:06.41	-0.25940
08/25/1999	04:07:06.43	-0.35361
08/25/1999	04:07:06.45	-0.48105
08/25/1999	04:07:06.47	-0.47665
08/25/1999	04:07:06.49	-0.49243
08/25/1999	04:07:06.51	-0.56485
08/25/1999	04:07:06.53	-0.58737
08/25/1999	04:07:06.55	-0.58707
08/25/1999	04:07:06.57	-0.53787
08/25/1999	04:07:06.59	-0.45554
08/25/1999	04:07:06.61	-0.37198
08/25/1999	04:07:06.63	-0.36633
08/25/1999	04:07:06.65	-0.40240
08/25/1999	04:07:06.67	-0.38614
08/25/1999	04:07:06.69	-0.34296
08/25/1999	04:07:06.71	-0.41873

Figura 5.42

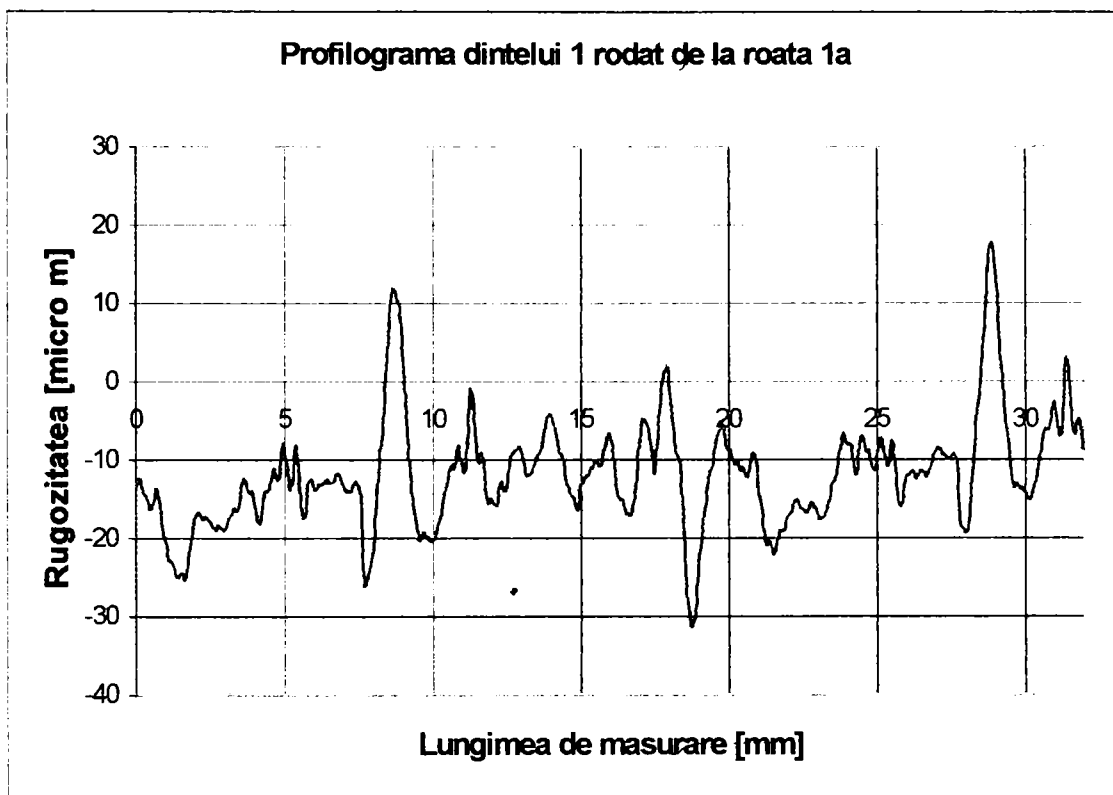


Figura 5.43

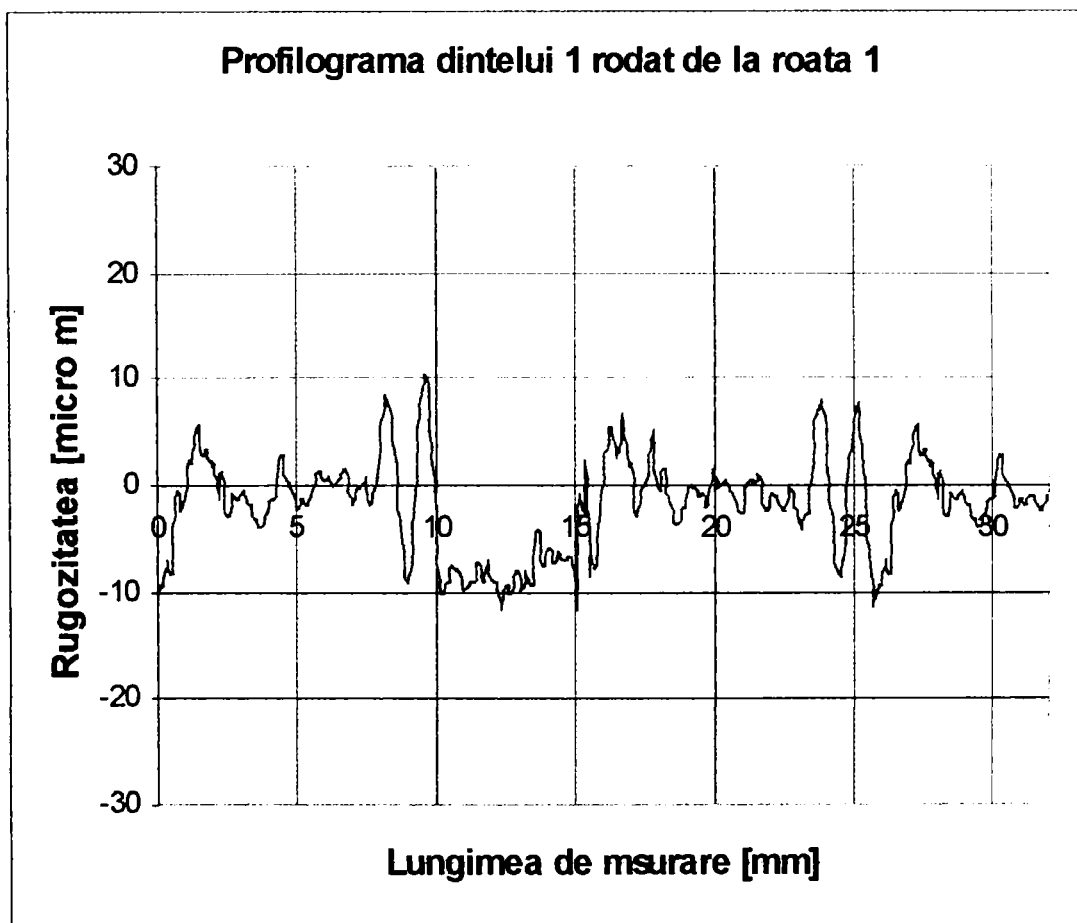


Figura 5.44

Se observă o scădere substanțială a rugozității medii aritmetice în urma procesului de rodare, care a durat în acest caz 7 ore, scăderea fiind de aproximativ 39%. Profilogramele celorlalți dinți înainte și după rodare sunt prezentate în Anexele 2 -9.

Pe parcursul efectuării rodajului s-a măsurat din 30 în 30 de minute temperatura uleiului din baia de ulei. Rezultatele măsurărilor sunt prezentate în Figura 5.44.

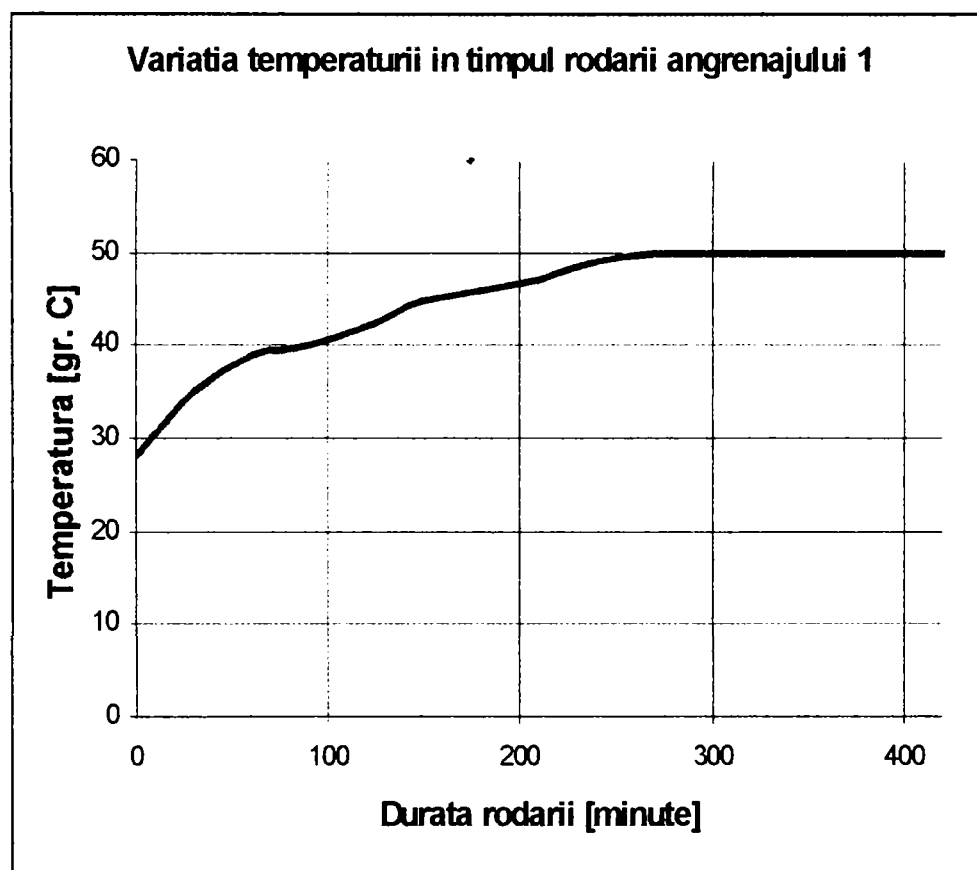


Figura 5.44

În diagrama din Figura 5.44 se observă o stabilizare a temperaturii la 50°C după o perioadă de aproximativ 5 ore. Această stabilizare a temperaturii poate fi interpretată ca o încheiere a fazei de rodare. Stabilizarea temperaturii înseamnă pierderi energetice constante datorate reducerii frecării dintre flancurile dinților roților în angrenare ca urmare a reducerii microasperităților și atingerii rugozității funcționale. Pentru verificarea acestei ipoteze la rodarea angrenajului 2 s-a schimbat programul de încărcare și s-a făcut o măsurare a rugozității flancurilor după patru ore de funcționare și după șapte ore de funcționare.

Pentru dintele 1 de la roata 1a s-a determinat curba de portanță Abbott-Firston atât înainte de rodare cât și după rodare Figura 5.45.

Curba de culoare mov reprezintă capacitatea portantă înainte de rodare iar cea roșie după rodare.

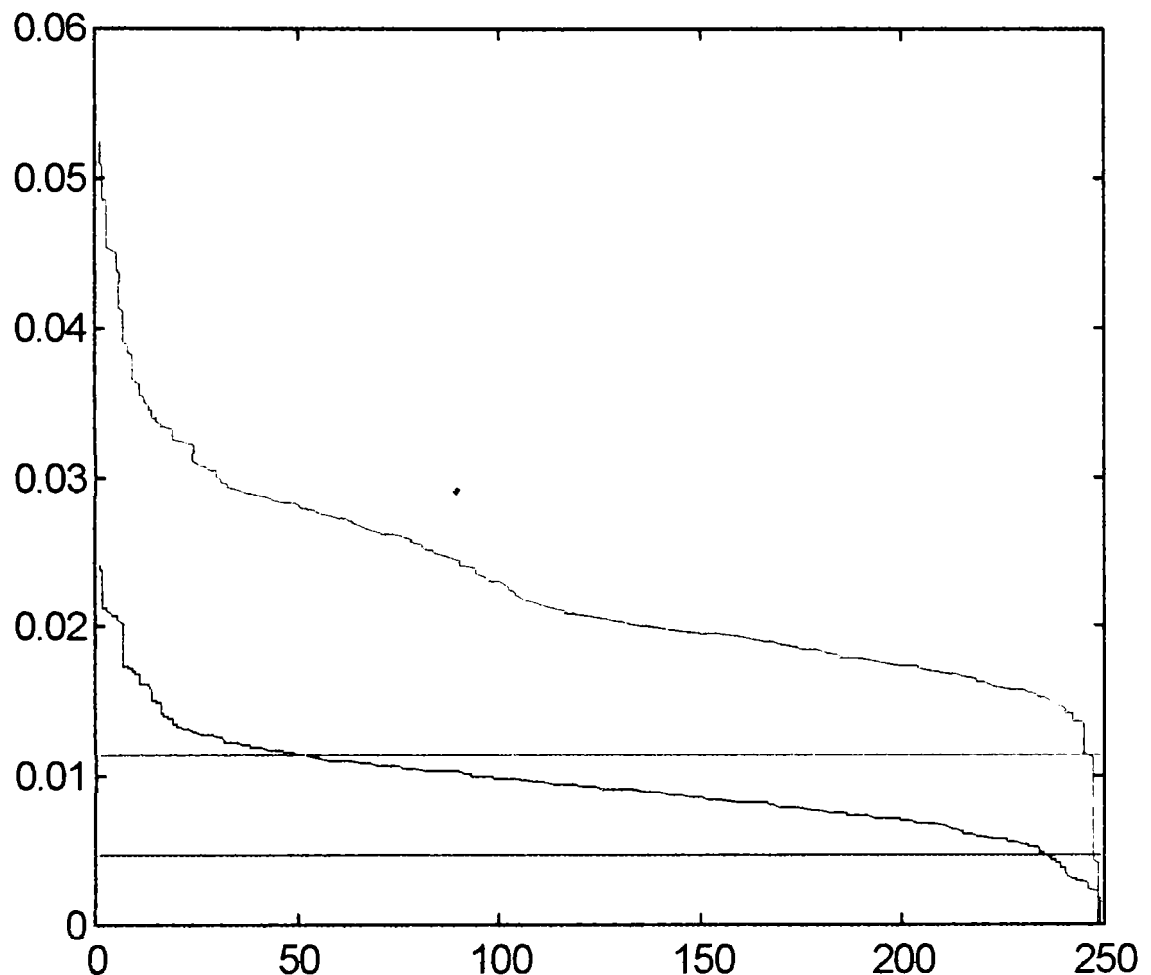


Figura 5.45

Curbele de portanță au fost determinate cu ajutorul programului denumit **Rugoz1** scris în limbajul Matlab, [D1].

Comparând cele două curbe de portanță Abbott-Firststone, înainte și după rodare, se poate constata o creștere a capacității portante după rodare, creștere care se explică prin scăderea înălțimii microasperităților ca urmare a procesului de rodare. Aceasta presupune o scădere a valorii rugozității medii aritmetice, fapt care s-a constatat și la prelucrarea în Excel a rezultatelor măsurătorilor.

Alura celor două curbe de portanță este asemănătoare în ambele zone, până la punctul de inflexiune și după punctul de inflexiune, alură caracteristică suprafețelor prelucrate prin așchiere. Această asemănare a celor două curbe demonstrează faptul că rodarea poate fi asemănată cu un proces de așchiere. Microasperitățile cu duritate mai mare se comportă ca niște scule așchietoare retezând alte microasperități, uzându-se și ele la rândul lor. În acest fel se produce o netezire a celor două suprafețe care formează cupla de frecare.

5.4.3. Programul de rodare al angrenajului 2

Programul de rodare al angrenajului 2, format din roțile dințate 2a și 2, s-a modificat comparativ cu cel aferent angrenajului 1, astfel încât timpul în care s-a ajuns la încărcarea maximă este de o oră. Pentru evitarea degradării suprafețelor flancurilor printr-o uzare adezivă sau de oboseală, s-a utilizat pentru lubrifiere un ulei de tip T90EP2, care conține aditivi de extremă presiune. Programul de rodare este prezentat în Figura 5.46.

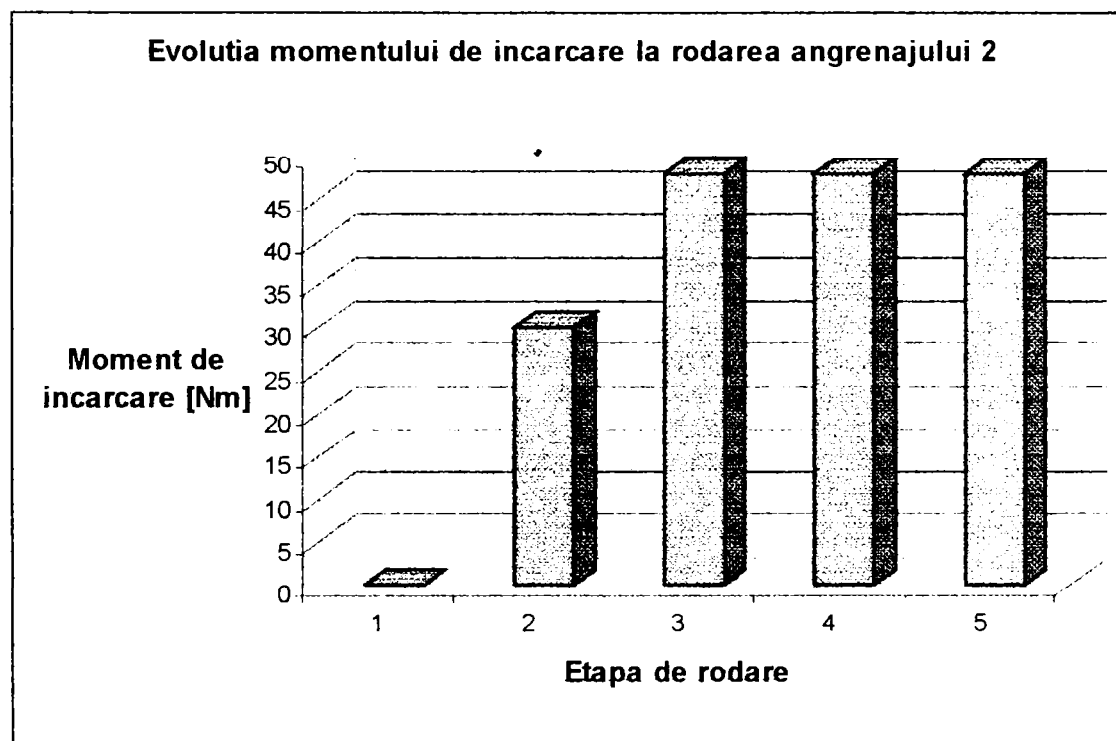


Figura 5.46

În prima etapă turația de antrenare a fost de 800 rotații/minut și a durat 30 de minute. Etapa 2 a avut aceeași durată dar turația a fost de 1450 rotații/minut. Etapele 3, 4 și 5 au durat câte o oră iar turația a fost de 1600 rotații/minut.

Ca și la angrenajul 1 înainte de rodare s-a măsurat rugozitatea flancurilor roților dințate care formează angrenajul. Pentru exemplificare în Figurile 5.48 și 5.49 se prezintă profilograma dinților 1 de la cele două roți nerodate. Profilogramele celorlalți dinți mășurați la cele două roți dințate nerodate sunt prezentate în Anexele 11...18. La fel ca și la angrenajul 1 și în acest caz s-a măsurat rugozitatea tot la al treilea dinte.

După cum se observă și din Figura 5.46 durata rodării a fost de 4 ore, aproximativ egală cu timpul în care s-a stabilizat temperatura uleiului la rodarea angrenajului 1. La sfârșitul acestui program de rodare roțile dințate au fost demontate și s-a măsurat din nou rugozitatea flancurilor rodade.

VIRTUALBENCH-LOGGER 2.1 REPORT
 NATIONAL INSTRUMENTS
 DATE CREATED 04:41:45 08/25/1999

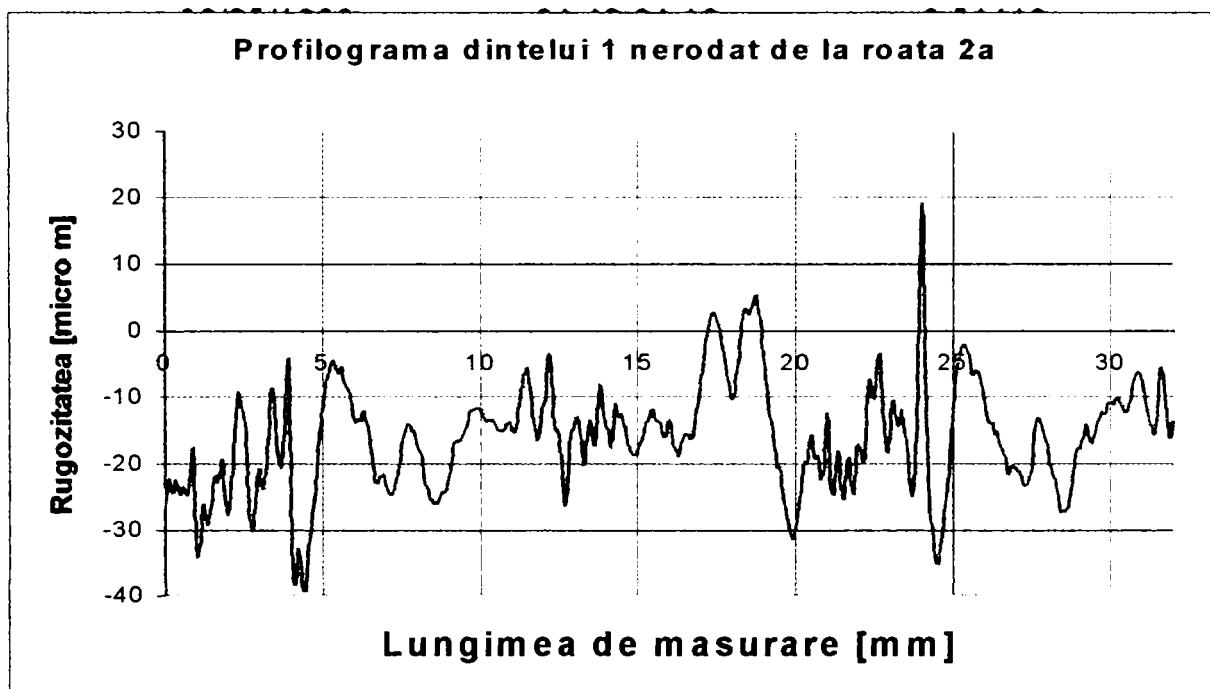
USER
 Masurare de rugozitate

START COMMENT
 Roata 2a dintele 1 nerodat

END COMMENT

START DATA

Date	Time	Ch0(V)
08/25/1999	04:42:04.08	-0.59561
08/25/1999	04:42:04.10	-0.54837
08/25/1999	04:42:04.12	-0.51099
08/25/1999	04:42:04.14	-0.55057
08/25/1999	04:42:04.16	-0.55331



08/25/1999	04:42:04.58	-0.49695
08/25/1999	04:42:04.60	-0.52005
08/25/1999	04:42:04.62	-0.49265
08/25/1999	04:42:04.64	-0.44345
08/25/1999	04:42:04.66	-0.52533
08/25/1999	04:42:04.68	-0.59766
08/25/1999	04:42:04.70	-0.63266
08/25/1999	04:42:04.72	-0.59845
08/25/1999	04:42:04.74	-0.49509
08/25/1999	04:42:04.76	-0.40533
08/25/1999	04:42:04.78	-0.28342
08/25/1999	04:42:04.80	-0.21072
08/25/1999	04:42:04.82	-0.23660
08/25/1999	04:42:04.84	-0.26752
08/25/1999	04:42:04.86	-0.28857
08/25/1999	04:42:04.88	-0.35938
08/25/1999	04:42:04.90	-0.56870
08/25/1999	04:42:04.92	-0.65314

Figura 5.47

VIRTUALBENCH-LOGGER 2.1 REPORT
 NATIONAL INSTRUMENTS
 DATE CREATED 04:38:52 08/25/1999

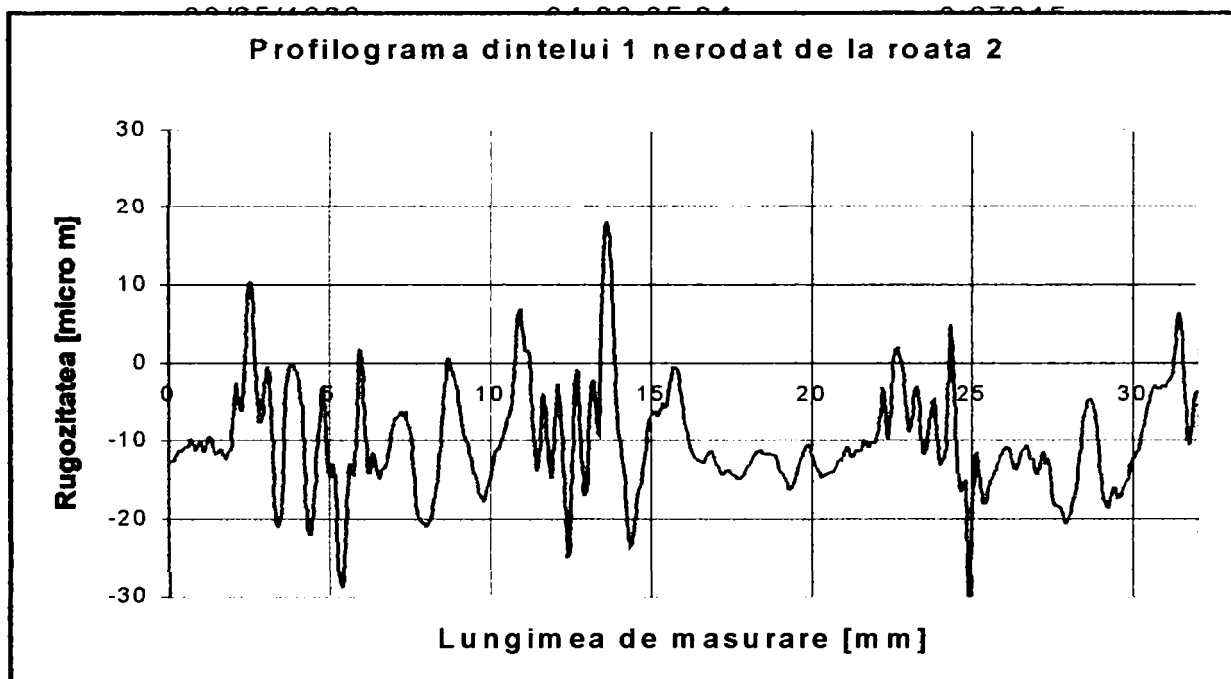
USER
 Masuratori de rugozitate

START COMMENT
 Dintele 1 nerodat de la roata 2

END COMMENT

START DATA

Date	Time	Ch0(V)
08/25/1999	04:39:05.24	-0.41379
08/25/1999	04:39:05.26	-0.41101
08/25/1999	04:39:05.28	-0.41217
08/25/1999	04:39:05.30	-0.40524
08/25/1999	04:39:05.32	-0.38272



08/25/1999	04:39:05.74	-0.36426
08/25/1999	04:39:05.76	-0.37021
08/25/1999	04:39:05.78	-0.39145
08/25/1999	04:39:05.80	-0.40131
08/25/1999	04:39:05.82	-0.38458
08/25/1999	04:39:05.84	-0.36118
08/25/1999	04:39:05.86	-0.27008
08/25/1999	04:39:05.88	-0.14914
08/25/1999	04:39:05.90	-0.08444
08/25/1999	04:39:05.92	-0.16708
08/25/1999	04:39:05.94	-0.19913
08/25/1999	04:39:05.96	-0.15860
08/25/1999	04:39:05.98	0.02365
08/25/1999	04:39:06.00	0.20630
08/25/1999	04:39:06.02	0.32428
08/25/1999	04:39:06.04	0.33594
08/25/1999	04:39:06.06	0.22299
08/25/1999	04:39:06.08	0.03238
08/25/1999	04:39:06.10	-0.13123

Figura 5.48

Profilogramele dinților 1 rodați de la roțile dințate 2a și 2 sunt prezentate în Figurile 5.49 și 5.50.

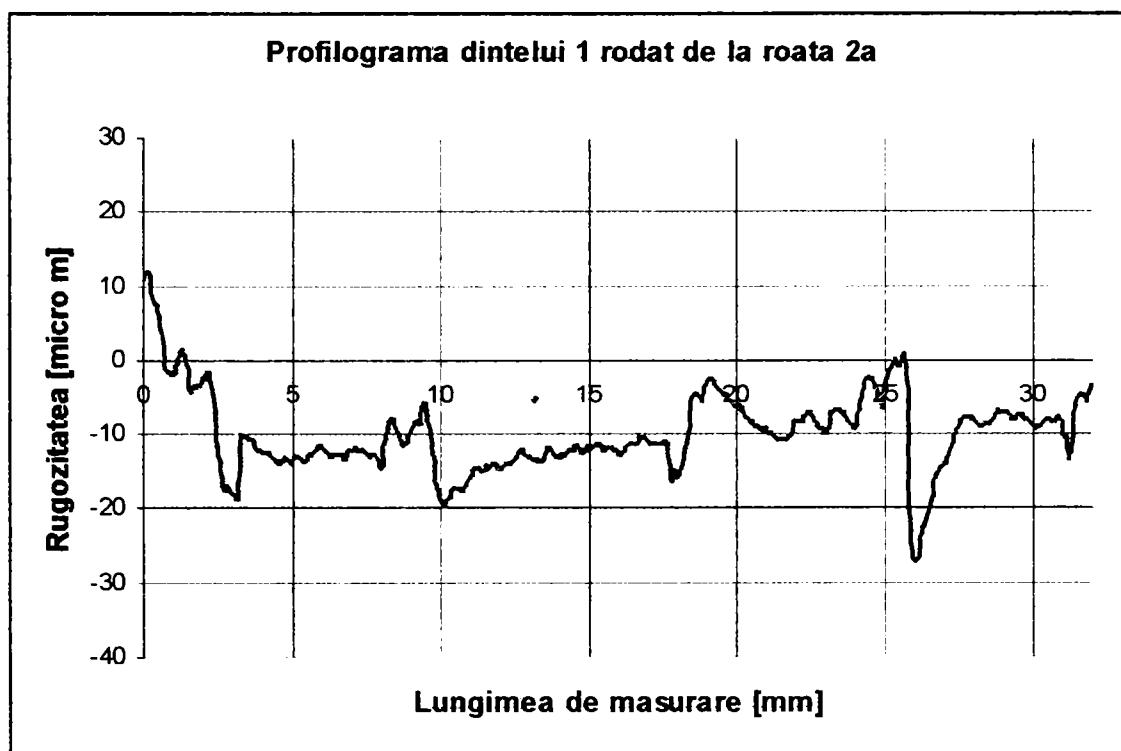


Figura 5.49

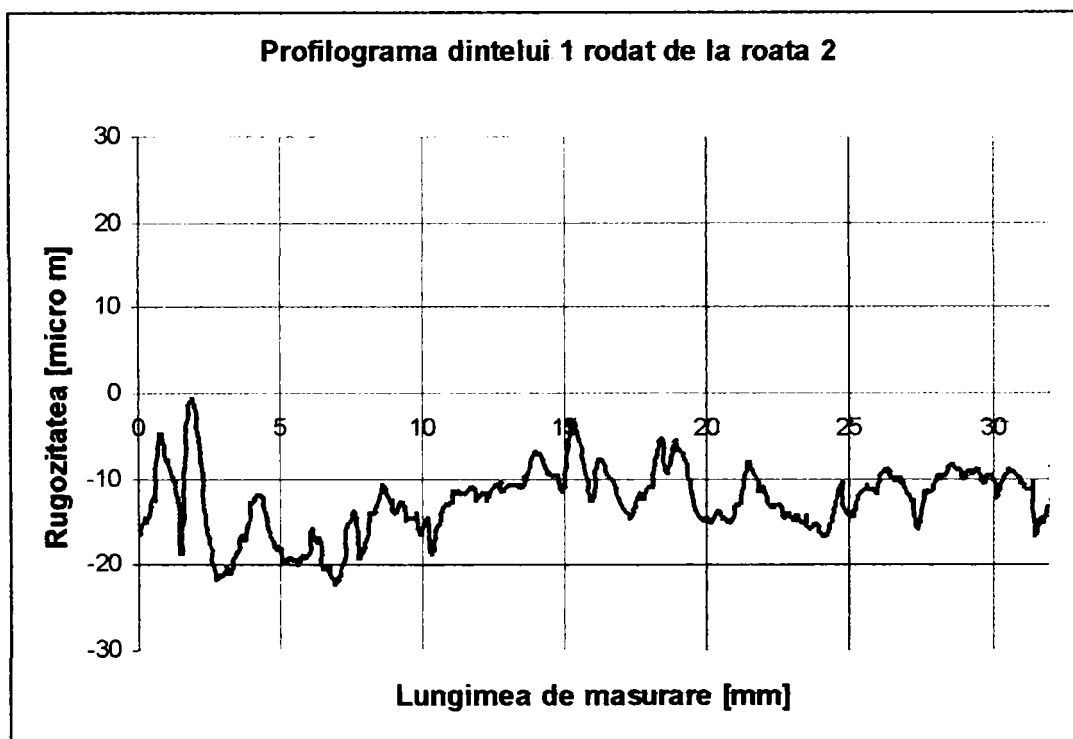


Figura 5.50

Înainte de rodare valoarea rugozității medii aritmetice la dintele 1 de la roata 2a era $R_a=4,6 \mu\text{m}$ iar la dintele 1 de la roata 2, $R_a=4,6 \mu\text{m}$. După încheierea programului de rodare valoarea rugozității medii aritmetice la dintele 1 de la roata 2a a fost $R_a=3,1 \mu\text{m}$ iar la dintele 1 de la roata 2, $R_a=2,9 \mu\text{m}$. La fel s-a măsurat rugozitatea și la flancurile celorlalți dinți de la roțile 2a și 2, profilogramele aferente fiind prezentate în Anexele 11-18. Valorile rugozității medii aritmetice ale celorlalți dinți de la roțile 2a și 2 după rodare, variază între 2,92 și 4 μm .

Pentru a trage o concluzie asupra încheierii rodării, angrenajul 2 a fost montat din nou pe stand și s-a continuat rodarea încă trei ore cu momentul de încărcare de 48 Nm. După terminarea acestei noi etape s-a măsurat din nou rugozitatea flancurilor dinților celor două roți. Noile valori obținute pentru rugozitatea medie aritmetică nu diferă de cele obținute după primele patru ore de rodare cu mai mult de 5-6%. Pe baza acestei observații s-a tras concluzia că în cazul angrenajului 2 rodarea s-a terminat după primele 3-4 ore de rodare.

Evoluția temperaturii uleiului la rodarea angrenajului 2 este prezentată în Figura 5.52.

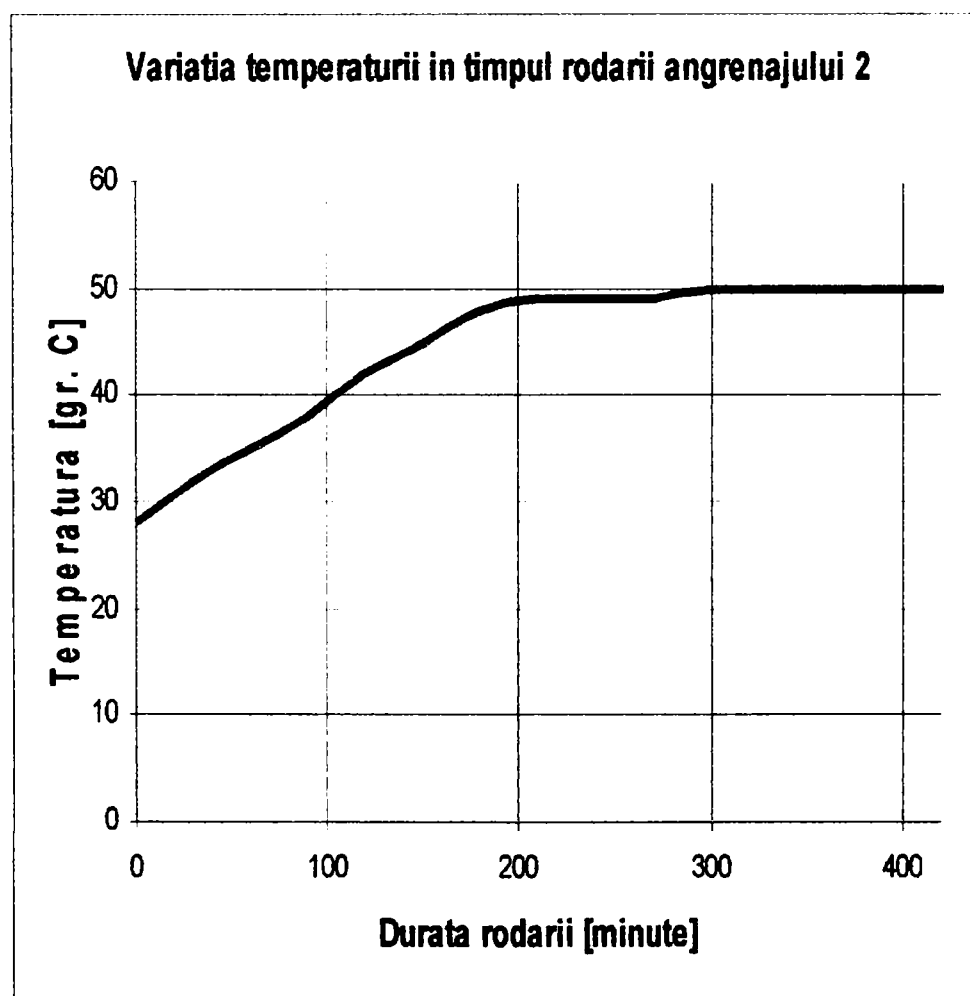


Figura 5.52

Ca și în cazul rodării angrenajului 1 se observă o stabilizare a temperaturii după aproximativ patru ore de rodare, observație care vine să susțină afirmația anterioară că rodajul în cazul acestui angrenaj s-a terminat după patru ore.

Pentru a verifica dacă aceste observații se mențin s-a inversat sensul de rotație al motorului electric de antrenare. Acest lucru a permis rodarea celorlalte flancuri ale dinților care nu au fost rodați în prima fază. Repetând rodarea rezultatele obținute anterior s-au repetat și în acest caz.

5.4.4. Programul de rodare al angrenajului 3

Cel de-al treilea angrenaj format din roțile dințate 3a și 3 a fost folosit pentru a constata dacă cele observate la celelalte angrenaje se repetă. Astfel angrenajul 3 a fost supus aceluiași program de rodare ca și angrenajul 2, program prezentat în Figura 5.46. S-au făcut măsurători ale rugozității flancurilor dinților atât înainte cât și după rodare la ambele roți dințate. Cu ajutorul valorilor măsurate în 500 de puncte pe fiecare flanc s-au ridicat profilogramele aferente fiecărui dinte. Aceste profilograme sunt prezentate în Anexele 20...27. Analizând rezultatele obținute prin rodarea angrenajului 3 se poate afirma că rezultatele au confirmat așteptările. S-a obținut o scădere a rugozității flancurilor între 48% la dintele 3 de la roata 3a și 29% la dintele 6 de la aceeași roată. Făcând o medie a valorilor cu care a scăzut rugozitatea, în procente, la roata 3a valoarea medie este de 39,875% iar la roata 3 valoarea medie este de 37,625%. Se poate spune că s-au obținut aproximativ aceleași valori medii de scădere a rugozității comparativ cu valorile obținute la angrenajele rodade anterior. La roata 1a valoarea medie cu care a scăzut rugozitatea este de 37,375%, la roata 1 valoarea medie este de 44,625%, la roata 2a valoarea medie este de 40% iar la roata 2 valoarea medie este de 42,875%.

Pentru a observa diferențele dintre suprafețele flancurilor înainte de rodare și după rodare s-a procedat la fotografierea acestora. Pentru a se putea pune mai bine în evidență diferența dintre o suprafață rodată și una nerodată a fost nevoie de o mai bună vizualizare a suprafețelor. În acest scop au fost îndepărtați dinții din stânga și dreapta dintelui fotografiat. În Figura 5.53 este prezentat un flanc nerodat al unui astfel de dinte, iar în Figura 5.54 se prezintă flancul după rodare. Figura 5.55 prezintă flancul nerodat al unui dinte îndepărtat de pe roata dințată iar Figura 5.56 flancul rodât al aceluiași dinte. În cele patru fotografii se observă foarte clar diferențele dintre flancurile rodade și cele nerodate.

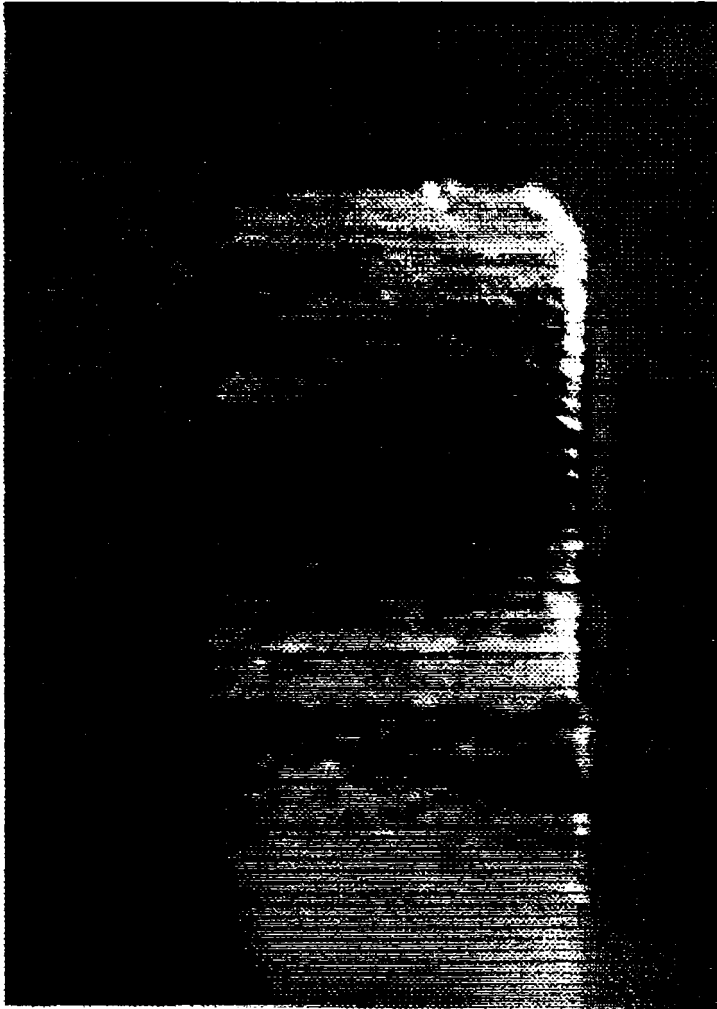


Figura 5.53



Figura 5.54

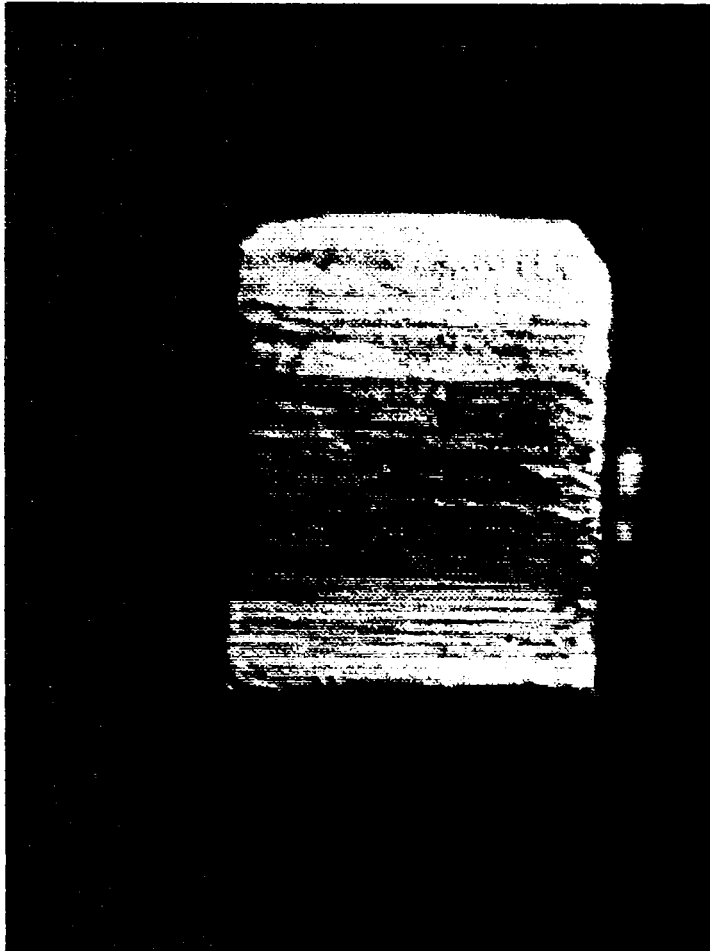


Figura 5.55

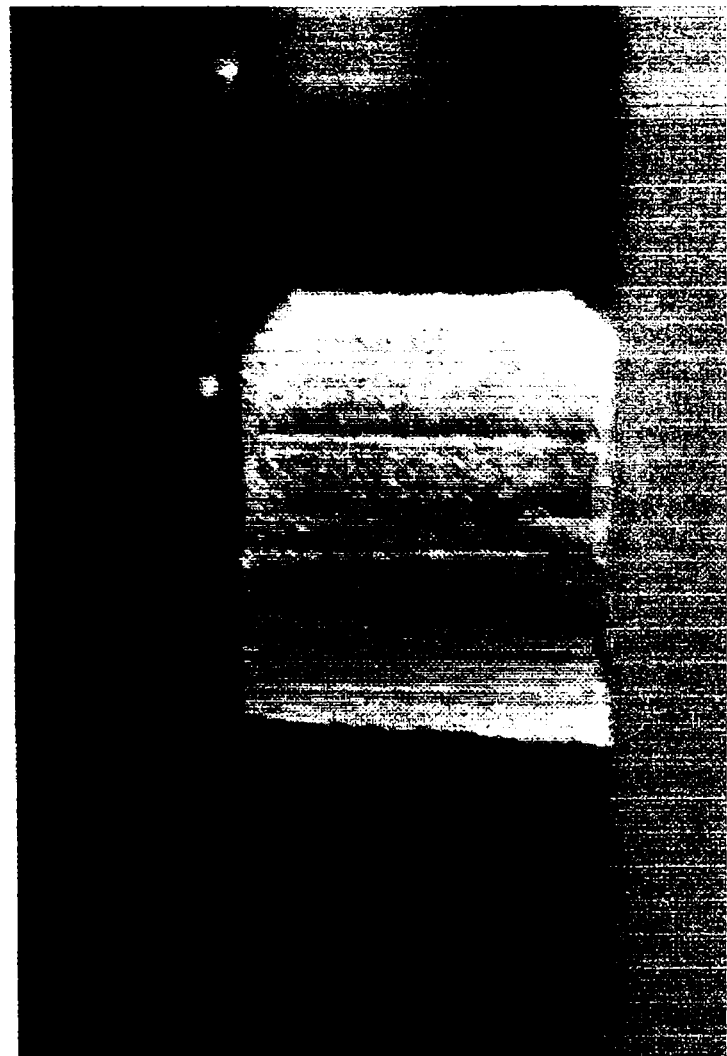


Figura 5.56

5.5. Concluzii

1. În urma încercărilor efectuate rezultă că dispozitivul inerțial de încărcare prezintă o comportare foarte apropiată de predicția teoretică;
2. Reglarea dispozitivului se face cu ușurință;
3. Încercările pentru diferite valori ale unghiului α , cuprinse între 0 și 8° , au fost foarte aproape de cele determinate teoretic, diferențele încadrându-se într-o abatere de maxim 5%;
4. Alura curbelor de încărcare obținute experimental este aceeași cu alura curbelor obținute teoretic;
5. Abaterile între valorile obținute experimental și cele teoretice scad cu creșterea valorii unghiului α ;
6. Repetabilitatea rezultatelor obținute pentru diferite încărcări este foarte bună;
7. Histereza între valorile obținute la încărcarea respectiv descărcarea repetată a dispozitivului este nesemnificativă și scade cu creșterea unghiului α ;
8. În timpul încercărilor de rodare încărcarea reglată la fiecare etapă s-a menținut pe toată durata etapei de unde rezultă că dispozitivul menține în timp valoarea reglată a încărcării;
9. Pe toată perioada încercărilor standul, care a inclus și dispozitivul de încărcare inerțial, a avut o comportare foarte bună. Micile "accidente", ca de exemplu ruperea, în timpul rodării angrenajului 2, a uneia din flanșele care asigură montarea cuplei torsionometrice s-a datorat executării necorespunzătoare a acesteia.
10. Alegerea unui program de rodare în care încărcarea ajunge la valoarea nominală crescând lent duce la creșterea timpului necesar rodajului;
11. Durata rodajului, în cazul angrenajelor la care durezza flancurilor este mai mică de 350 HB, se scurtează mult dacă după o scurtă perioadă de acomodare, în care încărcarea este nulă sau foarte mică, se trece la o încărcare foarte apropiată de încărcarea nominală la care va lucra angrenajul, turația de antrenare fiind egală cu turația nominală;
12. Pentru a avea o rodare rapidă dar și pentru preîntâmpinarea în această perioadă a apariției unor uzări adezive și de oboseală accentuate, în speță pentru evitarea gripării respectiv a apariției pittingului, se recomandă utilizarea unui ulei cu viscozitate redusă dar aditivat cu aditivi de extremă presiune.

6. Concluzii și contribuții

Larga răspândire a transmisiilor cu angrenaje respectiv ponderea mare pe care o au în cadrul transmisiilor mecanice justifică interesul manifestat de cercetători pentru ridicarea performanțelor acestora.

Angrenajele cilindrice sunt organe de mașini complexe supuse la solicitări puternice. Din acest motiv ele pot ieși din funcțiune datorită uzării puternice a flancurilor, uzare care se produce și în cazul în care nu se realizează un rodaj corespunzător.

Atingerea unei rugozități funcționale a flancurilor se realizează într-un interval scurt prin rodare, cu un preț de cost mai scăzut decât în cazul utilizării unor tehnologii de prelucrare care necesită utilaje complexe. Avantajul unei rodări corespunzătoare este și faptul că se realizează o adaptare funcțională a suprafețelor (flancurile dinților) care formează cuplele de frecare. Rodarea asigură o corectare atât a erorilor de formă datorate prelucrării, cât și a unor erori de montaj.

Cele mai multe informații legate de rodarea angrenajelor au un caracter general firmele constructoare de echipamente care include roți dințate oferind numai informații legate de exploatarea acestora în scopul unei funcționări corespunzătoare.

Studiul efectuat aduce contribuții la sistematizarea informației și abordează atât teoretic cât și practic problema rodării angrenajelor cilindrice cu dinți drepți. Abordarea teoretică a problemei a necesitat utilizarea calculatorului prin întocmirea unor programe care să permită studiul unor parametri care influențează procesul de rodare. Abordarea experimentală a problemei a necesitat proiectarea și executarea unui stand și utilizarea unor echipamente moderne pentru culegerea de informații care permit prelucrarea automată a acestora

respectiv crearea unor baze de date ce pot fi prelucrate cu ajutorul unor programe utilitare, cum ar fi Excel 97.

Pentru înțelegerea și studierea procesului de rodare a angrenajelor a fost necesar ca în cadrul lucrării să se efectueze un studiu bibliografic în urma căruia se aduc următoarele contribuții la studiul problemei:

1. Clasificarea unitară a cauzelor care conduc la scoaterea din uz a angrenajelor, a metodelor de încercare la oboseală a metalelor precum și a metodelor de încercare a angrenajelor.
2. Clasificarea standurilor utilizate la încercarea angrenajelor. Pe baza analizei avantajelor și dezavantajelor diferitelor tipuri de standuri s-a ales pentru efectuarea încercărilor standul cu flux energetic închis, făcându-se totodată și o analiză ergo-cinematică a acestuia.
3. Clasificarea dispozitivelor de încărcare utilizate la standurile de încercare și rodare a angrenajelor. Analiza acestora a condus la alegerea dispozitivului inerțial datorită avantajelor pe care le prezintă. Studiarea soluțiilor constructive utilizate la realizarea acestor dispozitive a permis proiectarea și realizarea unui dispozitiv inerțial original care îmbunătățește performanțele celor existente.

În cadrul abordării teoretice a procesului de rodare s-au adus următoarele contribuții:

1. Prezentarea sintetică a fenomenelor care apar în cadrul rodării angrenajelor.
2. Elaborarea unui program original, RECC, care să permită generarea profilului evolventic la roțile dințate cilindrice.
3. Crearea unui algoritm de calcul care să permită determinarea suprafeței reale de contact dintre flancurile dinților în diferite puncte ale segmentului de angrenare și care să țină cont de variația forței normale la profil funcție de variația coeficientului de frecare.
4. S-a pus în evidență faptul că forța normală la profil nu are o valoare constantă în timpul angrenării dacă se ține seama și de frecarea de alunecare respectiv rostogolire.
5. Pentru a studia influența diferiților factori asupra coeficientului de frecare, forței normale la profilul dintelui și suprafeței nominale de contact în timpul angrenării s-au elaborat următoarele programe originale:
 - VCFSA - pentru studiul variației coeficientului de frecare de-a lungul segmentului de angrenare;
 - VFNSA - pentru studiul variației forței normale la profil, luând în considerare și existența frecării, de-a lungul segmentului de angrenare;

- DANC 1, DANC 2, DANC 3 - pentru determinarea ariei nominale de contact de-a lungul segmentului de angrenare considerând angrenajul ideal, semiideal și real. Aceste programe țin cont de faptul că rigiditatea dinților este finită și de faptul că geometria dinților poate avea abateri datorate procesului tehnologic de realizare.

Prin abordare experimentală a procesului de rodare a angrenajelor lucrarea aduce următoarele contribuții:

1. Proiectarea și realizarea unui dispozitiv inerțial original precum și elaborarea unui program original, PROIECTARE, care asigură determinarea rapidă a geometriei dispozitivului de încărcare funcție de momentul de încărcare ce se dorește a fi realizat.
2. Elaborarea unui program de încercare care să permită verificarea pe cale experimentală a dispozitivului inerțial. Pentru a compara și valida performanțele determinate experimental, pe baza unui program în MathCAD, s-au determinat în prealabil valorile teoretice ale momentului de încărcare funcție de reglajele care se pot realiza la dispozitivul proiectat, valori teoretice cu care s-au comparat cele experimentale.
3. Pe baza rezultatelor obținute în cadrul cercetărilor experimentale se propune un program de rodare, care pentru angrenajele cilindrice formate din roți dințate din oțel cu duritate mai mică de 350 HB, asigură realizarea rodajului într-un timp relativ scurt.
4. Prin prelucrarea experimentală a valorilor obținute în urma măsurării rugozității flancurilor înainte și după rodare, s-a ridicat curbă de portanță Abbott-Firstone. Prin suprapunerea celor două curbe de portanță s-a pus în evidență creșterea capacității portante după terminarea rodajului comparativ cu situația anterioară.
5. Măsurătorile momentului de torsiune reprezintă un înalt grad de precizie deoarece cupla torsiometrică cu care s-a măsurat este un aparat profesional produs de firma Philips.
6. Gradul ridicat de precizie la măsurarea rugozității flancurilor dinților înainte și după rodare a fost asigurat de echipamentul performant Virtual Bench bazat pe aplicația Soft Data Logger Multicanal produs de firma National Instruments.
7. S-a demonstrat experimental că pe lângă alți parametri și temperatura lubrifianțului constituie un indicator care oferă informații asupra stadiului rodării.
8. Cercetările experimentale care au constat în rodarea angrenajelor au confirmat pe deplin pe toată perioada

experimentelor buna comportare a dispozitivului de încărcare. Acesta a corespuns pe deplin, valorile momentului de torsiune obținute experimental diferind de cele determinate teoretic cu mai puțin de 5 %.

9. Rezultatele experimentale obținute în urma rodării angrenajelor au confirmat așteptările, demonstrând că prin alegerea unui program adecvat de rodare se poate asigura într-un timp relativ scurt rugozitatea funcțională a flancurilor dinților.
10. În urma cercetărilor experimentale pentru rodarea angrenajelor cilindrice cu dinți dreți cu duritatea flancurilor mai mică de 350 HB autorul recomandă următorul program de rodare cu o durată de patru ore:
 - O primă etapă de mers în gol (fără încărcare), reprezentând 12,5% din timpul total de rodare, turația fiind 50% din valoarea nominală;
 - A doua etapă având o durată ce reprezintă tot 12,5% din durata totală, încărcarea 50% din încărcarea nominală, turația 80% din valoarea nominală;
 - A treia etapă cu o durată ce reprezintă 75% din durata totală, la o încărcare egală cu încărcarea nominală respectiv la turația nominală de funcționare.

Pe baza concluziilor prezentate se apreciază că cercetările experimentale și-au atins scopul. Atât cercetările teoretice cât și cele experimentale pe lângă faptul că au contribuit la o mai bună cunoaștere a fenomenelor legate de rodarea angrenajelor au deschis noi căi pentru cercetările viitoare ale autorului.

BIBLIOGRAFIE

- [B1] Balekics, M. *Tribologie*, Litografia I.P.T.V.Timișoara, 1988.
- [B2] Balekics, M. *Contribuții privind uzura de pitting la roți dințate cilindrice*. Teză de doctorat, Timișoara 1981.
- [B3] Balekics, M., ș. a. *Reductoare cilindrice, Îndrumar de proiectare*, Litografia I.P.T.V.Timișoara
- [B4] Baron, T., ș. a. *Calitate și fiabilitate, Manual practic*, Editura Tehnică, București 1988.
- [B5] Buzdugan, Ghe. *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București 1980.
- [B6] Buzdugan, Ghe., ș.a. *Calculul de rezistență al pieselor de mașini*, Editura Tehnică, București 1979.
- [B7] Boicu, N. *Contactul elastic liniar*, Editura Academiei R. S. România, București 1977.
- [B8] Balekics, M.,
Cărăbaș, I. *Dimensionarea angrenajelor, propunerea unei metode rapide de calcul*, Analele Universității din Oradea 1999, Fascicula mecanică.
- [B9] Bayer, C.W., ș. a. *Handbook of analytical design for wear*, Plenum Pres, New York 1964.
- [B10] Браун, З. Д. ș. a. *Моделирование трения изнашивания в машинах*, Машиностроение, Москва 1982.
- [B11] Bătașă, N., ș. a. *Rodarea, uzarea, testarea și reglarea motoarelor termice*, Editura Tehnică, București 1995.

- [B12] Boloș, V., ș. a. *Considerații privind randamentul de funcționare al angrenajelor melcate spiroide*, PRASIC' 98, 5-7 noiembrie, Brașov, Vol. I.
- [B13] Bunescu, V. ș. a. *Raționalizarea calculelor în proiectare*, Editura Tehnică, București 1970.
- [B14] Bălășoiu, V. *Aționări hidraulice și pneumatice*, Vol. 1, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara 1990.
- [B15] Bălășoiu, V. *Echipamente și sisteme hidropneumatice de acționare*, Vol. II, partea I și II, Universitatea Tehnică Timișoara 1992.
- [B16] Bălan, Ș. *Probleme de Mecanică*, Editura didactică și pedagogică, București 1977.
- [B17] Bercovici, M., ș. a. *Culegere de probleme de Geometrie analitică și diferențială*, Editura didactică și pedagogică, București 1973.
- [B18] Boloș, V., ș. a. *Aspecte specifice privind danturarea roților melcate spiroide prin metoda avansului tangențial*, Simpozion Realizări de vârf ale științei și tehnicii românești, Baia Mare 15-16 aprilie 1988.
- [B19] Boloș, V. *Cercetări cu privire la cinematica și tehnologia de realizare a angrenajelor melcate spiroide*, Teză de doctorat, Institutul Politehnic Cluj-Napoca 1985.
- [C1] Cărăbaș, I. *Rodajul formă de uzare controlată*, Referat nr.1, Timișoara 1995.
- [C2] Cărăbaș, I. *Metode și instalații de încercare a angrenajelor*, Referat nr.2, Timișoara 1998.
- [C3] Cărăbaș, I., ș. a. *Asupra unor aspecte ale instalațiilor de rodare în circuit mecanic închis, utilizând dispozitive de încărcare inerțiale*, PRASIC' 98, 5-7 noiembrie, Brașov, Vol. I.
- [C4] Cărăbaș, I. *Dispozitiv de încărcare inerțial*, COMEFIM-5, Timișoara 1998, Revista Română de Mecanică Fină și Optică, Supliment nr. 2/1998
- [C5] Cărăbaș, I. *Stand pentru încercarea angrenajelor*, COMEFIM-5, Timișoara 1998, Revista Română de Mecanică Fină și Optică, Supliment nr. 2/1998

- [C6] Chira, I., ș. a. *Determinarea coeficientului de frecare în diferite condiții de ungere*, Construcția de mașini nr.3-4/1994.
- [C7] Crudu, M. *Contribuții la studiul mecanismelor cu conexiuni dinamice*, Teză de doctorat, București 1980.
- [C8] Crudu, M., ș. a. *Un nou sistem de încărcare pentru sisteme funcționând în circuit închis*, Buletin științific și tehnic al I.P.T.V. Timișoara 1967.
- [C9] Crudu, M., ș. a. *Dispozitiv de încărcare inerțial pentru sisteme în circuit mecanic închis*, Construcția de mașini nr. 10/1967.
- [C10] Chișiu, A., ș. a. *Organe de mașini*, Editura Didactică și Pedagogică, București 1981.
- [C11] Czichos, H., ș. a. *Tribologie, Handbuch*, Vieweg 1992 (Wiesbaden)
- [C12] Cărăbaș, I., ș. a. *Cinetostatica angrenajelor cilindrice cu dinți dreți considerând și frecarea*, Analele Universității din Oradea 1999, Fascicula mecanică.
- [C13] Cărăbaș, I., ș. a. *Automatizarea unui stand pentru încercarea angrenajelor, partea I și II*, Analele Universității din Oradea 1999, Fascicula mecanică.
- [C14] Crudu, M., ș. a. *Dispozitiv de încărcare a standurilor pentru încercarea transmisiilor cu roți dințate*, Brevet de invenție Nr. 51358/1969.
- [C15] Cărăbaș, I. *Posibilitatea modificării automate a turației unui stand pentru încercarea angrenajelor*, A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice cu participare internațională, Academia Tehnică Militară, 21-22 octombrie București 1999.
- [C16] Cărăbaș, I., ș. a. *Tehnologii ACAD utilizate la generarea danturilor cilindrice evolventice*, A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice cu participare internațională, Academia Tehnică Militară, 21-22 octombrie București 1999
- [D1] Davidescu, A. *Contribuții privind ridicarea performanțelor mecanismelor de mare viteză*, Teză de doctorat, Timisoara 1998.

- [D2] Dârză, V., ș. a. *Netezirea și durificarea suprafețelor cilindrice exterioare prin deformare plastică la rece pe strunguri normale*, Construcția de masini nr. 1-2/1994
- [D3] Dobrescu, C., ș. a. *Lubrifianti pentru angrenaje*, Editura Tehnică, București 1984.
- [D4] Dodoc, P. *Metode și mijloace de măsurare moderne in mecanica fină și construcția de mașini*, Editura Tehnică, București 1978.
- [D5] Dodoc, P., ș. a. *Aparate și sisteme de măsurare în construcția de mașini*, Editura Tehnică, București 1980.
- [D6] Dumitru, T. *Sinteze de aditivi pentru uleiuri de motoare și pentru lubrifianti cu utilizare industrială*, Centrul de documentare al industriei chimice și petroliere, 1971.
- [D7] Drăgan, B., ș. a. *Noise and vibrations monitoring of gearing tribological processes, 4th Yugoslav Conference on Tribology YUTRIB '95, 27-29 Septembar, Herceg Novi*
- [E1] Esaki, J., ș. a. *Influences of Contact Ratios on Vibration and Noise of Helical Gear System*, M.P.T. 91 JSME International Conference on Motion and Powertransmission, Japan Hiroshima, Nov. 23-26/1991.
- [F1] Feyer, P., ș. a. *Aditivi pentru uleiuri minerale*, Editura Tehnică, București 1964.
- [F2] Flasker, J., ș. a. *Mathematical Model of Speed Reducer Gear Pair*, M.P.T. 91 JSME International Conference on Motion and Powertransmission, Japan Hiroshima, Nov. 23-26/1991.
- [G1] Gafițanu, M., ș. a. *Organe de mașini*, vol. I-II, Editura Tehnică, București 1981.
- [G2] Gheorghe, D. *Îmbunătățirea parametrilor micro și macro-geometrici ai danturilor prin rodarea acestora*, Tehnologii. Calitate. Masini. Materiale nr. 14, Editura Tehnică 1995.
- [G3] Glantz, W. *Verunreinigungen in Walzlager-Schmiersystem von Industriegetriebe* Kugellager Zeitschrift 242.

- [G4] Gruescu, C., ș. a. *Determinarea ariei reale de contact și a presiunii reale într-o cuplă de frecare*, Analele Universității din Oradea 1992.
- [G5] Gheorghiu, N., ș. a. *Transmisii prin angrenare, elemente de proiectare*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara 1997.
- [G6] Ghinea, M., ș. a. *MATLAB Calcul numeric. Grafică. Aplicații*, Editura Teora, București 1999.
- [G7] Georgescu, A., ș. a. *Practica lubrifierii în industrie*, Vol. I și II, Editura Tehnică, București 1985.
- [G8] Gafițanu, M., ș. a. *Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor*, Editura Tehnică, București 1989.
- [G9] Gafițanu, M., ș. a. *Cercetări experimentale pentru determinarea capacității portante a angrenajelor cu roți dințate cilindrice cu izolator de cauciuc*, Tribotehnica '87, Vol. III, București 24-26 septembrie 1987.
- [G10] Gafițanu, M., ș. a. *Aspecte teoretice și experimentale ale durabilității roților dințate cilindrice*, Tribotehnica '87, Vol. III, București 24-26 septembrie 1987.
- [G11] Gheorghiu, N., ș. a. *Particularizarea metodei DIN-ISO pentru proiectarea angrenajelor cilindrice*, Simpozion MTM' 88, Cluj-Napoca, vol. I.
- [G12] Gheorghiu, N., ș. a. *Transmisii mecanice - Proiectare*, Editura Felix, Timișoara 1997.
- [H1] Hagi, G. D. *Calculul angrenajelor cilindrice considerând tensiunea hertziană de control al flancurilor dinților*, Construcția de mașini nr. 5-6/1994.
- [H2] Harwey, G. *EXCEL pentru toți*, Editura Teora, București 1995.
- [H3] Horovitz, B. *Angrenaje cilindrice*, Editura Tehnică, București 1959.
- [H4] Horovitz, B. *Organe de mașini*, Editura Didactică și Pedagogică, București 1969.
- [H5] Horovitz, B., ș. a. *Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roților dințate*, Construcția de mașini, Nr.10 din 1966.
- [I1] Iliuc, I. *Studiul microgeometriei suprafețelor cu profilometrul digital*, Construcția de mașini nr. 7-8-9/1996.

- [J1] Juran, J. M., ș. a. *Calitatea produselor, tratat practic de planificare, proiectare, realizare și control*, Editura Tehnică, București 1973.
- [J2] Jula, A., ș.a. *Proiectarea angrenajelor evolventice*, Scrisul Românesc, Craiova 1989
- [J3] Jula, A., ș. a. *Asupra sintezei structurale și constructive a cutiilor de viteze de tip 2-grup planetar*, PRASIC' 98, 5-7 noiembrie, Brașov, Vol. I.
- [J4] Jaboleanu, C., ș. a. *Probleme de calcul numeric și statistic MATHCAD*, Editura Albastră, Cluj-Napoca 1995.
- [K1] Kucukay, F. *Dynamik der Zahnradgetriebe*, Springer Verlag 1978.
- [K2] Kragelsky, I. W., ș. a. *Handbook of Tribology*, vol. I, II și III, MIR Publishers Moscow 1976.
- [K3] Kovacs, F. *Sinteza mecanismelor*, Partea a II-a, Litogrefia U. T. Timișoara 1992.
- [L1] Linke, H., ș. a. *Dynamic Loads of Gear Trains with Idler Gears*, M.P.T. 91 JSME International Conference on Motion and Powertransmission, Japan Hiroshima, Nov. 23-26/1991.
- [L2] Lungu, I. *Obținerea rugozității impuse la superfinisarea cu forță de frecare constantă*, Construcția de mașini nr. 12/1996.
- [M1] Mătieșan, D. *Aspecte tribologice ale calculului angrenajelor cilindrice cu dinți drepți din fontă cu grafit*, Construcția de mașini nr.1/1986.
- [M2] Mera, M., ș. a. *Studiul deformațiilor sub sarcină ale dinților angrenajelor cilindrice exterioare cu dinți drepți*, Construcția de mașini nr. 1-2/1994.
- [M3] Mocuța, G., E. *Îmbinări neconvenționale prin strângere - atributele și limitele lor raționale de funcționare*, Teză de doctorat, Timișoara 1998.
- [M4] Manolescu N. I., ș. a. *Teoria mecanismelor, Cinetostatica și dinamica*, Editura Tehnică, București 1958.
- [M5] Maniu, I. *Sisteme hidraulice și pneumatice de acționare*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara 1998.
- [M6] Murgulescu, E., ș. a. *Geometrie analitică și diferențială*, Editura didactică și pedagogică, București 1962.

- [M7] Mesaroş-Anghel, V.,
Cărăbaş, I., ş. a. *Manual pentru proiectarea mecanismelor*, Editura Mirton, Timișoara 1997.
- [N1] Nica, A., ş.a. *Alegerea și utilizarea lubrifianților pentru motoare termice*, Editura Tehnică, București 1978.
- [N2] Nicoară, I. *Metodologia încercărilor cinematice, cinetostatice și dinamice ale angrenajelor*, Referat nr. 1, Timișoara 1976.
- [N3] Nicoară, I. *Contribuții la analiza și sinteza mecanismelor standurilor în circuit închis pentru încercarea și rodarea angrenajelor*, Teză de doctorat, Timișoara 1981.
- [N4] Nicoară, I. *Particularități energo-cinematice ale circuitelor destinate transmisiilor mecanice prin angrenaje*, Analele Universității din Oradea 1992.
- [O1] Ozguven, H. N. *Assement of Some Recently Developed Mathematical Models in Gear Dynamics*, Proceedings of 8-th Word Congress of Theory of Machines and Mechanisms, Praga 1991.
- [P1] Paizi, Ghe., ş. a. *Organe de mașini și mecanisme*, Editura Didactică și Pedagogică, București 1980.
- [P2] Palaghian, L. *Considerații privind natura proceselor de distrugere în straturile superficiale supuse uzurii*, Construcția de mașini nr. 7-9/1996.
- [P3] Pavelescu, D. *Tribotehnica*, Editura Tehnică, București 1983.
- [P4] Pommersheim, A. *Influența geometriei danturii asupra fenomenului de gripare la roți dințate cilindrice din oțel*, Teză de doctorat, Timișoara 1989.
- [P5] Popinceanu, N. G.,
ş. a. *Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire*, Editura Tehnică, București 1985.
- [P6] Pommersheim, A. *Stadiul actual al cercetărilor privind tipuri de uzură caracteristice în funcționarea roților dințate*, Referat nr. 1, Timișoara 1981.
- [P7] Pavel, P., ş. a. *Ecuații diferențiale și integrale*, Editura Didactică și Pedagogică, București 1975.
- [P8] Perju, D. *Mecanisme de mecanică fină*, Vol. I și II, Litografia I.P.T.V. Timișoara 1986.
- [R1] Reisner, T. *EXCEL 5 pentru Windows în 477 imagini*, Editura Teora, București 1995.

- [R2] Roșculeț, M. N. *Analiză matematică*, Vol. II, Editura Didactică și Pedagogică, București 1966.
- [S1] Sauer, L., ș. a. *Angrenaje* vol. I-II, Editura Tehnică, București 1981.
- [S2] Silaș, Ghe., ș. a. *Mecanica*, Editura Didactică și Pedagogică, București 1981.
- [S3] Silaș, Ghe., ș. a. *Mecanica*, vol. 3, partea 1, Dinamica, Litografia Universității Politehnica din Timișoara 1994.
- [S4] Smicală, I., ș. a. *Mecanică, dinamica și aplicații*, Editura Mirton, Timișoara 1992.
- [S5] Sticlaru, C., ș. a. *Stand pentru măsurarea automată a rugozității suprafețelor*, Simpozion național de roboți industriali, ediția a XII-a, 16-19 noiembrie, Timișoara 1994.
- [S6] Spineanu, U. *Automatizarea controlului dimensiunilor în construcția de mașini*, Editura Tehnică, București 1987.
- [S7] Scheiber, E., ș. a. *MathCAD, Probleme rezolvate*, Litografia Universității "Transilvania" Brașov, Brașov 1992.
- [S8] Scheiber, E., ș. a. *MathCAD, Prezentare și probleme rezolvate*, Editura Tehnică, București 1994.
- [S9] Stevenson, N. *Utilizare Word 6 pentru Windows*, Editura Teora, București 1996.
- [S10] Sticlaru, C. *Metode experimentale în tribologie*, Referat nr. 1, Timișoara 1995.
- [T1] Theyse, F. H. *Die Blitztemperatursysteme nach Blok und ihre praktische bei Zahuredern*, Schmiertechnik nr. 2/1994.
- [T2] Tudor, A. *Durabilitatea și fiabilitatea transmisiilor mecanice*, Editura Tehnică, București 1988.
- [T3] Tudor, A. *Contactul real al suprafețelor de frecare*, Editura Academiei Române, București 1990.
- [T4] Tărăboi, V. *Rodarea și încercarea motoarelor cu ardere internă*, Editura Tehnică, București 1955.
- [T5] Трубин, Г. К. *Контактная усталость материалов для зубчатых колес*, Машгиз, Москва 1962.

-
- [V1] Varga, Ș., ș. a. *Sinteza ACAD a danturii roților pentru transmisiile sincrone cu curea dințată, COMEFIM-5, Timișoara 1998, Revista Română de Mecanică Fină și Optică, Supliment nr. 2/1998*
- [V2] Vasilca, Ghe., ș. a. *Procese de lubrificație, frecare și uzura la suprafețele metalice, Editura Academiei R.S.România, București 1967.*
- [Z1] Zirbel, J. H., ș. a. *Utilizarea programului AutoCAD versiunea 13 pentru Windows, Editura Teora, București 1997.*
- [Z2] Zsivanov, D. *Contribuții la evaluarea caracteristicilor suprafețelor de contact cu rugozitate izotropă, Teză de doctorat, Timișoara 1998.*

CUPRINS

1. Introducere, scopul lucrării	1
2. Stadiul actual	6
2.1. Cauzele care pot provoca scoaterea din uz a angrenajelor	6
2.2. Metode de încercare la oboseală a metalelor	11
2.2.1. Metode directe de încercare la oboseală a metalelor	12
2.2.1.1. Metoda clasică (Wöhler)	12
2.2.1.2. Metoda sarcinii progresive a lui Prot	14
2.2.1.3. Metoda Ivanova	15
2.2.2. Metode indirecte de determinare a rezistenței, la oboseală bazate pe determinarea modificărilor unor parametri fizico-mecanici ai materialului	17
2.3. Metode de încercare a angrenajelor	17
2.3.1. Metoda F.Z.G.	18
2.3.2. Metoda sarcinii progresive utilizată la încercarea angrenajelor	18
2.4. Necesitatea încercărilor tribologice	21
2.5. Standuri pentru încercarea angrenajelor	26
2.5.1. Standuri cu flux energetic deschis	29
2.5.2. Standuri cu flux energetic închis	30
2.5.2.1. Particularități energo-cinematice ale standurilor în circuit energetic închis	33
2.5.2.2. Dispozitive de încărcare utilizate în standurile de încercare	35
2.5.2.2.1. Dispozitiv de încărcare inerțial	37
2.6. Concluzii și obiective	41
3. Studiul teoretic al comportării angrenajelor cilindrice în procesul de rodare	44
3.1. Rodajul ca formă de uzare controlată	46
3.2. Evitarea degradării suprafețelor flancurilor dinților în perioada de rodare	49
3.2.1. Problema generală a contactului elastic liniar	50
3.2.2. Contactul elastic liniar în cazul flancurilor evolventice	51
3.2.3. Determinarea solicitărilor de contact la un angrenaj cilindric cu dinți drepți	57
3.2.3.1. Generarea profilului evolventic la roțile dințate cilindrice	57

3.2.3.2. Tehnologii ACAD de transformare a profilului de semidinte construit în corp de roată dințată	62
3.2.3.3. Variația forței normale pe flancul dintelui în timpul angrenării	64
3.2.4. Analiza coeficientului de frecare de alunecare la angrenajele cilindrice cu dinți drepți	70
3.2.4.1. Determinarea sumei vitezelor	72
3.2.4.2. Determinarea vitezei de alunecare	73
3.2.4.3. Determinarea razei de curbură echivalente	73
3.2.4.4. Studiul variației coeficientului de frecare asistat de calculator	74
3.2.5. Analiza asistată de calculator a variației forței normale de-a lungul segmentului de angrenare luând în considerare variația coeficientului de frecare	82
3.2.6. Determinarea ariei nominale de contact	87
3.3. Concluzii	106
4. Proiectarea instalației utilizate la cercetările experimentale	109
4.1. Stabilirea tipului standului și a dispozitivului de încărcare	109
4.2. Schema cinematică a dispozitivului inerțial	110
4.3. Stabilirea relațiilor de calcul pentru momentul de torsiune M_t	110
4.4. Proiectarea asistată a dispozitivului inerțial	113
4.4.1. Reglarea și funcționarea dispozitivului	119
4.5. Determinarea pe cale teoretică a momentului de torsiune pe care-l poate realiza dispozitivul proiectat	120
4.6. Încadrarea dispozitivului în standul de încercare	121
4.6.1. Funcționarea standului	122
4.6.2. Automatizarea standului de încercare	124
4.6.2.1. Legătura dintre deplasarea discului mobil și viteza unghiulară	125
4.6.2.2. Relația de legătură între momentul de încărcare M_t și deplasarea s_x a discului mobil al variatorului	126
4.6.2.3. Sistemul hidraulic de acționare	127
4.6.2.4. Modul de funcționare a sistemului hidraulic de acționare	129
4.7. Concluzii	130
5. Cercetări experimentale	131

5.1. Obiective și metode specifice cercetării experimentale de rodare a angrenajelor	131
5.1.1. Cercetări experimentale	131
5.1.2. Metode de determinare experimentală a corelației dintre calitatea rodajului, turației și momentului de încărcare	132
5.2. Proiectarea și planificarea cercetărilor experimentale	133
5.2.1. Ipotezele care au stat la baza cercetării experimentale	133
5.2.2. Standul și echipamentul de încercare	134
5.2.2.1. Modul de funcționare a standului pentru încercări	136
5.2.3. Verificarea/etalonarea mijloacelor și a echipamentelor de măsură	136
5.3. Încercarea experimentală a dispozitivului inerțial	143
5.3.1. Valorile experimentale pentru $\alpha=1^\circ$	145
5.3.2. Valorile experimentale pentru $\alpha=2^\circ$	147
5.3.3. Valorile experimentale pentru $\alpha=4^\circ$	149
5.3.4. Valorile experimentale pentru $\alpha=6^\circ$	151
5.3.5. Concluzii 1	153
5.3.6. Momentul de încărcare pentru $\alpha=6^\circ$	154
5.3.7. Momentul de încărcare pentru $\alpha=8^\circ$	157
5.3.8. Variația momentului de încărcare în cazul în care la unul din semidispozitive $\alpha=8^\circ$ iar la cel de-al doilea $\alpha=0^\circ$	158
5.3.9. Concluzii 2	160
5.4. Rodarea angrenajelor	160
5.4.1. Sistemul de măsurare cu achiziție de date Virtual Bench-Logger	162
5.4.2. Programul de rodare al angrenajului 1	164
5.4.3. Programul de rodare al angrenajului 2	172
5.4.4. Programul de rodare al angrenajului 3	177
5.5. Concluzii	180
6. Concluzii și contribuții	181
Bibliografie	185
Cuprins	194
Anexe	

Program de rodare pentru angrenajul format din roțile 1a și 1

Etapa	Mt [Nm]	Turația [rot/min]	Durata [min]
A	0	800	30
B	0	1000	30
C	15	1200	60
D	30	1400	60
E	35	1500	60
F	48	1600	180

Caracteristicile roților 1a și 1:

Geometrie: $m=5$, $z_1=z_2=24$, $x_1=x_2=0$

Clasa de precizie: 6-7

Duritate: 250-300 HB

Prelucrare: frezare

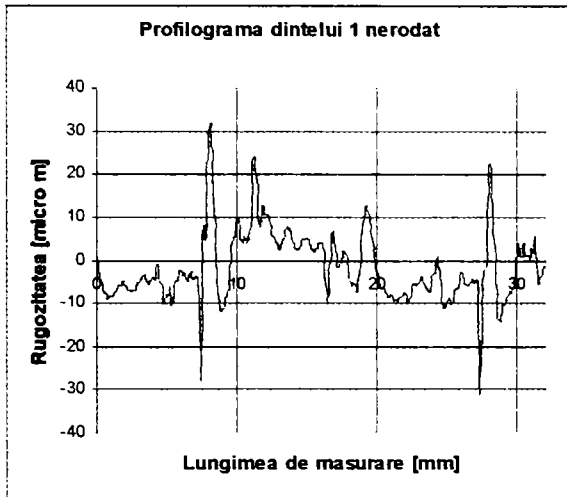
Material: roata 1a din 41MoC11

roata 1 din OLC 45

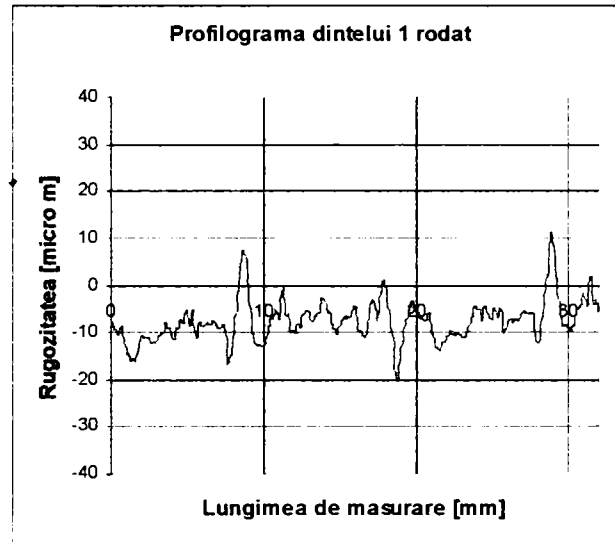
Lubrifiant: ulei T90 (EP₂)

Roata 1a

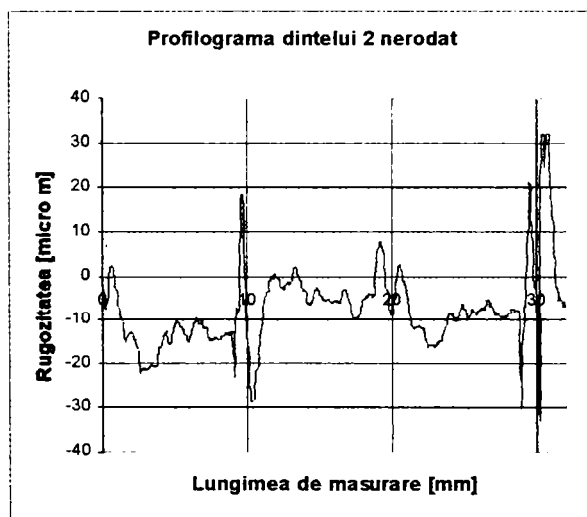
Dintele 1 înainte de rodare
 $Ra=6,3\mu\text{m}$



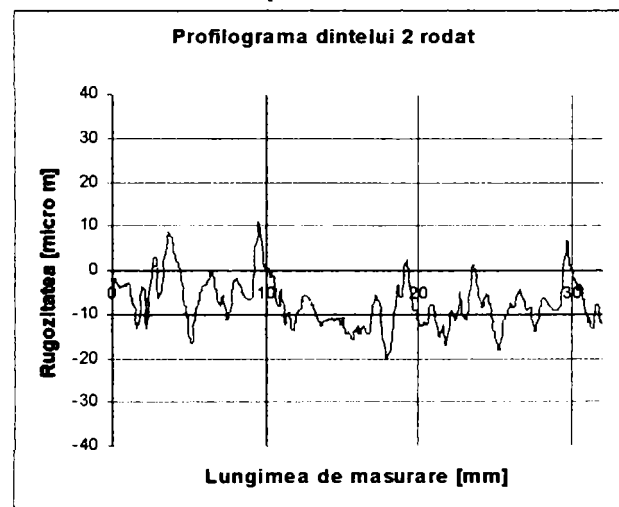
Dintele 1 după rodare
 $Ra=3,8\mu\text{m}$



Dintele 2 înainte de rodare
 $Ra=6,5\mu\text{m}$

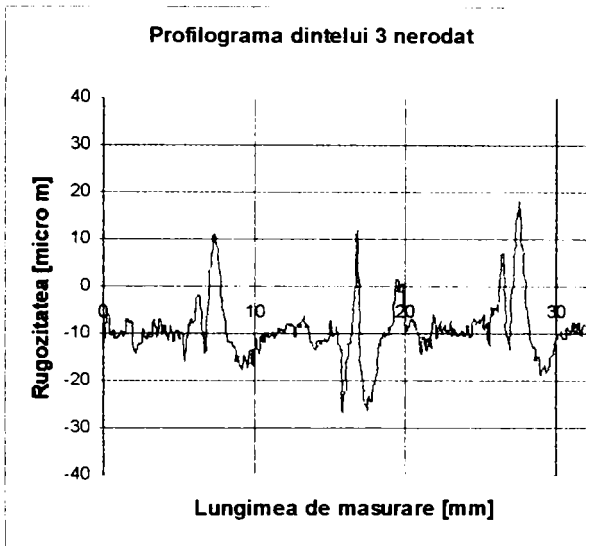


Dintele 2 după rodare
 $Ra=4,3\mu\text{m}$

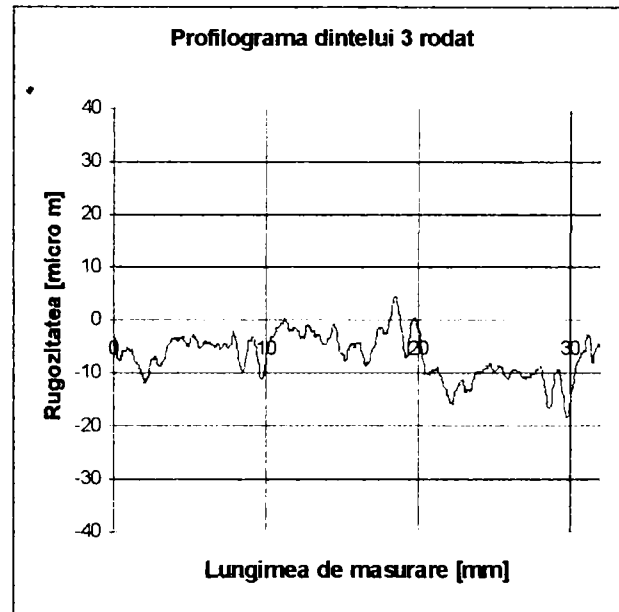


Roata 1a

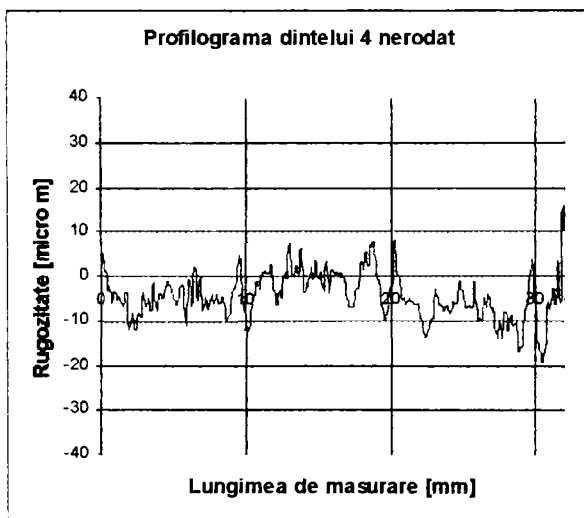
Dintele 3 înainte de rodare
 $Ra=4,7\mu\text{m}$



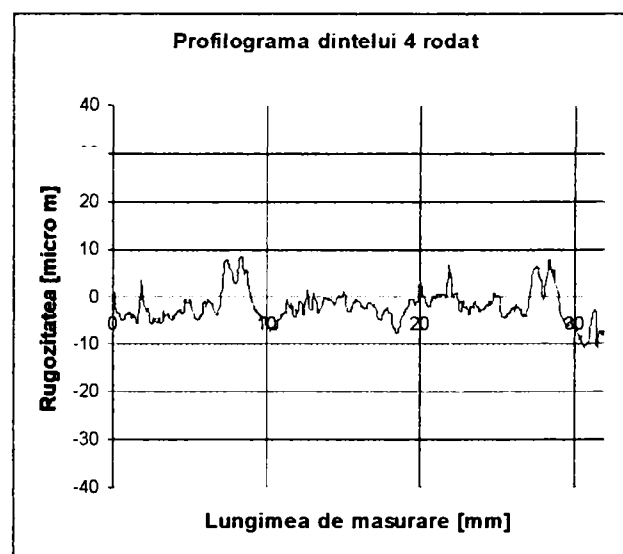
Dintele 3 după rodare
 $Ra=3,37\mu\text{m}$



Dintele 4 înainte de rodare
 $Ra=4,7\mu\text{m}$

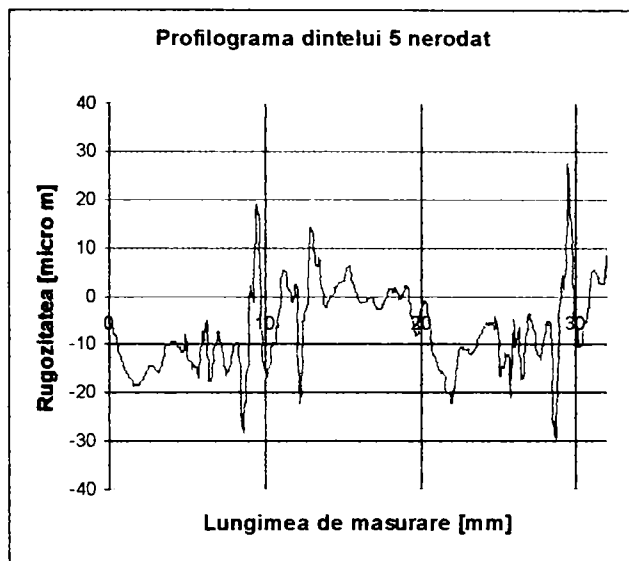


Dintele 4 după rodare
 $Ra=3,01\mu\text{m}$

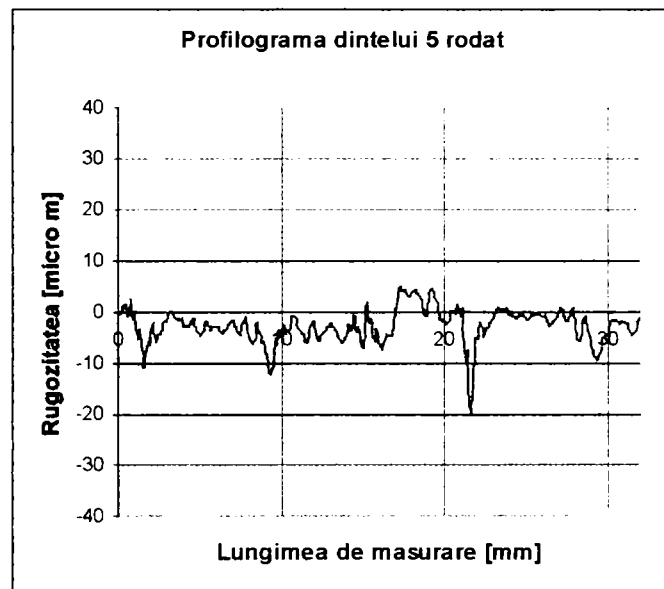


Roata 1a

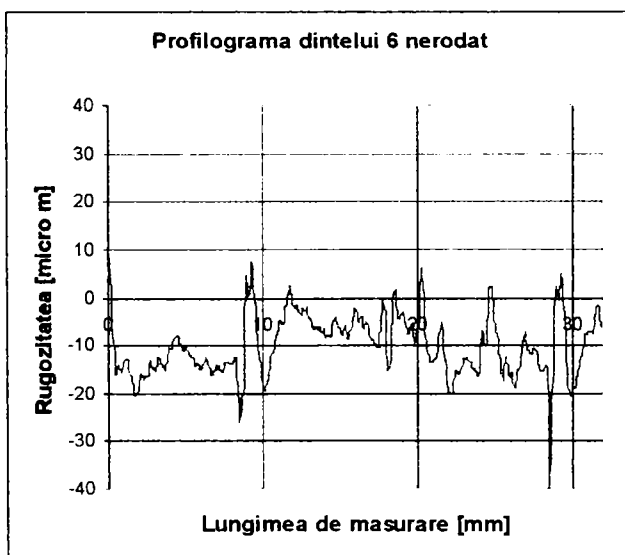
Dintele 5 înainte de rodare
Ra=5,8 μm



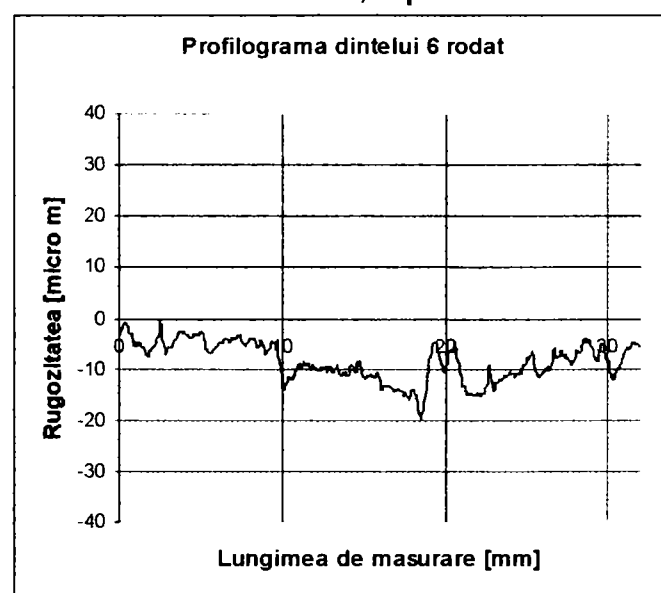
Dintele 5 după rodare
Ra=3,1 μm



Dintele 6 înainte de rodare
Ra=5,03 μm

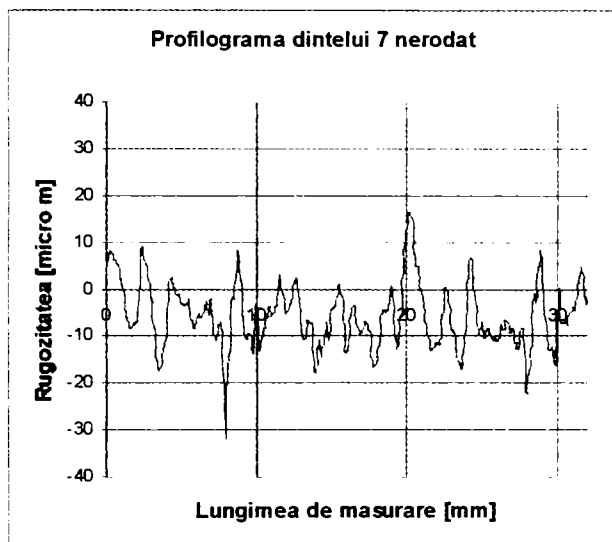


Dintele 6 după rodare
Ra=3,1 μm

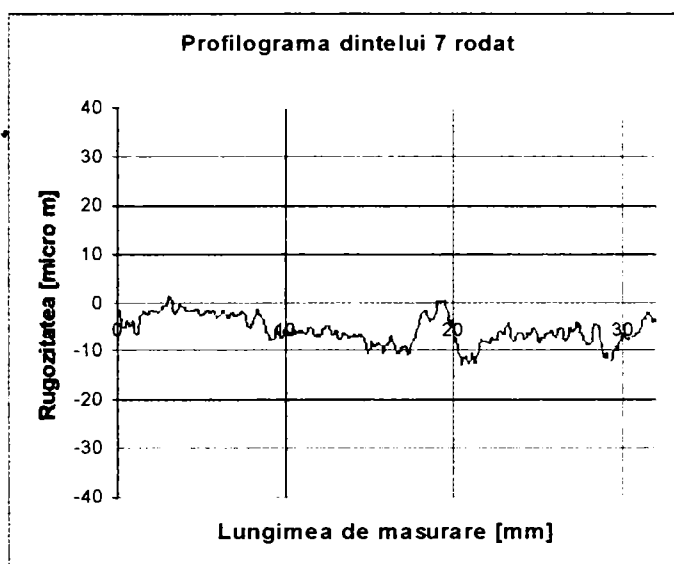


Roata 1a

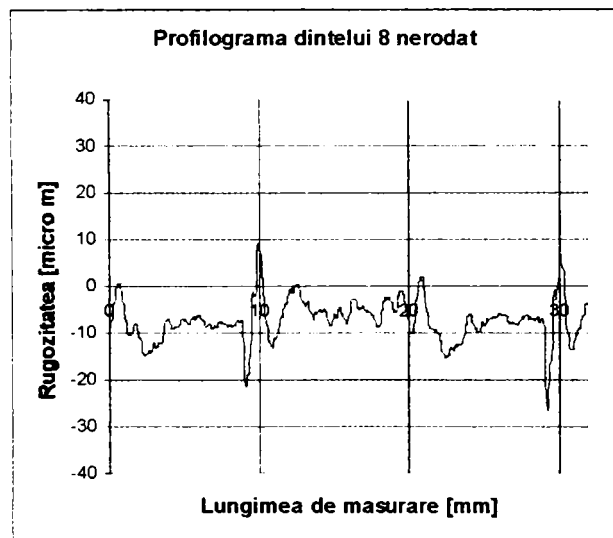
Dintele 7 înainte de rodare
 $Ra=5,6 \mu\text{m}$



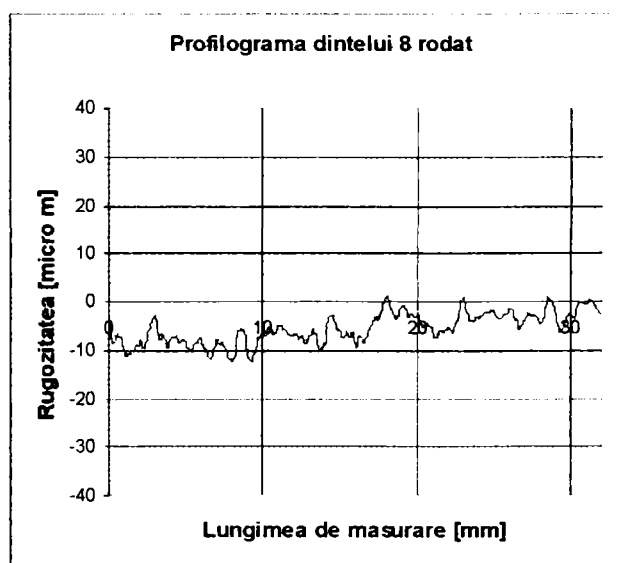
Dintele 7 după rodare
 $Ra=3,6 \mu\text{m}$



Dintele 8 înainte de rodare
 $Ra=5,5 \mu\text{m}$

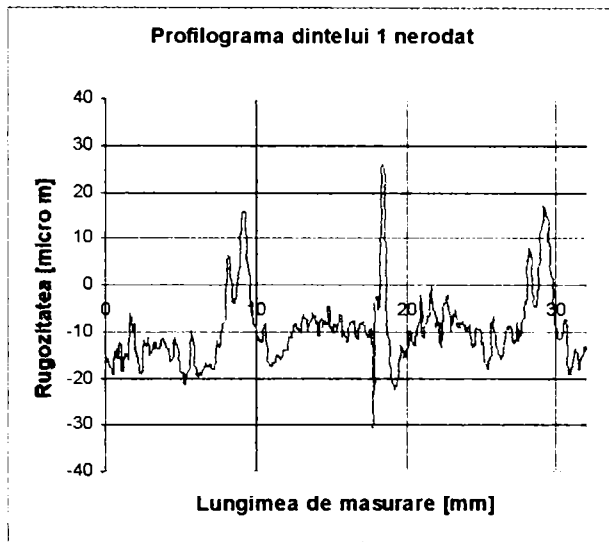


Dintele 8 după rodare
 $Ra=3,3 \mu\text{m}$

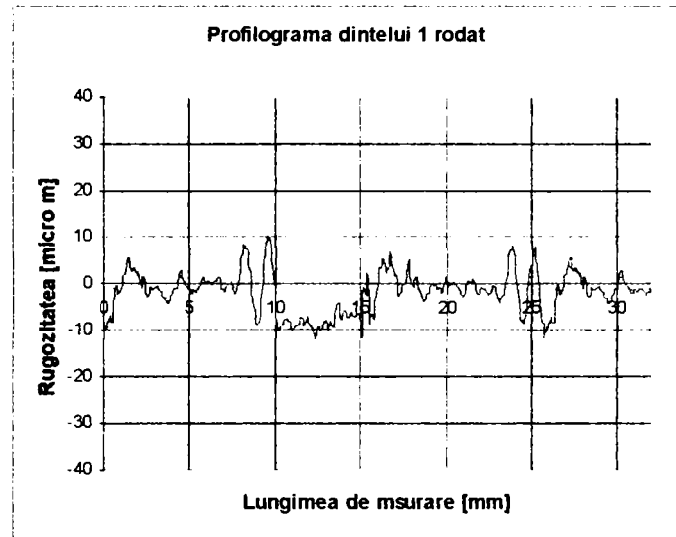


Roata 1

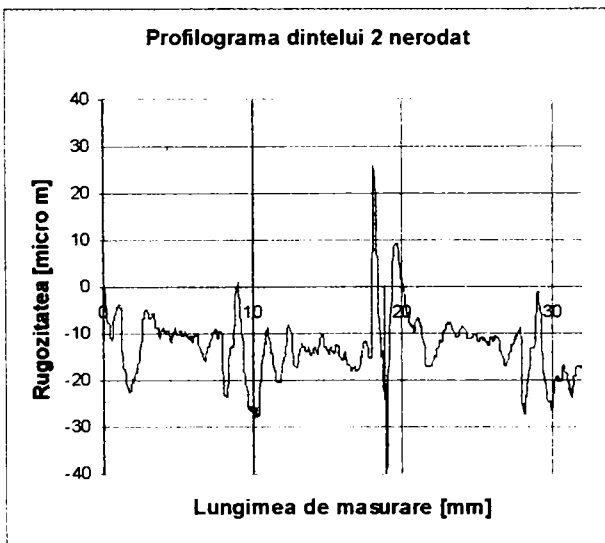
Dintele 1 înainte de rodare
 $Ra=6,3 \mu\text{m}$



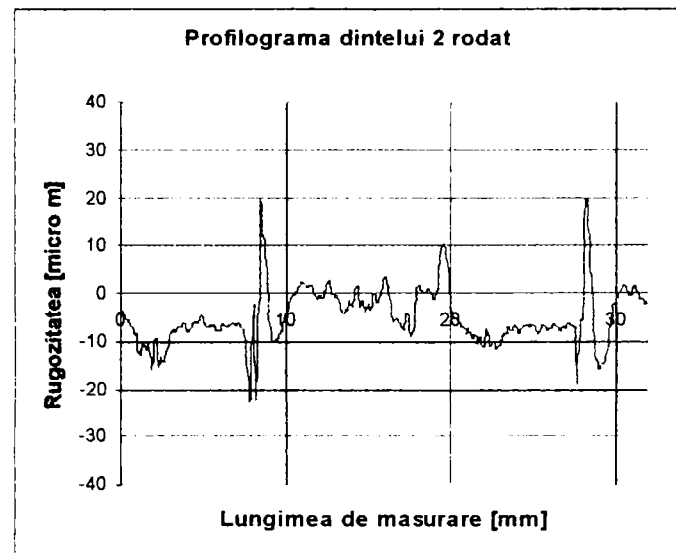
Dintele 1 după rodare
 $Ra=3,3 \mu\text{m}$



Dintele 2 înainte de rodare
 $Ra=5,07 \mu\text{m}$

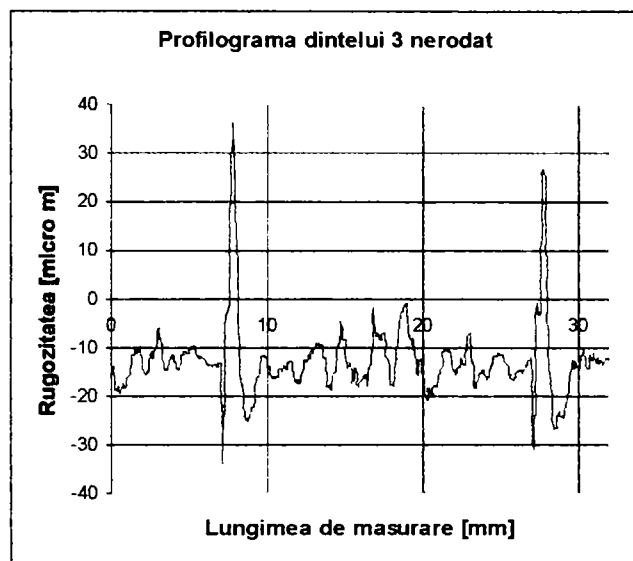


Dintele 2 după rodare
 $Ra=3,3 \mu\text{m}$

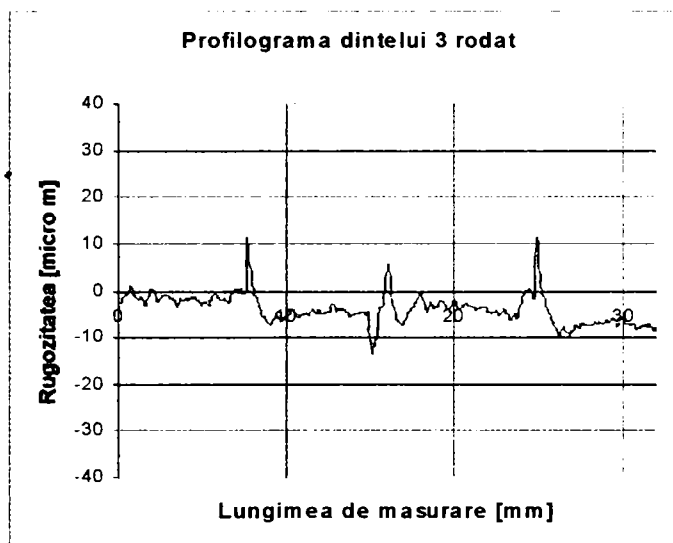


Roata 1

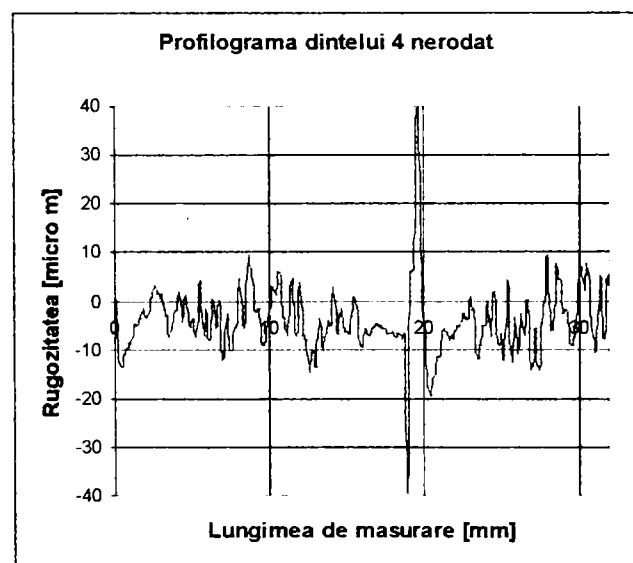
Dintele 3 înainte de rodare
 $Ra=6,3 \mu\text{m}$



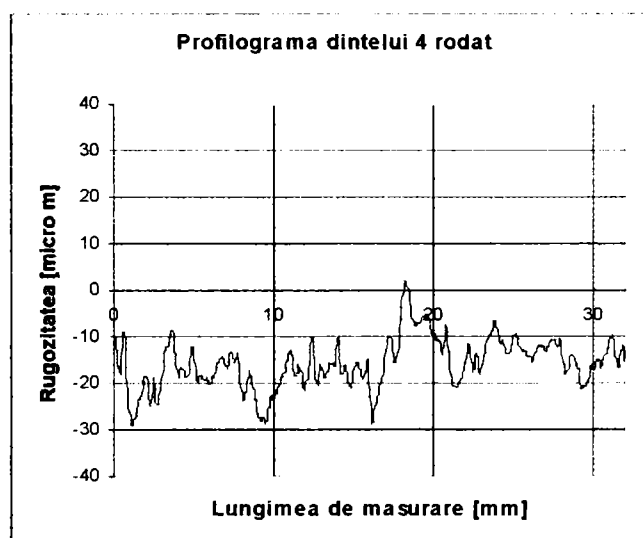
Dintele 3 după rodare
 $Ra=3,7 \mu\text{m}$



Dintele 4 înainte de rodare
 $Ra=6,6 \mu\text{m}$

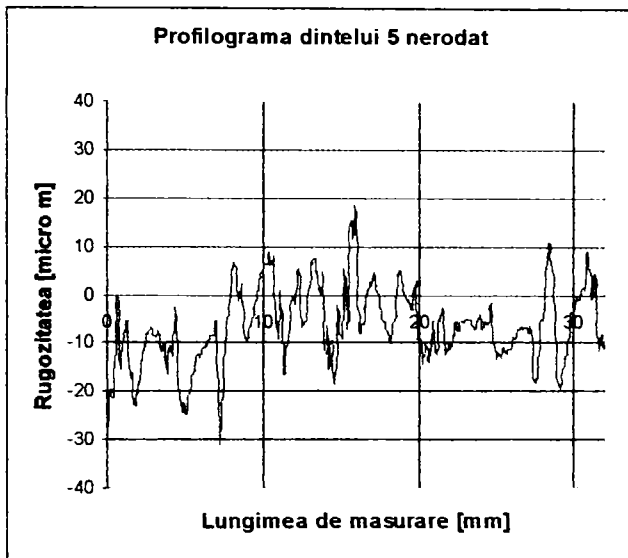


Dintele 4 după rodare
 $Ra=3,2 \mu\text{m}$

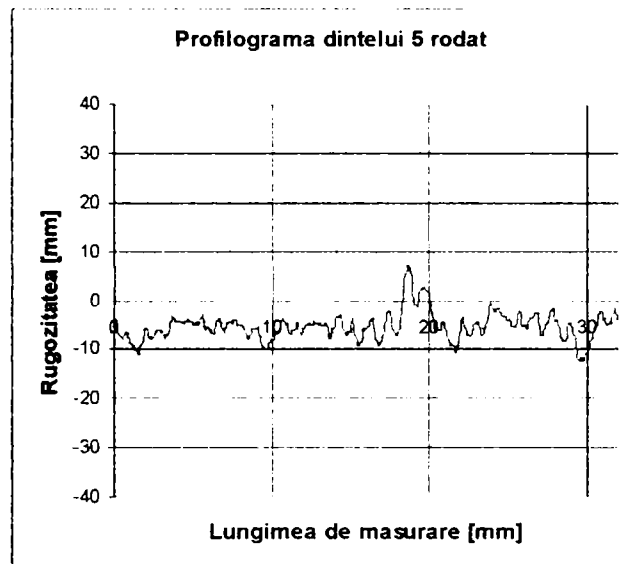


Roata 1

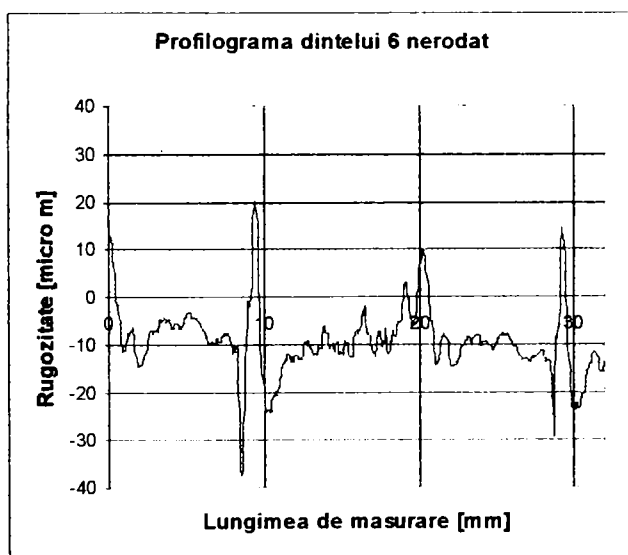
Dintele 5 înainte de rodare
 $Ra=6,6 \mu\text{m}$



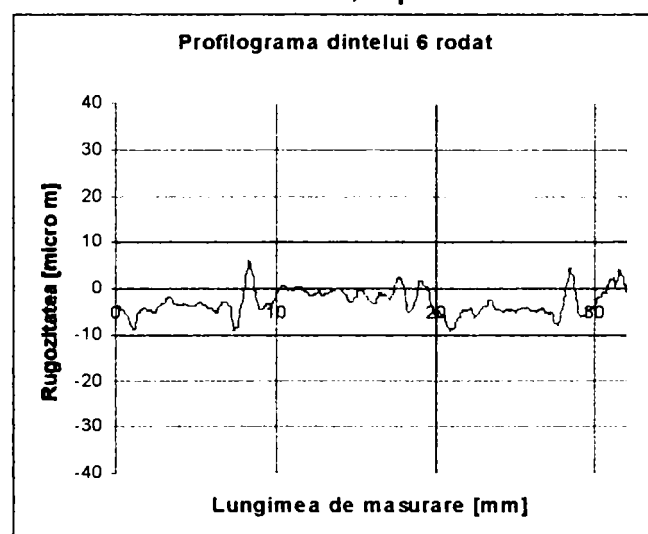
Dintele 5 după rodare
 $Ra=3,6 \mu\text{m}$



Dintele 6 înainte de rodare
 $Ra=6,4 \mu\text{m}$

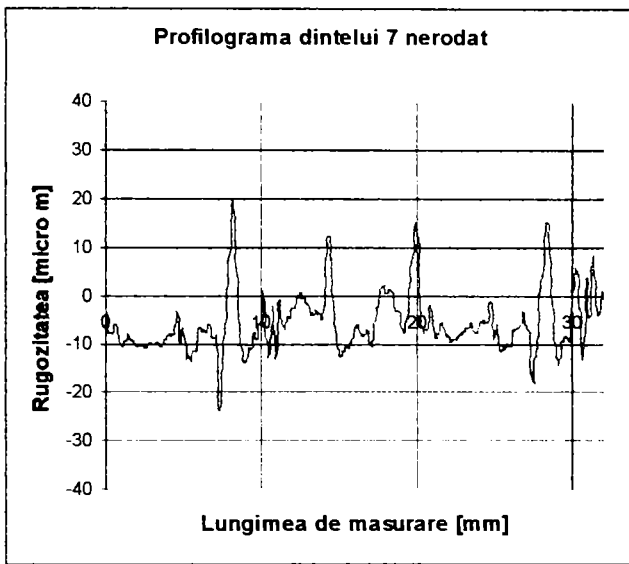


Dintele 6 după rodare
 $Ra=3,1 \mu\text{m}$

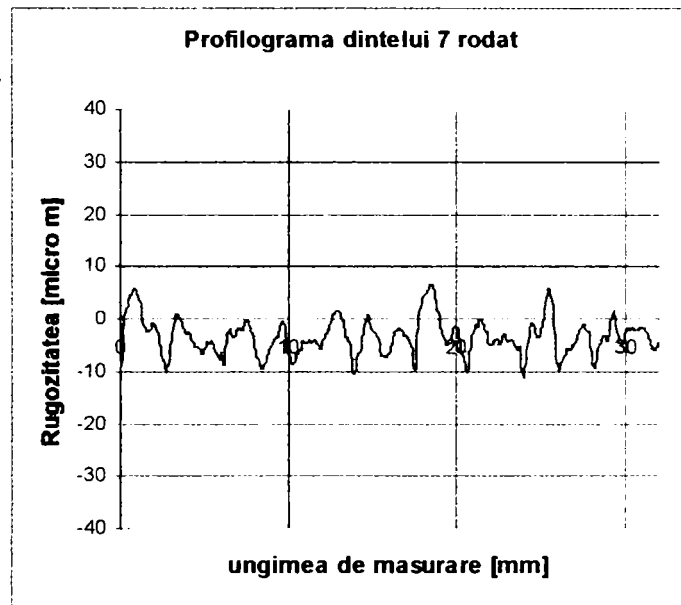


Roata 1

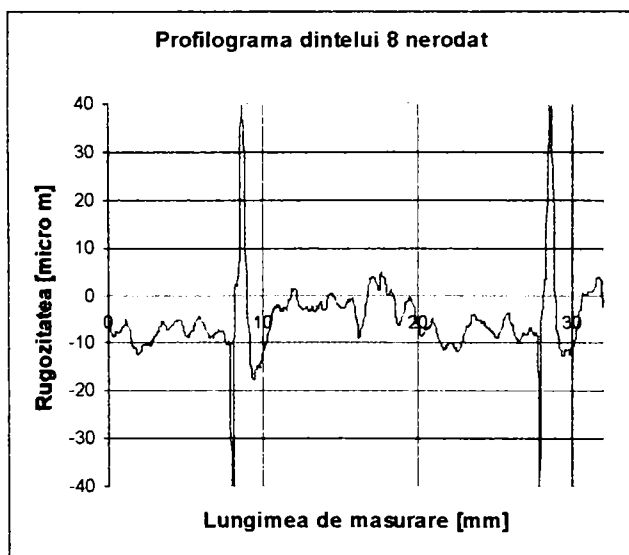
Dintele 7 înainte de rodare
Ra=6,6 μm



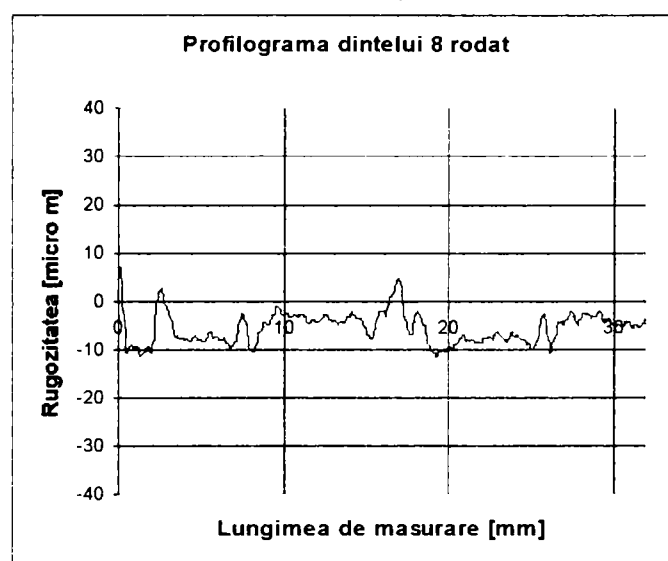
Dintele 7 după rodare
Ra=4,1 μm



Dintele 8 înainte de rodare
Ra=6,7 μm



Dintele 8 după rodare
Ra=3,5 μm



Program de rodare pentru angrenajul format din roțile 2a și 2

Etapa	Mt [Nm]	Turația [rot/min]	Durata [min]
A	0	800	30
B	28	1450	30
C	48	1600	60
D	48	1600	60
E	48	1600	60

Caracteristicile roților 2a și 2.

Geometrie: $m=5$, $z_1=z_2=24$, $x_1=x_2=0$

Clasa de precizie: 6-7

Duritate: 250-300 HB

Prelucrare: frezare

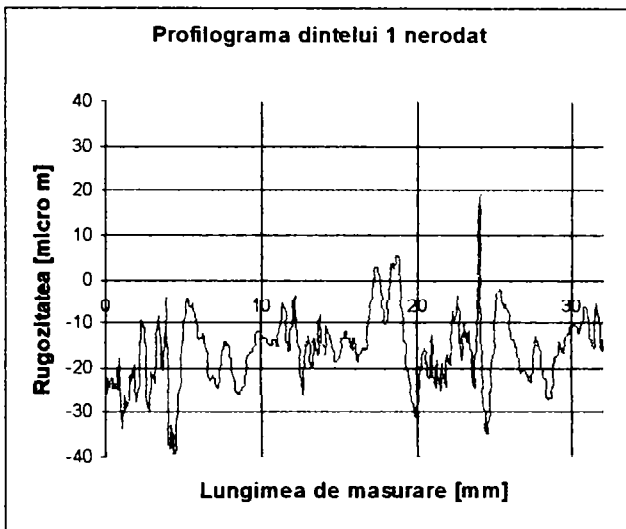
Material: roata 2a din 41MoC11

roata 2 din OLC 45

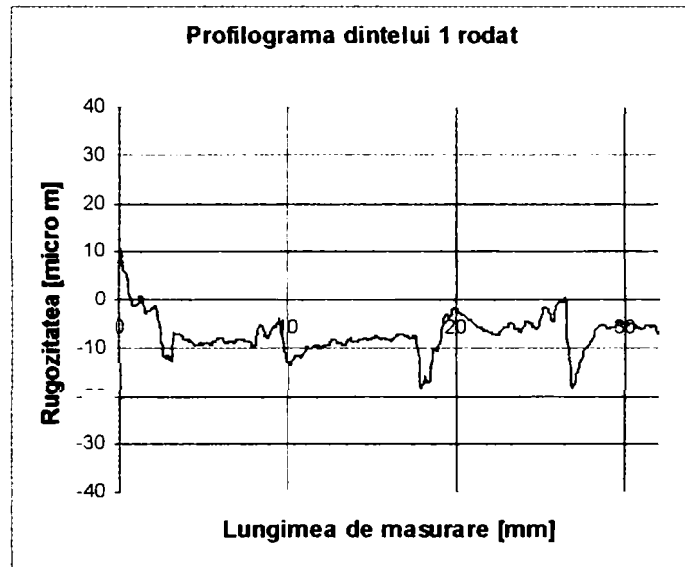
Lubrifiant: ulei T90 (EP₂)

Roata 2a

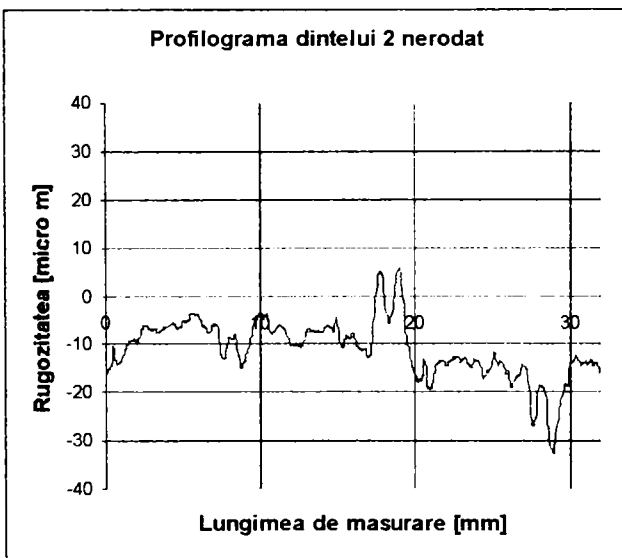
Dintele 1 înainte de rodare
Ra=4,6 μm



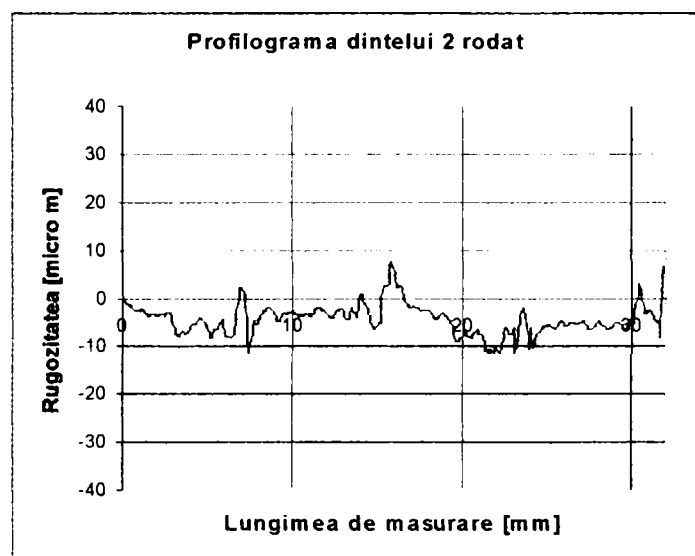
Dintele 1 după rodare
Ra=3,1 μm



Dintele 2 înainte de rodare
Ra=5,6 μm

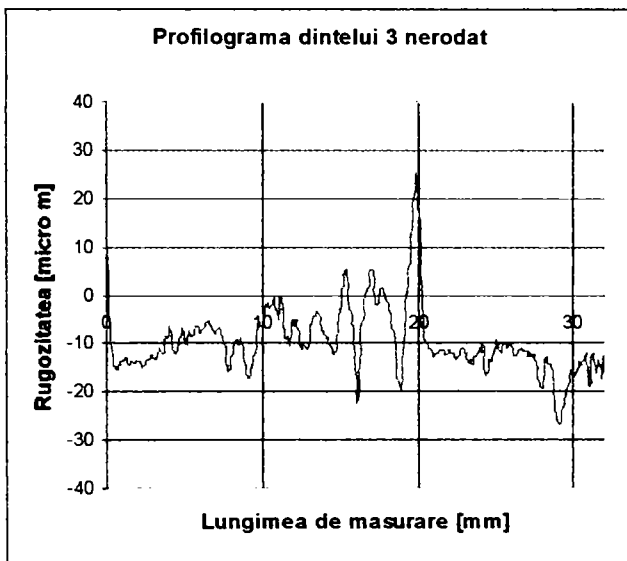


Dintele 2 după rodare
Ra=3,7 μm

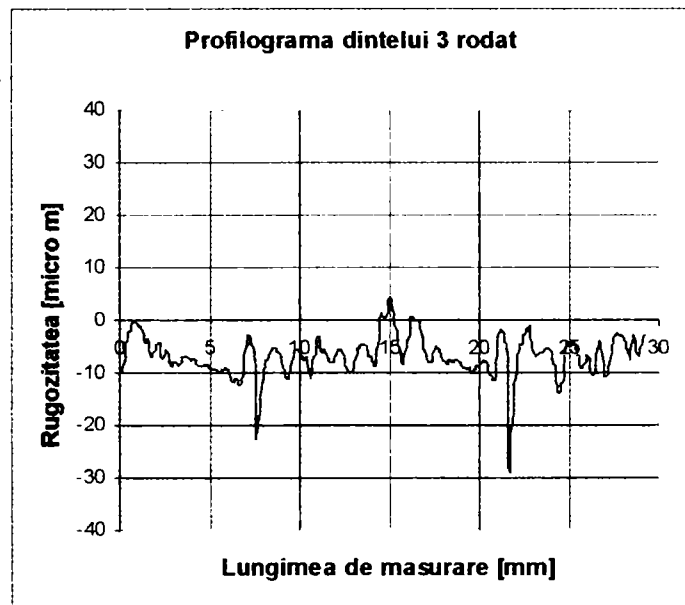


Roata 2a

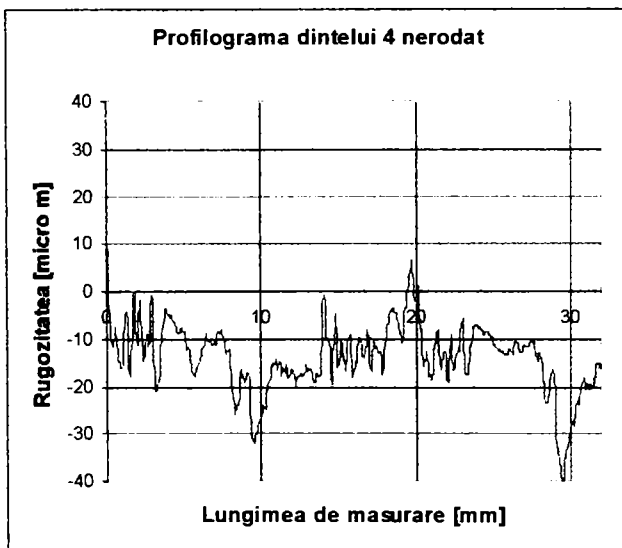
Dintele 3 înainte de rodare
 $Ra=6,1\mu\text{m}$



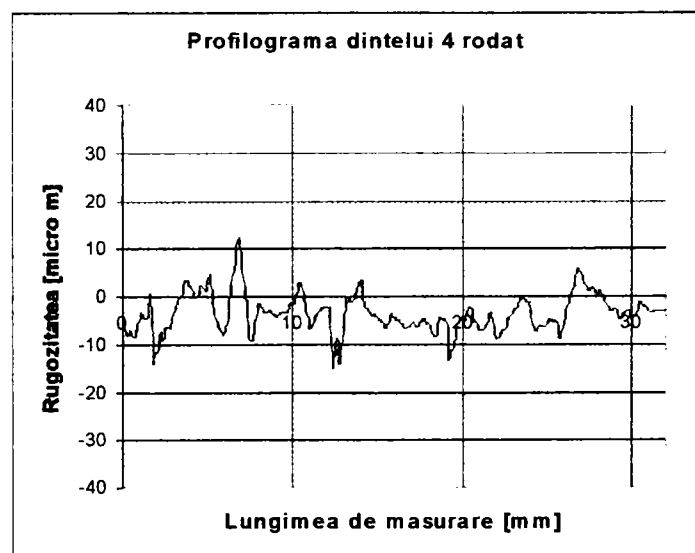
Dintele 3 după rodare
 $Ra=2,9\mu\text{m}$



Dintele 4 înainte de rodare
 $Ra=4,9\mu\text{m}$

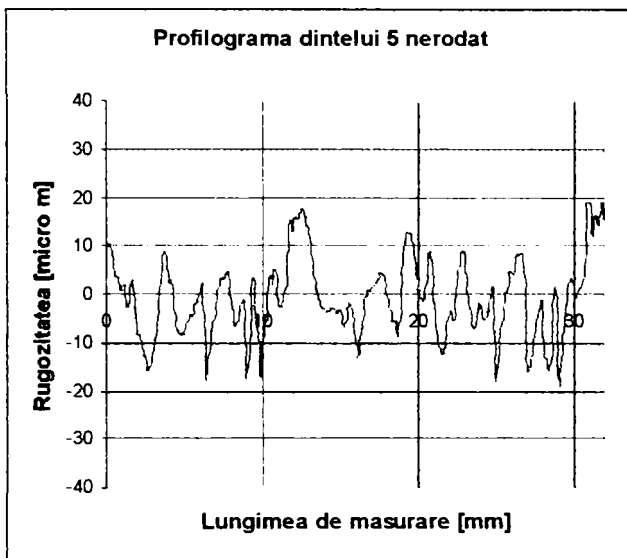


Dintele 4 după rodare
 $Ra=3,1\mu\text{m}$

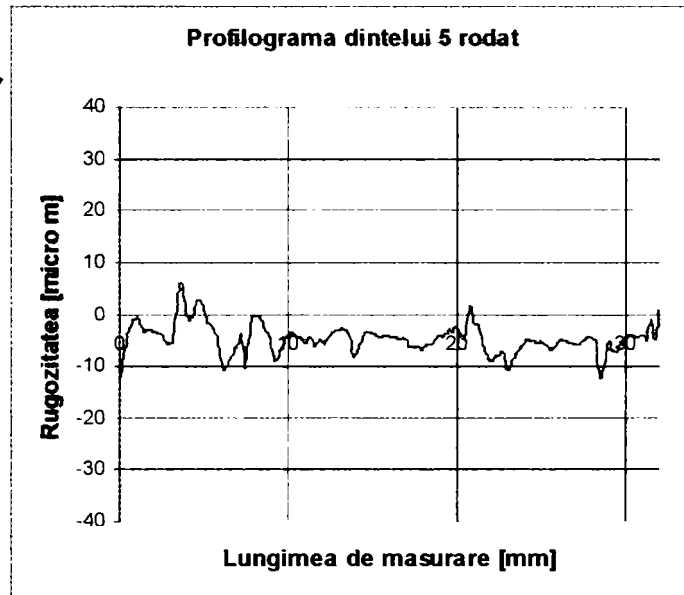


Roata 2a

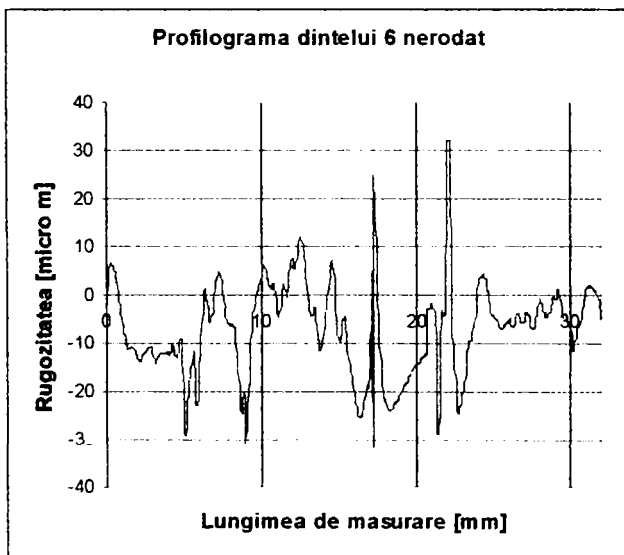
Dintele 5 înainte de rodare
Ra=5,5 μm



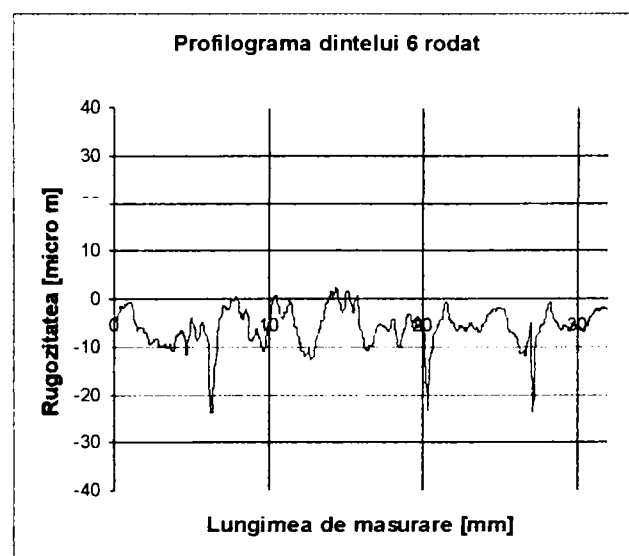
Dintele 5 după rodare
Ra=3,4 μm



Dintele 6 înainte de rodare
Ra=6,5 μm

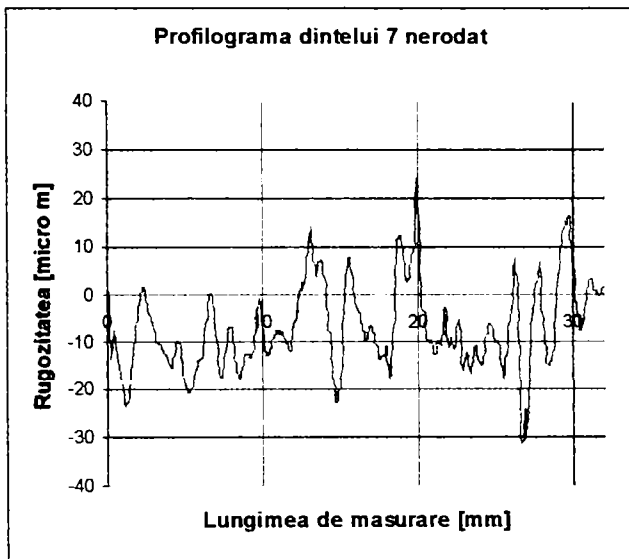


Dintele 6 după rodare
Ra=3,3 μm

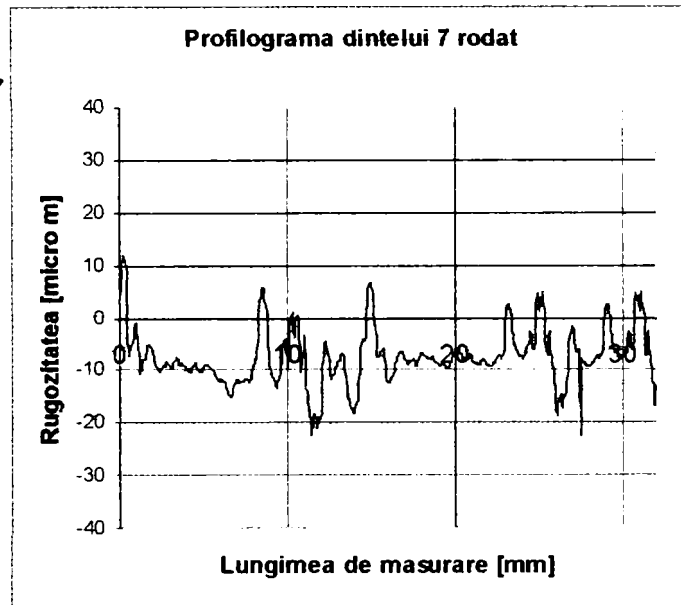


Roata 2a

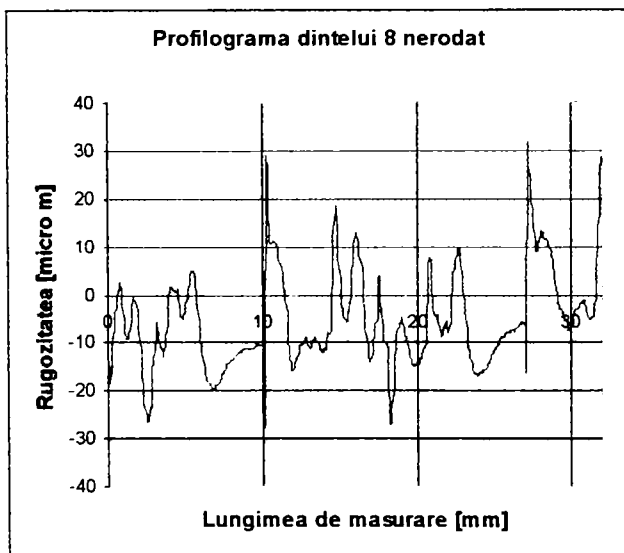
Dintele 7 înainte de rodare
 $Ra=6,6 \mu\text{m}$



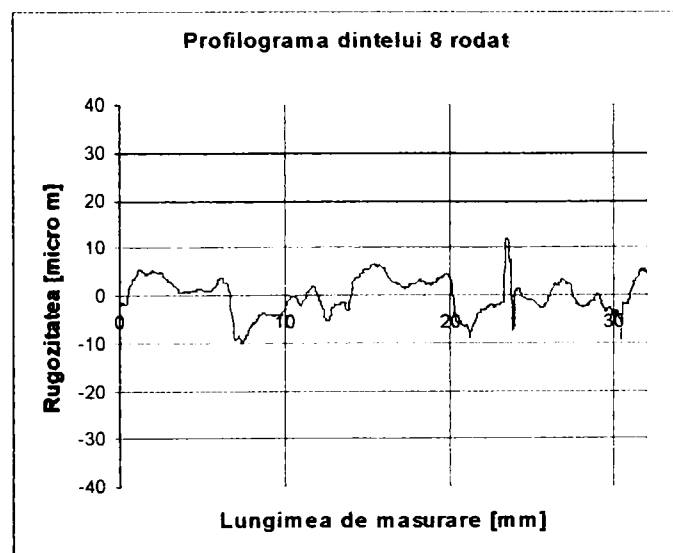
Dintele 7 după rodare
 $Ra=4,0 \mu\text{m}$



Dintele 8 înainte de rodare
 $Ra=6,5 \mu\text{m}$

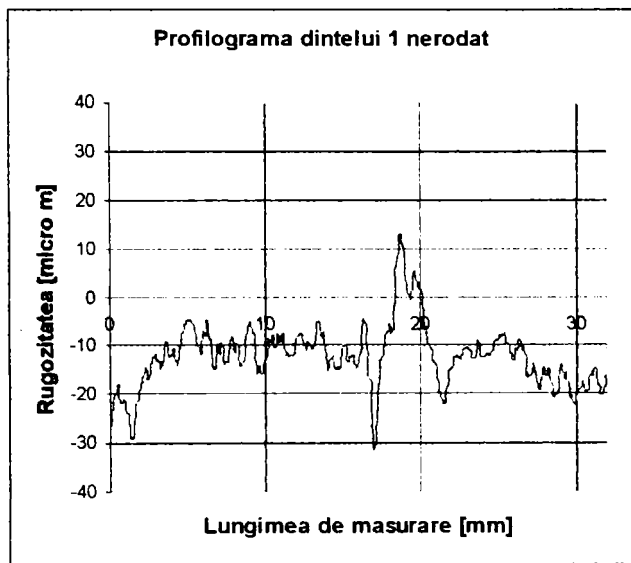


Dintele 8 după rodare
 $Ra=3,1 \mu\text{m}$

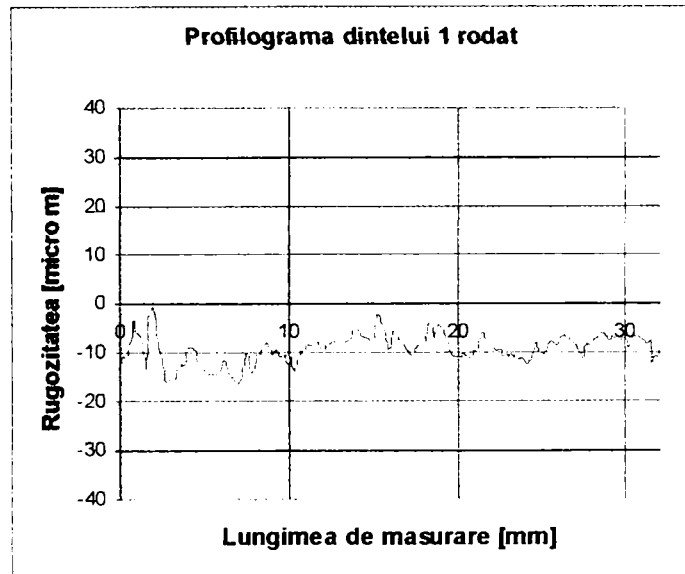


Roata 2

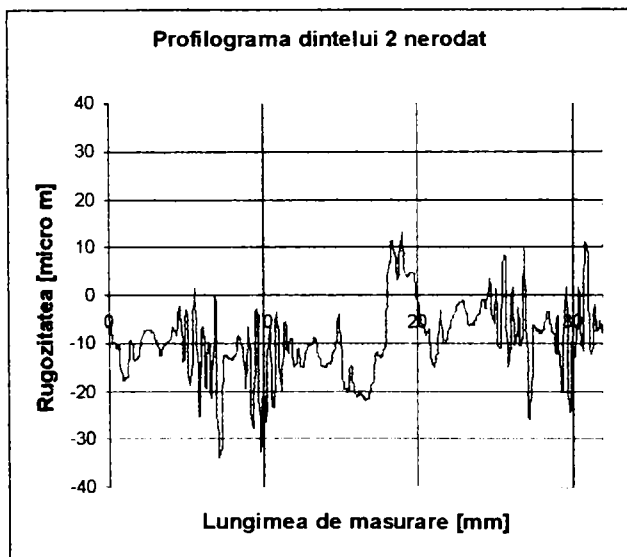
Dintele 1 înainte de rodare
 $Ra=4,6 \mu\text{m}$



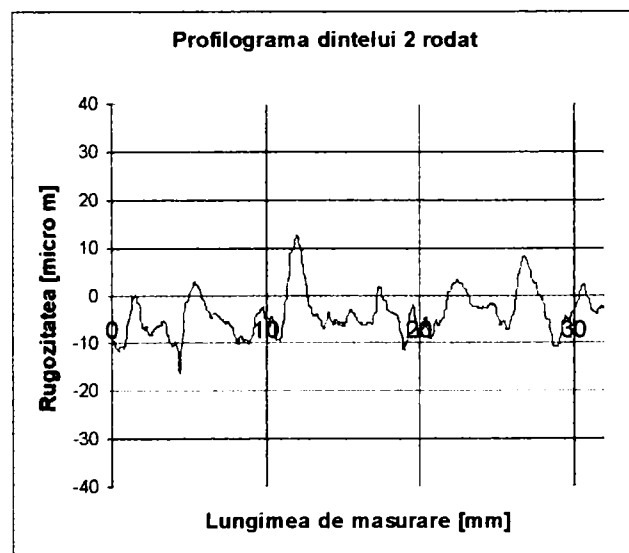
Dintele 1 după rodare
 $Ra=2,9 \mu\text{m}$



Dintele 2 înainte de rodare
 $Ra=5,9 \mu\text{m}$

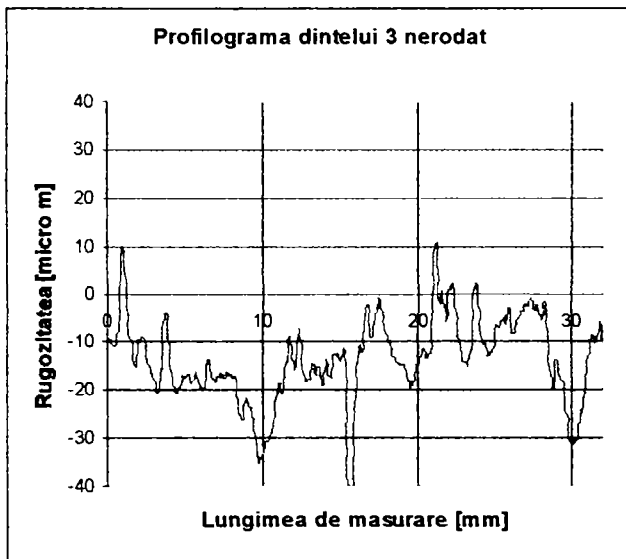


Dintele 2 după rodare
 $Ra=3,6 \mu\text{m}$

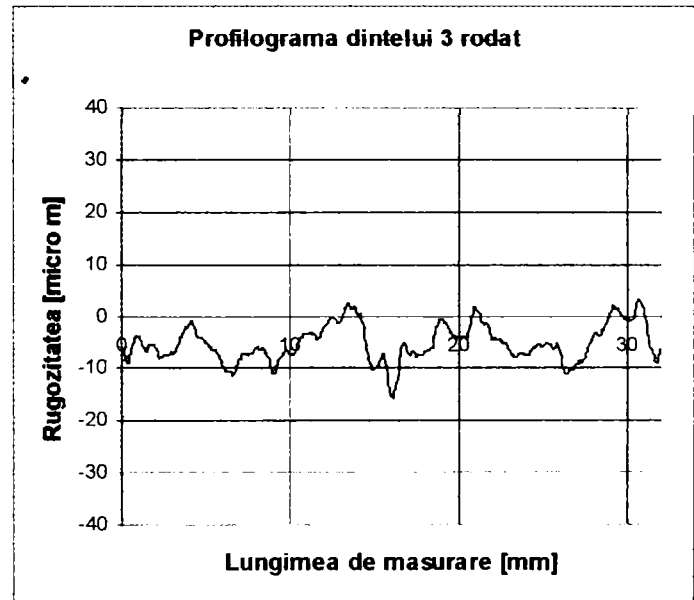


Roata 2

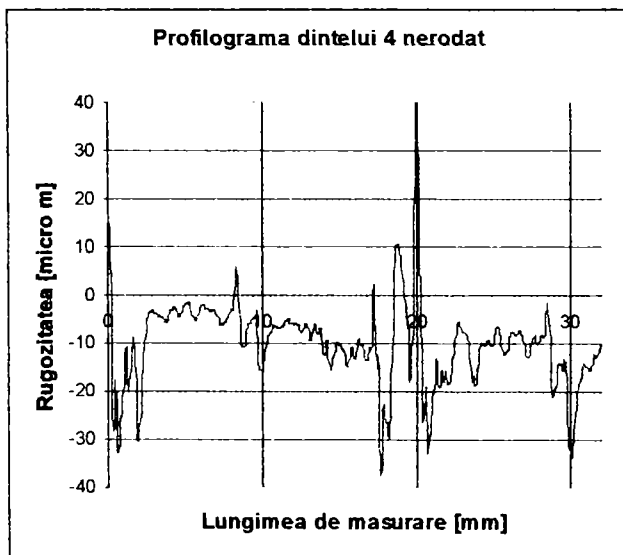
Dintele 3 înainte de rodare
 $Ra=6,4 \mu\text{m}$



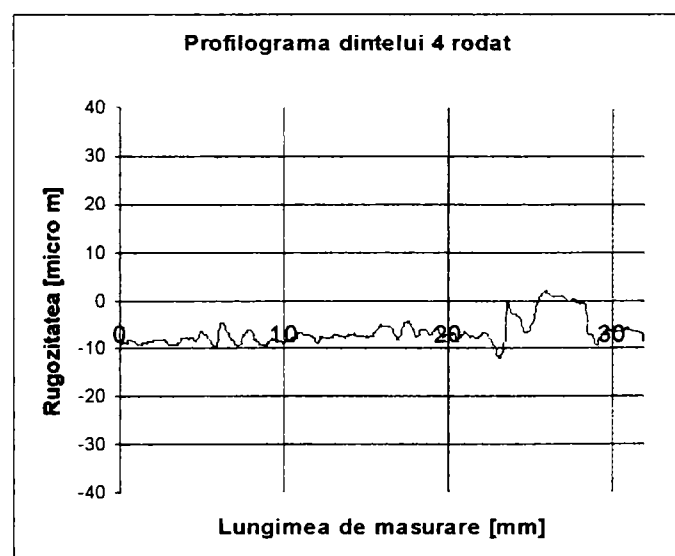
Dintele 3 după rodare
 $Ra=3,2 \mu\text{m}$



Dintele 4 înainte de rodare
 $Ra=5,9 \mu\text{m}$

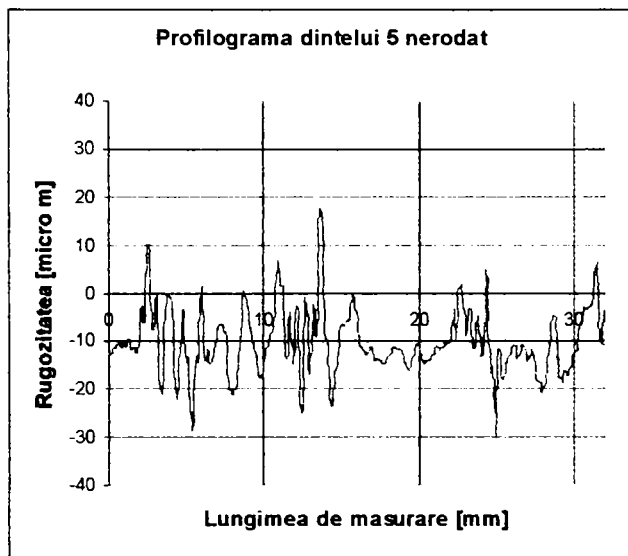


Dintele 4 după rodare
 $Ra=3,3 \mu\text{m}$

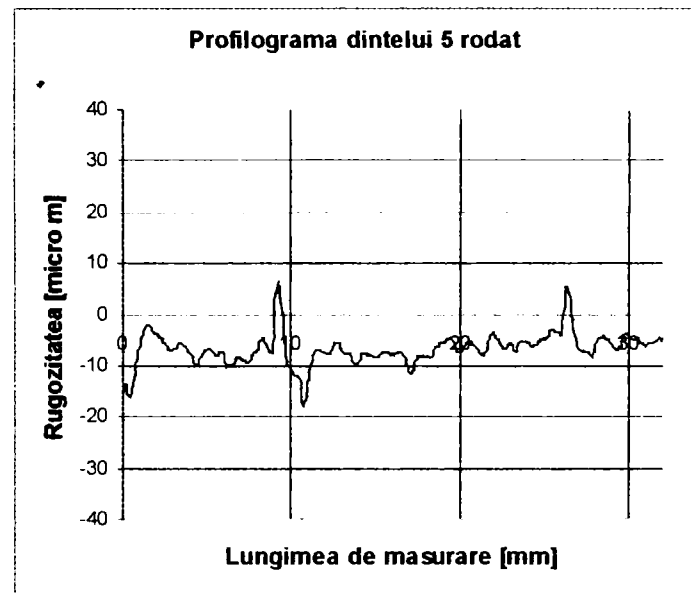


Roata 2

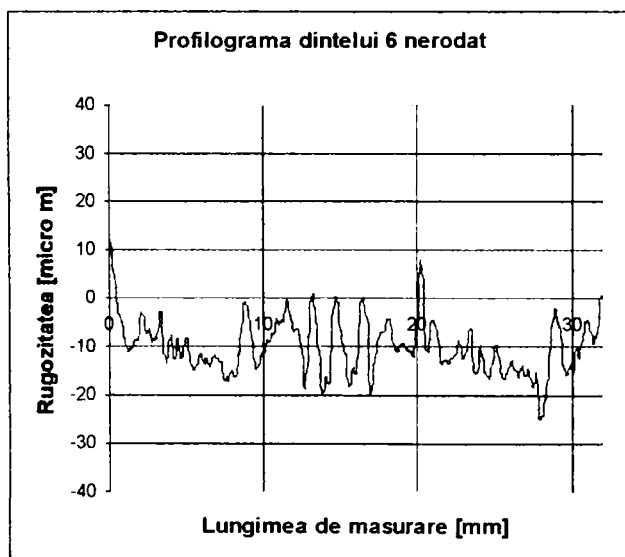
Dintele 5 înainte de rodare
 $Ra=6,4 \mu\text{m}$



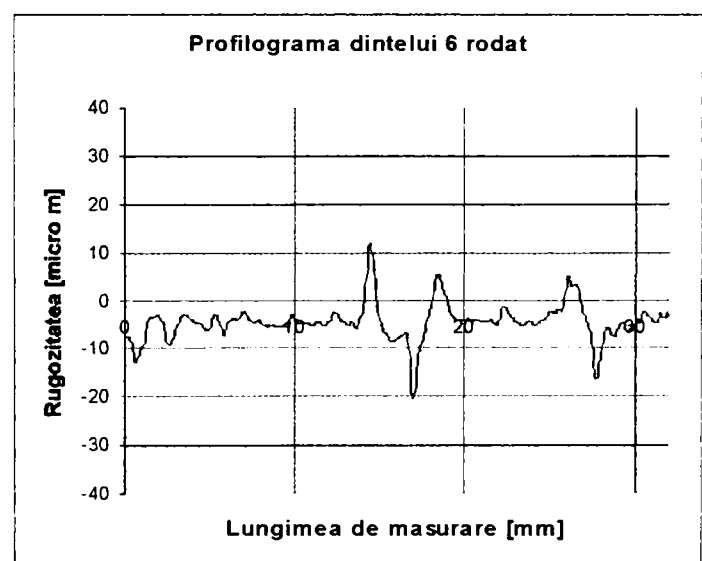
Dintele 5 după rodare
 $Ra=3,6 \mu\text{m}$



Dintele 6 înainte de rodare
 $Ra=5,2 \mu\text{m}$

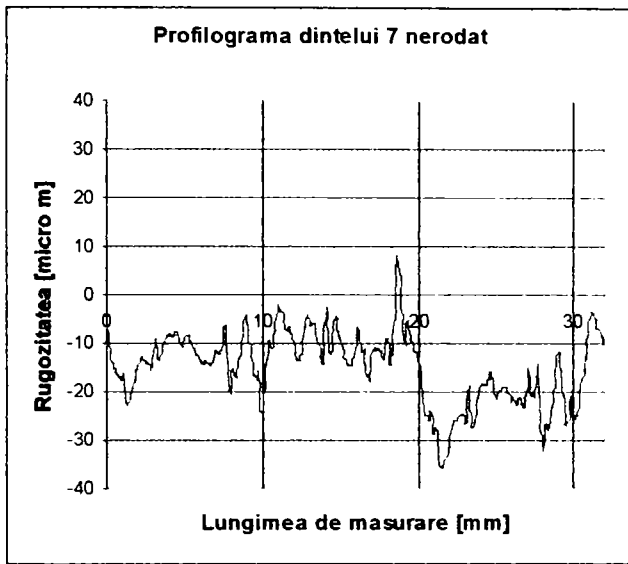


Dintele 6 după rodare
 $Ra=3,9 \mu\text{m}$

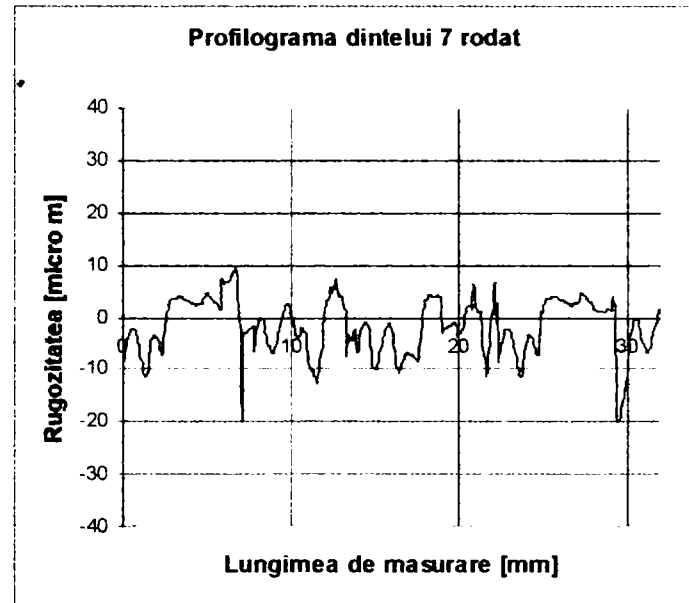


Roata 2

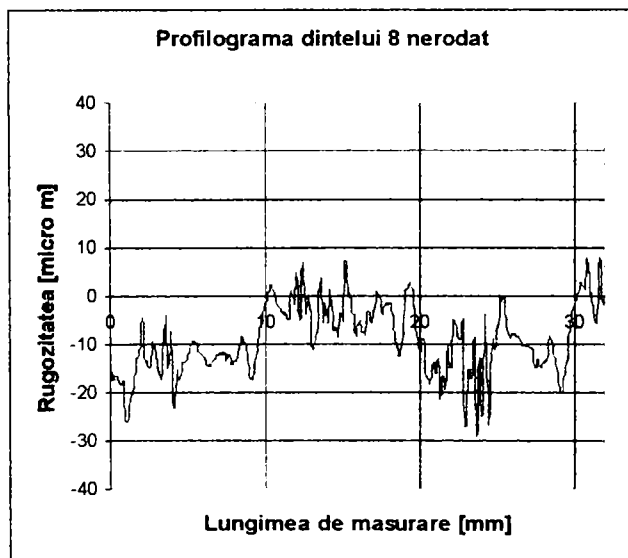
Dintele 7 înainte de rodare
 $Ra=6,02 \mu\text{m}$



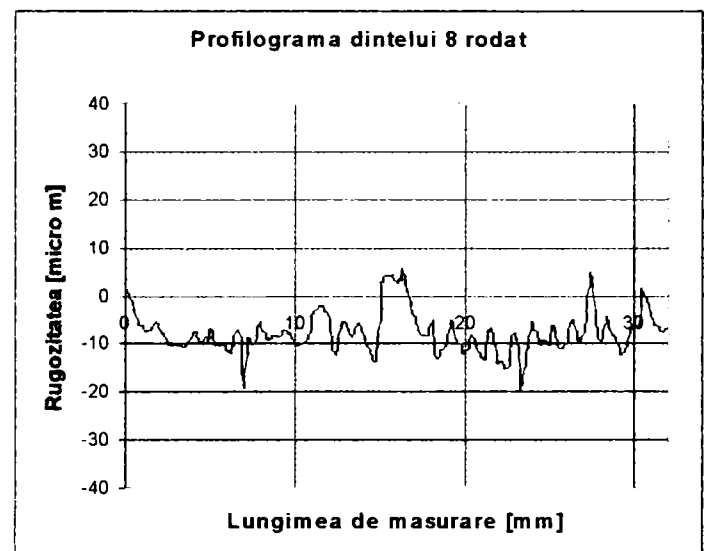
Dintele 7 după rodare
 $Ra=3,3 \mu\text{m}$



Dintele 8 înainte de rodare
 $Ra=6,4 \mu\text{m}$



Dintele 8 după rodare
 $Ra=3,8 \mu\text{m}$



Program de rodare pentru angrenajul format din roțile 3a și 3

Etapa	Mt [Nm]	Turația [rot/min]	Durata [min]
A	0	800	30
B	28	1450	30
C	48	1600	60
D	48	1600	60
E	48	1600	60

Caracteristicile roților 3a și 3.

Geometrie: $m=5$, $z_1=z_2=24$, $x_1=x_2=0$

Clasa de precizie: 6-7

Duritate: 250-300 HB

Prelucrare: frezare

Material: roata 2a din 41MoC11

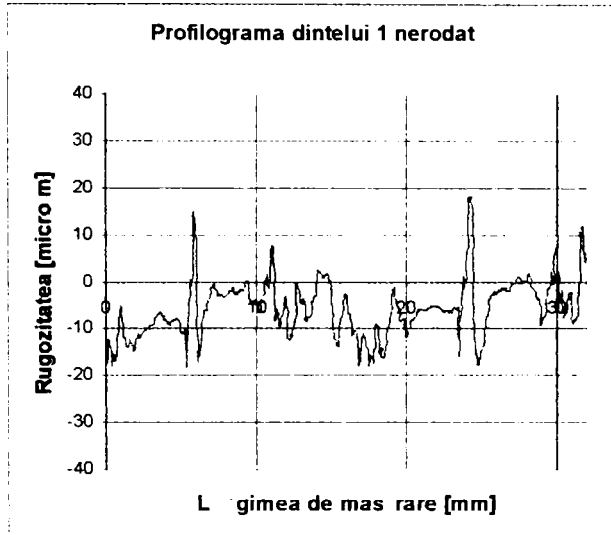
roata 2 din OLC 45

Lubrifiant: ulei T90 (EP₂)

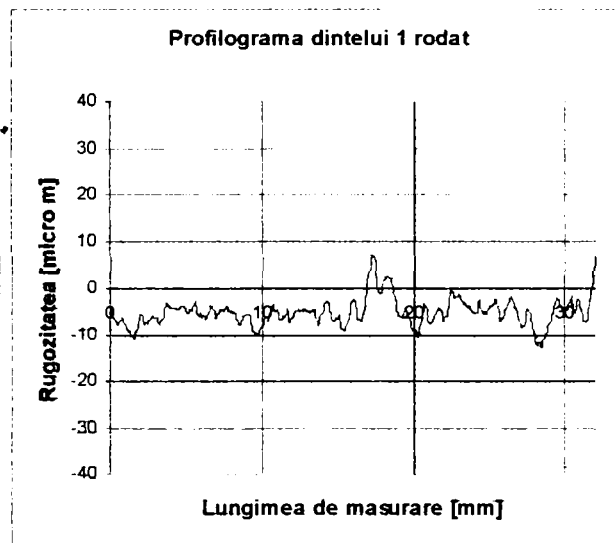


Roata 3a

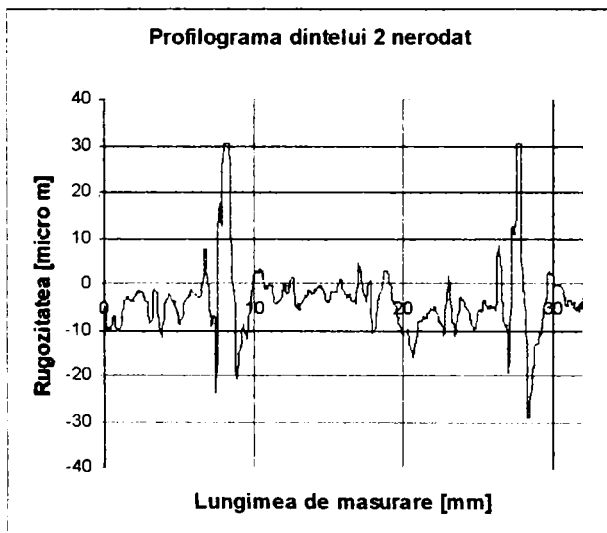
Dintele 1 înainte de rodare
 $Ra=4,9\mu\text{m}$



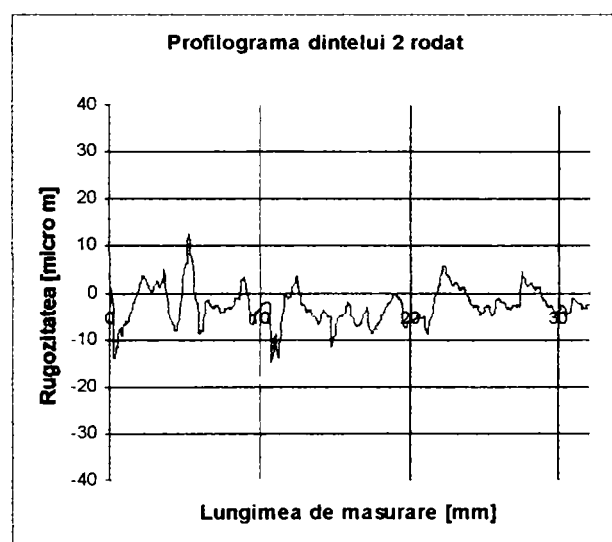
Dintele 1 după rodare
 $Ra=2,9\mu\text{m}$



Dintele 2 înainte de rodare
 $Ra=5,1\mu\text{m}$

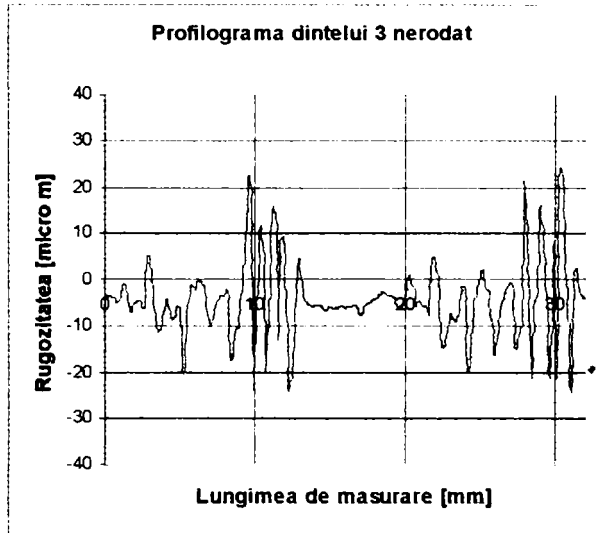


Dintele 2 după rodare
 $Ra=3,1\mu\text{m}$

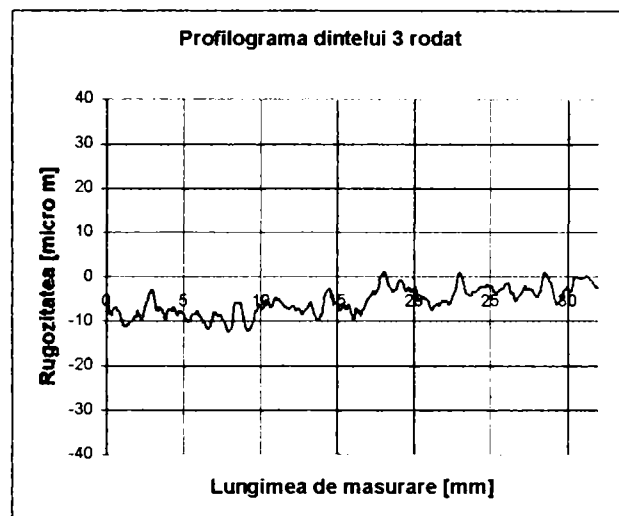


Roata 3a

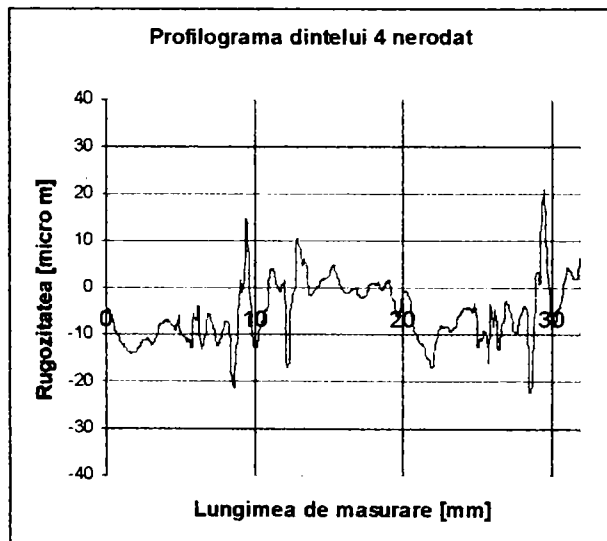
Dintele 3 înainte de rodare
Ra=5,9 μ m



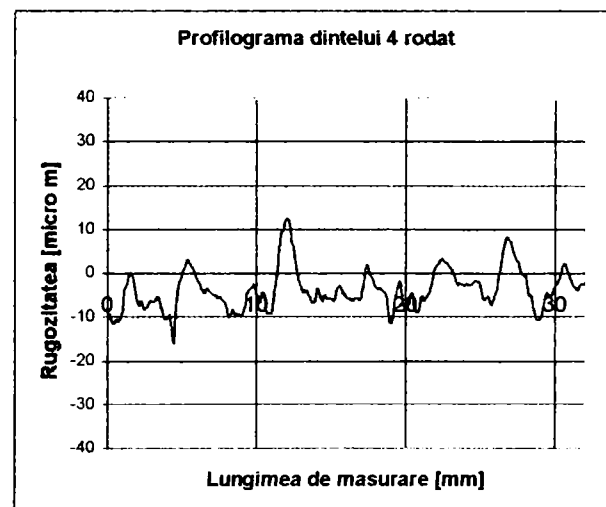
Dintele 3 după rodare
Ra=3,1 μ m



Dintele 4 înainte de rodare
Ra=5,5 μ m

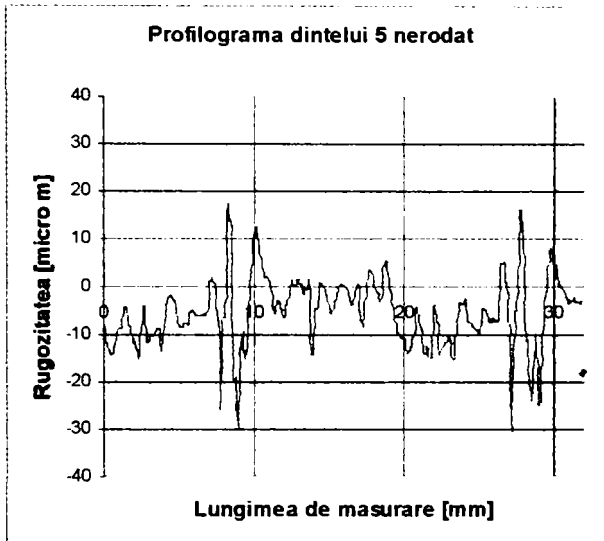


Dintele 4 după rodare
Ra=3,3 μ m

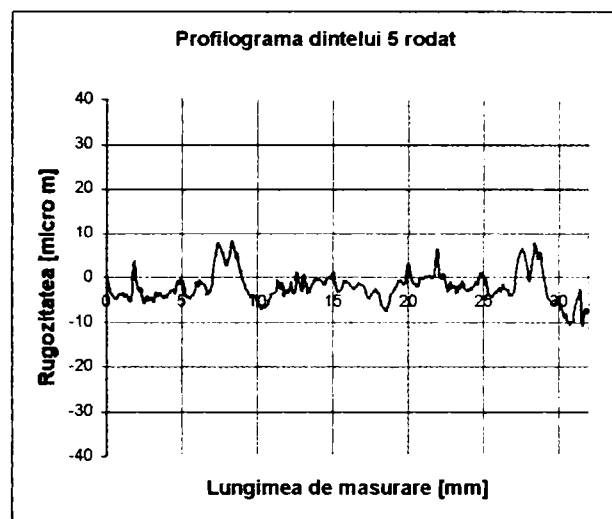


Roata 3a

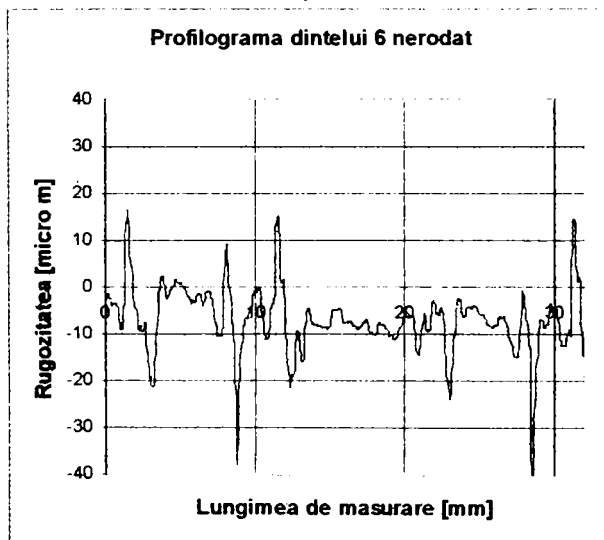
Dintele 5 înainte de rodare
 $R_a=5,3\mu\text{m}$



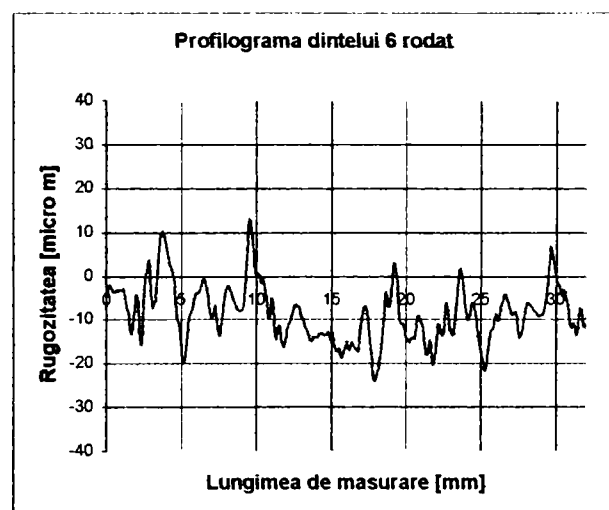
Dintele 5 după rodare
 $R_a=3,05\mu\text{m}$



Dintele 6 înainte de rodare
 $R_a=5,3\mu\text{m}$

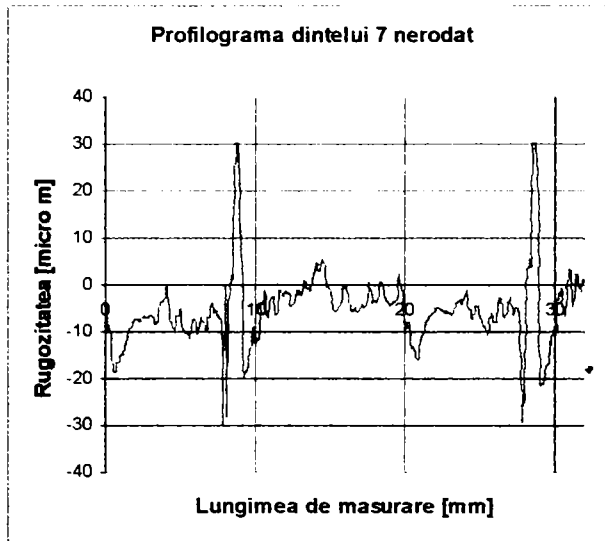


Dintele 6 după rodare
 $R_a=3,8\mu\text{m}$

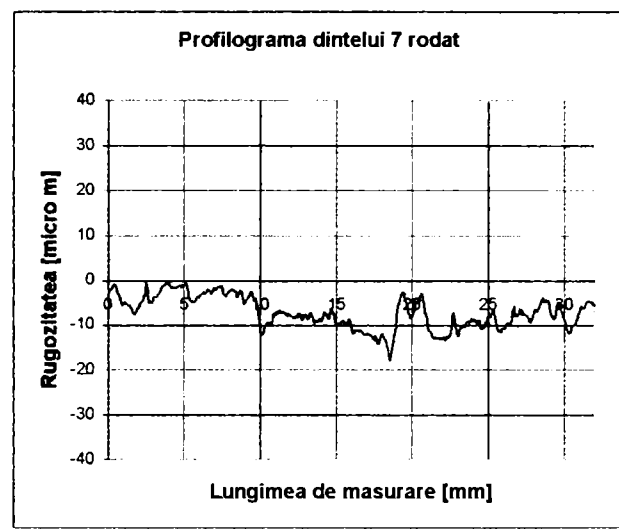


Roata 3a

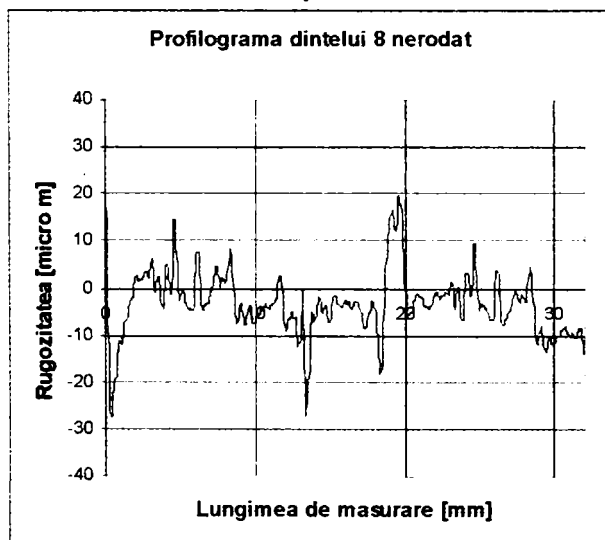
Dintele 7 înainte de rodare
Ra=5,5 μ m



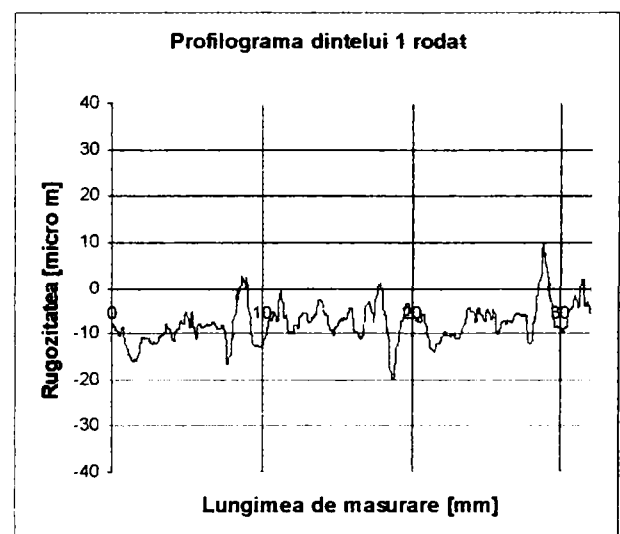
Dintele 7 după rodare
Ra=3,2 μ m



Dintele 8 înainte de rodare
Ra=5,5 μ m

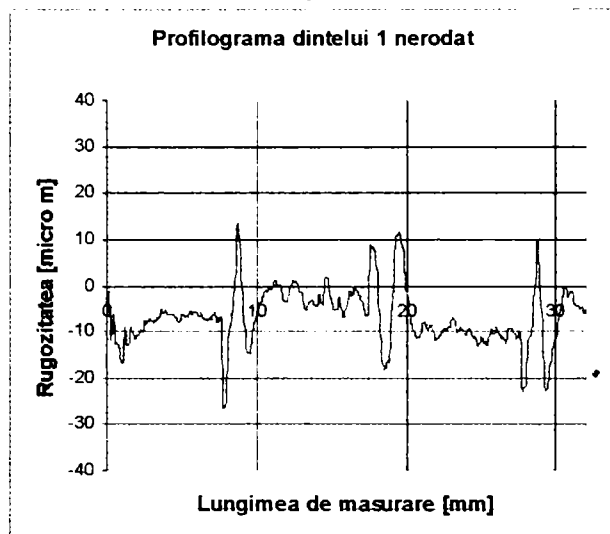


Dintele 8 după rodare
Ra=3,5 μ m

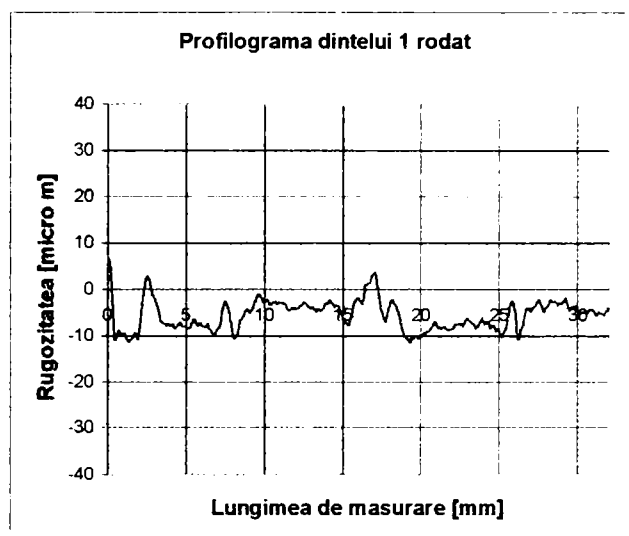


Roata 3

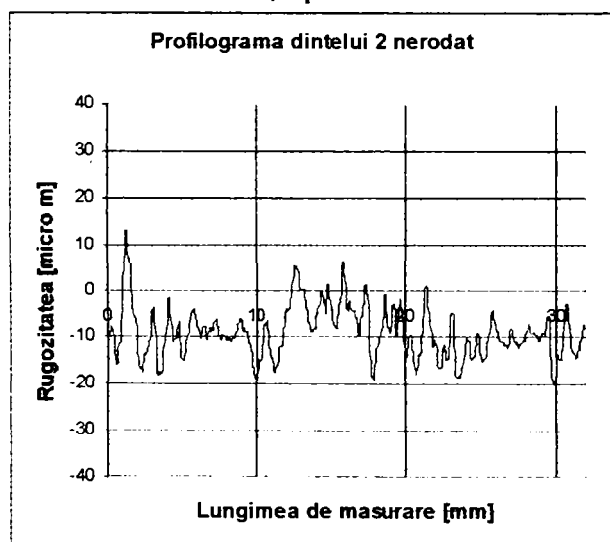
Dintele 1 înainte de rodare
Ra=5,9 μ m



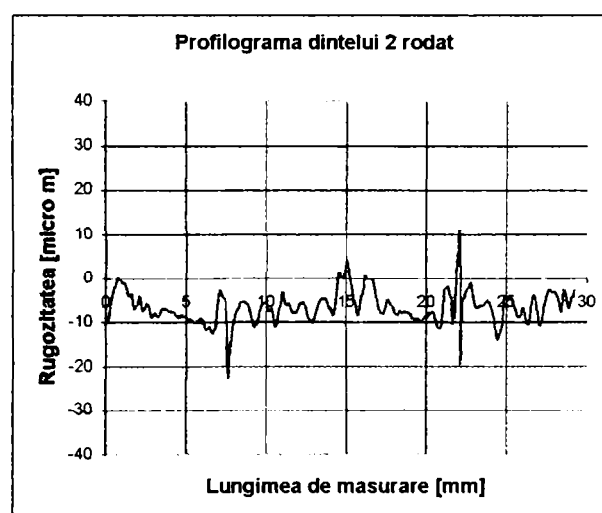
Dintele 1 după rodare
Ra=3,4 μ m



Dintele 2 înainte de rodare
Ra=5,4 μ m

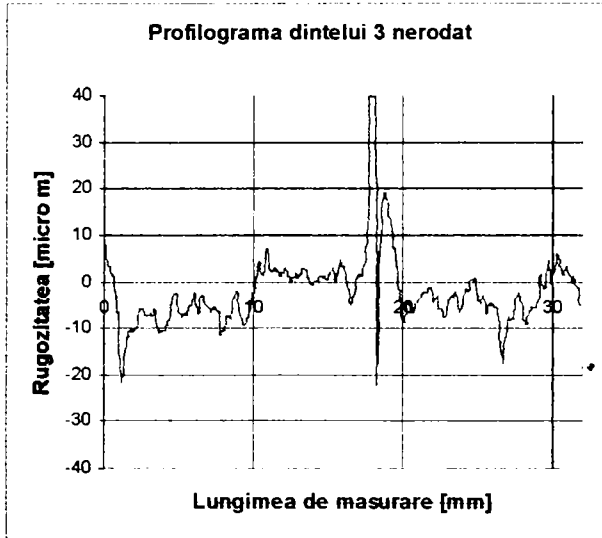


Dintele 2 după rodare
Ra=3,5 μ m

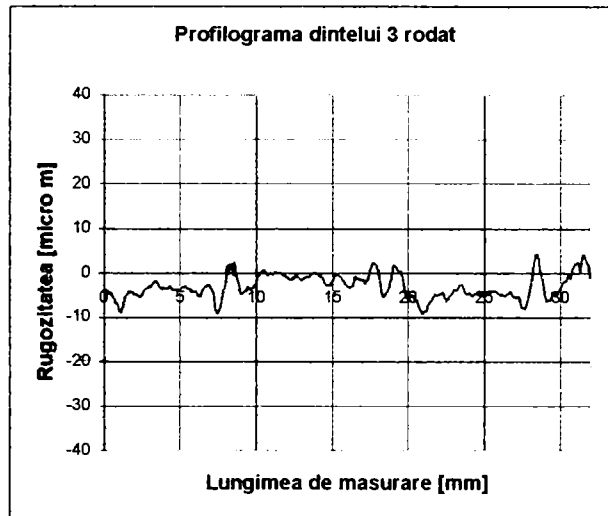


Roata 3

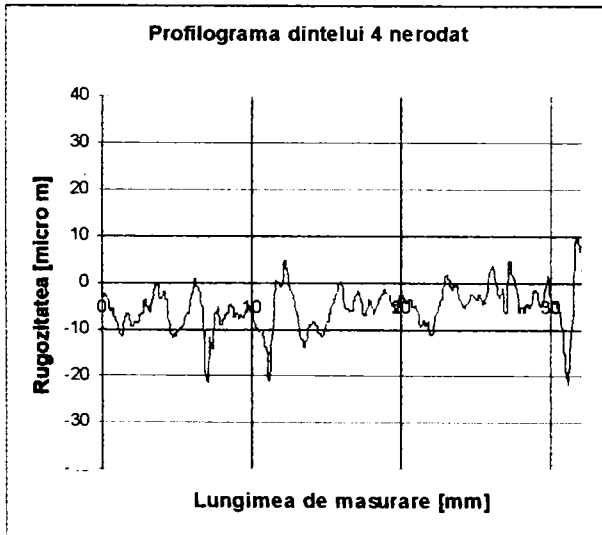
Dintele 3 înainte de rodare
 $Ra=5,7\mu\text{m}$



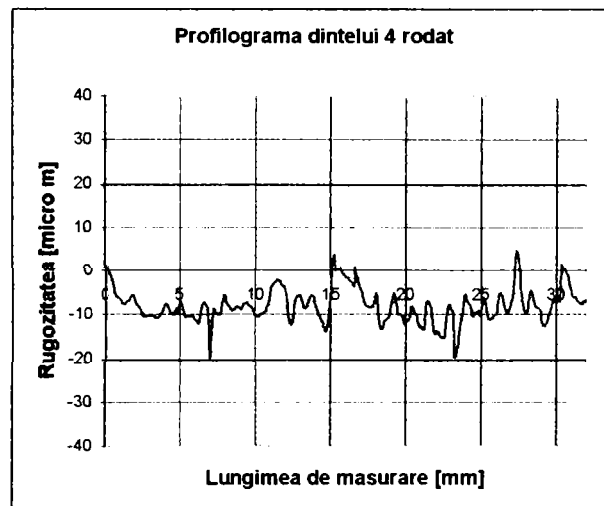
Dintele 3 după rodare
 $Ra=3,2\mu\text{m}$



Dintele 4 înainte de rodare
 $Ra=5,4\mu\text{m}$

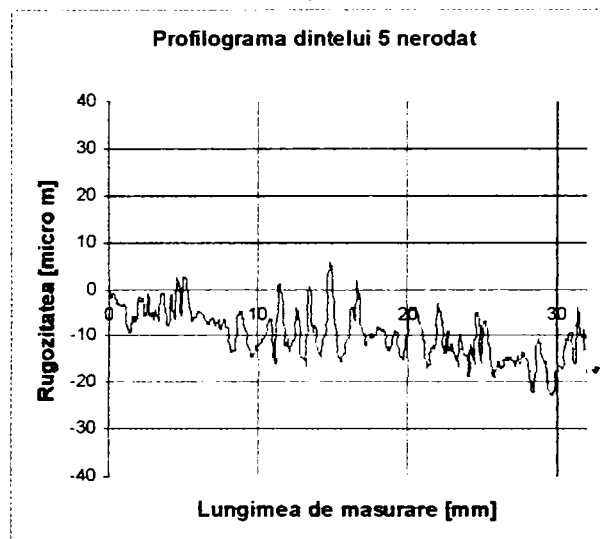


Dintele 4 după rodare
 $Ra=3,8\mu\text{m}$

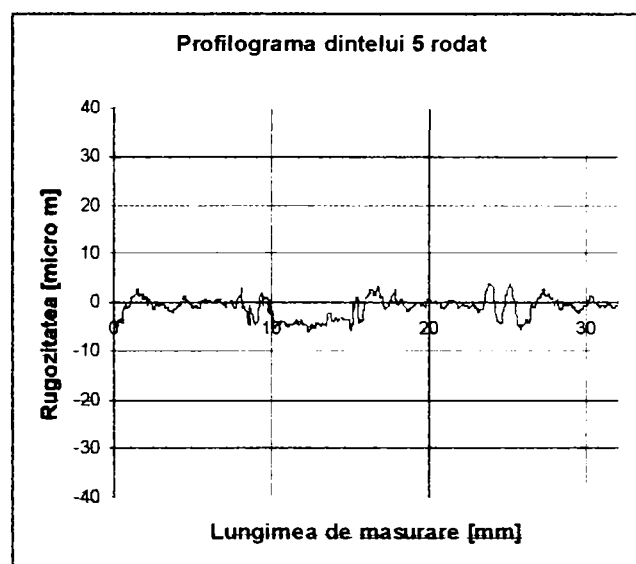


Roata 3

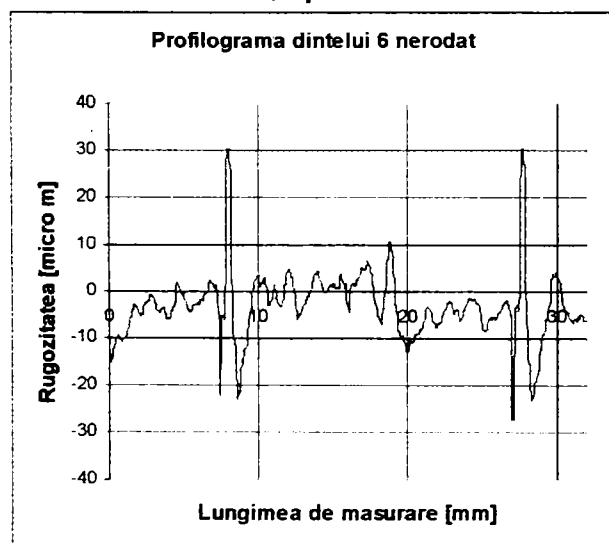
Dintele 5 înainte de rodare
Ra=5,6 μ m



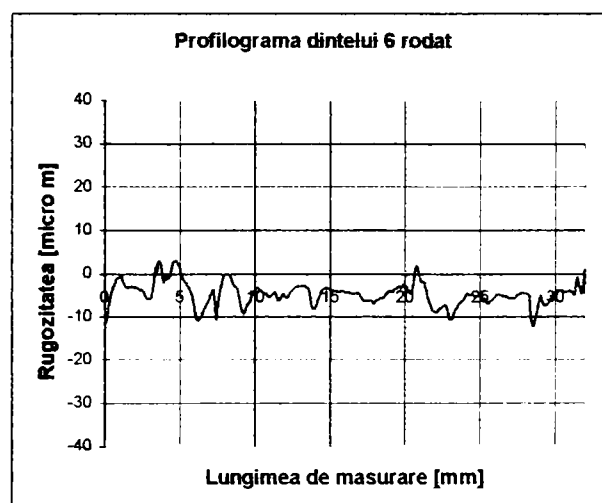
Dintele 5 după rodare
Ra=3,1 μ m



Dintele 6 înainte de rodare
Ra=4,8 μ m

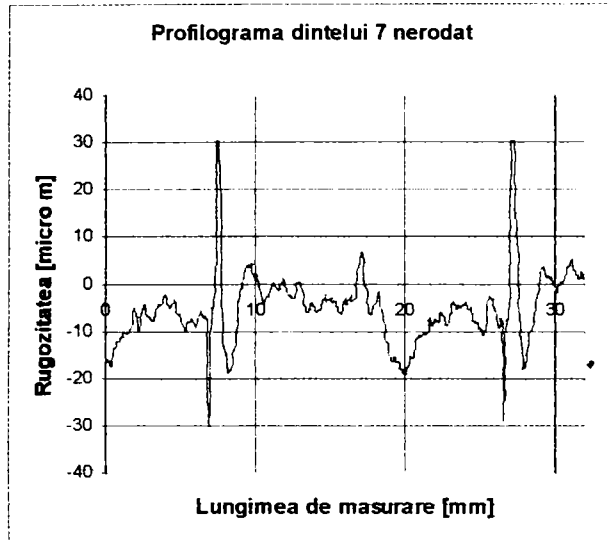


Dintele 6 după rodare
Ra=3,4 μ m

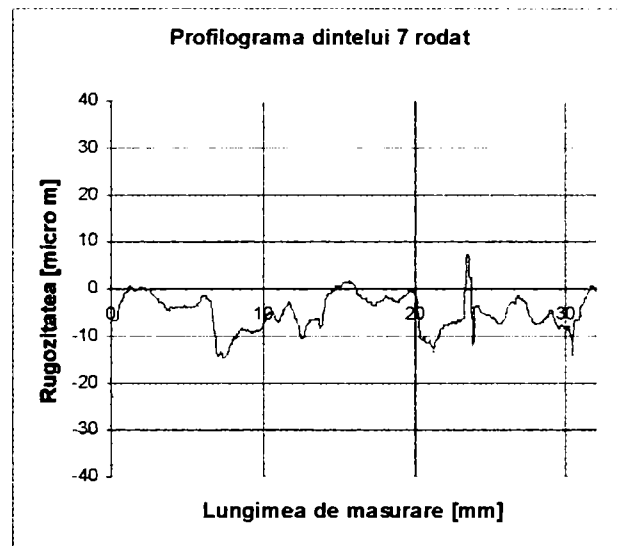


Roata 3

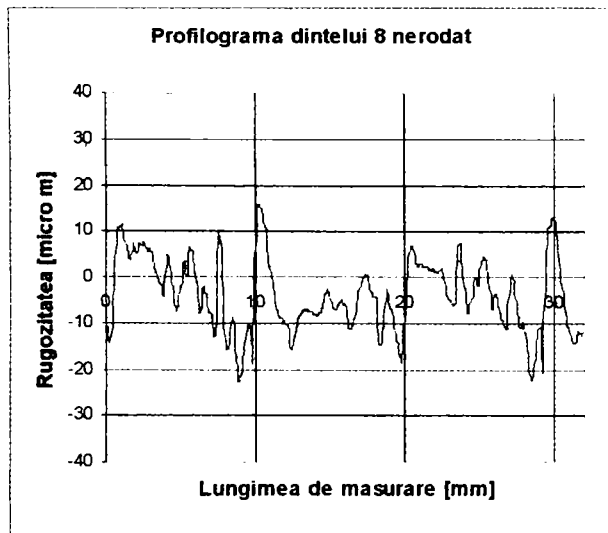
Dintele 7 înainte de rodare
Ra=5,4 μ m



Dintele 7 după rodare
Ra=3,8 μ m



Dintele 8 înainte de rodare
Ra=6 μ m



Dintele 8 după rodare
Ra=3,4 μ m

