

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI



FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing. **Valentin-Corneliu Pau**

**Cercetări privind
construcția și funcționarea
microangrenajelor cilindrice
realizate din materiale plastice.**

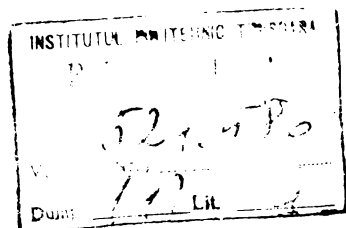
TEZA DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific:

Prof. Dr. Ing. **Francisc Kovacs**

TIMIȘOARA · 1987



C U P R I N S

	<u>Pg.</u>
1. INTRODUCERE	1
2. STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR CU PRIVIRE LA FUNCTIONAREA MICROANGRENAJELOR CILINDRICE DIN MATERIALE PLASTICE	
2.1. Materiale plastice utilizate în construc- ția microangrenajelor	
2.1.1. Tipuri de materiale folosite. Domenii de utilizare	6
2.1.2. Proprietăți mecanice și tribolo- gice ale materialelor plastice . . .	9
2.2. Construcția microangrenajelor cilindrice din materiale plastice	
2.2.1. Considerații generale	13
2.2.2. Profile utilizate în construcția microangrenajelor	13
2.2.3. Particularități de execuție și utilizare a microangrenajelor ci- lindrice din materiale plastice . . .	18
2.3. Precizia microangrenajelor cilindrice din materiale plastice	
2.3.1. Considerații generale	22
2.3.2. Geometria reală a microangre- najelor	25
2.3.3. Erori cinematice ale microan- grenajelor	29
2.3.4. Particularitățile montajului microangrenajelor. Fenomene de angrenare pe muchie	32
2.4. Incercarea microangrenajelor cilindrice din materiale plastice	
2.4.1. Considerații generale	39

2.4.2. Măsurarea parametrilor geometrici . . .	43
2.4.2.1. Controlul lungimii (cotei) peste dinți	43
2.4.2.2. Controlul profilului dinte- lui	44
2.4.3. Măsurarea preciziei microangrenajelor..	46
2.4.4. Aprecierea durabilității microangre- najelor	47
3. MICROANGRENAJE CILINDRICE REALIZATE DIN MATERIALE PLASTICE. CONSIDERAȚII PRIVIND STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR. OBIECTIVE URMĂRITE ÎN CADRUL LUCRĂRII..	52
4. ANGRENAREA DANTURILOR EVOLVENTICE CU GEOMETRIE REALĂ	
4.1. Considerații generale	55
4.2. Angrenarea danturilor cu bătaie radială . . .	55
4.3. Angrenarea danturilor cu eroare de flanc și eroare a pasului de bază	58
4.4. Angrenarea danturilor cu modificarea razelor punctelor de pe profil	62
5. ECHIPAMENTE UTILIZATE PENTRU ÎNCERCAREA MICROANGRENA- JELOR CILINDRICE REALIZATE DIN MATERIALE PLASTICE, PROGRAMUL ÎNCERCĂRIILOR.	
5.1. Roți dințate utilizate în cadrul programului de încercări	66
5.2. Echipamente experimentale	
5.2.1. Considerații generale	69
5.2.2. Standuri pentru încercarea la uzură a roților dințate	
5.2.2.1. Construcția standurilor de încercare	74
5.2.2.2. Analiza energetică a stan- durilor de încercare	83
5.2.3. Echipamentul pentru măsurarea și în- registrarea grafică a variației dis- tanței dintre axe	86

	<u>Pg.</u>
5.2.4. Echipamentul pentru măsurarea cotei peste n dinți și aprecierea abaterii profilului real de la profilul evolventic	95
5.2.5. Echipamentul pentru cîntărirea roților dințate	97
5.3. Programul încercărilor microangrenajelor din materiale plastice	96
6. PREZENTAREA, PRELUCRAREA SI INTERPRETAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE	
6.1. Analiza parametrilor caracteristici roților dințate după fabricație	
6.1.1. Cota peste n dinți	98
6.1.2. Variația distanței dintre axe la angrenarea pe două flancuri. . . .	104
6.1.2.1. Metodologia de determinare a variației distanței dintre axe. Separarea influenței excentricității	104
6.1.2.2. Analiza statistică a variației distanței dintre axe la angrenarea pe două flancuri	112
6.1.2.3. Variația raportului de transmitere Δi_{21} datorită excentricității alezajului	113
6.1.2.4. Variația raportului de transmitere Δi_{21} datorită variației razei de bază a roții dințate	120
6.1.3. Abateres de la profilul evolventic al flancului dintelui	122
6.2. Analiza variației parametrilor caracteristici roților dințate, în timpul funcționării sub sarcină. Analiza evoluției în timp a uzurii	

	<u>Pg.</u>
6.2.1. Variația distanței dintre axe	129
6.2.2. Variația raportului de transmitere în funcție de evoluția variației dis- tanței dintre axe maximă (fără ex- centricitate)	138
6.2.3. Uzura roților dințate	139
6.2.4. Variația în timp a masei roților dințate	152
6.2.5. Modificarea raportului de transmitere instantaneu datorită modificării profi- lului dintelui din cauza higroscopici- tății materialului plastic	153
6.2.6. Modificarea raportului de transmitere al angrenajului datorită modificării razei de bază, din cauza higroscopi- cității materialului plastic	160
6.3. Analiza variației parametrilor caracteris- tici roților dințate, în timpul funcționării în gol. Analiza evoluției în timp a uzurii . .	
6.3.1. Variația distanței dintre axe la . . angrenarea pe două flancuri	161
6.3.2. Variația raportului de transmitere Δi_{21} datorită excentricității ale- zajului roții, la funcționarea în gol. .	162
6.3.3. Variația raportului de transmitere Δi_{21} datorită variației razei de bază a roții dințate, la funcționa- rea în gol	163
6.3.4. Uzura roților dințate la funcțio- narea în gol	171
7. PROGNOZAREA COMPORTAMENTULUI ÎN TIMP A ANGRENA- JELOR. DIMENSIONAREA LA DURABILITATE LIMITATĂ A MICROANGRENAJELOR DIN MATERIALE PLASTICE	

7.1.	Analiza cinematică a unui microangrenaj real din materiale plastice . . .	179
7.2.	Solicitări dinamice induse, la funcționarea unui microangrenaj real din materiale plastice . . .	187
7.3.	Prognozarea variației în timp a valorii maxime a raportului de transmitere real instantaneu i_{Rmax} și a valorii maxime a accelerației unghiulare a roții dințate conduse ϵ_{2max} . . .	188
7.4.	Dimensionarea microangrenajelor din materiale plastice la durabilitate limitată . . .	191
7.5.	Prognozarea funcționării produsului "ceas programator pentru contoare electrice cu dublu tarif", realizat de I.M.F. București. Aplicație . . .	192
8.	CONSIDERATII FINALE . CONCLUZII . . .	196
9.	BIBLIOGRAFIE . . .	199

I N T R O D U C E R E

"Învățămîntul trebuie să se afle în primele rînduri ale luptei pentru nou, să fie un învățămînt revoluționar, care trebuie să tindă permanent spre tot ce este mai bun, să lupte pentru descoperirea de noi taine ale naturii, ale universului, să pună în serviciul omului, al civilizației tot ceea ce a creat natura"...

(NICOLAE CEAUȘESCU - Cuvîntare la marea adunare populară prilejuită de deschiderea noului an de învățămînt 1986 - 1987)

Directivele Congresului al XIII-lea al Partidului Comunist Român au definit ca obiectiv fundamental al planului cincinal 1986-1990, dezvoltarea puternică, în continuare a forțelor de producție, a bazei tehnico-materiale, înfăptuirea în linii generale a Programului partidului de făurire a societății socialiste multilateral dezvoltate, crearea condițiilor necesare trecerii, în perioada următoare la realizarea fazei superioare a societății socialiste, la construcția comunismului în România.

Corespunzător obiectivului său fundamental, planul cincinal 1986-1990, va asigura și înfăptuirea unor orientări și sarcini principale, printre care se pot menționa : realizarea unor produse de ridicat nivel tehnic și calitativ, economisirea strictă și valorificarea superioară a materiilor prime, aplicarea în producție a celor mai noi cuceriri ale revoluției tehnico-științifice.

Impetuoasa revoluție științifică și tehnică, factor primordial pentru progresul fiecărei țări ca și al întregii omeniri, a creat condiții optime pentru dezvoltarea rapidă a forțelor de producție, creșterea producției de bunuri materiale, amplificarea rolului științei în organizarea și dezvoltarea societății, aplicarea largă în producție a cuceririlor științei și tehnicii moderne. Aplicațiile științei și performanțele tehnicii sînt puse în slujba perfecționării producției, a progresului și bunăstării oamenilor.

Documentele partidului nostru prevăd măsuri pentru afirmarea revoluției științifico-tehnice în toate domeniile de activitate, creșterea rolului științei în modernizarea economiei naționale, a întregii vieți sociale, în conducerea societății, legarea tot mai strânsă a cercetării de producție, accentuarea contribuției creației științifice românești la progresul multilateral și dinamic al țării noastre, la îmbogățirea tezaurului cunoașterii universale, astfel încât deceniul următor să devină cu adevărat "deceniul științei, tehnicii, calității și eficienței".

Cercetarea științifică a fost astfel orientată încât să premeargă obiectivelor și neșesitățurilor dezvoltării societății, prevăzute în Programul P.C.R. de făurire a societății socialiste multilateral dezvoltate și înaintare a României spre comunism.

În vederea creșterii aportului științei la dezvoltarea și modernizarea forțelor de producție, la progresul general al țării noastre, cercetarea științifică și tehnologică a fost îndreptată spre anumite direcții principale. În acest sens, în Programul-directivă de cercetare științifică, dezvoltare tehnologică și de introducere a progresului tehnic în perioada 1981-1990 și direcțiile principale pînă în anul 2000 se prevăd sarcini precise și măsuri concrete care să conducă la intrarea patriei noastre într-o fază nouă, superioară, de bunăstare și progres.

Prevederile documentelor de partid au stat la baza programului de cercetare pe care l-a desfășurat autorul tezei de doctorat în vederea obținerii unor rezultate științifice cu largă aplicabilitate în tehnica modernă. Pornind de la dezideratele economiei naționale și de la prevederile documentelor de partid, autorul a acționat în direcția orientărilor generale ale cercetării științifice și ale industriei românești : realizarea de noi materiale și înlocuitori, elaborarea de tehnologii cu consumuri minime de materii prime și energie, de înaltă productivitate și eficiență, valorificarea superioară a bazei de materii prime, a țițeiului, gazului metan, diverselor săruri

și minereuri, realizarea unor polimeri și copolimeri cu caracteristici superioare, polimeri termorezistenți, elastomeri termoplastici, cu folosință în construcția de mașini și electronică. De asemenea, în teza de doctorat care se prezintă în continuare, s-a avut în vedere ca, pe baza cercetărilor întreprinse, să se poată acționa în spiritul indicațiilor rezultate din documentele de partid ca cercetarea științifică să asigure conceperea și realizarea de utilaje și standuri de înaltă performanță necesare echipării tehnice moderne a tuturor ramurilor economiei naționale, inclusiv a laboratoarelor și cabinetelor din învățământ, prin realizarea de sisteme complexe, cu integrarea progresivă a mecanicii fine, electronicii și tehnicii de calcul în structura mașinilor.

În acest sens, teza de doctorat are o dublă vocație : mai întâi aceea de a răspunde sarcinilor privind realizarea de noi materiale pe cale sintetică, cu consumuri minime de materii prime și energie, înlocuind, în acest fel, cu material plastic metalul care se folosește în realizarea unor piese și subansambluri din construcția aparatelor și mașinilor. În al doilea rând, teza de doctorat, prin rezultatele obținute, aduce o contribuție importantă privind studiul construcției și funcționării în timp a angrenajelor de mecanică fină din material plastic, precum și determinarea pe baza unor standuri de încercare a durabilității acestor angrenaje în funcționare.

În cadrul tezei de doctorat, se studiază teoretic și experimental construcția microangrenajelor cilindrice din materiale plastice, precum și precizia și durabilitatea lor, stabilită atât experimental cât și prin calcul.

Astfel în capitolul 2 se prezintă succint materialele plastice utilizate în construcția microangrenajelor, precizia acestor angrenaje, precum și principalele metode de încercare și măsurare.

În capitolul 3 se analizează critic rezultatele teoretice și experimentale prezentate, se arată aspectele încă neabordate sau incomplet tratate în literatura de specialitate și se prezintă obiectivele urmărite în cadrul lucrării.

În capitolul 4 este analizată problema angrenării danturilor evolventice cu geometrie reală.

Capitolul 5 prezintă standurile experimentale realizate și metodologia încercării microangrenajelor cilindrice din materiale plastice.

În cap.6 sînt prezentate, prelucrate și interpretate rezultatele experimentale ale încercării microangrenajelor cilindrice realizate din materiale plastice, atît la funcționarea sub sarcină, cît și la funcționarea în gol.

În cap.7 este prezentată o metodă de prognozarea a variației în timp a raportului de transmitere la microangrenajele cilindrice din materiale plastice, precum și un model de calcul la durabilitate limitată a acestor microangrenaje, aplicat la materialele plastice și roțile dințate utilizate în cadrul experimentărilor.

Capitolul 8 prezintă concluziile lucrării, precum și sinteza contribuțiilor personale ale autorului.

Autorul aduce cele mai alese mulțumiri tovarăgului prof.dr.ing.Francis Kovacs, conducătorul științific, pentru îndrumarea de înaltă competență și autoritate științifică, precum și pentru sprijinul acordat cu multă generozitate pe toată perioada stagiului, ca și la elaborarea tezei.

Autorul exprimă, de asemenea, calde mulțumiri tov.gef de lucrări dr.ing.Gerhard Puri, pentru sprijinul efectiv și condițiile create în cadrul Laboratorului de metrologie, în vederea realizării standurilor și efectuării cercetărilor teoretice și experimentale, precum și tov.prof.dr.ing.Dan Perju, prof.dr.ing. Nicolae Gheorghiu, conf.dr.Octavian Gligor, ca și celorlalte cadre didactice din Catedra de organe de mașini și mecanisme de la Institutul Politehnic din Timișoara, pentru sugestiile binevoitoare și de un real folos pe care le-au formulat cu prilejul susținerii referatelor și pe parcursul elaborării tezei.

Pentru sprijinul acordat în realizarea părții grafice a lucrării, autorul aduce mulțumiri tov.as.ing.Mircea Dreucean și ș.l.ing.Mezzaros Anghel Voicu - catedra OMM, dr.ing.Titus Ciocără și ing.Dan Dragomir - catedra MRM, precum și tov.Constantin Iordănescu - SPM.

Autorul exprimă, de asemenea, respectuoase mulțumiri tov.prof.dr.doc.ing.Traian Demian de la Institutul Politehnic din București, pentru sprijinul și îndrumările transmise pe tot parcursul elaborării prezentei lucrări.

Colegilor de la Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Mecanică Fină și Scule și de la Întreprinderea de Mecanică Fină din București, autorul le aduce și pe această cale cordiale mulțumiri pentru sprijinul acordat în realizarea materialelor necesare desfășurării programului de cercetare care a stat la baza concluziilor tezei de doctorat.

2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR CU PRIVIRE
LA FUNCȚIONAREA MICROANGRENAJELOR CILINDRICE
DIN MATERIALE PLASTICE

2.1. Materiale plastice utilizate în
construcția microangrenajelor

2.1.1. Tipuri de materiale folosite
Domenii de utilizare

Materialele plastice, care la început au jucat rolul de înlocuitori, au devenit produse de neînlocuit în toate ramurile producției materiale, provocând o adevărată revoluție în știință și tehnologie. Nu există corăspăndent între metale pentru foarte multe materiale plastice moderne, cum sânt policarbonații, poliformaldehide și altele, calitățile acestora fiind în unele cazuri superioare metalelor. De aceea este și explicabilă utilizarea acestora pe scară tot mai largă în producția multor piese de mașini. Folosirea materialelor plastice a ridicat productivitatea muncii în toate ramurile industriale și a imprimat unor piese, calități pe care metalul nu este în măsură să le realizeze, având ca efect o prelungire în cele mai multe cazuri a vieții pieselor realizate și implicit, a mașinilor, uneltelor, instalațiilor ce le compun.

Utilizarea materialelor plastice în diverse domenii, a influențat și ritmul de creștere a producției acestora. Astfel, volumul producției materialelor plastice a crescut de la 1,5 mil. tone în 1950, la 105 mil. tone în 1980, urmând ca în 1990 să atingă 420 mil. tone.

Datele statistice privind consumul materialelor plastice /65/ comparativ cu cel al unor metale, arată că primele au depășit în volum și tonaj încă din 1970 consumul de aluminiu, cupru și zinc luate la un loc, iar în anul 1984, consumul mondial de materiale plastice a egalat (în volume) consumul total de fier.

Dezvoltarea bazei materiale a industriei chimice a cunoscut o trecere rapidă de la folosirea cărbunelui, care a dominat un secol (1850-1950), la utilizarea petrolului, a gazelor naturale, însemnând în același timp și folosirea eficientă a noi resurse de materii prime în acest domeniu.

Dacă în anul 1967, producția de materiale plastice a echivalat cu 4,3 kg./locuitor, față de oțel care a fost de 17 kg./locuitor și 1,3 kg./locuitor din producția altor materiale, în anul 1980, materialele plastice au echivalat cu 20 kg./locuitor, oțelul cu 25 kg./locuitor, alte materiale cu 3 kg./locuitor. Se estimează pentru perioada 1990-2000, valori de 200 kg./locuitor la masele plastice, 41 kg./locuitor la oțel și 13,6 kg./locuitor la alte materiale.

Corespunzător creșterii ponderii producției și consumului de materiale plastice pe plan mondial și țara noastră a dezvoltat cu prioritate în ultimele două decenii acest sector al industriei chimice, menținând un ritm anual de creștere de 16,5% și utilizând în mod judicios, rezervele de materii prime de natură petrochimică.

Punerea în funcțiune a unor noi capacități de producție, a lărgit gama producției de materiale plastice și rășini sintetice indigene a căror aplicare cuprinde în prezent aproape toate domeniile producției materiale. Această extindere a utilizării materialelor plastice, a fost determinată de o serie de considerente de ordin tehnic, economic și calitativ, printre care se pot menționa :

- greutate specifică între 0,94 și 1,6 față de 11,3 la plumb, 8,9 la cupru, 7,8 la fier sau 2,7 la aluminiu ;
- se prelucrează ușor și într-un timp foarte redus față de metale și alte materiale tradiționale ;
- au proprietăți electroizolante superioare ;
- nu se oxidează ;
- sînt mate sau transparente, după necesitatea impusă de domeniul de utilizare ;
- rezistă la agenți chimici ;
- au permeabilitate bună la radiații și prezintă o izolație termică comparabilă cu a sticlei ;

La angrenajele de mecanică fină, aceste materiale prezintă o serie de avantaje legate de: densitate mică (piese cu greutate redusă), proprietăți de funcționare bune și în absența ungerii (nu necesită întreținere), rezistență la coroziune ridicată (siguranță în funcționare), fabricație ușoară în serii mari (economicitate mare), proprietăți electrice izolante (protecția nuncii), proprietăți

TABEL 2.1.

Grupa de materiale		Materiale termoplastice							Materiale termorigide					
		Polistiren	P.V.C.	Poliacrilati	Policarbonați	POM Poliacetat DELRIN	Poliamide	Politetrafluor- etilena TEFION	Derivate celulozice	Fenoplasta	Aminoplaste	Rășini, siliconi	Polesteri	Epoxizi, rășini epoxi
Elemente constructive	Lăgăre de alunecare, bușe	-	-	-	-	+	+	+	-	H _g W	-	-	-	-
	Roți dințate, roți melcate	-	-	-	+	+	+	-	-	H _g W	-	-	-	-
	Cuplaje	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-	-	-	-
	Role de ghidare	-	+	-	•	+	+	+	-	•	-	-	-	-
	Benzi transportoare	-	+	-	-	+	+	-	-	-	-	-	-	-
	Acoperiri rezistente la uzură	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-	•	•	•
Piese supuse la frecare și uzură	Carcase	-	•	-	+	+	-	-	+	-	-	•	•	•
	Elemente de pompe și ventilatoare	•	+	-	•	+	+	-	+	+	+	-	-	•
	Rezervoare și containere	-	+	+	+	+	+	•	-	+	-	-	-	-
	Elemente auxiliare de acționare	+	+	+	+	+	+	-	+	+	+	-	-	-
	Conducte și armături	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-	•	-
	Bolțuri, șuruburi, știfturi	-	•	-	•	•	+	-	-	•	-	-	-	-
	Acoperiri	+	+	+	+	+	+	-	-	+	+	+	+	+
Piese de formă generală	Elemente de iluminat cu suprafață mare	-	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Etanșări	-	+	-	-	+	+	+	-	-	+	+	+	-
	Elemente electroizolante	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	Elemente pentru etalare	-	+	+	+	-	•	-	-	-	-	-	-	-
	Straturi pentru protecție anticorozivă	-	+	-	-	-	+	+	-	+	-	+	+	+
Aplicații speciale	Elemente de iluminat cu suprafață mare	-	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Etanșări	-	+	-	-	+	+	+	-	-	+	+	+	-
	Elemente electroizolante	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	Elemente pentru etalare	-	+	+	+	-	•	-	-	-	-	-	-	-
	Straturi pentru protecție anticorozivă	-	+	-	-	-	+	+	-	+	-	+	+	+

LEGENDA :

- + aplicații recomandate
- aplicații posibile cu anumite măsuri suplimentare
- aplicații neindicate

TABEL 2.2.

CHARACTERISTICI	U.M.	Prescriptii	Poliamidă 6,6	Poliamidă 6	Poliamidă 11	Poliamidă pt. turnare	Poliform-aldehidă	Poliet. de greut.olec. mare	Policarbonat	PVC dur	Textolit F	Textolit G	Hirtle bachelizată	Rășină arti-ficială Z	Rășină arti-ficială EZ	Strat de fi-tră Vulkan Mater. presat
Densitate brută	$\frac{g}{cm^3}$	DIN 53479	1,14	1,14	1,04	1,15	1,42	0,94	1,20	1,38	1,3-1,4	1,3-1,4	1,3-1,4	1,4	1,4	1,4
Rezistență la încovoiere	$\frac{kp}{cm^2}$	DIN 53452	-	-	-	-	-	-	-	-	1000	800	1300	700	1700	600
Solicitare limită la încovoiere	$\frac{kp}{cm^2}$	DIN 53452	900	750	800	1400	1100	280	850	1050	-	-	-	-	-	-
Reziliență (I)	$\frac{kp}{cm^2}$	DIN 53453	130	Neutr.	>20	80	>80	Neutr.	-	Neutr.	30	>25	25	40	30	30
Reziliență (II)	$\frac{kp}{cm^2}$	DIN 5343	3	5	4	6	7	Neutr.	>20	2	15-18	15-18	>10	35	-	-
Duritatea față de am- prenta bilei (Brinell)	$\frac{kp}{cm^2}$	DIN 53456	1000	900	850	1500	1400	400	950	1150	1300	1300	1300	1600	2300	1400
Modul - E 10^3	$\frac{kp}{cm^2}$	DIN 53452	25	2,0	17	30	32	-	22,2	30	90	90	100	140	110	80
Coefficient de dila- tație termică	$\frac{1}{\%}$	DIN 3990	110-10-6	110-10-6	110-10-6	150-10-6	80-10-6	80-10-6	200-10-6	60-10-6	70-10-6	20-10-6	20-10-6	15-10-3	30-10-6	-
Absorbția de apă	%	DIN 7736	3,5	2,3	0,15	n.e.	0,4	0	-	-	2,4	2,4	<8	8	1	3,8
max.	mg.	DIN 53472	150	250	15	n.e.	10	0	10	10	-	-	-	-	-	-
	%	DIN 3990	8	12	1,8	n.e.	1,5	0	-	-	-	-	-	-	-	-

bune la amortizare a oscilațiilor mecanice (funcționare silențioasă).

Variatatea mare de materiale plastice cu proprietăți diverse, face ca utilizarea lor să fie legată direct de rolul funcțional al piesei realizate. În tabelul 2.1. sînt redată principalele grupe de materiale plastice, cu domeniile posibile de utilizare. De la prima roată dințată utilizată în anii 320-245 î.e.n. de mecanicul grec Ktesibios pentru reglarea vitezei unui ceasornic acționat cu apă, s-au realizat de-a lungul anilor roți dințate la început din lemn și apoi încetul cu încetul din aproape toate materialele de construcție cunoscute. Astfel, a fost generalizată folosirea materialelor plastice, ca material pentru execuția roților dințate de toate tipurile (frontale, conice, elicoidale, melcate etc.), dovedindu-se că în anumite domenii de utilizare, aceste roți dau rezultate mai bune decît roțile dințate executate din materiale metalice.

În cazul concret al materialelor plastice pentru roți dințate de mecanică fină, caracteristicile acestora trebuie bine definite deoarece în funcție de acestea, trebuie realizat calculul de dimensionare.

În tabelul 2.2., sînt redată principalele caracteristici ale materialelor plastice folosite în construcția roților dințate de mecanică fină. În afară de acestea, la construcția roților dințate din materiale plastice, trebuie luate în considerație și unele reguli specifice, cum ar fi :

- folosirea în general, a roților din materiale plastice, în angrenare cu roți dințate metalice, uzura fiind în acest caz mai mică și îndepărtarea căldurii rezultate din frecare mai ușoară, într-un asemenea angrenaj, preferîndu-se roata mare să fie din material plastic, iar cea mică din metal ;

- lățimea dintelui din material plastic se recomandă să fie puțin mai mică decît cea a dintelui roții metalice, pentru a proteja profilul dinților din material plastic (fig.2.1.);

- la roțile dințate construite din materiale stratificate, bușele interioare nu sînt necesare; la cele confecționate din poliamide prin injectare, este de preferat să se folosească bușe metalice prevăzute cu aripioare sau bușe adînc randalinate pentru încastrare (fig.2.2.);

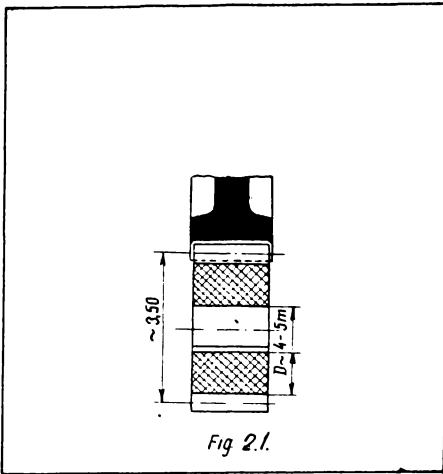


Fig. 2.1.

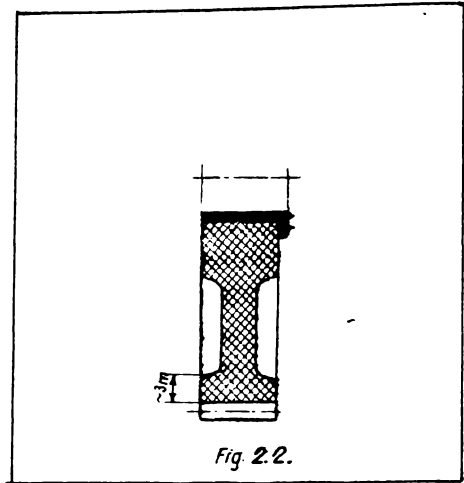


Fig. 2.2.

- cînd solidarizarea axului cu roata dințată se realizează prin pană, solicitarea materialului plastic pe suprafața penei nu trebuie să depășească 120 daN/cm^2 ; în cazul în care solicitarea este mai mare, se folosește fie fixarea prin trei pene plasate la 120° , fie montarea unei buce metalice cu pană, prevăzută cu o flanșă pentru fixarea ei pe roata dințată; pentru o mai bună repartiție a efortului, canalul penei se va plasa sub un dinte și nu în intervalul dintre dinți; distanța dintre diametrul de bază și canalul penei trebuie să fie de cel puțin 4-5 ori mai mare decît modulul ;

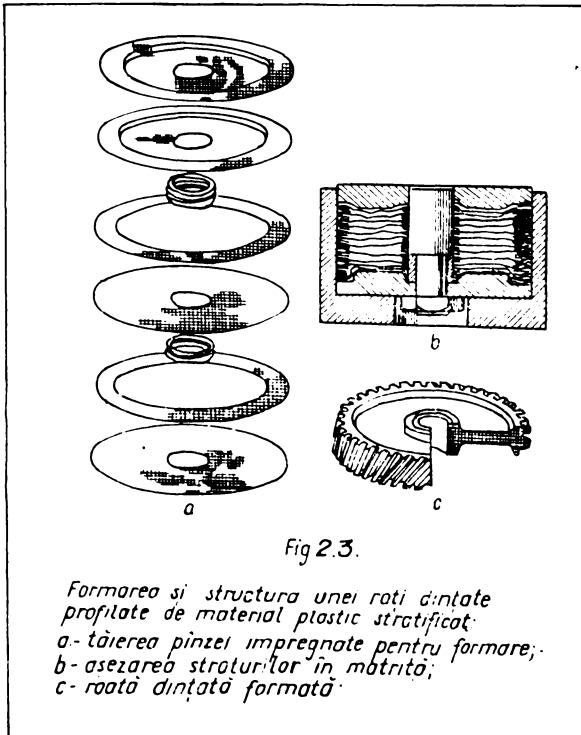


Fig. 2.3.

Formarea și structura unei roți dințate profilate de material plastic stratificat:
a- tăierea pinzei impregnate pentru formare;
b- așezarea straturilor în matriță;
c- roată dințată formată

-la roțile dințate (fig. 2.3.) din materiale stratificate, pentru economia de material se asigură o structură specială;

-la roțile dințate radiale cu dantura dreaptă sau înclinată, se recomandă un raport de transmitere de 1:10, iar la roțile dințate conice, cu dantura dreaptă sau înclinată se recomandă rapoartele de transmitere 1:8 și 1:6;

-la turații mici, se recomandă un modul mare și un număr mic de dinți, iar la tu-

rații mari, un modul mic și un număr de dinți mai mare; ca limite inferioare; la un unghi de angrenare de 20° , se recomandă 17 dinți, iar la un unghi de angrenare de 15° , se recomandă 30 dinți; sub aceste limite apare fenomenul de uzură prematură a dinților ;

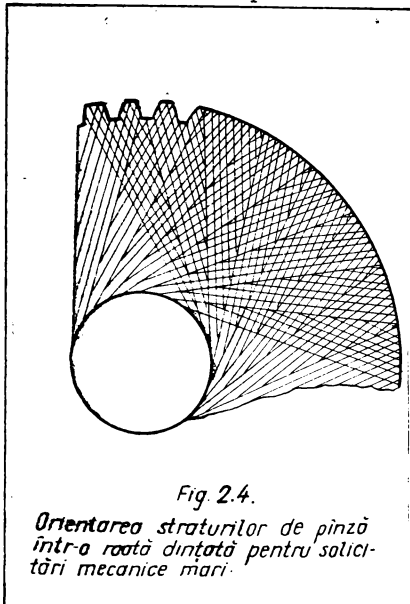


Fig. 2.4.
*Orientarea straturilor de pinză
într-o roată dințată pentru solici-
tări mecanice mari.*

roțile dințate din materiale strati-
ficate nu se vor confecționa din plăci
mari, care sînt de obicei presate în
straturi cu fibrele orientate în două
direcții la 90° ; pentru acest scop,
mai ales, cînd se urmărește o încărcare
a roții executate dintr-un material cu
rezistențe radiale egale, se vor presa
plăci speciale, ale căror straturi se
decalează unul față de celălalt(fig.2.4) ;

pentru îmbunătățirea unor caracteris-
tici mecanice, roțile dințate din mate-
riale plastice se pot supune unui tra-
tament termic (0,5÷40 ore în ulei sau
glicerină la $80\div 150^{\circ}\text{C}$) sau efectului

radiațiilor ionizante (iradiere cu electroni), funcție de natura materialului și de condițiile de lucru impuse.

2.1.2. Proprietăți mecanice și tribologice ale materialelor plastice

În ceea ce privește proprietățile mecanice și tribo-
logice ale materialelor plastice, lucrările de specialitate / 7,
16,28,65 / subliniază importanța felului solicitării asupra aces-
tora. Pentru utilizarea materialelor plastice la construcția ro-
ților dințate, sînt importante în special rezistența la oboseală,
efectul concentratorilor și proprietățile tribologice.

Supuse solicitărilor ciclice, materialele plastice
se încălzesc (datorită componentei vîscoase și conductivității
termice relativ scăzute), încît ruperea poate avea loc după
două mecanisme diferite :

- temperatura crește un timp, după care se stabilizează ;
ruperea are loc prin formarea și propagarea fisurii ;

- temperatura crește continuu, motiv pentru care are loc înmuierea (termică) și în final materialul cedează ("se rupe").

Cercetările au arătat că temperatura materialului supus solicitării, crește în timpul solicitării, cu atât mai mult, cu cât sarcina aplicată este mai mare, cu cât frecvența de aplicare este mai mare și cu cât durata solicitării este mai mare. Odată cu creșterea temperaturii, se constată în general, o scădere a modulului de elasticitate, ceea ce duce la micșorarea energiei disipate sub formă de căldură și în final, la o autostabilizare a temperaturii.

Luând în considerare efectul concentratorilor de eforturi unitare, s-a constatat că concentratorii de eforturi unitare au și la materialele plastice un efect similar cu efectul cunoscut asupra metalelor, deci se asigură un bun transfer termic pentru îndepărtarea căldurii; rezistența la oboseală scade în prezența concentratorilor de eforturi unitare. În același sens acționează și defectele existente în interiorul piesei rezultate din procesul de obținere a acesteia (injectare).

Caracteristicile mecanice ale pieselor obținute din materiale plastice, depind, în mare măsură, de parametrii regimului de prelucrare. Atât presiunea și temperatura topiturii, cât și viteza de prelucrare, ca și viteza de răcire a piesei după formarea ei, determină starea de eforturi unitare remanente. Alegerea potrivită a regimului de prelucrare, permite obținerea pieselor cu tensiuni interne minime. Tratamentul termic, ulterior obținerii piesei, poate duce la micșorarea stării de tensiuni interne și corespunzător la mărirea durabilității acesteia.

În cazul obținerii unor piese cu configurație complicată prin injectare, datorită dificultăților de umplere a formei de injecție, regimul de prelucrare poate fi modificat în limite strânse. Din acest motiv, micșorarea la minimum a eforturilor unitare remanente, într-un asemenea caz, nu poate fi realizată numai prin modificarea regimului de prelucrare, ci și prin tratamentul termic al pieselor obținute.

Analizând proprietățile tribologice ale materialelor plastice se poate conchide că ele influențează pe de o parte men-

ținerea în timp a dimensiunilor organelor active ale mașinilor de prelucrat, iar pe de altă parte, influențează alegerea acestora pentru construcția pieselor care în funcționare au o mișcare relativă (translație sau rotație) în raport cu alte piese cu care vin în contact.

În general, coeficientul de frecare la materiale plastice este calculat /28/ prin relația :

$$f = \frac{K \cdot \zeta}{E^m} \cdot F_n^{m-1} \quad (2.1.)$$

unde : K, m - constante dependente de suprafețele considerate; $m > 1$;
 E - modul de elasticitate longitudinală ;
 ζ - efortul unitar de forfecare a joncțiunilor rezultate prin adeziune pe aria reală de contact ;
 F_n - sarcina normală aplicată pe suprafață ;

ceea ce arată că coeficientul de frecare este dependent de sarcina aplicată. În mod uzual, coeficientul de frecare al materialelor plastice este cuprins între 0,3 și 0,6; face excepție politetrafluoretilena pentru care $f=0,05 \div 0,1$. Materialele plastice se comportă bine în condiții de abraziune, deoarece fiind relativ "moi", în ele se încrustează particulele mai dure, ceea ce împiedică distrugerii ulterioare. Comportarea viscoelastică a polimerilor, influențează comportarea lor la frecare externă, deoarece deformarea polimerilor și prin aceasta, forța necesară deformării (sau deplasării materialului) ca urmare a întrepătrunderii neregularităților celor două suprafețe aflate în contact, depind de viteză.

Proprietățile tribologice ale materialelor plastice depind de natura polimerului, de natura și cantitatea componentelor recepturii, de natura suprafeței de contact, de rugozitatea pieselor în contact, de presiune, de temperatură și de viteza relativă a pieselor. Alături de temperatură, natura și calitatea (rugozitatea etc.) suprafețelor de frecare, influențează de asemenea valoarea coeficientului de frecare. Are importanță de asemenea și faptul că materialul plastic se deplasează în raport cu suprafața adiacentă sau invers.

Coeficientul de frecare depinde de asemenea, de natura cuplului de materiale în contact, fiind mai mic în cazul polimer pe metal, decât în cazul polimer pe polimer.

Pentru cuplurile de frecare material plastic/metal, lubrifiantul influențează în mare măsură valoarea coeficientului de frecare. În cazul unei polietilene, de exemplu, prin ungere cu apă, coeficientul de frecare devine de aproape două ori mai mic decât în cazul frecării uscate și se reduce aproape la zero, în cazul ungerii cu emulsie. Natura lubrifiantului are de asemenea importanță, acesta influențând în mod diferit valoarea coeficientului de frecare static și a celui de frecare dinamic. Și în cazul ungerii, coeficientul de frecare scade cu mărimea presiunii aplicate pe suprafețele de frecare.

În timpul frecării, are loc uzura suprafețelor aflate în contact. La materialele plastice, putem avea :

- uzură abrazivă cauzată de asperitățile mai dure ale suprafeței cu care materialul plastic vine în contact ;

- uzură de oboseală cauzată de variația ciclică a eforturilor unitare locale; aceasta are loc prin detașarea locală a unor particule de material plastic ;

- uzură de adeziune cauzată de forțele de adeziune dintre suprafețele în contact; aceasta se manifestă prin transfer de material de la o suprafață la alta. .

Acțiunea chimică a mediilor aflate între suprafețele în frecare poate accelera uneori uzura. Maximul uzurii la viteze de alunecare relativ mici este determinat de comportarea viscoelastică și este asociat cu viteza de deformare la nivelul suprafețelor în contact, fiind și urmarea înmuierii termice a materialului plastic.

Temperatura influențează uzura în general, de la o anumită valoare a temperaturii uzura crește continuu. Din acest motiv, în special la cuplurile de frecare material plastic/metal, pentru materialul plastic se recomandă anumite valori maxime admisibile (de ex. pentru policlorura de vinil : $60 \div 95^{\circ}\text{C}$, la poliamide : $80 \div 110^{\circ}\text{C}$, la policarbonați : $100 \div 135^{\circ}$ la polimeri cu fluor : $155 \div 200^{\circ}\text{C}$ etc.). Aceste valori depind atât de natura polimerului cât și de materialele auxiliare care-l compun.

2.2. Construcția microangrenajelor cilindrice din materiale plastice

2.2.1. Considerații generale

Lărgirea domeniilor de aplicare ale roților dințate din materiale plastice în general și în special în domeniul mecanicii fine, a avut ca urmare efectuarea unor studii aprofundate asupra modalităților de realizare optimă a acestora. În fig.2.5. sînt redată principalele valori ale momentelor, puterilor și turațiilor la care sînt folosite roțile dințate din materiale poliamidice /9/, /31/. În diagramă, zona (1) corespunde puterilor medii

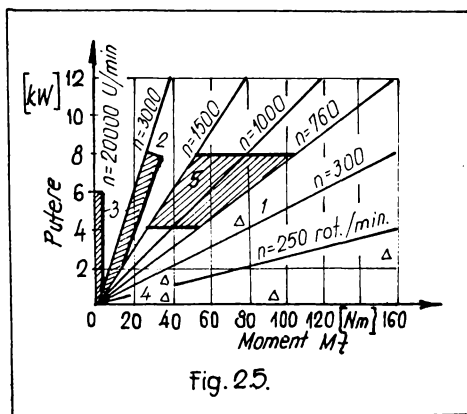


Fig. 2.5.

uzuale din construcția de mașini, zona (2) - mașinilor rapide cu transmisie pur cinematică, zona (3) - centrifugelor, zona (4) - mecanicii fine și aparatelor de uz casnic. Se constată că zonele hășurate, specifice folosirii angrenajelor din materiale poliamidice sînt destul de răspîndite ceea ce demonstrează posibilitățile largi de utilizare a acestora. Ele se concentrează totuși spre turații mari, respectiv momente mai mici.

Avantajele nete ale danturii cu profil evolventic, care în principal pot fi rezumate la : insensibilitate la variații mici ale distanței dintre centrele de rotație ale roților cît și posibilitatea interschimbabilității, fac ca acest profil să fie cel mai des folosit și în construcția microangrenajelor din materiale plastice.

2.2.2. Profile utilizate în construcția microangrenajelor

Industria mondială, utilizează în principal pentru dantura roților dințate de mecanică fină, două tipuri de profile: în evolventă și cicloidal /11/, /74/.

Fiind dat, cîmpul larg de utilizare al roților cu dantură evolventică, principala problemă urmărită în studiile și cercetările efectuate /9, 11, 74, 69, 36/ a fost aceea de stabilire a criteriilor care au stat la baza elaborării cremalierii de referință a

profilului în evolvantă din mecanica fină. Existența unui număr mare de cremaliere de referință (aproximativ 30) ca formă și dimensiuni, a ridicat problema uniformizării acestora, a realizării unei cremaliere de referință unice.

Criteriile principale care au stat la baza stabilirii formei și dimensiunilor cremalierei de referință unice sînt : jocul de înălțime, jocul de fund, jocul de flanc, numărul limită de dinți, valoarea unghiului profilului de referință α_0 .

Jocul maxim de înălțime, care reprezintă deplasarea radială maximă admisă a roților, este limitat superior de realizarea valorii minime a gradului de acoperire $\xi = 1,0$ și inferior de depășirea jocului de fund sau de flanc minim, sau de apariția fenomenului de interferență. Studiul detaliat al acestui parametru se realizează cu ajutorul contururilor limită. În toate variantele cremalierele de referință prezentate spre standardizare se indică mărirea parametrului f_0 , de la $f_0 = 1,0$ (valoare standardizată în construcția de mașini) la $f_0 = 1,1 \dots 1,2$. Prin aceasta se urmărește creșterea valorii limită a jocului de înălțime sensibil influențat de cîmpurile de toleranță ale angrenajului prin micșorarea modulului.

Prin micșorarea modulului și menținerea unui joc de fund proporțional cu acesta, dimensiunile impurităților depuse la fundul danturii, capătă mărimi superioare jocului de fund, producînd blocarea angrenajului.

Din acest motiv în normele americane AGMA 207/04/1956 și olandeze NLN-88/1960 se renunță la proporționalitatea jocului de fund cu modulul prin exprimarea acestuia în raport de un factor dependent de modul și un coeficient numeric; se pierde însă similitudinea geometrică a roților dințate cu același număr total de dinți. Din acest motiv s-au adoptat cremaliere de referință ca: GOST 9587-68; DIN 58400/64; TGL 15.006/68; R.S. CHER 421-65; ISO IT 60.145.1/1958; proiectul de STAS-1961 cu jocuri la fundul danturii proporționale cu modulul. Problema blocării angrenajului din cauza impurităților este soluționată în parte prin mărirea coeficientului W_0 comparativ cu valorile acestui parametru la roțile din construcția de mașini, cît și prin indicarea de valori diferite pentru acest parametru pentru roți de modul mic ($m > 0,5 \dots 1,0$ mm) și foarte mici ($m < 0,5$ mm).

Jocul de flanc minim este impus pe de o parte de existența filmului de lubrifiant între flancurile dinților aflate în angrenare (acolo unde acesta există) sau datorită particulelor de praf și de impurități antrenate între flancurile conjugate. Dilatarea dinților în timpul funcționării presupune existența unui joc minim, în special pentru roțile dințate nemetalice.

Problemele puse de acest parametru se referă la stabilirea tipului de ajustaj optim pentru angrenaj : sistem axă unitară, sistem grosime de dinte unitară (Sistemul STAS, GOST 9178/1959 G.R.S. CHER. Temă 232.2815/1972, stabilesc indirect sistemul de ajustaj axă unitară sau grosime de dinte unitară). Deși au existat inițial preferințe pentru sistemul grosime de dinte unitară (evită pericolul ascuțirii dinților la realizarea jocului de flanc) s-a generalizat în ultimul timp sistemul axă unitară.

Gabaritul mic al mecanismelor de mecanică fină impune dințate cu modul mic și număr redus de dinți. Micșorarea numărului de dinți duce însă la deplasări pozitive mari, ceea ce generează ascuțirea dinților pe cercul de vîrf. Arcul de vîrf al dinților poate deveni zero sau capul dintelui poate fi retezat pînă la anumită înălțime, la numere de dinți foarte mici. Funcționarea corectă a angrenajelor nu este posibilă dacă roțile au dantura ascuțită la vîrf. Este necesară asigurarea unei valori minime a arcului de vîrf S_e , egală cu $0,2 m_n$. Evitarea simultană a subțierii dinților și ascuțirii acestora se obține pentru un număr limită de dinți, $z_{lim} = 12$ dinți, la o valoare $f_0 = 1,1$ și $z_{lim} = 10$ dinți, la o valoare $f_0 = 1,0$. Deci numărul de dinți la care o roată dințată deplasată se află simultan pe limita de subțiere și ascuțire, constituie numărul limită de dinți.

În industria mondială de roți dințate de mecanică fină există cremaliere de referință la care unghiul profilului de referință α_0 s-a determinat astfel încît numărul de dinți al pinioanelor să corespundă numărului minim de dinți, deci :

$$z = z_{min} = \frac{2 f_0}{\sin^2 \alpha_0} \quad (2.2.)$$

relație din care se determină valoarea parametrului α_0 . S-au realizat astfel pinioane cu numere de dinți $z=6 \div 7$ dinți și la care subțierea este evitată la dantura nedepășată. Astfel de

soluții prezintă dezavantajul că prin mărirea unghiului α_o , se micșorează valoarea gradului de acoperire ε , sau jocul de înălțime relativ. Din acest motiv, cremalierele de referință standardizate pentru roțile dințate din mecanică fină mențin în exclusivitate valoarea parametrului $\alpha_o = 20^\circ$. Valori $\alpha_o \neq 20^\circ$ se întâlnesc numai la angrenajele speciale cu dantură în evolventă (nestandardizate): Roțile dințate studiate din punct de vedere teoretic și experimental în cadrul acestei lucrări, sînt realizate cu dantura în evolventă.

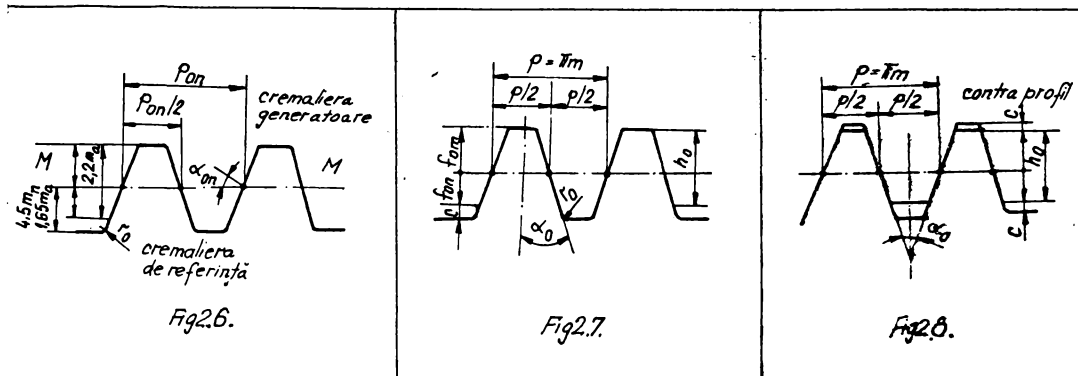
La ora actuală, nu există încă un consens universal cu privire la o cremalieră unică, pentru roțile dințate de mecanică fină. Nici la noi în țară nu există decît un proiect de STAS pentru cremaliera de referință, elaborat încă din 1967, iar cîmpurile de toleranță ale acestor roți nu au fost nici ele standardizate.

Se fac referiri din acest motiv la cîmpurile de toleranță ale angrenajelor după normele R.S. - CHER - temă 232. 2915/72 - proiect ; GOST 9178-59; DIN 58.405/65; Normele DIN 58.400 și DIN 58.405 au fost luate în considerare deoarece stau la baza normelor proiect I.S.O., iar normele GOST 9178-59, GOST 9587/68; R.S. CHER-421/65 au la baza elaborării lor principiile de standardizare existente în normele STAS 821-75 (cremaliera de referință a roților dințate de modul $m > 1$ mm); normele R.S.-CHER joacă un rol important în industria de mecanică fină a țărilor membre CAER.

Tabelul 2.3

Denumirea parametrului	Simbol	Dimensiunile parametrului	
		$m_n = (0,05 + 0,5)mm$	$m_n (0,5+1,0)mm$
Unghiul normal al cremalierei de referință	α_{on}	20°	20°
Pasul de referință normal	p_{on}	πm_n	πm_n
Înălțimea capului de referință	a_o	$f_{on} m_n = 1,1 m_n$	$f_{on} m_n = 1,1 m_n$
Jocul de referință la fund	c_o	$w_{on} \cdot m_n = 0,5 m_n$	$w_{on} \cdot m_n = 0,55 m_n$
Înălțimea piciorului de referință	h_o	$a_o + b_o = 2,7 m_n$	$a_o + b_o = 2,55 m_n$
Raza normală de rarcordare	r_{on}	$r_{o_a} \max = 0,3 m_n$	$r_{o_n} \max = 0,4 m_n$

În fig.2.6. s-a reprezentat cremaliera de referință după normele GOST 9587/68 și R.S.CHER-421/65, iar în figurile 2.7 și 2.8 cremaliera de referință după normele DIN 58.400/65 și T.G.L. 15.006/68.



Principalele valori ale parametrilor geometrici ai cremalierii reprezentate în figura 2.6. sînt : $f_0=1,0$ sau $1,1$; $\alpha_0 = 20^\circ$; $h_n = 2,1$ mm ; $c=0,5$ m și $r_0 \leq 0,33$ m (roți cilindrice) pentru $0,1 \leq m \leq 0,5$ mm ; $c=0,35$ mm și $r_0 \leq 0,4$ m pentru $0,5 \leq m \leq 1,0$ mm.

Normele DIN 58.400/65 și TGL 15.006/68 recomandă pentru parametrii geometrici următoarele valori : $f_0 = 1,1$; $\alpha_0 = 20^\circ$; $h_n = 2,2$ m ; $c=0,4$ m pentru $0,1 \leq m \leq 0,5$ mm (normele TGL 15.006/68) sau $0,1 \leq m \leq 0,6$ mm (normele 58.400/65) ; $c=0,25$ m pentru $0,5 \leq m \leq 1,0$ mm (normele TGL 15.006/68) și $0,6 \leq m \leq 1,0$ mm (normele DIN 58.400/65).

Pentru module $0,5 \leq m \leq 1,0$ mm, se folosesc încă pe scară largă roți dințate a căror parametri de bază ai cremalierii de referință corespund celor din mecanica generală ($f_0=1,0$; $\alpha_0=20^\circ$; $c=0,25$ m).

În mecanica fină, în afara evolventei se utilizează și alte curbe pentru profilul danturii roților, rezultate din necesitatea obținerii unor dimensiuni cât mai mici pentru angrenaje.

Dintre curbele ciclice corespunzătoare acestui scop, se pot menționa cicloidele, cu ajutorul cărora profilul dintelui se obține prin racordarea a două curbe : o epicicloidă pentru capul dintelui și o hipocicloidă pentru piciorul dintelui. Roțile cu profil cicloidal asigură o angrenare corectă, cu un raport de transmitere constant și au o uzură mică, din cauza contactului unei curbe convexe cu o curbă concavă. Prezintă însă dificultăți din următoarele puncte de vedere : execuția danturii avînd un profil cu punct de inflexiune, conduce la o realizare imprecisă și neeconomică; roțile de schimb trebuie executate cu aceeași ruletă (pe lîngă modul și numărul de dinți, aici trebuie să se țină seama și de raza ruletei) ; un mare dezavantaj constă în necesitatea menținerii constante a distanței dintre axele roților, distanță care trebuie respectată riguros pentru a se realiza condițiile cinematice, lucru care este greu de realizat din cauza uzurii din lagăre și încovierii arborilor.

Dificultățile de execuție ale profilului cicloidal au condus la realizarea unui profil aproximativ pentru roțile cu un număr foarte mic de dinți, utilizat în special la mecanismele pentru ceasornice. Un astfel de profil înlocuiește hipociclopedia piciorului dintelui printr-un segment de dreaptă (cazul particular cînd raza ruletei este jumătate din raza bazei), iar epiciclopedia capului, prin arce de cerc.

Ultimele două profile analizate, nu sînt utilizate în general la roțile dințate din materiale plastice.

2.2.3. Particularități de execuție și utilizare a microangrenajelor cilindrice din materiale plastice

Tehnologiile actuale de execuție a roților dințate din materiale plastice pentru microangrenaje, se bazează în special pe procedeele prin injecție, care au o productivitate mare, la un preț de cost relativ redus.

Injecția materialelor plastice se caracterizează prin durată scurtă a ciclului de fabricație a produselor și prin posibilitățile de automatizare a procesului tehnologic (agregate de topire, extrudare etc.).

Principiul formării prin injecție a materialelor termoplastice sau termoreactive constă în presarea materialului topit în cavitatea unei matrițe, acesta luînd forma matriței înainte de a se întări. Formarea prin injecție comportă următoarele operații :

- plastifierea (înmuierea) materialului în matriță prin încălzire și acțiunea unei presiuni ;
- întărirea materialului în matriță, sub influența răcirii la materiale termoplastice și sub influența căldurii, la cele termoreactive.

În general, pentru injecție se folosesc următoarele materiale termoplastice : polietilenă obținută la înaltă și joasă presiune, poliamide, clorură de polivinil plastifiată și neplastifiată, acetat de celuloză, polimetacrilat de metil, delrin etc.

Pentru utilizarea corectă a angrenajelor din materiale plastice și în special a microangrenajelor, trebuie luați în considerare factorii care influențează buna funcționare sau determină deteriorarea acestora. În literatura de specialitate /9,16,28,31/ principalele modalități de deteriorare ale roților dințate din materiale plastice amintite sînt :

- ruperea la baza dintelui ;
- fisurarea flancului ;
- ruperea dintelui plecînd de la o fisură de flanc ;
- deformare plastică remanentă ;
- pitting ;
- uzură datorită frecării ;
- uzură datorită gripării ;
- înțepenire

O corespondență univocă dintre diverși factori de influență și forma deteriorării danturii nu este posibilă datorită complexității fenomenelor. În tabelul 2.4. sînt redați principalii factori de influență, modul de acționare a acestora și valorile lor limită referitoare la dantura roților, execuția roților și condițiile de utilizare.

În acest context sînt prezentate și cîteva date privind funcționarea roților dințate unse cu diferiți lubrifianți, precum și recomandări pentru materialul roților conjugate.

TABEL 2.4.

	Mărimea de influență	Mod de acționare	Valori limită recomandate
	1.	2.	3.
D A U T U R A	M O D U L	Mărirea modulului și creșterea capacității portante nu sînt proporționale	-
	NUMARUL DE DINȚI	Un număr de dinți mai mare, conduce la creșterea capacității portante cu 10-20%	Din cauza subțierii, se evită $Z < 20$
	UNGHIIUL DE ANGRENARE	Capacitatea portantă crește cu 15-20%, la creșterea unghiului de la 20° , la 28° .	
	DEPLASAREA DE PROFIL	Preferabilă la pinionul metalic, pentru compensarea deformațiilor și dilatării termice. Față de roțile necorijate, au capacitatea portantă cu 20% mai mare.	Se stabilește în funcție de condițiile de funcționare și sînt valabile numai pentru acestea.
	INCLINAREA DANTURII	Nu se obține creșterea capacității portante, deoarece erorile de danturare se compensează mai greu, iar în plus apar forțe auxiliare.	-
	LAȚIMEA DINTELUI	Lățimi mai mari de dinți, compensează defectele materialului.	$b = 6 \div 8m$
E X E C U Ț I E	PROCEDEUL DE EXECUȚIE	Este necesară diferențierea procedeelor de execuție: injecție sau prelucrare prin așchiere, pentru stabilirea criteriilor de calcul.	Procedeul de execuție prin injecție este recomandat la seriile mai mari de 1000 buc., diametre mai mici de 120 mm și $b \leq 15m$
	ERORI DE DANTURARE	Au influență numai la calități sub Q_{10} , altfel se compensează.	Injectat: clasă de precizie Q_{10} sau mai slabă; Prin așchiere: $Q_7 \dots Q_{10}$ (conform normelor DIN)
	TRANSMITERII BUTERII	Prin pană multiplă sau pană simplă. Pana multiplă permite realizarea unui butuc mai îngust.	-

<p>TRATAMENT TERMIC ULTERIOR</p>	<p>Elimină tensiunile interne; la roțile realizate prin așchiere apare o mărire a diametrului, la cele realizate prin injecție - o micșorare a diametrului...</p>	<p>24 h la 110° sau 3h la 140° (pentru poliamide)</p>
<p>INCĂRCARE</p>	<p>În reprezentare simplu logaritmică, legătura dintre încărcare și durata de funcționare este liniară.</p>	<p align="center">-</p>
<p>VISCOZITATEA ULEIULUI</p>	<p>Crește capacitatea portantă, la vâscozitate joasă, prin îmbunătățirea proprietăților hidrodinamice și transmiterea căldurii.</p>	<p align="center">-</p>
<p>TEMPERATURA ULEIULUI</p>	<p>Temperaturi înalte ale uleiului, micșorează durata de funcționare.</p>	<p>60°C - 70°C</p>
<p>UNGERE PRIN UNSORI CONSISTENTE</p>	<p>Curbele de durată de funcționare sînt mai plate și mai joase. Ungerea bogată cu aceste unsori este mai dezavantajoasă decît ungera uscată.</p>	<p align="center">-</p>
<p>UNGERE PRIN EMULSIE APA-ULEI</p>	<p>La încălzire liberă, este superioară ungerii cu ulei.</p>	<p align="center">-</p>
<p>VITEZA PERIFERICA</p>	<p>La ungere cu ulei, pentru viteze de 6-15 m/s, nu se modifică durata de funcționare.</p>	<p>La ungera cu ulei, $V_{max} = 20m/s$; la ungera cu unsori, $V_{max} = 10 m/s$.</p>
<p>RUGOZITATEA FLANCULUI DIN TELUI ROȚII CONJUGATE DIN OTEL</p>	<p>Rugozitatea mare (dinți frezați) influențează capacitatea portantă și uzura. Rugozitatea dinților roții din material plastic dispare în timpul funcționării.</p>	<p>$R_z \ll 5 \mu m$ la ungera și $R_z \ll 2,5 \mu m$ la frecare uscată și nu are influență.</p>
<p>ROATA DIN MATERIAL PLASTIC - MOTOARE SI ANTRENATA</p>	<p>Roata motoare are capacitatea portantă mai mică datorită uzurii</p>	<p align="center">-</p>
<p>MATERIALUL ROȚII CONJUGATE</p>	<p>Combinații optime: material plastic/otel (călit și grefuit) Fonta, aluminiul și alama uzează puternic.</p>	<p align="center">-</p>

2.3. Precizia microangrenajelor cilindrice din materiale plastice

2.3.1. Considerații generale

În mecanica fină, se utilizează angrenaje confecționate din materiale metalice sau din materiale nemetalice. Tehnologia de prelucrare a danturilor acestor angrenaje poate să fie : prin șchiere (specific în special materialelor metalice), prin turnare, prin injectare (specific materialelor plastice).

Natura și mărimea erorilor geometrice de prelucrare a roților dințate depind de procedeele tehnologice utilizate la realizarea acestora.

Dicționarele indică pentru termenul de precizie, cu adresă directă la domeniul tehnic, următoarele definiții :

- proprietate a unui produs de a avea mărimile sale caracteristice cuprinse într-un interval cât mai mic în jurul valorii dorite
- eroarea maximă admisibilă, în plus sau în minus, la efectuarea unei măsurări sau la realizarea unui produs .

Definițiile au un caracter general și nu intră în amănunțimea dar remarcă două aspecte ale calității unui produs : la realizarea și la măsurarea lui fără a remarcă și unul la fel de important în funcționarea sa, deoarece trebuie observat că un produs "precis" în interacțiune cu altele poate să realizeze împreună cu acestea un subsansamblu (mecanism) "imprecis".

STAS 2872/1/1986 "Prelucrarea rezultatelor măsurărilor" definește precizia de măsurare (exactitatea de măsurare) - concordanța dintre rezultatul măsurării și valoarea (convențional) adevărată a măsurandului. Pe de altă parte, trebuie remarcat că precizia unui produs este cerută de rolul funcțional, acesta impunând limitele admisibile, în plus sau în minus, în care calitatea produsului trebuie să se încadreze. Cu alte cuvinte un același produs considerat "precis" pentru un anumit scop poate fi "imprecis" (de neefect) sau "mult prea precis" (neeconomic) pentru alt scop. Cu toate acestea, un mecanism "precis" rezultă din asamblarea "precisă" a unor elemente "precise", prin urmare, în cazul roților dințate trebuie să ocupe un loc separat de precizia și controlul angrenajelor. Trebuie arătat că standardele de calitate ale roților dințate și angrenajelor nu definesc precizia lor, dar indică

valorile admisibile între care trebuie să se afle dimensiunile unui complex de indicatori măsurabili pentru ca acestea să se încadreze într-o anumită clasă de precizie.

Este de observat că pînă acum nu s-a stabilit un indicator general și unic care să definească în întregime precizia unei roți dințate și care să poată fi măsurabil. De asemenea, trebuie specificat că indicatorii stabiliți prin standardele de calitate se întrepătrund și nu se poate delimita strict cauza de apariție a abaterii și a modului de eliminare a ei încă din fabricație, precizia roții dințate depinzînd nemijlocit de calitatea execuției ei și aceasta depinzînd la rîndul ei de calitățile mașinii-unelte, sculei, semifabricatului, dispozitivului de prindere și a regimului de așchiere.

Pentru roțile dințate cu profil evolventic, singurul parametru care i-ar caracteriza precizia /50/ în ceea ce privește flancul evolventic, este abaterea razei cercului de bază de la valoarea sa teoretică, remarcîndu-se că toate elementele ce caracterizează geometria ei depind nemijlocit de aceasta. Imposibilitatea practică de reliefare și măsurare a acestui unic element a făcut ca precizia roții dințate să fie caracterizată prin numeroși alți indicatori, motiv pentru care controlul roții dințate devine greoi și nu totdeauna concludent privind cauzele care generează imprecizia ei (pentru a se lua măsurile de îndepărtare imediată a lor).

În cele ce urmează, vor fi evidențiate pe scurt elementele măsurabile ale roților dințate.

În general, la o roată dințată, erorile ce apar la forma și dimensiunile elementelor geometrice pot fi încadrate în următoarele trei categorii : erori ale corpului roții, erori ale elementelor coroanei dințate și erori de împerechere cu roata conjugată (ale angrenajului). În prima categorie, sînt cuprinse următoarele erori : ale cercului exterior (foarte importante cînd acesta este luat ca bază de reglare a mașinii de danturat sau ca bază de măsurare pentru elementele danturii), bătăile suprafețelor laterale și bătăile axei de rotație. Ultimele, erorile de angrenare cu roata conjugată sau cu roata etalon, vor fi abordate în cele ce urmează. Indicii de precizie ai coroanei dințate sînt determinați prin erorile față de valorile teoretice.

a) Erori ale poziției relative și simetriei flancurilor.
Un prim indicator aparținând acestei categorii îl constituie abaterea pasului de bază stabilită ca diferență între valorile efectivă și nominală dintre două drepte tangente și paralele la două flancuri vecine.

Un alt element măsurabil ce stabilește poziția relativă și simetria flancului, se referă la grosimea dintelui măsurată prin abaterea coardei constante. În aceeași categorie intră și mărimea deplasării suplimentare a profilului față de profilul de referință, necesară asigurării jocului în angrenare. Cu toate că lungimea (cota) peste n dinți depinde la rândul ei de alți indici elementari (grosimea dinților, eroare de profil, erorile pașilor circulari vecini) și aceasta caracterizează poziția relativă a flancurilor dinților.

b) Erorile de formă ale dinților sînt determinate de distanța măsurată pe normalele evolventelor extreme ce limitează profilul real al dintelui.

c) Erorile de poziție relativă a coroanei dințate în raport cu axa de rotație sînt stabilite prin măsurarea următoarelor elemente :

- variația pasului care reprezintă diferența dintre doi pași circulari vecini ;
- eroarea cumulată de pas ;
- bătaia radială a coroanei dințate măsurată prin diferența maximă dintre distanțele coardelor constante (dinte sau gol) la axa de rotație.

Pentru abaterile roților dințate din materiale metalice cu $m < 1$ mm, normele de producție și standardele naționale prevăd valori admisibile în funcție de clasa de precizie impusă de rolul funcțional, pentru roțile din materiale plastice cu $m < 1$ mm, aceste abateri nu sînt încă normalizate.

În cazul angrenajelor, rolul funcțional impune asigurarea, depinzînd de locul și rolul angrenajului în subsansamblul sau în ansamblul general, a următoarelor "proprietăți" funcționale :

- asigurarea unui raport de transmitere constant și uniform (precizie cinematică) ;

- asigurarea capacității de încărcare ;
- asigurarea durabilității ;
- asigurarea randamentului ;
- asigurarea silențiozității transmisiei

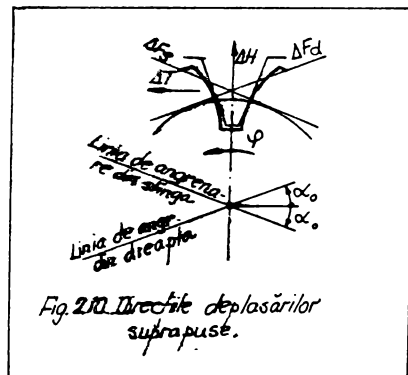
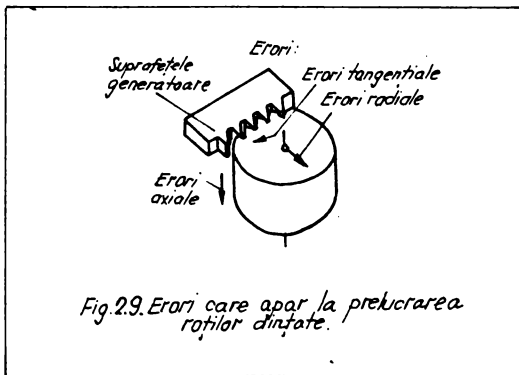
Asigurarea mai mult sau mai puțin a realizării unora sau simultan a tuturor acestor parametri depinde de destinația angrenajului.

Ținând seama de aceste considerații, precizia angrenajului poate fi definită ca reprezentând indicele de calitate măsurat prin mărimea erorilor maxime în plus sau în minus ale unor elemente caracteristice ale roților dințate sau angrenajului, impuse de rolul funcțional și de condițiile de exploatare ale acestuia.

Privind angrenajul ca un mecanism în sine, cu rolul de a primi, transforma și transmite o mișcare, trebuie remarcat că precizia lui poate fi caracterizată în întregime prin precizia cinematică, adică prin asigurarea unui raport de transfer constant și uniform în condițiile de exploatare, deoarece capacitatea de încărcare și durabilitatea angrenajului pot fi asigurate prin alegerea unor parametri constructivi și a unor materiale adecvate ; silențiozitatea este nemijlocit legată de precizia cinematică, zgomotul, vibrațiile și șocurile avînd drept cauză imprecizia cinematică. Din aceste motive, calitatea cinematică a angrenajului ar trebui caracterizată printr-un singur indicator ce s-ar putea denumi precizie (eroare) cinematică în funcționare și care ar fi componenta tuturor cauzelor ce concurează la precizia unui angrenaj : de poziție, cinematică sau dinamice.

2.3.2. Geometria reală a microangrenajelor

Diferitele erori care apar la prelucrarea roților dințate, pot fi împărțite (fig.2.9) în erori tangențiale, erori radiale,



erori axiale și erori provocate de devierile de la formă ale sculei prelucrătoare.

Impreciziile roților dințate pot fi apreciate și ca deplasări suprapuse, suplimentare, ale flancurilor precise ale sculei cremaliere care angrenează cu familiile de flancuri din dreapta și din stânga. În fig. 2.10 sînt reprezentate direcțiile în care apar deplasările suprapuse pe linia de angrenare din stînga -

ΔF_s și pe linia de angrenare din dreapta ΔF_d . În unele cazuri deplasările de angrenare din stînga și din dreapta pot fi diferite ca mărime și direcție. Creșterea la ambele linii de angrenare provoacă deplasări radiale ΔH ale cremalierei și deplasări tangențiale ΔT , avînd valorile :

$$\Delta H = \frac{\Delta F_s + \Delta F_d}{2 \sin \alpha_o} \quad (2.3.) ; \quad \Delta T = \frac{\Delta F_s - \Delta F_d}{2 \cos \alpha_o} \quad (2.4.)$$

unde α_o reprezintă unghiul profilului cremalierei.

Cauzele care conduc la aceste erori, se datoresc condițiilor în care se realizează prelucrarea matrițelor în care vor fi turnate sau injectate roțile dințate de modul mic folosite în microangrenaje. Una din principalele erori este cea datorată bătăii radiale, determinată de imprecizia de montare a axei roții dințate, cu axa prelucrării. Această eroare are perioada egală cu cea a mișcării roții, fiind de formă sinusoidală.

O altă eroare, avînd perioada de asemenea egală cu cea a mișcării și formă sinusoidală, este cauzată de bătăia radială a discului divizor de la mașina de tăiat dinți, fiind denumită și "bătăie cinematică".

Analizînd modul de apariție al acestor erori [74], rezultă următoarele concluzii cu privire la posibilitățile de măsurare ale acestora :

- erorile radiale de prelucrare nu apar la măsurarea variației lungimii peste dinți ;
- erorile tangențiale de prelucrare nu sînt indicate la măsurarea radială a două flancuri ;
- erorile radiale de prelucrare provoacă o variație a jocului între flancuri în angrenare ;
- erorile tangențiale de prelucrare nu provoacă variații ale jocului între flancurile în angrenare.

În literatura de specialitate /9,18,63,39,74/ sînt analizate posibilitățile de trecere a erorilor radiale de prelucrare, în erori tangențiale de prelucrare, prin șeveruire. Prezența "bătăii cinematice" după prelucrarea prin șeveruire poate fi determinată prin încercarea de rostogolire pe un flanc, prin măsurarea erorilor de divizare însumate sau prin măsurarea variațiilor distanței peste dinți. Fenomenul a fost determinat analitic, fiind confirmat ulterior în practică.

Erorile tangențiale apar de asemenea și la rectificarea individuală a roților dințate, pe mașini de rectificat cu disc divizor, a cărui bătaie se transpune integral pe roata rectificată. Această bătaie a discului divizor provoacă o imprecizie cinematică a roții și o eroare de divizare însumată, care poate fi măsurată cu ajutorul unei piese în formă de șa (care reprezintă golul dintre dinți).

Toate cauzele erorilor de prelucrare analizate, generează la roțile dințate, o primă componentă armonică, deoarece perioada variației erorilor corespunde unei rotații a roții. Dacă la încercarea roții dințate reale, se ridică diagrama erorii de angrenare pe un flanc se obține o curbă ca cea din fig.2.11. Pentru această

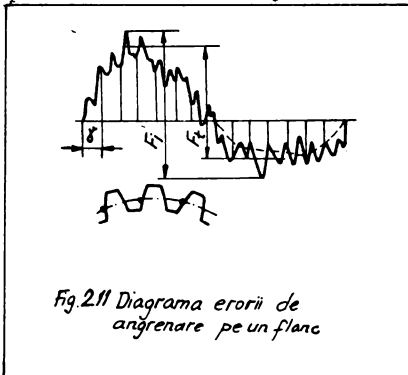


Fig.2.11 Diagrama erorii de angrenare pe un flanc

curbă, este caracteristică nu numai prezența unei armonici fundamentale, ci și o serie de erori ciclice cu frecvența mult mai mare. De obicei, în locul erorii de angrenare pe un flanc, se verifică eroarea de divizare însumată. În acest caz, diagrama se prezintă sub forma unei linii frînte. Deoarece pe fiecare dinte nu se măsoară întregul profil activ, ci numai un punct al

flancului, la rotirea roții cu o diviziune, unghiul este:

$$\gamma = \frac{2\pi}{z} \quad (2.5.)$$

este evident că eroarea de divizare însumată este mai mică decît eroarea de angrenare pe un flanc al roții, respectiv :

$$F_t < F_i \quad (2.6.)$$

deoarece o măsurare sumară arată o variație mai mică a mărimii, decît înregistrarea unei funcții continue.

Prelucrarea prin frezare conduce de asemenea, la erori de natură ciclică, acestea fiind provocate de "bătaia axială" a melcului transmisiei de divizare, de erori de pas ale spirelor melcului, de erori ale profilului dinților roții melcate, precum și de poziția incorectă în direcție radială și axială a melcului față de roata melcată.

Erori de aceeași natură apar și la prelucrarea prin tăiere cu cuțit pieptene, cauzate fiind atât de impreciziile de execuție a pieptenului, cât și din cauza poziției incorecte a sculei pieptene pe mașina unealtă.

La prelucrarea roților dințate cu roți tăietoare, apar erori caracteristice, care sînt condiționate de imprecizia sculei și a fixării ei pe mașină. Pentru rabotarea roților dințate, este caracteristică o eroare, care este provocată de eroarea de divizare totală a roții tăietoare și de bătaia acesteia față de axa fusului. Această eroare este deosebit de pronunțată, dacă numărul de dinți al sculei diferă de numărul de dinți al roții de prelucrat.

Ca urmare a acordării imprecise a mașinii prelucrătoare, poate apare fularea roții, adică deplasarea axei roții față de axa ei de rotație, care este una din cauzele care deranjează contactele pe flancuri, de-a lungul lățimii dintelui. Fără a se analiza mai detaliat factorii care provoacă fularea, se amintește totuși că această imprecizie, conduce la o deplasare periodică a imaginii purtătoare, de la o latură frontală la alta. În lungul roții, eroarea cinematică se manifestă prin generarea unei componente armonice de gradul doi, respectiv în timpul unei rotații a roții, eroarea cinematică execută două rotații.

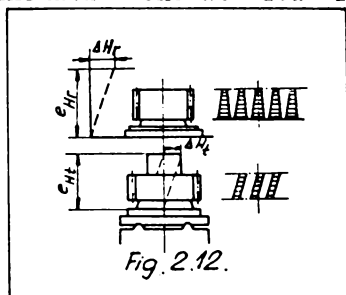


Fig. 2.12.

Contactul de-a lungul lățimii dintelui mai este perturbat și de înclinarea ghidajului saniei port-sculă a mașinii, pe direcția radială și tangențială (fig.2.12.). Inclinația ghidajului în direcție radială provoacă o conicitate a dintelui, respectiv o grosime variabilă a dintelui pe unul și același cilindru al cercului divizor. Inclinația ghidajului în direcție tangențială provoacă o eroare în direcția dinților, în schimb, grosimea dintelui rămîne constantă.

Referindu-ne la geometria reală a microangrenajelor realizate prin turnare, trebuie spus că aceasta depinde de geometria reală a formei în care urmează să se execute turnarea. Pentru confecționarea roților dințate de mecanică fină, se folosește de obicei procedeul de turnare de precizie sub presiune. În acest caz, forma în care se realizează turnarea de precizie este o piesă metalică prelucrată prin procedee de danturare, ca o dantură interioară. Ca urmare, erorile danturilor executate prin turnarea de precizie sub presiune sînt cele corespunzătoare prelucrării prin așchiere a formei de turnare.

Roțile dințate de mecanică fină din materiale plastice, se realizează de obicei prin procedeul de injectare. Materialul plastic se injectează sub formă fluidă, în interiorul unei matrițe, în care apoi se solidifică, luînd forma acesteia. Ca urmare, forma geometrică reală a roții dințate obținute va fi dependentă atît de geometria matriței, cît și de fenomenele fizice și chimice care au loc în cursul procesului de solidificare, precum și după încheierea acestui proces în timp.

Deformațiile care survin în timpul procesului de solidificare și după aceasta, sînt dependente în general de natura materialului plastic injectat. Ele au ca efect, abateri de la forma geometrică ideală a profilului dintelui, deci modifică eroarea pe flanc a danturii.

2.3.3. Erori cinematice ale microangrenajelor

Se poate sublinia faptul că toate erorile unei roți dințate pot fi considerate ca efectul unei deplasări suplimentare a cremalierei de referință care definește dantura respectivă /9/. O asemenea ipoteză permite deducerea influenței pe care geometria reală a danturii o va avea asupra funcționării angrenajului :roata dințată conjugată cu cea a cărei erori geometrice se analizează, va obține deplasări suplimentare (de accelerare sau întîrziere) în conformitate cu deplasările cremalierei de referință.

Datorită avantajelor multiple ale profilului evolventic care face ca acesta să fie mai des folosit la construcția roților dințate de mecanică fină din materiale plastice, se vor prezenta erorile cinematice pentru acest tip de dantură.

Fie $\Delta F_{\rho 1} = \Delta F_{\rho 1} \cdot (\varphi_1)$ funcția care exprimă

în raport cu unghiul de poziție al flancului la care se referă, efectul cumulat al erorilor danturii roții dințate cilindrice 1, exprimat cu o deplasare suplimentară a cremalierii de referință, măsurată după direcția liniei de angrenare.

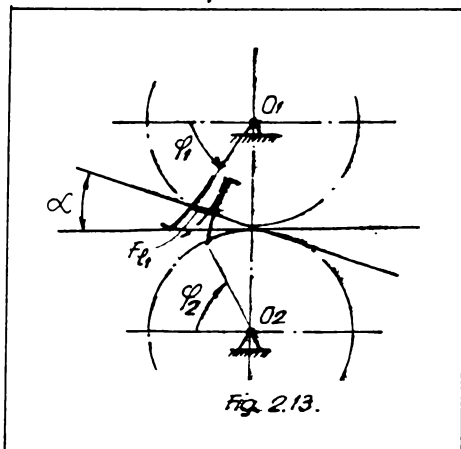


Fig. 2.13.

Funcția de transmitere reală de ordinul zero al angrenajului format din roțile dințate z_1 și z_2 (fig.2.13) va fi ținând seama de ΔF_{l1} :

$$\varphi_2 = i_{21} \cdot \varphi_1 + \frac{F_{l1}(\varphi_1)}{mz_2 \cos \alpha} \quad (2.7.)$$

unde φ_2 este unghiul de poziție al roții z_2 , $i_{21} = \frac{z_1}{z_2}$ reprezintă ra-

portul de transmitere teoretic, iar α unghiul de angrenare.

Funcția de transmitere de ordinul 1 se obține prin derivarea în raport cu timpul a expresiei (2.7.) :

$$\omega_{20} = \dot{\varphi}_2 = i_{21} \cdot \omega_{10} + \frac{1}{mz_2 \cos \alpha_0} \cdot \frac{\partial \Delta F_{l1}}{\partial \varphi_1} \cdot \omega_{10} \quad (2.8.)$$

Cu relația (2.8.) raportul de transmitere real al angrenajului va fi :

$$i_{21}^r = \frac{\omega_{20}}{\omega_{10}} = i_{21} + \frac{1}{mz_2 \cos \alpha_0} \cdot \frac{\partial \Delta F_{l1}}{\partial \varphi_1} \quad (2.9.)$$

Funcția de transmitere de ordinul 2 al angrenajului se obține prin derivarea expresiei (2.8.) în raport cu timpul :

$$\varepsilon_{20} = \dot{\omega}_{20} = i_{21} \cdot \varepsilon_{10} + \frac{1}{m \cdot z_2 \cos \alpha_0} \cdot \frac{\partial^2 \Delta F_{l1}}{\partial \varphi_1^2} \cdot \omega_{10}^2 \quad (2.10)$$

Cele trei funcții de transmitere definite mai sus, permit studiul complet al influenței geometrice reale a danturii cilindrice 1 asupra cinematicii angrenajului, cu condiția cunoașterii funcției $\Delta F_{l1}(\varphi_1)$.

Fie $\Delta F_{l2}(\varphi_2)$, funcția care exprimă efectul cumulat al erorii danturii roții dințate cilindrice 2, definit în mod similar ca și ΔF_{l1} .

Funcțiile de transmitere reale ale angrenajului z_1, z_2 ținând seama de ΔF_{l2} , vor fi :

- funcția de transmitere de ordinul zero :

$$\varphi_2 = i_{21} \cdot \varphi_1 + \frac{\Delta F_{l2}(\varphi_2)}{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha} \quad (2.11.)$$

- funcția de transmitere de ordinul 1 :

$$\omega_{20} = \varphi_2 = i_{21} \cdot \omega_{10} + \frac{1}{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\partial \Delta F_{l2}}{\partial \varphi_2} \cdot \omega_{20} \quad (2.12.)$$

$$\omega_{20} = \frac{i_{21} \cdot \omega_{10}}{1 - \frac{1}{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\partial \Delta F_{l2}}{\partial \varphi_2}}$$

Cu relația (2.12.) raportul de transmitere real al angrenajului va fi :

$$i_{21}^{R_2} = \frac{i_{21}}{1 - \frac{1}{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\partial \Delta F_{l2}}{\partial \varphi_2}} \quad (2.13.)$$

- funcția de transmitere de ordinul 2 :

$$\dot{\varepsilon}_{20} = \omega_{20} = \frac{(1 - \frac{1}{m z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\partial \Delta F_{l2}}{\partial \varphi_2}) \cdot \varepsilon_{10} - (1 - \frac{1}{m z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\partial^2 \Delta F_{l2}}{\partial \varphi_2^2} \cdot \omega_{20})}{(1 - \frac{1}{m z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\partial \Delta F_{l2}}{\partial \varphi_2})^2} \cdot i_{21} \quad (2.14.)$$

$$\dot{\varepsilon}_{20} = \frac{(1 - \frac{1}{m z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\partial \Delta F_{l2}}{\partial \varphi_2}) \cdot \varepsilon_{10}}{(1 - \frac{1}{m z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\partial \Delta F_{l2}}{\partial \varphi_2})^2} - \frac{(1 - \frac{1}{m z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{i_{21}}{1 - \frac{1}{m z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\partial \Delta F_{l2}}{\partial \varphi_2}} \cdot \frac{\partial^2 \Delta F_{l2}}{\partial \varphi_2^2} \cdot \omega_{10})}{(1 - \frac{1}{m z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\partial \Delta F_{l2}}{\partial \varphi_2})^2}$$

Pentru a cerceta efectul geometriei reale a ambelor roți date asupra funcționării angrenajului se aplică principiul suprapunerii efectelor.

Raportul de transmitere al angrenajului cilindric cu profil evolventic ținând seama de geometria reală va fi :

$$i_{21}^R = i_{21} + (i_{21} - i_{21}^{r1}) + (i_{21} - i_{21}^{r2}) \quad (26.)$$

$$i_{21}^R = 3i_{21} - i_{21}^{r1} - i_{21}^{r2} \quad (27.)$$

unde $\begin{bmatrix} i_{21}^{r1} \\ i_{21}^{r2} \end{bmatrix}$ și $\begin{bmatrix} i_{21}^{r1} \\ i_{21}^{r2} \end{bmatrix}$ sînt date de relațiile 2.9. și 2.13.

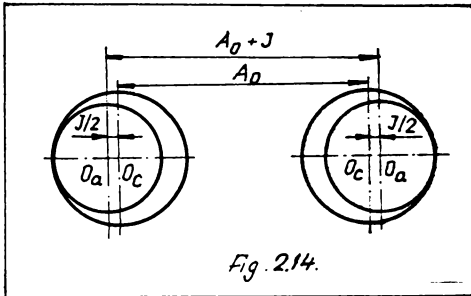
2.3.4. Particularitățile montajului microangrenajelor Fenomene de angrenare pe muchie

Montajul roților dințate care compun un angrenaj în general, și de mecanică fină în particular, se caracterizează prin : abaterile distanței între axe, prin jocurile din lagărele roților dințate și prin paralelismul axelor /74/.

Abaterile distanței între axe și jocurile din lagărele roților dințate, influențează pozițiile relative ale denturilor în angrenare. În cazul în care, în urma abaterilor menționate mai sus, distanța între axele reale ale denturilor este mai mică decît cea nominală, jocul de fund se micșorează putînd ajunge chiar la valoarea zero. În același timp, se micșorează și jocul de flanc, ajungîndu-se la un contact simultan dintre flancurile unui anumit dinte și flancurile golului dintre dinți, dinții denturii conjugate. În ambele cazuri poate avea loc înțepenirea angrenajului, avînd drept urmare deformația dinților și la limită, distrugerea acestora prin rupere. De aceea, la tolerarea distanței între axe și a jocurilor din lagăre, la angrenaje de mecanică fină, este necesar să se aleagă acele valori pentru care jocul de fund și jocul de flanc se mențin la valorile prevăzute în standards, în cazul cel mai defavorabil.

În cazul în care, datorită abaterii distanței între axe și a jocurilor din lagăre, distanța reală dintre axe este mai mare decît distanța nominală, are loc o creștere a jocului de fund și

jocului de flanc. În același timp, lungimea reală a segmentului de angrenare se micșorează și are loc o scădere a gradului de acoperire. În fig.2.14 se arată modul în care se micșorează segmentul de angrenare datorită creșterii distanței între axe, la un angrenaj cilindric cu dantură în evolventă.



În cazul în care abaterile distanței între axe și jocurile dintre lagăre au valori relativ mari, în funcționarea angrenajului de mecanică fină are loc fenomenul de angrenare pe muchie. Acest fenomen constă în realizarea contactului dintre danturile roților dințate în așa mod încât dreapta de intersecție dintre flancul dintelui și cilindrul de vîrf vine în

contact tot timpul angrenării sau într-o anumită perioadă a acesteia, cu flancul dintelui de la roata dințată conjugată. Este evident că în aceste condiții, nu este îndeplinită legea angrenării și ca urmare, raportul de transmitere al angrenajului este variabil în timpul angrenării unei perechi de dinți. Muchia (dreapta de intersecție dintre flanc și cilindrul de vîrf) urmează în mod intens flancul dintelui conjugat, datorită solicitărilor de contact de natură herziană foarte ridicate care iau naștere.

La angrenarea a două roți dințate cu dantură în evolventă, linia de angrenare a acestora este dreaptă, atît timp cît se poate garanta riguros geometria danturii roților, iar distanța dintre axele de montaj nu se abate peste o valoare limită în raport cu cea nominală.

Condițiile practice de funcționare a roților, transformă linia de angrenare în segmente de dreaptă și arce de cerc. Cauzele acestei funcționări cunoscută sub denumirea de angrenare pe muchie sînt : erorile de execuție ale distanței dintre axe și jocurile din lagărele mecanismelor cu roți dințate ; erorile de execuție ale danturii ; deformațiile dinților sub sarcină. Particularitățile de funcționare a angrenajelor, prin luarea în considerare a factorilor enunțați anterior, sînt prezentate în paragrafele următoare.

Cercetările efectuate în ultimii ani au arătat că funcționarea elementelor constructive de mecanică fină este mult influențată de cîmpurile de toleranță adoptate.

Toleranța dimensiunii nominale N este :

$$T = i \cdot a \quad (2.18)$$

unde i este unitatea de toleranță și se determină cu relația:

$$i = 0,45 \sqrt[3]{N + 0,001 N} \quad (2.19)$$

Pentru dimensiuni nominale relativ mici (< 50 mm), se constată că termenul $0,001 N$ se poate neglija.

Rezultă atunci că relația (2.19.) devine :

$$i \approx 0,45 \sqrt[3]{N} \quad (2.20)$$

Termenul (a) reprezintă exprimarea valorică a calității și depinde de clasa de precizie de execuție a dimensiunii nominale N fiind constantă pentru o anumită clasă de precizie.

În cazul roților dințate, dimensiunile nominale sînt direct proporționale cu modulul; toleranța relativă este influențată din acest motiv de valoarea acestuia și este cu atît mai mare cît modulul este mai mic.

Un rol important în funcționarea angrenajelor de mecanică fină îl au și erorile de execuție ale danturii. Angrenarea pe muchie este generată prin abaterea pasurilor de angrenare a flancurilor conjugate, de la mărimile lor nominale. Acest lucru se poate observa din figura 2.15., la angrenajele ideale, dinții A_1 și A_2

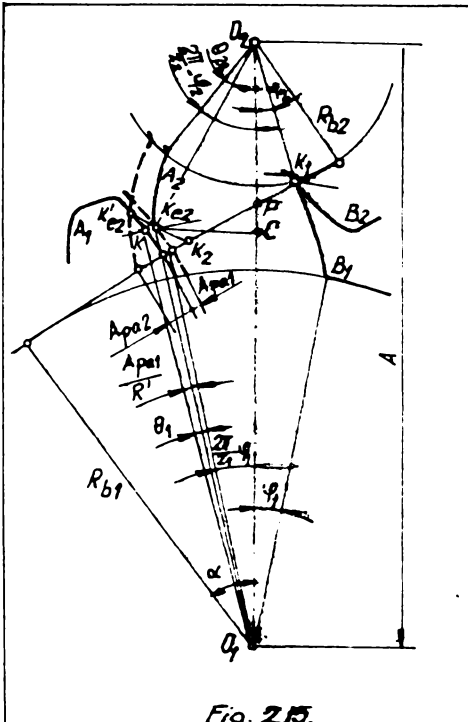


Fig. 2.15.

reprezențați o fracțiune înainte de angrenarea lor trebuind să vină în contact pe linia de angrenare în punctul K_2 . Dacă se consideră că datorită erorilor negative A_{pa1} a pasului de angrenare a roții 1, flancul acestui dinte, reprezentat punctat vine în contact cu cel al dintelui A_2 în punctul K_{e2} , apare angrenarea pe muchie. Contactul între cele două flancuri conjugate, se realizează în afara liniei de angrenare după arcul de cerc $K_{e2}K_2$. Domeniul angrenării pe muchie depinde de abaterile pasului de angrenare a celor două roți. Pentru abateri pozitive A_{pa2} a pasului de angrenare a roții 2, abaterii relativ A_{pa1} a roții 1 sau

corespunzător diferenței $\Delta p_a = p_{a1} - p_{a2} < 0$, contactul între cele două flancuri se realizează în punctul K_{a2} . Angrenarea pe muchie apare și în momentul ieșirii din angrenare a unei perechi de dinți (fig.2.16.) pentru erori pozitive A_{pa1} a pasului de angrenare a roții 1, erori negative A_{pa2} a pasului de angrenare a roții 2 sau diferența $\Delta p_a = p_{a1} - p_{a2} > 0$. În aceste cazuri (fig.2.16.), flancurile dinților B_1 și B_2 întârzie să vină în contact pînă în momentul în care (prin generarea angrenării pe muchie la ieșirea din angrenare a flancurilor dinților A_1 și A_2), jocul de flanc este anulat de deplasările cu viteze diferite a punctelor M_1 și M_2 pe linia de angrenare.

Rolul jucat de variația de pas, apreciat cantitativ, asupra funcționării pe muchie a angrenajelor, se poate urmări ușor pornind de la observația că :

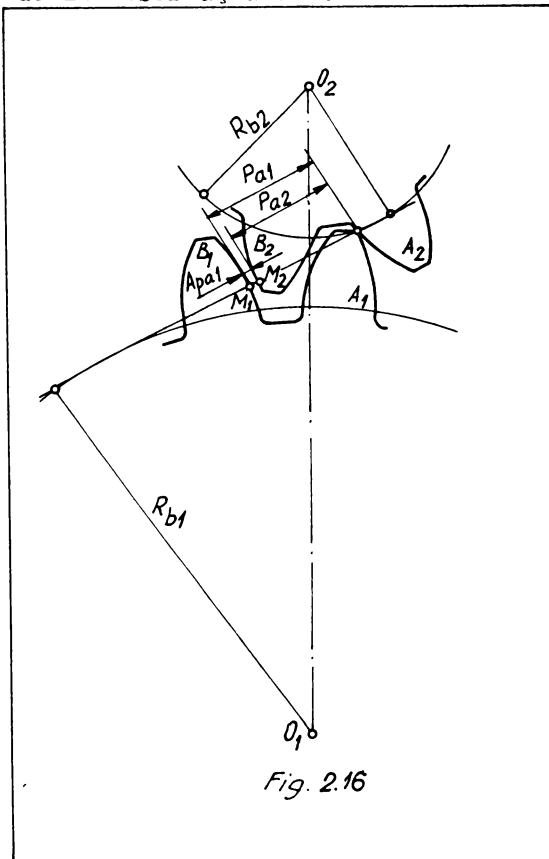


Fig. 2.16

$$p_a \simeq p_b = p \cos \alpha_o \quad (2.21.)$$

deci :

$$(p_a + A_{pa}) = (p + V_p) \cdot \cos \alpha_o \quad (2.22.)$$

unde : p_a este pasul de angrenare; p_b = pasul pe cercul de bază; p - pasul pe cercul de divizare; A_{pa} - abaterea pasului de angrenare corespunzător variației pasului de divizare cu V_p ; α_o unghiul profilului de referință.

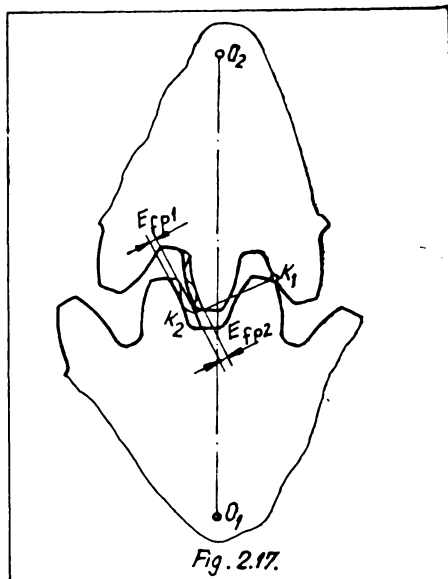
Trebuie ținut cont că erorile de execuție și toleranțele distanțelor dintre axe influențează simultan funcționarea angrenajelor. Se pot obține astfel domenii ale angrenării pe muchie sensibil mărite.

Abaterile de la evolventa ideală a flancurilor dinților (fig.2.17.), modifică forma li-

niilor de angrenare și odată cu aceasta valoarea constantă a raportului de transmitere instantaneu.

Se poate spune că angrenarea pe muchie apare pentru valori teoretice ale gradului de acoperire ϵ mai mari ca 1, atât timp cât la începutul și sfârșitul angrenării a doi dinți, locul geometric al punctelor de contact a acestora, se află în afara liniei de angrenare. Ea poate însă să apară și datorită faptului că valoarea gradului de acoperire ϵ , este mai mică decât 1.

Angrenarea pe muchie poate fi generată și prin deformația inegală a dinților sub sarcină. Este de așteptat ca în momentul ieșirii din angrenare a unei perechi de dinți, dintele roții conducătoare să se deformeze mai mult decât dintele roții conduse. Aceasta se explică prin faptul că sarcina se aplică la vârful dintelui roții



conducătoare și respectiv la piciorul dintelui roții conduse, deci deformarea (săgeata rezultată din încovoierea dintelui considerat încastrat în corpul roții) dintelui roții conducătoare este sensibilă mai mare. Se creează astfel inegalitatea pasurilor de angrenare a celor două roți, deci angrenarea pe muchie de forma celei prezentate (angrenarea pe muchie datorită erorilor de execuție ale danturii). Această angrenare este specifică însă roților dințate din mecanica generală, și în plus efectul ei poate fi sensibil micșorat prin procesul de flancare al danturii.

Posibilitatea deformării dinților sub sarcină, modifică de asemenea, valoarea reală a gradului de acoperire. În mod normal, prin angrenarea pe muchie, valoarea

gradului de acoperire real este întotdeauna egală cu 1, indiferent de valoarea teoretică a acesteia. Se explică existența unei singure perechi de dinți în angrenare prin inegalitatea vitezelor normale a punctelor de contact a celor două perechi de flancuri conjugate, la funcționarea pe muchie a roților dințate. Deci, în mod normal, contact va realiza numai perechea de dinți ce imprimă roții conduse viteza unghiulară maximă. Prin deformarea dinților sub sarcină, continuă să existe un interval de timp mai mare sau mai mic, două perechi de dinți în contact. Respectiv, deși există inegalitatea vitezelor

normale a punctelor de contact, prin revenirea elastică a flancurilor deformate sub sarcină, (pe perioada de revenire elastică) se poate garanta angrenarea a două perechi de dinți. Rezultă atunci, că la roțile dințate de putere pot exista valori reale ale gradului de acoperire ε mai mari ca 1.

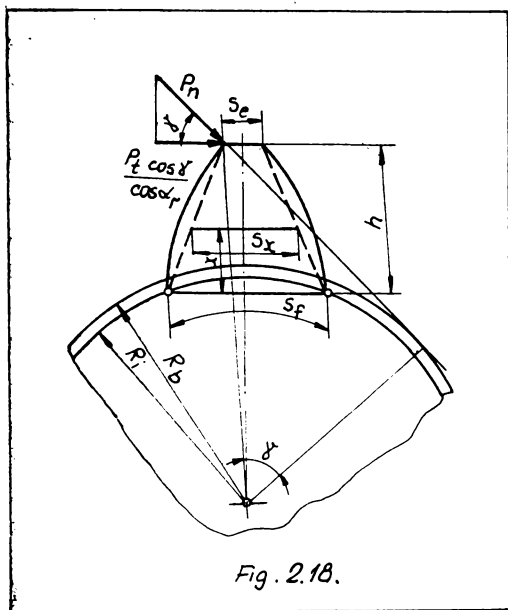


Fig. 2.18.

Pentru a putea urmări influența deformațiilor dinților și la roțile dințate din mecanica fină, este determinată în cele ce urmează variația acestui parametru în condițiile de funcționare specifice mecanicii fine. Se neglijează astfel deplasarea rezultată din aplatizarea suprafețelor de contact și deformația produsă de forțele tăietoare. Pentru valori ale lui $\varepsilon = 1,0$ și considerând dintele ca o grindă încastrată pe cercul de fund, iar flancurile dinților ca două drepte (fig.2.18.) conform legilor din rezistența materialelor, ecuația liniei elastice este :

$$\frac{d^2y}{dx^2} = - \frac{M_{ix}}{EI_x} \quad (2.23.)$$

unde :

$$I_x = \frac{1}{12} \left(S_f - x \cdot \frac{S_f - S_e}{h} \right)^3 \quad (2.24.)$$

În aceste relații : l - reprezintă lungimea dintelui;
 M_{ix} - momentul încovoietor în punctul considerat; E - modulul de elasticitate.

Desfășurând calculul analog cu cel existent la roțile din mecanica generală, relația (2.24.) devine de forma :

$$\frac{d^2y}{dx^2} = - P_t \frac{\cos \delta}{\cos \alpha_r} (h - x) \frac{1}{E \frac{1}{12} \left(S_f - x \cdot \frac{S_f - S_e}{h} \right)^3} \quad (2.25.)$$

Punînd condițiile la limită pentru $x=0$ și $y=0$ și rezolvînd ecuația diferențială dată de relație, rezultă :

$$y = \frac{6P_t \cos \delta}{1E \cos \alpha_r} \cdot \frac{h}{S_f - S_e} \frac{h^3}{(S_f - S_e) [S_f \cdot h - (S_f - S_e)] x} + \frac{2h^2}{(S_f - S_e)^2} \cdot \ln S_f -$$

$$- \frac{2h^2}{(S_f - S_e)} \cdot \ln \left(S_f - \frac{S_f - S_e}{h} x \right) - \frac{x}{S_f} \left(\frac{h}{S_f} + \frac{h}{S_f - S_e} \cdot \frac{hx}{S_f - S_e} \right).$$

$$\cdot \frac{h}{hS_f - (S_f - S_e)x} - \frac{h^2}{(S_f - S_e)S_f} \quad (2.26.)$$

Dacă se consideră diferite valori ale modului de elasticita și se determină parametrul :

$$P_t = \frac{P_t \cos \delta}{\cos \alpha_r}$$

astfel încît $f_i = 1 \mu\text{m}$ (f_i reprezintă y_{max} corespunzător valorii $x=h$) la un număr de dinți $z=60$; $\alpha_r = 20$; $f_0 = 1,1$ și $c=0,3$ m (jocul de fund), rezultă variația parametrului $P_t = f(E)$.

Din diagrame se determină variația parametrului adimensional $\frac{f_i}{m} = f(m)$, pentru diferite valori ale parametrului E . Pentru roțile dințate executate din oțel și alamă, deformarea dinților este total neglijabilă. La roțile dințate executate din materiale plastic influența deformării dinților sub sarcină poate fi neglijată la forțe tangențiale mici, deci pentru roțile dințate de rulare, reglaj și măsură. Rezultă deci că revenirea elastică a dinților are o durată atât de scurtă în comparație cu durata angrenării pe muchie încît valoarea reală a lui ξ este foarte apropiată de 1,0.

Se poate spune în concluzie, că în mecanica fină inegalitatea pașilor de angrenare se poate considera datorată numai erorilor de execuție. Exceptînd angrenajele de putere din acest domeniu, influența deformării dinților se poate neglija în studiul angrenării pe muchie a acestor roți.

2.4. Inercarea microangrenajelor cilindrice din materiale plastice

2.4.1. Considerații generale

Normele de control românești sau străine (STAS 6273-81, ISO 1328 NF-E 23-006 ș.a.) prevăd aproape fără deosebiri, pentru verificarea roților dințate și angrenajelor, ținând seama de cele trei criterii de precizie : cinematică, funcționare lină și contact dintre dinți, o serie de indici determinați prin erorile valorilor efective față de cele teoretice, dintre care numai următorii se referă la angrenaje (ceilalți pentru roțile dințate au fost discutați); eroarea cinematică (F'_{ir}), eroarea de rulare (F_{cr}) distanța nominală de măsurat dintre axe (a), eroarea ciclică (f_{zkr}), pata de contact (P_c), erorile de la paralelismul axelor (f_{xr} , f_{yr}), jocul dintre flancuri (j_n) și abaterea distanței dintre axe (f_{ar}). /52, 50/.

Dintre acestea, o serie de indici sînt determinați prin angrenarea roților dințate cu roata etalon (eroarea cinematică F_{ir} , eroarea de rulare F_{cr} , eroarea ciclice f_{zkr}), celelalte fiind stabilite direct asupra angrenajului real.

Se prezintă în cele ce urmează, succint, fiecare dintre indicii menționați mai sus :

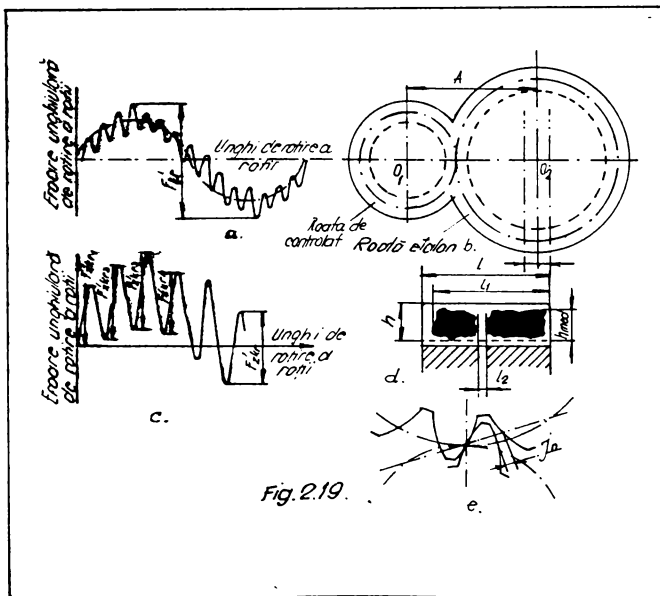


Fig. 2.19.

a) Eroarea cinematică (F_{ir}) reprezintă variația maximă a unghiului de rotație, pentru o rotație completă, la angrenarea pe un singur flanc cu roată etalon, pentru distanța dintre axe la valoarea nominală (fig. 2.19, a). Este considerată cea mai rapidă, economică și obiectivă verificare, și mai mult, pe diagrama înregistrată se mai pot evidenția bătaia radială a roții (F_{rr}) și eroarea ciclică (f_{zkr}).

b) Eroarea de rulare (F_{cr}), care este numită uneori eronat "de rostogolire", constituie o parte componentă a erorii cinematice F_{ir} . Ea se determină prin eliminarea bătăii radiale (F_{rr}) din eroarea cinematică (F_r).

c) Distanța nominală dintre axe ("A") reprezintă distanța dintre axele roții de măsurat și a roții etalon, la angrenarea fără joc, și se determină prin diferența dintre valoarea maximă și minimă a acestei distanțe, la o rotire completă a roții de verificat (fig.2.19,b).

d) Eroarea ciclică (F_{zkr}) este o componentă a erorii cinematice (F_{ir}) și se stabilește ca o valoare medie a amplitudinilor oscilațiilor (f_{ir}) pentru o rotație completă a roții de verificat în angrenarea pe un flanc cu roata etalon (fig.2.19.c.)

e) Pata de contact (P_c) sau suprafața de contact, reprezintă suprafața de contact efectiv a flancului dintelui pe care se află urmele de contact cu flancurile dinților roții conjugate, în condițiile de funcționare (fig.2.19,d). Dimensiunile petei de contact se stabilesc în procente pe înălțimea și lungimea dintelui.

f) Erorile de la paralelismul axelor (f_{xr} , f_{yr}), măsurate prin proiecțiile axelor de rotație ale roților angrenate, pe două plane perpendiculare.

g) Jocul dintre flancuri (j_n) reprezintă jocul dintre dinții roților conjugate în angrenare, care asigură o rotire liberă a uneia din roți, când roata conjugată este fixă (fig.2.19,e)

h) Abaterrea distanței dintre axe (f_{ar}) se referă la diferența dintre valoarea efectivă și nominală a distanței dintre axele roților în angrenare reală.

În standardul internațional ISO 1323-1975, eroarea cinematică este denumită - eroare compusă (F_i) și așa cum s-a arătat, ea este rezultanta bătăii radiale și a erorii ciclice, iar eroarea ciclică este denumită salt (f'_i).

După mărimea erorilor și abaterilor elementelor măsurabile, normele de control împart roțile dințate și angrenajele în 12 clase de precizie (STAS 6278-81 pentru angrenajele cilindrice, STAS 6460-81 pentru angrenaje conice, ISO 1328, DIN 3961, GOST 1643-1956, NF E 23-006 ș.a.).

Cele 12 clase de precizie se găsesc în ordine descrescătoare a preciziei și sînt determinate de următoarele criterii de precizie :

a) Criteriul de precizie cinematică care impune eroarea maximă totală a unghiului de rotație pentru o rotație completă a roții de verificat, precum și elementele danturii ale căror erori o determină pe aceasta ;

b) Criteriul de funcționare lină care stabilește valorile componentelor erorii totale a unghiului de rotație, repetabile în timpul unei rotații, precum și elementele danturii ale căror erori determină aceste componente ciclice ;

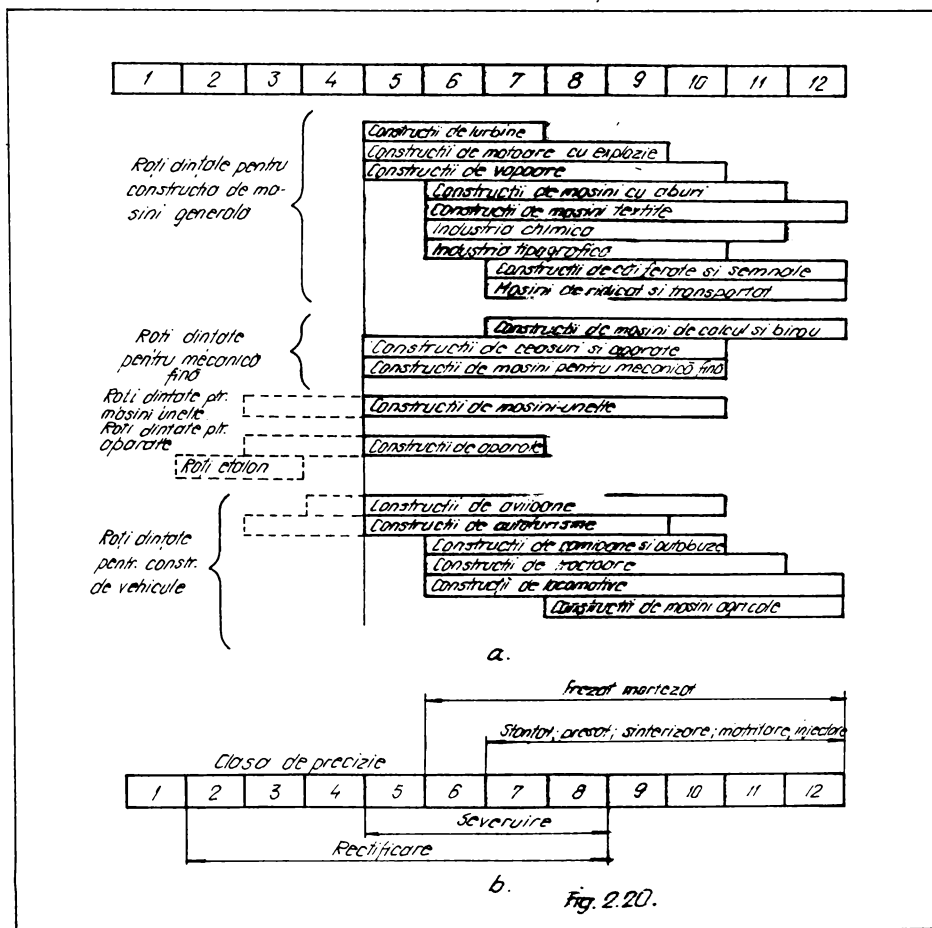


Fig. 2.20.

c) Criteriul de contact al dinților care impune precizia de execuție a flancurilor dinților prin valoarea minimă a suprafeței de contact raportată la suprafața flancului, precum și elementele danturii ale căror erori determină mărirea petei de contact.

Diagrama din figura 2.20.a, prezintă unele indicații privind dependența dintre clasele de precizie și locul de utilizare al roților dințate. Referitor la modul de realizare a roților dințate dintr-o anumită clasă de precizie, se poate consulta diagrama din figura 2.20.b . .

Pentru fiecare criteriu de precizie, normele de control prevăd erorile și abaterile admisibile ale elementelor măsurabile. Criteriile de precizie sînt caracterizate printr-un indice de precizie de bază sau printr-un complex de indici de precizie, între cele două categorii existînd o relație de echivalență.

Corespunzător celor trei criterii de precizie, indicii de precizie de bază sînt :

- eroarea cinematică ($F_{ir}^!$), pentru criteriul de precizie cinematică ;
- eroarea ciclică (f_{zkr}), pentru criteriul de funcționare lină;
- pata de contact (P_c) pentru criteriul de contact dintre dinți.

Modul de organizare și folosire a sistemului de toleranțe, pentru angrenajele cilindrice, precum și gruparea indicilor de bază și a complexelor de indici pentru fiecare criteriu de precizie (conform STAS 6273-81) este schematic prezentat în figura 2.21 (indicii încadrați corespund indicilor de bază).

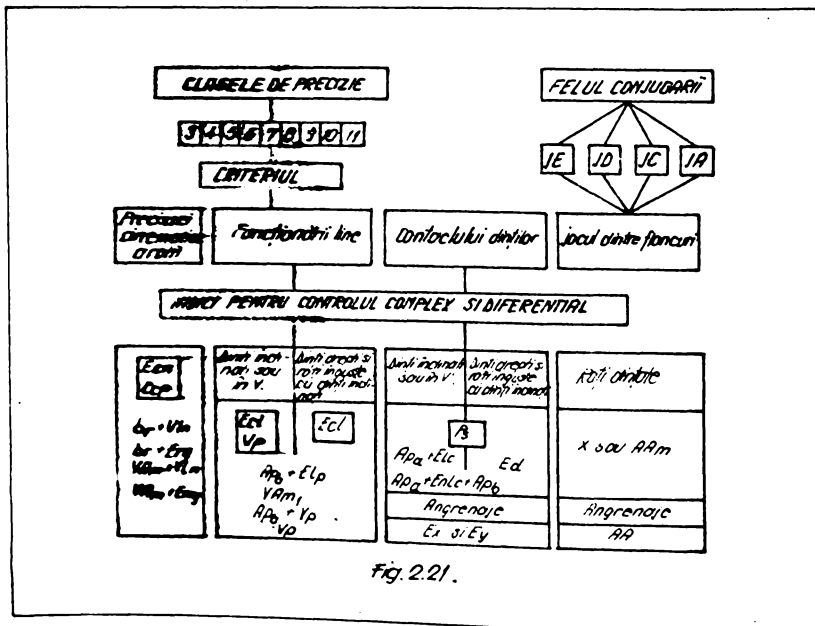


Fig. 2.21.

2.4.2. Măsurarea parametrilor geometrici

Dat fiind multitudinea parametrilor geometrici măsurabili ai roților dințate, în cele ce urmează va fi prezentată succint, măsurarea acelor parametri care vor fi urmăriți și în cadrul prezentei lucrări.

2.4.2.1. Controlul lungimii (cotei) peste dinți

Lungimea (cota) peste dinți W reprezintă distanța dintre două plane paralele tangente la flancurile neomologe aparținând la doi dinți diferiți. Se mai numește și lungimea normalei comune, iar în cazul roților dințate cu profil evolventic, aceasta este tangentă la cercul de bază (fig.2.22).

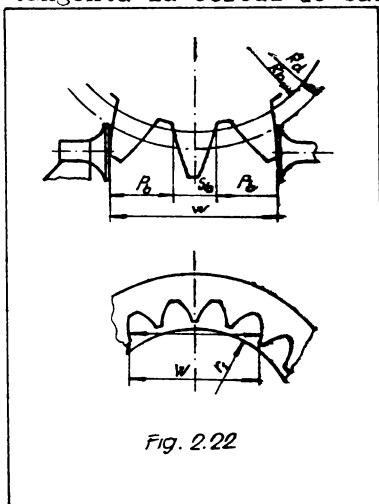


Fig. 2.22

Așa cum se remarcă din figură, normala comună W , măsurată peste cei n dinți, este formată din $(n - 1)$ pași de bază și dintr-o grosime de dinte pe cercul de bază. Din acest motiv, controlul normalei comune W și al abaterii ei E_{wr} poate da indicații, atât asupra calității pasului de bază cât și asupra abaterilor grosimii dinților. De asemenea, controlul acestui parametru și al abaterii lui poate fi considerat ca făcând parte din categoria verificărilor complexe ale roții dințate, valoarea măsurării fiind influențată de erorile grosimii dintelui, de variația pașilor și de erorile de profil. Toate acestea fac ca verificarea normalei comune să constituie una din cele mai utilizate metode de control ale unei roți dințate cilindrice cu dantură dreaptă sau înclinată, corijată sau necorijată, exterioară sau interioară.

Controlul normalei comune îmbracă două aspecte : primul se referă la stabilirea variației acestei cote, iar al doilea se referă la stabilirea abaterilor de la valoarea nominală.

Variația lungimii (cotei) peste dinți, ca diferență între valoarea maximă și minimă a acesteia (conform STAS 6273-81), dă indicații asupra erorii cinematice F_{ir} ; în cazul în care nu se are la dispoziție aparatura de control pe un flanc (foarte scumpă),

variația normalei comune F_{wr} , împreună cu bătaia radială F_{rr} , formează un complex de indici ce caracterizează criteriul de precizie cinematică a roții dințate.

Pentru controlul cotei peste dinți trebuie să se cunoască două elemente : cota de măsurat W și numărul de dinți n peste care se face măsurătoarea.

În cele ce urmează - pe scurt - și fără a intra în amănuntele calculului de determinare, vor fi prezentate expresiile folosite pentru cele două mărimi :

Numărul de dinți n se calculează cu relația :

$$n = z \cdot \frac{\alpha_0}{\pi} + 0,5 \quad (2.27.)$$

fiind corespunzător unui unghi $2\alpha_0$ peste care se face măsurătoarea.

Cota peste dinți pentru dantura dreaptă corijată

($m_n = m$; $\alpha_{on} = \alpha_{of}$; $\xi_n = \xi$) se calculează cu relația :

$$W = m \cdot \cos \alpha_0 \cdot \left[(n-0,5)\pi + z \cdot \text{ev} \alpha_0 \right] \pm 2m \xi \sin \alpha_0; \quad (2.28.)$$

Pentru dantura dreaptă necorijată ($\xi = 0$), relația 2.28. devine :

$$W = m \cdot \cos \alpha_0 \cdot \left[(n-0,5)\pi + z \cdot \text{ev} \alpha_0 \right] \quad (2.29.)$$

În cazul general, cota peste dinți se poate calcula cu relația

$$W = m \cdot \left[(n-1)\pi \cos \alpha_0 + \cos \alpha_0 \left(\frac{\pi}{2} + z \cdot \cos \alpha_0 \cdot \text{ev} \alpha_0 \right) \right] \pm 2 \xi m \cdot \sin \alpha_0 \quad (2.30)$$

Din relația de mai sus, se poate calcula grosimea dintelui S_d

$$S_d = m \cdot \left[\frac{W}{m \cdot \cos \alpha_0} - z \cdot \text{ev} \alpha_0 - (n-1)\pi \right] \quad (2.31.)$$

2.4.2.2. Controlul profilului dintelui

Cu foarte mici excepții, dinții roților dințate folosesc în industria constructoare de mașini (și chiar în alte domenii) au lărgimea funcțională formată dintr-un arc de evolventă, curbă ce se evaluează prin câteva avantaje (de natură funcțională sau tehnologică) în comparație cu alte linii de profil. Orice abatere a flancului dintelui

de la această linie teoretică influențează asupra calității în exploatare a angrenajului din care roata dințată face parte, influență ce se face remarcată prin neuniformitate în angrenare, reducerea portanței, uzură rapidă, zgomot ș.a., motive care au făcut ca profilul dintelui să constituie unul din elementele controlabile ale roților dințate, control ce se finalizează prin stabilirea erorii de profil.

Prin definiție (conform STAS 6273-81), eroarea de profil f_{pr} reprezintă distanța dintre două profile evolventice teoretice a dintelui care conturează profilul efectiv, în limitele înălțimii utilizabile a dintelui. Se mai numește și eroare de formă (abaterea profilului) a dinților și este măsurată pe normala la cele două evolvente extreme. Aceeași normă stabilește că eroarea de profil face parte dintre indicii de precizie care caracterizează criteriul de precizie cinematică.

Eroarea de profil este efectul a mai multe cauze : legate de scula așchietoare (erorile de profil proprii determinate de execuție, ascuțire sau montaj), legate de mașina de danturat (erori cinematice sau dinamice ale lanțului cinematic de rulare), legate de tehnologia de execuție (avansuri mari, regim de așchiere generator de vibrații) a matriței, cât și de realizarea propriu-zisă a roții (presare sau injectare).

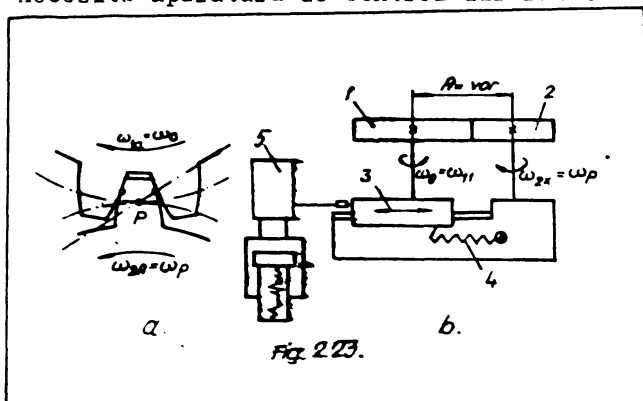
Metoda de control a profilului cu ajutorul modelelor /57/ este folosită în două variante, determinate de mărimea modulului și a dimensiunilor constructive a roții dințate, precum și de calitatea danturii roții :

- folosirea unor șabloane, pentru cazul verificării profilului, la roțile dințate mai mari și de precizie mai scăzută și
- folosirea proiecteurului optic, pentru cazul danturilor de modul mic și de precizie ridicată.

Pentru cazul danturilor de modul mic, cu ajutorul calculatorului electronic, se calculează și se construiește conturul teoretic al roții dințate pentru 3-4 dinți la o scară convenabil mărită, care să coincidă cu mărirea proiecteurului optic. Suprapunând imaginea roții dințate cu profilul teoretic, se pot determina abaterile formei profilului dintelui.

2.4.3. Măsurarea preciziei microangrenajelor

Așa cum rezultă din STAS 6273-81 și din alte norme internaționale (ISO 1328; NF E 23-006, DIN 3960, GOST 1643 ș.a.) o serie de erori ale roților dințate sînt determinate prin angrenarea roții - piesă cu o roată etalon. Angrenarea cu roata etalon se poate face în două moduri : angrenarea pe ambele flancuri și angrenarea pe un singur flanc, metode total distincte și care necesită aparatură de control diferită.



Principial, metoda de măsurare pe ambele flancuri este prezentată în fig.2.23,a, iar schema aparatului este prezentată în fig.2.23.b. Roata etalon 1 angrenează fără joc cu roata de măsurat 2, contactul permanent al celor două roți fiind menținut permanent cu ajutorul

resortului 4. Datorită erorilor roții de măsurat, în timpul angrenării, distanța dintre axe variază continuu, variație sesizată și înregistrată de aparatura specializată 5.

Controlul cu ajutorul roții etalon la angrenarea pe ambele flancuri este considerat un control complex; în normele de control ale roților dințate se consideră că prin acest control se stabilește o eroare compusă, ca rezultată a erorilor individuale ale roților dințate în angrenare, considerîndu-se că măsurarea erorilor individuale nu permite o diagnosticare completă a comportării în funcționare a roții dințate și a îndepărtării cauzelor înc. din fabricația roții (motiv pentru care în ISO 1328, DIN 3967, NF E 23-006 o denumesc eroare compusă totală F_1'' , cînd se referă la o rotație completă a roții de măsurat, și eroare compusă individuală f_1'' , cînd se referă la rotirea cu un pas unghiular, iar în GOST 1643 acestea sînt notate cu $\Delta \partial_a$ respectiv Δ_{ya}).

Datorită simplității aparatului de control, a concluziilor importante și riguros științifice ce pot fi trase privind

excentricitatea roții dințate controlate, a variației distanței dintre axe și a stabilirii erorii ciclice, metoda de control pe ambele flancuri are o răspîndire largă printre metodele de apreciere a preciziei microangrenajelor.

2.4.4. Aprecierea durabilității microangrenajelor

Înțelegem prin durabilitatea unui angrenaj, timpul de funcționare al angrenajului în cauză, pînă la ieșirea lui din uz. Durabilitatea angrenajului este dependentă de sarcina la care este supus (puterea transmisă, precum și condițiile în care se transmite această putere), materialele din care sînt confecționate organele de mașini componente ale angrenajului, dimensiunile și forma geometrică a acestora și anumite elemente ale condițiilor de exploatare (lubrificație, mediu ambiant etc.).

La aprecierea durabilității unui angrenaj o importanță majoră au cauzele ieșirii din uz ale angrenajelor. Aceste cauze, deși multiple, se referă mai toate la "veriga" cea mai slabă, cea mai solicitată a lanțului cinematic aferent angrenajului și anume la zonele de contact ale cuplei superioare, deci ale flancurilor dinților.

Contactul dintre aceste flancuri este un contact cvasi herzian, solicitările de contact ajungînd uneori în domeniul elasto-plastic sau chiar plastic al materialului. Complexitatea fenomenului de contact este amplificată uneori și datorită existenței în angrenaj a lubrifiantului care se interpune între flancuri.

Ieșirea din uz a zonelor de contact ale cuplei cinematice, se datoresc fenomenului de uzură care are drept efect, modificarea geometrică a suprafețelor de contact și schimbarea calităților de rezistență ale stratului superficial al materialului din care sînt confecționate roțile dințate.

Se înțelege prin uzură, fenomenul de îndepărtare a unor particule din materialul flancului dintelui, ca urmare a contactului forțat și a mișcării relative dintre zonele de contact. Uzura, se clasifică după fenomenele fizico-chimice care au loc în cupla cinematică.

În ceea ce privește gradul de uzură limită admis, literatura de specialitate /66/ recomandă $100 \mu\text{m}$ pe flanc sau $0,2 m(m - \text{reprezintă modulul roții dințate})$ pentru roți dințate din

materiale plastice avînd modulul $m < 1$ mm.

O altă cauză importantă de ieşire din uz este ruperea dintelui. Dintele poate fi considerat ca şi o grindă încastrată în corpul roţii dinţate supusă încovoierii la depăşirea solicitărilor admisibile în secţiunea critică. Fisurile specifice fenomenului de oboseală se dezvoltă cu o viteză mare transformîndu-se în ruptură, caracterizată prin separarea dintelui de corpul roţii. Intre cele două moduri de ieşire din uz există o legătură evidentă dat fiind faptul că procesul de uzură modifică geometria flancului dintelui, aceasta conducînd la solicitări dinamice suplimentare, care la rîndul lor pot provoca ruperea.

Încercarea la oboseală a roţilor dinţate se poate face utilizînd pentru încercare o sarcină constantă, sarcini variabile în trepte sau sarcini continuu variabile /57, 74/. Metoda de încercare la oboseală cu sarcini constante necesită un timp îndelungat pentru testare cît şi un număr mare de epruvete de încercare. Pentru reducerea timpului de încercare şi a numărului de epruvete, unele din metodele specifice încercării materialelor s-au extins şi la încercarea angrenajelor inclusiv a acelor confecţionate din materiale plastice.

Astfel, s-a preconizat utilizarea metodei sarcinii progresive, la încercarea angrenajelor.

Această metodă permite o modelare fidelă a funcţionării reale a angrenajelor (sarcini ciclice cu amplitudini variabile). Sub aspect ştiinţific, metoda sarcinii progresive permite:

- stabilirea influenţei diferiţilor factori asupra rezistenţei la oboseală ;
- determinarea valorilor rezistenţei limită la oboseală ;
- încercări la durabilitate limitată.

După unii autori (Oding L.A. şi Weibull W.), dependenţa $\sigma = \sigma(N)$ este de forma :

$$\sigma^m \cdot N = k = \text{const} \quad (2.32.)$$

unde m şi k sînt constante pentru anumite materiale sau tipuri de organe de maşini.

În coordonate semilogaritmice reprezentarea ia forma din figura 2.24.

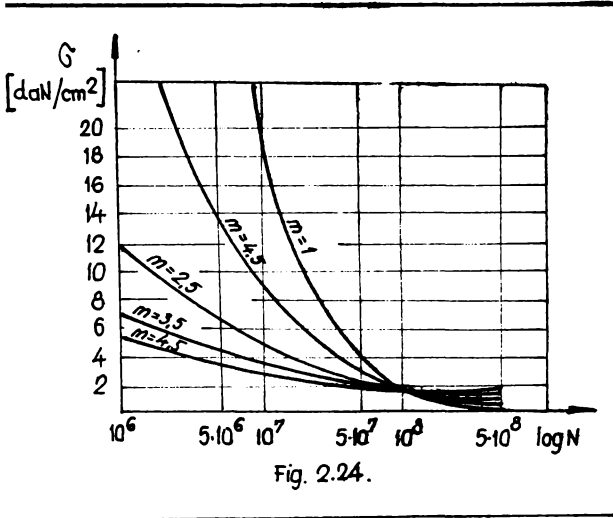


Fig. 2.24.

Solicitarea la un moment dat depinde de :

- tensiunea inițială ;
- numărul de cicluri efectuate ;
- viteza de creștere a sarcinii .

După un număr n de cicluri, sarcina F va fi (fig.2.25) :

$$F = F_0 + \mu n \quad (2.33.)$$

unde F_0 este sarcina inițială.

μ - viteza de creștere a sarcinii.

Considerînd că $F_0=0$ și că ten-

sionea încovoietoare crește proporțional cu sarcina, rezultă :

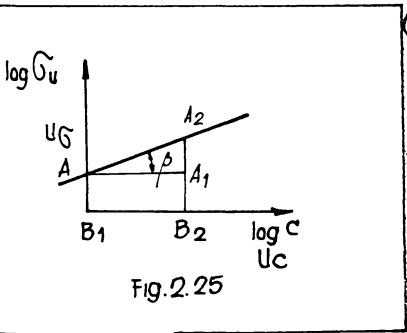


Fig. 2.25

$$\sigma_i = C_0 F = C_1 (F_0 + \mu n) = C_0 \mu n = C_1 n \quad (2.34.)$$

unde C_1 - este viteza de creștere a tensiunii.

În cazul solicitării de contact a roților dințate, tensiunea σ_k are expresia :

$$\sigma_k = 0,419 \sqrt{\frac{F \cdot E_{red}}{B \cdot \rho_{red}}} = C'_0 \sqrt{F} = C_0 \cdot \sqrt{F_0 + \mu n} \quad (2.35.)$$

Pentru $F_0=0$, tensiunea de contact relația 2.35 devine :

$$\sigma_k = C'_0 \cdot \mu n = C_k \cdot \sqrt{n} \quad \text{pentru } \mu = \text{const} \quad (2.36.)$$

Pentru contactul inițial punctiform, valoarea presiunii de contact se calculează conform relației :

$$\sigma_k = 0,388 \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot E^2}{\rho}} = C'_0 \cdot \sqrt[3]{F_0 + \mu n} \quad (2.37.)$$

Pentru $F_0 = 0$, rezultă :

$$\sigma_k = C_r \sqrt[3]{n} \quad (2.38.)$$

Se observă că expresia generală a tensiunii este :

$$\sigma = C n^P \quad (2.39.)$$

Aplicând teoria lui Miner, se poate scrie :

$$\int_a^{\sigma_u} \frac{dn}{N} = 1 \quad (2.40)$$

Ținând seama că $\tilde{\sigma}^m \cdot N = K = \text{const}$, rezultă :

$$N = \frac{k}{\tilde{\sigma}^m} \quad (2.41.)$$

Cu această, relația (2.40) devine :

$$\int_a^{\sigma_u} \frac{dn}{\frac{k}{\tilde{\sigma}^m}} = \frac{1}{k} \int_0^{\sigma_u} \tilde{\sigma}^m \, d\tilde{\sigma} \quad (2.42.)$$

Din relația (2.39.) rezultă :

$$n = \left[\frac{\tilde{\sigma}}{c} \right]^{1/p} \quad (2.43.)$$

de unde :

$$dn = \frac{1}{p c^{1/p}} \cdot \tilde{\sigma} \cdot \frac{1-p}{p} \, d\tilde{\sigma} \quad (2.44.)$$

Cu acestea, relația lui Miner se mai poate scrie :

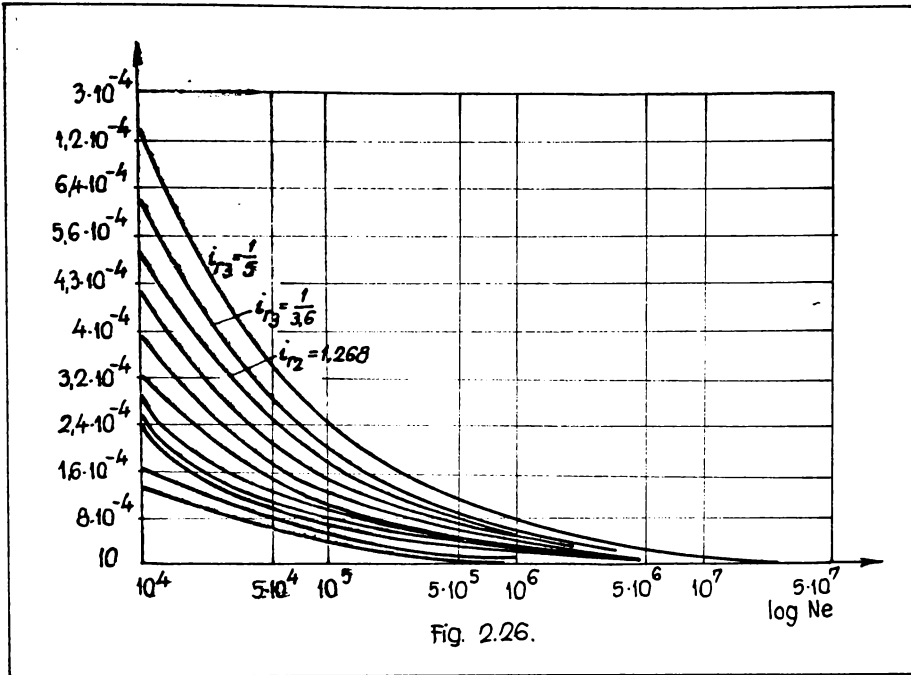
$$\frac{1}{k} \int_0^{\sigma_u} \tilde{\sigma}^m \cdot \left[\frac{1}{p c} \cdot \tilde{\sigma} \frac{1-p}{p} \right] \cdot d\tilde{\sigma} = \frac{1}{k p c^{1/p}} \cdot \frac{\tilde{\sigma}_u \frac{mp+1}{p}}{\frac{mp+1}{p}} = 1$$

De unde se poate deduce :

$$\tilde{\sigma}_u \frac{mp+1}{p} = (mp+1) \, k c^{1/p} \quad (2.45.)$$

$\tilde{\sigma}_u$, în relațiile de mai sus, reprezintă solicitarea care are ca efect scoaterea din uz a organului de mașină încercat.

Relația (2.45.) se poate logaritma și reprezenta grafic într-un sistem de axe anizograde (fig.2.26.).



$$\log \sigma_u = \frac{1}{pm+1} \log C + \frac{p}{pm+1} \cdot \log K (pm+1) \quad (2.46.)$$

Dreapta $\sigma_u = \sigma_u (C)$ se poate ridica experimental ceea ce permite determinarea pantei și a exponentului m :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\mu_c}{\mu_{\sigma}} \cdot \frac{1}{mp+1} \quad (2.47.)$$

respectiv :

$$m = \frac{\frac{\mu_c}{\mu_{\sigma}} \operatorname{ctg} \beta - 1}{p} \quad (2.48.)$$

unde $\mu_c = \frac{\log C_2}{B_1 B_2}$ și reprezintă scara absciselor, iar :

$$\mu_{\sigma} = \frac{\log \sigma_u}{B_1 \cdot \Delta} \quad \text{și reprezintă scara ordonatelor.}$$

Cu valorile cunoscute pentru σ_u , C și m se poate stabili

parametrul K :

$$K = \frac{\frac{pm+1}{p} \sigma_u}{(mp+1) C^{1/p}} \quad (2.49.)$$

./.

ceea ce permite trasarea diagramei :

$$\sigma^m \cdot N = k$$

Viteza de creștere a tensiunii este :

$$\mu_k = \frac{d\sigma}{dn} = pCn^{p-1} \quad (2.50)$$

Pentru $p = \frac{1}{2}$ relația 2.50 devine :

$$\mu_k = \frac{1}{2} C n^{-\frac{1}{2}} = \frac{C}{2\sqrt{n}} \quad (2.51)$$

Se observă că viteza de creștere a tensiunii de contact descrește hiperbolic cu numărul de cicluri, ceea ce ar conduce la măttoarele avantaje :

- se obțin viteze mai mari de creștere a sarcinii la în-
- evitându-se astfel rularea îndelungată la tensiuni mici ;
- există posibilitatea alegerii convenabile a unei viteze medii, astfel încât să nu se depășească limita de curgere din timpul încercării.

3. MICROANGRENAJE CILINDRICE REALIZATE DIN MATERIALE PLASTICE

Considerații privind stadiul actual al cercetărilor Obiective urmărite în cadrul lucrării

Din literatura de specialitate analizată, rezultă faptul că unele aspecte privind microangrenajele în general și în mod particular microangrenajele cilindrice realizate din materiale plastice nu sînt cunoscute în toată problematica lor și în special, în ceea ce privește corelația dintre caracteristicile geometrice ale acestora, timp și funcționalitate.

Astfel, se poate aprecia că informațiile nu sînt suficiente de complete în ceea ce privește precizia microangrenajelor,

lipsească normele și standardele prin care se reglementează construcția acestora în țară. Cele de mai sus, sînt legate de faptul că nu au fost precizate încă în suficientă măsură metodele de măsurare ale dimensiunilor principale ale roților dințate componente ale microangrenajelor și în mod deosebit, nu s-au pus la punct în suficientă măsură, metodici de măsurare a parametrilor principali ai danturii roților dințate din componența microangrenajelor.

Datorită limitelor fizice ale proceselor tehnologice (de exemplu : în ceea ce privește reglajele utilajelor cu ajutorul cărora se realizează dantura), erorile danturii roții dințate dintr-un microangrenaj pot avea, în raport cu dimensiunile nominale, o pondere procentuală considerabil mai mare decît în cazul unor angrenaje cu module mijlocii sau mari. Se impune în consecință, în mod firesc necesitatea găsirii corelațiilor adecvate între diferitele categorii de erori ale roților dințate, respectiv ale danturii roților dințate din componența microangrenajelor.

În altă ordine de idei, se apreciază că literatura de specialitate nu conține date suficiente cu privire la precizia și erorile admisibile ale roților dințate, inclusiv ale danturii acestora, executate din materiale plastice. Ținînd seama de modificările în timp ale geometriei danturilor realizate din materiale plastice, nu este suficientă cunoașterea erorilor numai în momentul încheierii procesului tehnologic de fabricație a roții dințate, ci se impune cunoașterea evoluției în timp a acestora. De aceea, informațiile din literatura de specialitate cu privire la metodologia de încercare a roților dințate realizate din materiale plastice, inclusiv particularitățile instalațiilor de încercare și regimurile de încercare utilizate, se pot aprecia ca sporadice.

Un alt aspect insuficient de elucidat în literatura de specialitate, este influența erorilor specifice roților dințate și danturilor acestora, asupra funcționării angrenajelor în care aceste roți dințate vor fi înglobate.

S-au arătat mai sus unele lacune constatate, după parcurgerea informațiilor culese din literatura de specialitate consultată, cu privire la precizia și încercarea microangrenajelor și în special precizia și încercarea microangrenajelor realizate din materiale plastice.

Microangrenajele din materiale plastice sînt utilizate în construcția de mașini, îndeosebi în mecanisme cu rol cinematic. Din acest motiv, interesează în mod deosebit influența pe care erorile roților dințate și a danturii microangrenajelor realizate din materiale plastice o au asupra principalei mărimi care caracterizează un angrenaj cu rol cinematic și anume - raportul de transmitere.

Din cunoașterea lacunelor care, după părerea noastră, există în literatura de specialitate, cu privire la microangrenaje, angrenaje din materiale plastice, respectiv microangrenaje realizate din materiale plastice, s-a putut structura programul de cercetare menit să elucideze unele aspecte deficitare menționate mai sus. Asupra acestui program de cercetări referă prezenta teză de doctorat.

În cadrul lucrării, s-a urmărit punerea la punct a unei metodologii de măsurare a preciziei roților dințate și a danturilor microangrenajelor cilindrice realizate din materiale plastice în diferite momente ale încercărilor la durabilitate, precum și stabilirea unor corelații între erorile măsurate și toleranțele impuse. Ca un corolar al celor de mai sus, în cadrul lucrării, se prezintă și o modalitate de prognozare a influenței în timp a erorilor roții dințate, respectiv a danturii acesteia, asupra raportului de transmitere realizat de microangrenajele confecționate din materiale plastice. Această corelație permite dimensionarea microangrenajelor avînd rol cinematic, la durabilitate limitată, cît și prognozarea modificării în timp a erorilor măsurate, a raportului de transmitere real instantaneu și a accelerației unghiulare a roții dințate conduse.

4. ANGRENAREA DANTURILOR EVOLVENTICE CU GEOMETRIE REALA

4.1. Considerații generale

Funcționarea unui angrenaj concret este determinată de geometria reală a zonelor de contact ale cuplei cinematice superioare, deci a flancurilor dinților, respectiv de geometria reală a danturii.

Geometria reală a danturii se deosebește de geometria ideală (proiectată) din cauza erorilor, care la rândul lor se datoresc tehnologiei de execuție a roților dințate, precum și uzurii.

Determinând prin măsurători, erorile danturilor, există posibilitatea prognosticării funcționării angrenajului care se realizează cu ajutorul celor două roți dințate.

4.2. Angrenarea danturilor cu bătaie radială

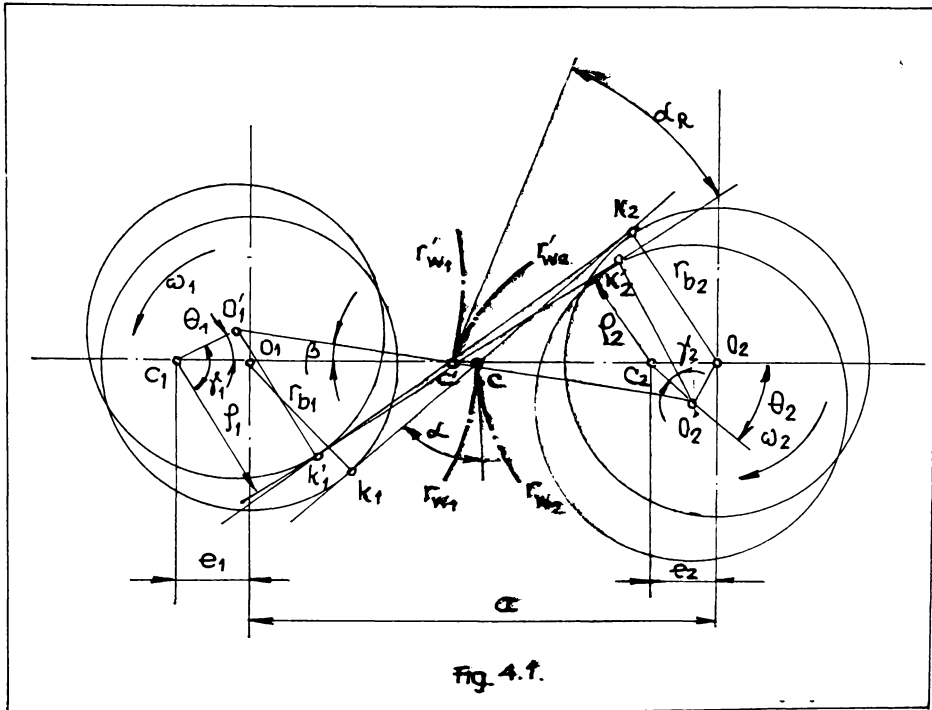


Fig. 4.f.

Se consideră angrenajul plan evolventic din fig.4.1.

Sie O_1 și O_2 centrele teoretice de rotație ale planelor dințate, C_1 și C_2 centrele reale de rotație ale acestor plane ținând seama de bătaile radiale ale celor două danturi și O'_1 și O'_2 cen-

trele reale ale cercurilor de bază la un moment dat. Polul instantaneu al angrenării C' se determină la intersecția dreptei $O'_1O'_2$ cu dreapta C_1C_2 . În același pol se determină și unghiul de angrenare instantaneu ca fiind format de linia de angrenare $K'_1K'_2$ cu perpendiculara pe dreapta $O'_1O'_2$.

Dacă se notează cu ρ_1 și ρ_2 , razele instantanee de rotație în jurul punctelor C_1 și C_2 și cu ω_1 și ω_2 , vitezele unghiulare instantanee de rotație ale planurilor dințate în jurul aceluiași puncte, vitezele periferice instantanee ale cercurilor de bază vor fi :

$$\rho_1 \cdot \omega_1 = \rho_2 \cdot \omega_2 \quad (4.1.)$$

Cu aceasta, raportul de transmitere instantaneu al angrenajului va fi :

$$i_R = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (4.2.)$$

În conformitate cu fig.4.1. se poate scrie :

$$\begin{cases} \rho_1 = r_{b1} + e_1 \cos \delta_1 \\ \rho_2 = r_{b2} + e_2 \cos \delta_2 \end{cases} \quad (4.3.)$$

cu care raportul de transmitere instantaneu va avea expresia :

$$i_R = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_{b1} + e_1 \cos \delta_1}{r_{b2} - e_2 \cos \delta_2} \quad (4.4.)$$

sau :

$$i_R = i_T \cdot \frac{1 + \frac{e_1}{r_{b1}} \cos \delta_1}{1 - \frac{e_2}{r_{b2}} \cos \delta_2} \quad (4.5.)$$

unde s-a notat cu $i_T = \frac{r_{b1}}{r_{b2}}$, raportul de transmitere teoretic.

./.

Din fig.4.1. se observă că pentru cazul în care excentricitățile sînt în fază ("ciclul de bază"), se poate scrie :

$$\begin{cases} \delta_1 = \alpha_R + \beta + \theta_1 \\ \delta_2 = \alpha_R + \beta - \theta_2 \end{cases} \quad (4.6.)$$

Cum $\theta_2 = i_T \cdot \theta_1$, expresia raportului de transmitere instantaneu va fi :

$$i_R = i_T \frac{1 + \frac{e_1}{r_{b1}} \cos (\alpha_R + \beta + \theta_1)}{1 - \frac{e_2}{r_{b2}} \cos (\alpha_R + \beta - i_T \theta_1)} \quad (4.7.)$$

In expresia (4.7.) se vor considera :

$$\alpha_R = \arccos \frac{r_{b1} + r_{b2}}{e_1 \sin \theta_1 + e_2 \sin i_T \theta_1} \sin \beta \quad (4.8.)$$

și

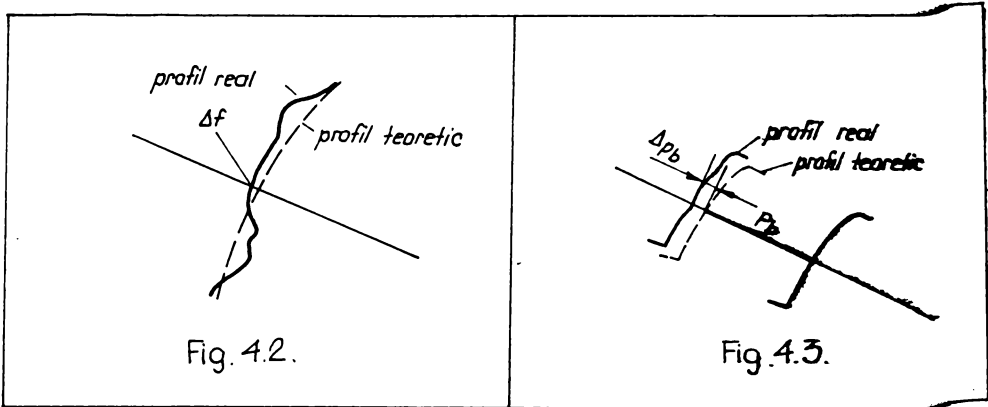
$$\beta = \arctg \frac{e_1 \sin \theta_1 + e_2 \sin i_T \theta_1}{a + e_1 \cos \theta_1 - e_2 \cos i_T \theta_1} \quad (4.9.)$$

In conformitate cu / 3 /, pentru bătăi radiale $e_1 = e_2 \leq 0,01mm$, se poate admite $\beta = 0$ și $\alpha_R = \alpha$. Cu acestea, relația 4.7. devine :

$$i_R = i_T \frac{1 + \frac{e_1}{r_{b1}} \cos (\alpha + \theta_1)}{1 - \frac{e_2}{r_{b2}} \cos (\alpha - i_T \theta_1)} \quad (4.10)$$

4.3. Angrenarea danturilor cu eroare de flanc
și eroare a pasului de bază

Se definește ca eroare a flancului la o dantură generată în evolventă distanța Δf dintre un punct de pe evolventa teoretică și un punct de pe profilul real, măsurată după direcția normală, pe profilul teoretic (fig.4.2.). Se definește ca eroare a pasului de bază Δp_b , diferența dintre pasul de bază și distanța măsurată între punctele de intersecție ale liniei de angrenare cu două profile reale omoloage vecine (fig.4.3.).



Se observă că atât eroarea de flanc cât și eroarea pasului de bază are ca efect modificarea distanței pînă la punctul de intersecție al profilului real al dintelui cu dreapta care prin rostogolirea sa pe cercul de bază generează evolventa (fig. 4.4.) :

$$\lambda = \Delta f + \Delta p_b \quad (4.11.)$$

Luînd în considerare cele de mai sus, geometria profilului real al dintelui poate fi descrisă printr-o funcție care exprimă variația lungimii λ în funcție de unghiul de presiune α_p evolventa teoretică :

$$\lambda = \lambda(\alpha) \quad (4.12.)$$

Fie ecuațiile profilului evolventic teoretic în coordonate polare, exprimate parametric în raport cu unghiul de presiune α :

$$\begin{cases} \rho = \frac{d_b}{2 \cos \alpha} \\ \delta = \text{inv } \alpha \end{cases} \quad (4.13.)$$

Cunoscînd mărimea λ corespunzătoare unei anumite direcții a normalei la profilul teoretic (deci pentru o anumită valoare a lui α), se pot calcula coordonatele polare ale punctului profilului real aflat pe aceeași normală (fig.4.5.) cu sistemul :

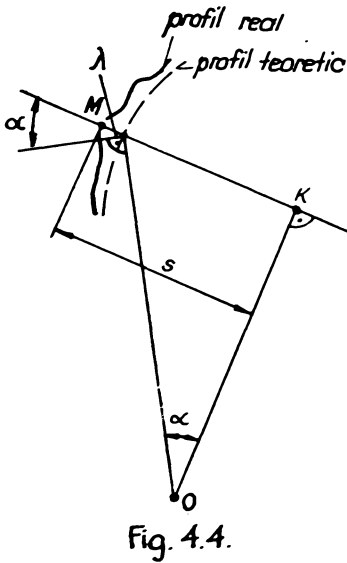


Fig. 4.4.

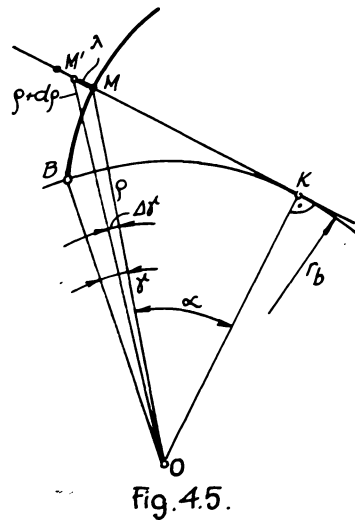


Fig. 4.5.

$$\begin{cases} \rho + \Delta \rho = \frac{d_b}{2 \cos \alpha} + \lambda \sin \alpha \\ \delta + \Delta \delta = \text{inv } \alpha + \frac{1}{\frac{r_b}{\lambda} (1 - \text{tg}^2 \alpha) - \text{tg } \alpha} \end{cases} \quad (4.14.)$$

Sistemul (4.14), în care mărimea λ este o funcție de unghiul de presiune α , constituie ecuațiile profilului real al dintelui în coordonate polare exprimate parametric (parametrul α).

Se consideră un angrenaj plan cu dantură generală în

evolventă și se ia în considerare geometria reală a dinților plani

Distanța s a punctului de contact M dintre profilele dinților și punctul k_1 la momentul t se poate exprima, în conformitate cu fig.4.4. cu relația :

$$s = r_{b1} \operatorname{tg} \alpha + \lambda_1 = r_{b1} \omega_1 \cdot t + \lambda_1 \quad (4.15.)$$

unde λ_1 este o funcție de tip (4.12) care descrie geometria reală a profilului dintelui 1.

Viteza de deplasare a punctului de contact în lungul liniei de angrenare va avea expresia :

$$v = \frac{ds}{dt} = r_{b1} \omega_1 + \frac{d\lambda_1}{dt} = r_{b1} \omega_1 + \frac{d\lambda_1}{d\alpha} \omega_1 \quad ($$

unde : $\frac{d\alpha}{dt} = \omega_1$

Cunoscînd funcția de tip (4.12) care descrie geometria profilului real al dintelui planului dințat 2, viteza unghiulară instantanee reală a elementului 2 va avea expresia :

$$\omega_2 = \frac{1}{r_{b2}} (v + \frac{d\lambda_2}{dt}) = \frac{r_{b1}}{r_{b2}} \omega_1 \cdot \left[1 + \frac{1}{r_{b1}} \left(\frac{d\lambda_1}{d\alpha} + \frac{d\lambda_2}{d\alpha} \right) \right] \quad (4$$

sau :

$$\omega_2 = i_R \omega_1 \cdot \left[1 + \frac{1}{r_{b1}} \left(\frac{d\lambda_1}{d\alpha} + \frac{d\lambda_2}{d\alpha} \right) \right] \quad (4$$

unde :

$$\begin{cases} \frac{d\lambda_1}{d\alpha} = f_1(\alpha) \\ \frac{d\lambda_2}{d\alpha} = f_2(\alpha) \end{cases} \quad (4$$

sînt funcții de unghiul de presiune de profil, care se determină prin măsurarea erorii de profil și a erorii pasului de bază.

Raportul de transmitere instantaneu real al angrenajului va fi :

$$i_R = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i_T \cdot \left[1 + \frac{1}{r_{b1}} \left(\frac{d\lambda_1}{d\alpha} + \frac{d\lambda_2}{d\alpha} \right) \right] \quad (4$$

./.

Legea de mișcare reală a elementului condus al unui angrenaj este cunoscută dacă se cunoaște variația mărimii raportului de transmitere instantaneu real în funcție de timp.

Cunoscînd deci că :

$$\alpha = \omega_1 \cdot t \quad (4.21.)$$

relația (4.18.) reprezintă legea de mișcare a elementului condus în intervalul de timp în care sînt în angrenare profilele pentru care distribuțiile erorilor de flanc și cele ale pasului de bază sînt date de funcțiile $\lambda_1(\alpha)$ și $\lambda_2(\alpha)$.

Luînd în considerare un angrenaj cu dinți avînd rigiditate infinită și gradul de acoperire $\epsilon > 1$, se pot observa următoarele cazuri la trecerea de la angrenarea perechi de flancuri I la angrenarea perechii de flancuri II (fig.4.6.):

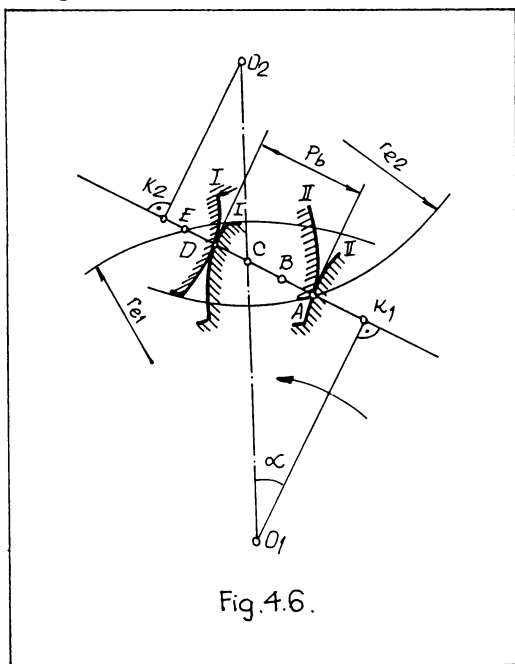


Fig.4.6.

a) în momentul atingerii de către punctele de contact a pozițiilor A, respectiv D, $\lambda_1^I > \lambda_1^{II}$ și această inegalitate se păstrează în tot cursul angrenării duble (bipare); mișcarea elementului condus va fi prescrisă de perechea de flancuri I ;

b) în momentul atingerii de către punctele de contact a pozițiilor A, respectiv D, $\lambda_1^I < \lambda_1^{II}$ și această inegalitate se menține în tot cursul angrenării duble (bipare) ; mișcarea elementului condus va fi prescrisă de perechea de flancuri II în

tot timpul angrenării teoretic duble, care va începe mai repede decît în cazul unor profile ideale cu timpul :

$$\Delta t = \frac{\lambda_1^{II} - \lambda_1^I}{r_{b1} \omega_1} \quad (4.22.)$$

c) în cazul angrenării duble există succesiv inegalitățile $\lambda_1^I > \lambda_1^{II}$ și $\lambda_1^I < \lambda_2^{II}$; în intervalul de timp în care $\lambda_1^I > \lambda_1^{II}$, mișcarea elementului condus este prescrisă de perechea de flancuri I, iar în intervalul de timp în care $\lambda_1^I < \lambda_2^{II}$, mișcarea elementului condus este prescrisă de perechea de flancuri II.

4.4. Angrenarea danturilor cu modificarea razelor punctelor de pe profil

Roțile dințate cilindrice executate din unele tipuri de materiale (în cazul nostru - materiale plastice -) își modifică geometria în timp. Măsurătorile efectuate au pus în evidență faptul că această modificare se manifestă în principal prin creșterea sau descreșterea razelor cercurilor din secțiuni frontale. În cele ce urmează se analizează influența acestor modificări asupra raportului de transmitere real instantaneu.

Se consideră angrenajul format din roata 1, cu modificări ale razelor cercurilor din secțiunea frontală și o roată 2 etalon. (fig.4.7.).

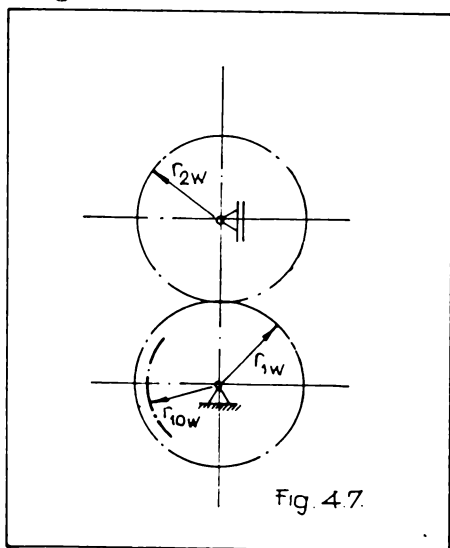


Fig. 4.7.

Valoarea instantanee a razei cercurilor de rostogolire a roții 1 este :

$$r_{1w} = r_{1ow} \left(1 + \frac{\Delta r}{r_{1ow}} \right) \quad (4.23)$$

unde r_{1ow} este raza cercului de rostogolire teoretic al roții 1, iar Δr creșterea razei cercului de rostogolire. Cu acestea raportul de transmitere real instantaneu va avea expresia :

$$i_R = \frac{r_{1w}}{r_{2w}} = \frac{r_{low} \left(1 + \frac{\Delta r}{r_{low}}\right)}{r_{2w}} = i_r \left(1 + \frac{\Delta r}{r_{low}}\right) \quad (4.24.)$$

Modificarea razelor cercurilor din secțiunea frontală a unei roți dințate cilindrice conduce și la modificarea profilului dintelui, ceea ce la rîndul său modifică raportul de transmitere instantaneu.

Fie punctul M_1 de pe profilul teoretic evolventic al unui dinte, α_1 unghiul de presiune corespunzător și r_1 , raza punctului. Dacă raza punctului M_1 crește cu Δr_1 , profilul real va trece prin punctul M_{12} , extremitatea segmentului Δr_1 (M_1 va fi cealaltă extremitate a aceluiași segment). Normala la profilul teoretic, care trece prin M_{12} , va intersecta profilul amintit în punctul M_2 . Segmentul M_2M_{12} este notat cu λ (conform definiției din paragraful 4.3) (fig.4.8), respectiv :

$$\lambda = M_2M_{12} \quad (4.25.)$$

Unghiul de presiune α_2 pe profilul teoretic corespunde punctului M_2 .

În conformitate cu notațiile din fig.4.8 se poate scrie :

$$\alpha_{12} = \alpha_1 - \delta\alpha_1 \quad (4.26)$$

De asemenea,

$$\delta\alpha_1 \approx \frac{M_1M_2}{M_1K_1}; \quad M_1M_2 = \Delta r_1 \cos \alpha_{12}; \quad M_1K_1 = r_1 \sin \alpha_1$$

Cu acestea, se poate scrie :

$$\begin{aligned} \delta\alpha_1 &\approx \frac{\Delta r_1}{r_1} \frac{\cos \alpha_{12}}{\sin \alpha_1} \approx \frac{\Delta r_1}{r_1} \frac{\cos(\alpha_1 - \delta\alpha_1)}{\sin \alpha_1} \approx \frac{\Delta r_1}{r_1} (\operatorname{ctg} \alpha_1 \cos \delta\alpha_1 + \\ &+ \sin \delta\alpha_1) \approx \frac{\Delta r_1}{r_1} \operatorname{ctg} \alpha_1 \end{aligned} \quad (4.27.)$$

În consecință :

$$\lambda = M_{12}M_2 \approx \frac{1}{\sin \alpha_1} M_1M_2 = \frac{1}{\sin \alpha_1} \Delta r_1 \cos \alpha_{12} = \Delta r_1 \frac{\cos(\alpha_1 - \delta\alpha_1)}{\sin \alpha_1}$$

Deci :

$$\lambda \approx \Delta r_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 \quad (4.29.)$$

Pe de altă parte :

$$\alpha_2 = \alpha_1 + \Delta \alpha - \delta \alpha_1 \quad (4.30.)$$

unde :

$$\Delta \alpha = \frac{M_1 M_2}{r_2} = \frac{M_1 M_2 \sin \alpha_{12}}{r_2} = \frac{\lambda}{r_2} \sin \alpha_{12} = \frac{\lambda}{r_2} \frac{\sin(\alpha_1 - \delta \alpha_1)}{\sin \alpha_1} \quad (4.31.)$$

Deci :

$$\Delta \alpha \approx \frac{r_1}{r_2} \quad (4.32.)$$

Notînd :

$$\lambda = \Delta r \operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{\Delta r}{r_1} r_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{\Delta r}{r_1} \frac{\operatorname{ctg} \alpha_1}{\sin \alpha_1} \quad (4.33.)$$

și știind că :

$$r_1 \cos \alpha_1 = r_2 \cos \alpha_2 = r_b \quad (4.34.)$$

rezultă :

$$\cos \alpha_2 = \frac{r_2}{r_1} \cos \alpha_1 = \frac{r_1 + \Delta r \cos^2 \alpha_1}{r_1} \cos \alpha_1 \quad (4.35.)$$

sau :

$$\cos \alpha_2 = 1 + \frac{\Delta r_1}{r_1} \cos^2 \alpha_1 \quad (4.36.)$$

și

$$\alpha_2 = \arccos \left(1 + \frac{\Delta r_1}{r_1} \cos^2 \alpha_1 \right) \quad (4.37.)$$

Cunoscînd mărimea cu care s-a modificat raza r_1 a unui punct pe profil avînd unghiul de presiune α_1 , cu ajutorul expresiilor (4.29) și (4.37) se calculează perechea de valori $\lambda_1 \alpha_2$ aferentă:

Repetîndu-se operația descrisă mai sus pentru mai multe puncte pe profilul evolventic, se obține sub formă numerică funcția

$\lambda = \lambda(\alpha)$ ca o mulțime a perechilor de valori $\lambda_1 \alpha_2$.

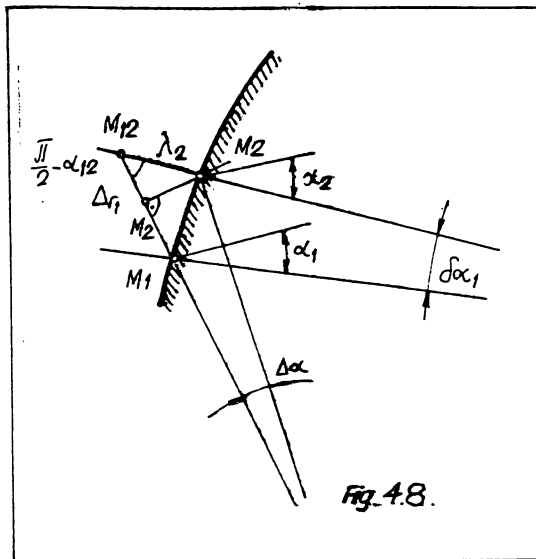


Fig. 4.8.

Cu ajutorul funcției $\lambda = \lambda(\alpha)$ se obține variația raportului de transmitere real al angrenajului, în conformitate cu relația (4.20).

După executarea roții dințate prin injectarea materialului plastic, acesta fiind higroscopic, înmagazinează apă absorbită din atmosferă și ca urmare greutatea roții dințate crește, roata crescând în volum.

Considerând roata dințată aproximativ de formă cilindrică și având grosimea h , greutatea sa va fi :

$$G = v \cdot \delta = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \delta \quad (4.38.)$$

unde s-a notat cu G greutatea roții dințate, cu V volumul ei, cu δ greutatea specifică a materialului plastic și cu r raza cercului de vîrf al roții dințate.

La o creștere cu ΔG a greutății roții dințate, considerînd că grosimea ei h rămîne neschimbată, raza crește cu Δr :

$$\Delta G = 2 \pi \cdot r \cdot h \cdot \delta \Delta r \quad (4.39.)$$

Cu acestea :

$$\frac{\Delta G}{G} = \frac{2 \pi r h \delta \Delta r}{\pi r^2 h \delta} = 2 \frac{\Delta r}{r} \quad (4.40)$$

sau

$$\frac{\Delta r}{r} = \frac{1}{2} \frac{\Delta G}{G} \quad (4.41.)$$

Se poate considera într-o primă aproximație, că razele tuturor cercurilor din secțiunea frontală a roții dințate cresc cu cîtimea exprimată prin raportul relației (4.41).

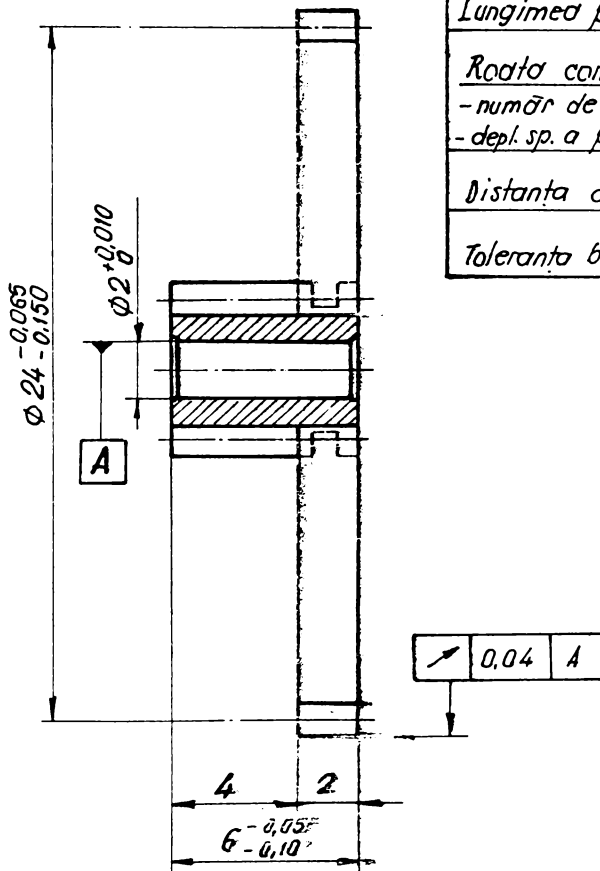
Prin prisma acestor considerații teoretice, s-au prelucrat și interpretat și rezultatele experimentale prezentate în cap.6.

5. ECHIPAMENTE UTILIZATE PENTRU ÎNCERCAREA
MICROANGRENAJELOR CILINDRICE DIN MATERIALE
PLASTICE. PROGRAMUL ÎNCERCĂRILOR

5.1. Roți dințate utilizate în cadrul
programului de încercări

Caracteristicile constructive ale roților dințate studiate și încercate sînt redată în fig.5.1. a și b; aspectul roților fiind prezentat în fig.5.2. (foto). Roțile dințate sînt executate din poliformaldehidă (acetat de celuloză) Delrin 500, material avînd următoarele caracteristici :

- | | |
|-------------------------------|---|
| - Caracteristici fizice: | - masa volumică: $1,425 \text{ g/cm}^3$
- volum specific: $0,71 \text{ cm}^3/\text{g}$ |
| - Caracteristici termice: | - coeficient de dilatare termică
$8,1 \cdot 10^{-5}/^\circ\text{C}$
- rezistența la căldură : 85°C |
| - Caracteristici tehnologice: | - temperatura de injecție: $190-25$
- presiunea de injecție: $700-1400\text{k}$
- contractia liniară la formare: |
| - Proprietăți mecanice: | - rezistența la întindere: $65-70$
- alungirea la rupere : $23-30\%$
- modul de elasticitate: 3500MPa
- reziliență 80 kJ/cm^2 |



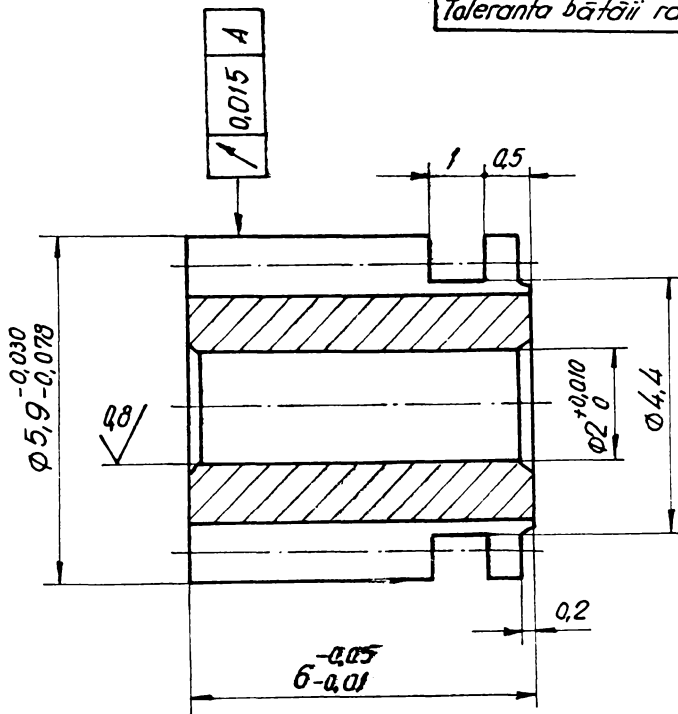
Număr de dinți	z	60
Modul	m	0,40
Cremaliera de referință	α_o f_o w_o	20° 1,0 0,25
Deplasarea specifică a profilului	x	0
Diametrul de divizare	d_d	24
Clasă de precizie și jocul cf. DIN 58405		9J/9ed
Înălțimea dintelui	h	0,90
Lungimea peste n dinți	L_n	$8,012$ ^{-0,045} _{-0,090}
<u>Roata conjugată:</u>		
- număr de dinți	z	15
- depl. sp. a profilului	x	0,12
Distanța dintre axe	A	$15,13 \pm 0,025$
Toleranța bătăii radiale	T_{br}	0,040

Material:
DELFIN 500

Sc. 5:1

Fig. 5.1a.

Număr de dinți	z	12
Modul	m	0,40
Cremaliera de referință	α_o f_o w_o	20° 10 0,25
Deplasarea specifică a profilului	X	-0,20
Diametrul de divizare	d_d	4,8
Clasa de precizie și jocul cf. DIN 58405		g1/ged
Înălțimea dintelui	h	0,90
Lungimea peste n dinți	L_n	$1,839$ ^{-0,036} $-0,070$
Toleranța bătăii radiale	T_{br}	0,015



Execuție:

- Pasivizat
- Execuție fină
- Nu se admite grad

Material:

DELFIN 500 sau
AMT 58T

Sc. 10:1

Fig. 5.1.b.

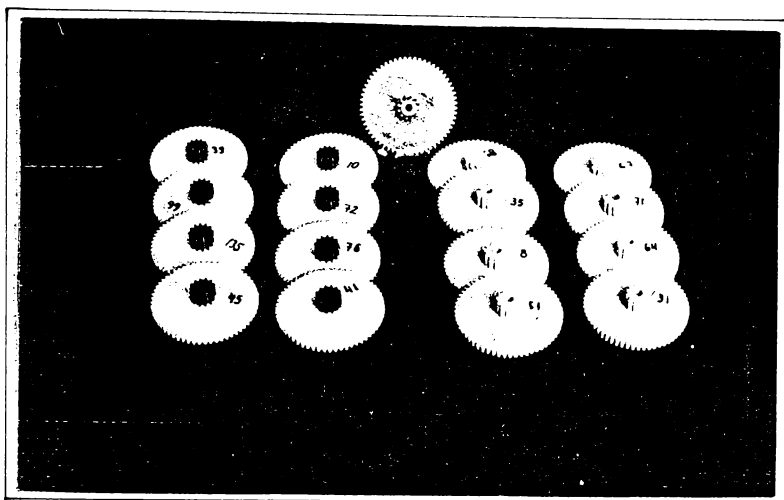


Fig. 5.2.

Principala utilizare a roților dințate încercate este la produsul "Ceas programator pentru contoare electrice cu dublu tarif", fabricat de Intreprinderea de Mecanică Fină din București.

Roțile dințate se execută prin injecție, iar matrița corespunzătoare este realizată după o tehnologie specifică ce presupune confecționarea unui șablon din alamă, o moletă din oțel foarte dur, o piatră abrazivă ce profilează forma dintelui, o freză de rectificare, precum și electrozii de electroeroziune corespunzători pentru eboș, semifinisare și finisare.

În exploatare, aceste roți dințate funcționează la o turație relativ mică, având doar rol cinematic, deci fără a transmite sarcini.

5.2. Echipsamente experimentale

5.2.1. Consideratii generale

Dezvoltarea industriei chimice a facilitat foarte mult, în ultima vreme, răspândirea angrenajelor din materiale plastice, permițând o corelare mult mai riguroasă a caracteristicilor funcționale ale angrenajului, cu tipul și materialul roților dințate

nemetalice. Pe de o parte, progresul tehnic, permite, iar pe de altă parte, fenomenele care se cer elucidate, în cazul utilizării acestor categorii de angrenaje, impun metode și mijloace de investigație adecvate. Aceasta, întrucât valențele tehnice ale unui material sau ale unui organ de mașină se cer a fi confirmate experimental, mai cu seamă acolo unde cercetarea fundamentală este în fază de pionierat.

Testarea performanțelor poate fi făcută fie, pe modele experimentale sau prototipuri, sau pe epruvete dintr-un anumit material. Instalațiile de încercare vizează, în condițiile simulării proceselor funcționale specifice, stabilirea performanțelor limită ale produsului, tronsoanele cinematice sub sau supradimensionate, precum și analiza cauzelor ieșirii din uz a unor organe sau subansambluri. Concluziile care se desprind în urma cercetărilor permit prescrierea unor caracteristici mai judicioase de material, formă, calitate, montaj etc.

Studiul și încercările angrenajelor din materiale nemetalice se justifică prin avantajele pe care le prezintă aceste angrenaje în raport cu angrenajele metalice : greutate specifică redusă, funcționare silențioasă, rezistență la uzură, la unii agenți chimici, tehnologii economice de obținere.

Pentru a se putea oferi explicații științifice satisfăcătoare, cu referire la aspectele funcționale ale acestor roți dințate, dispozitivele, standurile și metodele de încercare ale angrenajelor, în general, trebuie particularizate pentru roțile dințate din materiale plastice, din cauza deformării considerabile a ecatorilor sub sarcină și a repartizării sarcinii pe dinți.

Pentru studiul acestor microangrenaje cilindrice din materiale plastice au fost concepute standuri de încărcare statică de tipul celui reprezentat în fig.5.3.

Aplicând un moment de torsiune pe arborele 4 prin pârghia de încercare 9 și deplasând față de un reper inițial pârghia 12 pe un șarab de deplasare 11, se poate reproduce o încărcare statică la angrenarea roții din material plastic 7, cu dinții roții metalice 6. Dispozitivul de încărcare

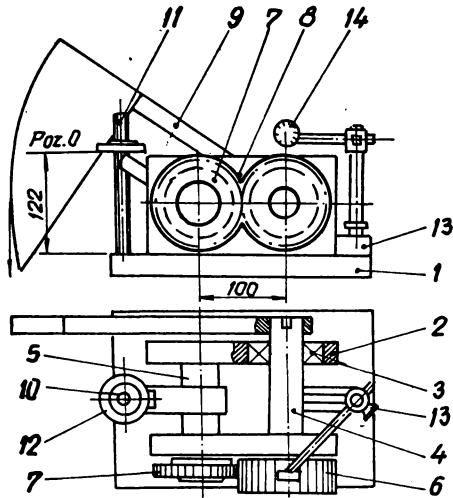


Fig. 5.3.

statică mai cuprinde un corp de bază 1, suportii 2, rulmenții 3, precum și aparatele de măsură comparatoare 13 și 14.

Tot în cadrul încercărilor pe standuri cu regim cinematic zero, se înscriu și determinările tensiunilor admisibile la încovoiere la baza dintelui (prioritare în cazul roților din masă plastică), executate pe dispozitive de tipul celui prezentat în fig.5.4., unde dinții roților dințate sînt solicitați în regim pulsatoriu utilizîndu-se în acest scop un pulsator de tip Losenhausen.

Forța Q variază ciclic după o anumită lege, instalația experimentală fiind dotată și cu un aparat pentru înregistrarea numărului de cicluri parcurs pînă la atingerea limitei de oboseală la baza dintelui. Aceste instalații permit construirea diagramei Wöhler pentru diferite materiale de roți dințate. Intrucît o astfel de instalație permite modificarea frecvenței impulsurilor și a intensității forței, prin aplicarea metodei sarcinii progresive, ciclul experimental poate fi foarte mult scurtat.

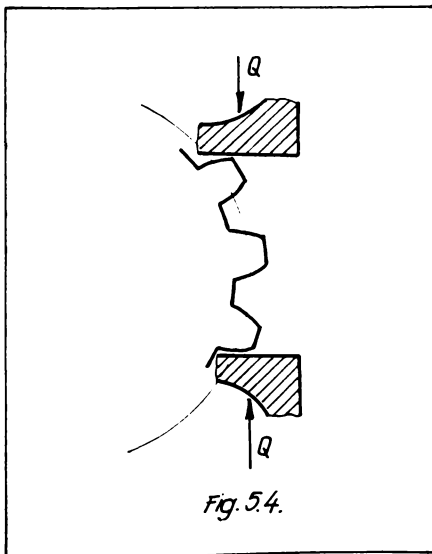


Fig. 5.4.

Deoarece, pentru studiul comportării în timp a roților dințate realizate din masă plastică, mult mai relevante sînt încercările dinamice care asigură condiții de funcționare mai apropiate de cele reale din exploatare, în cadrul prezentei lucrări s-au utilizat metode de încărcare dinamică la standurile realizate.

Standurile pentru încercări dinamice pot fi :

- cu flux energetic deschis ;
- cu flux energetic închis.

Standurile cu flux energetic deschis (fig.5.5) cuprind un motor electric pentru acționare ME, transmisia mecanică realizată TM și un consumator de energie C. Din punct de vedere

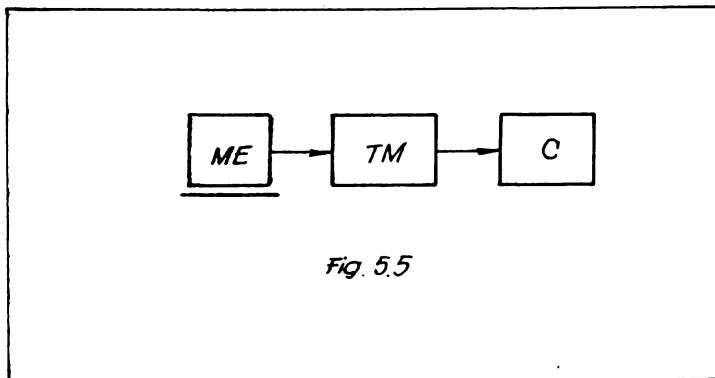


Fig. 5.5

constructiv, consumatorii de energie pot fi : frâne mecanice (cu bandă, cu discuri etc.), frâne hidraulice, pompe hidraulice și frâne electrice.

Caracteristica acestor tipuri de standuri este disiparea energiei sub formă calorică în mediul exterior sau sub formă electrică peste rezistențe, ceea ce conduce și la denumirea lor de circuite nerecuperative. Standurile cu flux energetic deschis prezintă avantajul încercării angrenajelor în condiții de funcționare foarte apropiate de cele reale. Se pot menționa de asemenea, ca avantaje a acestora, gradul mai mare de universalitate și execuția relativ ușoară mai ales, în cazul utilizării unor subansambluri tipizate.

Standurile cu flux energetic închis (fig.5.6.) cuprind pe lângă motorul electric pentru acționare ME și transmisiile

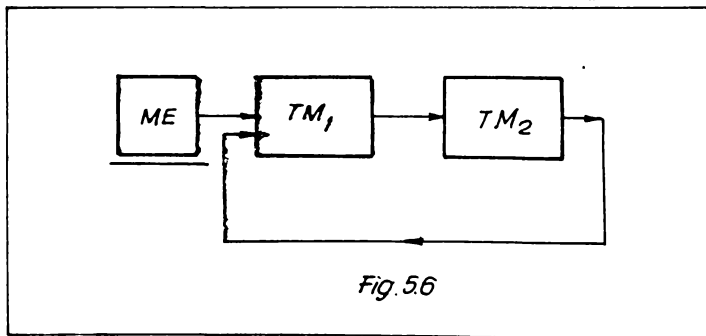


Fig. 5.6

mecanice TM1 și TM2, asupra cărora urmează a se face cercetări. Intre cele două transmisiile are loc o recirculare a energiei,

standul avînd un caracter recuperativ, sursa de energie exterioară acoperînd pierderile din circuit. Inchiderea circuitului se poate realiza pe cale electrică, mecanică sau hidraulică.

Avînd în vedere puterile relativ mici la care se utilizează microangrenajele studiate, în cadrul prezentei lucrări s-a ales soluția realizării unor standuri cu flux energetic deschis.

La elaborarea soluției constructive pentru standurile de încercări s-a ținut cont și de o serie de cerințe specifice, cum ar fi :

- interschimbabilitate ușoară și rapidă a roților dințate ;
- posibilitatea de a realiza unele măsurători, fără a fi necesară demontarea roților dințate din modulul de încercare ;
- diferențierea modului de lucru a perechii material plastic-metal, după elementul conducător.

La standurile de încercare cu flux energetic deschis, testarea caracteristicilor funcționale ale angrenajelor se face de obicei prin utilizarea unor frîne electrice (fig.5.7.). Aceste in-

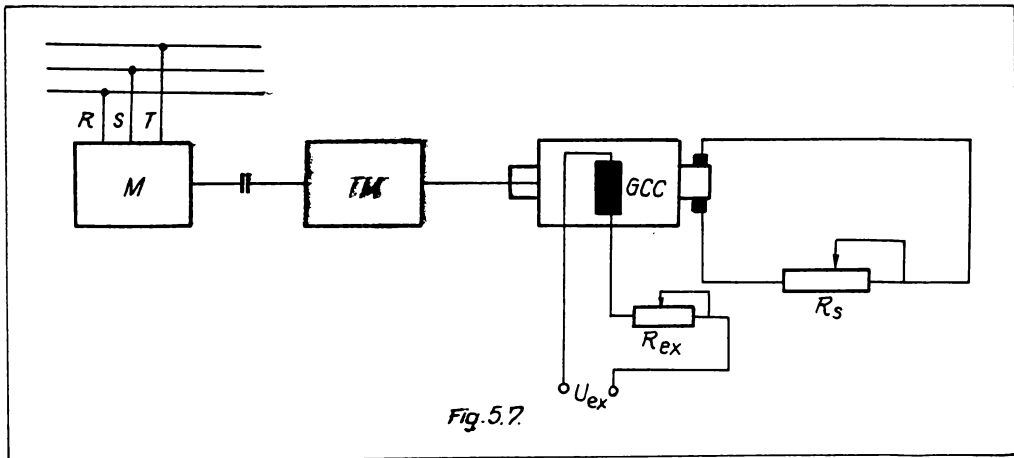


Fig.5.7.

stalații conțin în principiu: motorul electric de acțiune M, transmisia mecanică încercată TM, generatorul de curent continuu GCC care debitează peste rezistența reglabilă R_s.

5.2.2. Standuri pentru încercarea la uzură a roților dințate

5.2.2.1. Construcția standurilor de încercare

Pe parcursul prezentei lucrări, au fost elaborate mai multe soluții constructive pentru standurile de încercare la uzură a roților dințate. În prima soluție experimentată (fig.5.8.) standul se compune dintr-o sursă reglabilă de curent continuu S.R., un motor electric de curent continuu MCC care

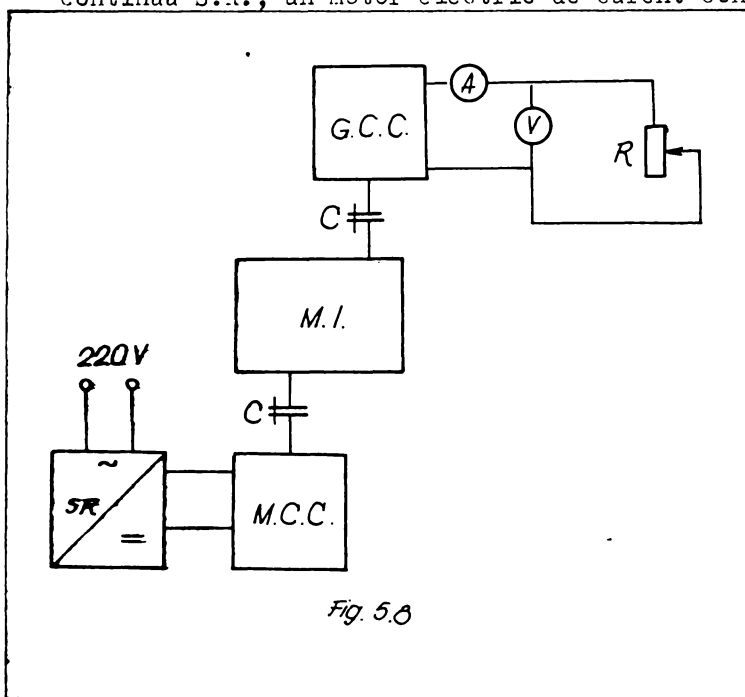


Fig. 5.8

realizează antrenarea modulului de încercare M.I. În mod normal sunt montate două roți dințate din material plastic aflate în angrenare : roată + pânion. Standul mai cuprinde și un alt motor de curent continuu (identic cu cel de antrenare, dar care lucrează în regim de generator, pentru realizarea frînării. Pentru realizarea măsurării parametrilor specifici încercărilor, standul

este prevăzut de asemenea cu aparatele de măsură corespunzătoare : voltmetre V, ampermetre A, și rezistențe R. După primele încercări de probă realizate în această soluție constructivă, s-a constatat imposibilitatea realizării frînării, turația la ieșire fiind prea mică.

Pentru scurtarea ciclului și duratei încercărilor, la a doua variantă constructivă, s-a prevăzut echiparea standului cu 6 module de încercare, la care s-au realizat și primele încercări și măsurători simultane. În fig.5.9. se prezintă schema bloc a standului

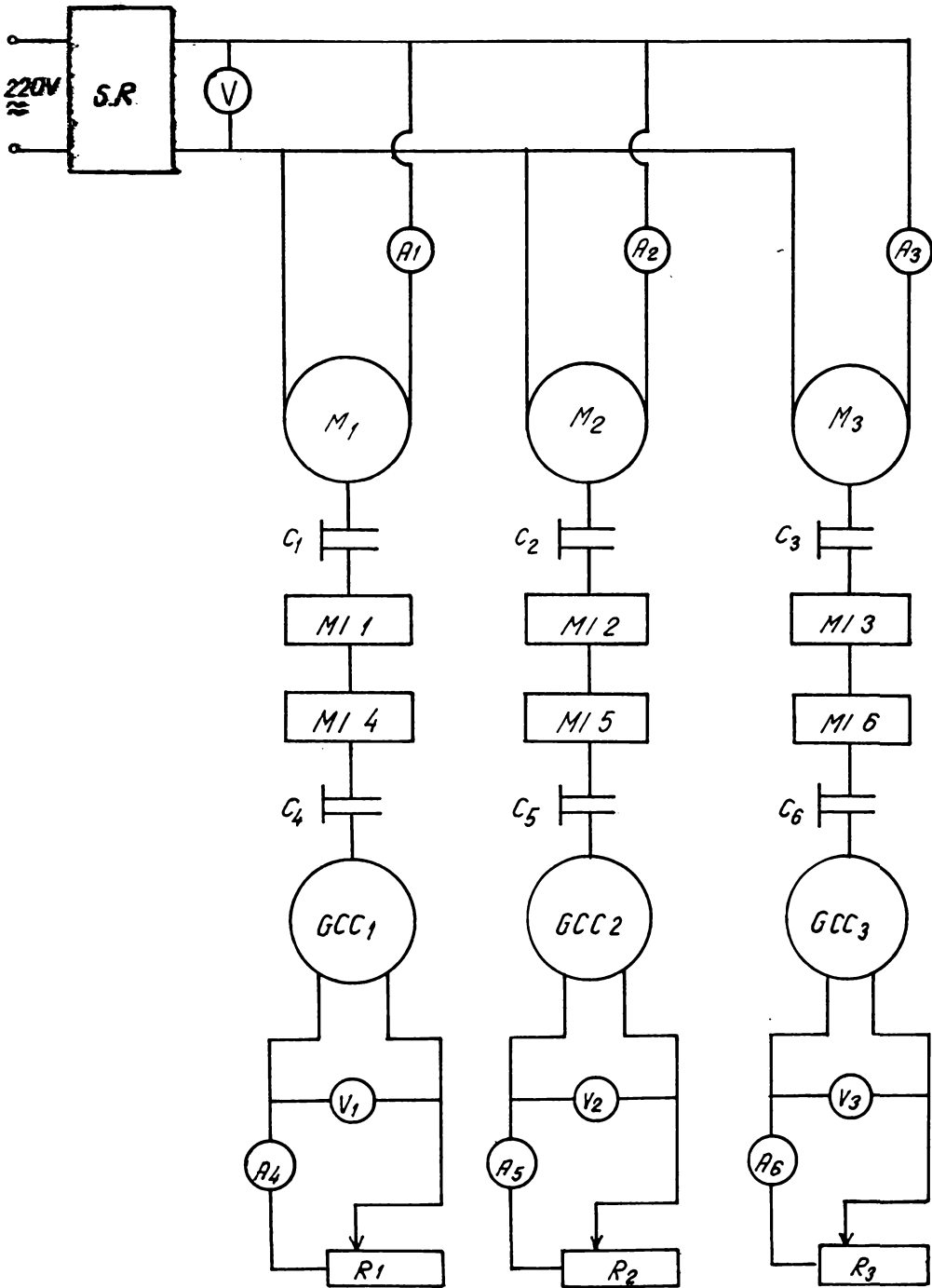


Fig. 5.9

experimental în această variantă constructivă, în fig.5.10 o vedere de ansamblu a acestuia, iar în fig.5.11 un detaliu cu modulele de încercare și motoarele de antrenare și frînare.

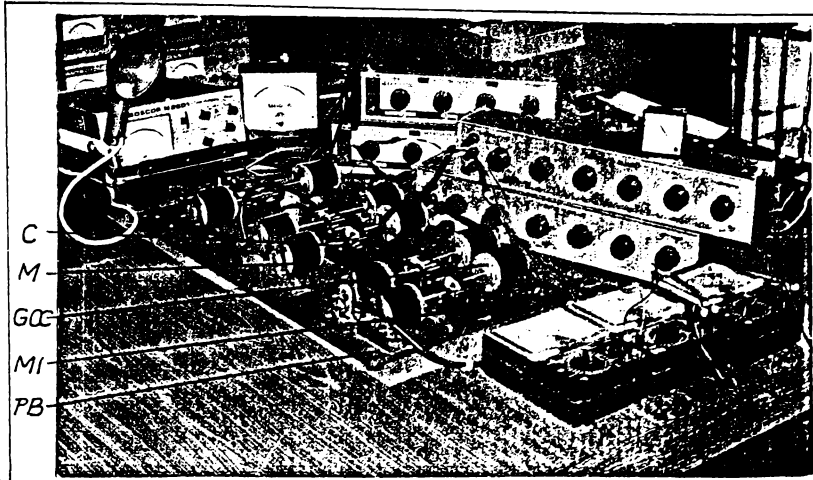


Fig.5.10.

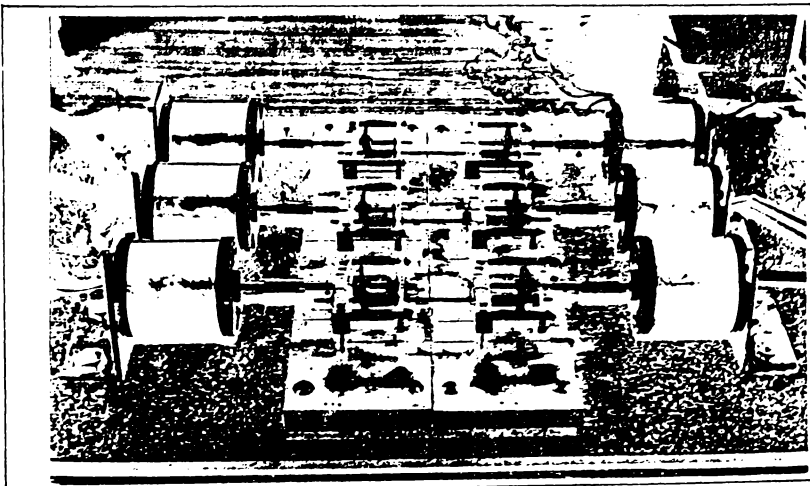


Fig.5.11.

În schema bloc din fig.5.9. s-au notat :

- M_1, M_2, M_3 - motoare de curent continuu pentru acționare ;
- SR - sursă reglabilă de curent continuu ;
- MI 1 ... MI 6 - module de încercare ;
- GCC1, GCC2, GCC3 - generatoare de curent continuu ;
- $C_1 \dots C_6$ - cuplaje ;
- A, V, R - aparate de măsură : ampermetre, voltmetre, rezistențe reglabile

Soluția adoptată prezintă de asemenea, particularitatea legării a cîte două module de încercare, în serie. Primul modul realizează o reducere a turației, iar cel de al doilea modul, realizează o amplificare a turației, astfel încît la ieșire, se obține aceeași turație ca la intrare. Încărcarea microangrenajului se face prin modificarea rezistențelor exterioare R_1 , R_2 , R_3 pe care debitează generatoarele de curent continuu. Se poate realiza în acest mod o încărcare variabilă, de la o valoare minimă ($R_S = \infty$) generatorul lucrînd în gol, la o valoare maximă, cînd rezistența de sarcină $R_S = 0$.

Deoarece, la acest stand, chiar la încărcare 0, roțile dințate de la treapta de amplificare, au cedat după un scurt timp de funcționare și ținînd cont de destinația roților dințate încercate (aparate în cadrul cărora au doar rol cinematic transmițînd puteri foarte mici), s-a realizat o a treia variantă de stand de încercare, utilizată de altfel și pentru determinarea rezultatelor experimentale din prezenta lucrare și care - considerăm - că simulează cel mai bine condițiile reale de funcționare (exploatare) ale acestor angrenaje.

În fig.5.12. este prezentată schema bloc a standului experimental utilizat pentru efectuarea programului de încercări stabilit în cadrul prezentei lucrări, compusă în principiu dintr-o sursă reglabilă de curent continuu S_R care asigură alimentarea motoarelor de curent continuu MCC, parametrii curentului electric determinîndu-se cu voltmetrul V și ampermetrul A . Mișcarea de la curent continuu MCC se transmite la axul A_1 al modulului de încercare MI 1 prin intermediul cuplajului C . Modulul de încercare MI 2 este legat în serie cu modulul de încercare MI 1 prin intermediul axului A_2 . Pe axul A_3 se montează un consumator, care în cazul standului prezentat este constituit dintr-un miniventilator MV. Modulul de încercare MI 1 realizează o reducere a turației, iar modulul de încercare MI 2, o amplificare a turației, astfel că la axul A_3 se obține aceeași turație ca cea de la axul A_1 . Turația și numărul de cicluri se determină cu ajutorul numărătorului electronic N prin intermediul traductorului inductiv T .

Standul este prevăzut cu 6 module de încercare la care se pot realiza încercări simultane. În fig.5.13. a și b sînt prezentate imagini generale ale standului în varianta constructivă

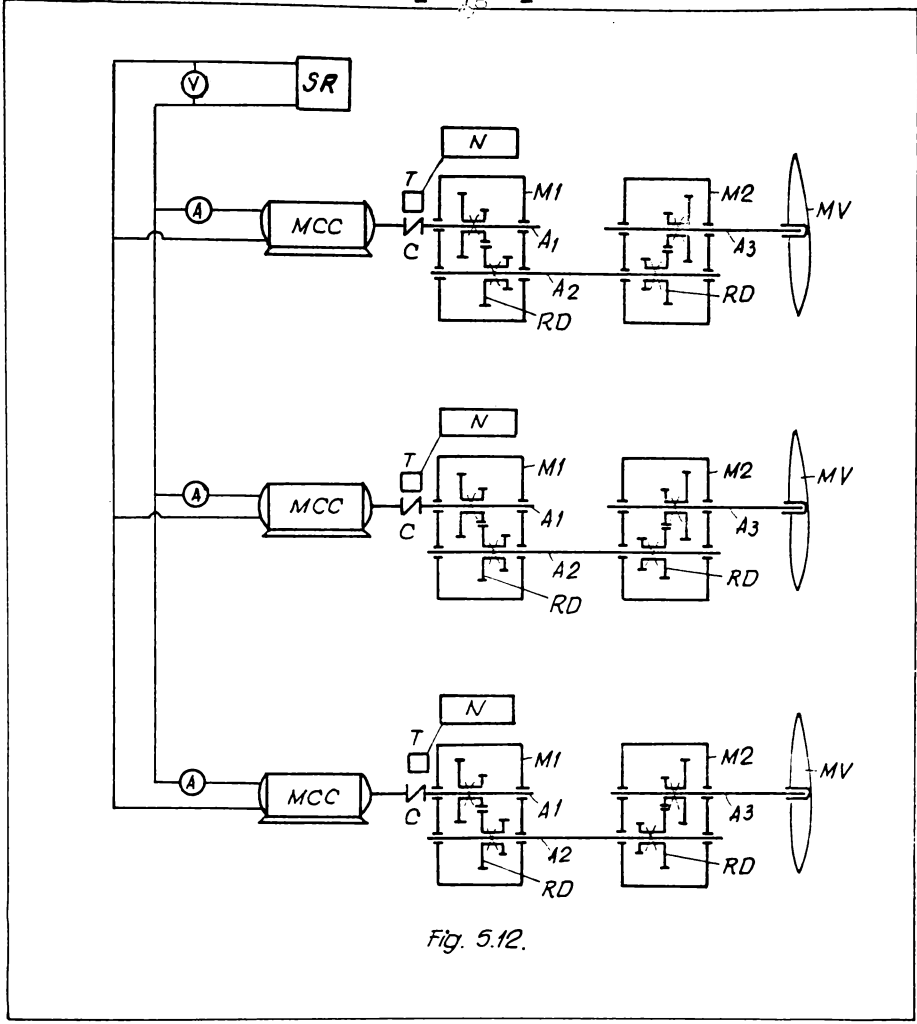
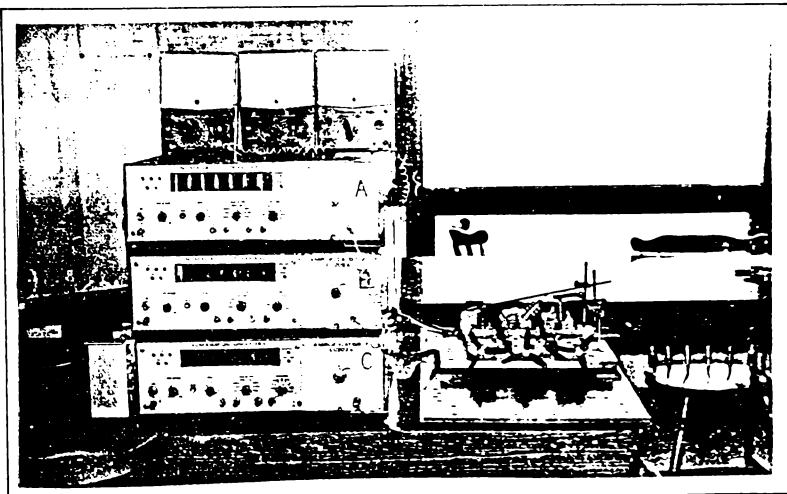


Fig. 5.12.



5.13.a.

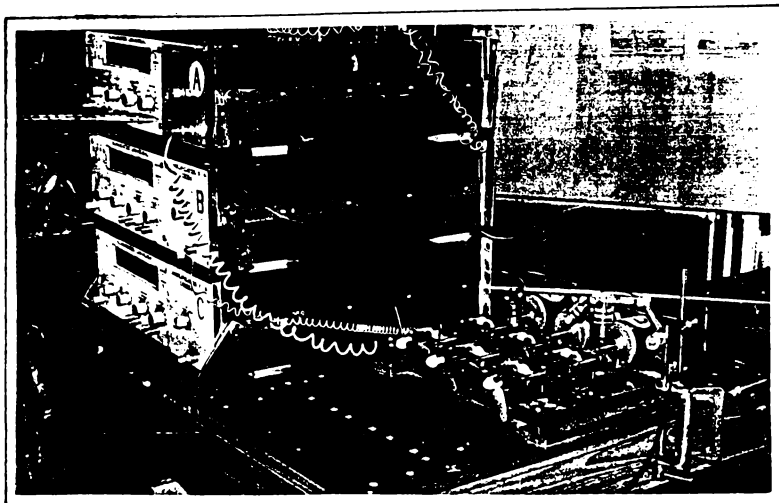


Fig. 5.13.b.

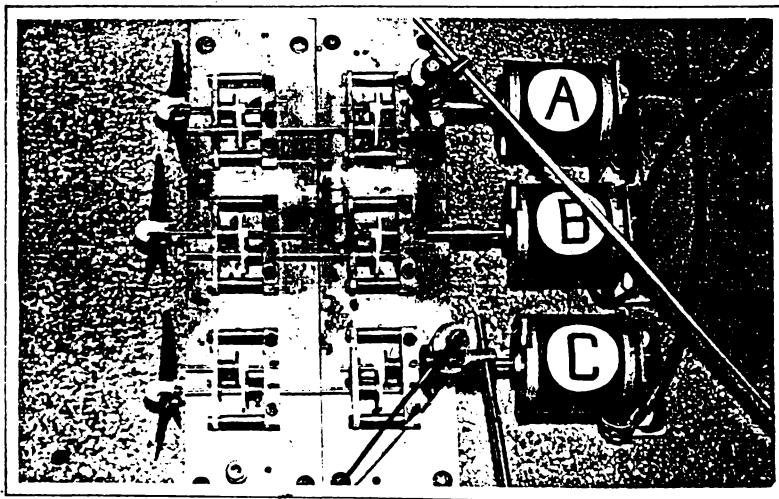


Fig. 5.13.c.

a realizării experiențelor și încercărilor din cadrul prezentei lucrări, iar în fig. 5.13c este prezentată vederea generală celor 6 module de încercare.

Având în vedere cercetările efectuate privind funcționarea, rezistența și durabilitatea microangrenajelor din material plastic, modulele de încercare M au fost astfel concepute să permită o încărcare suficientă, deci momentul care poate fi transmis cu acestea să fie mai mare decât momentul maxim care poate fi transmis de către microangrenaje, putându-se ajunge

astfel la uzarea maximă și chiar dîstrugerea completă a roților dințate într-un timp relativ scurt.

Puterea maximă ce poate fi transmisă prin aceste micro-angrenaje, determinată din condiția de încovoiere a dinților, este de ordinul a 15-20w. Din acest motiv, pentru a se putea ajunge la o uzare a dinților într-un interval de timp relativ scurt, modulul de încercare a fost proiectat pentru a permite încărcări mai mari.

S-au analizat și realizat și două variante constructive ale modulului de încercare :

- modul cu distanța dintre axe constantă ;
- modul cu distanța dintre axe variabilă ;

Din punct de vedere al execuției, s-a observat că la varianta constructivă a modulului cu distanța dintre axe variabilă, această distanță nu a putut fi riguros controlată, fapt ce ar fi condus la obținerea unor rezultate eronate. Aceasta, datorită faptului că modificarea distanței dintre axe s-a realizat prin rotirea lagărelor de alunecare ale unuia din arbori cu ajutorul unei chei specializate, lagărele fiind în prealabil găurite excentric. Datorită geometriei danturii roților dințate, precizia modificării distanței dintre axe de ordinul μm , nu a putut fi realizată, deoarece imobilizarea lagărelor în poziția dorită, atât față de placa de bază cît și față de capacul modulului de încercare, s-a realizat prin lipire cu adeziv. Avînd în vedere variațiile foarte mici ale distanței dintre axe, poziționarea simultană a lagărelor în această soluție constructivă nu a asigurat obținerea unor rezultate riguros controlabile. Datorită acestui fapt, soluția adoptată la standul experimental cu care s-a obținut rezultatele prezentate în lucrare, cuprinde module de încercare cu distanța dintre axe constantă. Modulul de încercare (fig.5.14.) se compune din două plăci laterale 2 și 10 solidarizate prin intermediul unor prezoane 4 cu distanțiere. În plăci sînt fixate lagărele de alunecare 14 și 15 confecționate din bucege de bronz pentru axele de rotație. Pe axe, sînt fixate cu adezivi și șuruburi de strîngere 6, discurile de antrenare 7 și 3 cu știfturile 9, prin intermediul cărora se transmite mișcarea de la arborii 5 și 12, la roțile dințate 1 și 8. Soluția

lagărelor de alunecare din bronz a fost adoptată datorită gabariturului mic al modului de încercare, precum și dimensiunilor radiale mai mici decât cele ale lagărelor de rostogolire. Pentru a

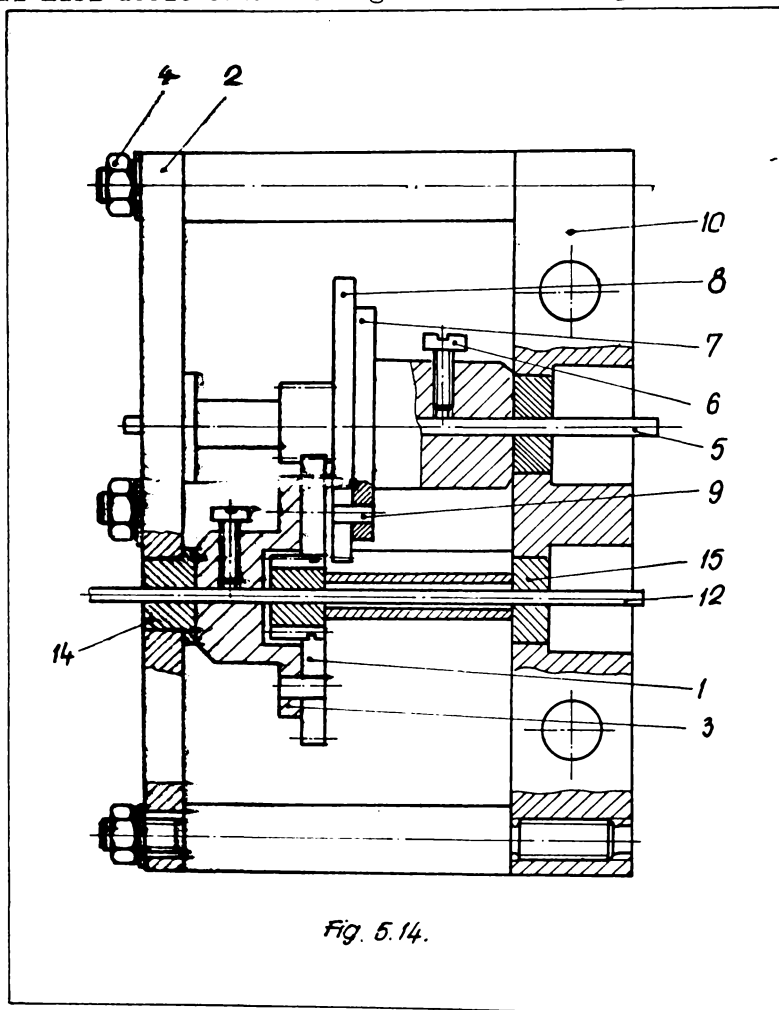


Fig. 5.14.

se asigura paralelismul axelor de rotație ale roților dințate, găurile din cele două plăci laterale în care sînt presate lagărele de alunecare, au fost realizate simultan pe mașina de găurit în coordonate. În scopul evitării deplasării lagărelor în timpul funcționării, ele au fost prevăzute constructiv, cu un "guler" ce permite poziționarea foarte precisă a axelor de rotație.

În fig.5.15 este prezentată o vedere de ansamblu a modulului de încercare împreună cu microangrenajul din materiale plastice supus încercărilor.

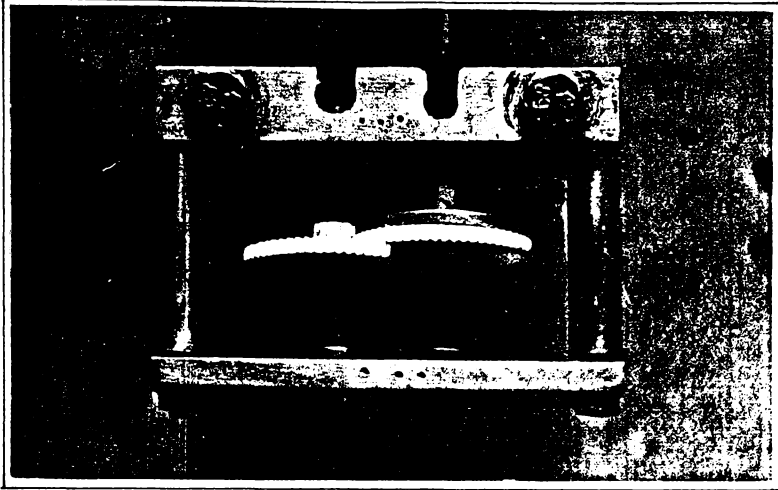


Fig.5.15.

Suprafața de așezare a modulului este rectificată plan, în scopul asigurării unei așezări corespunzătoare pe placa de bază a standului, și aceea din urmă fiind rectificată plan pe suprafața exterioară superioară.

Legătura dintre modulul de încercare și arborele motorului de antrenare, respectiv arborele generatorului, se realizează prin intermediul unor cuplaje cu știft (fig.5.16). Aceste cuplaje

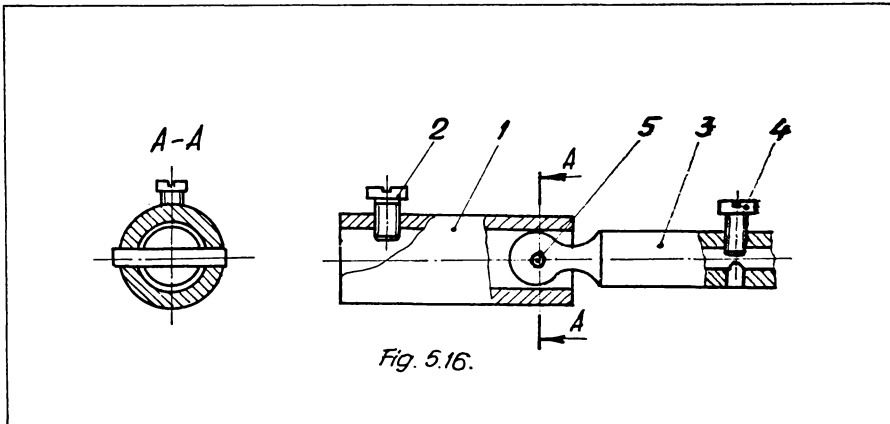


Fig. 5.16.

sînt formate din manșonul 1 fixat prin șurubul 2 pe arborele de antrenare al motorului, piesa 3 fiind fixată prin intermediul șurubului 4 pe arborele modulului, iar știftul 5 intră în fantele

practicate pe manșonul 1.

Acest tip de cuplaje permite atât compensări axiale cât și compensări unghiulare. Pentru evitarea deplasării axiale a roților dințate, precum și pentru realizarea unei angrenări corespunzătoare, pe axele de rotație sînt montate inele distanțiere. Motoarele de antrenare și generatoarele sînt fixate pe placa de bază prin intermediul unor flanșe.

Pentru evitarea vibrațiilor din timpul funcționării, standul este așezat pe 4 suporti de cauciuc fixați pe partea inferioară a plăcii de bază.

5.2.2.2. Analiza energetică a standurilor de încercare

În prima fază a programului de încercări desfășurat pe parcursul tezei, s-au trasat curbele de etalonare ale motoarelor electrice de antrenare, respectiv ale modulelor de încercare în scopul separării efectelor frecărilor din modulele de încercare. Pentru aceasta, s-a determinat puterea absorbită și s-a măsurat turația motorului de antrenare, modulul fiind decuplat. Apoi, s-a cuplat și modulul de încercare, repetîndu-se ciclul de măsurători. În final, s-au cuplat pe rînd generatorul de mers în gol și mers în scurtcircuit, efectuîndu-se măsurările corespunzătoare. Rezultatele determinate experimental în acest mod, pentru prima variantă constructivă de stand sînt prezentate în fig.5.17., în care M reprezintă curba funcționării motorului de antrenare, $M+S$ reprezintă curba puterii motorului cuplat cu modulul de încercare, $M+S+G_{g(sc)}$ curbele puterii motorului cuplat cu modulul de încercare și generatorul la mersul în gol (g) și respectiv în scurtcircuit (sc). În graficul puterii funcție de turația caracteristică $P = f(n)$ reprezentat în figură, realizînd diferența dintre ordonatele curbelor $M + S + G_{sc}$ și M , rezultă curba M' a puterii consumate de modul. Se observă din grafic că la o turație de 3200 rot/min., rezultă o încărcare maximă a modulului de aproximativ 15,5 w, iar la o turație sub 350 rot/min., modulul nu mai poate fi încărcat.

În funcție de curentul absorbit de motorul de antrenare s-a calculat forța de încărcare a modulului. Cunoscînd că :

./.

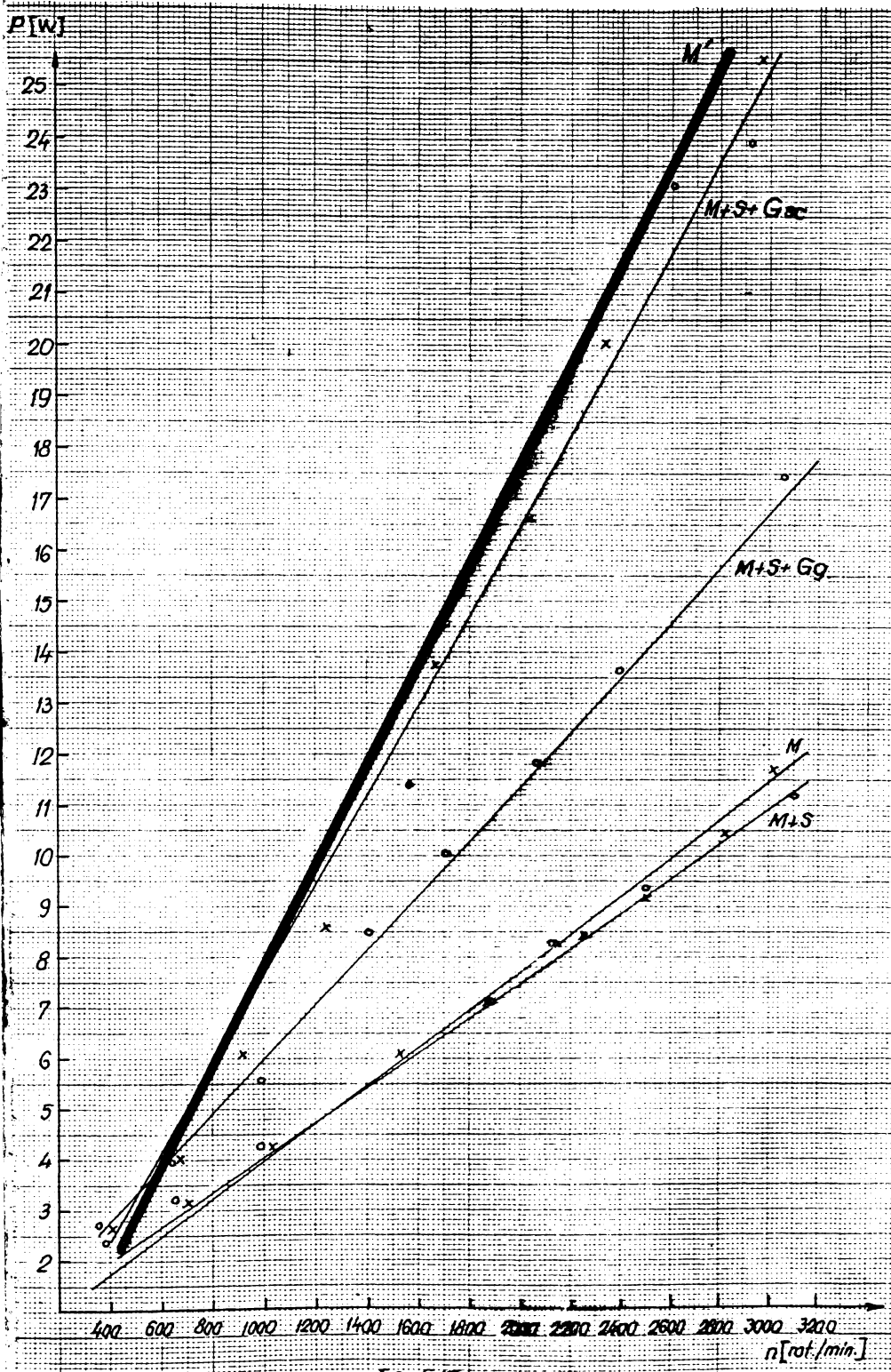


Fig. 5.17

$$F_t = \frac{2M_{t1,2}}{d_{1,2}} = \frac{2P_{1,2}}{\omega d_{1,2}} \quad (5.1.)$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (5.2.)$$

rezultă că se poate calcula :

$$F_t = \frac{2 \cdot 15,5}{\frac{2\pi \cdot 3200}{60} \cdot 2,4 \cdot 10^{-3}} = 43,722 \text{ N} \quad (5.3.)$$

Deci, forța din angrenaj care se poate realiza în modulul de încercare astfel conceput este de 43,722 N, mult mai mare decât cea admisibilă pentru roțile dințate confecționate din materialul plastic Delrin 500 încercate și care este de numai 3,27 N. Modulele permite deci încărcarea angrenajelor pînă la distrugerea totală a roților dințate. Din încercările efectuate s-a tras concluzia că modulul se pretează la încercări situate în gama optimă de turații $n = 350 - 3200$ rot/min.

Pentru a doua variantă constructivă de stand, s-a măsurat puterea absorbită de motoarele de antrenare și generatoarele de încărcare, deci puterea la intrare și ieșire din modul, la diferite tensiuni de alimentare și turații ale motorului de antrenare (turația generatorului fiind aceeași). Încercările s-au făcut separat pentru cele 3 grupuri de module de încercare. Rezultatele experimentale sînt redată în tabelele 5.1. a, b, c, pentru grupurile de module de încercare MI 1=A, MI 2=B, MI 3=C și tensiunea de alimentare de 12V, celelalte rezultate experimentale fiind prezentate în anexă. În figurile 5.18, 5.19 și 5.20 sînt reprezentate grafic, curbele de randament pentru cele trei grupe de module de încercare A,B,C. Din aceste reprezentări grafice, s-au putut determina zonele de funcționare cu randamente maxime care se situează la o putere de intrare cuprinsă între 16,5 - 22 W și o turație de 2160 - 2140 rot/min. Cu toate acestea, încercările experimentale s-au efectuat la o turație mai mică cuprinsă între 1300 - 1500 rot/min, pentru a respecta condițiile reale de funcționare în exploatare ale roților dințate încercate. La această turație, randamentele

motoarelor și generatoarelor sînt relativ mici, ceea ce nu prezintă însă importanță, ținînd cont și de puterile mici vehiculate cît și de posibilitățile de încărcare relevate la încercarea inițială a motoarelor.

5.2.3. Echipamentul pentru măsurarea și înregistrarea grafică a variației distanței dintre axe

La angrenajele de mecanică fină, un rol important îl joacă precizia de transmitere a mișcării de rotație, deci precizia cu care lucrează aceste elemente intercalate între semnalul de intrare și semnalul de ieșire. Un factor principal care caracterizează precizia acestor angrenaje este variația distanței dintre axe (STAS 627-60) care se definește ca diferența dintre valoarea maximă și valoarea minimă a distanței de măsurat dintre axele roții etalon și roții care se verifică, la angrenarea fără joc și la o rotire completă a roții.

Variația distanței dintre axe este unul din indicii care stau la baza criteriilor de precizie cinematică și de funcționare lină a roților dințate (STAS 6273-60).

Schema cinematică a aparatului de verificat angrenaje specifice mecanoșcii fine (realizat de ICPMFS - București) este redată în fig.5.21, în care s-a notat cu : 1 - roata etalon antrenată de motorul 7 și cu 2 - roata de verificat montată într-o culisă deplasabilă 4. Arcul 3 trage culisa 4, deci roata de verificat, spre roata etalon 1 în scopul eliminării jocului din angrenaj.

Variația distanței dintre axe în timpul rotației roții, se transmite prin palatorul 5, comparatorului 6 care poate fi înlocuit cu un înregistrator - amplificator.

Aparatul se compune (fig.5.22.) dintr-un batiu 1 cu două suprafețe de ghidare în V, din care una orizontală pe care se deplasează culisa de măsurare 3 prin acționarea manetei de avans 12, iar cealaltă verticală, pe care se deplasează suportul roții etalon 2.

Culisa de măsurare 3, aflată pe un ghidaj alunecător cu bile, împreună cu roata de măsurat 7, este pusă într-o angrenare continuă cu roata etalon 6, antrenată de motorul 3

Grup A.

TABEL 5.1.a.

 $U_{\text{alim.}} = 12V.$

$I_{\text{inc.}} (A)$	$I_{\text{alim.}} (A)$	$U_{\text{inc.}} (V)$	$P_{\text{intr.}} (W)$	$P_{\text{leq.}} (W)$	$n(\text{rot/s})$	η
0	1,20	9,67	14,40	0	56	0
0,10	1,46	9,33	17,52	0,93	55	0,053
0,20	1,85	9,03	22,20	1,81	54	0,081
0,30	2,19	8,86	26,28	2,66	53	0,101
0,40	2,48	8,43	29,76	3,37	52	0,113
0,50	2,90	8,0	34,80	4,0	51	0,114
0,60	3,11	7,91	37,32	4,75	50	0,127
0,70	3,36	7,46	40,32	5,22	50	0,129
0,80	3,41	7,19	40,92	5,75	49	0,140
0,90	3,52	6,94	42,24	6,25	48	0,147
1,0	3,60	6,72	43,20	6,72	47	0,155
1,10	3,69	6,80	44,28	7,39	47	0,166
1,20	3,91	6,31	46,92	7,57	45	0,161
1,30	4,13	5,85	49,56	7,61	43	0,153
1,40	4,36	5,36	52,32	7,50	42	0,143
1,50	4,60	4,97	55,20	7,45	40	0,135
1,60	4,79	4,61	57,48	7,38	39	0,128
1,70	4,98	4,12	59,76	7,0	38	0,117
1,80	5,11	3,88	61,32	6,98	37	0,113
1,90	5,31	3,71	63,72	7,05	37	0,110
2,0	5,50	3,53	66,0	7,06	36	0,106
2,10	5,66	3,11	67,92	6,53	35	0,096
2,20	5,81	2,95	69,72	6,49	34	0,093
2,30	5,96	2,61	71,52	6,0	33	0,083
2,40	6,03	2,44	72,36	5,86	32	0,080
2,50	6,20	2,32	74,40	5,80	30	0,077
2,60	6,41	2,06	76,92	5,36	30	0,069
2,70	6,63	1,75	79,56	4,72	28	0,059
2,80	6,89	1,13	82,68	3,16	27	0,038
2,90	7,11	0,76	85,38	2,20	26	0,025
3,0	7,30	0,50	87,60	1,50	25	0,017

Grup B.

TABEL 5.1.b.
 $U_{alim.} = 12V.$

$I_{inc.} (A)$	$I_{alim.} (A)$	$U_{inc.} (V)$	$P_{intr.} (W)$	$P_{ies.} (W)$	$n(\text{rot/s})$	η
0	3,50	7,52	42,0	0	56	0
0,10	3,61	7,31	43,32	0,73	55	0,017
0,20	3,72	7,09	44,64	1,42	54	0,032
0,30	3,85	6,81	46,20	2,04	53	0,044
0,40	3,91	6,32	46,92	2,53	52	0,054
0,50	4,0	5,98	48,0	2,99	51	0,062
0,60	4,39	5,45	52,68	3,27	49	0,063
0,70	4,68	5,01	56,16	3,51	47	0,064
0,80	5,02	4,88	60,24	3,90	45	0,065
0,90	5,59	4,61	67,08	4,15	43	0,062
1,0	6,0	4,23	72,0	4,23	40	0,059
1,10	6,21	4,05	74,52	4,45	39	0,060
1,20	6,36	3,81	76,32	4,57	38	0,060
1,30	6,49	3,58	77,88	4,65	37	0,059
1,40	6,62	3,30	79,44	4,62	37	0,058
1,50	6,80	3,06	81,60	4,59	36	0,056
1,60	6,98	2,90	83,76	4,64	35	0,055
1,70	7,11	2,71	85,32	4,61	34	0,054
1,80	7,30	2,46	87,60	4,43	33	0,050
1,90	7,41	2,28	88,92	4,33	32	0,049
2,0	7,50	2,09	90,0	4,18	31	0,046
2,10	7,77	1,89	93,24	3,97	30	0,042
2,20	7,89	1,65	94,68	3,63	28	0,038
2,30	8,01	1,29	96,12	2,97	27	0,031
2,40	8,19	1,03	98,28	2,47	26	0,025
2,50	8,40	0,82	100,80	2,05	25	0,020

Grup C.

TABEL 5.1.c.

 $U_{\text{alim.}} = 12V.$

$I_{\text{inc.}} (A)$	$I_{\text{alim.}} (A)$	$U_{\text{inc.}} (V)$	$P_{\text{intr.}} (W)$	$P_{\text{ies.}} (W)$	$n(\text{rot/s})$	η
0	3,10	8,60	37,20	0	54	0
0,10	3,21	8,31	38,52	0,83	53	0,021
0,20	3,33	8,08	39,96	1,62	52	0,040
0,30	3,42	7,82	41,04	2,35	51	0,057
0,40	3,54	7,65	42,48	3,06	50	0,072
0,50	3,60	7,48	43,20	3,74	48	0,086
0,60	3,91	7,02	46,92	4,21	46	0,089
0,70	4,74	6,78	56,92	4,75	44	0,083
0,80	4,30	6,11	51,60	4,88	42	0,094
0,90	5,19	5,63	65,28	5,07	40	0,077
1,0	5,60	4,81	67,20	4,81	39	0,070
1,10	5,88	4,50	70,56	4,95	38	0,071
1,20	5,91	4,22	72,92	5,06	38	0,071
1,30	6,09	4,05	73,08	5,26	37	0,072
1,40	6,16	3,92	73,92	5,48	36	0,074
1,50	6,20	3,70	74,40	5,55	35	0,074
1,60	6,38	3,43	76,56	5,49	34	0,071
1,70	6,51	3,12	78,12	5,30	33	0,067
1,80	6,73	2,88	80,76	5,18	32	0,064
1,90	6,89	2,71	82,68	5,15	31	0,062
2,0	7,0	2,60	84,0	5,20	31	0,061
2,10	7,12	2,35	85,44	4,93	30	0,057
2,20	7,30	2,05	87,60	4,51	29	0,051
2,30	7,48	1,81	89,76	4,16	28	0,046
2,40	7,62	1,63	91,44	3,91	28	0,042
2,50	7,80	1,46	93,60	3,65	27	0,038
2,60	7,91	1,20	94,92	3,12	27	0,032
2,70	8,0	1,04	96,0	2,81	26	0,029

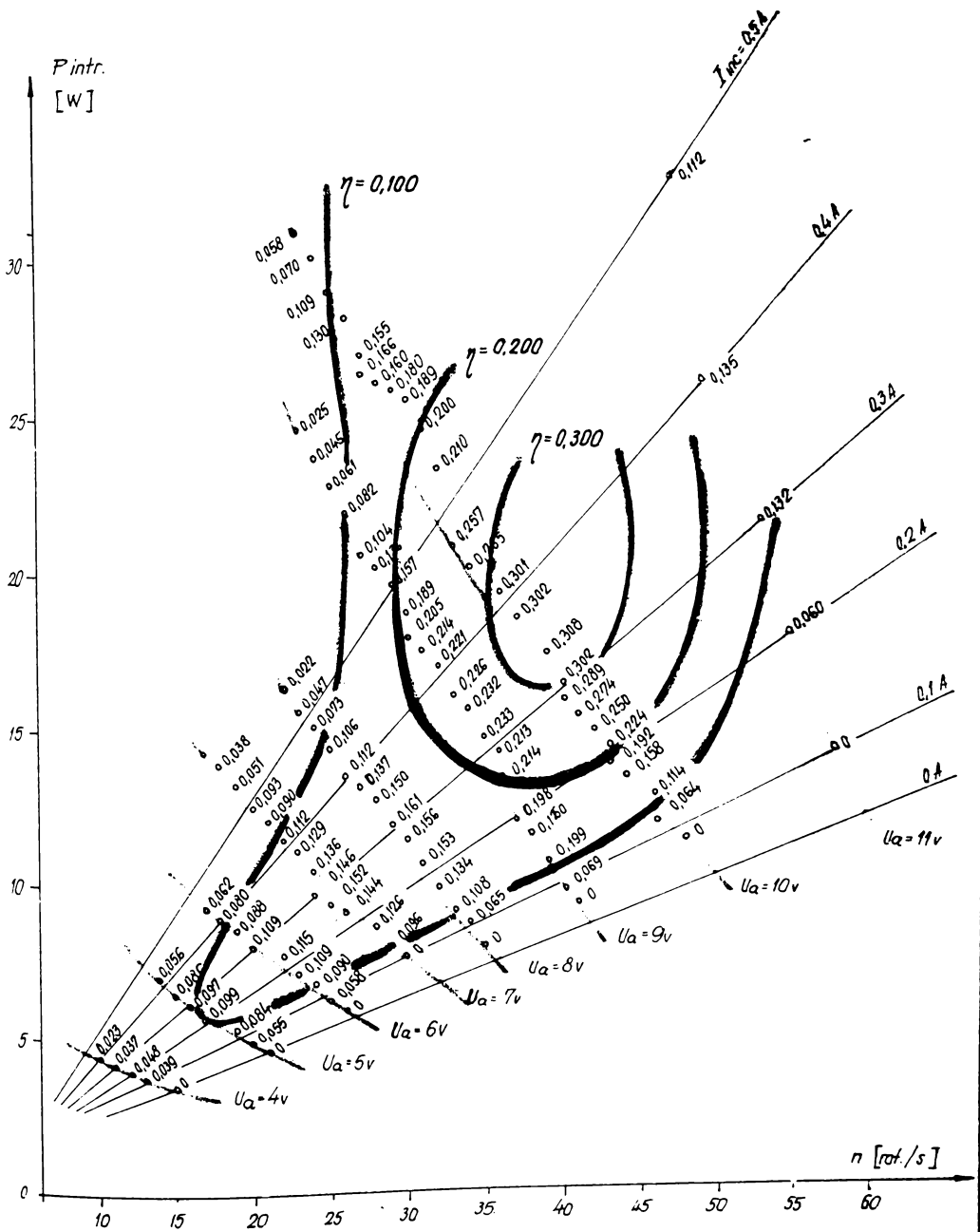


Fig. 5.18.

A

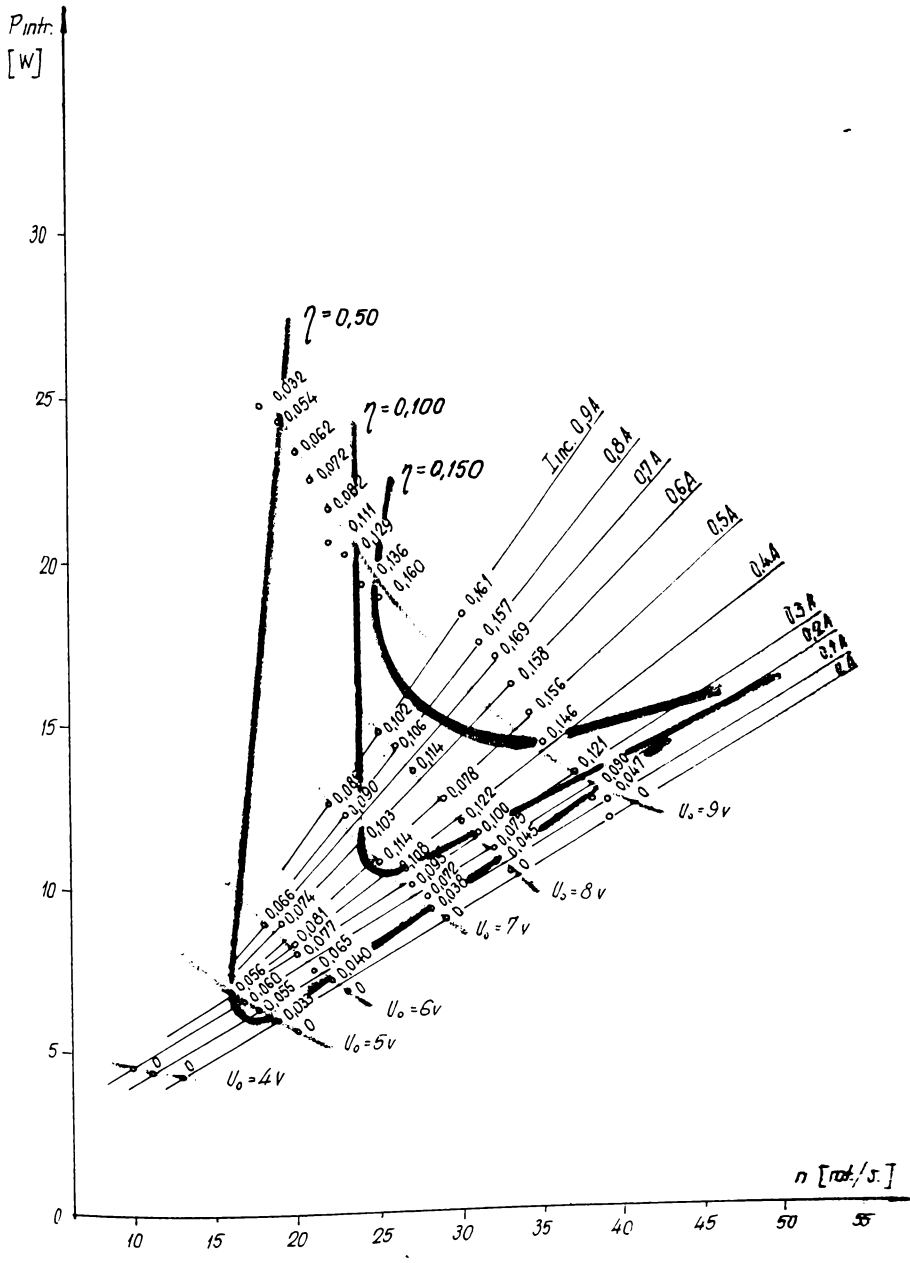


Fig. 5.19.

B

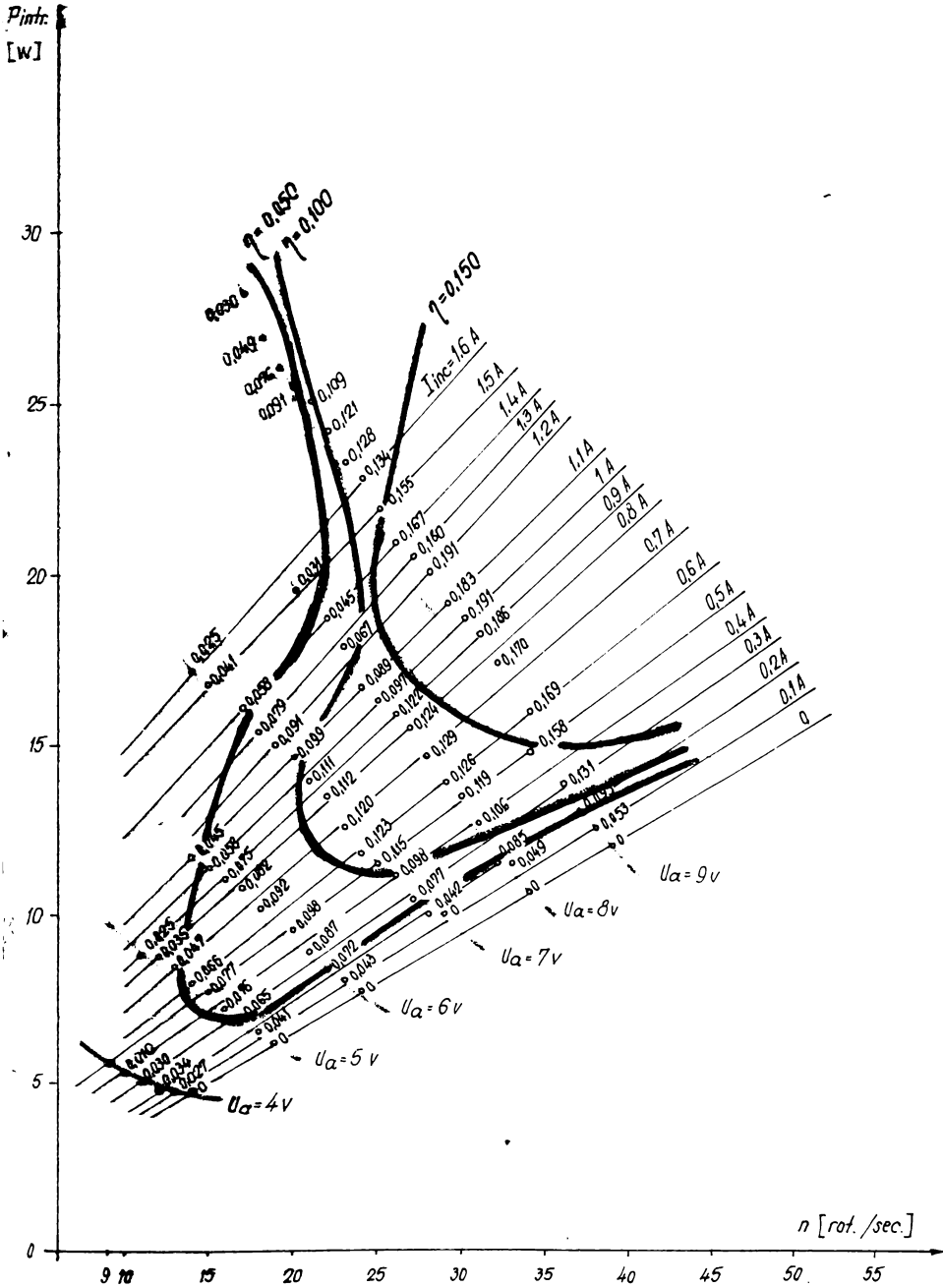
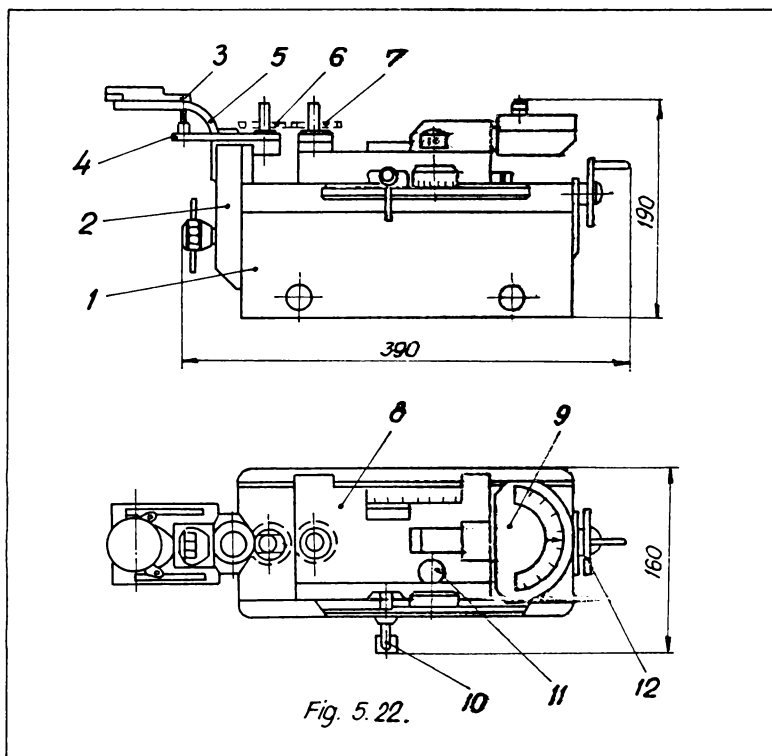
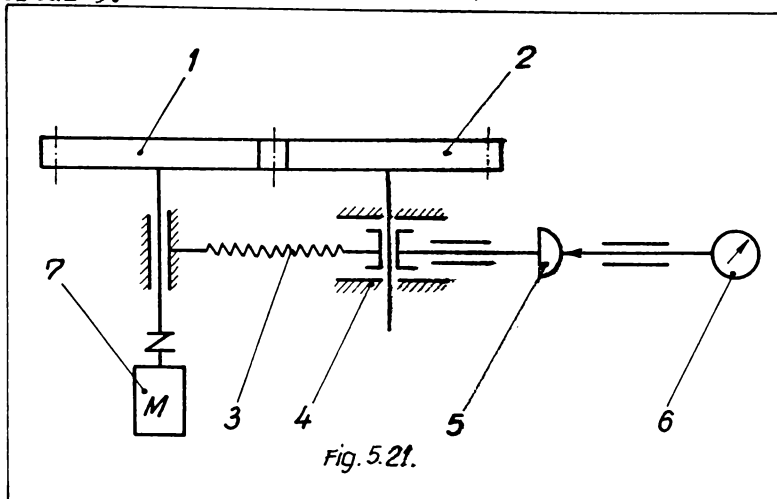


Fig. 5.20.



printr-o roată dințată reductor 4, motorul fiind așezat pe suportul 5.



Orice variație a distanței dintre axele celor două roți dințate este transmisă prin intermediul unei suprafețe sferice de măsurare, la comparatorul 9 cu scală bilaterală și valoarea

diviziunii de 0,001 mm. Cu 10 s-a notat maneta pentru blocarea cu de măsurare, iar cu 11, butonul de reglaj fin al poziției aceste. Caracteristicile tehnice ale aparatului sînt :

- valoarea diviziunii : 0,001 mm ;
- intervalul de măsurare :
 - distanța dintre axe : 32-100 mm;
 - modul : 0,15 -1,5 mm ;
 - diametrul roții de verificat : max.100 mm

Pentru măsurare, se introduce roata dințată de măsurat, dornul culisei de măsurare care este pusă în angrenare continuă cu roata etalon. Se reglează comparatorul (traductorul inductiv de deplasare) la gradăția "0" pe scală, după care se pune în funcțiune motoreductorul electric al aparatului.

În timpul rotirii celor două roți, se citește pe cadranul comparatorului sau pe scala blocului electronic, în cazul folosirii traductorului inductiv de deplasare, valoarea variației distanței între axe a celor două roți, ce exprimă eroarea cinematică a roții

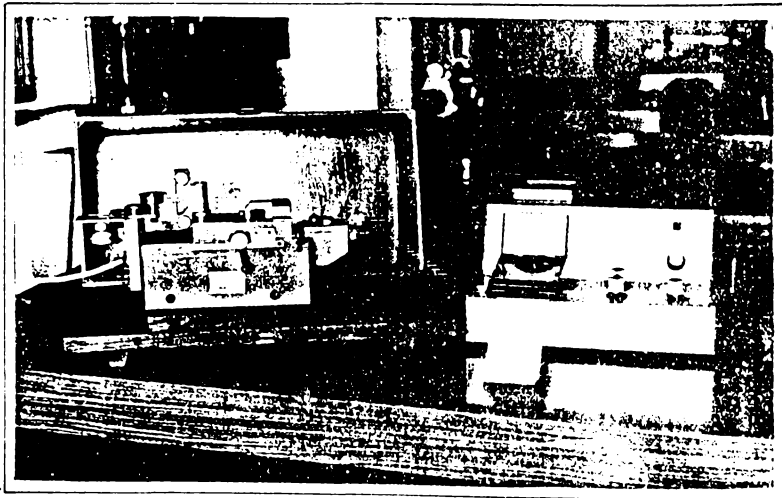


Fig.5.23.

Înregistrarea variației distanței între axe s-a realizat cu un înregistrator de tip TAYLOR - HOBSON, o vedere generală a sistemului de măsurare în această componentă fiind prezentată în fig.5

5.2.4. Echipamentul pentru măsurarea cotei peste n dinți și aprecierea abaterii profilului real de la profilul evolventic

Măsurarea cotei peste n dinți și aprecierea abaterii profilului real de la profilul evolventic s-a făcut cu ajutorul proiecteurului de profile MP 320 ale cărui caracteristici sînt:

- obiective schimbabile cu măriri de 10x, 20x, 50x, 100x ;
- valoarea diviziunii tamburilor micrometrici ... 1 μm ;
- domeniul de măsurare-longitudinal (x) ...75 mm ;
- transversal (y) ...50 mm ;
- masa rotativă superioară se poate roti cu 360°, valoarea diviziunii pe vernierul circular fiind de 2' ;
- ecranul de proiecție se poate roti din grad în grad, citirea indicațiilor efectuîndu-se cu ajutorul unui vernier cu valoarea diviziunii de 2' ;
- erorile ce apar la măsurarea în coordonate rectangulare sînt :

- pe direcția x : $\pm (2,5+K + \frac{45L}{1000} + \frac{H \cdot L}{1000}) \mu\text{m}$;

- pe direcția y : $\pm (2,5+K + \frac{70 L}{1000} + \frac{H \cdot L}{1000}) \mu\text{m}$;

S-a notat cu : L - lungimea măsurată (mm); H - înălțimea

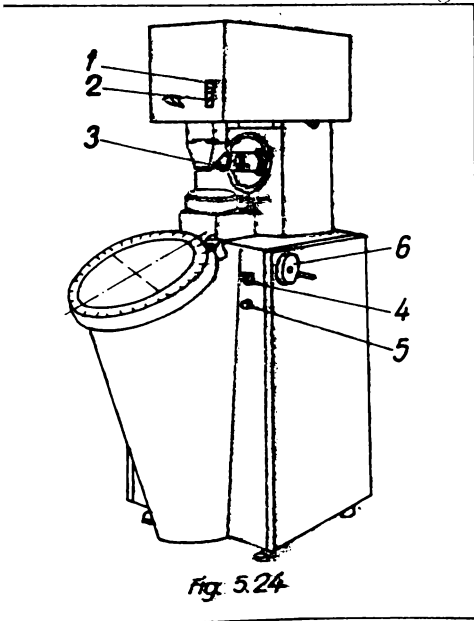


Fig. 5.24

conturului piesei deasupra mesei de așezare (mm); K - factor de calitate (K=1 la piese rectificatice cu muchii ascuțite; K=2 piese plane, cu grosimea pînă la 1 (mm); K=3 piese plane, cu grosime pînă la 3 (mm). Pentru reglarea aparatului se apasă butoanele 1 și 2 (fig.5.24.) pentru a se realiza iluminarea de jos a obiectului și prin rotirea suportului obiectivelor 3, se aduce în drumul razelor de lumină obiectivul 50x. Cu ajutorul manetei 4 se introduce în schema optică, condensatorul adecvat obiectivului 50x.

Butonul 5 se folosește pentru reglarea iluminării și contrastu imaginii. Deplasarea fină pe verticală a piesei de controlat realizează cu tamburul 6. Această mișcare se efectuează în vederea focalizării imaginii, pînă la obținerea unei clarități max pe ecranul de proiecție.

5.2.5. Echipmentul pentru cîntărirea roților dințate

Cîntărirea roților dințate s-a realizat cu ajutorul unei balanțe analitice de tip MB-C-0, 3/0,2 fabricată la Intreprinderea "BALANȚA" din Sibiu și avînd limita maximă de cîntărire 200 g, limita minimă de cîntărire 5 mg., cu posibilitate de apreciere a $1 \cdot 10^{-4}$ g.

5.3. Programul încercărilor microangrenajelor din materiale plastice

Încercările au fost concepute sub forma unui plan de lucru de încercare pe grupe de roți dințate. Ținînd seama de forma curbei reprezentînd uzura, la început, numărul de solicitări ale cărui dinte în cadrul unui ciclu a fost mai mic, iar după aceea a fost mai îndelungat. Numărul de solicitări ale fiecărui dinte în cadrul programului este prezentat în tabelul 5.2.

Tabel

Nr. cicl.	Număr solicitări		n_A rot/10 sec.	n_B rot/10 sec.	n_C rot/10 sec.
	Total	Pe cicluri			
1.	-	-	-	-	-
2.	30.000	30.000	225	219	242
3.	60.000	30.000	232	221	253
4.	120.000	50.000	226	219	248
5.	180.000	60.000	231	220	251
6.	270.000	90.000	225	218	247
7.	330.000	120.000	235	223	255
8.	630.000	240.000	228	220	249
9.	1110.000	480.000	233	225	258
10.	1.730.000	620.000	230	221	251
11.	3.730.000	2000.000	224	218	249

Luînd în considerare domeniul de utilizare al acestor roţi, la ceasurile programatoare pentru contoarele electrice cu dublu tarif, unde turaţia lor de funcţionare este mică, iar ciclul de funcţionare este intermitent, se poate concluziona că numărul de 3.373.000 solicitări depăşeşte durata de viaţă a produsului (contorului).

Pentru încercări, s-a dispus de un lot de aproximativ 200 roţi dinţate din material plastic, cu piñion metalic sau piñion realizat din acelaşi material plastic. Toate roţile au fost inscripţionate, primind un număr, pe ele marcându-se de asemenea trei dinţi, în vederea urmării acestora de-a lungul programului de încercări.

Pe stand s-au realizat cicluri de încercare simultană a şase roţi dinţate aflate în angrenare cu piñion metalic, sau în angrenare cu piñion din material plastic.

S-a realizat o analiză statistică a erorilor distanţei dintre axe, pentru a se putea determina precizia de fabricaţie a acestor roţi dinţate.

După terminarea fiecărui ciclu de încercări, s-au demonstrat roţile dinţate din modulele de încercări, realizându-se următoarele operaţii :

- determinarea erorii distanţei dintre axe ;
- fotografierea profilului dintelui (suprapus peste profilul teoretic) ;
- fotografierea flancului dintelui.

S-a determinat, prin măsurări succesive, cota peste n dinţi, întocmindu-se analiza statistică a rezultatelor obţinute.

Abaterea de la profilul evolventic al dintelui s-a determinat în trei puncte, prin compararea imaginilor fotografice ale profilului real al dinţilor, cu profilul teoretic al acestora.

De asemenea, pentru a se putea analiza comportarea acestor microangrenaje la sarcini foarte mici, corespunzătoare mercurului în gol (încărcarea fiind dată doar de frecarea din lagăre), s-a efectuat un al doilea set de încercări pe un lot

de gase roți dințate, urmîndu-se același program de încercări și măsurători.

Datorită încărcărilor foarte mici, s-a putut realiza un număr mai mare de cicluri de solicitare (3.840.000). Realizarea acestor încărcări foarte mici s-a obținut prin demontarea mini-ventilatoarelor de pe standul de încercare, ieșirea din modulele de încercare fiind liberă.

S-au realizat de asemenea, cîntăriri succesive în timp la balanța analitică a unui lot de roți dințate din masă plastică, neîncercate, pentru a se urmări comportarea acestora în atmosferă.

6. PREZENTAREA, PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

6.1. Analiza parametrilor caracteristici roților dințate după fabricație

6.1.1. Cota peste n dinți

Poate cea mai răspîndită metodă de măsurare pentru determinarea grosimii dinților este măsurarea cotei peste n dinți, pe normala comună (metoda Wildhaber). În același timp, controlul lungimii normalei comune constituie o verificare complexă a roților dințate, întrucît mărimea acesteia depinde de erorile grosimii dinților, de diferența pașilor circulari învecinați, de erorile de profil și de eroarea cumulată a pasului. Variația cotei peste n dinți, ca diferență între valoare maximă și minimă a acesteia (STAS 6273-81), dă indicații asupra erorii. Pentru controlul peste n dinți, se calculează numărul de dinți n peste care se face măsurarea și cota de măsurat w_n (fig.2.22). În cazul concret al roților dințate realizate din materiale plastice și analizate în lucrare, se calculează :

$$n = \frac{z}{9} + 0,5 = \frac{60}{9} + 0,5 = 7,15 \quad (6.1.)$$

Se alege $n = 7$, iar cota peste șapte dinți va fi :

$$w_n = m \cos \alpha_0 \left[\overline{\Pi}(n - 0,5) + z \operatorname{inv} \alpha_0 \right] \quad (6.2.)$$

$$W_n = 0,4 \cos 20^\circ \left[\pi(7 - 0,5) + 60 \operatorname{inv} 20^\circ \right]$$

$$W_n = 8,01166 \text{ mm}$$

Măsurarea cotei peste n dinți s-a efectuat la proiectorul de profile MP 320, prin deplasarea axei verticale a reticulului de pe ecran, pînă la tangență cu flancurile dinților. S-au analizat 15 roți dințate alese aleatoriu din lotul de roți dințate care au stat la dispoziție pentru încercări, pe fiecare roată efectuîndu-se 30 de măsurări în jurul circumferinței. Rezultatele măsurărilor acestui parametru sînt prezentate în tabelul 6.1.

S-a realizat în continuare, o analiză statistică a rezultatelor obținute, cu ajutorul rețelelor probabilistice (fișa frecvențelor însumate - graficul Henry), în vederea întocmirii căruia s-au calculat datele prezentate în tabelul 6.2.

Graficul frecvențelor însumate, întocmit conform acestei metode, este prezentat în fig.6.1.

Media mediilor cotelor peste n dinți la cele 15 roți analizate, este dată de relația :

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad \bar{x}_i = 7,9371 \text{ mm} \quad (6.3.)$$

unde $n = 15$,

valoare confirmată de graficul din fig.6.1., iar abaterea standard experimentală a mediei se va calcula cu relația :

$$S_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\bar{x} - \bar{x}_i)^2} = 0,0227 \text{ } \mu\text{m}, \quad (6.4.)$$

unde $n = 15$.

Din grafic se pot compara roțile dințate analizate, cu clasele de precizie conform normelor TGL nr.15.021 (RDG) în funcție de toleranța cotei peste n dinți.

Toleranța cotei peste n dinți, T_w , se calculează cu relația :

$$T_w = 2 (T_H - T_R) \cos \alpha_o \quad (6.5.)$$

în care : T_H reprezintă toleranța deplasării suplimentare a profilului de referință, iar T_r reprezintă toleranța bătăii radiale a danturii. Pentru toleranța deplasării suplimentare a profilului de referință, s-a ales alezajul H. Conform normelor TGL nr.15021, toleranța cotei peste n dinți pentru clasa 11 de precizie este de $11,63 \mu\text{m}$.

Din grafic, se poate constata că numai 5% din cotele măsurate, se încadrează în această toleranță. Semnificativ este însă faptul că 92% din dimensiunile lor sînt sub dimensiunea minimă conform prescripțiilor normelor TGL nr.15021 pentru clasa de precizie 11, ca și valoarea medie de $7,937 \text{ mm}$, care este mult sub valoarea nominală de $8,012 \text{ mm}$.

Această abatere mare de la valoarea nominală se poate datora și faptului că la proiectarea matriței de injecție, nu s-a ținut cont în suficientă măsură de valoarea coeficientului de contracție a materialului plastic după injecție.

Intervalul de toleranțe naturale ale procesului de fabricație a roților dințate, cu probabilitate de 95%, este egal cu

$$ITN = \pm a.S \quad (6.6.)$$

unde $a = 1,96$ și deci :

$$ITN = \pm 1,96 \cdot 0,0227 = \pm 0,043 \mu\text{m}$$

ceea ce depășește cu mult toleranța cotei peste n dinți corespunzătoare clasei 11 de precizie conform normelor TGL și reflectă posibilitățile mari care există încă referitoare la fabricarea acestor roți dințate cu o precizie ridicată.

Rezultatele obținute sînt verificate și de fotografiile realizate pentru profilul acestor roți (prezentate în anexă) de unde se poate observa de asemenea că profilul real al dintelui este sub profilul teoretic.

Trebuie remarcat de asemenea, că normele TGL se referă la roți dințate din materiale metalice, pentru roți dințate din masă plastică neexistînd încă norme specifice, în consecință referințele la aceste norme avînd doar un caracter orientativ.

COTA PESIE n DINȚI

TABEL 6.1.

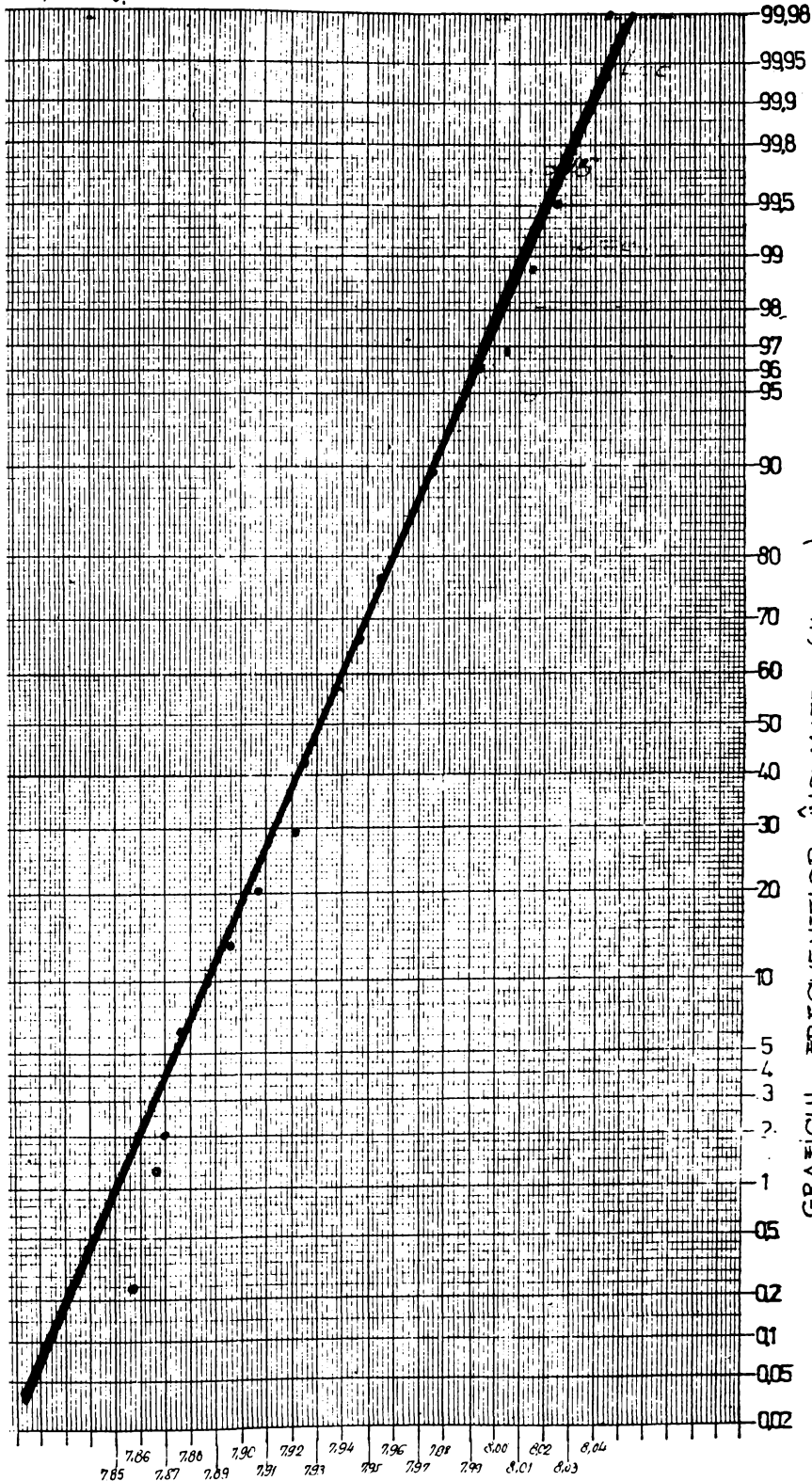
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
7,903	7,967	7,963	7,901	7,959	7,951	7,878	7,938	7,875	7,900	7,912	7,958	7,866	7,988	7,954	
7,893	7,974	7,945	7,937	7,977	7,959	7,878	7,964	7,873	7,903	7,907	7,956	7,859	7,900	7,991	
7,897	7,966	7,955	7,910	7,956	7,954	7,881	7,957	7,903	7,894	7,905	7,982	7,874	7,940	7,973	
7,894	7,975	7,945	7,912	7,955	7,933	7,875	7,943	7,906	7,932	7,915	8,0	7,863	7,957	8,017	
7,925	7,965	7,952	7,908	7,956	7,966	7,874	7,938	7,944	7,928	7,980	7,988	7,884	7,920	7,977	
7,910	7,950	7,934	7,931	7,940	7,941	7,879	7,925	7,928	7,923	7,938	7,999	7,906	7,913	7,990	
7,913	7,958	7,943	7,916	7,950	7,921	7,873	7,924	7,908	7,940	7,922	8,015	7,926	7,905	7,987	
7,915	7,963	7,938	7,933	7,940	7,885	7,881	7,941	7,929	7,930	7,936	8,025	7,928	7,891	8,0	
7,935	7,964	7,916	7,943	7,926	7,929	7,878	7,940	7,909	7,970	7,924	8,403	7,910	7,916	7,892	
7,936	7,970	7,926	7,945	7,946	7,920	7,877	7,932	7,929	7,982	7,934	8,014	7,925	7,897	8,013	
7,927	7,965	7,930	7,932	7,945	7,909	7,865	7,901	7,923	7,970	7,937	7,988	7,925	7,894	7,963	
8,087	7,946	7,902	8,018	7,938	7,929	7,866	7,929	7,918	7,979	7,934	7,983	7,913	7,888	7,969	
7,952	7,950	7,914	7,954	7,935	7,924	7,877	7,927	7,930	7,988	7,931	7,979	7,971	7,912	7,933	
7,970	7,948	7,928	7,965	7,927	7,946	7,875	7,934	7,927	7,987	7,928	7,980	7,948	7,899	7,950	
7,965	7,939	7,929	7,975	7,938	7,944	7,889	7,924	7,916	7,999	7,925	7,959	7,927	7,911	7,957	
7,972	7,949	7,959	7,974	7,953	7,946	7,878	7,925	7,887	7,980	7,901	7,989	7,931	7,941	7,925	
7,971	7,953	7,950	7,968	7,954	7,935	7,873	7,930	7,907	8,002	7,895	7,953	7,938	7,240	7,940	
7,945	7,970	7,965	7,927	7,969	7,935	7,891	7,926	7,916	8,005	7,918	7,978	7,922	7,938	7,911	
7,965	7,972	7,975	7,939	7,970	7,956	7,880	7,935	7,898	7,969	7,928	7,965	7,939	7,940	7,935	
7,957	7,960	7,980	7,954	7,968	7,950	7,922	7,943	7,868	7,956	7,901	7,936	7,946	7,957	7,914	
7,940	7,959	7,972	7,941	7,973	7,946	7,901	7,936	7,872	7,949	7,952	7,950	7,919	8,029	7,916	
7,932	7,960	8,014	7,935	7,966	8,010	7,975	7,961	7,871	7,932	7,920	7,944	7,922	7,921	7,907	
7,954	7,977	7,994	7,940	8,015	7,959	7,916	7,965	7,885	7,935	7,912	7,949	7,937	7,930	7,909	
7,932	7,985	8,015	7,917	7,990	7,954	7,932	7,954	7,871	7,943	7,908	7,942	7,927	7,967	7,901	
7,936	8,012	7,982	7,930	7,980	7,939	7,929	7,971	7,872	7,930	7,889	7,958	7,880	7,935	7,922	
7,944	7,980	8,043	7,904	7,910	7,915	7,930	7,970	7,894	7,911	7,915	7,925	7,915	7,952	7,903	
7,930	7,969	8,034	7,908	7,999	7,930	7,918	7,984	7,875	7,930	7,901	7,916	7,879	7,960	7,902	
7,935	7,968	7,980	7,885	7,965	7,943	7,919	7,991	7,895	7,915	7,907	7,950	7,888	7,948	7,928	
7,924	7,960	7,953	7,882	7,969	7,923	7,912	7,981	7,882	7,895	7,920	7,944	7,883	7,939	7,941	
7,884	7,970	7,934	7,919	7,938	7,935	7,947	7,980	7,883	7,890	7,923	7,955	7,875	7,937	7,947	
X	7,938	7,9647	7,9599	7,9333	7,9593	7,9396	7,8956	7,9456	7,8996	7,9467	7,9198	7,9701	7,9108	7,9293	7,9452
S	0,0368	1,37·10 ⁻²	3,43·10 ⁻²	2,82·10 ⁻²	2,05·10 ⁻²	2,12·10 ⁻²	1,3·10 ⁻²	2,16·10 ⁻²	2,24·10 ⁻²	2,35·10 ⁻²	1,71·10 ⁻²	2,93·10 ⁻²	2,84·10 ⁻²	2,89·10 ⁻²	3,53·10 ⁻²

FIȘA FRECVENȚELOR ÎNSUMATE

(cota peste n dinți)

Tabel 6.2

Nr. crt.	Interval de dimensiuni	n_i	$\sum n_i$	$\frac{\sum n_i}{n} \%$
1	7,85 - 7,859	1	1	0,22
2	7,86 - 7,869	5	6	1,33
3	7,87 - 7,879	22	28	6,22
4	7,88 - 7,889	16	44	9,77
5	7,89 - 7,899	17	61	13,55
6	7,90 - 7,909	30	91	20,22
7	7,91 - 7,919	44	135	30,0
8	7,92 - 7,929	58	193	42,88
9	7,93 - 7,939	64	257	57,11
10	7,94 - 7,949	41	298	66,22
11	7,95 - 7,959	44	342	76,0
12	7,96 - 7,969	33	375	83,33
13	7,97 - 7,979	29	404	89,77
14	7,98 - 7,989	20	424	94,22
15	7,99 - 7,999	8	432	96,0
16	8,00 - 8,009	4	436	96,88
17	8,01 - 8,019	9	445	98,88
18	8,02 - 8,029	3	448	99,55
19	8,03 - 8,039	1	449	99,77
20	8,04 - 8,049	1	450	100,0



GRAFICUL FRECVENTELOR ÎNSUMATE (Henry)

INSTITUTUL NATIONAL DE METROLOGIE - cota peste n dinți - TIP APARAT ROȘIA din țară $\alpha = 60; m = 0,4$.
 LABORATOR FIABILITATE VERIFICARE
 (DISTRIBUTIE GAUSSIANA) SECTIUNEA SENS

Fig. 6.1

6.1.2. Variația distanței dintre axe la angrenarea pe două flancuri

Pentru a obține o imagine de ansamblu a preciziei de fabricație a roților dințate din materiale plastice analizate în lucrare, s-au ridicat cu ajutorul aparatului de verificat angrenaje specifice mecanicii fine (realizat de ICPMFS București), diagramele variației distanței dintre axe la angrenarea pe două flancuri pentru un număr de 125 roți dințate din material plastic cu pinion din același material plastic și 60 de roți din material plastic cu pinion metalic.

În fig.6.2. sînt prezentate diagramele pentru un număr de patru roți dințate, celelalte diagrame realizate fiind prezentate în anexă. Pe fiecare diagramă s-a inscripționat numărul roții și scara de amplificare a aparatului folosită pentru ridicarea diagramei respective.

6.1.2.1. Metodologia de determinare a variației distanței dintre axe. Separarea influenței excentricității

Diagramele realizate, s-au fotografiat, obținîndu-se diapozitivele acestora. Citirea diapozitivelor s-a făcut la proiectorul de profile MP 320. Diapozitivul se așează pe măsuta proiectorului și se reglează poziția acestuia, astfel încît carcoulul diagramei să corespundă cu firele reticulare ale ecranului proiectorului. În continuare, se caută axa diagramei, deplasînd măsuta transversal pînă cînd axa orizontală a reticulului atinge marginile diagramei. Citind valorile indicate pe tamburul micrometric pentru pozițiile extreme (Y_S , Y_I), se determină poziția axei diagramei cu relația :

$$Y_m = \frac{Y_S + Y_I}{2} \quad (6.7.)$$

Reglînd tamburul micrometric pentru deplasarea transversală a măsuței la această valoare, axa diagramei va fi marcată de axa orizontală a reticulului ecranului.

Diagrama s-a citit în 60 de puncte. Pentru aceasta, se deplasează intersecția firelor reticulare de pe ecran, la începutul și la sfârșitul curbei (caracter sinusoidal) citind valorile indicate pe tamburul micrometric pentru deplasări longitudinale (X_S , X_D).

Pasul cu care se face deplasarea longitudinală a diagramei pentru a fi citită în 60 de puncte, s-a calculat cu relația :

$$p = \frac{X_D - X_S}{60} \quad (6.8.)$$

Pornind din punctul X_S cu pasul p , s-au citit elongațiile Y_I de pe ecranul proiectorului, prin intermediul tamburului micrometric al măsuței în coordonate. Pentru a obține elongațiile în mm, s-a măsurat pe ecranul proiectorului de profile, distanța dintre două linii a caroiajului diagramei d (mm). Pe înregistratorul de tip Taylor - Hobson folosit la determinări, sînt indicate valorile distanței dintre două linii ale caroiajului hirtiei indicatoare, specifice acestui tip de aparat, în funcție de amplificarea a (mm) folosită. (tabelul 6.3.).

Tabelul 6.3.

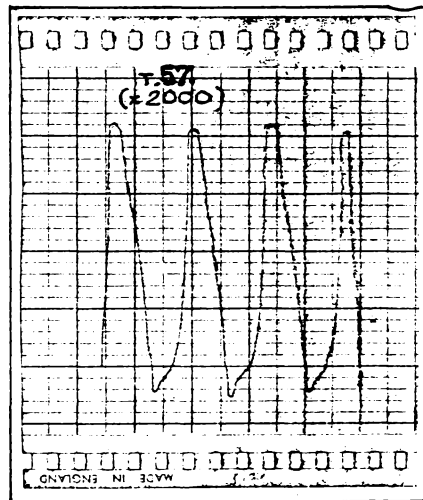
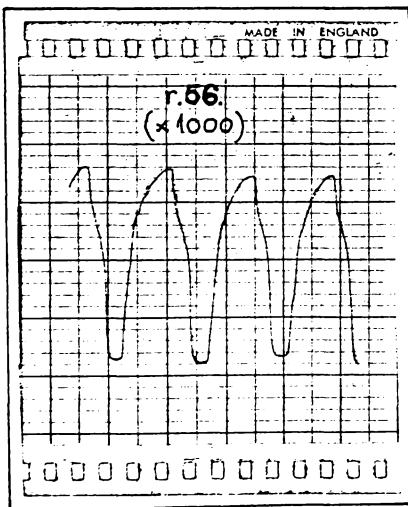
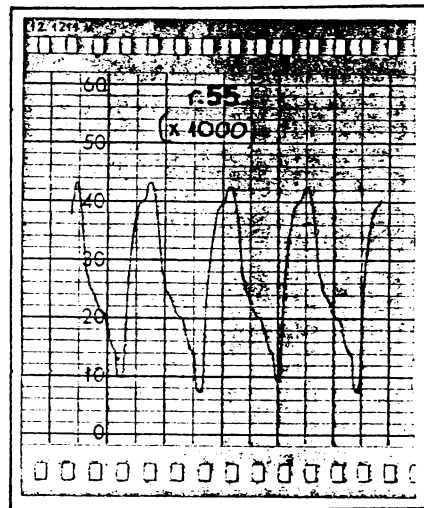
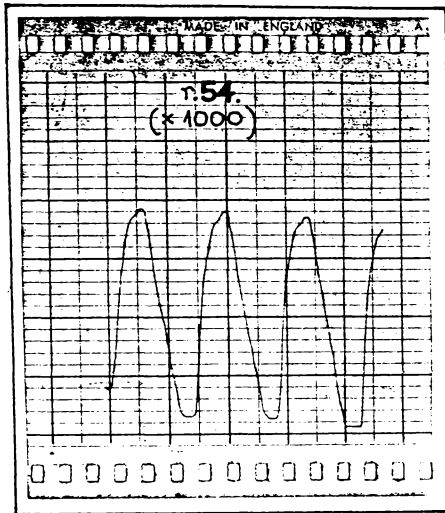
Amplificare	a (mm)
10.000	0,002
5.000	0,0004
2.000	0,001
1.000	0,002
500	0,004
200	0,01
100	0,02

Astfel, scara la care s-au efectuat determinările se va calcula cu o relație de forma :

$$K_y = \frac{a \text{ (mm)}}{d \text{ (mm)}} \quad (6.9.)$$

DIAGRAMME EXPERIMENTALE
ale variației distanței dintre axe.

Fig. 6.2



Caracterul sinusoidal al curbei erorii (fig.6.3.a) este determinat de excentricitatea alezajului roții dințate. Separarea excentricității alezajului față de influența variației grosimii dinților și a pasului de divizare, se face calculând :

$$\Delta = Y_{ti} - Y_{ti} \quad (6.10.)$$

unde :

$$Y_{ti} = e \sin (\varphi_i + \Delta\varphi) \quad (6.11.)$$

S-a notat cu e excentricitatea alezajului roții , iar $\Delta\varphi$ reprezentînd defazajul dintre sinusoida Y_{ti} și începutul diagramei experimentale. S-a considerat de asemenea :

$$\varphi_i = i \cdot 6^\circ \quad (6.12.)$$

În calculele efectuate, s-a considerat $i=0-60$.

Valoarea în μm a erorii Δ (fără excentricitatea alezajului roții) se obține cu relația :

$$\Delta^2 = K_y \cdot \Delta \quad (6.13.)$$

Apare problema determinării excentricității e și a defazajului $\Delta\varphi$, care la fiecare ciclu este altul, începutul înregistrării fiind aleatoriu.

O posibilitate de determinare a funcției (6.11) este dată de regresia neliniară. În acest sens trebuie căutat minimul sumei :

$$S = \sum_{i=1}^n \left[y(\varphi) - \sin(\varphi + \Delta\varphi) \right]^2 \quad (6.14.)$$

care exprimă minimul abaterilor patratice ale curbei înregistrate:

$$y_i = y(\varphi) = kf(\varphi) \quad (6.15.)$$

k -- fiind factorul de scară.

Pentru aceasta, se notează cu y_i - valoarea funcției y (din diagrama înregistrată), ținînd cont de scară, pentru diferite

unghiuri φ_i . Suma S devine în acest caz :

$$S = \sum_{i=1}^n \left[y_i - e \sin (\varphi_i + \Delta\varphi) \right]^2 \quad (6.16.)$$

Minimul acestei sume se obține pentru următoarele condiții:

$$\frac{\partial S}{\partial e} = 0 \quad \text{și} \quad \frac{\partial S}{\partial (\Delta\varphi)} = 0 \quad (6.17.)$$

După ridicarea la patrat a relației 6.16 rezultă :

$$S = \sum_{i=1}^n \left[y_i^2 - 2 e y_i \sin (\varphi_i + \Delta\varphi) + e^2 \sin^2 (\varphi_i + \Delta\varphi) \right] \quad (6.18.)$$

din care se obține :

$$\frac{\partial S}{\partial e} = -2 \sum_{i=1}^n y_i \sin (\varphi_i + \Delta\varphi) + 2e \sum_{i=1}^n \sin^2 (\varphi_i + \Delta\varphi) \quad (6.19.)$$

$$\frac{\partial S}{\partial \Delta\varphi} = -2e \sum_{i=1}^n y_i \cos (\varphi_i + \Delta\varphi) + 2e^2 \sum_{i=1}^n \sin (\varphi_i + \Delta\varphi) \cos (\varphi_i + \Delta\varphi)$$

$$\cos (\varphi_i + \Delta\varphi) = 0 \quad (6.20.)$$

Rezultă următorul sistem de ecuații :

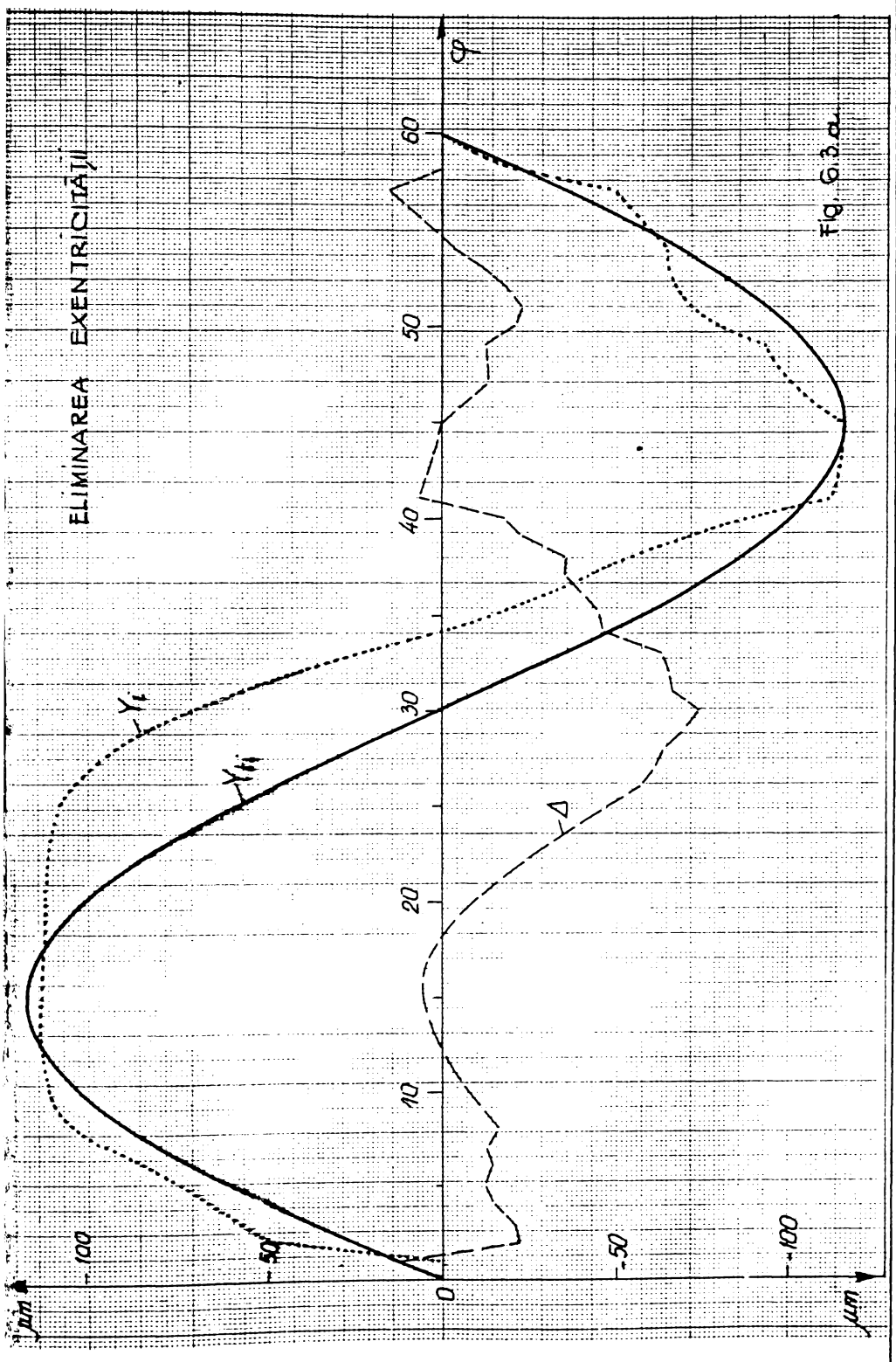
$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n y_i \sin (\varphi_i + \Delta\varphi) - e \sum_{i=1}^n \sin^2 (\varphi_i + \Delta\varphi) = 0 \\ \sum_{i=1}^n y_i \cos (\varphi_i + \Delta\varphi) - e \sum_{i=1}^n \sin (\varphi_i + \Delta\varphi) \cos (\varphi_i + \Delta\varphi) = 0 \end{array} \right. \quad (6.21.)$$

din a cărui rezolvare se obține excentricitatea e. Sistemul (6.21) se poate scrie și sub forma :

./.

ELIMINAREA EXENTRICITĂȚII

Fig. 6.3.a



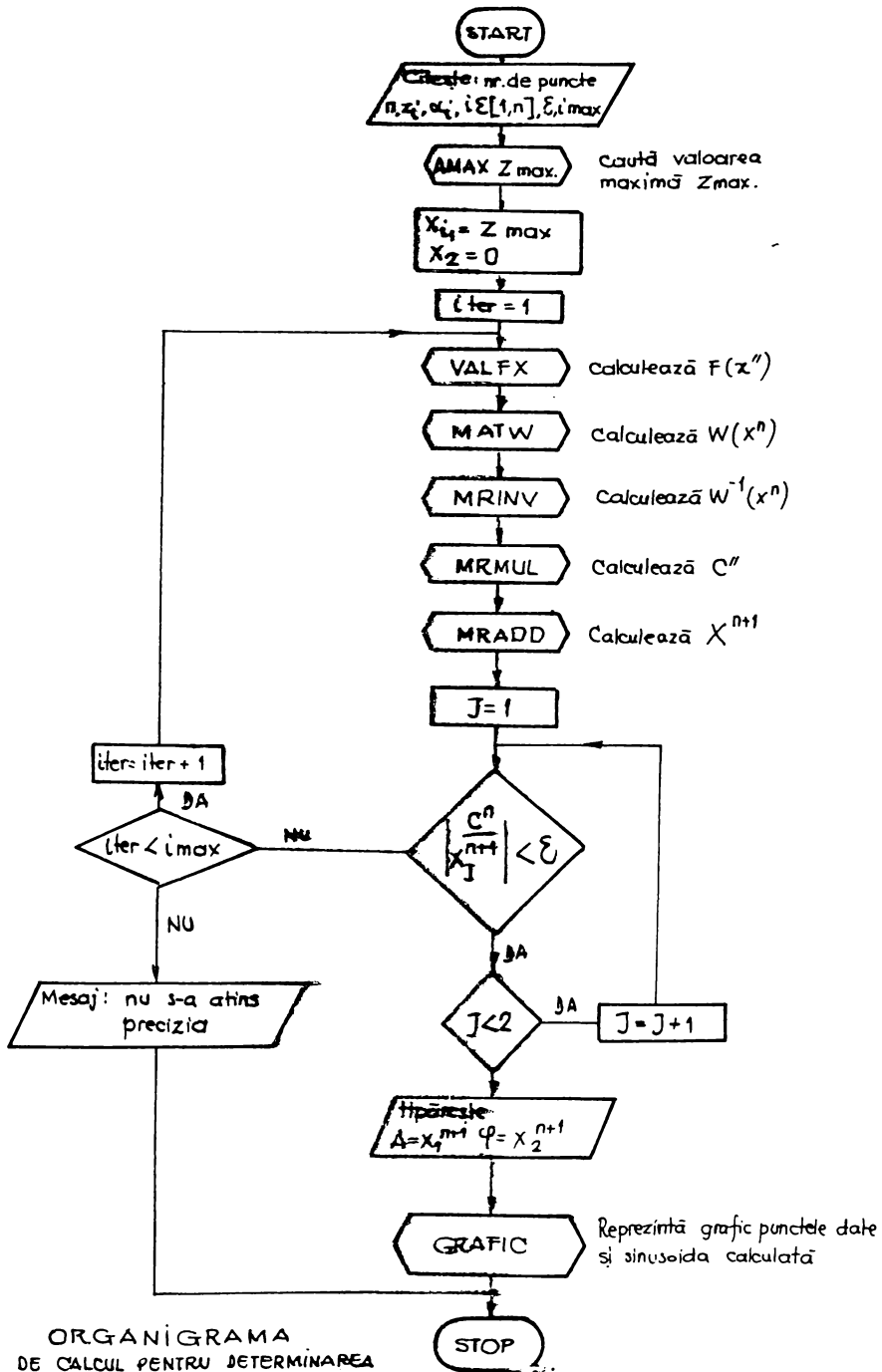


Fig. 6.3. b

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n \sin(\varphi_i + \Delta\varphi) [y_i - e \sin(\varphi_i + \Delta\varphi)] = 0 \\ \sum_{i=1}^n \cos(\varphi_i + \Delta\varphi) [y_i - e \sin(\varphi_i + \Delta\varphi)] = 0 \end{array} \right. \quad (6.22.)$$

și poate fi rezolvat cu ajutorul tehnicii de calcul prin realizarea unui program pe calculator.

Rezolvarea sistemului de ecuații (6.22) se poate efectua iterativ cu metoda Newton, conform căreia o aproximație de ordinul (n+1) a soluției, se obține din aproximația de ordinul n :

$$x^{n+1} = x^n + C^n \quad (6.23.)$$

în care s-a notat cu : x^n - aproximația de ordinul n, x^{n+1} - aproximația de ordinul (n+1), C^n - corecția.

Corecția C^n se poate calcula cu relația :

$$C^n = -W^{-1} \cdot F(x^n) \quad (6.24.)$$

în care :

$$x^n = \begin{vmatrix} x_1^n \\ x_2^n \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A^n \\ y^n \end{vmatrix} \quad (6.25.)$$

$$F(x^n) = \begin{vmatrix} F_1(x^n) \\ F_2(x^n) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{\partial S(x^n)}{\partial x_1} \\ \frac{\partial S(x^n)}{\partial x_2} \end{vmatrix} \quad (6.26.)$$

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial F_1(x^n)}{\partial x_1} & \frac{\partial F_1(x^n)}{\partial x_2} \\ \frac{\partial F_2(x^n)}{\partial x_1} & \frac{\partial F_2(x^n)}{\partial x_2} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{\partial^2 S(x^n)}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 S(x^n)}{\partial x_1 \partial x_2} \\ \frac{\partial^2 S(x^n)}{\partial x_1 \partial x_2} & \frac{\partial^2 S(x^n)}{\partial x_2^2} \end{vmatrix} \quad (6.27)$$

Organigrama de calcul este prezentată în fig.6.3.b.

6.1.2.2. Analiza statistică a variației distanței
dintre axe la angrenarea pe două flancuri

Variația distanței dintre axe (conform STAS.627-60) care reprezintă chiar distanța dintre extremele curbei înregistrate pe diagramă, respectiv bătaia radială, s-a citit ținându-se cont de scara amplificării. Rezultatele sînt prezentate în tabelul 6.4. Pentru eliminarea valorilor aberante (valori afectate de erori grosolane care se datoresc unor accidente de fabricație sau erori de măsurare) s-a folosit testul CHARLIER. Conform acestui test, se elimină toate valorile care se află în afara intervalului ($\bar{x} - aS$; $\bar{x} + aS$) în care :

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (6.28.)$$

este valoarea medie , iar :

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x - x_i)^2} \quad (6.29.)$$

reprezintă abaterea medie patratrică experimentală.

Coeficientul "a" depinde de numărul n al rezultatelor și se calculează din distribuția normală, acceptîndu-se că un rezultat din totalul rezultatelor este afectat de erori grosolane. În această situație, probabilitatea ca un rezultat să se afle în afara intervalului $\pm aS$ va fi :

$$P_{\%} = 100 \cdot \frac{n-1}{n} \quad (6.30.)$$

Pentru această probabilitate, din distribuția normală rezultă mărirea coeficientului "a". În cazul concret al rezultatelor prezentate în tabelul 6.4., valorile calculate au fost :

a) prima verificare :

$$\bar{x} = 0,0763 ; \quad S = 0,0340$$

$$P_{\%} = 100 \frac{n}{n-1} = 100 \cdot \frac{122}{123} = 99,19\%$$

Pentru această valoare, din distribuția normală rezultă $a = 2,6$. Cu aceste valori se pot calcula :

VARIATIA DISTANTEI DINTRE AXE

TABEL 6.4.

Roată plastic - pinion plastic											
r. oa- ă	Bătaia radia- lă F''_{mm}	Nr. roa- tă	Bătaia radia- lă	Nr. roa- tă	Bătaia radia- lă	Nr. roa- tă	Bătaia radia- lă	Nr. roa- tă	Bătaia radia- lă	Nr. roa- tă	Bătaia radia- lă
1.	0,030	22.	0,079	43.	0,025	64.	0,076	85.	0,077	106.	0,103
2.	0,072	23.	0,088	44.	0,071	65.	0,057	86.	0,121	107.	0,153
3.	0,071	24.	0,062	45.	0,142	66.	0,063	87.	0,050	108.	0,046
4.	0,146	25.	0,045	46.	0,064	67.	0,059	88.	0,052	109.	0,129
5.	0,080	26.	0,050	47.	0,101	68.	0,044	89.	0,060	110.	0,081
6.	0,043	27.	0,080	48.	0,088	69.	0,071	90.	0,143	111.	0,151
7.	0,045	28.	0,125	49.	0,114	70.	0,074	91.	0,084	112.	0,034
8.	0,074	29.	0,072	50.	0,088	71.	0,069	92.	0,086	113.	0,081
9.	0,114	30.	0,060	51.	0,072	72.	0,039	93.	0,058	114.	0,089
0.	0,082	31.	0,061	52.	0,066	73.	0,059	94.	0,127	115.	0,042
1.	0,022	32.	0,072	53.	0,092	74.	0,023	95.	0,091	116.	0,034
2.	0,038	33.	0,070	54.	0,059	75.	0,036	96.	0,072	117.	0,060
3.	0,072	34.	0,033	55.	0,043	76.	0,124	97.	0,096	118.	0,052
4.	0,128	35.	0,068	56.	0,049	77.	0,042	98.	0,084	119.	0,027
5.	0,069	36.	0,132	57.	0,129	78.	0,068	99.	0,092	120.	0,029
6.	0,030	37.	0,078	58.	0,104	79.	0,124	100.	0,104	121.	0,068
7.	0,167	38.	0,071	59.	0,116	80.	0,077	101.	0,103	122.	0,040
8.	0,077	39.	0,044	60.	0,076	81.	0,046	102.	0,043	123.	0,085
9.	0,023	40.	0,138	61.	0,140	82.	0,061	103.	0,026		
0.	0,063	41.	0,159	62.	0,067	83.	0,060	104.	0,157		
1.	0,067	42.	0,060	63.	0,082	84.	0,067	105.	0,059		

$$x_{\max} = \bar{x} + aS = 0,1648$$

$$x_{\min} = \bar{x} - aS = -0,0121$$

care elimină roata cu numărul 17, avînd valoarea 0,167 mm.

b) a doua verificare :

$$\bar{x} = 0,0756 ; S = 0,0331$$

$$x_{\max} = \bar{x} + aS = 0,1618$$

$$x_{\min} = \bar{x} - aS = -0,0105$$

În consecință, nemaifiind valori în afara intervalului, se acceptă restul valorilor.

Pentru analiza preciziei de fabricație a roților, s-a utilizat fișa frecvențelor însumate (graficul Henry) completîndu-se în acest scop tabelul 6.5.

Tabel 6.5.

Nr. crt.	Dimensiuni (mm)	Nr. de rezultate în interval (n_i)	Suma frecvențelor $SF = \sum n_i$	$SF\% = \frac{SF}{N} \cdot 100$
1.	0,0201	7	7	5,73
2.	0,0301	8	15	12,29
3.	0,0401	13	28	22,95
4.	0,0501	10	38	31,15
5.	0,0601	21	59	48,36
6.	0,0701	20	79	64,75
7.	0,0801	13	92	75,41
8.	0,0901	4	96	78,69
9.	0,101	5	101	82,78
10.	0,111	3	104	85,25
11.	0,121	8	112	91,80
12.	0,131	2	114	93,44
13.	0,141	4	118	96,72
14.	0,151	4	122	100,0

În fig.6.4. este reprezentat graficul Henry, dreapta (a) corespunzător distribuția pentru acest lot de roți.

Pentru confirmarea acestor rezultate, s-a constituit experimental un al doilea lot de 60 de roți dințate din material plastic, de data aceasta cu pinion metalic, pentru care de asemenea, s-au ridicat diagramele variației distanței dintre axe și s-a reprezentat fișa frecvențelor însumate (graficul Henry). Rezultatele acestor măsurări sînt prezentate în tabelul 6.6., iar în tabelul 6.7. sînt prezentate frecvențele însumate :

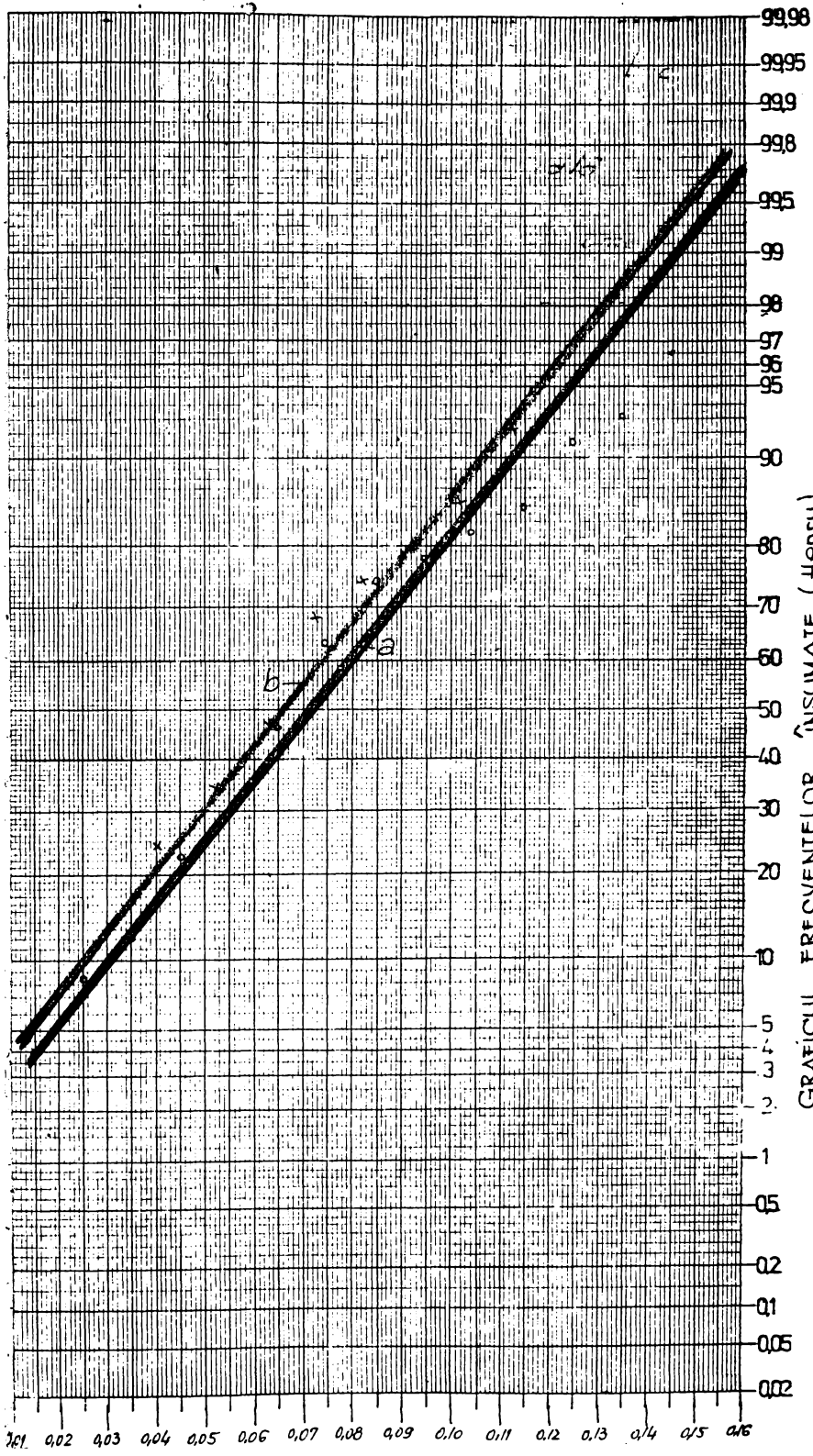
Tabel 6.7.

Nr. crt.	Intervalul de măsurat (mm)	Nr. de rezultate în interval n_i	Suma frecvențelor însumate $SF = \sum n_i$	$SF\% = \frac{SF}{n} \cdot 100$
1.	0,022-0,034	7	7	11,6
2.	0,034-0,046	8	15	25
3.	0,046-0,058	6	21	35
4.	0,058-0,070	8	29	48
5.	0,070-0,082	12	41	68
6.	0,082-0,094	4	45	75
7.	0,094-0,106	3	48	80
8.	0,106-0,118	3	51	85
9.	0,118-0,130	5	56	93
10.	0,130-0,142	4	60	100

În fig.6.4., dreapta (b) reprezintă distribuția caracteristică acestui lot analizat (graficul Henry).

Graficul permite încadrarea roților dințate în clase de precizie conform normelor TGL nr.15021. Procentele de roți pe clase de precizie sînt prezentate în fig.6.5.

Se observă și aici că 65% din roțile dințate sînt în clase inferioare (clasa 10-12), 10% chiar sub clasa 12, ceea ce confirmă faptul că procesul de fabricație poate fi îmbunătățit sensibil, în special în ceea ce privește excentricitatea alezajului roții dințate, dar se pot aduce îmbunătățiri calitative și la nivelul danturii.



GRAFICUL FRECVENTELOR ÎNSUMATE (Henry)

INSTITUTUL NATIONAL DE METROLOGIE - VARIATIILE DIST. DINTRE AXE - TIP APARAT ... ROATĂ ELIPTICĂ $\epsilon = 0.0; \mu = 0.4$

- a. pinion plastic
- b. pinion metalic

VERIFICARE
 SECȚIUNEA SENS

Fig. 6.4

VARIATIA DISTANTEI DINTRE AXE

TABEL 6.6.

Roată plastic - pinion metalic

Număr roată	Bătăia radială F_1'' (mm)	Număr roată	Bătăia radială F_1'' (mm)	Număr roată	Bătăia radială F_1'' (mm)
1.	0,030	21.	0,060	41.	0,069
2.	0,072	22.	0,061	42.	-0,059
3.	0,072	23.	0,071	43.	0,022
4.	0,146	24.	0,132	44.	0,124
5.	0,079	25.	0,068	45.	0,126
6.	0,043	26.	0,071	46.	0,077
7.	0,045	27.	0,138	47.	0,140
8.	0,074	28.	0,140	48.	0,127
9.	0,114	29.	0,142	49.	0,091
10.	0,038	30.	0,071	50.	0,043
11.	0,072	31.	0,100	51.	0,085
12.	0,128	32.	0,114	52.	0,104
13.	0,030	33.	0,087	53.	0,034
14.	0,077	34.	0,072	54.	0,060
15.	0,022	35.	0,066	55.	0,051
16.	0,079	36.	0,048	56.	0,027
17.	0,088	37.	0,116	57.	0,029
18.	0,062	38.	0,056	58.	0,068
19.	0,045	39.	0,070	59.	0,040
20.	0,125	40.	0,074	60.	0,085

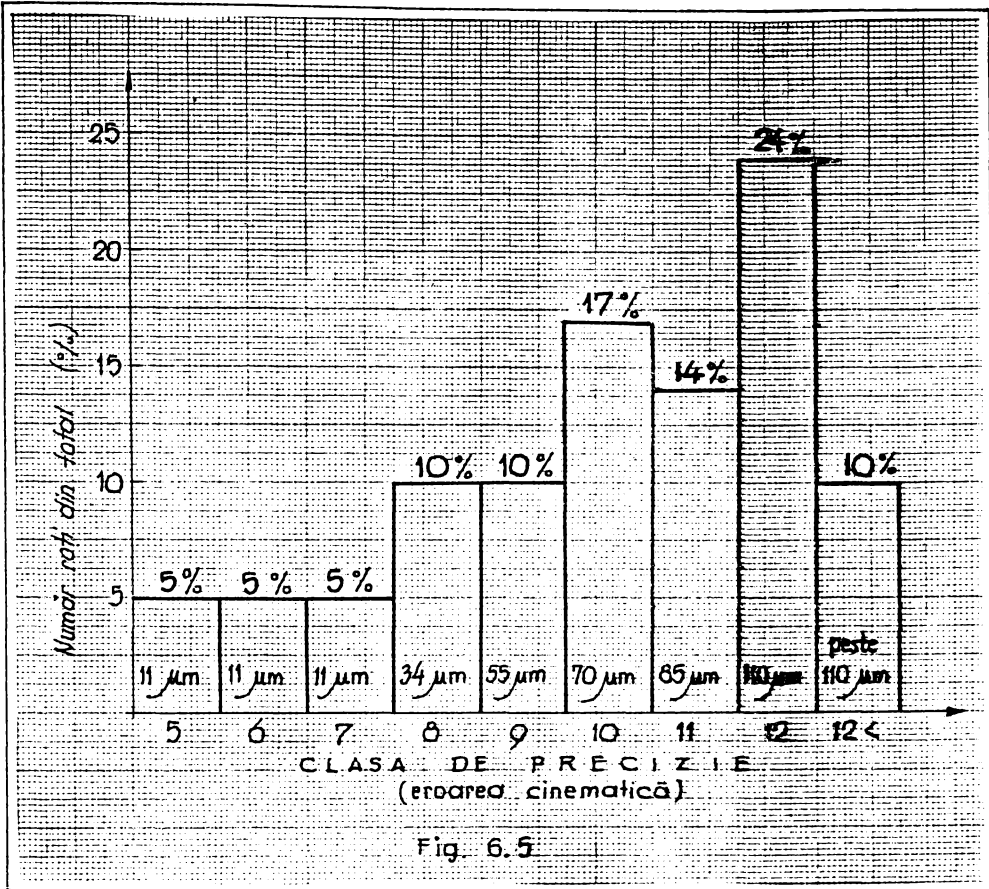


Fig. 6.5

6.1.2.3. Variația raportului de transmitere (Δi_{21}^2) datorită excentricității alezajului

Pentru determinarea intervalului de variație a raportului de transmitere datorat excentricității alezajului, s-a determinat această mărime, pentru un număr de 11 roți dinate. Valoarea excentricității s-a obținut prin prelucrarea diagramei obținute la măsurarea variației distanței dintre axe (vezi fig.6.3.) conform metodologiei prezentate în paragraful 6.1.2.1.

Excentricitatea alezajului conduce la o variație sinusoidală a raportului de transmitere i_{21} , în timpul unei rotații a roții dinate. Intervalul de variație a raportului de transmitere se va calcula cu o relație de forma :

$$\Delta i_{21}^2 = i_{21} \max - i_{21} \min = \frac{\pm e + r_{b1}}{r_{b2}} - \frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \pm \frac{e}{r_{b2}} \quad (6.31.)$$

∴

În cazul concret al roților încercate, unde $i_{21n} = 5$ și D_d 4,8 mm, se poate calcula :

$$\Delta i'_{21} = \frac{2 \cdot e \cdot 10^{-3}}{4,8 \cdot \cos 20^\circ} \quad (6.)$$

excentricitatea e fiind exprimată în μm . Variația procentuală a portului de transmitere $\delta'_{i_{21}}$ din i_{21n} , va fi calculată cu rel

$$\delta'_{i_{21}} = \frac{\Delta i'_{21}}{i_{21n}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot e}{240 \cos 20^\circ} (\%) \quad (6.)$$

Rezultatele calculate sînt prezentate în tabelul 6.8. Se poate o

Tabel 6.8.

Nr.roată	e	$\Delta' i_{21}$	$\delta'_{i_{21}} (\%)$
Roata nr.26	25,76	0,0057	0,114
Roata nr.27	91,86	0,0203	0,406
Roata nr.51	66,13	0,0146	0,292
Roata nr.52	58,72	0,0130	0,260
Roata nr.56	61,71	0,0137	0,274
Roata nr.58	81,90	0,0181	0,362
Roata nr.60	53,27	0,0118	0,236
Roata nr.93	86,30	0,0191	0,382
Roata nr.100	63,04	0,0139	0,278
Roata nr.112	50,90	0,0112	0,224
Roata nr.116	33,74	0,0074	0,148
Medie	61,21	0,0136	0,271

că excentricitatea alezajului roților dințate are o valoare medie destul de ridicată, respectiv $\bar{e} = 61,21 \mu\text{m}$, cu abatere patritică experimentală de $\sigma = \pm 19,57 \mu\text{m}$, ceea ce conduce, cu probabilitate $P=99\%$, la un interval de variație a excentricității : $e \in (10,7 ; 11,7) \mu\text{m}$. Aceasta reprezintă intervalul de toleranțe

naturale ale procesului de fabricație al roților, caracterizînd capabilitatea prezentului proces de fabricație al roților dințate. Acestui interval de variație a excentricității, îi corespunde și o variație medie a raportului de transmitere în timpul unei rotații complete a roții dințate :

$$\bar{\delta} i_{21} = \pm 0,271 \%$$

cu o abatere patritică experimentală de $\bar{\sigma} = \pm 0,087$, ceea ce conduce cu o probabilitate de $P = 99\%$, la un interval de variație a raportului de transmitere $\delta i_{21} \in \pm (0,047\% ; 0,494\%)$.

În concluzie, la roțile dințate de tipul celor analizate, excentricitatea alezajului roții dințate are ca urmare o variație sinusoidală a raportului de transmitere în timpul unei rotații cu pînă la $\pm 0,5\%$, ceea ce în valori absolute înseamnă că raportul de transmitere nu va depăși, cu o probabilitate $P=99\%$, intervalul de valori cuprins între $i_{21} \in (4,975 ; 5,025)$.

6.1.2.4. Variația raportului de transmitere ($\Delta'' i_{21}$) datorită variației razei de bază a roții dințate

Variația razei de bază a roții dințate, presupunînd excentricitatea alezajului roții egală cu zero, se datorește și erorilor de pas în urma variației grosimii dinților. Și această modificare a razei de bază, conduce la o variație a raportului de transmitere $\Delta'' i_{21}$, care se suprapune peste variația raportului de transmitere $\Delta' i_{21}$ datorată excentricității, rezultînd o variație totală a raportului de transmitere a cărei valoare va fi constituită din suma algebrică a celor două mărimi :

$$\Delta i_{21} = \Delta' i_{21} + \Delta'' i_{21} \quad (6.34.)$$

Expresia de mai sus se poate calcula pentru fiecare poziție a roții dințate.

S-a analizat într-o primă etapă, variația raportului de transmitere $\Delta'' i_{21}$ datorată numai variației razei de bază (fără excentricitate), pentru valorile maxime ale razei de bază de la valoarea nominală (eroarea inițială maximă).

Cu valorile obținute pentru eroarea distanței dintre axe maximă (fără excentricitate), s-a întocmit tabelul 6.9, valori cu care s-a calculat $\Delta''_{i_{21}}$ pentru roțile încercate :

$$\Delta''_{i_{21\max}} = \frac{2 \Delta^?_{\max} \cdot 10^{-3}}{4,8 \cdot \cos 20^{\circ}} \quad (6.35.)$$

Variația relativă procentuală a raportului de transmitere (față de raportul de transmitere nominal i_{21n}) va fi :

$$\delta''_{i_{21\max}} = \frac{\Delta^?_{i_{21\max}}}{i_{21n}} \cdot 100 = \frac{2 \Delta^?_{\max}}{240 \cos 20^{\circ}} (\%) \quad (6.36.)$$

Tabel 6.9.

Nr.roată		$\Delta^?_{\max} (\mu m)$	$\Delta''_{i_{21}} \cdot 10^3$	$\delta''_{i_{21}} \cdot 10^2 (\%)$
Roata nr.	-	0,82	0,18	0,36
51	+	0,76	0,16	0,32
Roata nr.	-	1,38	0,30	0,60
52	+	3,45	0,76	1,52
Roata nr.	-	1,20	0,26	0,52
60	+	1,50	0,33	0,66
Roata nr.	-	11,40	2,60	5,20
93	+	11,30	2,50	5,0
Roata nr.	-	7,79	1,70	3,40
100	+	43,20	9,50	1,9
Roata nr.	-	9,20	2,0	4,0
116	+	3,90	0,86	1,92

Analizând datele prezentate în tabelul 6.9, se poate observa că valoarea medie a abaterii pozitive de la raportul de transmitere este $\delta''_{i_{21}} = 0,0236\%$, iar valoarea medie negativă este $\delta''_{i_{21}} = -0,0188\%$, ceea ce, utilizând abaterile medii experimentale ($\sigma_- = 0,019$; $\sigma_+ = 0,0015$) conduce cu o probabilitate $P=99\%$ la un domeniu de variație $\delta''_{i_{21}} \in (-0,0728\%; +0,0579\%)$.

Se poate observa că variația razei de bază are o influență mai mică decât excentricitatea de zăjului roții. Semnificativ este însă faptul că cele două abateri maxime $\Delta i_{21\max}$ și $\Delta'' i_{21\max}$, nu apar în aceeași poziție a roții, mai mult, ele se pot chiar atenua (compensa reciproc).

Pentru a se justifica acest lucru, s-a calculat atât Δi_{21} (variația valorii absolute a raportului de transmitere) și δi_{21} (variația procentuală totală a raportului de transmitere) cât și $\Delta'' i_{21}$ (variația valorii absolute a raportului de transmitere datorată modificării razei de bază) și $\delta'' i_{21}$ (variația procentuală a raportului de transmitere datorită modificării razei de bază) în jurul roții dințate, din 6^0 în 6^0 . Pentru roțile încercate, s-a calculat :

$$\Delta i_{21} = \frac{2y_i \cdot K \cdot 10^{-3}}{4,8 \cos 20^0} \quad \text{și} \quad \delta i_{21} = \frac{\Delta i_{21}}{i_{21n}} \cdot 100 (\%)$$

(6.37.) (6.38.)

În tabelul 6.10 se prezintă aceste rezultate experimentale calculate pentru roata nr.116, celelalte rezultate fiind prezentate în anexă.

Se observă că variația totală a raportului de transmitere nu depășește valorile maxime datorate excentricității, confirmându-se astfel ipoteza că din cei doi factori analizați, elementul care contribuie mai mult la variația raportului de transmitere este (în cazul roților dințate analizate) excentricitatea și acest lucru conduce la recomandarea unor măsuri de revedere a tehnologiei de execuție a acestor roți. Prin reducerea valorii excentricității, variația remanentă a raportului de transmitere se poate reduce sub $\pm 0,05\%$.

6.1.3. Abaterea de la profilul evolventic al flancului dintelui

Abaterea de la profilul evolventic al roților dințate, s-a determinat prin fotografierea a trei dinți consecutivi, de la un număr de șase roți dințate, alese aleatoriu din lotul de roți supuse încercărilor. Imaginile s-au realizat cu ajutorul unui dispozitiv de fotografiere montat pe proiectorul de profile MP 320, cu o mărire de 50 x și suprapunind peste profilul real, profilul

evolventic teoretic în poziția corespunzătoare, față de centrul roții.

În fig.6.6. sînt prezentate imaginile realizate pentru roțile 13, 47 și 58, celelalte fotografii fiind prezentate în anexă.

Profilul teoretic s-a obținut prin calcul și a fost trasat grafic cu ajutorul plotterului unui calculator Hewlett-Packard utilizînd datele de proiectare caracteristice danturii roților încercate.

Negativul peliculei obținute, s-a proiectat cu ajutorul unui diaprojector, pe un ecran, obținîndu-se în acest mod, o mărire de aproximativ 500 x a profilului dintelui. Abaterea de la profilul evolventic, s-a măsurat cu un aparat de măsurat lungimi, pe tangente la cercul de bază, trasate pentru unghiuri $\alpha=10^\circ$; 15° ; 20° ; $22,5^\circ$ și 25° (fig.6.7.).

S-a efectuat media celor 3 citiri pentru fiecare unghi, la cei trei dinți analizați, la fiecare roată. Rezultatele obținute sînt prezentate în tablul 6.11. Se observă că abaterea de la profi

Tabel 6.11.

Nr. roată	α	λ				
		25°	$22,5^\circ$	20°	15°	10°
51		0,050	0,032	0,027	0,018	0
52		0,047	0,036	0,018	0,006	0
60		0,050	0,032	0,019	0,005	0
93		0,048	0,039	0,030	0,020	0
100		0,046	0,029	0,025	0,020	0
116		0,052	0,027	0,022	0,015	0
	$\bar{\lambda}$	0,0488	0,0325	0,0235	0,0143	0
	σ	0,0020	0,0040	0,0042	0,0062	0
ITN	λ_{\min}	0,0436	0,0225	0,0126	0	0
	λ_{\max}	0,0539	0,0428	0,0343	0,0303	0

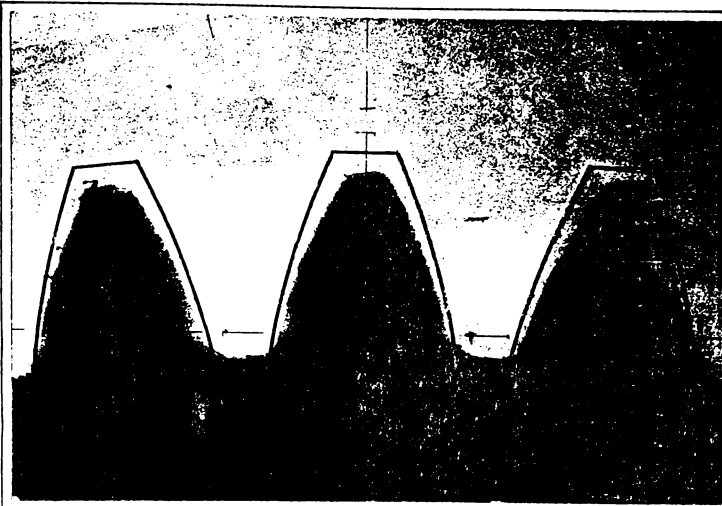
evolventic teoretic, este în toate cazurile negativă, deci profilul real se află sub cel teoretic, ceea ce confirmă considerațiile

./.

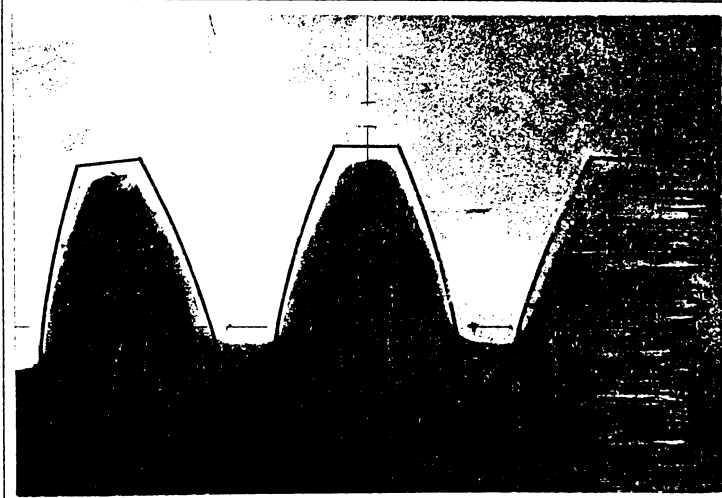
ROATA 116/1

Tabel 6.10.

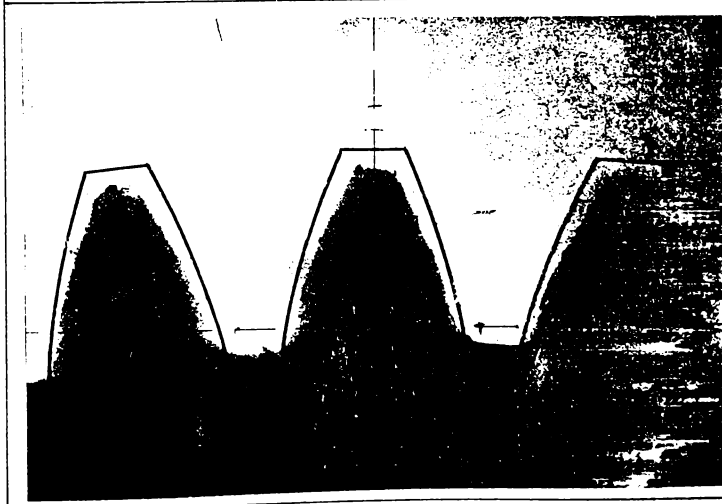
P_{rad}	$\Delta''_{i_{21}}$	$\delta''_{i_{21}}\%$	$\Delta_{i_{21}}$	$\delta_{i_{21}}\%$	φ_{grad}	$\Delta''_{i_{21}}$	$\delta''_{i_{21}}\%$	$\Delta_{i_{21}}$	$\delta_{i_{21}}\%$
0	0	0	0	0	186	-0,00150	-0,0301	0,0013	0,0274
6	0,000082	0,0016	0,00006	0,00126	192	-0,0016	-0,0328	0,0013	0,0271
12	0,00015	0,0031	0,00012	0,0025	198	-0,0017	-0,0354	0,0013	0,0267
18	0,00015	0,0031	0,00026	0,0052	204	-0,0018	-0,0372	0,0012	0,0259
24	0,00022	0,0044	0,00034	0,0068	210	-0,0019	-0,0390	0,0012	0,0249
30	0,00028	0,0057	0,00041	0,0083	216	-0,0020	-0,0407	0,0012	0,0243
36	0,00037	0,0075	0,00044	0,0088	222	-0,0018	-0,0372	0,0009	0,0186
42	0,00046	0,0093	0,00045	0,0090	228	-0,0011	-0,0230	0,0001	0,0025
48	0,00057	0,0115	0,00047	0,0093	234	-0,0008	-0,0168	-0,00029	-0,0058
54	0,00064	0,0128	0,00048	0,0095	240	-0,0008	-0,0057	-0,0009	-0,0186
60	0,00073	0,0146	0,00049	0,0098	246	-0,0001	-0,0026	-0,0011	-0,0226
66	0,00077	0,0155	0,0005	0,0099	252	-0,00006	-0,0013	-0,0012	-0,0252
72	0,00082	0,0164	0,0005	0,0100	258	-0,00002	-0,0004	-0,0013	-0,0267
78	0,00084	0,0168	0,0005	0,0103	264	-0,00001	-0,0003	-0,0014	-0,0274
84	0,00086	0,0172	0,0005	0,0106	270	-0,00001	-0,0002	-0,0014	-0,0277
90	0,00084	0,0168	0,0005	0,0110	276	0,00001	0,0001	-0,0014	-0,0279
96	0,00079	0,0159	0,0006	0,0118	282	0,00002	0,0004	-0,0014	-0,0278
102	0,00064	0,0128	0,0007	0,0143	288	0,00004	0,0008	-0,0014	-0,0278
108	0,00044	0,0088	0,0008	0,0176	294	0,00008	0,0017	-0,0014	-0,0277
114	0,00033	0,0066	0,0009	0,0189	300	0,0001	0,0031	-0,0014	-0,0274
120	0,00017	0,0035	0,00102	0,0204	306	0,0002	0,0044	-0,0013	-0,0272
126	0,000044	0,00038	0,00108	0,0216	312	0,0003	0,0062	-0,0013	-0,0269
132	-0,00013	-0,0026	0,00117	0,0234	318	0,0003	0,0066	-0,0013	-0,0257
138	-0,00031	-0,0062	0,00124	0,0249	324	0,0003	0,0066	-0,0011	-0,0234
144	-0,00051	-0,0101	0,00132	0,0264	330	0,0002	0,0040	-0,0009	-0,0181
150	-0,00066	-0,0133	0,0013	0,0274	336	0,0002	0,0048	-0,0008	-0,0163
156	-0,00082	-0,0164	0,0014	0,0279	342	0,0001	0,0031	-0,0005	-0,0118
162	-0,00097	-0,0195	0,0014	0,0281	348	0,0001	0,0022	-0,0004	-0,0080
168	-0,00110	-0,0221	0,0014	0,0281	354	0,0001	0,0022	-0,0002	-0,0050
174	-0,00124	-0,0248	0,0013	0,0277	360	0	0	0	0
180	-0,00137	-0,0274	0,0013	0,0277					



Roata nr. 13
(pinion metallic)

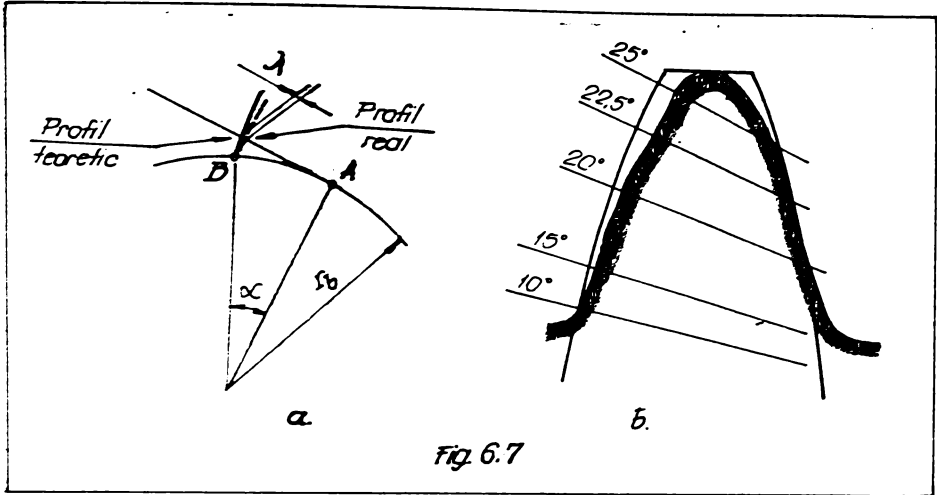


Roata nr. 47
(pinion metallic)



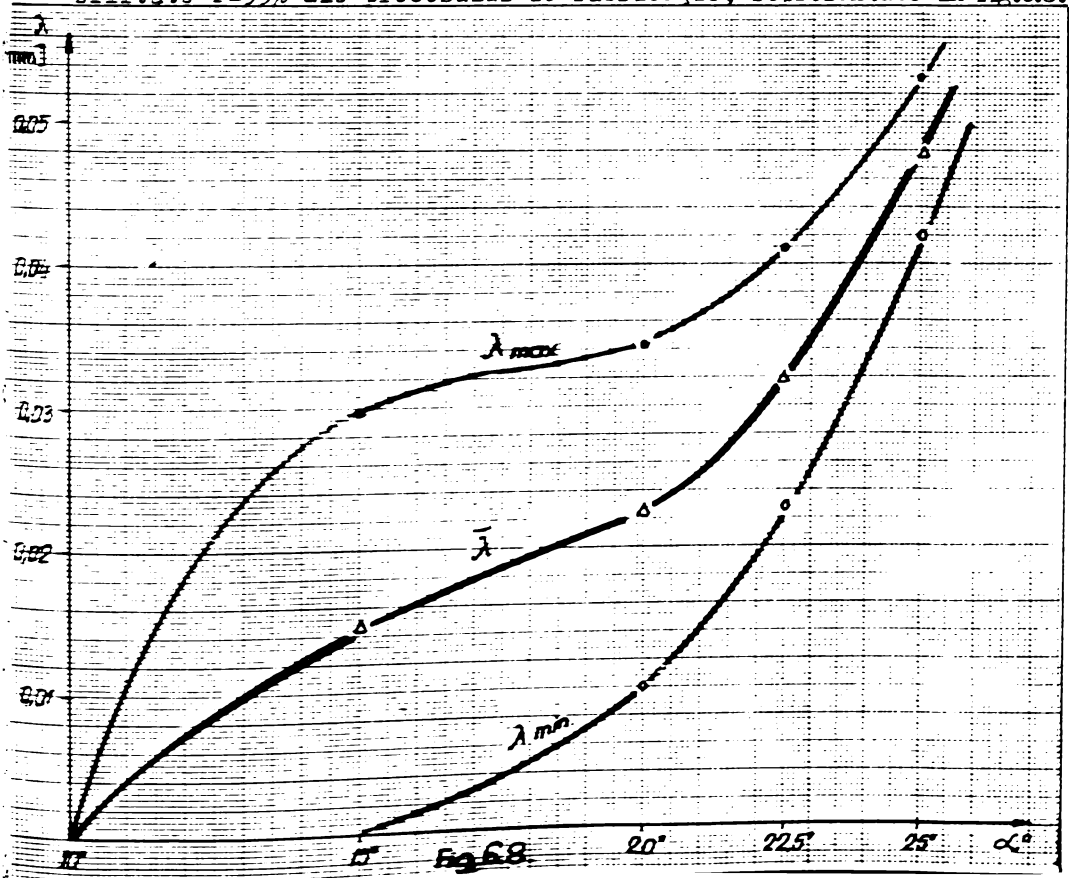
Roata nr. 58
(pinion metallic)

Fig. 6.6



prezentate la paragraful 6.1.1. Abaterile crește ca valoare, odată cu apropierea de vârful dintelui, ceea ce conduce la măsuri recomandabile pentru îmbunătățirea preciziei matriței de injecție în această zonă.

Cu valorile medii și abaterile medii pătratice experimentale, s-a calculat intervalul de toleranțe naturale ITN cu probabilitate $P=99\%$ ale procesului de fabricație, reprezentate în fig.6.8.



Se observă că spre vârful dintelui, abaterile de la profilul evolventic sînt relativ mari, putînd ajunge la peste 0,05 mm. Variațiile mai mari se constată însă spre baza dintelui, la unghiuri $\alpha = 15^\circ$, grosimea dintelui este mai mare, deci contracția la răcire a materialului plastic injectat este mai pregnantă și se suprapune cu deficiențele constructive ale matricei de injecție.

Această abatere de la profilul evolventic, va produce și variația a raportului de transmitere instantaneu în timpul angrenării cărui dinte, variație ce se va suprapune peste variația raportului de transmitere în jurul roții.

Raportul de transmitere instantaneu, se va calcula (conform celor prezentate în cap.4) cu o relație de forma :

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d_{b1}}{d_{b2}} \left[1 + \frac{2}{d_{b1}} \left(\frac{d\lambda_1}{d\alpha} + \frac{d\lambda_2}{d\alpha} \right) \right] \quad (6)$$

Avînd în vedere că angrenarea se face cu o roată etalon, se poate considera că :

$$\frac{d\lambda_2}{d\alpha} = 0 \quad (6)$$

Introducînd în relația 6.39 datele roților încercate, se poate calcula :

$$i_{21} = \frac{24}{4,8} \left[1 + \frac{2}{24 \cdot \cos 20^\circ} \cdot \frac{d\lambda_1}{d\alpha \cdot \frac{\pi}{180}} \right] \quad (6)$$

$$i_{21} = 5 \left(1 + \frac{15}{\pi \cos 20^\circ} \cdot \frac{d\lambda_1}{d\alpha} \right) \quad (6)$$

De asemenea, se poate scrie că variația raportului de transmitere instantaneu va fi : $\Delta''' i_{21} = i_{21} - i_{21n}$ (6)

unde $i_{21n} = 5$, reprezintă raportul de transmitere nominal. Deci :

$$\Delta''' i_{21} = \frac{15}{\pi \cos 20^\circ} \cdot \frac{d\lambda_1}{d\alpha} \quad (6)$$

Pentru intervale unghiulare finite $\Delta\alpha = 5^\circ$ sau $\Delta\alpha = 2,5^\circ$, re

$$\Delta''' i_{21} = 5,0811 \Delta\lambda_1 \text{ pentru } \Delta\alpha = 5^\circ \quad (6)$$

$$\Delta''' i_{21} = 10,1621 \Delta\lambda_1 \text{ pentru } \Delta\alpha = 2,5^\circ \quad (6)$$

Variația relativă a raportului de transmitere datorată abaterii de la profilul evolventic, exprimată în procente, va fi :

$$\delta_{i_{21}}''' = \frac{\Delta''' i_{21}}{i_{21n}} \cdot 100 (\%) \quad (6.47.)$$

deci :

$$\delta_{i_{21}}''' = 101,625 \Delta \lambda_1 \text{ pentru } \Delta \alpha = 5^\circ \quad (6.48.)$$

$$\delta_{i_{21}}''' = 203,242 \Delta \lambda_1 \text{ pentru } \Delta \alpha = 2,5^\circ \quad (6.49.)$$

Rezultatele acestor calcule sînt prezentate în tabelul 6.12.

Tabel 6.12.

Nr. roată	$\Delta \alpha$	$\delta_{i_{21}}'''(\%)$	$\delta_{i_{21}}'''(\%)$	$\delta_{i_{21}}'''(\%)$	$\delta_{i_{21}}'''(\%)$
		10°-15°	15°-20°	20°-22,5°	22,5°-25°
Roata nr.51		-1,82	-0,92	-1,0	-3,66
Roata nr.52		-1,22	-0,60	-2,24	-3,66
Roata nr.60		-1,62	-0,30	-2,64	-3,66
Roata nr.93		-2,44	-0,60	-1,82	-1,82
Roata nr.100		-2,04	-0,50	-0,80	-3,46
Roata nr.116		-1,52	-0,70	-1,0	-5,08
$\delta_{i_{21}}'''$		-1,776	-0,603	-1,583	-3,556

Din analiza acestora, se observă influența deosebit de mare a abaterilor de la profilul evolventic (duble sau chiar mai mari) decît influența excentricității, în special angrenarea spre vîrfurile dințelului. Aceste variații pot avea o influență deosebită asupra raportului de transmitere instantaneu.

Abaterile de la profilul evolventic, avînd toate, valori negative, raportul de transmitere va fi mai mic decît raportul de transmitere nominal cu valori cuprinse în medie între (-0,6%) și (+3,5%) de-a lungul unui dinte, ceea ce înseamnă (neținînd cont de excentricitatea alezajului), că raportul de transmitere

instantaneu va avea valori cuprinse între 4,82-4,97.

6.1.5. Masa roților dințate

S-au cîntărit imediat după fabricație un număr de 5 roți dințate cu pinion din material plastic și 5 roți dințate cu pinion metalic, cu ajutorul unei balanțe analitice de precizie.

Rezultatele acestor cîntăriri sînt prezentate în tabelul

Tabel 6.13.

ROATA nr.	$\frac{m(g)}{\text{R.d. cu pinion plastic}}$	ROATA nr.	$\frac{m(g)}{\text{R.d. cu pinion metalic}}$
1	1,1619	6	1,8041
2	1,1613	7	1,6996
3	1,1418	8	1,7027
4	1,1519	9	1,7124
5	1,2234	10	1,7019
\bar{m}	1,1681	\bar{m}	1,7241

Se observă că valoarea medie a masei roților este de 1,16 respectiv 1,7241 g, cu abateri medii patratice experimentale de 0,02862 g, respectiv 0,04020 g. Aceasta înseamnă că, cu o probabilitate $P=99\%$, masele roților dințate cu pinion din material plastic sînt cuprinse între $m \in (1,0942 ; 1,2419)$, variația fiind de $\pm 6,32\%$, iar la roțile cu pinion metalic $m \in (1,6204 ; 1,8278)$, variația fiind de $\pm 6,02\%$.

6.2. Analiza variației parametrilor caracteristici roților dințate, în timpul funcționării sub sarcină Analiza evoluției în timp a uzurii

6.2.1. Variația distanței dintre axe

Conform programului de încercări, pe standul de încercări s-au montat șase roți dințate și s-au efectuat încercările. După numărul de cicluri de funcționare impus conform programului (tab.5) s-au demontat roțile dințate și s-a înregistrat (trasat) diagrama erorii distanței dintre axe. În fig.6.9. s-au prezentat diagramele

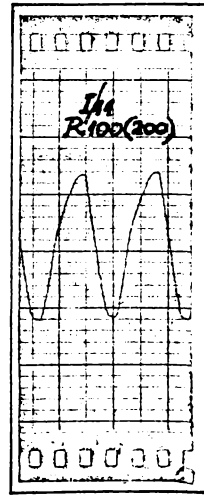
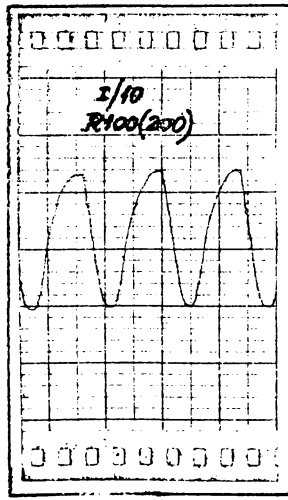
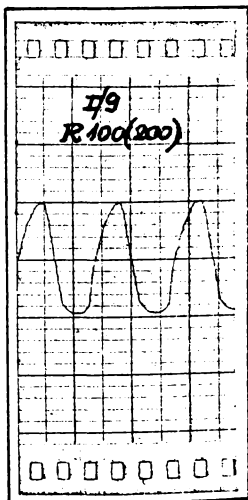
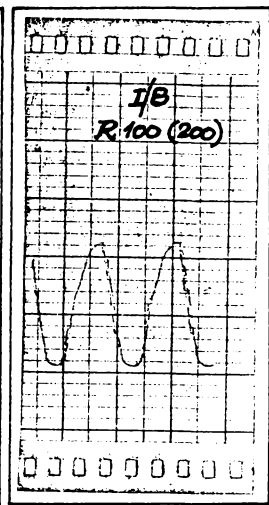
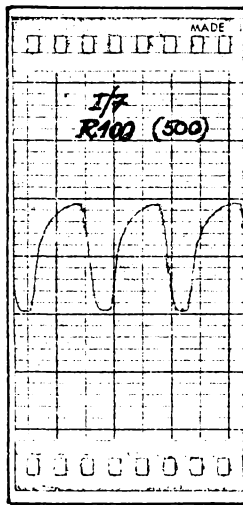
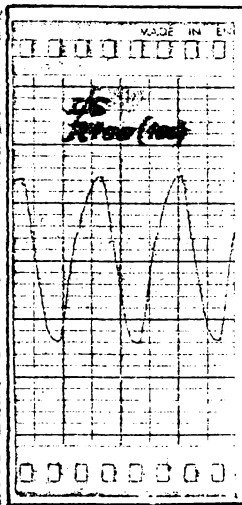
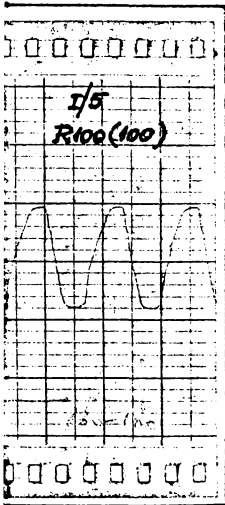
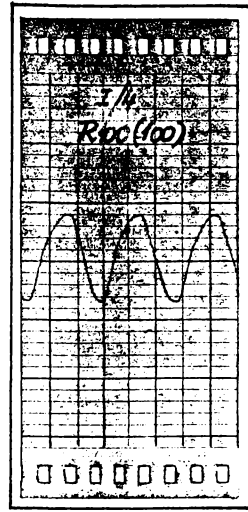
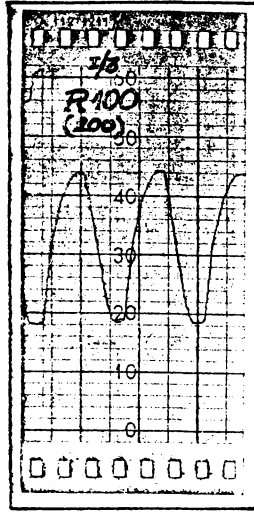
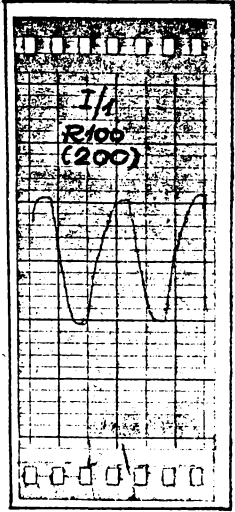


Fig. 6.9

obținute pentru roata dințată nr.100 după fiecare ciclu de încercări, celelalte diagrame fiind prezentate în anexă.

Rezultatele experimentale uralucrate conform paragrafului 6.1.21. sînt prezentate în tabelul 6.14, exemplificat pentru roata dințată nr.116 (starea inițială), pentru celelalte cicluri de încercări și roți dințate, rezultatele fiind prezentate în anexă.

S-a realizat un studiu preliminar al variației erorii distanței dintre axe în timp (în funcție de numărul de cicluri de solicitare), comparativ cu eroarea distanței dintre axe după eliminarea excentricității. În fig.6.10 este redată evoluția în timp,

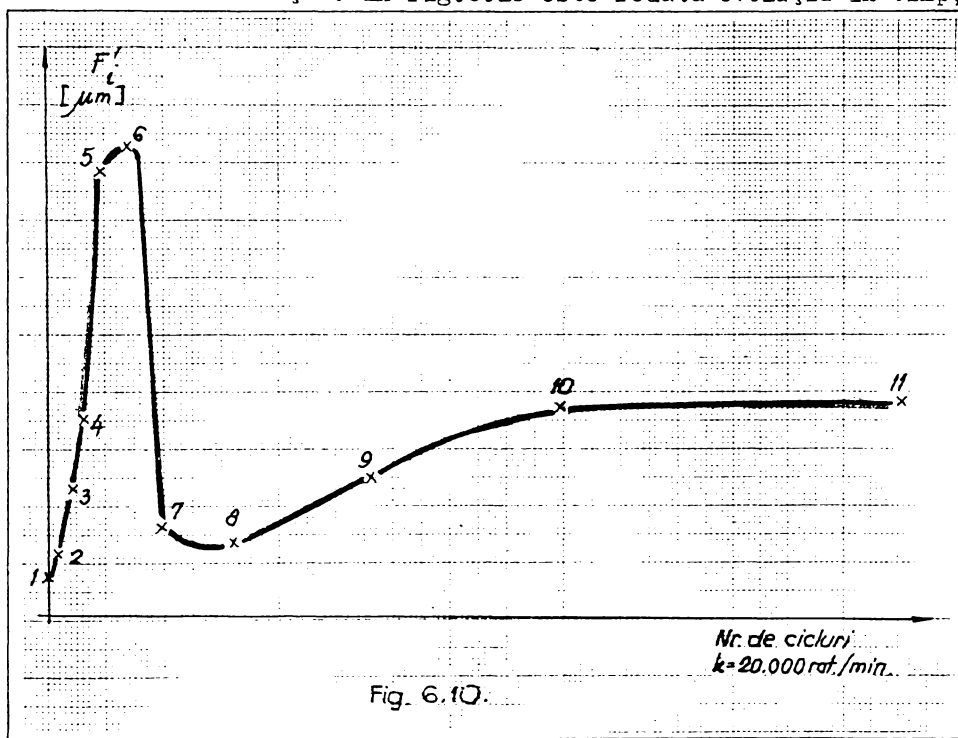


Fig. 6.10.

funcție de numărul de cicluri de solicitare, a erorii distanței dintre axe maxime pentru roata dințată nr.116, iar în fig.6.11. este prezentată eroarea distanței dintre axe maximă după eliminarea excentricității alezajului roții dințate. Alura similară a curbelor a permis să se concluzioneze că fenomenele analizate se petrec la nivelul danturii, motiv pentru care în continuare s-a analizat eroarea distanței dintre axe după eliminarea excentricității. Acest mod de tratare are avantajul că elimină influența excentricității, deci un factor perturbator care ar putea

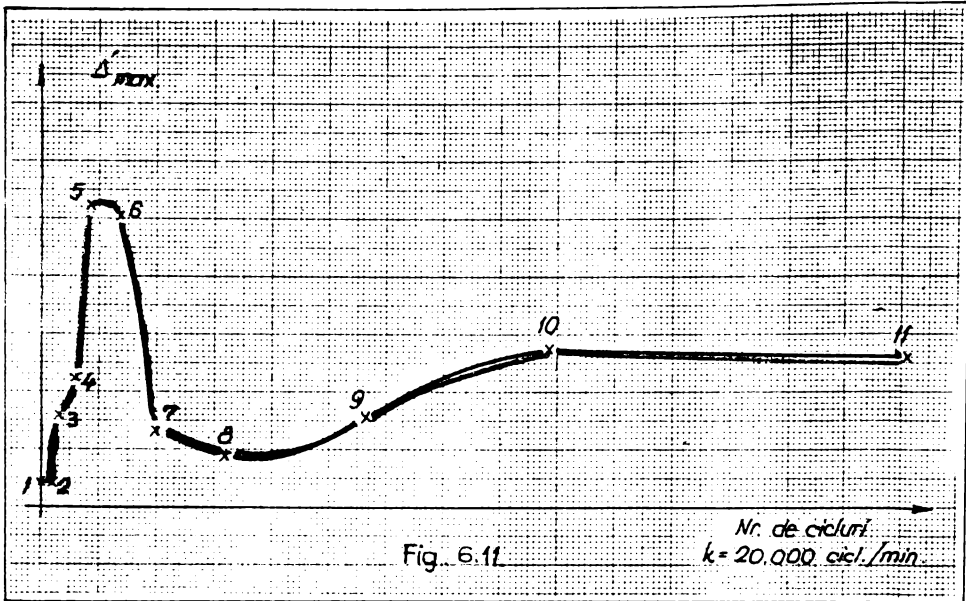


Fig. 6.11

influența concluziile ce se vor prezenta în legătură cu modul de angrenare al acestor roți dințate.

În fig.6.12, 6.13, și 6.14 sînt prezentate pentru roata dințată nr.60, variația distanței dintre axe, (după eliminarea excentricității) de-a lungul circumferinței roții, după fiecare ciclu de solicitare. Diagramele, obținute cu ajutorul plotterului grafic al unui calculator de tip Hewlett Packard au reprezentat cu culoare neagră ciclurile 1,5 și 9, cu culoare roșie ciclurile 2,6 și 10, cu culoare verde ciclurile 4 și 8. Setul 1 (fig.6.12) cuprinde ciclurile 1-4, setul 2 (fig.6.13) cuprinde ciclurile 5-8, iar setul 3 (fig.6.14) cuprinde ciclurile 9-11.

Din analiza acestor diagrame se poate observa că evoluția variației distanței dintre axe (fără excentricitate) este aproximativ aceeași în orice secțiune a circumferinței roții, acuzînd o creștere inițială, apoi o reducere destul de mare și în final, o creștere lentă în funcție de numărul ciclurilor de solicitare.

Pentru a se evidenția și mai bine acest fenomen, s-a reprezentat, preluînd din tabelul 6.14, variația distanței dintre axe maximă (atît pozitivă cît și negativă, fără excentricitate) în funcție de numărul de cicluri de solicitare - datele fiind prezentate în tabelul 6.15 - și s-au reprezentat grafic aceste valori în fig.6.15 și 6.16.

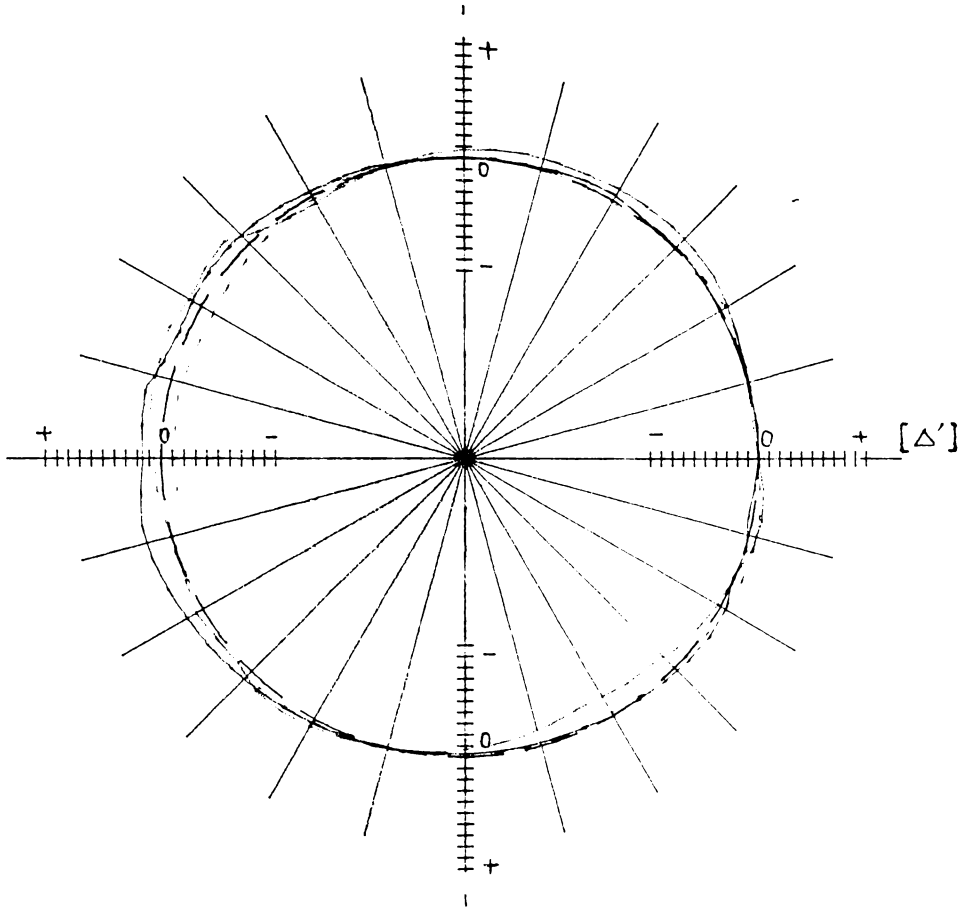
$M = 200$
 I_1
 $A = 3,086$
 $p = 0,0375$

Tabel 6.14

ROATA 116.

φ grad	y_i	y_t	Δ	Δ^2 (μm)	φ grad	y_i	y_t	Δ	Δ^2 (μm)
0	0	0	0	0	186	109,0	-11,6	-120,6	-6,80
6	5,0	11,6	6,6	0,37	192	107,5	-23,0	-130,5	-7,40
12	10,0	23,0	13,0	0,70	198	106,0	-34,3	-140,3	-8,0
18	21,0	34,3	13,3	0,70	204	103,0	-45,1	-148,1	-8,40
24	27,0	45,1	18,1	1,0	210	99,0	-55,5	-154,5	-8,80
30	33,0	55,5	22,5	1,30	216	96,5	-65,2	-161,7	-9,20
36	35,0	65,2	30,2	1,70	222	74,0	-74,2	-148,2	-8,40
42	36,0	74,2	38,2	2,10	228	10,0	-82,4	-92,4	-5,20
48	37,0	82,4	45,4	2,60	234	-23,0	-89,3	-66,8	-3,80
54	38,0	89,8	51,8	2,90	240	-74,0	-96,1	-22,1	-1,30
60	39,0	96,1	57,1	3,30	246	-90,0	-101,4	-11,4	-0,60
66	39,5	101,4	61,9	3,50	252	-100,0	-105,5	-5,5	-0,30
72	40,0	105,5	65,5	3,70	258	-106,0	-108,5	-2,5	-0,10
78	41,0	108,5	67,5	3,80	264	-109,0	-110,3	-1,3	-0,07
84	42,0	110,3	68,3	3,90	270	-110,0	-111,0	-1,0	-0,05
90	44,0	111,0	67,0	3,80	276	-111,0	-110,3	0,7	0,04
96	47,0	110,3	63,3	3,60	282	-110,5	-108,5	2,0	0,10
102	57,0	108,5	51,5	2,90	288	-110,5	-105,5	5,0	0,20
108	70,0	105,5	35,5	2,0	294	-110,0	-101,4	8,6	0,40
114	75,0	101,4	26,4	1,50	300	-109,0	-96,1	12,5	0,70
120	81,0	96,1	15,1	0,80	306	-108,0	-89,8	18,2	1,0
126	86,0	89,8	3,80	0,20	312	-107,0	-82,4	24,6	1,40
132	93,0	82,4	-10,6	-0,60	318	-102,0	-74,2	27,8	1,50
138	99,0	74,2	-24,8	-1,40	324	-93,0	-65,2	27,8	1,50
144	105,0	65,2	-39,8	-2,30	330	-72,0	-55,5	16,5	0,90
150	109,0	55,5	-53,5	-3,0	336	-65,0	-45,1	19,9	1,10
156	111,0	45,1	-65,9	-3,70	342	-47,0	-34,3	12,7	0,70
162	111,5	34,3	-77,2	-4,40	348	-32,0	-23,0	9,0	0,50
168	111,5	23,0	-88,5	-5,0	354	-20,0	-11,6	8,4	0,50
174	110,0	11,6	-98,4	-5,60	360	0	0	0	0
180	110,0	0	-110,0	-6,20					

VARIATIĂ DISTANȚEI DINTRE AXE (fără excentricitate)

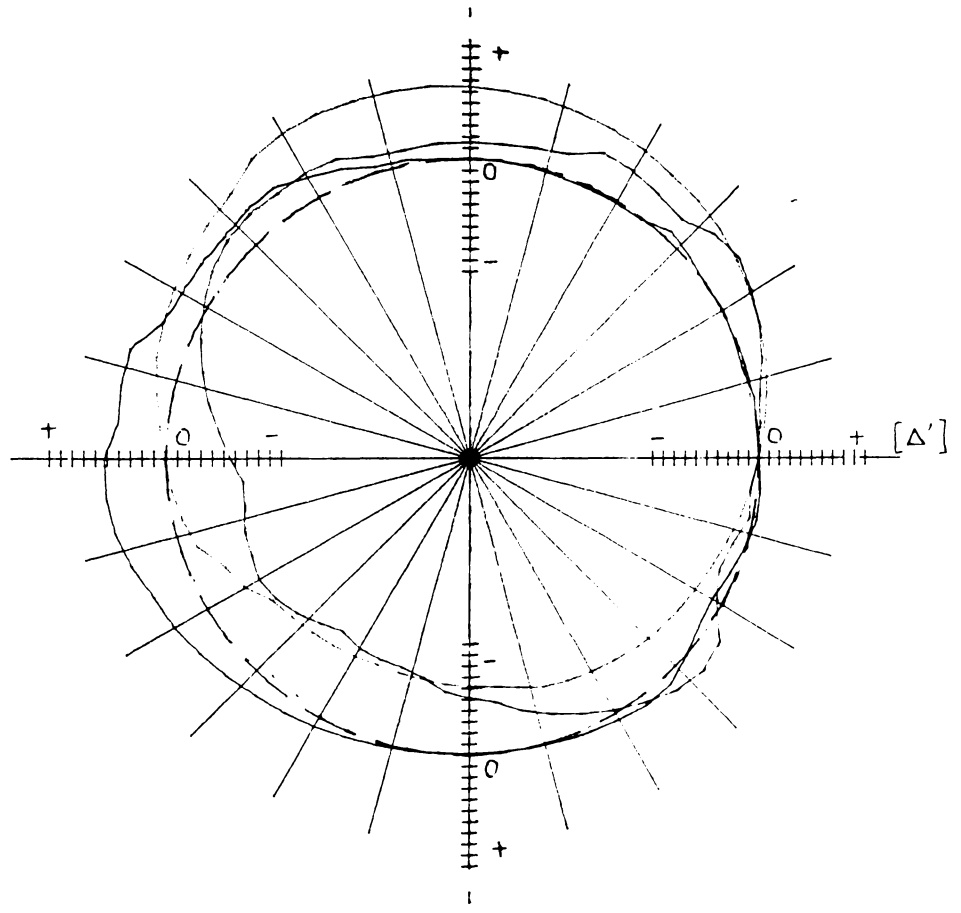


Roata 60
Setul 1

1 div. = 10 micrometri

Fig. 6.12.

VARIAȚIA DISTANȚEI DINTRE AXE (fără excentricitate)



Roata 60

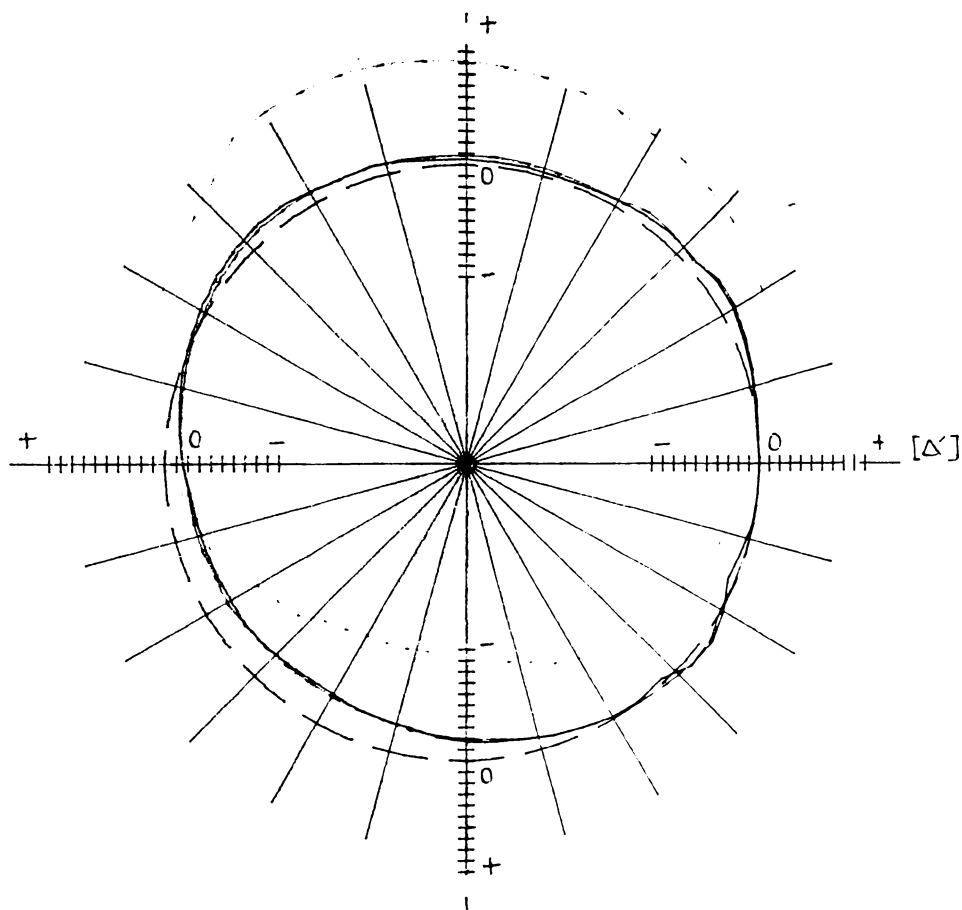
Setul 2

1 div. = 10 micrometri

Fig. 6.13.

1951

VARIATIA DISTANTEI DINTRE AXE (fără excentricitate)



Roata 60

Setul 3

1 div. = 10 micrometri

Fig. 6.14.

VARIATIA DISTANTEI DINTRE AXE (MAXIMA) ÎN TIMP

TABEL 6.15.

(μm)

Număr cilindri	Roata 93		Roata 52		Roata 51		Roata 60		Roata 100		Roata 116	
	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+
1.	-11,4	11,3	-1,38	3,45	-0,82	0,76	-1,2	1,5	-7,79	43,2	-9,2	3,9
2.	-47,0	11,8	-13,3	16,5	-24,0	26,0	-2,8	22,5	-144,0	68,0	-7,4	4,6
3.	-54,9	13,8	-21,2	13,6	-56,0	100,0	-12,0	8,3	-27,0	26,1	-32,2	8,4
4.	-32,9	18,9	-17,7	7,7	-98,0	152,0	-19,8	16,1	-32,2	14,5	-46,1	9,3
5.	-15,5	64,7	-16,0	31,7	-148,0	167,0	-10,0	52,4	-33,6	17,0	-109,0	21,1
6.	-38,2	51,2	-53,0	53,0	-207,0	305,0	-76,0	59,0	-21,0	44,0	-103,4	22,9
7.	-43,0	48,0	-60,1	63,0	-124,0	138,0	-73,0	62,0	-32,0	31,0	-25,5	4,5
8.	-47,0	77,0	-92,0	90,0	-70,0	104,0	-65,0	66,0	-102,0	98,0	-18,5	2,8
9.	-158,0	157,0	-113,0	113,0	-83,0	107,0	-30,0	14,0	-99,0	97,0	-29,6	7,2
10.	-40,0	16,0	-93,0	93,0	-69,0	106,0	-27,0	14,0	-26,0	23,0	-56,2	12,5
11.	-34,0	28,0	-118,0	116,0	-90,0	91,0	-37,0	32,0	-32,0	25,0	-52,5	18,8

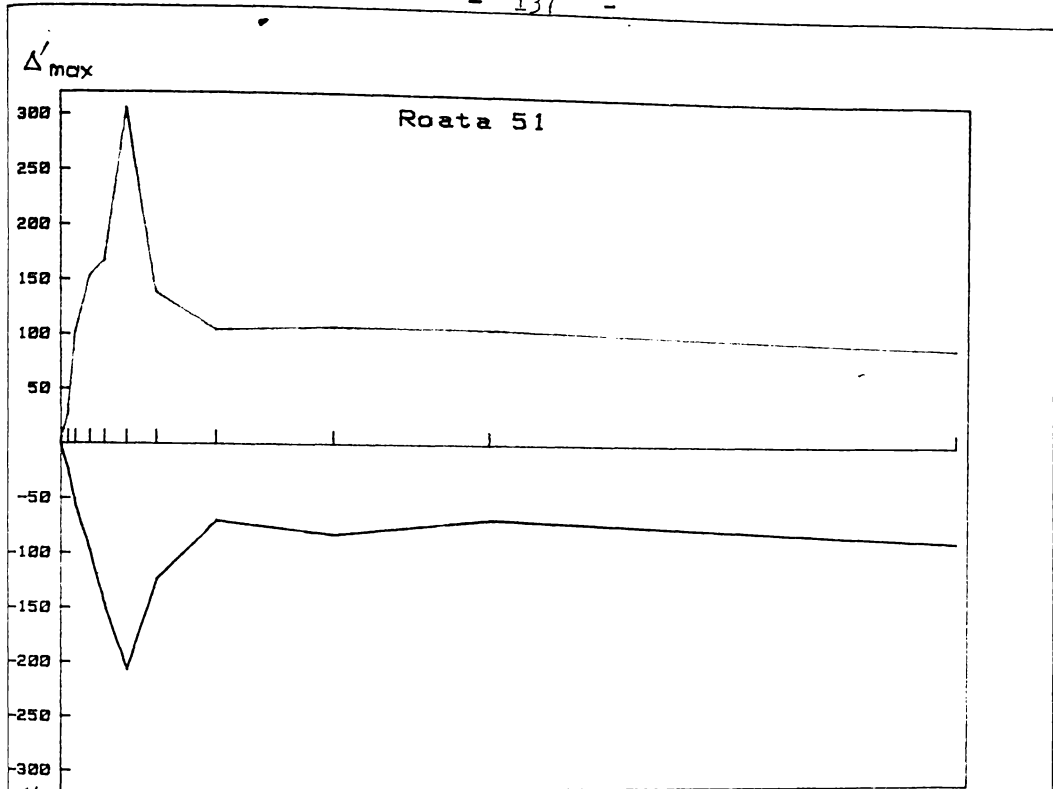


Fig. 6.15.

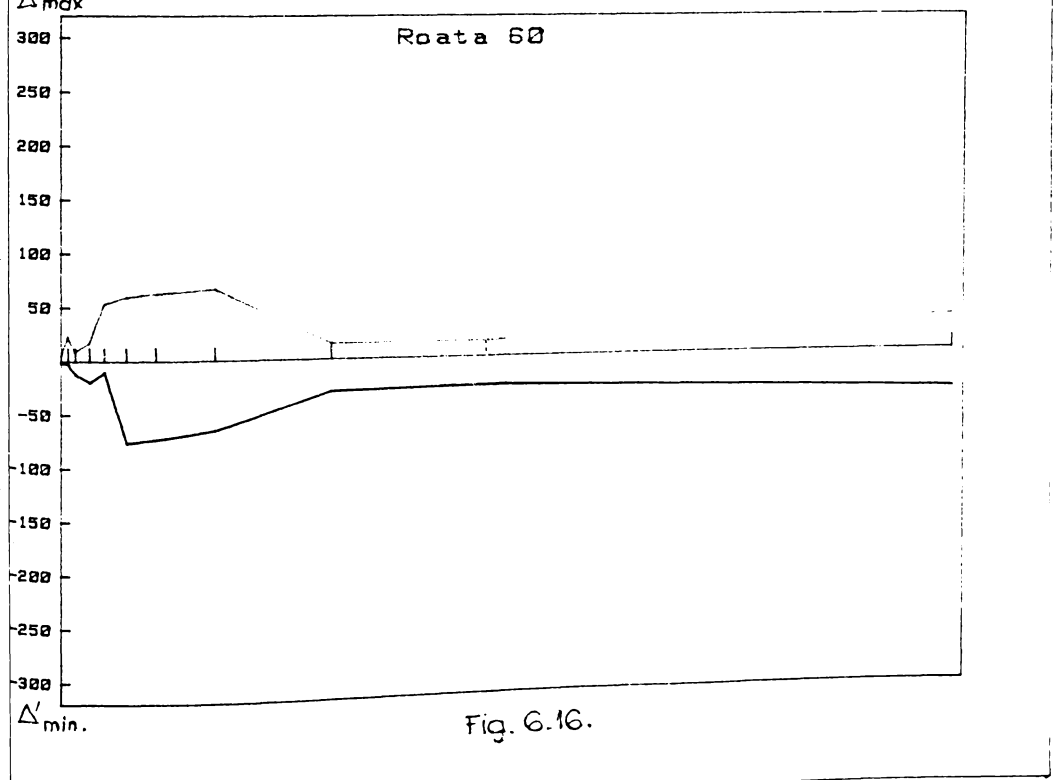


Fig. 6.16.

Se poate observa din analiza reprezentărilor grafice, o evoluție similară a variației distanței dintre axe (atât pozitive cât și negative) la toate roțile analizate. După punerea în angrenaj a roții, eroarea distanței dintre axe maximă crește, ajungând la valori maxime cuprinse între 100-150 μm la un număr de cicluri de solicitare cuprins între 300.000 - 500.000, după care scade în timpul unui număr de cicluri de solicitare aproximativ similar, la valori destul de mici (10-25 μm), unde se menține cu o creștere ușoară pînă la 3.730.000 cicluri, numărul maxim de cicluri la care au fost supuse roțile.

Aceste fenomene pot fi explicate și prin faptul că, la început are loc un fenomen asemănător rodajului, eroarea distanței dintre axe crescînd pînă la o anumită limită (valoare critică), după care prin uzura pronunțată a dinților în zonele de eroare a distanței dintre axe maximă (unde și bătaia radială este maximă) se ajunge la reducerea însemnată a acesteia.

Creșterea lentă a erorii distanței dintre axe de-a lungul unui număr de solicitări de 4-6 ori mai mare, este datorată uzurii normale în funcționare. Acest fenomen de creștere a erorii este datorat și variației în timp a dimensiunilor roților, din cauza hidroscoapității materialului plastic.

6.2.2. Variația raportului de transmitere în funcție de evoluția variației distanței dintre axe maximă (fără excentricitate)

Cu relația 6.35., s-a calculat variația raportului de transmitere Δi_{21} , în funcție de evoluția variației distanței dintre axe maxime (fără excentricitate) pentru roțile încercate, după fiecare ciclu. Rezultatele calculelor sînt prezentate în tabelele 6.16a, 6.16b. Se poate constata că raportul de transmitere are aceeași variație ca și eroarea distanței dintre axe. (cea ce rezultă și din structura relației matematice de calcul) similară cu cea din figurile 6.15-6.16, cu axa ordonatelor schimbată.

Variația procentuală a raportului de transmitere $\delta i_{21}^{\text{max}}$ în funcție de numărul de cicluri de funcționare, este prezentată în tabelul 6.17. Se poate observa din analiza datelor calculate, că variația procentuală a raportului de transmitere poate ajunge la $\pm 0,4\%$ într-un timp relativ scurt (120.000-180.000 cicluri)

stabilizându-se apoi la valori mai mici (aprox. $\pm 0,25\%$) după aproximativ 10^6 cicluri de funcționare.

Tabel 6.17

Nr. ciclu	$-\delta_{i21}''$		$+\delta_{i21}''$	
	$-\delta_{i21}''$	Limita infer. P=99%	$+\delta_{i21}''$	Limita infer. P=99%
1.	0,0234	0,073	0,047	0,216
2.	0,175	0,734	0,110	0,345
3.	0,149	0,338	0,125	0,495
4.	0,181	0,492	0,161	0,754
5.	0,243	0,856	0,261	0,845
6.	0,368	1,070	0,395	1,507
7.	0,262	0,632	0,255	0,725
8.	0,291	0,608	0,323	0,709
9.	0,378	0,898	0,366	0,986
10.	0,230	0,503	0,193	0,639
11.	0,268	0,639	0,229	0,657

Acest lucru rezultă evident și din fig.6.17, diagrama prezentată fiind construită în funcție de numărul de cicluri, cu mediile obținute pentru δ_{i21}'' pentru cele 6 roți analizate. Pe diagramă s-au reprezentat și limitele maximale calculate cu probabilitate de P=99%. Se poate observa că valorile maximale ale abaterilor, se ating relativ repede (după aprox.120.000 cicluri) abaterile ajungând la $\pm 1,5\%$, stabilizându-se apoi la valori de $\pm 0,5$

6.2.3. Uzura roților dinate

Uzura roților dinate din material plastic în timp, s-a apreciat prin analiza abaterii profilului real de la profilul teoretic, după fiecare ciclu de încercări, folosindu-se metoda prezentată în paragraful 6.1.3.

Rezultatele măsurărilor pentru roata dințată nr.116 sînt prezentate în tabelul 6.18a, iar valorile pentru abaterea de la profilul evolventic după cele 11 cicluri de funcționare sînt prezentate în tabelul 6.18b, rezultatele pentru celelalte roți

VARIATIA RAPORTULUI DE TRANSMITERE ÎN TIMP (fără excentricitate)

Δi_{21}

Tabel 6.16. a

Nr. ciclu	Roata 51		Roata 52		Roata 60		Roata 93		Roata 100		Roata 116	
	valori -	valori +	valori -	valori +	valori -	valori +	valori -	valori +	valori -	valori +	valori -	valori +
1	-0,018	0,016	-0,030	0,076	-0,026	0,033	-0,26	0,25	-0,17	0,95	-0,20	0,086
2	-0,53	0,57	-0,29	0,36	-0,06	0,50	-1,04	0,26	-3,19	1,51	-0,16	0,10
3	-1,24	2,20	-0,47	0,30	-0,26	0,18	-1,22	0,31	-0,59	0,58	-0,71	0,18
4	-2,17	3,37	-0,39	0,17	-0,44	0,36	-0,73	0,42	-0,71	0,32	-1,02	0,21
5	-3,28	3,70	-0,35	0,70	-0,22	1,16	-0,34	1,43	-0,74	0,38	-2,41	0,47
6	-4,59	6,76	-1,17	1,17	-1,68	1,31	-0,85	1,13	-0,46	0,97	-2,29	0,51
7	-2,75	3,06	-1,33	1,39	-1,62	1,37	-0,95	1,06	-0,71	0,68	-0,56	0,10
8	-1,55	2,30	-2,04	1,99	-1,44	1,46	-1,04	1,71	-2,26	2,17	-0,41	0,06
9	-1,84	2,37	-2,50	2,50	-0,66	0,31	-3,50	3,48	-2,19	2,15	-0,65	0,16
10	-1,53	2,35	-2,06	2,06	-0,60	0,31	-0,89	0,35	-0,58	0,51	-1,24	0,27
11	-1,99	2,01	-2,62	2,57	-0,82	0,71	-0,75	0,62	-0,71	0,55	-1,16	0,42

VARIATIA RAPORTULUI DE TRANSMITERE ÎN TIMP (fără excentricitate)
 $\sigma_{t,21}$ (%)

Tabel G.16.b.

Nr. ciclu	Roata 51		Roata 52		Roata 60		Roata 93		Roata 100		Roata 116	
	abateri	abateri	abateri	abateri	abateri	abateri	abateri	abateri	abateri	abateri	abateri	abateri
1	-0,0036	0,0032	-0,006	0,0152	-0,0052	0,0066	-0,052	0,050	-0,034	0,190	-0,040	0,017
2	-0,106	0,114	-0,058	0,072	-0,012	0,10	-0,208	0,052	-0,638	0,302	-0,032	0,020
3	-0,248	0,440	-0,094	0,060	-0,052	0,036	-0,244	0,062	-0,118	0,116	-0,142	0,036
4	-0,434	0,674	-0,078	0,034	-0,088	0,072	-0,166	0,084	-0,141	0,064	-0,204	0,042
5	-0,656	0,240	-0,070	0,140	-0,044	0,232	-0,068	0,286	-0,141	0,076	-0,482	0,094
6	-0,918	1,352	-0,234	0,234	-0,336	0,262	-0,170	0,226	-0,092	0,194	-0,458	0,102
7	-0,540	0,612	-0,266	0,278	-0,324	0,274	-0,190	0,212	-0,142	0,136	-0,112	0,020
8	-0,310	0,460	-0,408	0,398	-0,288	0,292	-0,208	0,342	-0,452	0,434	-0,082	0,012
9	-0,368	0,474	-0,500	0,500	-0,132	0,062	-0,700	0,696	-0,438	0,430	-0,130	0,032
10	-0,306	0,460	-0,412	0,412	-0,120	0,062	-0,178	0,070	-0,116	0,102	-0,248	0,054
11	-0,398	0,402	-0,524	0,514	-0,164	0,142	-0,150	0,124	-0,142	0,110	-0,232	0,084

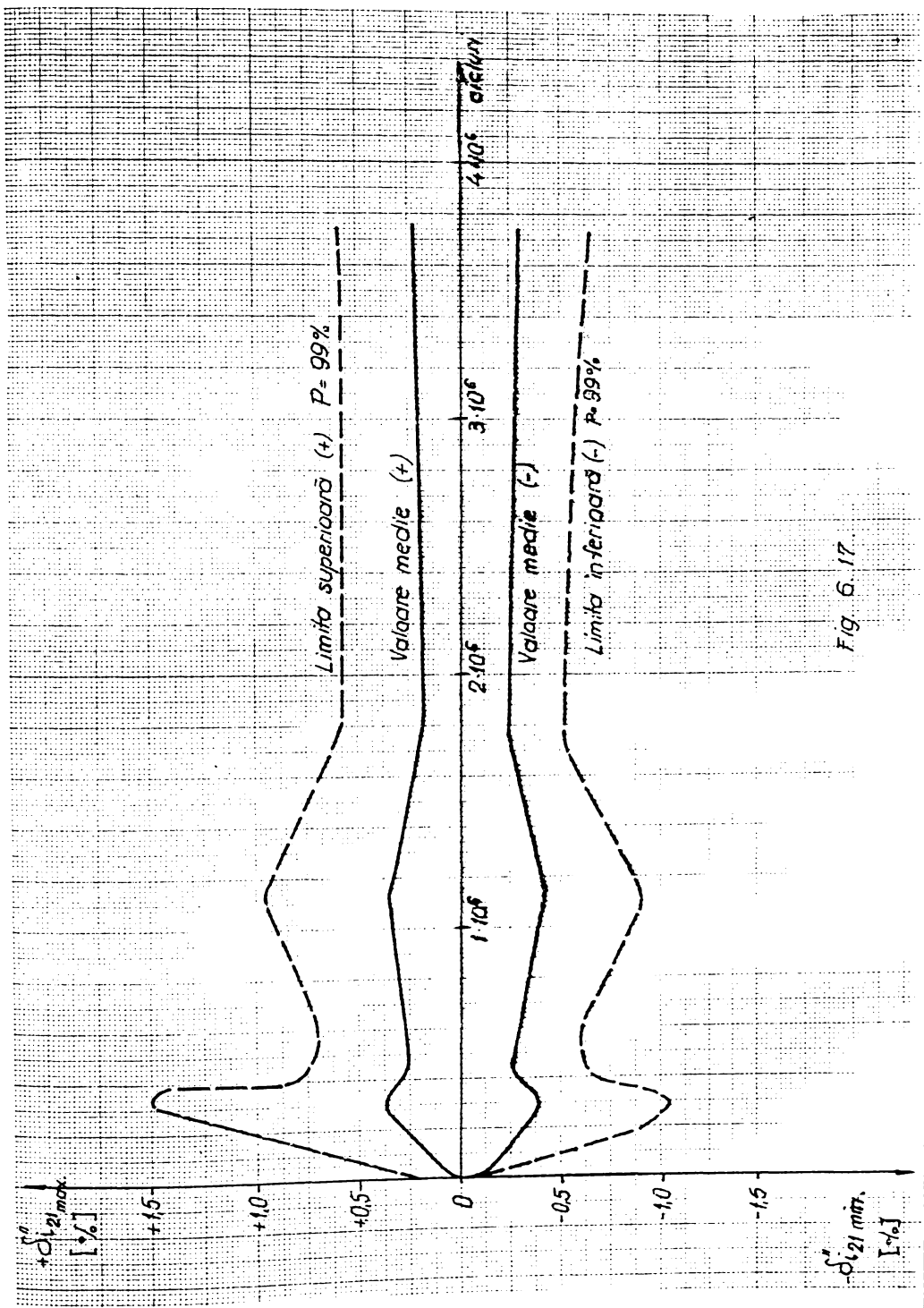


Fig. 6.17.

dințate analizate sînt în anexă. Pentru vizualizare, în fig.6.18 s-a reprezentat pe abscisă în funcție de numărul de cicluri, abateră de la profilul evolventic în μm . Convențional, cu ajutorul plotterului grafic al calculatorului Hewlett Packard s-au reprezentat abaterile pentru unghiuri : $\alpha = 10^\circ$ cu culoare neagră, $\alpha = 15^\circ$ cu culoare verde, $\alpha = 20^\circ$ cu culoare albastră, $\alpha = 22,5^\circ$ cu culoare roșie și $\alpha = 25^\circ$ cu culoare neagră. În fig.6.19 este prezentată grafic, variația uzurii față de situația inițială. Din analiza reprezentărilor grafice se observă că uzura este maximă la vârful dintelui, ajungînd la valori care depășesc la unele roți chiar 0,15 și este mai mică la baza dintelui (sub 0,05 mm).

Pentru aprecierea uzurii de-a lungul flancului dintelui s-a reprezentat grafic abaterea de la profilul teoretic de-a lungul flancului dintelui (fig.6.20), și uzura de-a lungul flancului dintelui (fig.6.21). Ciclurile de funcționare sînt prezentate în ordine crescătoare prin codul de culori prezentat de plotterul grafic : negru - verde - albastru - roșu.

Se constată că viteza de creștere a uzurii crește spre vârful dintelui, contribuind la modificarea profilului flancului dinților. Abaterile de la profilul teoretic (care în situațiile inițiale erau negative) se vor accentua, ceea ce va produce o nouă modificare a raportului de transmitere instantaneu de-a lungul flancului dintelui.

În tabelul 6.19 sînt prezentate rezultatele calculate pentru raportul de transmitere i_{21} de-a lungul dintelui, pentru diferite cicluri de funcționare, iar în fig.6.22 și 6.23 sînt prezentate spre exemplificare, graficele variației raportului de transmitere în funcție de numărul de cicluri de funcționare, pentru diferite unghiuri α ($\Delta\alpha = 10^\circ - 15^\circ$ culoare roșie; $\Delta\alpha = 15^\circ - 20^\circ$ culoare neagră; $\Delta\alpha = 20^\circ - 22,5^\circ$ culoare albastră; $\Delta\alpha = 22,5^\circ - 25^\circ$ culoare verde).

Se observă din analiza acestor reprezentări grafice, că la un număr mare de cicluri de funcționare și la angrenare spre vârful dintelui, raportul de transmitere instantaneu poate coborî chiar la valori sub 4 (față de $i_{21n} = 5$), ceea ce reprezintă o variație de aproximativ 20%.

Pentru a se putea ține cont de acest fenomen al uzurii, încă în faza de proiectare a acestor danturi din materiale plastice, sînt necesare concluzii cu privire la viteza de uzare (apreciată prin modificarea profilului în diferite puncte pe profilul dintelui -

la diferite unghiuri α), în funcție de numărul de cicluri de funcționare.

Viteza de uzare, se poate calcula cu o relație de forma:

$$V_u = \frac{\Delta(\Delta\lambda)}{\Delta N} \quad (6.50)$$

unde ΔN reprezintă numărul de cicluri între două măsurări.

Utilizând datele din tabelul 6.19, s-au calculat valori le vitezei de uzare V_u , ca valori medii pentru cele șase roți analizate, rezultatele fiind prezentate în tabelul 6.20 și reprezentate grafic în fig.6.24.

Tabel 6.20

Cl - cluri	Număr solici - tări	V_u ($\mu\text{m}/10^6$ cicluri)			
		$\Delta\alpha=10^\circ-15^\circ$	$\Delta\alpha=15^\circ-20^\circ$	$\Delta\alpha=20^\circ-22,5^\circ$	$\Delta\alpha=22,5^\circ-25^\circ$
1.	0-30.000	66,6	100,0	133,0	133,3
2.	30.000-60.000	33,3	33,3	155,0	133,3
3.	60.000-120.000	16,6	16,6	33,3	166,6
4.	120.000 - 180.000	16,6	16,6	16,6	133,3
5.	180.000-270.000	11,1	11,1	11,1	116,6
6.	270.000-390.000	8,3	8,3	8,3	76,0
7.	390.000-630.000	4,2	4,2	4,2	50,0
8.	630.000-1.110.000	2,1	2,1	2,1	40,3
9.	1.110.000-1.730.000	1,6	1,8	1,6	22,9
10.	1.730.000-3.730.000	0,5	1,5	0,5	14,0

Din analiza reprezentării grafice se observă că la început, pe rata aproximativ 120.000 de cicluri, viteza de uzare este foarte mare (fenomenul de rodaj), ca apoi la unghiuri $\alpha \in (10^\circ-22,5^\circ)$ să scadă

REZULTATE EXPERIMENTALE PENTRU DETERMINAREA ABATEKII DE LA
 PROFILUL EVOLVENTIC

Tabel 6. 18 a.

∠° DINTE	CICLUL		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	25°	Stg.	12,5	16,2	17,2	19,5	20,8	21,6	22,5	23,8	24,9	25,6	26,2
	Mij.	11,8	15,0	17,7	18,6	21,5	20,9	23,1	23,0	25,6	25,6	53,6	54,6
	Dr.	14,7	12,4	16,5	19,3	21,9	22,2	23,3	24,6	28,9	28,9	50,1	55,2
	Med.	13,000	14,533	17,133	19,133	21,400	21,566	22,966	23,800	25,800	25,800	51,166	53,433
22,5°	Stg.	6,8	8,2	9,1	11,5	12,0	13,1	14,2	15,6	16,9	17,1	25,8	26,7
	Mij.	5,9	6,4	10,6	11,0	12,5	14,2	15,5	16,1	19,3	17,3	25,8	25,9
	Dr.	7,7	7,1	8,6	10,8	13,7	13,8	14,9	17,3	17,3	17,1	25,8	26,7
	Med.	6,800	7,233	9,433	11,100	12,756	13,700	14,866	15,533	17,766	17,766	25,533	26,566
20°	Stg.	5,1	6,9	8,0	8,5	9,7	10,9	11,8	12,7	14,1	13,4	18,3	19,0
	Mij.	5,3	6,3	7,9	8,8	9,9	12,2	12,0	14,8	14,1	15,0	16,9	20,3
	Dr.	6,7	5,9	10,6	10,1	10,3	10,4	11,7	13,2	13,2	14,7	20,0	19,9
	Med.	5,600	6,500	8,550	9,150	9,980	11,700	11,833	13,333	14,366	14,366	18,400	19,733
15°	Stg.	3,9	4,1	5,8	6,3	7,3	7,9	8,9	9,1	9,8	8,9	14,6	13,2
	Mij.	4,2	4,8	4,8	6,0	6,8	7,7	7,6	8,5	8,5	10,9	10,9	12,5
	Dr.	3,5	3,7	5,2	7,1	7,5	6,9	7,3	8,8	8,8	10,4	13,1	14,8
	Med.	3,835	4,200	5,200	6,600	7,380	7,500	7,933	8,800	8,800	9,700	12,866	13,500
10°	Stg.	0	1,0	1,1	1,4	1,8	2,5	2,9	3,3	3,6	4,1	5,1	5,1
	Mij.	0	0,9	1,0	1,3	1,5	2,4	2,7	3,5	3,9	3,8	4,9	4,9
	Dr.	0	0,9	1,2	1,5	1,9	3,0	3,1	3,0	4,0	4,0	5,5	5,6
	Med.	0	0,933	1,100	1,400	1,733	2,633	2,900	3,266	3,833	3,833	4,466	5,200

ADAPTEREA DE LA PROFILUL EVOLVENTIC SI UZURA DINTILOR

Tabel. 6.18.b.
[mm.]

α° DINTE	CICLUL		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	25°	λ		0,052	0,058	0,068	0,076	0,085	0,086	0,091	0,095	0,103	0,204
u			0	0,006	0,016	0,024	0,033	0,034	0,039	0,043	0,051	0,152	0,161
22,5°	λ		0,027	0,033	0,037	0,044	0,051	0,054	0,059	0,065	0,071	0,102	0,106
	u		0	0,006	0,010	0,017	0,024	0,027	0,032	0,038	0,044	0,075	0,079
20°	λ		0,022	0,025	0,032	0,036	0,039	0,044	0,047	0,053	0,057	0,073	0,078
	u		0	0,003	0,010	0,014	0,017	0,022	0,025	0,031	0,035	0,051	0,056
15°	λ		0,015	0,016	0,021	0,026	0,029	0,030	0,031	0,035	0,038	0,051	0,054
	u		0	0,001	0,006	0,011	0,014	0,015	0,016	0,020	0,023	0,036	0,039
10°	λ		0	0,001	0,004	0,005	0,006	0,010	0,011	0,013	0,015	0,017	0,020
	u		0	0,001	0,004	0,005	0,006	0,010	0,011	0,013	0,015	0,017	0,020

Roata 116

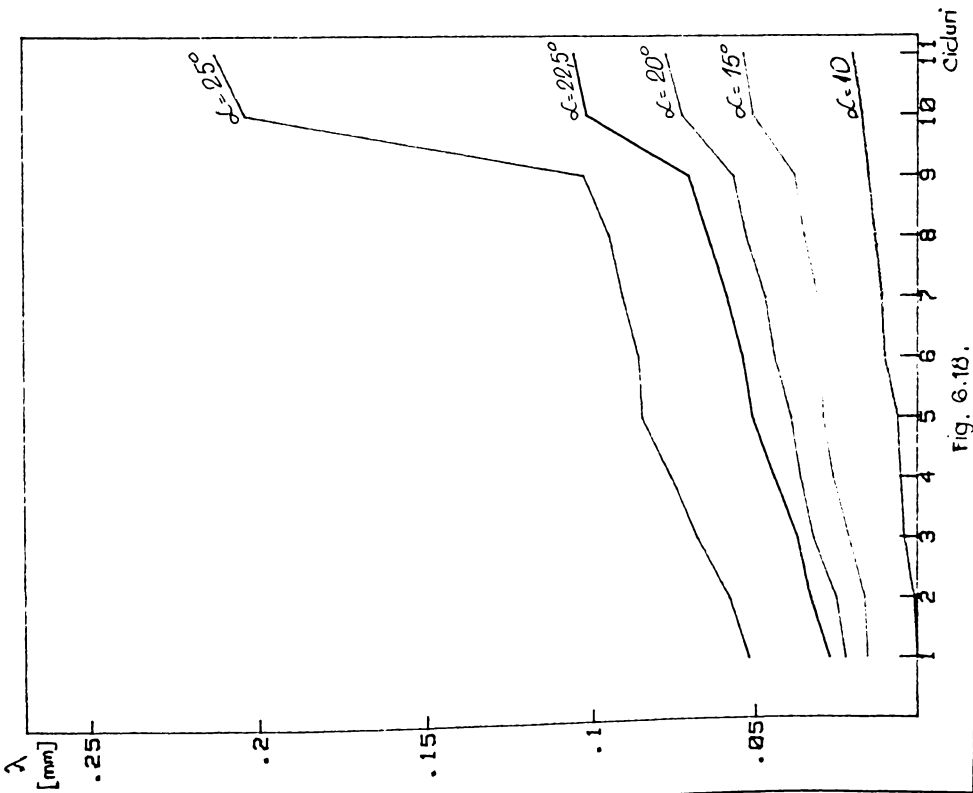


Fig. 6.18.

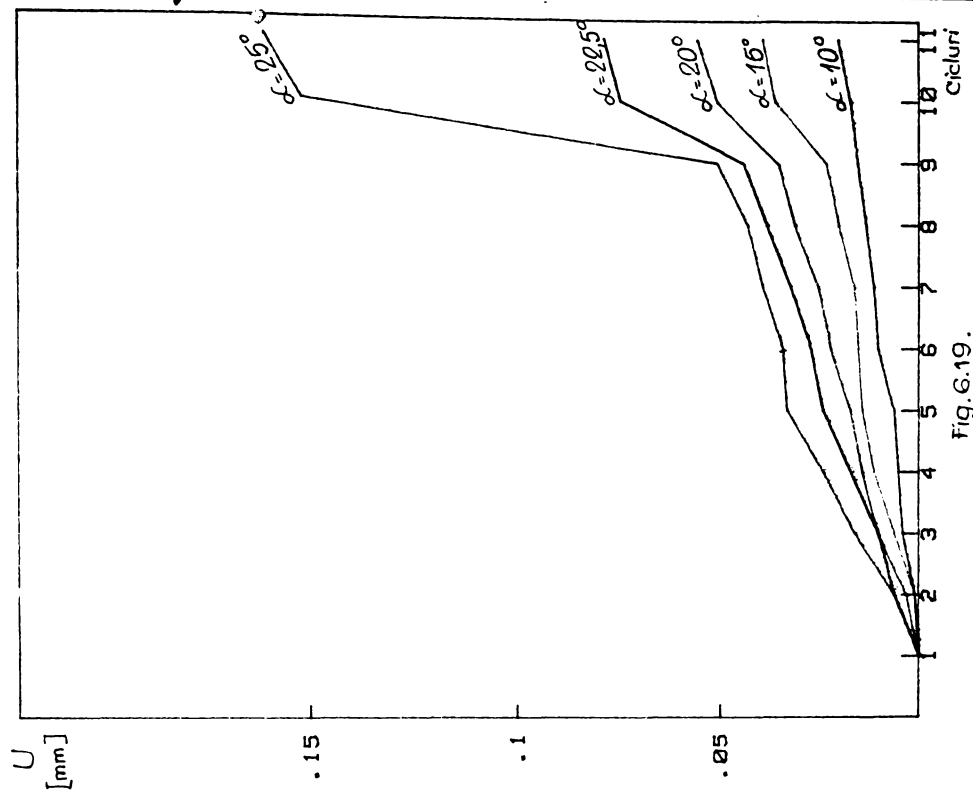


Fig. 6.19.

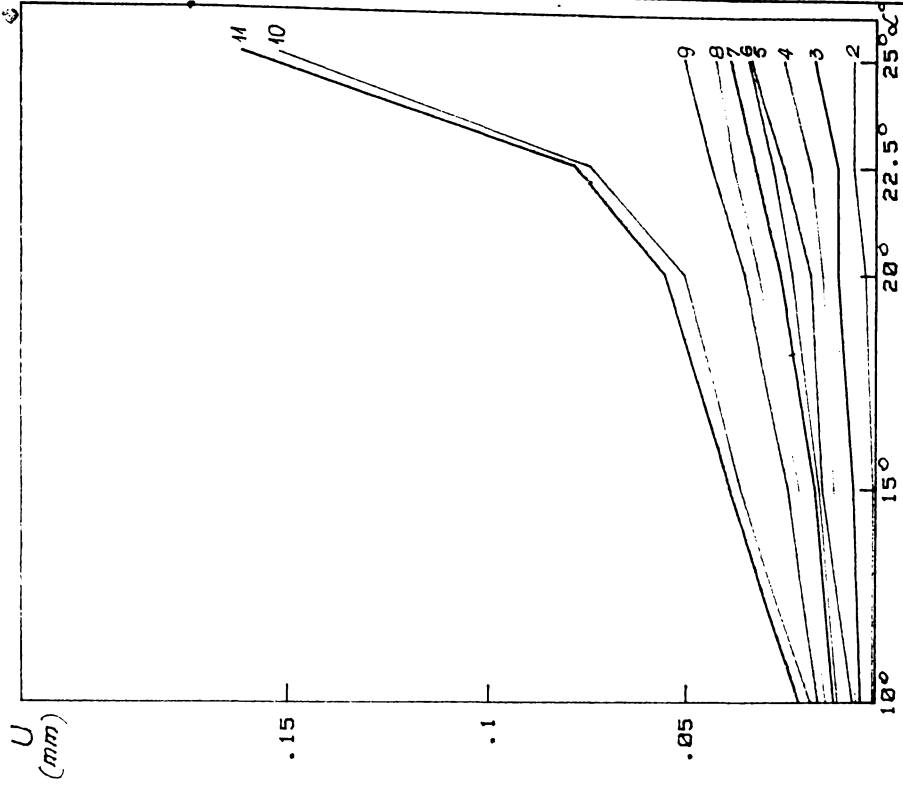


Fig. G.21

Roata 116

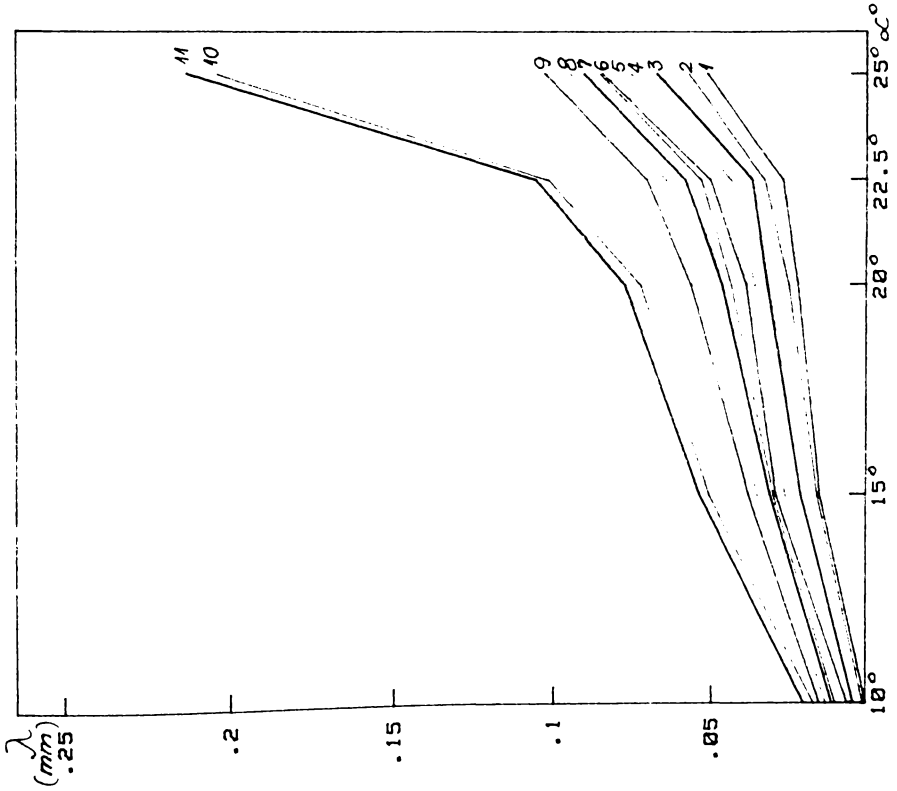


Fig. G.20

VARIATIA RAPORTULUI DE TRANSMITERE
INSTANTANEU DATORATĂ ABATERII
DE LA PROFILUL EVOLVENTIC.

Roata 116.
Tabel. 6.19.

Nr. inel.	Parametru	$\Delta \alpha = 10^{\circ} - 15^{\circ}$	$\Delta \alpha = 15^{\circ} - 20^{\circ}$	$\Delta \alpha = 20^{\circ} - 22,5^{\circ}$	$\Delta \alpha = 22,5^{\circ} - 25^{\circ}$
1.	$\Delta \lambda$	-0,015	-0,007	-0,005	-0,025
	i_{21}	4,924	4,965	4,950	4,746
2.	$\Delta \lambda$	-0,015	-0,009	-0,008	-0,025
	i_{21}	4,924	4,954	4,919	4,746
3.	$\Delta \lambda$	-0,017	-0,011	-0,005	-0,031
	i_{21}	4,914	4,945	4,950	4,685
4.	$\Delta \lambda$	-0,021	-0,010	-0,008	-0,032
	i_{21}	4,894	4,950	4,919	4,675
5.	$\Delta \lambda$	-0,023	-0,010	-0,012	-0,034
	i_{21}	4,884	4,950	4,878	4,655
6.	$\Delta \lambda$	-0,020	-0,014	-0,010	-0,032
	i_{21}	4,899	4,929	4,898	4,675
7.	$\Delta \lambda$	-0,020	-0,016	-0,012	-0,032
	i_{21}	4,899	4,919	4,878	4,675
8.	$\Delta \lambda$	-0,022	-0,018	-0,012	-0,030
	i_{21}	4,888	4,909	4,878	4,695
9.	$\Delta \lambda$	-0,023	-0,019	-0,014	-0,032
	i_{21}	4,883	4,904	4,858	4,675
10.	$\Delta \lambda$	-0,034	-0,022	-0,029	-0,102
	i_{21}	4,827	4,888	4,705	3,964
11.	$\Delta \lambda$	-0,034	-0,024	-0,028	-0,107
	i_{21}	4,827	4,878	4,716	3,913

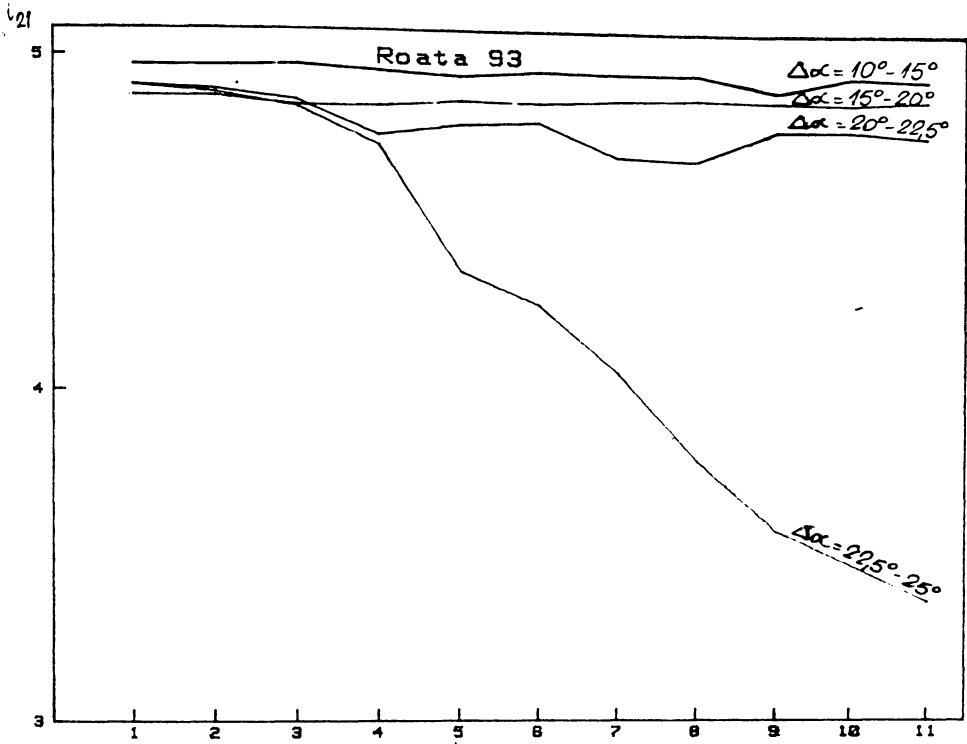


Fig. 6.22

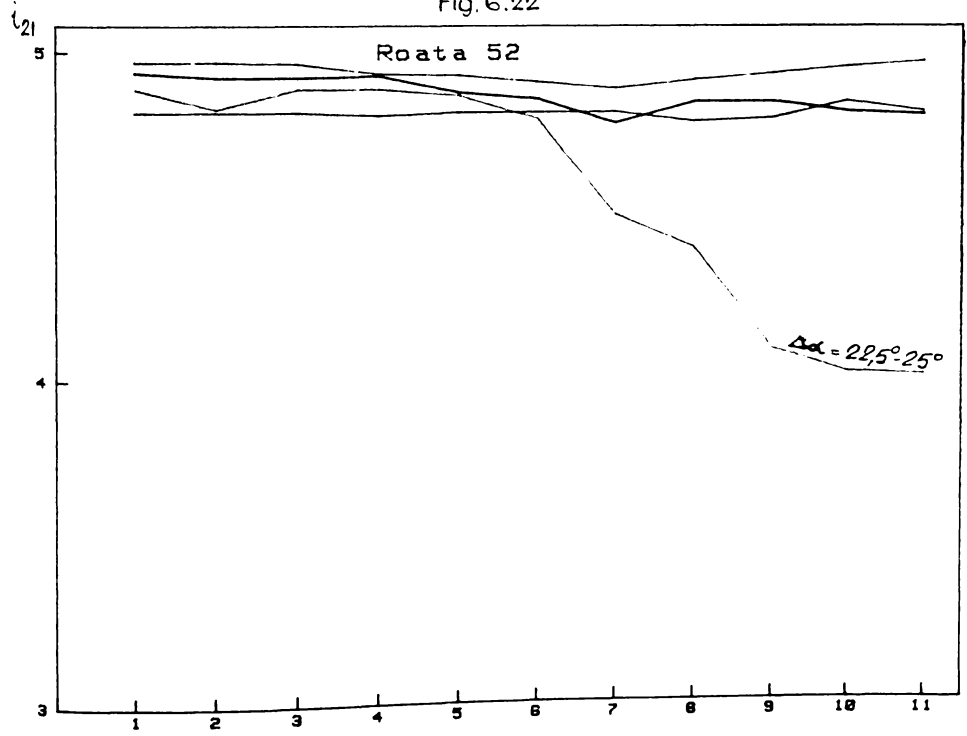
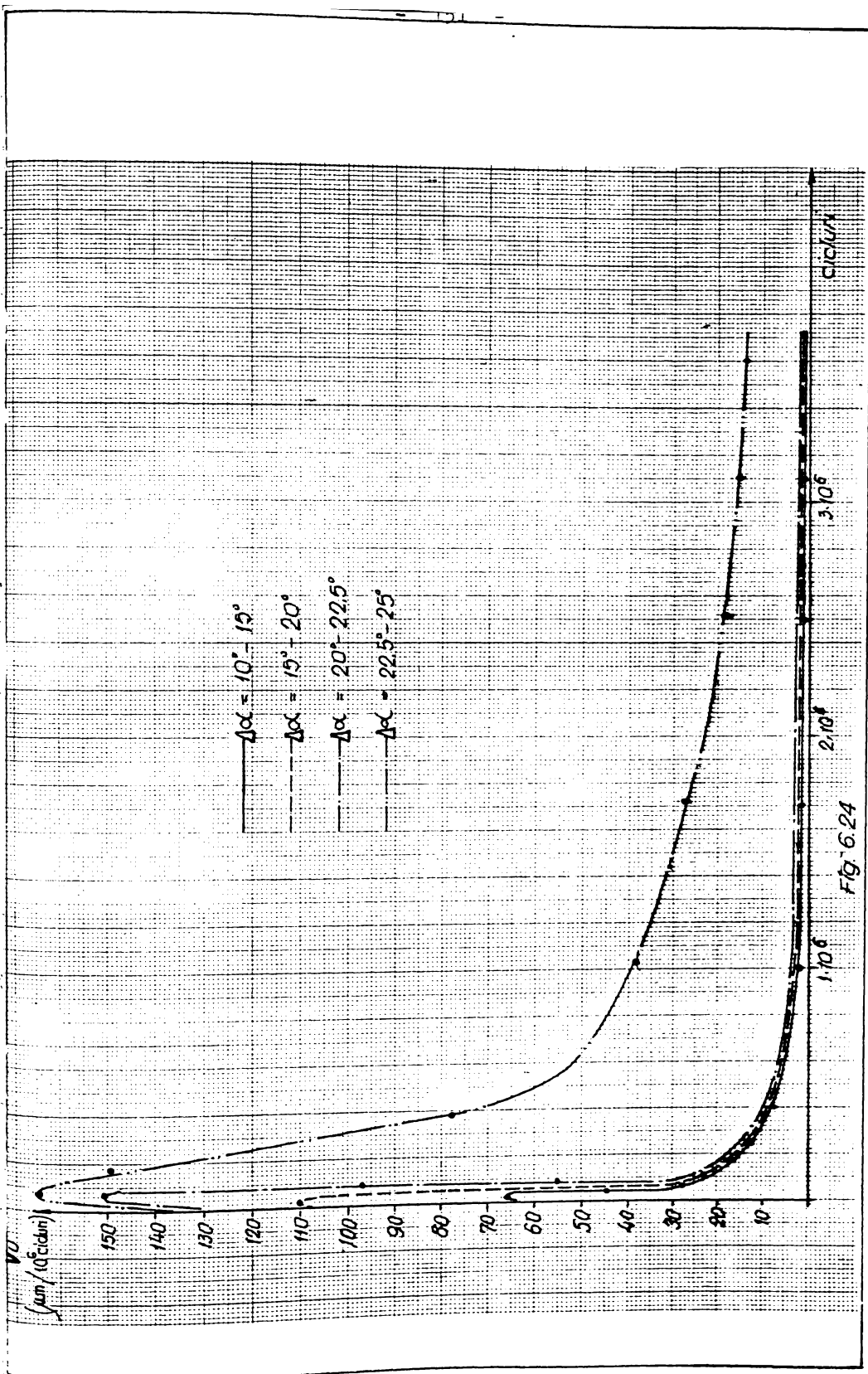


Fig. 6.23



repede, pe parcursul a 250.000 de cicluri la valori sub $10 \mu\text{m}/10^6$ cicluri, iar după 10^6 cicluri, chiar sub $5 \mu\text{m}/10^6$ cicluri. La vârful dintelui, în zona unghiurilor $\alpha \in (20^\circ - 22,5^\circ)$ viteza de uzare are valori mai ridicate, păstrînd însă aceeași alură de variație. Rezultă și din aceste date experimentale obținute, concluzii și recomandări privind proiectarea danturii acestor roți dințate din material plastic.

6.2.4. Variația în timp a masei roților dințate

Datorită higroscopicității materialului plastic utilizat, roțile dințate își vor schimba în timp masa. Prelevînd imediat după fabricație, un lot de roți dințate (cinci roți dințate cu pinion din aceeași masă plastică și cinci roți dințate cu pinion metalic), acestea au fost cîntărite inițial (paragraful 6.15) și apoi au fost expuse în atmosferă liberă, fiind cîntărite la intervale de șapte zile, cu ajutorul unei balanțe analitice de precizie. S-au obținut valorile masice prezentate în tabelul 6.21.

Tabel 6.21

	Roata nr.	Cînt.1	Cînt.2	Cînt.3	Cînt.4	Cînt.5	Cînt.6
pinion plastic	1.	1,1619	1,1625	1,1625	1,1622	1,1622	1,1622
	2.	1,1613	1,1618	1,1615	1,1616	1,1614	1,1614
	3.	1,1418	1,1422	1,1421	1,1421	1,1420	1,1420
	4.	1,1519	1,1521	1,1521	1,1520	1,1520	1,1520
	5.	1,2234	1,2240	1,2237	1,2237	1,2236	1,2236
pinion metalic	6.	1,8041	1,8042	1,8042	1,8041	1,8041	1,8041
	7.	1,6996	1,7001	1,6998	1,6998	1,6997	1,6997
	8.	1,7027	1,7029	1,7028	1,7028	1,7028	1,7028
	9.	1,7124	1,7128	1,7125	1,7125	1,7125	1,7125
	10.	1,7019	1,7025	1,7022	1,7022	1,7021	1,7021

Reprezentarea grafică a variației masei roților dințate este prezentată în fig.6.25 și 6.26 pentru cele două grupe de roți dințate.

Din analiza rezultatelor experimentale obținute, rezultă o creștere inițială în timp a masei roților dințate și o revenire după 20-21 zile la o valoare a masei mai mare decât cea inițială, aceasta din urmă rămânând apoi constantă.

Această creștere a masei roților dințate, are ca urmare și o ușoară creștere a dimensiunilor geometrice, care modifică din nou profilul flăncului dintelui, de data aceasta în sensul micșorării abaterii de la profilul evolventic (abaterea inițială fiind negativă).

6.2.5. Modificarea raportului de transmitere instantaneu datorită modificării profilului dintelui din cauza higroscopicității materialului plastic

Conform celor prezentate în cap.4, s-a calculat atât modificarea unghiului α' , cât și a abaterii de la profilul teoretic, în funcție de timp și de unghi, cu relația :

$$\lambda'_i = \frac{1}{2} \frac{\Delta G}{G} r_b \frac{\text{ctg } \alpha_i}{\sin \alpha_i} \quad (6.50.)$$

$$\cos \alpha'_i = \cos \alpha_i \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\Delta G}{G} \cos^2 \alpha_i \right) \quad (6.51.)$$

$$i'_{21} = i_{21n} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\Delta G}{G} \right) \quad (6.52.)$$

Cu ajutorul acestor relații, s-a calculat raportul de transmitere instantaneu i'_{21} de-a lungul profilului, în funcție de timp pentru diferite unghiuri de angrenare. Rezultatele calculelor sînt prezentate pe roata 3 în tabelul 6.22, celelalte rezultate fiind prezentate în anexă.

Reprezentările grafice corespunzătoare acestor rezultate experimentale obținute cu ajutorul plotterului grafic al calculatorului Hewlett Packard sînt prezentate în fig.6.27 a și 6.27 b, cu curbele $\lambda' = f(\text{timp})$ și $\lambda' = f(\alpha')$. Codificat s-au reprezentat curbele pentru unghiuri $\alpha = 15^\circ$ cu culoare neagră, $\alpha = 20^\circ$ cu culoare verde, $\alpha = 22,5^\circ$ cu culoare roșie și $\alpha = 25^\circ$ cu culoare neagră.

În fig.6.28 și 6.29 s-a reprezentat grafic raportul de transmitere instantaneu i'_{21} în funcție de timp. Intervalele unghiulare $\Delta\alpha = 10^\circ - 15^\circ$ s-au reprezentat cu culoare verde, $\Delta\alpha = 15^\circ - 20^\circ$ cu culoare

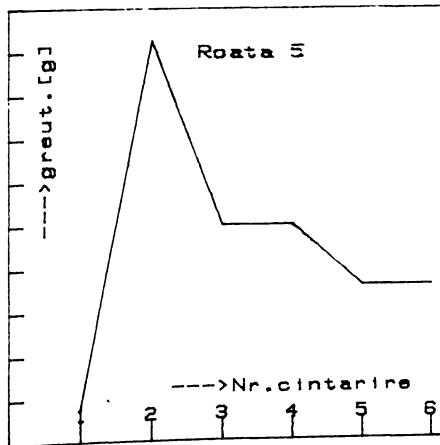
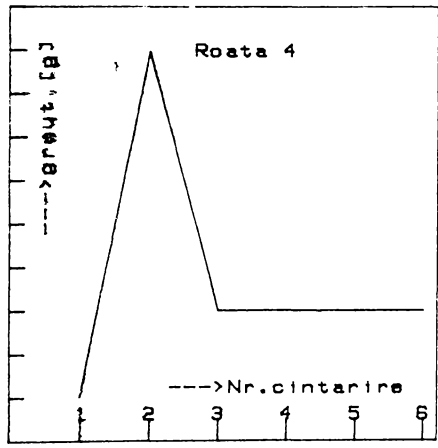
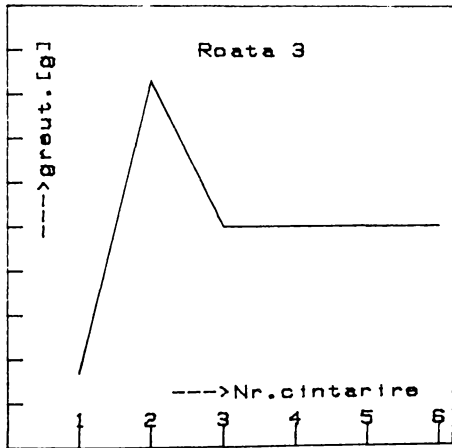
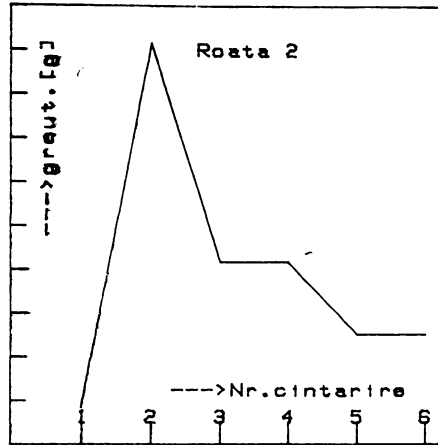
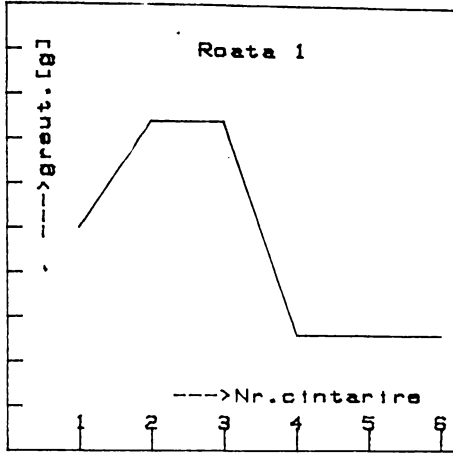


Fig. 6.25

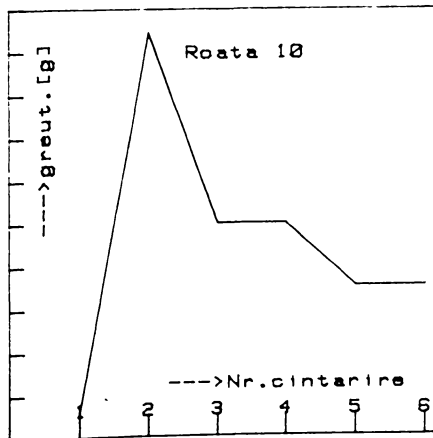
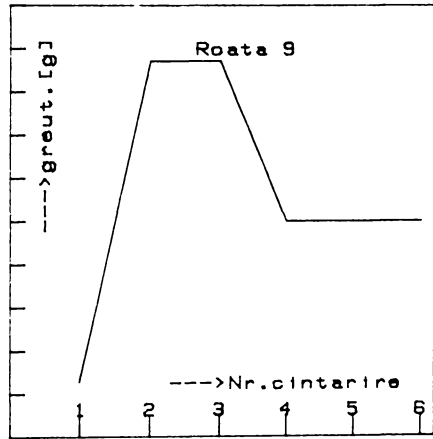
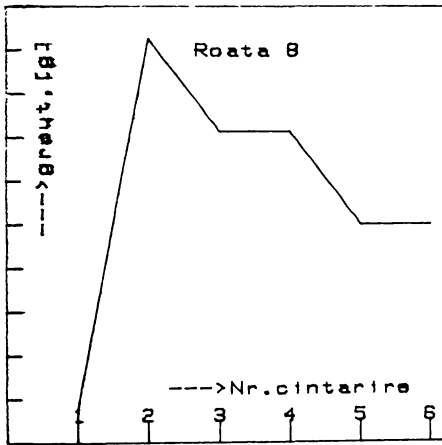
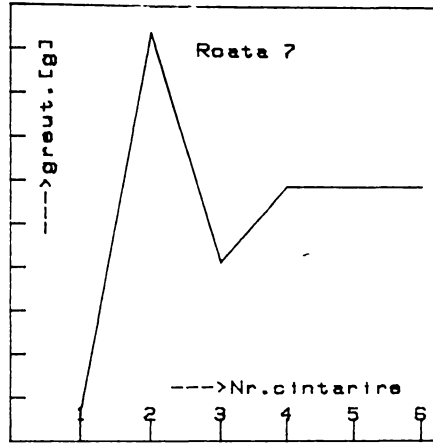
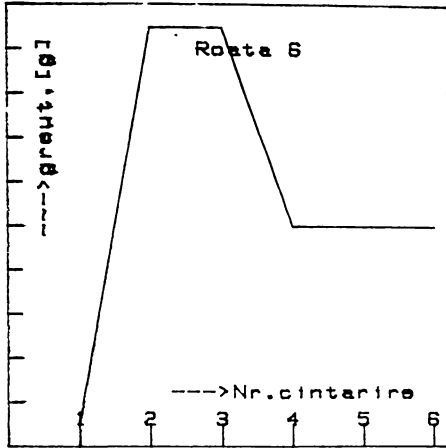


Fig. G.26

Tabel. 6.22

VARIATIA RAPORTULUI DE TRANSMITERE
INSTANTANEU DATORATĂ MODIFICĂRII
GREUTĂȚII

Roata **3**.
G = 1,7027.

Nr. cîn- tă- riri	$\Delta G = G_p - G_i$	Pa- ra- me- tru	$\alpha = 10^\circ$	$\alpha = 15^\circ$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 22,5^\circ$	$\alpha = 25^\circ$
			λ'	α'	λ'	α'	λ'
1.	0	λ'	0	0	0	0	0
		α'	9,9999	15,0	20,0	22,50	25,0
2.	0,0002	λ'	0,0216	0,0095	0,0053	0,0041	0,0033
		α'	9,9815	14,9882	19,9918	22,4930	24,9940
3.	0,0001	λ'	0,0108	0,0047	0,0026	0,0021	0,0017
		α'	9,9907	14,9941	19,9959	22,4965	24,9970
4.	0,0001	λ'	0,0108	0,0047	0,0026	0,0021	0,0017
		α'	9,9907	14,9941	19,9959	22,4965	24,9970
5.	0,0001	λ'	0,0108	0,0047	0,0026	0,0021	0,0017
		α'	9,9907	14,9941	19,9959	22,4965	24,9970
6.	0,0001	λ'	0,0108	0,0047	0,0026	0,0021	0,0017
		α'	9,9907	14,9941	19,9959	22,4965	24,9970

Nr. cîn- tă- riri	i'_{21}			
	$\Delta \alpha = 10^\circ - 15^\circ$	$\Delta \alpha = 15^\circ - 20^\circ$	$\Delta \alpha = 20^\circ - 22,5^\circ$	$\Delta \alpha = 22,5^\circ - 25^\circ$
1.	5,0	5,0	5,0	5,0
2.	4,9989	4,9996	4,9997	4,9998
3.	4,9994	4,9998	4,9998	4,9999
4.	4,9994	4,9998	4,9998	4,9999
5.	4,9994	4,9998	4,9998	4,9999
6.	4,9994	4,9998	4,9998	4,9999

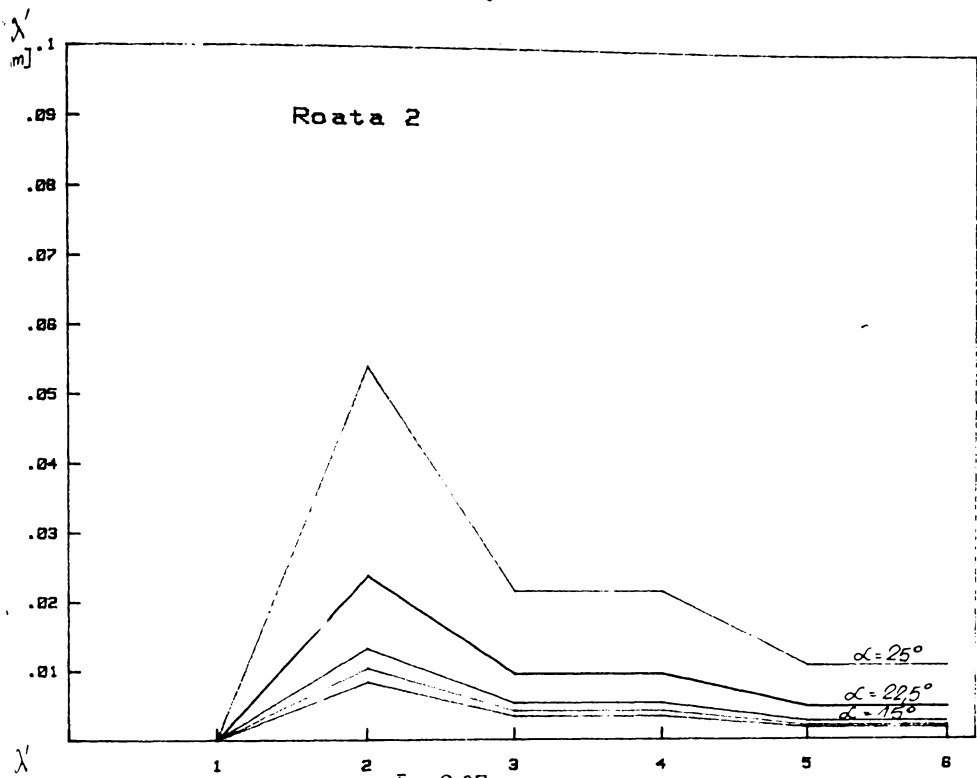


Fig. 6.27a

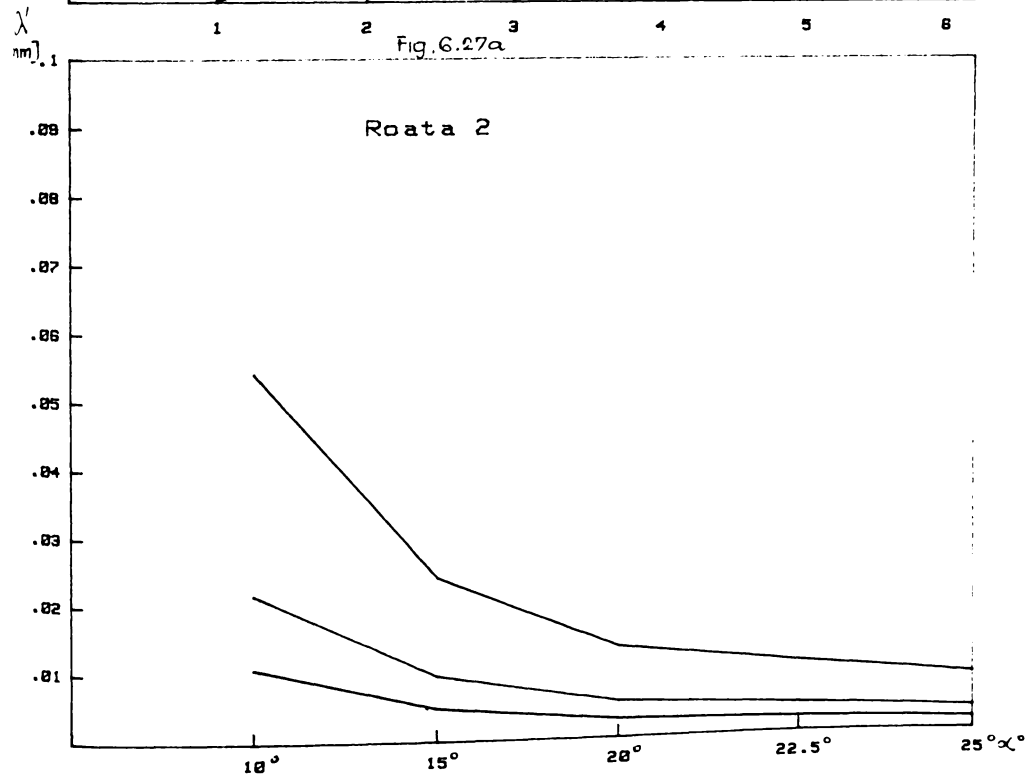


Fig. 6.27 b.

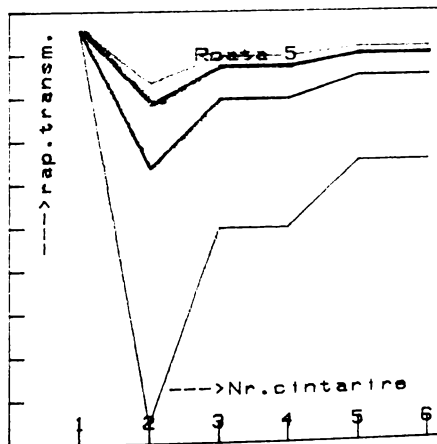
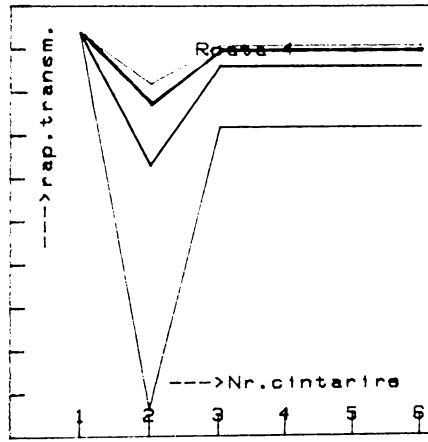
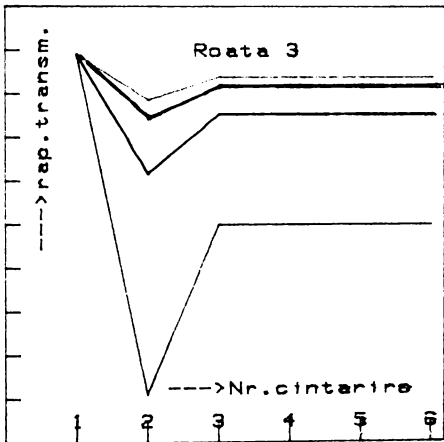
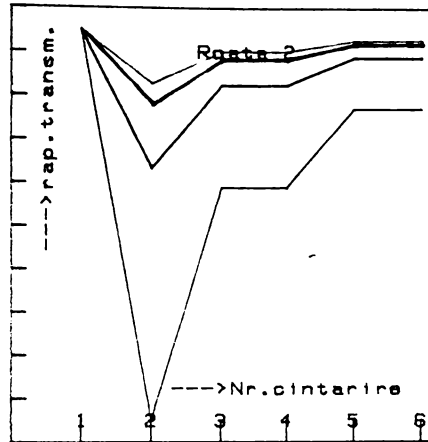
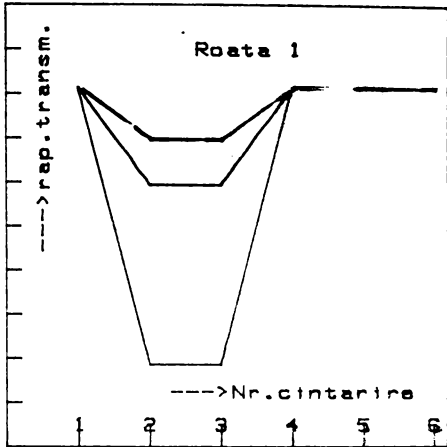


Fig. 6.20

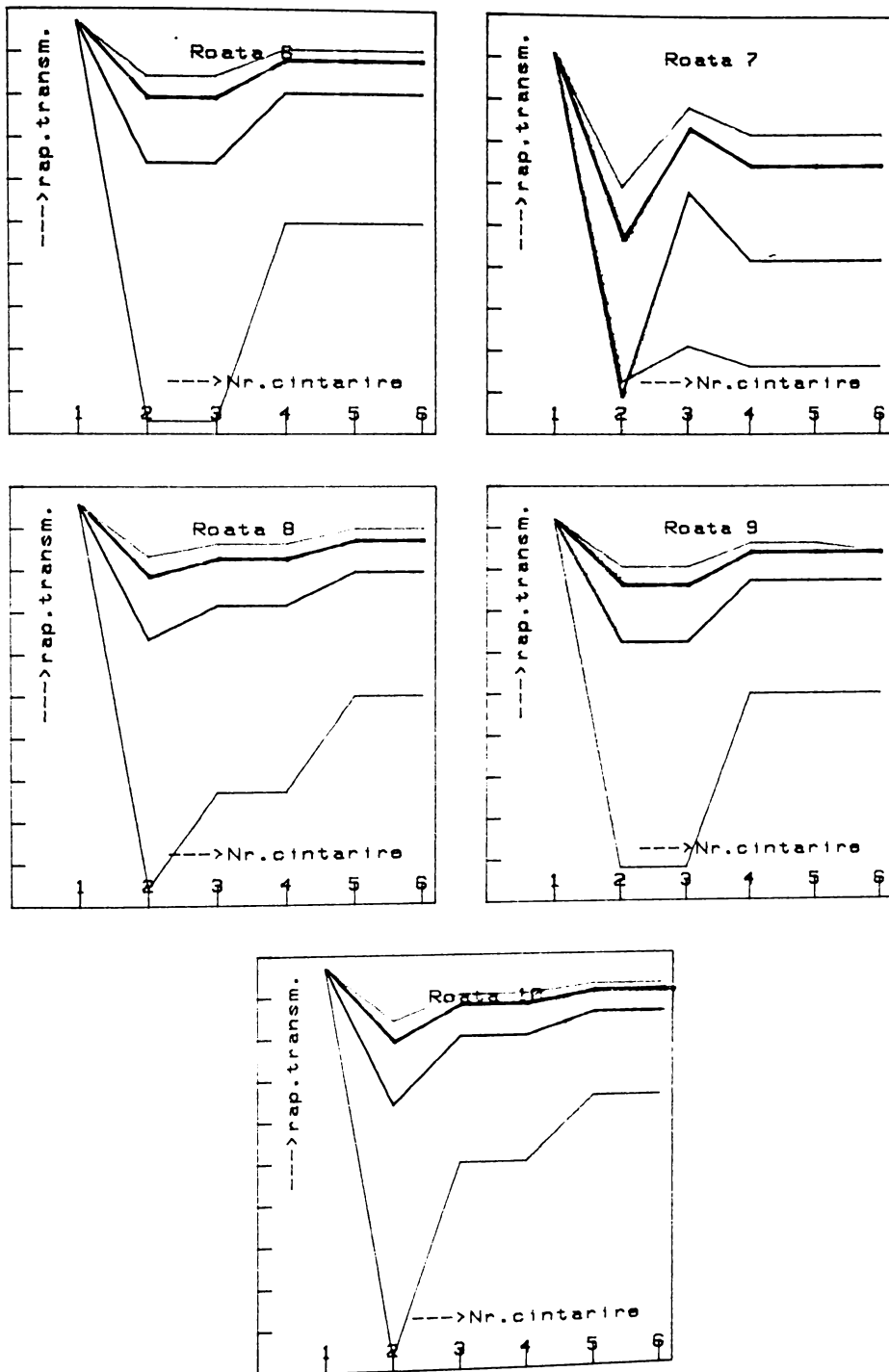


Fig. 6.29

neagră, $\Delta\alpha=20^{\circ}-22,5^{\circ}$, cu culoare roșie și $\Delta\alpha=22,5^{\circ}-25^{\circ}$ cu culoare albastră. Se observă că alura curbei de variație a raportului de transmitere instantaneu i_{21} este asemănătoare cu alura curbei variației maselor acestor roți, iar abaterea de la i_{21n} este mică (procentual sub 0,012%).

6.2.6. Modificarea raportului de transmitere al angrenajului datorită modificării razei de bază, în urma higroscopicității materialului plastic

Modificarea geometriei roților dințate realizate din materiale plastice, ca urmare a absorbției de apă din atmosferă, conduce la o creștere a razei de bază, deci la o modificare generală a raportului de transmitere.

Acesta poate fi calculat cu o relație (vezi cap.4) de forma:

$$i_{21}' = i_0 \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\Delta G}{G_0} \right) \quad (6.53.)$$

$$i_{21}' = i_0 \left(1 + \frac{1}{2} \frac{G_i - G_0}{G_0} \right) = \frac{i_0}{2} \left(1 + \frac{G_i}{G_0} \right) \quad (6.54.)$$

Tabel 6.23

Roata tanr	i'_{21}				
	Cînt.2	Cînt.3	Cînt.4	Cînt.5	Cînt.6
1.	5,00017	5,00017	5,0	5,0	5,0
2.	5,00073	5,00029	5,00029	5,00015	5,00015
3.	5,00029	5,00015	5,00015	5,00015	5,00015
4.	5,00058	5,00015	5,00015	5,00015	5,00015
5.	5,00088	5,00044	5,00044	5,00029	5,00029
6.	5,00129	5,00129	5,00064	5,00064	5,00064
7.	5,00107	5,00043	5,00064	5,00064	5,00064
8.	5,00087	5,00066	5,00066	5,00044	5,00044
9.	5,00043	5,00043	5,00022	5,00022	5,00022
10.	5,00123	5,00061	5,00061	5,00041	5,00041

S-a calculat i_{21}' pentru fiecare roată, în funcție de timp, rezultatele fiind prezentate în tab.6.23. Se poate observa din analiza rezultatelor, o variație procentuală maximă sub 0,026% față de i_{21n} .

6.3. Analiza variației parametrilor caracteristici
roților dințate, în timpul funcționării în gol.
Analiza evoluției în timp a uzurii

6.3.1. Variația distanței dintre axe la
angrenarea pe două flancuri

Această analiză a devenit necesară, ținând cont că roțile dințate cercetate, lucrând ca angrenaje cinematice, funcționează o mare parte din timp în gol. Din acest motiv, de pe stadiul de încercări (fig.5.12) s-au demontat miniventilatoarele de frânare (MV), deci, încărcarea roților s-a făcut doar de către forțele de frecare.

S-a întocmit în acest scop, un nou program de încercări eșalonat pe opt cicluri (tabel 6.24.), după fiecare ciclu de încercări, roțile dințate fiind demontate și supuse măsurărilor (variația distanței dintre axe la angrenarea pe două flancuri, fotografierea profilului dintelui etc.) similare cu ciclurile de încercări prezentate în paragrafele 6.1. și 6.2.

Tabel 6.24.

Nr. cicl.	Număr solicitări		n_A rot/ 10 sec.	n_B rot/ 10 sec.	n_C rot/ 10 sec.
	Total	Pe cicluri			
0.	-	-	-	-	-
1.	30.000	30.000	225	219	242
2.	60.000	30.000	232	221	253
3.	120.000	60.000	231	220	251
4.	240.000	120.000	228	220	249
5.	480.000	240.000	230	221	250
6.	960.000	480.000	226	219	248
7.	1.920.000	960.000	233	225	258
8.	3.840.000	1.920.000	232	221	253

Diagramele obținute cu ajutorul echipamentului ICPMFS București privind înregistrarea grafică a variației distanței dintre axe, precum și rezultatele măsurărilor pentru roțile dințate numărul 4, 48, 62, 64, 96 și 111 sînt prezentate în anexă.

Cu ajutorul metodei și algoritmului de calcul prezentat în paragraful 6.1.2.1., s-au prelucrat datele obținute, pe un calculator de tip SINCCLAIR SPECTRUM ZX 2+, obținându-se reprezentările grafice ale variației distanței dintre axe pentru starea inițială la toate roțile (fig.6.30), iar în fig.6.31 s-a prezentat evoluția variației distanței dintre axe în timp, după cele opt cicluri de funcționare impuse prin programul de încercări pentru roata dințată nr.62, celelalte diagrame fiind în anexă. În aceste diagrame (K - fiind factorul de scară), se remarcă curba experimentală punctată y_i , curba teoretică y_{ti} (curba sinusoidală) precum și eroarea Δ' (fără excentricitatea alezajului roții).

Și pe aceste diagrame se poate observa evoluția în timp a variației distanței dintre axe (fără excentricitate) care își păstrează forma de-a lungul circumferinței. Pentru a putea însă analiza evoluția acestui fenomen, s-au preluat din diagramele prezentate în fig.6.30 și 6.31, precum și din cele existente în anexă pentru celelalte roți, valorile maxime (pozitive și negative) ale erorii distanței dintre axe Δ'_{max} (fără excentricitate), rezultatele obținute fiind prezentate în tab.6.25 și 6.26 și reprezentate grafic în fig.6.32 și 6.33 pentru roțile dințate nr.96 și 111; reprezentările grafice pentru celelalte roți sînt prezentate în anexă. Din analiza acestor reprezentări grafice, se confirmă concluziile obținute anterior (vezi paragraful 6.2.1.) care arătau că eroarea maximă Δ'_{max} atît pozitivă cît și cea negativă are o evoluție similară, acuzînd aceeași creștere inițială (însă la valori mai mici - pînă la 25 μm - evident datorită încărcării mai mici) după care scade lent pînă la numărul maxim de cicluri la care au fost solicitate roțile dințate din prezentul lot de încercări (3.840.000).

Se confirmă deci concluzia că, la început eroarea distanței dintre axe crește pînă la o anumită valoare critică, după care, datorită uzurii mai pronunțate a dinților din zona corespunzătoare erorii distanței dintre axe maxime față de uzura dinților din celelalte zone, se ajunge la o reducere treptată a valorilor maxime pentru Δ'_{max} atît pozitivă cît și negativă.

6.3.2. Variația raportului de transmitere $\Delta'i_{21}$ datorită excentricității alezajului roții, la funcționarea în gol

Calculînd variația raportului de transmitere $\Delta'i_{21}$ (în valoare absolută) și $\delta'i_{21}$ (procentual) în funcție de evoluția excentricității alezajului roții dințate la funcționarea în gol,

cu relațiile 6.32 și 6.33 s-au obținut datele prezentate în 6.27. Aceste rezultate au fost prelucrate grafic și sînt prezentate în fig.6.34 și 6.35. Din analiza acestor reprezentări grafice se poate concluziona că și în acest caz, excentricitatea are valori mici care conduc în faza inițială la abateri procentuale (pe o rotație) cuprinse între $\pm (0,15-0,35\%)$ pentru raportul de transmitere i_{21} apoi pînă la aprox.500.000 de cicluri acuză o scădere mai pronunțată (uneori pînă la jumătate din valoarea inițială), iar după aceea rămîne la valori constante sau scade foarte ușor.

Evoluția excentricității în timp se poate explica de asemenea, prin uzura mai pronunțată a danturii în zona care se află pe dreapta ce unește centrul geometric al danturii cu centrul de rotație al roții dințate (centrul alezajului).

6.3.3. Variația raportului de transmitere $\Delta''i_{21}$ datorită variației razei de bază a roții dințate, la funcționarea în gol

Variația raportului de transmitere $\Delta''i_{21}$ (valoarea absolută) și $\delta''i_{21}$ (procentual) în funcție de evoluția în timp a erorii razei de bază a roții dințate, respectiv a erorii distanței dintre arce maximă (fără excentricitate) s-a calculat cu relațiile 6.35 și 6.36, pentru roțile dințate încercate la funcționarea în gol, după fiecare ciclu de funcționare, rezultatele fiind prezentate în tab.6.25 și 6.26.

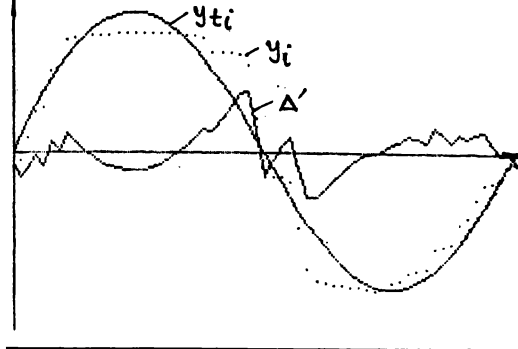
Se poate observa că variația raportului de transmitere $\Delta''i_{21}$ și $\delta''i_{21}$ este similară cu variația erorii distanței dintre arce.

În tab.6.28 sînt prezentate valorile medii pentru variația maximă $\delta''i_{21}$ (procentual) a raportului de transmitere

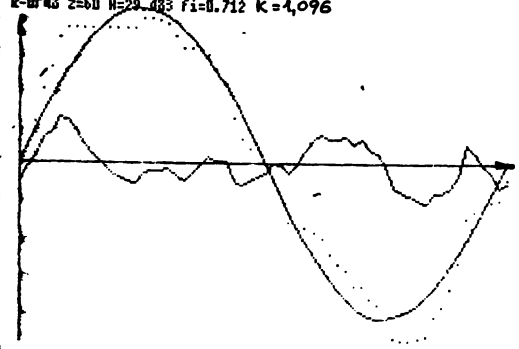
Tabel 6.28.

Ci-cl.	$\bar{\delta}''i_{21}(\%)$	$-\delta''i_{21} \cdot P99\%$	$+\delta''i_{21}(\%)$	$+\delta''i_{21} \cdot P99\%$
0.	0,032	0,0325	0,037	0,0954
1.	0,048	0,1238	0,055	0,1419
2.	0,069	0,1780	0,073	0,1883
3.	0,080	0,2064	0,073	0,1883
4.	0,072	0,1857	0,068	0,1754
5.	0,064	0,1651	0,061	0,1573
6.	0,055	0,1419	0,055	0,1419
7.	0,046	0,1186	0,049	0,1264
8.	0,037	0,0954	0,044	0,1135

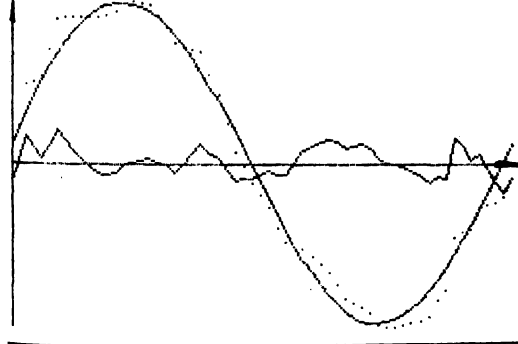
R-Br4 z=60 A=31.012 fi=0.758 K=1,305



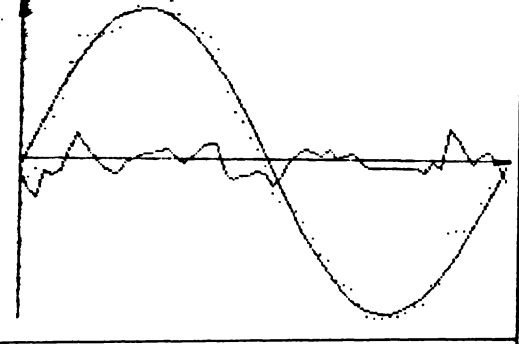
R-Br43 z=60 A=29.483 fi=0.712 K=1,096



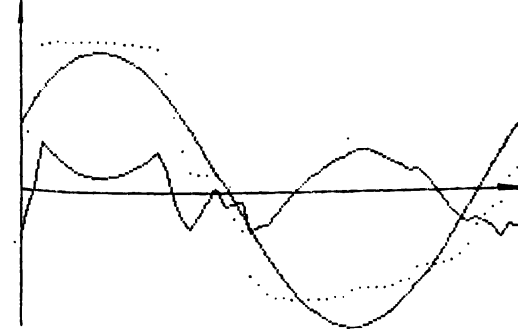
R-Br62 z=60 A=36.312 fi=6.498 K=1,320



R-Br64 z=60 A=34.296 fi=-1.744 K=1,299



R-Br96 z=60 A=38.352 fi=28.464 K=1,604



R-Br11 z=60 A=35.827 fi=4.631 K=1,666

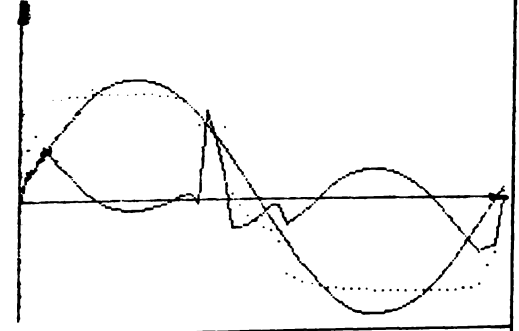
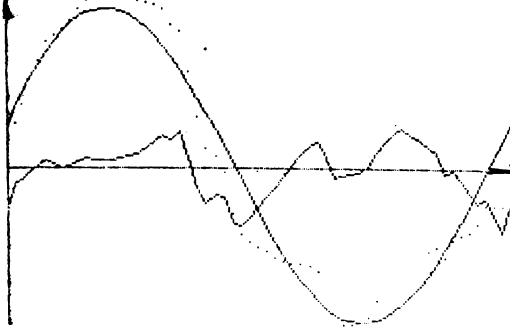
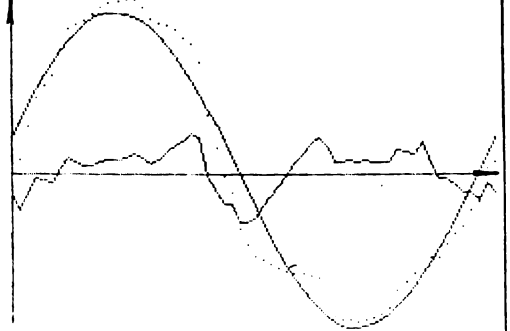


Fig. 6.30

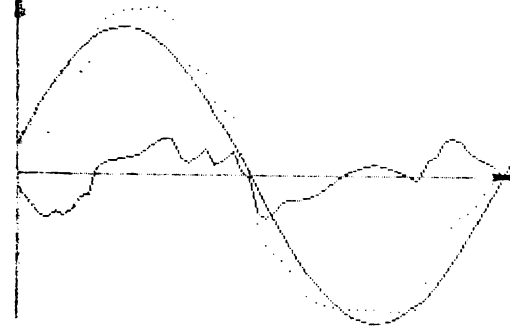
R-1r62 z=60 H=55.583 fi=16.24 K=2,058



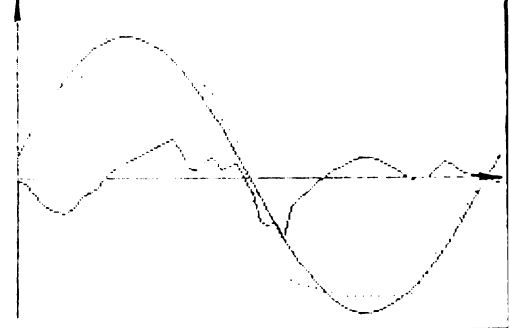
R-2r62 z=60 H=57.858 fi=12.717 K=2,105



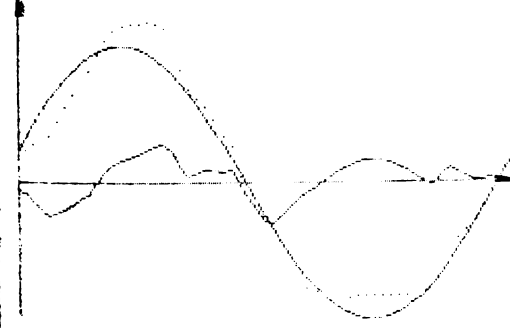
R-3r62 z=60 H=51.345 fi=10.806 K=2,053



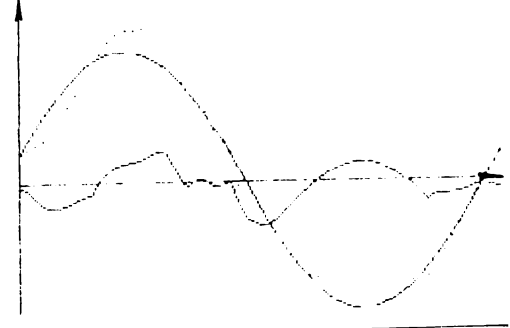
R-4r62 z=60 H=40.677 fi=9.127 K=1,954



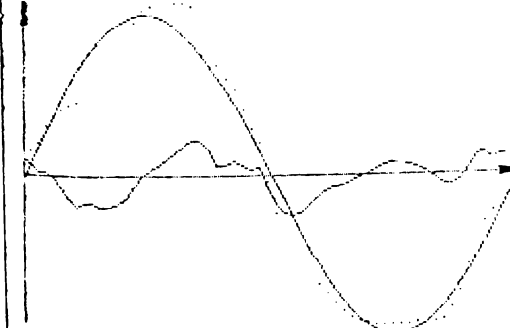
R-5r62 z=60 H=50.967 fi=12.761 K=2,141



R-6r62 z=60 H=52.002 fi=11.409 K=2,260



R-7r62 z=60 H=55.635 fi=11.502 K=1,986



R-8r62 z=60 H=40.916 fi=9.012 K=1,956

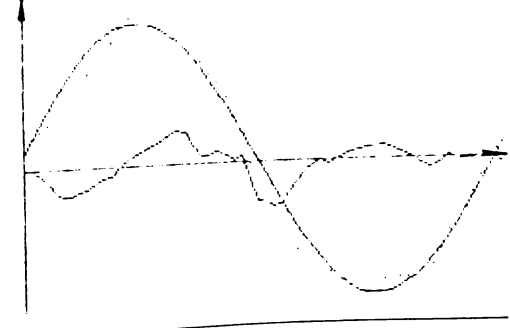


Fig. 6.31.

VARIATIA ERORII MAXIME
A DISTANTEI DINTRE AXE
IN TIMP

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta''_{i_{21}} \cdot 10^3 \\ \delta''_{i_{21}} \cdot 10^3 \end{array} \right.$$

ROATA CICLUL PARAM.		4	48	62	64	96	111
0	Δ'_{max}	13,013	8,768	7,920	4,536	12,832	3,876
	$\Delta''_{i_{21} max}$	2,884	1,943	1,755	1,005	2,844	0,859
	$\delta''_{i_{21} max}$	57,699	38,877	35,117	20,112	56,897	17,186
1	Δ'_{max}	15,888	11,016	11,200	6,501	15,228	14,970
	$\Delta''_{i_{21} max}$	3,522	2,442	2,505	1,441	3,776	3,319
	$\delta''_{i_{21} max}$	70,447	48,845	50,104	28,825	67,521	66,376
2	Δ'_{max}	19,278	14,367	15,087	7,218	16,752	26,656
	$\Delta''_{i_{21} max}$	4,273	3,185	3,344	1,600	3,713	5,909
	$\delta''_{i_{21} max}$	85,478	63,703	66,895	32,004	74,278	118,192
3	Δ'_{max}	22,421	13,912	14,721	8,250	20,488	19,642
	$\Delta''_{i_{21} max}$	4,970	3,084	3,263	1,829	4,542	4,354
	$\delta''_{i_{21} max}$	99,414	61,685	65,273	36,580	90,843	87,092
4	Δ'_{max}	20,455	12,353	14,406	8,047	19,184	17,935
	$\Delta''_{i_{21} max}$	4,534	2,738	3,193	1,784	4,253	3,976
	$\delta''_{i_{21} max}$	90,697	54,773	63,876	35,680	85,061	79,523
5	Δ'_{max}	18,883	11,816	11,916	7,794	16,872	16,012
	$\Delta''_{i_{21} max}$	4,176	2,619	2,641	1,728	3,740	3,549
	$\delta''_{i_{21} max}$	83,523	52,392	52,835	34,558	74,810	70,997
6	Δ'_{max}	16,259	10,776	9,736	7,213	15,133	15,537
	$\Delta''_{i_{21} max}$	3,604	2,389	2,158	1,599	3,355	3,444
	$\delta''_{i_{21} max}$	72,092	47,780	43,169	31,982	67,099	68,891
7	Δ'_{max}	14,517	9,527	9,013	6,971	14,621	12,930
	$\Delta''_{i_{21} max}$	3,218	2,112	1,998	1,545	3,241	2,866
	$\delta''_{i_{21} max}$	64,368	42,242	39,963	30,909	64,829	57,331
8	Δ'_{max}	13,961	8,931	8,678	5,123	13,397	10,436
	$\Delta''_{i_{21} max}$	3,095	1,980	1,924	11,357	2,970	2,313
	$\delta''_{i_{21} max}$	61,903	39,600	38,478	22,715	59,402	46,273

VARIATIA ERORII MINIME
A DISTANTEI DINTRE AXE
IN TIMP

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta''_{i_{21 \min}} \cdot 10^3 \\ \sigma''_{i_{21 \min}} \cdot 10^3 \end{array} \right.$$

ROATA		4	48	62	64	96	111
CICLUL	PARAM.						
0	Δ'_{\min}	9,3816	5,880	3,960	5,040	12,832	7,015
	$\Delta''_{i_{21 \min}}$	2,079	1,303	0,877	1,117	2,844	1,555
	$\sigma''_{i_{21 \min}}$	41,595	26,072	17,558	22,347	56,897	31,104
1	Δ'_{\min}	11,154	7,410	9,855	6,501	14,341	16,660
	$\Delta''_{i_{21 \min}}$	2,472	1,642	2,184	1,441	3,179	3,693
	$\sigma''_{i_{21 \min}}$	49,456	32,856	43,697	28,825	63,588	73,870
2	Δ'_{\min}	19,143	9,321	13,902	9,742	17,985	24,522
	$\Delta''_{i_{21 \min}}$	4,244	2,066	3,082	2,159	3,987	5,436
	$\sigma''_{i_{21 \min}}$	84,880	41,329	61,641	43,196	79,745	108,730
3	Δ'_{\min}	23,562	11,153	20,580	11,250	21,573	20,958
	$\Delta''_{i_{21 \min}}$	5,223	2,472	4,562	2,494	4,782	4,646
	$\sigma''_{i_{21 \min}}$	104,473	49,452	91,251	49,882	95,654	92,927
4	Δ'_{\min}	20,385	10,776	18,080	10,426	20,488	18,323
	$\Delta''_{i_{21 \min}}$	4,589	2,389	4,008	2,311	4,542	4,062
	$\sigma''_{i_{21 \min}}$	90,387	47,780	80,166	46,228	90,843	81,244
5	Δ'_{\min}	16,796	9,198	17,875	9,594	18,355	16,125
	$\Delta''_{i_{21 \min}}$	3,723	2,039	3,962	2,126	4,069	3,574
	$\sigma''_{i_{21 \min}}$	74,473	40,783	79,257	42,539	81,386	71,498
6	Δ'_{\min}	14,438	8,209	13,153	8,587	16,752	13,600
	$\Delta''_{i_{21 \min}}$	3,201	1,819	2,916	1,903	3,713	3,015
	$\sigma''_{i_{21 \min}}$	64,018	36,398	58,320	38,074	74,278	60,302
7	Δ'_{\min}	12,211	7,350	9,987	6,970	14,111	11,625
	$\Delta''_{i_{21 \min}}$	2,707	1,629	2,214	1,545	3,128	2,577
	$\sigma''_{i_{21 \min}}$	54,143	32,589	44,282	30,905	62,508	51,545
8	Δ'_{\min}	10,053	6,125	6,902	5,346	13,095	9,725
	$\Delta''_{i_{21 \min}}$	2,228	1,358	1,530	1,185	2,903	2,156
	$\sigma''_{i_{21 \min}}$	44,575	27,158	30,603	23,704	58,063	43,120

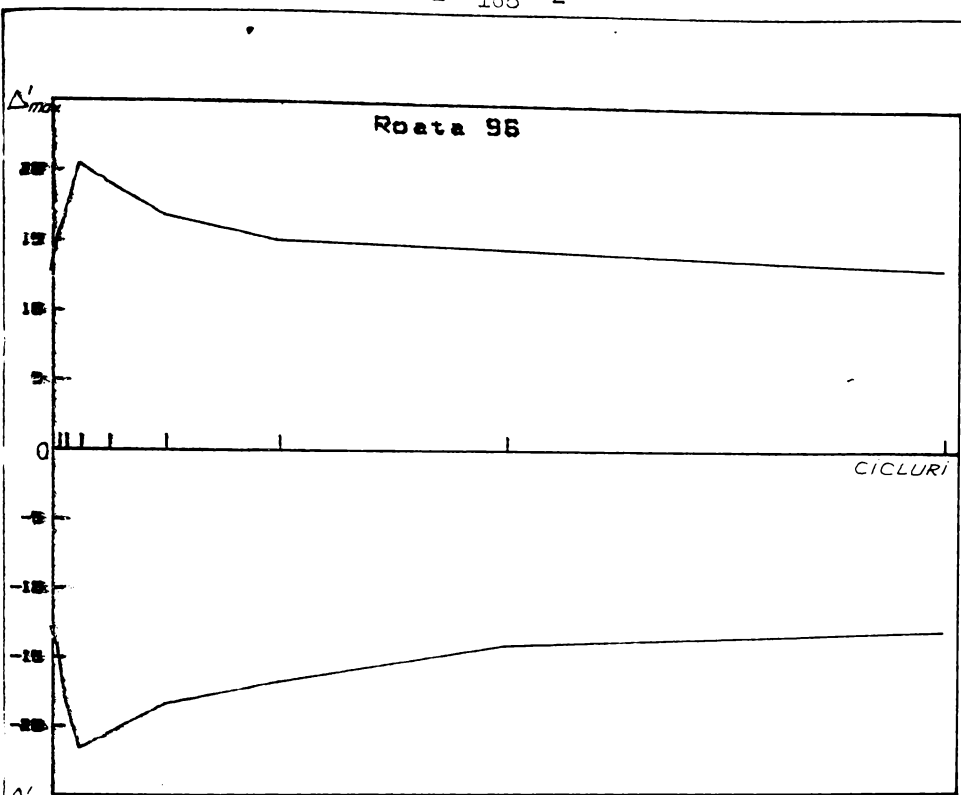


Fig. 6.32.

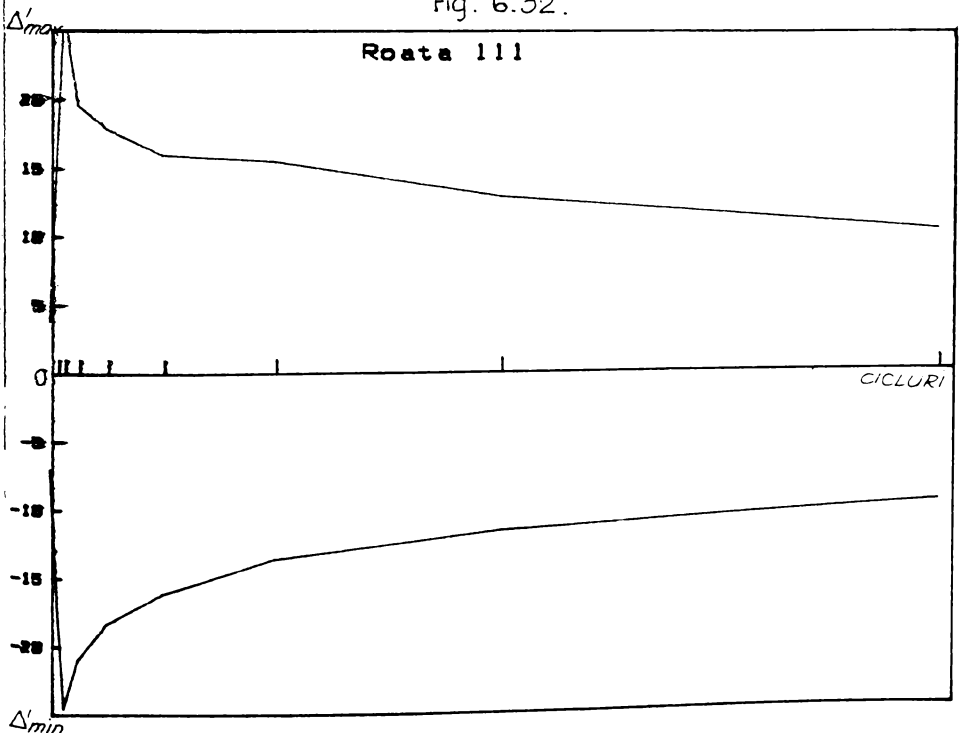


Fig. 6.33.

VARIAȚIA RAPORTULUI DE TRANSMITERE
ÎN TIMP, ÎN FUNCȚIE DE EVOLUȚIA
EXCENTRICITĂȚII

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta'_{i_{21}} \cdot 10^3 \\ \delta'_{i_{21}} \cdot 10^3 \end{array} \right.$$

ROATA		4	48	62	64	96	111
CICLUL	PARAM						
0	e	31,012	29,483	36,312	10,046	38,352	35,827
	$\Delta'_{i_{21}}$	6,875	6,536	8,050	2,227	8,502	7,942
	$\delta'_{i_{21}}$	137,507	130,727	161,007	44,543	170,052	158,857
1	e	47,424	30,601	55,583	15,491	55,166	72,093
	$\Delta'_{i_{21}}$	10,514	6,784	12,322	3,434	12,230	15,983
	$\delta'_{i_{21}}$	210,278	135,684	246,455	68,687	244,606	319,660
2	e	59,143	35,238	87,858	34,296	64,037	76,640
	$\Delta'_{i_{21}}$	13,112	7,812	12,827	7,603	14,197	16,991
	$\delta'_{i_{21}}$	262,240	156,245	256,542	152,068	283,940	339,821
3	e	58,197	35,031	55,635	20,461	63,466	74,575
	$\Delta'_{i_{21}}$	12,902	7,766	12,334	4,536	14,070	16,533
	$\delta'_{i_{21}}$	258,045	155,327	246,685	90,724	281,408	330,665
4	e	56,769	29,741	52,002	15,389	56,969	69,081
	$\Delta'_{i_{21}}$	12,585	6,593	11,528	3,412	12,630	15,315
	$\delta'_{i_{21}}$	251,713	131,871	230,576	68,234	252,601	306,305
5	e	55,502	29,212	51,345	14,259	55,502	60,304
	$\Delta'_{i_{21}}$	12,304	6,477	11,383	3,161	12,304	13,369
	$\delta'_{i_{21}}$	246,095	129,557	227,663	63,224	246,087	267,387
6	e	52,680	33,352	50,967	14,243	50,311	52,452
	$\Delta'_{i_{21}}$	11,680	7,394	11,299	3,157	11,154	11,628
	$\delta'_{i_{21}}$	233,583	147,882	225,987	63,153	223,079	232,572
7	e	50,488	33,061	48,916	11,724	47,283	49,111
	$\Delta'_{i_{21}}$	11,193	7,329	10,844	2,599	10,482	10,887
	$\delta'_{i_{21}}$	223,863	146,592	216,893	51,984	209,652	217,758
8	e	48,321	32,210	48,677	10,807	41,399	40,253
	$\Delta'_{i_{21}}$	10,712	7,141	10,791	2,396	9,178	8,924
	$\delta'_{i_{21}}$	214,255	142,820	215,833	47,918	183,563	178,481

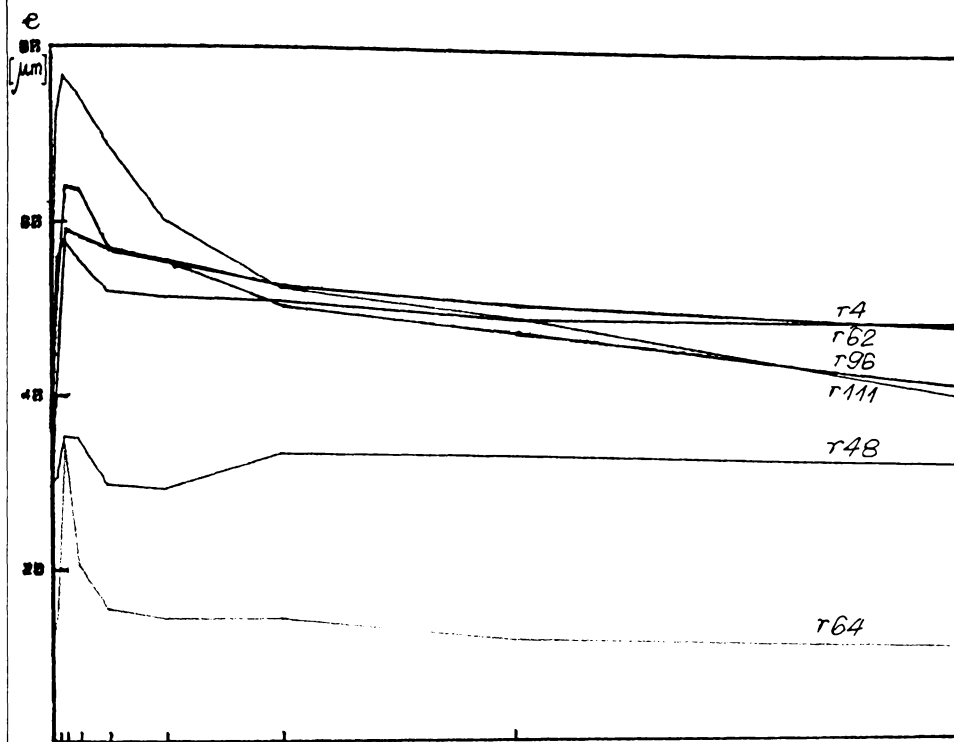


Fig. G.34

CICLURI

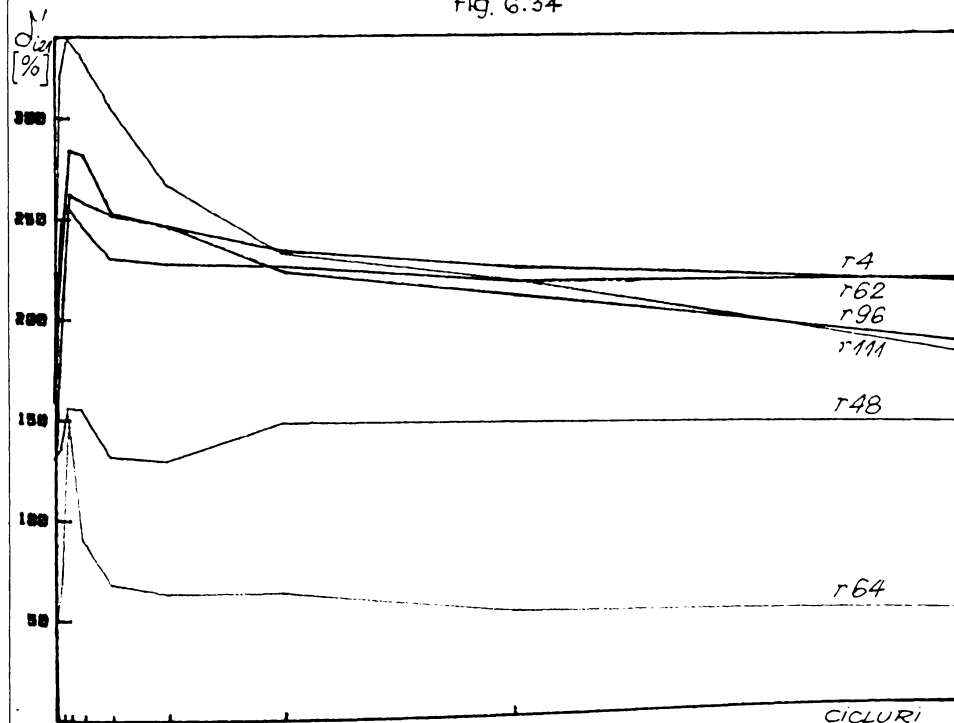


Fig. G.35

CICLURI

atît valori pozitive, cît și valori negative, pentru toate cele șase roți dințate încercate la funcționarea în gol, în funcție de ciclul de funcționare. S-au calculat de asemenea, limitele superioare și inferioare, cu probabilitate $P=99\%$ ale variației procentuale maxime a raportului de transmitere Δi_{2lmax} . Reprezentarea grafică a acestui parametru este prezentată în fig.6.36.

Din analiza reprezentării grafice, se poate observa similitudinea reprezentării cu cea din fig.6.17 prezentată pentru roți dințate funcționînd în sarcină, cu deosebirea că valorile abaterilor maxime ale raportului de transmitere față de valoarea medie sînt mai mici. Si în acest caz, valorile maxime se ating relativ repede (după aprox.120.000 de cicluri), după care scad lent, datorită uzurii roților dințate.

6.3.4. Uzura roților dințate la funcționarea în gol

Ca și la paragraful 6.2.3., uzura roților dințate la funcționarea în gol s-a apreciat prin abaterea profilului real de la profilul teoretic, după fiecare ciclu de încercări.

Rezultatele măsurărilor pentru roata dințată nr.4 sînt prezentate în funcție de numărul de cicluri de solicitare și pentru valori unghiulare $\alpha=10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 22,5^\circ$ și 25° în tabelul 6.29.(pentru celelalte roți dințate,rezultatele sînt în anexă).

În același tabel, s-a calculat și valoarea uzurii (U) în funcție de timp. Atît abaterea λ de la profilul evolventic cît și uzura U în funcție de timp (după fiecare ciclu de solicitare) sînt reprezentate grafic în fig.6.37 și 6.38. Reprezentările grafice prezintă o uzură cu o viteză mai mare la început (pînă la aprox.500.000 de cicluri) urmată de o uzură cu o viteză mai lentă pînă la sfîrșitul încercărilor, valorile fiind mai mari spre vîrfurile dinților.

Viteza de uzare V_U (apreciată prin modificarea profilului în diferite puncte de pe profilul dintelui corespunzător la diferite unghiuri α) în funcție de numărul de cicluri de solicitare, calculată cu relația 6.50 și utilizînd pentru $\Delta \lambda$ valori medii (calculate pentru cele șase roți dințate încercate la funcționarea în gol) este prezentată în tabelul 6.30, rezultatele fiind reprezentate grafic în fig.6.39.

Din analiza acestei reprezentări grafice se poate observa - lucru important pentru proiectarea acestor roți dințate - o viteză de uzare foarte mare la început (pînă la $35 \mu\text{m}/10^6$ cicluri

la vârful dintelui și $11 \mu\text{m}/10^6$ cicluri pe o durată relativă (până la $5 \cdot 10^5$ cicluri), pentru ca apoi această viteză de uzură să scadă la valori sub $7,5 \mu\text{m}/10^6$ cicluri la vârful dintelui și $1 \mu\text{m}/10^6$ cicluri la baza dintelui. Valorile mici de la baza dintelui se explică prin faptul că datorită uzurii flancului, ieșirea din angrenare se face spre vârful dintelui, care este mai solicitat.

Tabel 6.3

Cicluri	Număr solici-tări	$V_U (\mu\text{m})/10^6$ cicluri)			
		$\Delta\alpha = 10^\circ-15^\circ$	$\Delta\alpha = 15^\circ-20^\circ$	$\Delta\alpha = 20^\circ-22,5^\circ$	$\Delta\alpha = 22,5^\circ-25^\circ$
1.	0-30.000	11,666	23,230	26,566	35,733
2.	30.000-60.000	8,100	18,333	21,900	23,100
3.	60.000-120.000	5,616	15,216	17,333	18,333
4.	120.000-240.000	1,150	7,983	8,875	10,766
5.	240.000-480.000	0,908	1,656	5,220	8,102
6.	480.000-960.000	0,805	1,329	4,045	6,114
7.	960.000-1.920.000	0,719	1,098	1,525	2,389
8.	1.920.000-3.840.000	0,660	0,679	1,035	1,857
	\bar{V}_U	3,704	8,691	10,112	13,298

comparație cu roțile dințate funcționând sub sarcină (fig.6.24), se observă că viteza de uzură este de aprox.5 ori mai mică, ceea ce arată importanța deosebită a gradului de încărcare în cazul roților dințate realizate din materiale plastice.

Variația uzurii va conduce în timp la abaterea profilului real al dintelui față de profilul evolventic teoretic. Acest fenomen accentuându-se, va conduce la o variație în timp a abaterii raportului instantaneu de transmitere de-a lungul flancului dintelui, față de raportul de transmitere nominal.

Variația raportului de transmitere i_{21} de-a lungul flancului dintelui în funcție de numărul de cicluri de sollicitare, datorată abaterii de la profilul evolventic, s-a calculat pentru intervalele unghiulare $\Delta\alpha = 10^\circ-15^\circ$; $\Delta\alpha = 15^\circ-20^\circ$; $\Delta\alpha = 20^\circ-22,5^\circ$; $\Delta\alpha = 22,5^\circ-25^\circ$. Rezultatele calculelor sînt prezentate pentru roata dințată nr.62 în tab.6.31, iar în fig.6.40 și 6.41 sînt reprezentate grafic variațiile i_{21} pentru roțile dințate nr.4 și 48 (celelalte file cu

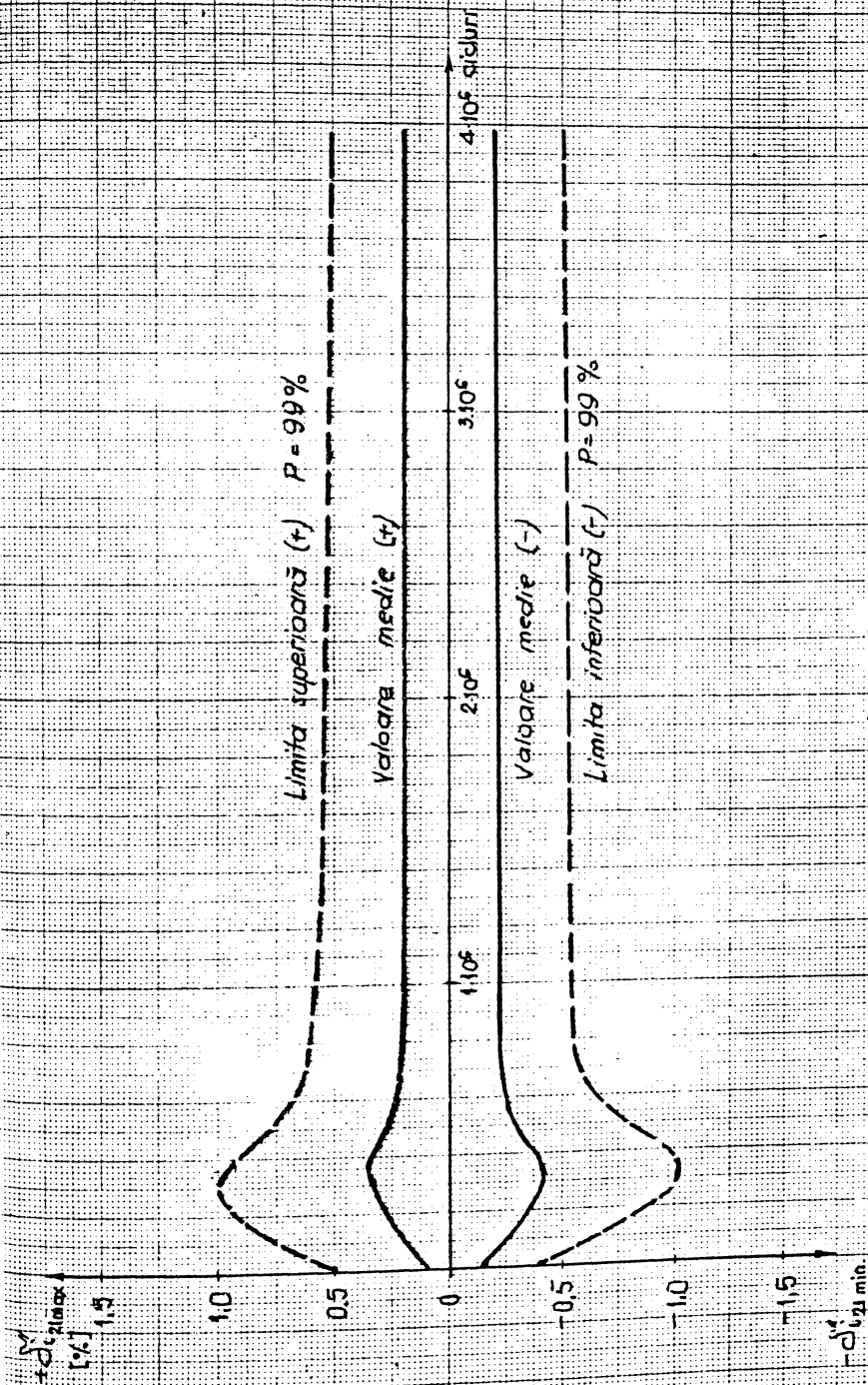


Fig. 6.36

Tabel 6.29.

ABATEREA DE LA PROFILUL EVOLVENTIC
ȘI UZURA DINTILOR

Reata nr. 4.

ciclul		0	1	2	3	4	5	6	7	8
25°	λ	38,64	40,80	45,32	46,94	48,0	68,0	71,40	82,50	89,30
	u	0	2,96	6,68	8,30	14,36	33,36	38,36	45,86	50,76
22.5°	λ	18,64	21,60	25,32	26,34	33,32	52,0	57,30	64,50	69,40
	u	0	2,16	5,69	7,70	9,68	29,36	37,66	43,86	50,66
20°	λ	10,32	11,60	14,60	16,32	18,64	19,60	24,10	26,30	29,60
	u	0	1,28	4,28	6,0	8,32	9,28	13,78	15,98	19,28
15°	λ	4,0	4,64	4,82	6,64	9,60	12,80	14,40	15,20	19,80
	u	0	0,84	1,72	2,64	5,60	8,80	10,40	11,50	15,80
10°	λ	2,0	2,86	3,73	4,46	6,20	9,32	11,74	13,51	14,22
	u	0	0,64	1,13	2,46	4,20	7,32	9,74	11,21	12,22

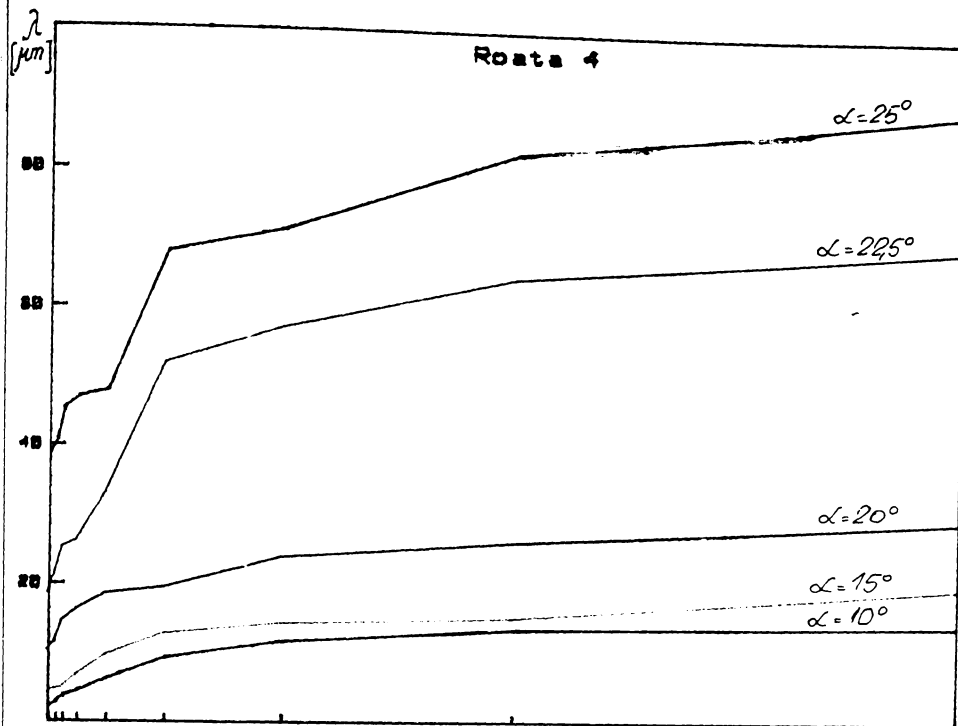


Fig. 6.37.

CICLURI

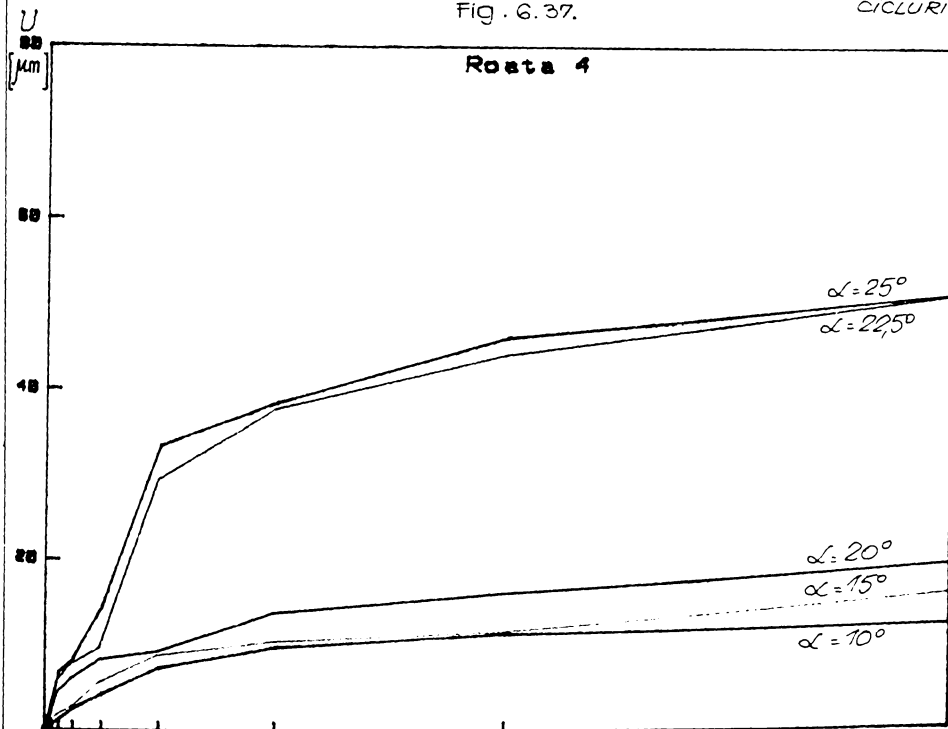


Fig. 6.38.

CICLURI

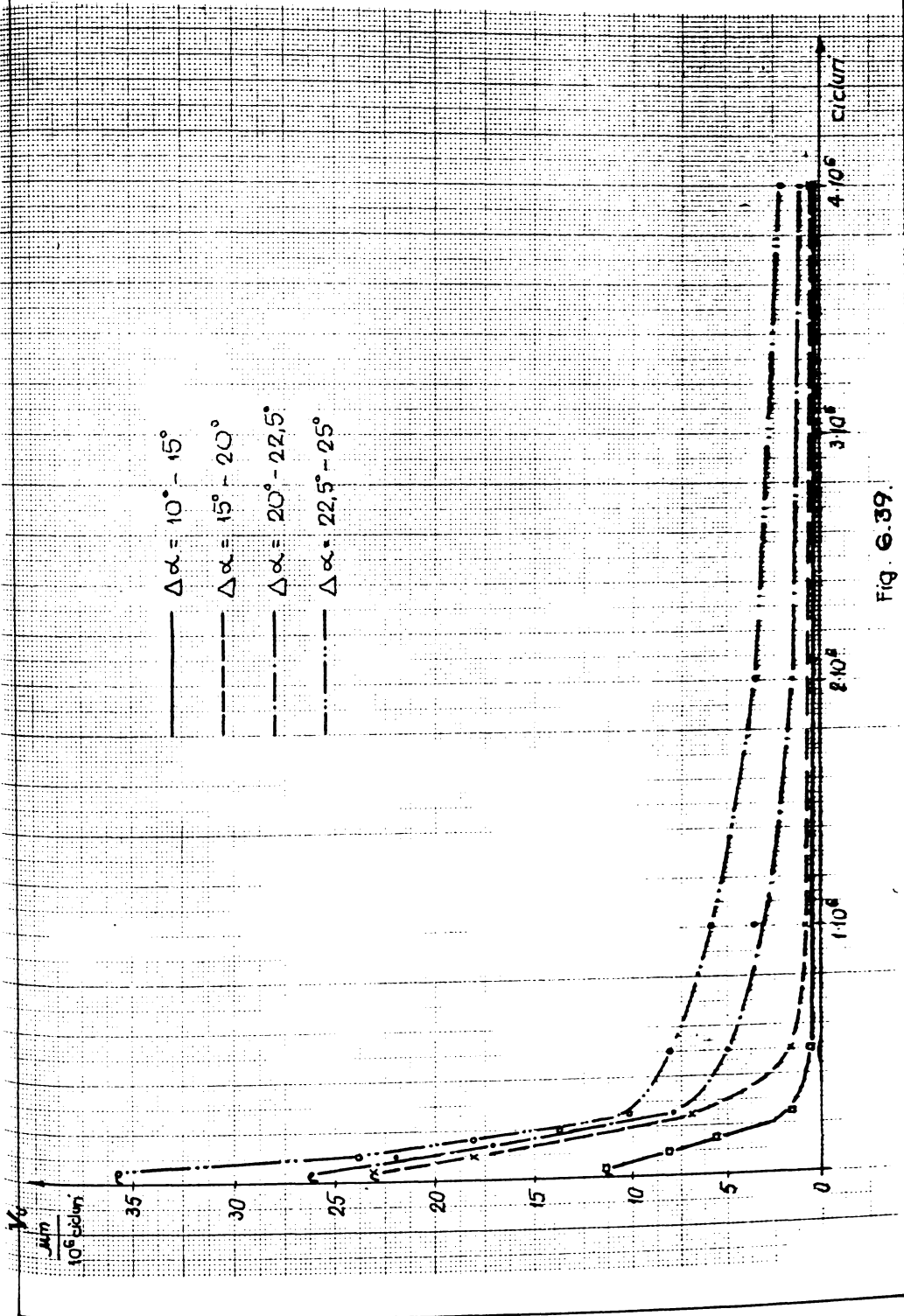


Fig. 6.39.

TABEL 6.31.

ROATA nr. 62.

PARAMETRUL	$\Delta\alpha = 10^\circ - 15^\circ$	$\Delta\alpha = 15^\circ - 20^\circ$	$\Delta\alpha = 20^\circ - 22,5^\circ$	$\Delta\alpha = 22,5^\circ - 25^\circ$	
1	$\Delta\lambda$	0,68	1,0	1,31	2,12
	i_{21}	4,982	4,974	4,933	4,892
	$\Delta''_{i_{21}}$	3,455	5,081	13,312	21,543
	$\sigma'''_{i_{21}}$	69,105	101,625	266,247	430,873
2	$\Delta\lambda$	0,83	1,08	1,52	2,15
	i_{21}	4,978	4,972	4,922	4,890
	$\Delta''_{i_{21}}$	4,217	5,487	15,446	21,848
	$\sigma'''_{i_{21}}$	84,348	109,755	308,927	436,970
3	$\Delta\lambda$	1,05	1,35	1,60	2,16
	i_{21}	4,973	4,965	4,918	4,890
	$\Delta''_{i_{21}}$	5,335	6,859	16,259	21,950
	$\sigma'''_{i_{21}}$	106,706	137,193	325,187	439,002
4	$\Delta\lambda$	1,13	1,53	1,75	2,23
	i_{21}	4,971	4,961	4,911	4,886
	$\Delta''_{i_{21}}$	5,741	7,774	17,783	22,661
	$\sigma'''_{i_{21}}$	114,836	155,486	355,673	453,229
5	$\Delta\lambda$	1,21	2,08	2,19	2,53
	i_{21}	4,969	4,947	4,888	4,871
	$\Delta''_{i_{21}}$	6,148	10,568	22,254	25,710
	$\sigma'''_{i_{21}}$	122,966	211,380	445,099	514,202
6	$\Delta\lambda$	1,32	2,14	2,66	3,33
	i_{21}	4,966	4,945	4,864	4,830
	$\Delta''_{i_{21}}$	6,707	10,873	27,031	33,639
	$\sigma'''_{i_{21}}$	134,145	217,477	540,623	679,795
7	$\Delta\lambda$	1,65	2,21	2,86	4,43
	i_{21}	4,958	4,943	4,854	4,775
	$\Delta''_{i_{21}}$	8,383	11,229	29,063	45,018
	$\sigma'''_{i_{21}}$	167,681	224,591	581,272	900,362
8	$\Delta\lambda$	2,15	3,01	5,05	8,24
	i_{21}	4,945	4,923	4,743	4,581
	$\Delta''_{i_{21}}$	10,924	15,294	51,318	83,735
	$\sigma'''_{i_{21}}$	218,493	305,891	1026,372	1674,714
9	$\Delta\lambda$	2,19	3,24	7,52	12,66
	i_{21}	4,944	4,917	4,618	4,356
	$\Delta''_{i_{21}}$	11,127	16,462	76,418	128,652
	$\sigma'''_{i_{21}}$	222,558	329,265	1528,379	2573,043

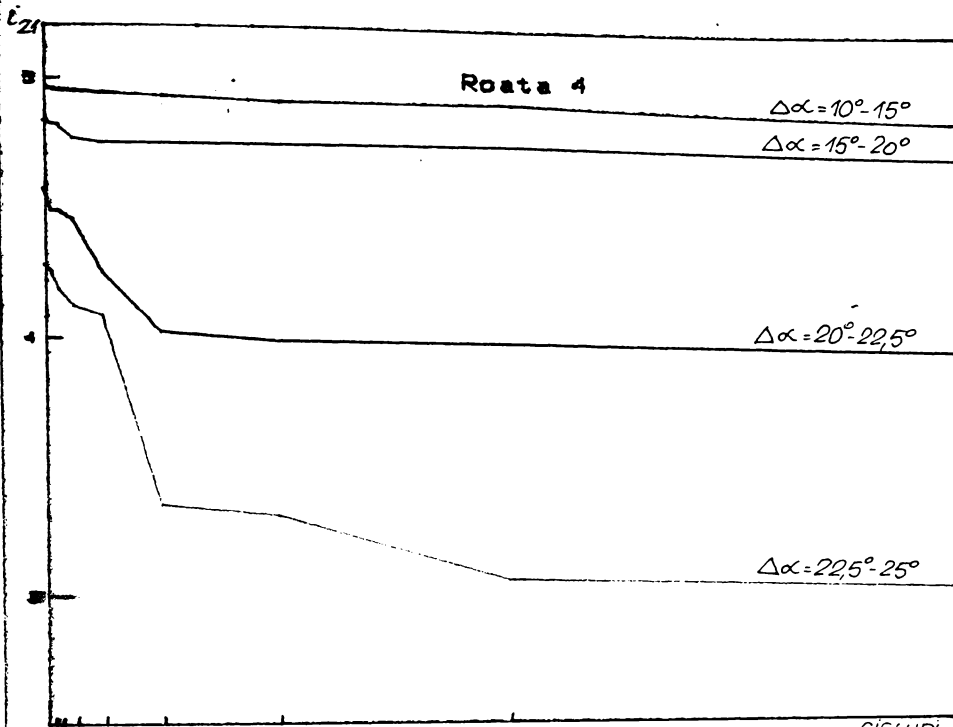


Fig. 6.40.

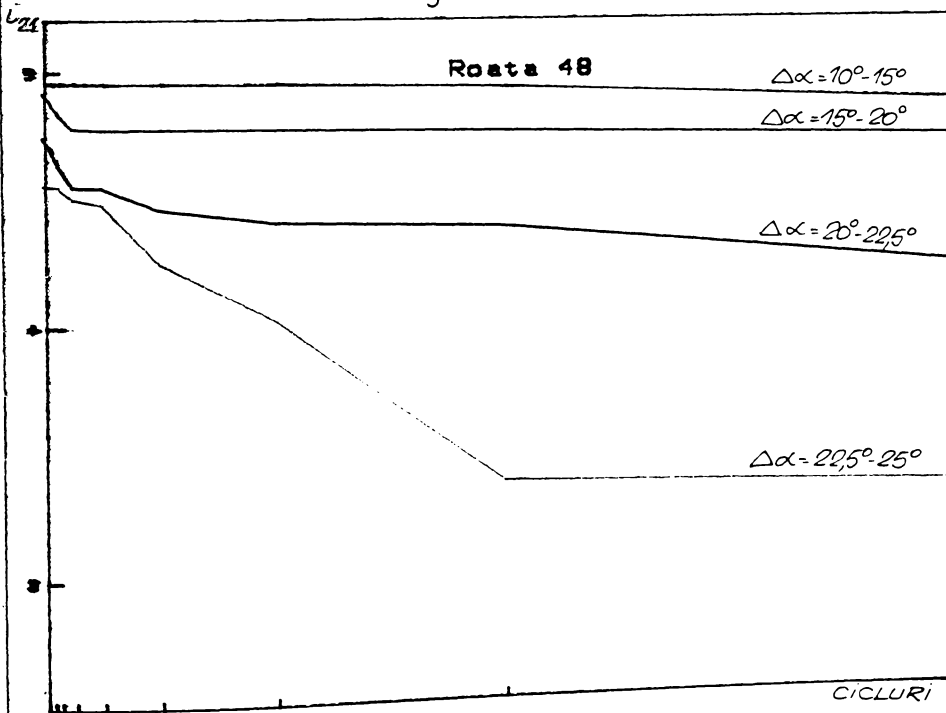


Fig. 6.41.

rezultate și reprezentări grafice sînt prezentate în anexă). Din analiza acestor reprezentări grafice se pot observa abaterile mari ale raportului de transmitere instantaneu de la valorile nominale, cu deosebire spre vârful dintelui, abateri care cresc odată cu uzura roților dințate, respectiv cu numărul ciclurilor de funcționare al roților dințate.

7. PROGNOZAREA COMPORTAMENTULUI ÎN TIMP A ANGRÉNAJELOR, DIMENSIONAREA LA DURABILITATE LIMITATA A MICROANGRENAJELOR DIN MATERIALE PLASTICE

7.1. Analiza cinematică a unui microangrenaj real din materiale plastice

În conformitate cu cele prezentate în cap.4 și 6, raportul de transmitere real instantaneu al unui angrenaj are o componentă care variază în funcție de poziția roții dințate conducătoare, cu o frecvență egală cu frecvența de rotație a unei roți și o altă componentă care variază cu frecvența angrenării dinților.

Expresia analitică a raportului de transmitere real instantaneu este conform relațiilor (4.10), (4.20) și (4.24) :

$$i_R = i_T \frac{1 + \frac{e_1}{r_{b1}} \cos(\alpha + \vartheta_1)}{1 - \frac{e_2}{r_{b2}} \cos(\alpha - i_T \vartheta_1)} + i_{TA} \sin 2\pi \cdot \frac{\vartheta_1}{z_1} \quad (7.1.)$$

unde e_1 și e_2 reprezintă bătăile radiale maxime ale celor două danturi care compun angrenajul, iar A reprezintă amplitudinea maximă a variației relative a raportului de transmitere real în timpul angrenării unei perechi de dinți, datorată erorii de flanc, erorii pasului de bază, respectiv uzării flancului și modificării razelor danturii.

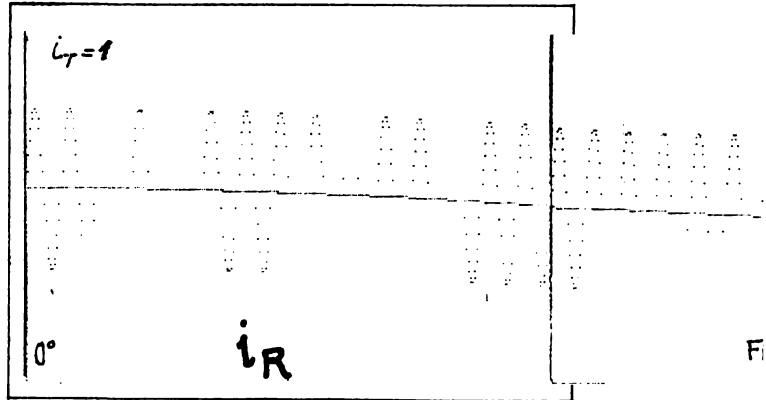
- Analiza cinematică s-a efectuat în două cazuri și anume:
- angrenarea a două roți dințate (nr.96 și nr.4) din material plastic (raport de transmitere teoretic $i_T=1$);
 - angrenarea unui pinion metalic cu o roată dințată (nr.4) din material plastic (raport de transmitere teoretic $i_T=5$).

În relația (7.1) s-au notat :

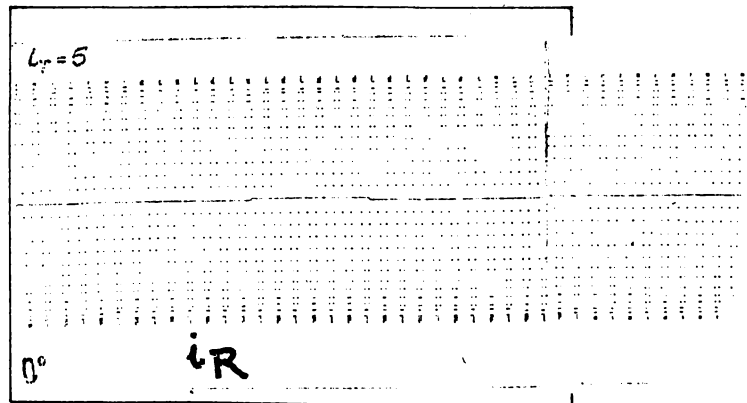
$$i_{R1} = i_T \frac{1 + \frac{e_1}{r_{b1}} \cos(\alpha + \theta_1)}{1 - \frac{e_2}{r_{b2}} \cos(\alpha - i_T \theta_1)} \quad \text{și} \quad i_{R2} = i_T A \sin 2\sqrt{\omega} \cdot \frac{\theta_1}{2\sqrt{\omega}}$$

Rezultatele calculelor, prelucrate cu ajutorul unui calculator de tip SPECTRUM SINCLAIR ZX 2+ sînt prezentate pentru aceste două cazuri în țab.7.1 și respectiv 7.2.

În fig.7.1a și 7.1b s-au reprezentat grafic funcțiile i_{R1} și i_{R2} , iar în fig.7.2 este prezentată reprezentarea grafică a funcției i_R , pentru cazul $i_T=1$.



În fig.7.3a și 7.3b s-au reprezentat grafic funcțiile i_{R1} și i_{R2} , iar în fig.7.4 este prezentată reprezentarea grafică a funcției i_R , pentru cazul $i_T=5$.



TABEL 7.1.

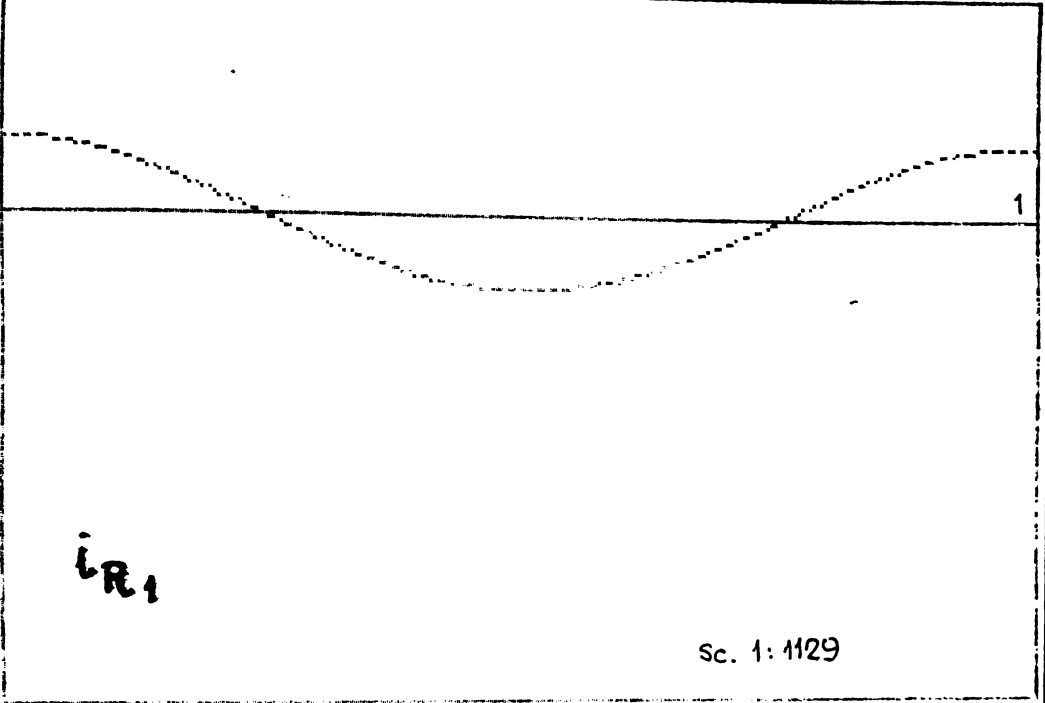
NR.CICLU	Roota 1 [nr. 96.] e_1	Roota 2 [nr. 4.] e_2	A	$t_{R \max.}$	$t_{R \min.}$	$E_{\varphi \max.}$	$E_{\varphi \min.}$
0	0,038	0,031	0,02436	1,02937	0,97663	0,030105	-0,005759
1	0,055	0,047	0,02547	1,03350	0,97453	0,033958	-0,0085163
2	0,064	0,059	0,02964	1,03969	0,97036	0,039872	-0,010270
3	0,063	0,058	0,03281	1,04286	0,96719	0,042876	-0,010103
4	0,056	0,056	0,04213	1,05197	0,95787	0,051447	-0,009348
5	0,055	0,055	0,04262	1,05226	0,95738	0,051686	-0,009181
6	0,050	0,052	0,04320	1,05244	0,95660	0,051771	-0,008511
7	0,047	0,050	0,04487	1,05340	0,95483	0,052940	-0,008092
8	0,041	0,048	0,05548	1,06336	0,94392	0,062885	-0,0074217

TABEL 7.2.

NR. CIKLU	Rolato 1 [pinion] e_1	Rolato 2 [nr. 4] e_2	A	$i_{Rmax.}$	$i_{Rmin.}$	$E_{2max.}$	$E_{2min.}$	$\frac{i_{Rmax.}}{i_T}$
0	0	0,031	0,03002	5,16878	4,83129	1,802145	-1,802769	1,0337
1	0	0,047	0,03053	5,17237	4,83101	1,83323	-1,834174	1,0344
2	0	0,059	0,03336	5,19202	4,83092	2,003407	-2,004575	1,0384
3	0	0,058	0,03615	5,20582	4,83042	2,170776	-2,171925	1,0416
4	0	0,056	0,03748	5,21102	4,82918	2,250514	-2,251625	1,0422
5	0	0,055	0,03985	5,22285	4,82435	2,392683	-2,393375	1,04457
6	0	0,052	0,04106	5,22708	4,81718	2,465191	-2,466225	1,04541
7	0	0,050	0,04128	5,22774	4,81494	2,478329	-2,479324	1,04554
8	0	0,048	0,04247	5,23288	4,80828	2,549667	-2,550624	1,046576

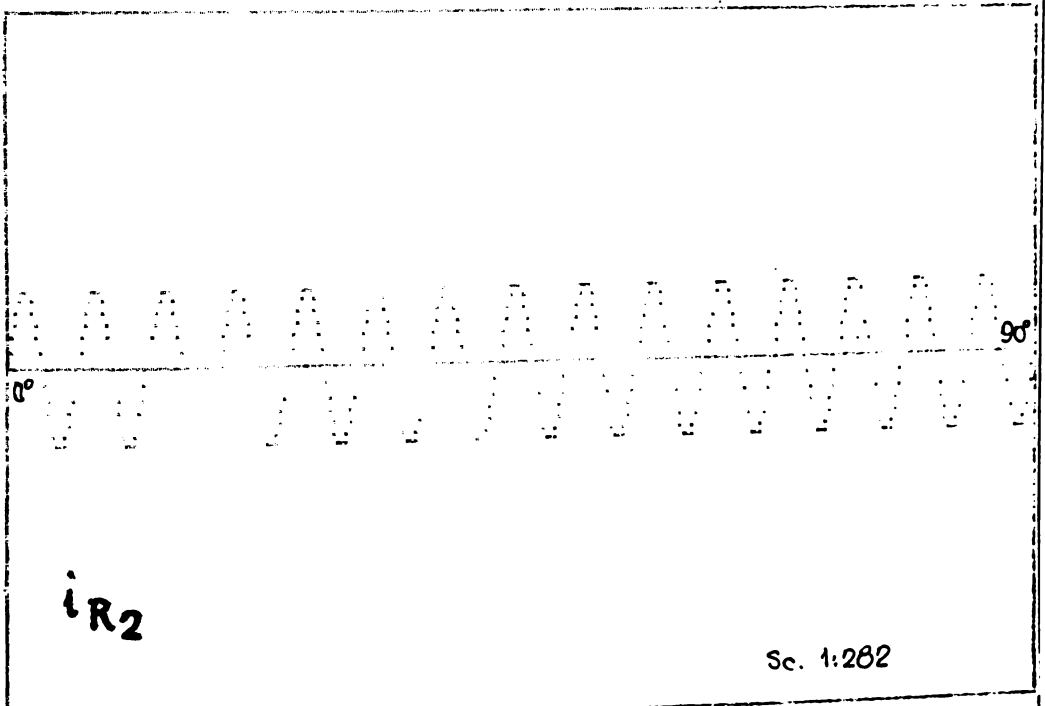
$\lambda_T = 1$

Roatā plastic / roatā plastic



Sc. 1: 1129

Fig.7.1a.



Sc. 1: 282

Fig.7.1b.

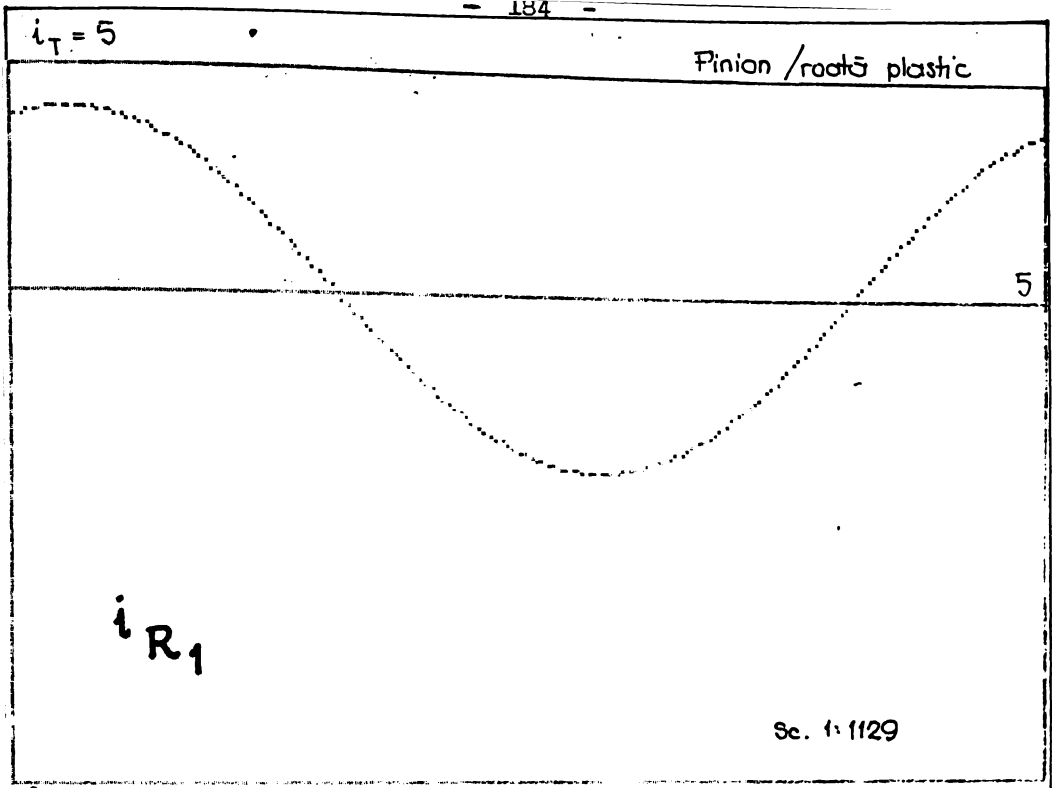


Fig. 7.3.a.

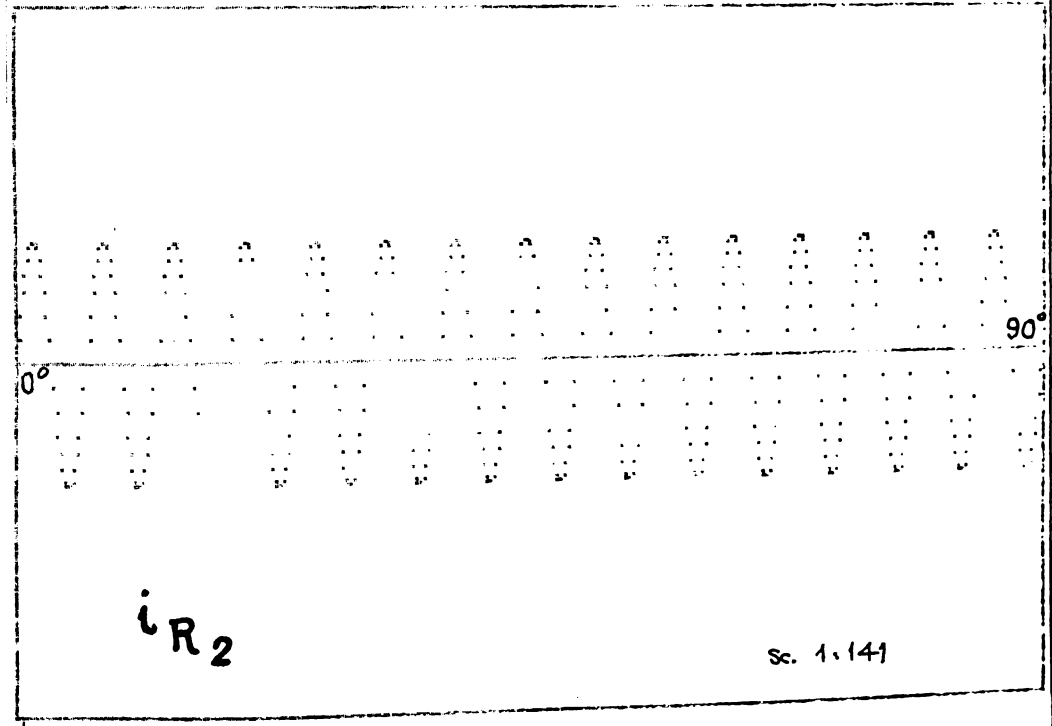


Fig. 7.3.b.

Valorile extreme ale raportului de transmitere vor avea loc la valorile θ_1 pentru care :

$$\frac{di_R}{d\theta_1} = 0 \quad (7.3.)$$

În relația (7.1.) notînd cu : $a = \frac{e_1}{r_{b1}}$ și $b = \frac{e_2}{r_{b2}}$ și derivînd, relația (7.3) va avea forma :

$$\frac{di_R}{d\theta_1} = i_T \frac{1}{[1 - b \cos(\alpha - i_T \theta_1)]^2} \left\{ - [1 - b \cos(\alpha - i_T \theta_1)] \cdot a \sin(\alpha + \theta_1) + i_T [1 + a \cos(\alpha + \theta_1)] b \sin(\alpha - i_T \theta_1) \right\} + i_T A z_1 \cos z_1 \theta_1 = 0 \quad (7.4.)$$

Încercările descrise în cap. 5 și 5 au arătat că mărimile e_1 , e_2 și A variază cu timpul, respectiv cu numărul de cicluri de solicitare. Pentru o anumită încărcare a angrenajului (moment rezistent la roata condusă) se pot stabili funcțiile :

$$e_1 = e_1(n) \quad (7.5.)$$

$$e_2 = e_2(n) \quad (7.6.)$$

$$A = A(n, t) \quad (7.7.)$$

Dacă se consideră că roțile dințate sînt montate în angrenaj și acesta începe să funcționeze imediat după montaj, se poate considera că :

$$n = K \cdot t \quad (7.8.)$$

cu care mărimile e_1 , e_2 , și A vor fi funcții de timp :

$$e_1 = e_1(t) \quad (7.9.)$$

$$e_2 = e_2(t) \quad (7.10.)$$

$$A = A(n, t) \quad (7.11.)$$

Ca urmare, raportul de transmitere instantaneu real al angrenajului, va fi la rîndul său o mărime variabilă cu timpul, variația lui fiind prognozabilă dacă se cunoaște variația prognozabilă a mărimilor e_1 , e_2 și A :

$$i_R = i_R(t) \quad (7.12)$$

Avînd în vedere că raportul de transmitere real instantaneu este variabil în funcție de poziția roții dințate conducătoare, roata dințată condusă va avea viteza unghiulară variabilă chiar dacă viteza unghiulară a roții dințate conducătoare este constantă. Cunoscînd relația dintre vitezele unghiulare ale roților dințate :

$$\omega_2 = i_R \omega_1 \quad (7.13)$$

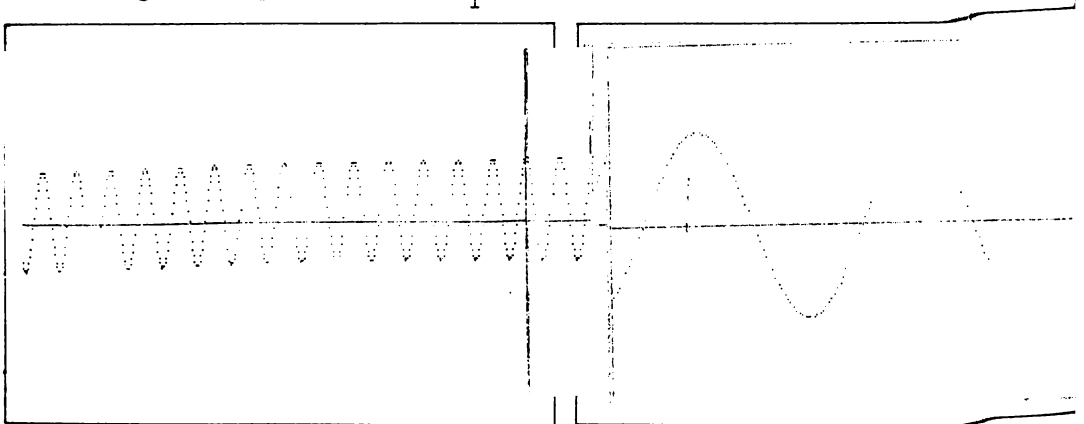
expresia accelerației unghiulare a roții dințate conduse va fi :

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{di_R}{d\theta_1} \cdot \frac{d\theta_1}{dt} \omega_1 \quad (7.14)$$

sau

$$\varepsilon_2 = \frac{di_R}{d\theta_1} \omega_1^2 \quad (7.15)$$

Variația accelerației unghiulare a roții conduse, în funcție de unghiul de poziție a roții dințate conducătoare, considerînd $\omega_1 = 1 \text{ rad/s}$, s-a reprezentat în fig.7.5 pentru cazul $i_T=1$ și în fig.7.6. pentru cazul $i_T=5$.



Valorile extreme ale funcției $\frac{d^2 i_R}{d\theta_1^2}$ vor avea loc cînd :

$$\frac{d^2 i_R}{d\theta_1^2} = 0 \quad (7.16)$$

știind că valoarea maximă a accelerației unghiulare va avea loc pentru valoarea maximă a funcției $\frac{di_R}{d\theta_1}$.

În consecință, funcția(7.16.) se poate scrie :

$$\frac{d^2 i_R}{d\theta_1^2} = i_T \frac{1}{[1-b\cos(\alpha-i_T\theta_1)]^3} \left\{ \begin{aligned} & 2abi_T \sin(\alpha+\theta_1) \sin(\alpha-i_T\theta_1) - \\ & - [1-b\cos(\alpha-i_T\theta_1)] \cdot a\cos(\alpha+\theta_1) + i_T^2 \cdot b [1+a\cos(\alpha+\theta_1)] \cdot \\ & \cdot \sin(\alpha-i_T\theta_1) \left\{ [1-b\cos(\alpha-i_T\theta_1)] + 2bi_T \sin(\alpha-i_T\theta_1) \right\} \\ & - [1-b\cos(\alpha-i_T\theta_1)] a \sin(\alpha+\theta_1) + bi_T [1+a\cos(\alpha+\theta_1)] \cdot \sin(\alpha-i_T\theta_1) \end{aligned} \right\} - i_T a z_1^2 \sin z_1 \theta_1 = 0 \quad (7.17.)$$

Rezolvarea funcțiilor (7.1.) și(7.17.) pentru aflarea valorilor extreme ale raportului de transmitere și a accelerației unghiulare s-a efectuat grafic iterativ cu ajutorul calculatorului.

7.2. Solicitări dinamice induse la funcționarea unui microangrenaj real din materiale plastice

Considerînd momentul de inerție masic redus la arborele roții dințate conduse 2 a mecanismului pus în mișcare de microangrenajul studiat la paragraful(7.1.), notat cu J_{red2} , ca urmare a mișcării roții dințate 2 cu viteză unghiulară variabilă, asupra roții 2 va acționa un moment rezultat al forțelor de inerție induse :

$$M_{2din} = -J_{red2} \cdot \varepsilon_2 \quad (7.18.)$$

În consecință, pe flancurile în contact ale dinților roților dințate, va apare o forță de angrenare dinamică indusă :

$$F_{din} = \frac{M_{2din}}{r_{b2}} = - \frac{J_{red2}}{r_{b2}} \cdot \varepsilon_2 \quad (7.19.)$$

Pentru angrenajul format din roțile dințate nr.96 și 4, în stare neuzată, antrenînd un mecanism cu moment de inerție masic redus la arborele roții 2 constant $J_{red2} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$, se vor induce momente rezultante ale forțelor de inerție și forțe de

angrenare dinamice maxime :

$$M_{2\text{din max}} = 6,13 \cdot 10^{-7} \text{ Nm.}$$

$$F_{\text{din max}} = 5,43 \cdot 10^{-5} \text{ N.}$$

Pentru microangrenajul format din pinion metalic și roată nr.4 în stare neuzată, antrenând un mecanism cu moment de inerție masic redus la arborele roții 2 constant $J_{\text{red2}} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ vor induce momente rezultante ale forțelor de inerție și forțe angrenare dinamice maxime :

$$M_{2\text{din max}} = 3,67 \cdot 10^{-5} \text{ Nm.}$$

$$F_{\text{din max}} = 3,25 \cdot 10^{-3} \text{ N.}$$

7.3. Prognozarea variației în timp a valorii maxime a raportului de transmitere real instantaneu $i_{R\text{max}}$ și a valorii maxime a accelerației unghiulare a roții dințate conduse

Pentru cunoașterea funcționării în timp a unui microangrenaj real din materiale plastice, prezintă interes variația în timp a valorii maxime a raportului de transmitere real instantaneu și variația în timp a valorii maxime a accelerației unghiulare maxime a roții dințate conduse $\epsilon_{2\text{max}}$, în condițiile unei încărcări date a microangrenajelor.

Pentru determinarea funcțiilor :

$$i_{R\text{max}} = i_{R\text{max}}(t) \quad (7.20)$$

și

$$\epsilon_{2\text{max}} = \epsilon_{2\text{max}}(t) \quad (7.21)$$

se va lua în considerare variația în timp a mărimilor e_1 , e_2 și i , determinate experimental pentru microangrenajul dat, în cele două variante analizate.

În fig.7.7a și 7.7.b sînt prezentate graficele funcțiilor $i_{R\text{max}} = i_{R\text{max}}(t)$ și $\epsilon_{2\text{max}} = \epsilon_{2\text{max}}(t)$ pentru $i_T=1$, iar în fig. 7.8a și 7.8b sînt prezentate graficele funcțiilor $i_{R\text{max}} = i_{R\text{max}}(t)$ și $\epsilon_{2\text{max}} = \epsilon_{2\text{max}}(t)$ pentru $i_T=5$. Aceste reprezentări grafice sînt realizate pe baza datelor calculate și prezentate în tab.7.1 și 7.2.

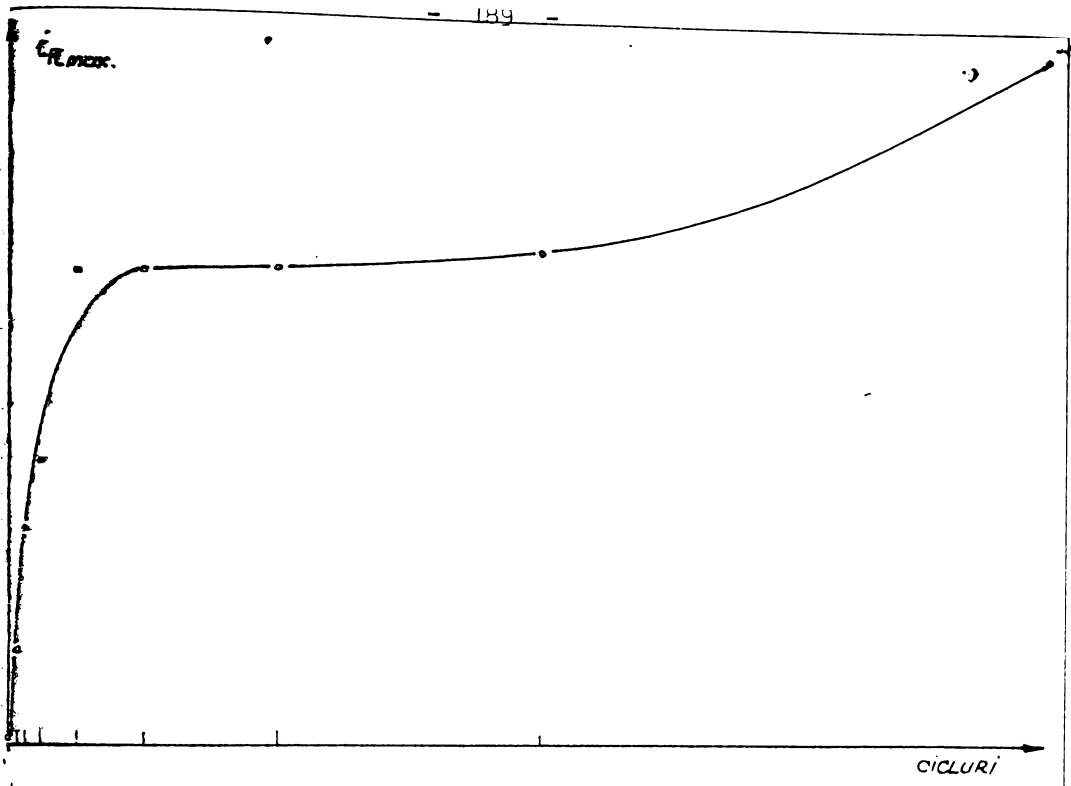


Fig. 7.7.a.

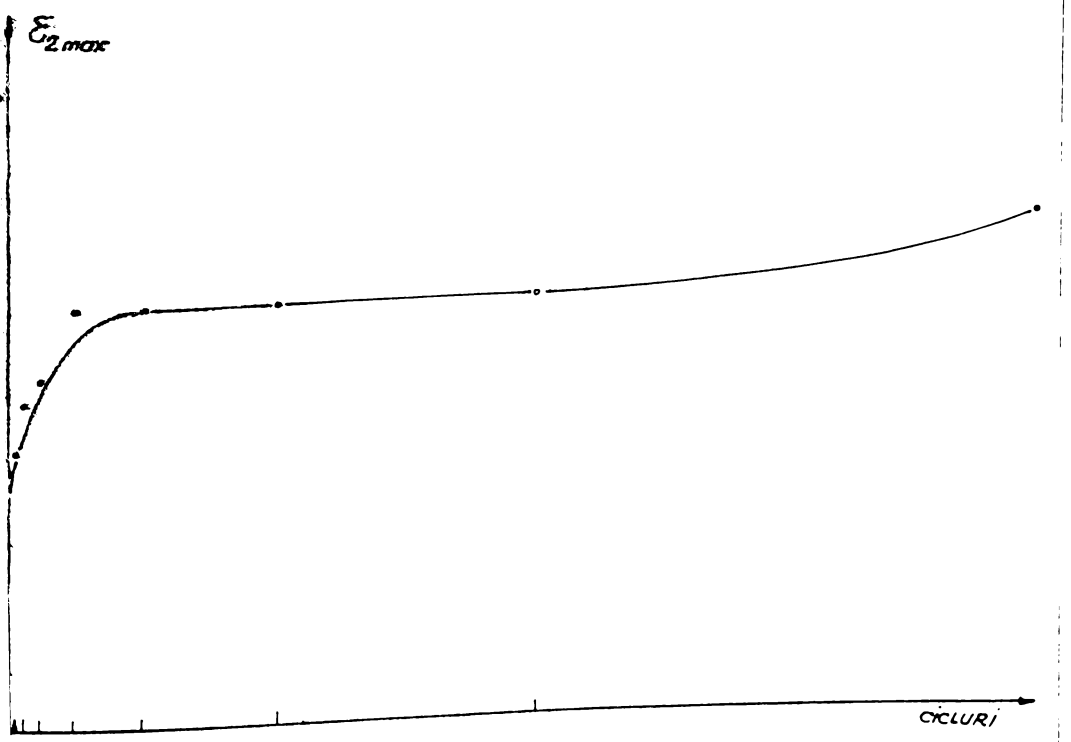


Fig. 7.7.b.

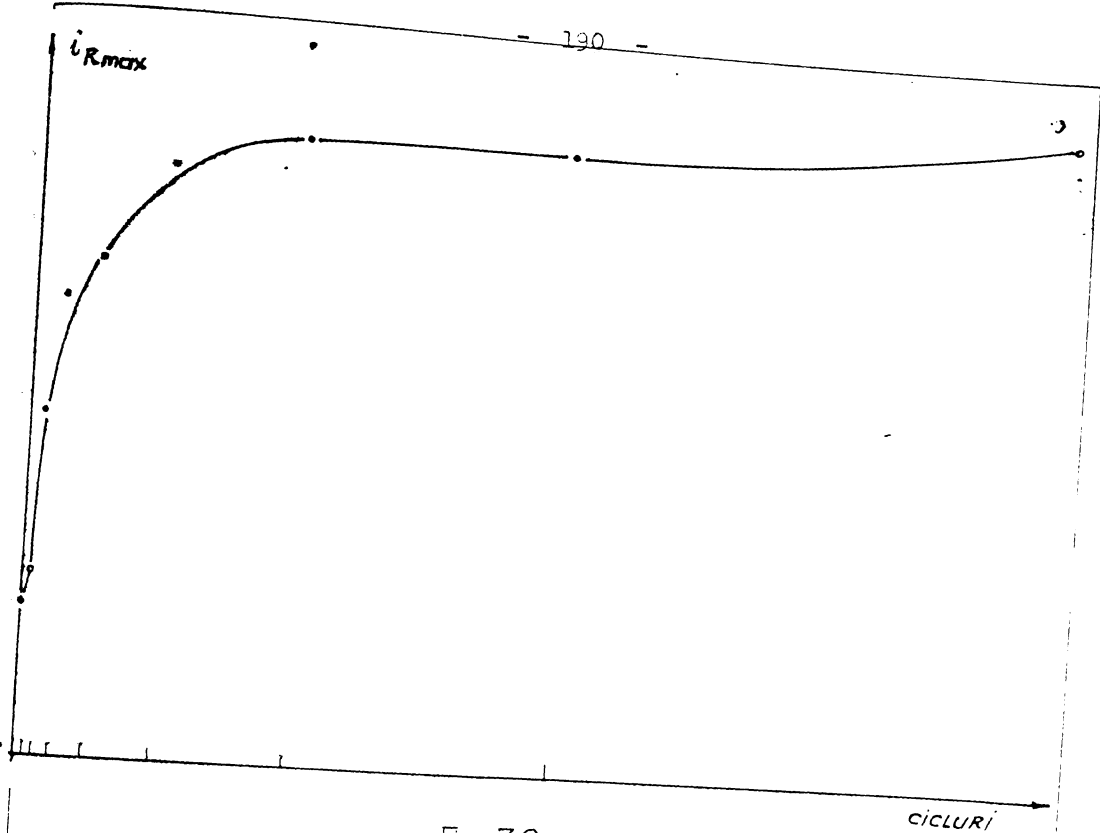


Fig. 7.8.a.

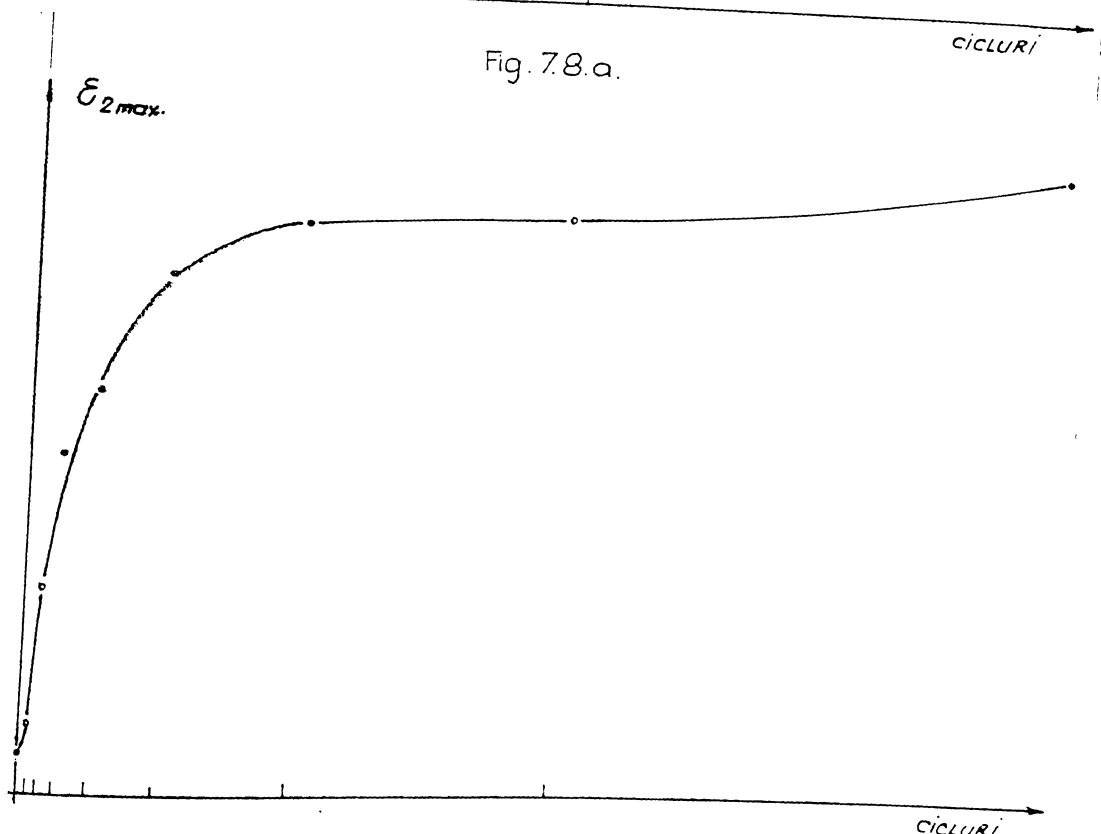


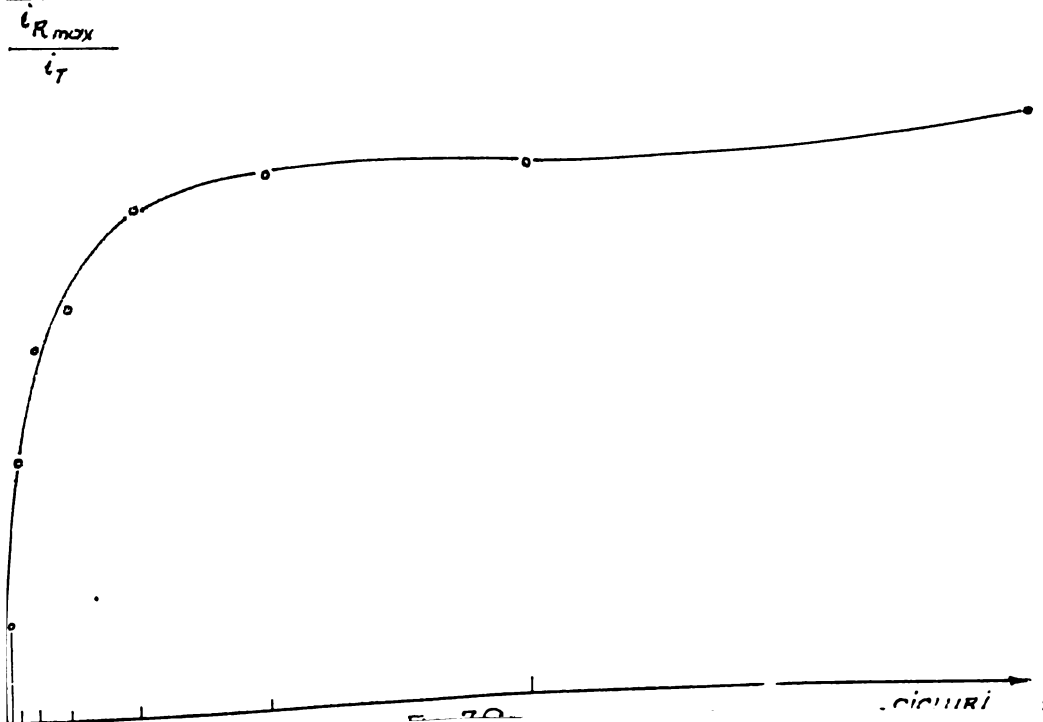
Fig. 7.8.b.

7.4. Dimensionarea microangrenajelor din materiale plastice la durabilitate limitată

Dimensionarea microangrenajelor din materiale plastice se propune a se face stabilind o limită în timp sau în număr de cicluri de funcționare a microangrenajului, în anumite condiții de încărcare. După depășirea limitei menționate, sistemul mecanic mobil în cadrul căruia se include angrenajul, iese din uz, deci pierde caracteristicile funcționale prescrise.

În cele ce urmează, se consideră că sistemul mecanic mobil în care se include microangrenajul, iese din uz dacă raportul dintre rapoartele de transmitere real instantaneu i_R și raportul de transmitere teoretic i_T depășește o valoare limită $(\frac{i_R}{i_T})_{lim}$ sau dacă accelerația unghiulară a roții dintate conduse ε_2 depășește o valoare limită $(\varepsilon_2)_{lim}$.

În primul caz, ieșirea din uz a sistemului mecanic mobil se datorește perturbării excesive a funcțiilor cinematice ale acestuia, în cel de al doilea caz, ieșirea din uz se datorește sarcinilor dinamice excesive care lucrează asupra danturii microangrenajului, sau în alte cuple cinematice.



În fig.7.9. s-a reprezentat variația în timp a maximului raportului $\frac{i_R}{i_T}$ pentru un microangrenaj format din pinion me-

talic și roată dințată din material plastic dat. Dacă se impune valoarea $(\frac{i_R}{i_T})_{lim}$ ca valoare de ieșire din uz a sistemului

mecanic mobil, se intersectează linia $(\frac{i_R}{i_T}) = (\frac{i_R}{i_T})_{lim}$ cu graficul curbei $(\frac{i_R}{i_T}) = (\frac{i_R}{i_T})(t)$; abscisa t_{lim} a punctului de intersecție va marca momentul ieșirii din uz a angrenajului.

Similar, din graficul variației în timp a valorii maxime a accelerației unghiulare a roții dințate conduse \mathcal{E}_2 pentru un microangrenaj dat, se poate impune valoarea $(\mathcal{E}_2)_{lim}$ ca valoare de ieșire din uz a sistemului mecanic mobil.

7.5. Prognozarea funcționării produsului "Ceas programator pentru contoare electrice cu dublu tarif", realizat de I.M.F.București. Aplicație

Ceasul programator are un domeniu larg de aplicabilitate, putând fi utilizat în industrie, agricultură sau în domeniul public și casnic, pentru programarea desfășurării unor procese sau activități, ca de ex.: comanda contoarelor electrice cu dublu tarif, sobe electrice cu acumulare, boilere, aparate și instalații de încălzire, instalații de ventilație și climatizare, instalații frigorifice, iluminat, irigații, crescătorii de animale etc.

Aparatul are în componență un mecanism de ceas cu un regulator de timp de calitate care asigură o precizie corespunzătoare. Ceasul este armat continuu de un motor sincron, prin intermediul unui reductor de roți dințate realizate din material plastic și unui ambreiaj care face imposibilă ruperea arcului.

Momentele de comutare ale contactelor sînt programate cu ajutorul unor călăreți care se fixează la ora dorită pe discul central. Este posibilă realizarea a două programe zilnice independente, pentru fiecare program fiind afectat un contact de: 10A/220V, $\cos \varphi = 0,6$. Cadranul de minute (1 rot/h) plasat lângă discul central servește la potrivirea precisă a ceasului și pentru controlul mersului. Mecanismul de ceas este montat într-o carcasă de bachelită cu protecție împotriva pătrunderii prafului, grad de protecție IP40 (STAS 5825/79).

Ceasul programator are următoarele caracteristici tehnice :

- tensiunea de alimentare: 110V; 220V
- variația de tensiune: 0,8-1,1 Un
- frecvența : 50-60 Hz.
- rezerve de mers : min. 36 h.
- precizia de mers : 12 s/zi
- interval minim programat: 45 min.
- precizia de programare: + 5 min.
- protecție climatică : TMA 3
- temperatura de lucru: -10+40°C
- masa : cca. 0,9 Kg.

În fig.7.10 este prezentată o vedere de ansamblu a ceasului programator, iar în fig.7.11, schema cinematică desfășurată. Datele principale ale elementelor mecanismelor sînt prezentate în tabelul 7.3.

Raportul de transmitere al mecanismului ceasului programator este :

$$i_{1,11} = \frac{\omega_1}{\omega_{11}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} \cdot \frac{z_4}{z_3'} \cdot \frac{z_5}{z_4'} \cdot \frac{z_6}{z_5'} \cdot \frac{z_7}{z_6'} \cdot \frac{z_8}{z_7'} \cdot \frac{z_9}{z_8'} \cdot \frac{z_{10}}{z_9'}$$

$$\frac{z_{11}}{z_{10'}} = \frac{60}{16} \cdot \frac{60}{12} \cdot \frac{60}{12} \cdot \frac{60}{12} \cdot \frac{60}{12} \cdot \frac{70}{12} \cdot \frac{60}{12} \cdot \frac{15}{70}$$

$$\frac{60}{15} \cdot \frac{70}{12} = 5^8 \cdot \frac{7}{8} = 341.796,88 \quad (7.22).$$

Angrenajele 1-2, 2'-3, 3'-4, 4'-5, 5'-6 sînt realizate din materialul plastic DELRIN și cu excepția primului, sînt identice cu angrenajele încercate în cadrul tezei de doctorat și a căror comportament în timp a fost prognozat în prezentul capitol (paragraf 7.3.). Ca urmare a excentricității roților dințate și a uzării flancurilor acestora, raportul de transmitere real al fiecărui angrenaj va fi o mărime variabilă în timp, iar amplitudinea acestei variații va crește în timpul funcționării. Se poate exprima raportul dintre valoarea maximă a raportului de transmitere real instantaneu și cel teoretic al trenului de roți dințate din Delrin, sub forma expresiei:

$$\frac{i_{R16max}}{i_{T16}} = \frac{i_{R12max}}{i_{T12}} \cdot \frac{i_{R2'3max}}{i_{T2'3}} \cdot \frac{i_{R3'4max}}{i_{T3'4}} \cdot \frac{i_{R4'5max}}{i_{T4'5}} \cdot \frac{i_{R5'6max}}{i_{T5'6}} \quad (7.23).$$

Considerînd comportamentul în timp al angrenajului 1-2 și al celorlalte angrenaje încercate fără sarcină (conform capitol.6.) variația în timp a raportului $\frac{i_{R16max}}{i_{T16}}$ este redată în graficul din figura 7.12. Ordonatele punctelor graficului s-au obținut în conformitate cu relația 7.23 și graficul din figura 7.8 a, ținînd seama de faptul că la un moment dat, numărul de solicitări pe dinte la fiecare angrenaj component este diferit. Dacă se impune condiția ca raportul $\frac{i_{R16max}}{i_{T16}} < 1,216$, se poate considera ca acceptabilă funcționarea trenului de roți dințate pînă la aprox. 3.200.000 cicluri de solicitare a unui dinte al angrenajului 1-2.

Se admite că variația în timp a valorii maxime a accelerației unghiulare a roții 2, ϵ_{2max} , este descrisă de graficul din fig. 7.7b. Expresiile valorilor maxime ale accelerațiilor unghiulare ale discurilor D_m și D_H vor fi :

$$\epsilon_{9'} = \epsilon_2 \cdot i_{R62max} \cdot i_{9'6} \quad (7.24)$$

$$\epsilon_{11} = \epsilon_2 \cdot i_{R62max} \cdot i_{116} \quad (7.25)$$

unde :

$$i_{R62max} = i_{R65'max} \cdot i_{R54'max} \cdot i_{R43'max} \cdot i_{R32'max} \quad (7.26)$$

$$i_{69'} = \frac{z_9}{z_{8'}} \cdot \frac{z_8}{z_{7'}} \cdot \frac{z_7}{z_{6'}} = -\frac{15}{70} \cdot \frac{60}{12} \cdot \frac{70}{12} = -6,1215 \quad (7.27)$$

$$i_{611} = -\frac{z_{11}}{z_{10}} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} \cdot i_{69'} = -\frac{70}{12} \cdot \frac{60}{15} \cdot 6,1215 = -142,753 \quad (7.28)$$

În cele de mai sus s-a admis că roțile dințate 6', 7, 7', 8, 8', 9, 9', 10, 10' și 11, fiind realizate din material metalic, nu se uzează în comparație cu roțile dințate realizate din materialul plastic Delrin. Cu ajutorul graficului 7.7.b și a relațiilor 7.24 și 7.25, s-a determinat variația prognozabilă în timp a accelerațiilor unghiulare $\epsilon_{9'max}$ și ϵ_{11max} ținând seama de faptul că la un moment dat numărul de solicitări pe dinte pentru fiecare angrenaj din Delrin este diferit. În fig. 7.13 și 7.14 s-au reprezentat graficele funcțiilor 7.24 și 7.25.

Expresia momentului de inerție masic redus la arborele 2 al mecanismului este :

$$J_{red2} = (J_{Dh} + J_{11}) \cdot i_{112}^2 + (J_{10'} + J_{10}) \cdot i_{102}^2 + (J_{Dm} + J_{9'} + J_9 + J_B) \cdot i_{92}^2 + (J_{8'} + J_8) \cdot i_{82}^2 + (J_{7'} + J_7 + J_A) \cdot i_{72}^2 + (J_{6'} + J_6) \cdot i_{62}^2 + (J_5 + J_5) \cdot i_{52}^2 + (J_{4'} + J_4) \cdot i_{42}^2 + (J_{3'} + J_3) \cdot i_{32}^2 + (J_{2'} + J_2) \quad (7.29)$$

Momentul maxim de inerție masic redus la arborele 2 va fi o mărime variabilă cu timpul, ținând seama de variația rapoartelor de transmitere instantanee reale ale angrenajelor din Delrin. Dacă se consideră că valorile maxime ale acestor rapoarte de transmitere au loc simultan (cazul extrem) valoarea maximă a momentului de inerție masic redus va avea expresia :

Tabel 7.3.

Nr. crt.	Denumire	Material	Nr. dinți	Diam. diviz. (mm)	Gros. lung. (mm)	Diam. alez. (mm)	Greutate (g)	Mom. de inerție masivă (g/mm^2)
1.	Roata dințată 1	Delrin	16	6,4	5	1,3	0,25	1,327
2.	Roata dințată 2	Delrin	60	24	1,5	1,9	1,2	78,862
3.	Pinion 2'	Delrin	12	4,8	4,5	1,9		0,369
4.	Roata dințată 3	Delrin	60	24	1,5	1,9	1,2	78,862
5.	Pinion 3'	Delrin	12	4,8	4,5	1,9		0,369
6.	Roata dințată 4	Delrin	60	24	1,5	1,9	1,2	78,862
7.	Pinion 4'	Delrin	12	4,8	4,5	1,9		0,369
8.	Roata dințată 5	Delrin	60	24	1,5	1,9	1,2	78,862
9.	Pinion 5'	Delrin	12	4,8	4,5	1,9		0,369
10.	Roata dințată 6	Delrin	60	24	1,5	1,9	1,7	78,862
11.	Pinion 6'	Alamă	12	4,8	4,5	1,9		1,943
12.	Roata dințată 7	Alamă	70	28	1,0	2,5	5,8	453,201
13.	Pinion 7'	Oțel	12	4,8	5,0	-		2,044
14.	Roata dințată 8	Alamă	60	24	1,5	1,9	7,5	415,066
15.	Roata dințată 8'	Alamă	70	28	1,0	2,5		453,201
16.	Pinion 9	Alamă	15	6	3,0	1,4	2,1	3,233
17.	Pinion 9'	Alamă	15	6	3,0	1,4	2,1	3,233
18.	Roata dințată 10	Alamă	60	24	1,0	2,0	4,25	276,585
19.	Pinion 10'	Alamă	12	4,8	4,5	2,0		1,932
20.	Roata dințată 11	Alamă	70	28	1,0	4,0	5,12	512,448
21.	Arbore A	Oțel	-	$\frac{1,0}{1,0}$	23,0	-	4,7	2,197
22.	Arbore B	Oțel	-	$\frac{1,4}{4,0}$	28,0	-	3,5	1,213
23.	Disc Dh	Aluminiu	-	70,0	1,0	3,0	22,54	6124,501
24.	Disc Dm	Mat. plastic	-	22,0	1,5	1,0	0,90	53,240

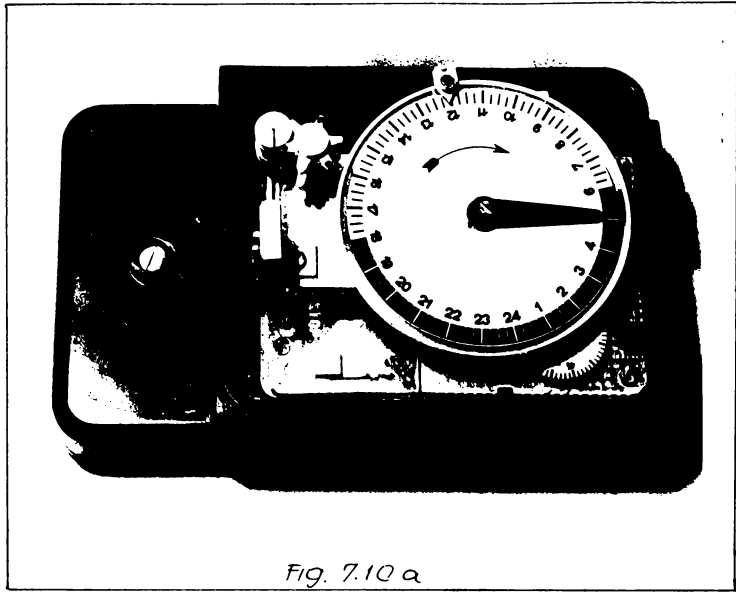


Fig. 7.10 a

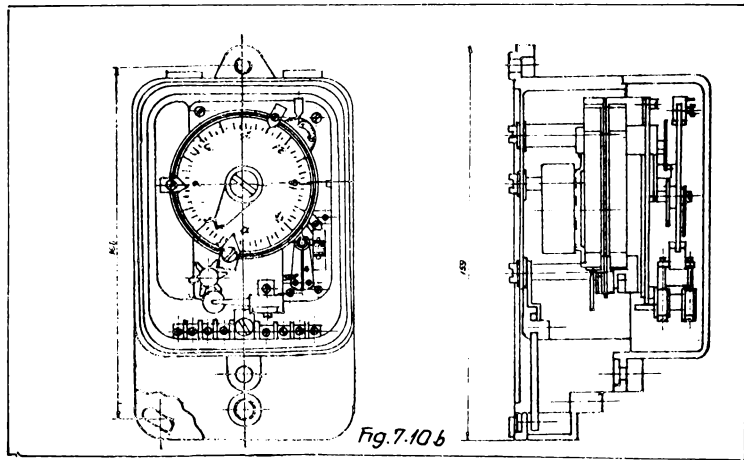


Fig. 7.10 b

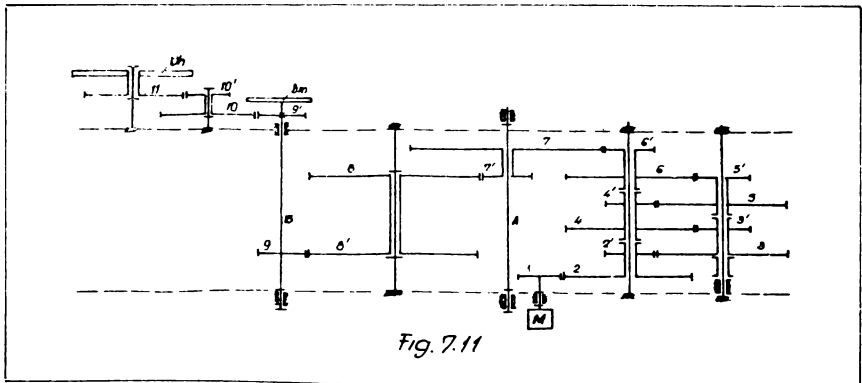


Fig. 7.11

$$\begin{aligned}
 J_{red\ 2} = & (J_{Dh} + J_{11}) i_{11\ 6}^2 i_{R6\ 2max}^2 + (J_{10'} + J_{10}) i_{10\ 6}^2 \cdot i_{R6\ 2max}^2 + \\
 & + (J_{Dm} + J_{9'} + J_9 + J_B) i_{9\ 6}^2 \cdot i_{R6\ 2max}^2 + (J_{3'} + J_8) i_{8\ 6}^2 \cdot i_{R6\ 2max}^2 \\
 & + (J_{7'} + J_7 + J_A) i_{7\ 6}^2 \cdot i_{R6\ 2max}^2 + (J_{6'} + J_6) \cdot i_{R6\ 2max}^2 + (J_{5'} + J_5) \cdot \\
 & \cdot i_{R5\ 2max}^2 + (J_{4'} + J_4) \cdot i_{R4\ 2max}^2 + (J_{3'} + J_3) i_{R3\ 2max}^2 + (J_{2'} + J_2) \cdot \\
 & \cdot i_{R6\ 2max}^2
 \end{aligned}
 \tag{7.29'}$$

unde :

$$\begin{cases}
 i_{R6\ 2max} = i_{R6\ 5'max} \cdot i_{R5\ 4'max} \cdot i_{R4\ 3'max} \cdot i_{R3\ 2max} \\
 i_{R5\ 2max} = i_{R5\ 4'max} \cdot i_{R4\ 3'max} \cdot i_{R3\ 2'max} \\
 i_{R4\ 2max} = i_{R4\ 3'max} \cdot i_{R3\ 2'max}
 \end{cases}$$

La efectuarea acestor calcule s-a ținut seama de faptul că la un moment dat numărul de solicitări pe dinte la fiecare angrenaj realizat din materialul plastic Delrin din componența mecanismului este diferit. În fig.7.15 s-a reprezentat graficul de variație al momentului de inerție masiv redus maxim $J_{red2max}$ în funcție de timp.

Momentul rezistent dinamic maxim la arborele elementului 2 va avea expresia :

$$M_{2din\ max} = -J_{red\ 2\ max} \cdot \varepsilon_{R2\ max} \tag{7.30}$$

valoarea maximă a forței dinamice de angrenare în angrenajul 1-2 va avea expresia :

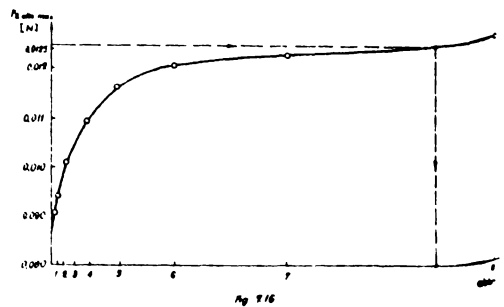
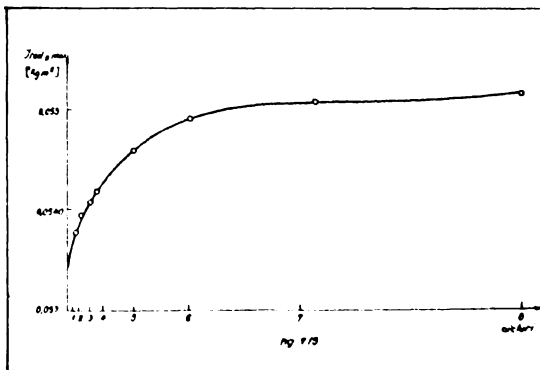
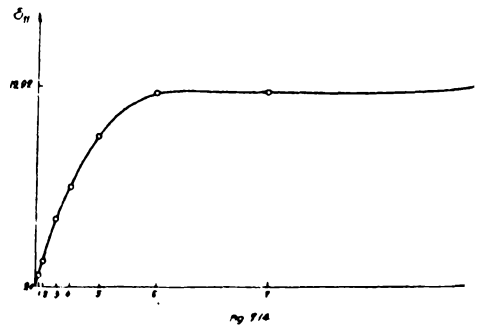
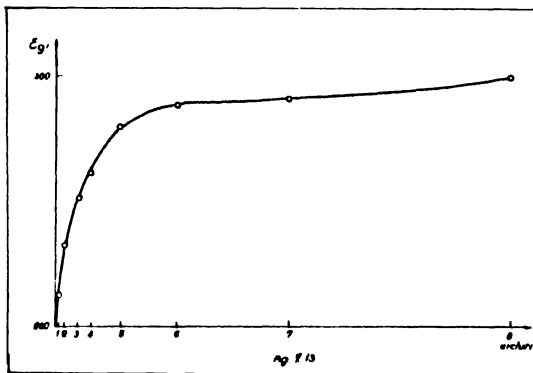
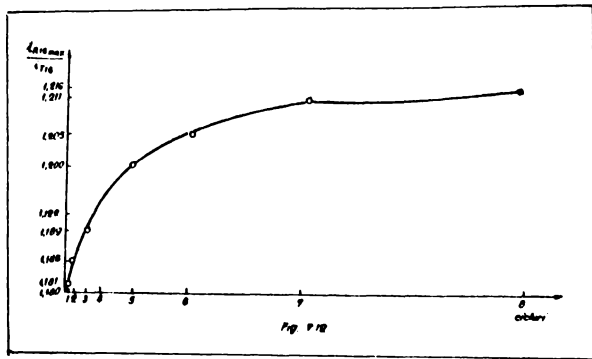
$$F_{2\ din\ max} = M_{2\ din\ max} \cdot \frac{2}{mz_2 \cos \alpha_o} \tag{7.31}$$

În fig.7.16 s-a reprezentat variația forței dinamice de angrenare maximă cu timpul. Ca urmare a acțiunii forței dinamice de angrenare, uzura angrenajului 1-2 va progresa mai repede decât în condițiile funcționării ca angrenaj cinematic.

Admițând valoarea maximă a forței dinamice de angrenare

$$(F_{2\ din\ max})_{adm} = 0,0125\ N$$

din fig.7.16 rezultă că se poate considera pentru mecanismul produsului "Ceas programator pentru contoare electrice cu dublu tarif", funcționarea cu 3.200.000 cicluri ale angrenajului 5'-6.



8. CONSIDERATII FINALE, CONCLUZII

Prezenta lucrare abordează un domeniu puțin cercetat la noi, pînă în prezent, și anume, cel al studierii comportării în timp a microangrenajelor cilindrice, realizate din materiale plastice.

Pornind de la cunoașterea aprofundată a cercetărilor teoretice și experimentale efectuate în acest domeniu - prezentate succint în cap.2 al lucrării, precum și de la obiectivele urmărite de-a lungul programului de cercetări și încercări prezentate în cap.3 - lucrarea aduce o serie de contribuții teoretice și experimentale originale, din care putem menționa :

1. studiul cuprinzător al stadiului actual al cunoștințelor privind materialele plastice, construcția și funcționarea microangrenajelor cilindrice din materiale plastice, precum și a metodelor de încercare utilizate atît în țară cît și în străinătate, cu accent pe aprecierea preciziei și durabilității microangrenajelor ;

2. studiul teoretic al angrenării danturilor evolventice cu geometrie reală care, din cauza erorilor de fabricație și a uzurii în timp, se deosebesc de angrenajele ideale. În acest sens s-a analizat :

- angrenarea danturilor cu bătaie radială ;
- angrenarea danturilor cu eroare de flanc și eroare a pasului de bază, stabilindu-se o relație matematică (4.20) pentru raportul real instantaneu al angrenajului ;
- angrenarea profilelor cu o anumită distribuție a erorilor de flanc și ale pasului de bază, stabilindu-se legea de mișcare a elementului condus a angrenajului real corespunzător (4.21); (4.22);
- angrenarea danturilor cu modificarea razelor punctelor de profil, stabilindu-se și în acest caz o relație de calcul pentru raportul de transmitere real instantaneu (4.24) precum și o relație de calcul pentru variația raportului de transmitere real al angrenajului datorată acestei cauze ;

- variația tuturor razelor din secțiunea frontală a roții dințate în funcție de variațiile de greutate a roții dințate în timp, datorate higroscopicității materialului plastic din care sînt confecționate roțile dințate ;

3. s-au realizat mai multe variante de standuri și module de încercare pentru încercări la uzură a roților dințate din materiale plastice și care permit încercarea acestor roți la sarcini și turații diferite, demontarea și montarea ușoară a modulelor pentru analiză, urmărirea tuturor parametrilor necesari studiului acestor microangrenaje ;

4. s-a conceput un program de încercări a microangrenajelor din materiale plastice care să permită analizarea funcționării acestora în timp atât sub sarcină cît și în gol ;

5. s-a efectuat încercarea microangrenajelor din materiale plastice. Analiza a cuprins parametrii caracteristici roților dințate și s-a desfășurat pe etape, imediat după fabricație, urmărindu-se apoi evoluția acestor parametri în timp, atât în sarcină cît și în gol ;

- pentru starea inițială, a fost analizată cota peste n dinți, utilizîndu-se metode statistice de apreciere și comparîndu-se rezultatele cu prevederile normelor TGL. S-a constatat că majoritatea roților dințate analizate se încadrează în clasele 10-12 de precizie, dar întrucît normele TGL se referă la roți dințate realizate din materiale metalice, este necesară elaborarea unor norme specifice pentru roți dințate de mecanică fină, realizate din materiale plastice ;
- s-a realizat un studiu statistic al variației distanței dintre axe, la angrenarea pe două flancuri. S-a utilizat în acest caz o metodă originală de separare a influenței excentricității alezajului față de influența variației grosimii pasului și a pasului de divizare, metodă însoțită și de programul de calcul corespunzător;
- analiza statistică efectuată, pe baza rețelelor de probabilitate (graficul Henry) a variației distanței dintre axe, a permis de asemenea, încadrarea acestor

roți dințate în clase de precizie, confirmându-se faptul că majoritatea acestora se încadrează conform normelor TGL în clasele 10-12 de precizie ;

- s-a analizat variația raportului de transmitere datorată excentricității alezajului, constatându-se că aceasta, avînd o valoare medie de $\pm \delta'_{i_{21}} = \pm 0,271\%$, conduce cu o probabilitate $P=99\%$, la valori maxime ale variației raportului de transmitere de aprox. 0,5% ;
- a fost analizată variația raportului de transmitere datorată variației razei de bază a roților dințate constatându-se că aceasta ajunge la valori medii mai mici de aprox. 10 ori decît cele datorate excentricității ;
- din compararea valorii celor două abateri de-a lungul roții dințate, s-a constatat că cele două influențe se compun parțial, dominantă fiind influența excentricității, variația totală a raportului de transmitere nedeșășind în general valoarea maximă datorată excentricității. Prin reducerea excentricității, variația remanentă a raportului de transmitere i_{21} , se poate reduce la valori sub 0,05%.

6. analiza statistică a abaterilor profilului real al flancului dintelui de la profilul evolventic a scos în evidență faptul că spre vîrfurile dintelui, abaterile de la profilul evolventic sînt relativ mari, putînd ajunge la 0,05 mm. Abaterile datorate contracției materialului plastic după injectare produce de asemenea o variație a raportului de transmitere instantaneu cu valori care conduc la reducerea raportului de transmitere de-a lungul unui dinte pînă la 5% ;

7. analiza variației în timp a distanței dintre axe a arătat o evoluție similară a variației distanței dintre axe, atît pozitivă cît și negativă, asemănătoare la toate roțile dințate analizate. Valoarea maximă a variației distanței dintre axe ajunge la valori între 0,1 - 1,15 mm, după un număr de cicluri de solicitare cuprins între $300-500 \cdot 10^3$, după care scade în urma unui număr aproximativ de cicluri, la valori mici ($10-25 \mu\text{m}$) unde se menține cu o creștere ușoară timp îndelungat ($3 \cdot 10^6$ cicluri). Această variație a distanței dintre axe se datorește suprapunerii efectului

higroscopicității materialului plastic cu cel al uzurii roților dințate în timp ;

8. variația raportului de transmitere în funcție de evoluția variației distanței dintre axe (fără excentricitate) a scos în evidență faptul că la început (până la 150.000 cicluri) se ajunge la valori de $\pm 4\%$, după care această variație se stabilizează la valori de aproximativ $0,25\%$. Analiza statistică a arătat că sînt posibile erori inițiale de pînă la $1,5\%$ (acceptînd $P=99\%$) acestea stabilizîndu-se apoi la valori sub $0,5\%$;

9. analiza uzurii în timp a roților dințate a relevat un fenomen natural evident : viteza mare de uzare ($V_U=166,6 \mu\text{m}/10^6$ cicluri) de la începutul funcționării și pînă la aproximativ 100.000 de cicluri și care scade stabilizîndu-se la valori relativ mici ($V_U=1,5 \mu\text{m}/10^6$ cicluri). Cunoașterea evoluției vitezei de uzare în timp este importantă pentru prognozarea comportării în timp a roților dințate de acest tip montate în diverse aplicații;

10. analiza variației în timp a masei roților dințate datorită higroscopicității materialului plastic, a arătat că aceasta este efectivă la început, (imediat după fabricație) cu o creștere de pînă la $5-6\%$, revenind la o valoare a masei mai mare decît cea inițială, după aproximativ 21 de zile. Această modificare a masei, deci a dimensiunilor geometrice a roților dințate produce o variație a raportului de transmitere a cărei influență este relativ mică față de raportul de transmitere nominal;

11. analiza variației parametrilor caracteristici roților dințate în timpul funcționării în gol, a reconfirmat rezultatele și concluziile prezentate mai sus, variațiile parametrilor analizați fiind mai lente și cu amplitudine mai mică ;

12. analiza cinematică a microangrenajelor reale din materiale plastice în cazurile concrete ale angrenării roată plastic/pinion metalic și roată plastic/roată plastic, determinîndu-se valorile maxime și minime ale raportului de transmitere și ale accelerației unghiulare ;

13. determinarea solicitărilor dinamice induse (momente rezultante ale forțelor de inerție și forțe de angrenare dinamice) la funcționarea microangrenajelor reale din materiale plastice ;

14. prognozarea variației în timp a valorii maxime a raportului de transmitere real instantaneu și a valorii maxime a accelerației unghiulare a roții dințate conduse ;

15. dimensionarea microangrenajelor din materiale plastice la durabilitate limitată ;

16. prognozarea funcționării produsului "Ceas_programator pentru contoare electrice cu dublu tarif", realizat de IMF București și care cuprinde în schema sa cinematică de funcționare, microangrenaje realizate din materiale plastice, pe baza considerațiilor teoretice și experimentale prezentate ;

17. protecția industrială a soluțiilor noi, originale conținute de metodica și standurile de încercare realizate (dosar OSIM nr.125.132/1986; certificat de inovator cu nr.364/1986);

18. publicarea în literatura de specialitate a unor rezultate parțiale din cadrul lucrărilor desfășurate conform programului de încercări ;

Apreciem că metodele folosite în lucrare, rezultatele și concluziile desprinse în urma cercetărilor și experimentărilor efectuate, pot fi valorificate și în studiul, proiectarea și realizarea altor microangrenaje cilindrice din materiale plastice, utilizate din ce în ce mai frecvent în industria constructoare de mașini.

B I B L I O G R A F I E

1. x x x - Direcțiunile Congresului al XIII-lea al P.C.R. cu privire la dezvoltarea economico-socială a României în cincinalul 1986-1990 și orientările de perspectivă pînă în anul 2000
2. NICOLAE
CEAUȘESCU - Cuvîntare la Congresul Științei și Invățămîntului
3. NICOLAE
CEAUȘESCU - Cuvîntare la marea adunare populară din Capitală cu prilejul deschiderii noului an școlar 1986-1987
4. ELENA
CEAUȘESCU - Cuvîntare la încheierea lucrărilor Congresului Științei și Invățămîntului
5. ANTONESCU S.
BADESCU G. - Măsurarea elementelor roților dințate de modul mic, cu ajutorul proiectorului de profile, rev.Metrologia aplicată nr.5, 1966
6. BELIAEV M.C. - O rabote zubciatih peredaci prikromocinîh zaŭiapleniah zubev, bul.șt.Institutul Politehnic din Odesa nr.47, 1962
7. BELII V. și
colectiv - Zubceatiie peredaci iz plastmas, ed. N.T., 1965
8. BOTEZ E. - Variația raportului de transmitere a roților dințate, art.IFTOMI, 1973
9. BOGDANZALIEV K.
DRECHSLER V. - Comportarea în exploatare și dimensionarea roților dințate din poliamide, rev.Maschinenbautechnick nr.5, 1980

./.

10. CORNELIUS E.A.
REMSBARDT F. - Cercetări asupra roților dințate din materiale sintetice termoplastice unse cu ulei, rev.Konstruktion, nr.11, 1965
11. DEMIAN TRAIAN - Elemente constructive de mecanică fină, EDP, 1980
12. DEMIAN TRAIAN,
TUDOR D.
GRECU E. - Mecanisme de mecanică fină, EDP, 1982
13. DEMIAN TRAIAN
NIȚU C. - Asupra calculului roților dințate cilindrice din materiale plastice, rev. Construcția de mașini nr.6, 1980
14. DOBRESCU C.
PETROF M
FLOREA F. - Lubrifianți pentru angrenaje, E.T., 1984
15. DURR F. - Utilizarea materialelor plastice în construcția de aparate de precizie, rev.Kunststoffe nr.9, 1979
16. DVORETKI F.G. - Mese plastice în construcția de mașini, E.T., 1967
17. FURUKAWA E.
KAWARA S. - A method of ohne flank test, rev.of the Faculty of Engineering Univ.of Tokio nr.71, 1961
18. GAFIȚEANU M. - Contribuții la studiul capacității portante a angrenajelor, cilindrice din poliamide, teza de doctorat, IPI, 1968
19. GAFANOVICI G.I.A.
PRUSIHIN O.V. - Problemele controlului preciziei cinematice a roților dințate de precizie, rev.Izmeritelnaia tehnica nr.12, 1981
20. GIRAUDI C. - Toleranțe și calitatea realizată la roțile dințate din materiale plastice, pentru tehnica mecanicii fine, rev. Werkstatt und Betrieb nr.10, 1982

21. GEYER H. - Qualitätsformteile aus thermoplastischen Kunststoffen, Düsseldorf, 1974
22. GRANTHAN I. - Sisteme moderne de formare prin injectie, rev.Maschine Design nr.4, 1981
23. HANAK B. - Über Festigkeitfragen moderner Verzahnungen in Feingerätebau, rev.Feingerätechnik nr.3, 1967
24. HACHMAN H. - Poliamide als Zahnradwerkstoffe, rev.Konstruktion nr.18, 1966
25. HENNIGS G. - Determinarea stării de uzură a flancurilor dinților, rev.Schmierungsstechnik nr.10, 1979
26. HOROVITZ B. - Angrenaje, vol.I-II, ET, 1970
27. HULTZSCH E. - Einzel - Sammelfehlermessungen mit neuen Mesgeräten aus DDR und SU für Kleinzahnräder, rev.Feingerätechnik nr.9,10,1966, nr.4, 11, 12 - 1967
28. JINESCU V. - Proprietățile fizice și termomecanica materialelor plastice, vol.I-II,ET, 1979
29. KALAŞNIKOV N.A. - Povişenie točnosti izmerenia zubciatih začepnenii, ed.Magşhiz, 1958
30. KLOTZSCHE R. - Materiale termoplastice pentru angrenaje cilindrice din mecanica de precizie, rev.Feingerätechnik nr.5, 1978
31. KNAUER B. și colectiv - Materialele termoplastice, ca material pentru angrenaje și legăre de alunecare, rev.Schmierungsstechnik nr.10, 1978
32. KOHLER H. - Übersetzungsverhältnis, Überdeckungsrad und Verteilung des Eingriffs bei den Verzahnungen der Feinmechanik, rev.Feingerätechnik nr.5, 1956

33. KOHLER H. - Profilverschobene Evolventenzahnrad in Feingerätebau rev.Feingerätechnik nr.4,1955
34. KOVACS Fr. - Mecanisme, IPT, 1977
FERJU D.
CRINDU M.
35. KOVACS Fr. - Teoria mecanismelor și mașinilor, IPT,
FERJU D. 1979
36. KOVACS Fr. - Teoria mecanismelor și dinamica mașinilor,
IPT, 1969
37. KOVACS Fr. - Metodă și stand pentru încercarea microan-
PAU V., GLIGOR O. grenajelor din materiale nemetalice, dosar
ZURI G. OSIM nr.125132/1986,certificat de invator
nr.364/1986
38. KOVACS Fr. - Cu privire la studiul angrenării danturi-
PAU V. lor evolventice cu modificări de profil,
SYROM'85
39. KOVACS Fr. - Contribuții la studiul funcționării angrenaje-
lor ale căror profile de dinți nu satisfac
legea angrenării, Buletinul Stiintific și
Tehnic al I.P.T. VI (20) fasc.2.
40. KRAUSE W. - Untersuchungen zum Geräuschverhalteevolventen-
verzahnter Geradstirnräder der Feinwerk-
technik, rev.VDI Berichte nr.105, 1967
41. KRAUSE W. - Untersuchung der Reibungs verhältnisse bei
feinwerktechnische Evolventen Verzahnungen,
rev.Feingerätechnik nr.3, 1967
42. KRAUSE W. - Toleranzen für Stirnradverzahnungen mit
SACHSE H. Kleinem modul, rev.Feingerätechnik nr.7,1969
43. KRAUSE W. - Momentanes Übersetzungsverhältnis und
Eingriffsimpulse bei Evolventenverzahnungen
der Feinwerktechnik, rev.Feingerätechnik
nr.11, 1964

44. LEFTER M, COCHET M. . - Tehnologia polimerilor,
SEBE M, DIACONESCU I. EDP, 1978
45. LEHMANN M, . - Piese din materiale plastice
WILLIAMS R.E. în mecanica fină, rev. Engineering
Materials and Design nr.4, 1978
46. LEVY S., LEVY L.E. - Combaterea histerezisului la roțile
dințate din material plastic,
rev.Maschine Design nr.10, 1980
47. MANOLESCU N., - Teoria mecanismelor și dinamica
KOVACS Fr, ORANESCU A. mașinilor, EDP, 1972
48. MENGES G., - Utilizarea și calculul roților din-
JOISTEN S. țate din materiale plastice, rev.
Maschinenmarkt nr.34, 1966
49. MIHAIL R., - Prelucrarea materialelor plas-
GOLDENBERG N. tice, ET, 1963
50. MINCIU C. - Precizia și controlul angrenaje-
lor, ET, 1984
51. NAKAMURO K. - Studiul experimental privind in-
fluența sarcinilor dinamice asupra
zgomotului, rev. Express Information,
nr.30, 1967
52. NICOARA I. - Metodologia încercărilor cinemati-
ce, cinetostatice și dinamice ale
angrenajelor, ref.nr.1, doctorat,
ET, 1974
53. NICOARA I, PERJU D., - Utilizarea dispozitivelor inerția-
CRUDU M, le la încercarea și rodarea reduc-
toarelor, IFROM, 1976
54. NISHIMURA G., - Measurement of miniature gear,
MUTTO E. rev. of Engineering Univ. of Tokio,
vol.26, nr.2, 1960

55. OLEKSIUK W. - Determination de la variation du coefficient de frottement dans les conditions réelles de travail de roues dentées a petits modules, rev. Express Information nr.24, 1971
56. PAU V. - Precizia cinematică a microangrenajelor folosite în mecanica fină, referat nr.1, IPT, 1978
57. PAU V. - Metode de încercare cinematică și durabilitate a microangrenajelor folosite în mecanica fină, referat nr.2, IPT, 1979
58. PAU V. - Materiale nemetalice și tehnologii de danturare folosite în construcția microangrenajelor de mecanică fină, referat nr.3, IPT, 1980
59. PAU V.
PURI G. - Metodă și stand de încercare a microangrenajelor cilindrice confecționate din materiale plastice, SYROM'85
60. PAU V.
PURI G.
POMMERSHEIM A. - Separarea excentricității alezajului roții dințate față de centrul geometric al danturii, în urma determinării variației distanței de măsurat dintre axe, la roți dințate de mecanică fină, realizate din materiale plastice, rev. "Construcția de mașini" nr.7/1987
61. RING H. - Verschleissuntersuchungen an feinmechanischen zahnradern, rev. Feingerätechnik nr.3, 1967
62. ROTH K. - Zum Wirkungsrad von Schragverzahnten Stirngetrieben mit Ritzel, rev. V.D.I. Berichte nr.105, 1967
63. RUJICKA C. - Controlul roților dințate cu introducerea în bazele calculului geometric al angrenajelor cu roți dințate, ET, 1960
64. SANSILVESTRI G. - Angrenaje din materiale plastice realizate prin injecție, rev. Poliplastici e Plastici Rinforzati nr.284,285, 1981
65. SECOSAN E. - Elemente de chimie și mase plastice, IPT, 1982

66. SIEDKE E. - Roți dințate din materiale termoplastice pentru utilizări generale în construcția de mașini, rev. *Konstruktion* nr.10, 1977
67. ȘTARJINSKI V.E - OSIPOVICI V.N. - Asupra calculului coeficientului distribuției sarcinii pentru transmisiile dințate metal-polimer cu dantura Novikov, rev. *Vestnik Mašinostroenie* nr.3, 1979
68. TAIZ B.A. - Procedee și aparate pentru încercarea roților dințate, rev. *Fertigungstechnik und Betrieb*, 1967
69. TAIZ B.A. - Eroși tipice de prelucrarea roților dințate, rev. *Fertigungstechnik und Betrieb*, 1967
70. TARABOI V. - Organe noi de mașini, *E.T.*, 1968
71. TREVOR K. - Proprietăți și exemple de utilizare a roților dințate din material plastic, rev. *Industrie Anzeiger* nr.71, 1971
72. TRILINSKY W. - Uhrwerksverzahnungen, rev. *Feingerätechnik* nr.3, 1954
73. TSUKAMOTO N. - Cercetări privind rezistența roților dințate din material plastic, abraziunea roților dințate din nailon pentru transmisiile de forță angrenate cu roți dințate din oțel, bul. *Societății japoneze de inginerie mecanică*, nr.191, 1981
74. TUDOR D. - Contribuții la studiul cinematic, uzura și încercarea roților dințate cu profil în evoluventă și modul $m < 1$ mm, Teza de doctorat, IPB, 1972
75. VOLINTIRU R. - Bazele tehnologice ale prelucrării elastomerilor, *ET*, 1974
IVAN Gh.
76. x x x - Revista "Materiale plastice" nr.5/1966 și nr.5/1968

77. x x x - Stirngetriebe der Feinwerktechnik, Getriebe passungsauswahl Toleranz, DIN 58405/1965
78. x x x - Un nou polimer industrial care mărește gama posibilităților de prelucrare în construcțiile de mașini, rev. Industrie Anzeiger nr.35/1982
79. x x x - Roți dințate și acționări cu angrenaje, rev.Maschine Design nr.14/1981
80. x x x - Roțile dințate confecționate din materiale plastice necesită o proiectare adecvată, rev.European Plastics News nr.9/1979
81. x x x - Iznos i trenie metalov i plastmas, ed.Mauka, 1964
82. x x x - Extrudere pentru prelucrarea materialelor plastice, INID 678.057.3. - F.B./37.301
83. x x x - Calculul roților dințate la uzură și gripaj, INID 621.831.001. F.B./32.844 620.191
84. x x x - Realizări privind proiectarea și construcția roților dințate, INID 621.833 - F.B./41.074
85. x x x - Roți dințate, INID F.B./32.524
86. x x x - Roți dințate, execuție, abateri, corecții, INID, F.B./38.039
87. x x x - DIN 3990, Blatt 1, RFG, Calculul capacității portante la roți dințate cilindrice și conice (baze și formule de calcul)
88. x x x - DIN 3990, Blatt 2, RFG, Calculul capacității portante la roți dințate cilindrice și conice (factorul de formă al dinților)

89. x x x - DIN 3990 Blatt 3, RFG, Calculul capacității portante la roți dințate cilindrice și conice (Factorul de încărcare și raportul de suprapunere)
90. x x x - DIN 3990 Blatt 6, RFG, Calculul capacității portante la roți dințate cilindrice și conice (Factorul de material)
91. x x x - DIN 3990 Blatt 7, RFG, Calculul capacității portante la roți dințate cilindrice și conice (Factorul de contact pentru pinion și roată)
92. x x x - DIN 3990 Blatt 8, RFG, Calculul capacității portante la roți dințate cilindrice și conice (Factorul de suprapunere)
93. x x x - DIN 58400, RFG, Profilul de referință pentru danturi în evolventă, la roți dințate de mecanică fină
94. x x x - AGMA, STANDARD 207.06. Sistemul de dimensiuni pentru roți dințate cilindrice cu dinți drepecți și înclinați de mecanică fină
95. x x x - BRITISH STANDARD BS/4582, Part.1/1970, Specificații pentru roți dințate cu profil mic (roți cilindrice cu dinți drepecți și înclinați)
96. x x x - NORME FRANÇAISE NF S 80-501, 565, 566, 569 Orologerie. Roți dințate cilindrice. Cremaliera de referință. Module preferențiale.
97. x x x - BS 4582/1-70, 4582/2-78, 978/2-84, Anglia Specificații pentru roți dințate de modul mic (roți cilindrice cu dinți drepecți și înclinați)
98. x x x - DIN 58425, RFG, Danturi în arc de cerc pentru mecanica fină

99. x x x DIN 58405, RFG, Angrenaje cilindrice în mecanică fină. Alegerea ajustajelor. Toleranțe. Dimensiuni
100. x x x TGL-RGW 309-76, RDG, Angrenaje cu modul sub 1. Profilul de referință
101. x x x GOST 13733-77, URSS, Roți dințate cilindrice de modul mic cu dinți dreپți și înclinați. (Parametri de bază și dimensiuni).
102. x x x ANSI B 6.7-77, SUA, Porțiunile dinților pentru roți dințate în evolventă și cicloidale cu module mici
103. x x x SNV 282010/2/74, Elveția, Angrenaje, Calcul pentru pinioane și roți dințate
104. x x x BDS 10762-79, R.P.Bulgaria, Roți dințate cu modul mic. Toleranțe