



UNIUNEA EUROPEANA

GUVERNUL ROMANIEI
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI
SI PROTECTIEI SOCIALE
AMFISBENUFondul Social European
POSDRU 2007-2013Instrumente Structurale
2007-2013

OIPOSDRU

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
din BUCURESTI

FONDUL SOCIAL EUROPEAN

Investe te în oameni!

Programul Operațional Sectorial pentru Dezvoltarea Resurselor Umane 2007 – 2013
Proiect POSDRU/6/1.5/S/16 – *Doctoranzi în sprijinul înovării și competitivității*



UNIVERSITATEA „EFTIMIE MURGU” REIA

Facultatea de Mecanică și Ingineria Materialelor
Departamentul de Mecanică

Nr. Decizie Senat din **08.10.2012**

TEZĂ DE DOCTORAT

***Contribuții la perfecționarea constructiv-funcțională
a transmisiilor armonice din ate duble***

Autor: Ing. Draghi a RUJICI

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof.univ.dr.ing. Doina FRUNZ VERDE	de la	Universitatea „Eftimie Murgu“ din Reia
Conducător de doctorat	Prof.univ.dr.ing. Dorian NEDELCU	de la	Universitatea „Eftimie Murgu“ din Reia
Referent	Prof.univ.dr.ing. Voicu MESARO - ANGHEL	de la	Universitatea Politehnica din Timișoara
Referent	Prof.univ.dr.ing. Iosif KAPOSTA	de la	Universitatea Aurel Vlaicu din Arad
Referent	Prof.univ.dr.ing. Gilbert-Rainer GILLICH	de la	Universitatea „Eftimie Murgu“ din Reia

Reia 08.10.2012

Prefa

Prezenta tez de doctorat intitulat "Contribu ii la perfec ionarea constructiv-func ional a transmisiilor armonice din ate duble" prezint o sintez a activit ii de cercetare teoretic i experimental în domeniul transmisiilor armonice din ate duble.

Obiectivul principal al lucr ri este conceperea, proiectarea i realizarea unei transmisii armonice din ate duble cu roata din at flexibil scurt cu danturi amplasate pe fe e opuse.

În cadrul tezei se dezvolt analizele structurale, cinematice, geometrice i dinamice ale transmisiei armonice din ate duble, prin conceperea unor programe de calcul scrise în limbajul Visual Basic din programul Excel sau Borland Pascal, iar simularea dinamic a elementului flexibil s-a realizat cu ajutorul metodei elementului finit prin utilizarea programului *SolidWorks Simulation*, în domeniul elastic.

De asemenea se realizeaz dou standuri experimentale, destinate test ri experimentale a prototipurilor de TADD, obinute prin interschimbabilitatea a 3 tipuri de generatoare de unde, respectiv a 6 ro i din ate flexibile, în vederea studierii preciziei cinematice, a vibra iilor, respectiv a determin ri randamentului mecanic al transmisiei i a st rii de tensiune i deforma ie din peretele ro ii din ate flexibile.

Doresc s -mi exprim pe acest cale, profund recuno tiin conduc torului tiin ific domnului prof.dr.ing. Dorian Nedelcu care în cadrul Centrului de Prototipare i Simulare Numeric mi-a realizat unele elemente componente ale transmisiei, de asemenea pentru orientarea i ini ierea în munca de cercetare, precum i pentru analiza cu înalt profesionalism a con inutului lucr ri.

Alese mul umiri, colegilor de la Facultatea de Mecanic i Ingineria Materialelor care au participat la examenele i referatele sus inute, f cându-mi observa ii i dându-mi sugestii utile în vederea îmbun t irii con inutului tezei, încât a fost posibil finalizarea lucr ri: domnului prof.dr.ing. Gilbert-Rainer Gillich,

domnului prof.dr.ing. Viorel Câmpian, domnului prof.dr.ing. Ion Vela, domnului prof.dr.ing. Tiberiu M nescu i domnului prof.dr.ing. Sava Ianici.

De asemenea, mul umesc domnilor prof.dr.ing. Mesaro - Anghel Voicu, din cadrul Universit ii “Politehnica” din Timi oara i prof.dr.ing. Iosif Kaposta din cadrul Universit ii “Aurel Vlaicu” din Arad, care m-au onorat acceptând s fac parte din comisia de doctorat.

Mul umesc conducerii Universit ii i Centrului de Elaborare i Management al Proiectelor de Dezvoltare Institu ional POSDRU din cadrul Universit ii “Politehnica“ Bucure ti pentru sprijinul acordat pe parcursul studiilor doctorale.

Mul umesc tuturor celor care au fost al turi de mine i m-au ajutat s finalizez teza de doctorat, s realizez transmisia armonic din at dubl i standurile pentru testare acesteia, d-lui prof.dr.ing. Gheorghe Liuba din cadrul Centrului de Cercetare CCHAPT - Laborator Testarea Echipamentelor, cercet torului ing. Cosmin Dumbrav , tehnicienilor Viorel Sacaliuc, Mircea N stasa, etc.

Nu în ultimul rând aduc mul umiri familiei mele pentru în elegere i sprijinul acordat pe parcursul elabor rii tezei.

Re ia, 2012

AUTORUL

Cuprins

Liste de tabele	6
Liste de figuri	7
Liste de note	12
Cap. 1. Introducere.....	15
1.1. Elemente conceptuale, repere istorice, oportunitatea și coninutul tezei.....	15
1.2. Obiectivele tezei.....	21
Cap. 2. Stadiul actual al cercetărilor privind transmisiile armonice din ate	23
2.1. Construcția și funcționarea transmisiilor armonice din ate.....	23
2.1.1. Transmisia armonică din ată derivată din transmisia planetară cu o roată centrală	23
2.1.2. Transmisia armonică din ată derivată din transmisia planetară cu două roți centrale.....	27
2.1.3. Tipuri constructive și clasificarea transmisiilor armonice din ate.....	29
2.2. Cinematica și geometria transmisiilor armonice din ate.....	40
2.2.1. Raportul de transmitere al transmisiilor armonice din ate.....	40
2.2.2. Geometria transmisiilor armonice din ate.....	42
2.3. Cinetostatică și dinamica transmisiilor armonice din ate.....	48
2.3.1. Cinetostatică transmisiilor armonice din ate.....	48
2.3.2. Starea de tensiune din roata dinătă flexibilă	50
2.3.3. Proiectarea transmisiilor armonice din ate.....	52
2.4. Concluzii și contribu ii personale.....	55
Cap. 3. Analiza structurală a transmisiei armonice din ate duble.....	57
3.1. Concepția constructivă – funcțională a transmisiei armonice din ate duble (TADD).....	57
3.2. Analiza structurală a transmisiei armonice din ate duble.....	62
3.2.1. Modelul plan de analiză structurală a transmisiei armonice din ate duble.....	63
3.2.2. Modelul spațial de analiză structurală a transmisiei armonice din ate duble.....	67
3.3. Concluzii și contribu ii personale.....	72
Cap. 4. Analiza cinematică și geometrică a transmisiei armonice din ate duble.....	73
4.1. Elemente de cinematică a transmisiei armonice din ate duble.....	73
4.1.1. Principiul de funcționare al transmisiei armonice din ate duble.....	73
4.1.2. Raportul de transmitere al transmisiei armonice din ate duble.....	75
4.1.3. Legea de deformare ie a roții din ate flexibile.....	81
4.2. Analiza cinematică a transmisiei armonice din ate duble.....	92
4.2.1. Determinarea traiectoriei unui punct de pe fibra dinamică de referință a roții din ate flexibile.....	92
4.2.2. Determinarea pozițiilor relative ale dinilor roților conjugate din transmisia armonică din ată dublă	97

4.2.2.1. Pozi iile relative ale din ilor din treapta I-I de angrenare a TADD.....	98
4.2.2.2. Pozi iile relative ale din ilor din treapta II-II de angrenare a TADD.....	102
4.2.3. Determinarea vitezei unui punct de pe fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile.....	106
4.3. Analiza geometric a transmisiei armonice din ate duble.....	107
4.3.1. Geometria generatorului de unde.....	107
4.3.2. Geometria ro ilor din ate ale transmisiei armonice din ate duble.....	110
4.4. Concluzii i contribu ii personale.....	116
Cap. 5. Simularea numeric a ro ii din ate flexibile.....	118
5.1. Modelarea domeniului de analiz	118
5.2. Simularea numeric a st rii de tensiune i deforma ie din roata din at flexibil	120
5.2.1. Etapele simul rii numerice.....	120
5.2.2. Rezultatele simul rii numerice.....	127
5.3. Concluzii i contribu ii personale.....	139
Cap.6.Cercet ri experimentale privind transmisia armonic din at dubl	141
6.1. Cercet ri experimentale privind precizia cinematic a TADD.....	141
6.1.1. Echipamente i instala ia experimental	142
6.1.2. Determinarea experimental a preciziei cinematice de pozi ionare a TADD.....	144
6.1.2.1. Influen a momentului de torsiune asupra preciziei cinematice de pozi ionare.....	144
6.1.2.2. Influen a opririlor repetate i a continu rii mi c rii asupra erorii cinematice de pozi ionare.....	146
6.1.2.3. Influen a invers rii sensului de mi care asupra preciziei cinematice de pozi ionare.....	148
6.2. Cercet ri experimentale privind vibra iile TADD.....	151
6.2.1. Echipamente i instala ia experimental	152
6.2.2. Determinarea experimental a vibra iilor TADD.....	154
6.3. Cercet ri experimentale privind starea de tensiune din roata flexibil a TADD.....	158
6.3.1. Echipamente i instala ia experimental	158
6.3.2. Rezultatele cercet rilor experimentale, privind tensiunile din roata flexibil a TADD.....	161
6.4. Cercet ri experimentale privind randamentul TADD.....	163
6.4.1. Echipamente i instala ia experimental	164
6.4.2. Determinarea experimental a randamentului mecanic al TADD..	165
6.5. Concluzii i contribu ii personale.....	169
Cap.7. Concluzii generale i contribu ii personale.....	171
7.1. Concluzii generale.....	171
7.2. Contribu ii personale.....	173
7.3. Diseminarea rezultatelor cercet rii.....	176
7.4. Direc ii de cercetare.....	178
Bibliografie.....	179
Anexe.....	186

Liste de tabele

Tabel	Pag.
2.1. Calculul geometric al danturii cu profil rectiliniar	44
2.2. Calculul diametrelor ro ilor evolventice deplasate	45
3.1. Caracteristicile transmisiilor armonice din ate	58
3.2. Analiza structural tabelar a TADD	71
4.1. Rela ii de calcul al deforma ilor ro ii din ate flexibile	85
4.2. Razele vectoare ale ro ilor din ate flexibile deformat	91
4.3. Algoritmul de calcul geometric al TADD	111
4.4. Parametrii geometrici ai ro ilor din ate ale TADD	112
5.1. Valorile maxime ale tensiunilor von Mises	128
5.2. Varia ia deplas rii rezultante Δ	136
6.1. Eroarea cinematic func ie de momentul rezistent	145
6.2. Raportul de transmitere func ie de momentul rezistent	145
6.3. Raportul de transmitere func ie de porniri/opriri repetate	147
6.4. Raportul de transmitere func ie de inversarea sensului de mi care	149
6.5. Amplitudinea vitezei de vibra ie	154
6.6. Randamentul TADD, $M_{t4} = 5 \text{ N}\cdot\text{m}$	165
6.7. Randamentul TADD, $M_{t4} = 10 \text{ N}\cdot\text{m}$	165
6.8. Randamentul TADD, $M_{t4} = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$	166
6.9. Randamentul TADD, $M_{t4} = 20 \text{ N}\cdot\text{m}$	166
6.10. Randamentul TADD, $n_1 = 250 \text{ rot/min}$	167
6.11. Randamentul TADD, $n_1 = 500 \text{ rot/min}$	167
6.12. Randamentul TADD, $n_1 = 750 \text{ rot/min}$	167
6.13. Randamentul TADD, $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$	168

List figuri

Figura	Pag.
2.1. Transmisia armonic din at simpl derivat din transmisia planetar cu o roat central	24
2.2. Schema structural a transmisiei armonice din ate simple	25
2.3. Transmisia armonic din at cu generator planetar	26
2.4. Transmisia armonic din at dubl derivat din transmisia planetar cu dou ro i centrale	27
2.5. Transmisia armonic din at dubl , cu roat din at flexibil scurt danturat la exterior	28
2.6. Transmisia armonic din at dubl , cu roat din at flexibil scurt danturat pe ambele fe e	28
2.7. Tipuri de transmisii armonice din ate, dup forma geometric	30
2.8. Tipuri de transmisii armonice din ate, dup num rul zonelor de contact	31
2.9. Tipuri de transmisii armonice din ate, dup pozi ia de montaj a ro ii flexibile	32
2.10. Tipuri constructive de generatoare de unde	33
2.11. Tipuri constructive de ro ii din ate flexibile	36
2.12. Tipuri de cupl ri rigide ale ro ii din ate flexibile	37
2.13. Tipuri de cupl ri mobile ale ro ii din ate flexibile	37
2.14. Clasificarea transmisiilor armonice din ate	39
2.15. Scheme structurale ale transmisiilor armonice din ate tip R-F-G	40
2.16. Scheme structurale ale transmisiilor armonice din ate tip 2R-F-G	41
2.17. Scheme structurale ale transmisiilor armonice din ate tip 3R-F-G	41
2.18. Profilul rectiliniar al dintelui ro ii flexibile	43
2.19. Tipuri de generatoare de unde mecanice	46
2.20. Deformarea ro ii din ate flexibile sub sarcin	47
2.21. Interac iunile ro ii din ate flexibile	49
2.22. Distribu ia tensiunilor în roata din at flexibil	52
3.1. Scheme structurale ale transmisiilor armonice din ate duble	58
3.2. Forme constructive ale ro ilor din ate flexibile scurte	60
3.3. Schema constructiv – func ional a TADD	60
3.4. Modelul plan de analiz structural a TADD	64
3.5. Modelul plan al TADD	66
3.6. Modelul spa ial al TADD	68

3.7.	Lan ul cinematic independent I al TADD	68
3.8.	Lan ul cinematic independent II al TADD	69
3.9.	Lan ul cinematic independent III al TADD	69
3.10.	Lan ul cinematic independent IV al TADD	69
3.11.	Lan ul cinematic independent V al TADD	70
3.12.	Lan ul cinematic independent VI al TADD	70
4.1.	Schema structural a TADD	73
4.2.	Modelul cinematic al TADD: a. 0° ; b. 180° ; c. 360°	75
4.3.	Transmisia armonic din at dubl diferen ial	76
4.4.	Modelul cinematic al variantei TADD cu $z_2 = z'_2$	78
4.5.	Modelul cinematic al variantei TADD cu $z_2 \neq z'_2$	79
4.6.	Modelul cinematic al TADD	82
4.7.	Tipuri de generatoare mecanice cu dou unde de deformare	84
4.8.	Fotografia cu generatore mecanice cu dou unde de deformare	86
4.9.	Diagrama deplas rilor radiale	87
4.10.	Diagrama deplas rilor tangen iale	87
4.11.	Diagrama unghiului de rotire a normalelor	87
4.12.	Diagrama deplas rilor radiale în func ie de deplas rile tangen iale	88
4.13.	Diagrama razelor vectoare ale punctelor de pe fibre dinamice de referin ale ro ii flexibile	89
4.14.	Diagramele razelor vectoare ale ro ii din ate flexibile deformate	90
4.15.	Pozitionarea unui punct de pe fibr dinamic de referin a ro ii din ate flexibile deformate	92
4.16.	Traiectoria unui punct de pe fibr dinamic de referin a ro ii din ate flexibile deformate	94
4.17.	Trasarea traectoriei punctului M de pe fibr dinamic de referin a ro ii flexibile deformate	94
4.18.	Traectoriile a dou puncte de pe fibre dinamice de referin din sec iunile frontale ale ro ii din ate flexibile	96
4.19.	Poziiile iniiale ale din ilor în treapta I-a de angrenare armonic a TADD	98
4.20.	Poziiile relative ale din ilor în treapta I-a de angrenare a TADD	101
4.21.	Poziiile iniiale ale din ilor în treapta a II-a de angrenare a TADD	103
4.22.	Poziiile relative ale din ilor în treapta a II-a de angrenare a TADD	105
4.23.	Construc ia generatoarelor mecanice de unde	108
4.24.	Generatorul de unde cu cam	109
4.25.	Profilul rectiliniar al danturii	111
4.26.	Roata din at rigid fix	114
4.27.	Roata din at flexibil	114

4.28.	Roata din at rigid mobil	114
4.29.	Ro i din ate flexibile scurte	115
4.30.	Roata din at flexibil nemetalic	115
4.31.	Schema de asamblare a TADD	116
4.32.	Schema de ansamblu a TADD	116
5.1.	Generator de unde cu 2 role	119
5.2.	Generator de unde cu 2 discuri excentrice	119
5.3.	Generator de unde cu cam	119
5.4.	Selec ia materialului Alloy Steel pentru roata flexibil	121
5.5.	Sistemul de referin i zonele de contact ale ro ii din ate flexibile	122
5.6.	Restrângere de tip Roller/Slider	123
5.7.	Restrângeri aplicate în cazul generatorului de unde cu 2 role	123
5.8.	Restrângeri aplicate în cazul generatorului de unde cu 2 discuri excentrice	124
5.9.	Restrângeri aplicate în cazul generatorului de unde cu cam	125
5.10.	Înc rc rile aplicate ro ii din ate flexibile	125
5.11.	Discretizarea ro ii flexibile în 63.687 elemente finite	127
5.12.	Varia ia tensiunii maxime von Mises func ie de momentul de înc rcare, pentru cele trei tipuri de generatoare de unde	128
5.13.	Tensiunea von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 0 \text{ Nm}$	130
5.14.	Deplasarea Δ - GU 2 role: $M_{t4} = 0 \text{ Nm}$	130
5.15.	Tensiunea von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 100 \text{ Nm}$	130
5.16.	Deplasarea Δ - GU 2 role: $M_{t4} = 100 \text{ Nm}$	130
5.17.	Tensiunea von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 200 \text{ Nm}$	130
5.18.	Deplasarea Δ - GU 2 role: $M_{t4} = 200 \text{ Nm}$	130
5.19.	Tensiunea von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 300 \text{ Nm}$	131
5.20.	Deplasarea Δ - GU 2 role: $M_{t4} = 300 \text{ Nm}$	131
5.21.	Tensiunea von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 400 \text{ Nm}$	131
5.22.	Deplasarea Δ - GU 2 role: $M_{t4} = 400 \text{ Nm}$	131
5.23.	Tensiunea von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 500 \text{ Nm}$	131
5.24.	Deplasarea Δ - GU 2 role: $M_{t4} = 500 \text{ Nm}$	131
5.25.	Tensiunea von Mises - GU 2 discuri: $M_{t4} = 0 \text{ Nm}$	132
5.26.	Deplasarea Δ - GU 2 discuri: $M_{t4} = 0 \text{ Nm}$	132
5.27.	Tensiunea von Mises - GU 2 discuri: $M_{t4} = 100 \text{ Nm}$	132
5.28.	Deplasarea Δ - GU 2 discuri: $M_{t4} = 100 \text{ Nm}$	132
5.29.	Tensiunea von Mises - GU 2 discuri: $M_{t4} = 200 \text{ Nm}$	132

5.30.	Deplasarea Δ - GU 2 discuri: $M_{t4} = 200$ Nm	132
5.31.	Tensiunea _{von Mises} - GU 2 discuri: $M_{t4} = 300$ Nm	133
5.32.	Deplasarea Δ - GU 2 discuri: $M_{t4} = 300$ Nm	133
5.33.	Tensiunea _{von Mises} - GU 2 discuri: $M_{t4} = 400$ Nm	133
5.34.	Deplasarea Δ - GU 2 discuri: $M_{t4} = 400$ Nm	133
5.35.	Tensiunea _{von Mises} – GU 2 discuri: $M_{t4} = 500$ Nm	133
5.36.	Deplasarea Δ - GU 2 discuri: $M_{t4} = 500$ Nm	133
5.37.	Tensiunea _{von Mises} - GU cu cam : $M_{t4} = 0$ Nm	134
5.38.	Deplasarea Δ - GU cu cam : $M_{t4} = 0$ Nm	134
5.39.	Tensiunea _{von Mises} - GU cu cam : $M_{t4} = 100$ Nm	134
5.40.	Deplasarea Δ - GU cu cam : $M_{t4} = 100$ Nm	134
5.41.	Tensiunea _{von Mises} - GU cu cam : $M_{t4} = 200$ Nm	134
5.42.	Deplasarea Δ - GU cu cam : $M_{t4} = 200$ Nm	134
5.43.	Tensiunea _{von Mises} - GU cu cam : $M_{t4} = 300$ Nm	135
5.44.	Deplasarea Δ - GU cu cam : $M_{t4} = 300$ Nm	135
5.45.	Tensiunea _{von Mises} - GU cu cam : $M_{t4} = 400$ Nm	135
5.46.	Deplasarea Δ - GU cu cam : $M_{t4} = 400$ Nm	135
5.47.	Tensiunea _{von Mises} – GU cu cam : $M_{t4} = 500$ Nm	135
5.48.	Deplasarea Δ - GU cu cam : $M_{t4} = 500$ Nm	135
5.49.	Varia ia deplas rii Δ în lungul generatoarelor N i E	136
5.50.	Varia ia deplas rii rezultante Δ în lungul generatoarei N, pentru generatorul de unde cu 2 role	137
5.51.	Varia ia deplas rii Δ în lungul generatoarei N, pentru generatorul de unde cu 2 discuri excentrice	138
5.52.	Varia ia deplas rii Δ în lungul generatoarei N, pentru generatorul de unde cu cam	138
5.53.	Varia ia deplas rii Δ în lungul generatoarei E, pentru generator de unde cu cam	139
6.1.	Schema structural a instalaiei experimentale, pentru determinarea preciziei cinematice de pozitionare a TADD	142
6.2.	Instalaia experimental pentru determinarea preciziei cinematice de pozitionare a TADD	143
6.3.	Transmisia armonic din at dubl , cu generatorul de unde cu 2 discuri excentrice	144
6.4.	Diagrama variaiei erorii cinematice de pozitionare	146
6.5.	Diagrama variaiei raportului de transmitere	146
6.6.	Diagrama raportului de transmitere funcie de mi care intermitent	148
6.7.	Diagrama erorii cinematice de pozitionare	150

6.8.	Diagrama raportului de transmitere	150
6.9.	Instala ia experimental pentru studiul vibra iilor din TADD	152
6.10.	Sistemul electric pentru m surarea vibra iilor	153
6.11.	Unitatea de achizi ie a datelor tip VPA 323	154
6.12.	Diagramele amplitudinilor vitezei de vibra ie	155
6.13.	Diagramele amplitudinilor vitezei vibra iilor, $M_{t4} = 1$ [N·m]	156
6.14.	Diagramele amplitudinilor vitezei vibra iilor, $M_{t4} = 5$ [N·m]	156
6.15.	Diagramele amplitudinilor vitezei vibra iilor, $M_{t4} = 10$ [N·m]	156
6.16.	Diagramele amplitudinilor vitezei vibra iilor, $n_1 = 500$ [rot/min]	157
6.17.	Diagramele amplitudinilor vitezei vibra iilor, $n_1 = 750$ [rot/min]	157
6.18.	Diagramele amplitudinilor vitezei vibra iilor, $n_1 = 1000$ [rot/min]	157
6.19.	Diagramele amplitudinilor vitezei vibra iilor, $n_1 = 1500$ [rot/min]	158
6.20.	Amplasarea timbrelor tensometrice	159
6.21.	Schema instala iei experimentale, pentru determinarea tensiunilor din roata din at flexibil	159
6.22.	Instala ia experimental pentru cercetarea st rii de tensiune din roata flexibil	160
6.23.	Transmisia armonic din at dubl , cu generatorul de unde cu 2 role	160
6.24.	Diagramele deforma iilor i tensiunilor din roata din at flexibil scurt	162
6.25.	Instala ia experimental pentru determinarea randamentului TADD	164
6.26.	Diagrama randamentului TADD, $= (n_1)$	166
6.27.	Diagrama randamentului TADD, $= (M_{t4})$	168

List nota ii

<i>a</i>	Semiaxa mare a elipsei
<i>b</i>	Semiaxa mic a elipsei / Lungimea danturii
<i>b_d</i>	Lungimea discurilor excentrice
<i>b_r</i>	Lungimea rolelor generatorului
<i>c₀</i>	Jocul radial maxim
<i>c₀*</i>	Coeficientul jocului de referin
<i>c_i</i>	Cupla cinematică de clasa i
<i>c₄; c₅</i>	Cupla cinematică de clasa a IV-a; a V-a
<i>d</i>	Diametrul / Diametrul de divizare al roții
<i>d_a</i>	Diametrul de cap al roții
<i>d_f</i>	Diametrul de picior al roții
<i>e</i>	Excentricitatea discului generatorului de unde
<i>E</i>	Modulul de elasticitate longitudinal
<i>F</i>	Forța / Element flexibil / Roata dințată flexibil
<i>F_t; F_r</i>	Forța tangențială ; Forța radială
<i>G; GU</i>	Generatorul de unde
<i>h</i>	Înălțimea dintelui
<i>h_a; h_f</i>	Înălțimea capului dintelui; Înălțimea piciorului dintelui
<i>h_a*</i>	Coeficientul înălțimii capului dintelui de referin
<i>h_f*</i>	Coeficientul înălțimii piciorului dintelui de referin
<i>i</i>	Clasa cuplei cinematice / Raportul de transmitere
<i>j</i>	Jocul de flanc
<i>k</i>	Coeficient / Coeficientul numărului undelor de deformare
<i>l</i>	Lungimea roții
<i>L</i>	Lungimea fibrei dinamice de referin
<i>m</i>	Modulul danturii
<i>M</i>	Gradul de mobilitate
<i>M_t</i>	Moment de torsion
<i>[M]</i>	Matricea de transfer
<i>n</i>	Tura ia / Numărul total de elemente

n_u	Num rul undelor de deformare
N	Num rul lan urilor cinematice independente
p	Pasul danturii / Presiunea de contact
p_a	Presiunea admisibil de contact
P	Puterea mecanic
q	For a distribuit
$r ; r()$	Raza; Raza vectoare
r_{02}	Raza fibrei medii a ro ii din ate flexible
R	Element rigid / Roata din at rigid
$R-F-G$	Transmisia armonic din at simpl
$2R-F-G$	Transmisia armonic din at dubl
$3R-F-G$	Transmisia armonic din at tripl
s	Grosimea peretelui ro ii
s_d	Grosimea dintelui pe cercul de divizare
s_g	Limea golului pe cercul de divizare
S	Sistemul de referin
t	Timpul
T_M	Traiectoria punctului M
$TADD$	Transmisia armonic din at dubl
v	Deplasarea tangential / Vitez liniar
$v^t ; v^r$	Viteza de transport; Viteza relativ
w	Deplasarea radial
w_0	Deforma ia radial maxim
x	Abscisa / Deplasarea specific de profil
y	Ordonata
z	Num rul de din i al ro ii
	Unghiul de profil al dintelui
k	Unghiul de presiune
α	Unghiul profilului de referin
	Unghiul de ac iune al discului excentric
	Unghiul de ac iune al rolei
	Deforma ia elastic diametral
U	Deplasarea resultant
$U\{$	Eroarea cinematic de pozitionare

	Deforma ia / Unghiul de pozi ionare
	Randamentul mecanic
	Unghiul de pozi ionare / Unghiul de frecare
ϵ	Coeficientul lui Poisson
	Unghiul de rotire al normalei
τ	Tensiunea normal
τ_{HP}	Rezisten a admisibil de contact
dL_i	Suma gradelor de libertate de prisos
dL_p	Suma gradelor de libertate al leg turilor pasive
τ	Tensiunea tangen ial
τ_{at}	Tensiunea admisibil la torsiune
\dot{S}	Vitez unghiular
\mathcal{E}	Parametrul unghiular
\mathcal{E}_{ba}	Coeficientul l imii danturii
\mathcal{E}_{ha}	Coeficientul grosimii peretelui ro ii flexibile

Cap. 1. INTRODUCERE

1.1. Elemente conceptuale, repere istorice, oportunitatea i con inutul tezei

Dezvoltarea i modernizarea continu a industriei actuale au condus la intensificarea mecaniz rii i automatiz rii proceselor de produc ie, c utându-se integrarea acestora pe scar tot mai larg în sisteme comandate i coordonate de calculatoare.

În acest context, a devenit necesar perfec ionarea sistemelor existente de ac ionare, precum i apari ia unor noi sisteme moderne, care s con in în structurile lor transmisiile mecanice tot mai performante, capabile s asigure precizii cinematice de pozi ionare foarte ridicate, la gabarit i mas cât mai reduse.

Pentru rezolvarea acestor probleme legate de performan ele cinematice, energetice i dinamice ale sistemelor, la început, cercet torii i-au îndreptat aten ia spre transmisiile mecanice prin angrenare clasic pe care le-au îmbun t it pân la limitele posibile, dar nu i suficiente.

Din acest motiv s-a creat oportunitatea apari iei, dezvolt rii i cercet rii unor noi transmisiile mecanice denumite „neconven ionale”, care deriv din transmisiile planetare cu una sau dou ro i centrale.

În categoria acestor transmisiile „neconven ionale” se includ i transmisiile armonice din ate, care s-au impus în ultima perioada de timp prin aplicaii cele mai diverse în aproape toate domeniile de vîrf ale tehnicii, datorit performan elor lor ridicate, ce le dep esc cu mult pe cele ale angrenajelor clasice.

Astfel, domeniile de utilizare ale transmisiilor armonice din ate sunt cele mai variate, acestea reg sindu-se în construc ia: navelor i rachetelor cosmice, avioanelor, elicopterelor, reactoarelor atomice, robo ilor industriali, antenelor radar, mecanismelor navale, macaralelor, servo-mecanismelor, moto-reductoarelor, ma iniilor unelte, capetelor divizoare de precizie, ac ion rilor în spa ii ermetizate din industria chimic i petrolier , în mecanic fin etc., [3, 6, 16, 18, 20, 28, 35, 42, 48, 66, 71, 77, 86, 88, 109, 113, 115, 117, 118, 119, 120, 121, 122, 123].

Transmisia armonic din at se deosebe te esen ial de celelalte transmisi cu

elemente din ate, deoarece principiul s u de func ionare se bazeaz pe transmiterea i transformarea parametrilor cinematici i dinamici ai mi c rii de rota ie cu ajutorul unor deforma ii elastice, care se propag dup o lege armonic , pe periferia unuia dintre elementele sale numit roat din at flexibil , de aici provenind i denumirea de transmisie armonic .

De i, acest principiu de func ionare a fost propus înc din anul 1947 de c tre cercet torul rus A.I. Moscovitin [66], totu i transmisiile armonice din ate i-au f cut apari ia relativ târziu în cadrul transmisiilor mecanice, fiind brevetate abia în anul 1959 (dup o propunere din anul 1955) de c tre inginerul american C. Walton Musser [91, 92].

Firma United Shoe Machinery & a prezentat primul reductor armonic din at în anul 1960, la o expozi ie tehnic din New York, vânzând apoi licen a firmei japo neze Hasegawa Gear Works Ltd., iar în scurt timp s-a trecut la fabrica ia în serie a reductoarelor armonice de uz general sau pentru utiliz ri speciale, în mai multe ri ca: SUA, Japonia, Rusia, Elve ia, Germania .a.

Înc de la apari ia lor, transmisiile armonice din ate au atras aten ia multor speciali ti, datorit multiplelor avantaje i particularit ilor constructiv-func ionale pe care le prezint comparativ cu celelalte transmisii mecanice.

Fa de transmisiile mecanice clasice, transmisiile armonice din ate se remarc prin urm toarele avantaje, [3, 16, 18, 48, 64, 66, 70, 77, 81, 88, 102, 113]:

- randamente mecanice ridicate la rapoarte de transmitere mari;
- rapoarte de transmitere mari pe o singur treapt , ($i = 60\dots 400$);
- func ionare silen ioas i precizie cinematic ridicat ;
- gabarite i greut i reduse;
- simplitate constructiv i tehnologii relativ simple de fabrica ie a elemen telor componente;
- se pot realiza ca sisteme autoechilibrate, astfel încât for ele s se echili breze reciproc prin dispunerea adevat a zonelor de angrenare, iar în lag rele transmisiei s nu apar reac iuni dinamice suplimentare datorit sarcinii transmise;
- uzura redus a din ilor, datorit vitezelor mici de alunecare ce exist între profilele conjugate ale din ilor angrena i;

- capacitate portant mare la gabarit redus, deoarece în angrenare se află simultan foarte multe perechi de dinii;
- erorile tehnologice (de pas, de profil) și de montaj se compensează între ele în timpul funcționării transmisiei;
- nu necesită sisteme de ungere complicate, nici lubrifianti speciali și implicit prea scumpi etc.

Principalele dezavantaje ale transmisiilor armonice din ate sunt:

- durabilitatea limitată a transmisiei, fiind condiționată de durabilitatea rourii din ate flexibile care este supusă solicitării dinamice complexe;
- se necesită materiale cu caracteristici mecanice ridicate pentru execuția rourii din ate flexibile;
- dificultăți tehnologice de execuție a danturii în stare deformată a rourii flexibile, necesitându-se scule executate din materiale cu caracteristici mecanice ridicate pentru prelucrare;
- necesită exigențe tehnologice la asamblare;
- nu se pot folosi la rapoarte de transmitere mai mici de 16;

Prezența elementului flexibil în structura transmisiilor armonice din ate determină o serie de particularități constructive-funcționale specifice acestora în comparație cu cele ale angrenajelor clasice, și anume:

- conținerea rourii din ate flexibile, care în urma deformării sale permite propagarea periodică a undelor armonice pe periferia acesteia, fapt ce asigură o capacitate și o precizie cinematică ridicată de transmitere a mișcărilor;
- în angrenare armonică participă simultan un număr mare de dinii (cca. 30...45% din numărul total de dinii ai elementului flexibil), care se mențină odată cu creșterea încărcarilii transmisiei, conducând la obținerea unor grade de acoperire și capacitate portante mari;
- modificarea formei rourii din ate flexibile în timpul funcționării produce modificări relative neînsemnante între flancurile conjugate ale dinilor angrenați (pe arcul de angrenare ambele flancuri ale dinilor se află în contact frontal și nu există practic jocuri de flanc), fapt ce determină pierderi mici prin frecare de alunecare și uzură redusă a flancurilor dinilor;
- tot datorită modificării formei rourii din ate flexibile se produce o mică variație a valorii unghiului de presiune în cupluri cinematică generator de unde-

roat din at flexibil , fapt care conduce la reducerea pierderilor energetice în aceast cupl .

Interesul crescând fa de aceste transmisi a f cut ca un num r tot mai variat de transmisi armonice din ate s apar pe pia , în vederea satisfacerii unei game cât mai largi de utiliz ri. Astfel, pe lâng clasicele, de acum, transmisi armonice cu element flexibil de tip pahar sau inel, au ap rut o serie de noi transmisi armonice derivate ca cele: planetare, frontale, ermetizate, precum i diferite tipuri de actuatori cu elemente armonice.

Multe firme din lume, precum: Harmonic Drive Technologies, Zeiss, Heason Technologies Group, Bachmann, Bosch etc., atât din Statele Unite ale Americii cât i din Europa, mai ales din Germania, dar i din Japonia, se ocup intens de cercetarea transmisiilor armonice din ate în vederea îmbun t irii permanente a performan elor acestora.

La noi în ar , studiul transmisiilor armonice din ate a început în mod sistematic înc din anul 1965, în centrele universitare din Timi oara, Bucure ti, Cluj, Bra ov .a., iar în anul 1967 un grup de cadre didactice de la catedra de Organe de Ma ini i Mecanism din cadrul Universit ii Politehnica din Timi oara a proiectat i realizat primul reductor armonic din at i împreun cu speciali tii de la firma Electromotor Timi oara i-au testat performan ele pe un stand special de încerc ri.

Ulterior, s-au realizat i cercetat alte câteva modele de transmisi armonice din ate la: Universitatea Politehnica din Bucure ti, Universitatea Tehnic din Cluj-Napoca, Universitatea Transilvania din Bra ov, Întreprinderea Mecanic Dr. Petru Groza, Întreprinderea Neptun Câmpina, Reductoare Renk Re i a, Electrotimi Timi oara .a.

Dup anul 1975, cercetarea acestor transmisi s-a extins i în cadrul Institutului de Subingeri Re i a, respectiv a Universit ii Eftimie Murgu din Re i a, unde s-au proiectat i realizat mai multe prototipuri de transmisi armonice din ate, precum i dou standuri, unul cu circuit mecanic închis i cel lalt cu circuit mecanic deschis, pentru testarea acestor transmisi.

Preocuparea pentru studiul i dezvoltarea acestor transmisi armonice s-a concretizat, pe plan na ional, i prin elaborarea i sus inerea a numeroaselor teze de doctorat, [6, 16, 20, 28, 35, 48, 70, 109, 113, 114].

În ultimul timp s-au dezvoltat preponderent transmisiile armonice din ate radiale cu dou unde de deformare, cu roata din at flexibil lung sau scurt, folosind diferite tipuri de generatoare de unde în scopul îmbun t irii caracteristicilor deformatoare ale elementului flexibil.

Problema esen ial care se necesit a fi ameliorat în viitor, în cazul utiliz rii transmisiilor armonice din ate, o constituie m rirea durabilit ii ro ii din ate flexibile. În acest sens, îmbun t irea caracteristicilor ro ii din ate flexibile se poate realiza fie prin utilizarea unor materiale cu propriet i mecanice i de rezisten deosebit de bune, fie prin conceperea unor forme constructive adecvate care s conduc la solicit ri mai pu in severe pentru elementul flexibil i s asigure o fiabilitate ridicat transmisiei armonice din ate.

Astfel, prin diversific ri constructiv-func ionale ale transmisiilor armonice din ate existente s-a ajuns la o nou variant constructiv de transmisie armonic din at, denumit transmisia armonic din at dublu (TADD), la care roata din at flexibil are forma unui tub circular flexibil scurt deschis la ambele capete, cu pere te sub ire, având la fiecare cap t câte o dantur amplasat pe una din fe e (exterior , respectiv interioar).

Justificarea aleg erii prezentei teme de cercetare este legat de stadiul actual al realiz rilor în domeniul transmisiilor armonice care, de i au fost studiate de num ero i cercet tori, nu include i varianta transmisiei armonice cercetate [52, 62].

Prin elaborarea prezentei lucr ri s-au adus contribu ii teoretice i experimen tale cu privire la perfec ionarea constructiv i func ional a transmisiilor armonice din ate, iar rezultatele cercet rilor efectuate au dovedit c TADD este o transmisie extrem de fiabil , ce asigur precizie cinematic de pozi ionare superioar celei de la transmisia armonic din at simpl . Aceste rezultate se pot folosi în fazele de concep ie, proiectare, execu ie i testare a transmisiilor armonice din ate.

Teza este structurat în apte capitole, fiecare capitol urm rind s completeze evolu ia transmisiilor armonice din ate atât printr-o abordare actual progresiv , cât i printr-o abordare inovativ de perspectiv .

În **capitolul 1** se sintetizeaz evolu ia transmisiilor armonice din ate prin eviden ierea reperelor istorice i se prezint oportunitatea implement rii acestor transmisii în sisteme industriale de ac ionare. De asemenea se arat avantajele i dezavantajele transmisiilor armonice din ate în raport cu celelalte transmisii meca-

nice i în încheiere se definesc obiectivele prezentei teze i principalele direc ii de cercetare.

Capitolul 2 este dedicat prezent rii stadiul actual al cercet rilor cu privire la construc ia, func ionarea, clasificarea, elemente de cinematic , geometrie, cinetostatic i dinamica transmisiilor armonice din ate. Tot în acest capitol se prezint o analiz comparativ a calculelor de rezisten existente în literatura de specialitate în vederea dimension rii ro ii din ate flexibile, iar în partea sa final se eviden iaz concluziile i contribu iile referitoare la analiza stadiului actual al cer- cet rii transmisiilor armonice din ate.

În **capitolul 3** se prezint concep ia constructiv-func ional a TADD, rezultat în urma efectu rii sintezei a mai multor variante constructive de transmisii armoni- ce din ate în dou trepte, precum i analiza structural a TADD prin dezvoltarea atât a modelului plan cât i a celui spa ial de abordare a analizei desmodromiei transmisiei, în vederea realiz rii unei corel ri cât mai juste între parametrii structu- rali i cei cinematici ai transmisiei.

În **capitolul 4** sunt prezentate model rile matematice ale cinematicii i geo- metriei TADD. Astfel, dup prezentarea principiului de func ionare i determinarea raportului de transmitere prin metoda analitic a invers rii mi c rii, se optimizeaz legea de deformare a ro ii din ate flexibile prin demonstrarea similitudinii între le- gea de deformare cosinusoidal i cea eliptic .

În continuare se modeleaz matematic mi carea unui punct de pe fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile deformate prin determinarea traectoriei i vitezei acestuia, precum i a angren rilor armonice din cele dou trepte ale TADD, prin determinarea pozi iilor din mi carea relativ a din ilor ro ilor din ate conjugate.

Tot în acest capitol se dezvolt o metod complex de proiectare asistat de calculator a TADD în vederea stabilirii geometriei generatorului de unde, respectiv a ro ilor din ate ale transmisiei, prin elaborarea unor programe originale de calcul scrise în limbajul Borland Pascal, respectiv Visual Basic.

Capitolul 5 este destinat analizei comportamentului dinamic al ro ii din ate flexibile a TADD, prin cercetarea st rii de tensiune i de deforma ie din corpul ro ii, pentru cazul deform rii acesteia cu cele trei tipuri de generatoare de unde meca- nice (cu 2 role, cu 2 discuri excentrice, respectiv cu cam). S-a prezentat simula-

rea numeric a ro ii din ate flexibile, cu ajutorul metodei elementului finit, prin utilizarea programului SolidWorks Simulation.

În **capitolul 6** sunt prezentate investiga iile experimentale la care au fost supuse TADD, prin conceperea i realizarea a dou standuri cu flux energetic deschis i a mai multor variante constructive de TADD, ob inute în urma interschimbabilit ii a trei tipuri de generatoare de unde (cu dou role, cu dou discuri excen trice i cu cam) i a ase ro i din ate flexibile confec ionate din materiale diferite.

Cercet rile experimentale au vizat determinarea preciziei cinematice, a st rii de tensiune din peretele ro ii flexibile, a randamentului mecanic al TADD, precum i studierea vibra iilor din TADD.

În ultimul capitol sunt prezentate concluziile finale i principalele contribu ii personale, teoretice i aplicative, pe care le-a adus autorul prin elaborarea acestei teze în domeniul transmisiilor armonice din ate, precum i noi direc ii de cercetare.

1.2. Obiectivele tezei

Perfec ionarea continu a sistemelor mecanice de ac ionare a condus la implementarea pe scar tot mai larg a transmisiilor armonice din ate, iar studierea i cercetarea mai atent a acestora, în vederea m ririi durabilit ii lor, a devenit o necesitate.

În acest sens, permanent s-a urm rit îmbun t irea performan elor transmisiilor armonice din ate existente, precum i crearea de noi variante constructive care s func ioneze la parametrii cinematici i dinamici mai ridica i.

Teza de doctorat caut s dea un r spuns la cercetarea fundamental i experimental a unei noi transmisii armonice din ate, denumit transmisia armonic din at dubl (TADD), din punct de vedere structural, cinematic i dinamic, în ve derea demonstr rii viabilit ii i a avantajelor acesteia în compara ie cu transmisia armonic din at simpl .

Pornind de la aceste considerente teza î i propune urm toarele obiective:

- concep ia, proiectarea i realizarea unei noi variante constructive de transmisie armonic din at , denumit TADD, care are roata din at flexibil scurt cu danturi amplasate pe fe e opuse la cele dou capete;
- efectuarea analizei structurale a TADD, prin prezentarea atât a modelului plan cât i a celui spa ial al transmisiei, în vederea determin rii gradului

- de mobilitate i a studierii desmodromiei acesteia;
- efectuarea analizei cinematice a TADD, urm rind definirea principiul de func ionare i a raportului de transmitere pe baza legii de deforma ie a ro ii din ate flexibile, precum i prezentarea model rilor matematice ale mi c rii unui punct de pe fibra dinamic de referin a ro ii flexibile, respectiv a angren rilor armonice din cele dou trepte ale transmisiei prin determinarea pozi iilor din mi carea relativ a din ilor angrena i;
 - efectuarea analizei geometrice a TADD, urm rind determinarea parametrilor dimensional-geometrii ai generatorului de unde, respectiv ai ro ilor din ate i danturilor acestora, prin propunerea unei metode originale de proiectare asistat de calculator a TADD, bazat pe scrierea unui program de calcul în limbajul Borland Pascal;
 - efectuarea analizei dinamice a TADD, urm rind cercetarea st rii de tensiune i de deforma ie din peretele ro ii din ate flexibile cu ajutorul metodei elementului finit, realizându-se modelarea i simularea numeric a ro ii flexibile prin utilizarea programului SolidWorks Simulation;
 - conceperea i realizarea a dou standuri experimentale pentru încerca rea transmisiilor armonice din ate duble;
 - testarea experimental a prototipurilor de TADD, ob inute prin interschim babilitatea a 3 generatoare de unde, respectiv a 6 ro i din ate flexibile, pentru studierea preciziei cinematice i a vibra iilor, respectiv pentru de terminarea st rii de tensiune i deforma ie din peretele ro ii din ate flexibile i a randamentului mecanic al transmisiei.

În concluzie, se poate afirma c prezenta tez demonstreaz viabilitatea i avantajele nete din punct de vedere al preciziei cinematice de pozi ionare a TADD, în compara ie cu transmisia armonic din at simpl .

Cap. 2. STADIUL ACTUAL AL CERCET RILOR PRIVIND TRANSMISIILE ARMONICE DIN ATE

2.1. Construc ia i func ionarea transmisiilor armonice din ate

2.1.1. Transmisia armonic din at derivat din transmisia planetar cu o roat central

Exist o mare varietate de forme constructive de transmisii armonice din ate [3, 6, 18, 35, 42, 62, 70, 88], care au la baza construc iei i func ion rii lor principiul transmisiilor planetare cu o singur roat central sau cu dou ro i centrale.

În vederea eviden ierii elementelor componente caracteristice i a prezent rii principiului de func ionare ne vom referi doar la dou variante constructive mai frecvent întâlnite în practic , i anume: transmisia armonic din at simpl cu roat lung , respectiv transmisia armonic din at dubl cu roat scurt , cu dou unde de deformare.

Transmisia armonic din at simpl (cu generator cu o und) deriv din transmisia planetar cu o roat central , în urma parcurgerii unor etape de echivalen ri structurale, [88].

Etapele de transformare ale transmisiei planetare cu o roat central în varianta constructiv armonic sunt prezentate în fig. 2.1, a, b, c, d, e, unde s-au notat cu: 1 – arbore de intrare (bra port satelit), 2 – satelit, 3 – roat central , 4 – arbore de ie ire, 5 – cuplaj flexibil, 6 – rol , R – element rigid, F – element flexibil i G – generator de unde.

Pentru materializarea elementului flexibil (F) din structura transmisiei armonice (fig. 2.1, e) se consider cuplajul (5) de la transmisia planetar (fig. 2.1, a) ca fiind realizat sub forma unui tub flexibil.

Dac satelitul (2) se monteaz pe bra ul port satelit (1) prin intermediul rolei pasive (6 - fig. 2.1, b), atunci se poate mri diametrul rolei pân când satelitul va deveni un inel flexibil ce poate fi încorporat în cuplajul flexibil (fig. 2.1, c). Astfel, rola excentric (6) are rolul de a obliga elementul flexibil (2-5) s angreneze i s ruleze for at pe roat central (3), care materializeaz roat rigid , obinându-se

astfel transmisia armonic din at cu o zon de angrenare (fig. 2.1, d).

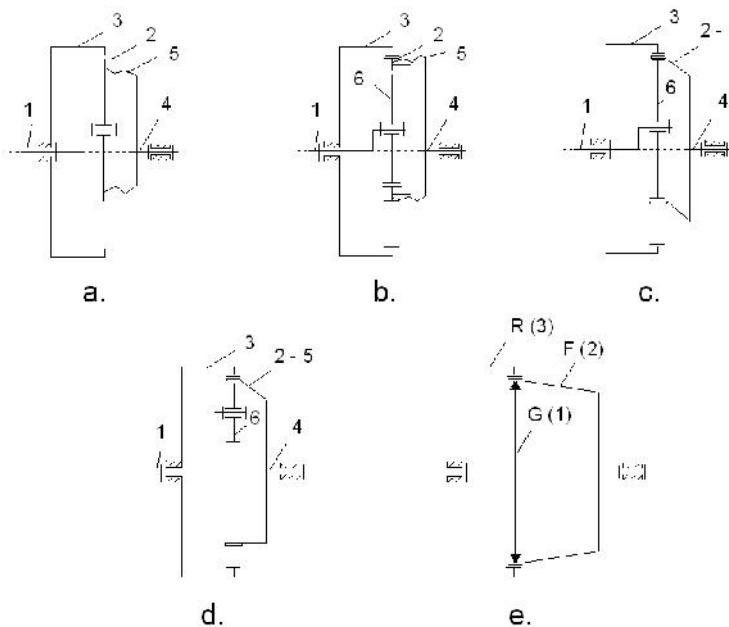


Fig. 2.1. Transmisia armonic din at simpl derivat din transmisia planetar cu o roat central

În cazul în care transmisia planetar este prev zut cu doi sateli i dispu i di metral, atunci pe baza acelui i ra ionament se ob ine transmisia armonic din at simpl cu dou unde de deformare (fig. 2.1, e). S-a constatat c prin m rirea num rului undelor de deformare (peste 3) se înr ut esc condi iile de func ionare ale elementului flexibil, ceea ce conduce la sc derea fiabilit ii întregii transmisii.

Caracteristica esen ial a transmisiilor armonice din ate const în faptul c permit realizarea unor rapoarte de transmitere mari, deoarece diferen a dintre numerele de din i ale elementului flexibil (2-F) i ale elementului rigid (3-R) este de doar 1 dintre sau de 2 din i.

Particularit ile constructive i func ionale ale transmisiei armonice din ate simple sunt prezentate în fig. 2.2, care reprezint solu ia constructiv cu cea mai larg r spândire în fabrica ia actual .

La baza construc iei sale stau urm toarele trei elemente:

- 1 – generatorul de unde, care produce deforma ia ro ii din ate flexibile în ve derea angren rii acesteia cu roat din at rigid ;

- 2 – elementul flexibil, care este o roat din at cu pere i sub iri, cu dantur exteroar , coaxial cu roat din at rigid , numit roat din at flexibil ;
 3 – elementul rigid, care este o roat din at cu dantur interioar , numit roat din at rigid .

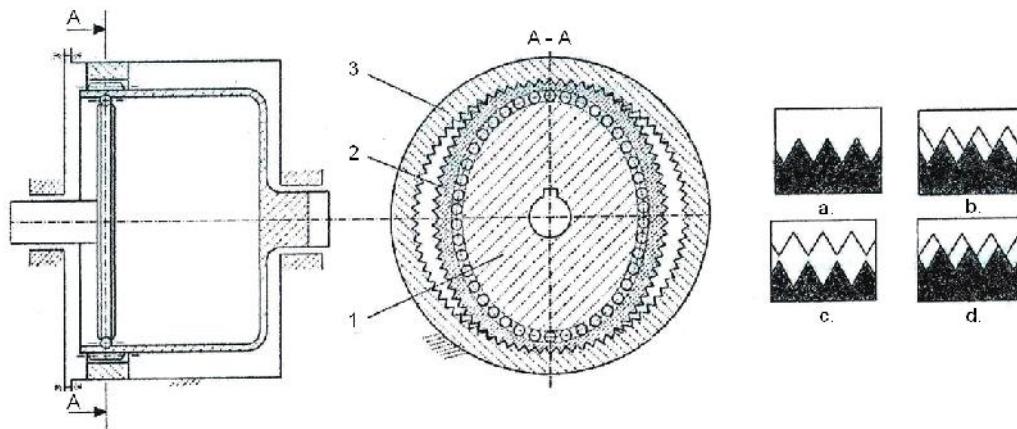


Fig. 2.2. Schema structural a transmisiei armonice din ate simple

În cazul variantei prezentate de transmisia armonic din at simpl (fig. 2.2), considerându-se c generatorul de unde (1) este element conduc tor, roat din at flexibil (2) este elementul condus, iar roat din at rigid (3) este fix , se poate explica func ionarea acestei transmisii pe baza principiului înf ur rii cercului de rostogolire al ro ii din ate flexibile pe cercul de rostogolire al ro ii din ate rigide, în urma rotirii generatorului de unde în interiorul ro ii din ate flexibile.

Roata din at flexibil este deformat sub form de elips de c tre generatorul de unde, fiind prev zut cu o dantur exteroar , care are, în general, cu doi din i mai pu in decât dantura ro ii din ate rigide.

Din analiza angren rii, se observ c pe direc ia axei mari a elipsei din ii ro ii din ate flexibile i cei ai ro ii din ate rigide se afl în angrenare complet (fig.2.2,a), iar pe direc ia axei mici a elipsei sunt complete i i din angrenare (fig.2.2,c). În pozi iile intermediare, situate între cele dou axe ale elipsei, din ii celor dou ro i angreneaz incomplet, iar la intrarea i la ie irea din angrenare din ii vin în contact pe flancuri diferite (fig. 2.2, b, d).

La rotirea generatorului de unde, deforma ia ro ii din ate flexibile se propag dup o lege armonic , zonele de angrenare se deplaseaz simultan cu deplasa-

rea unghiular a axei mari a elipsei, iar la fiecare rota ie complet a generatorului de unde roat din at flexibil se va roti în sens contrar cu un unghi la centru corespunz tor diferen ei dintre lungimile fibrelor medii ale danturilor celor dou ro i (de exemplu: în cazul transmisiei armonice din ate simple cu generator cu dou unde de deformare, roat din at flexibil se va roti în sens opus rotirii generatorului de unde, cu doi din i în raport cu roat din at rigid).

Pornind de la varianta de baz a transmisiei armonice din ate simple, prezentat în fig. 2.1, e, s-a dezvoltat o nou variant de transmisie armonic din at care are generatorul de unde de tip planetar (fig. 2.3), [119].

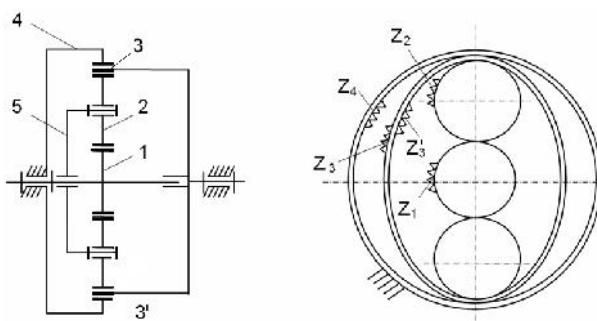


Fig. 2.3. Transmisia armonic din at cu generator planetar

La aceast transmisie roat din at flexibil (3) este prev zut atât cu din i exteriori (z_3) cât i cu din i interiori (z'_3), iar rolul generatorului de unde este preluat de bra ul port satelit (5) pe care se monteaz doi sau trei sateli i (2).

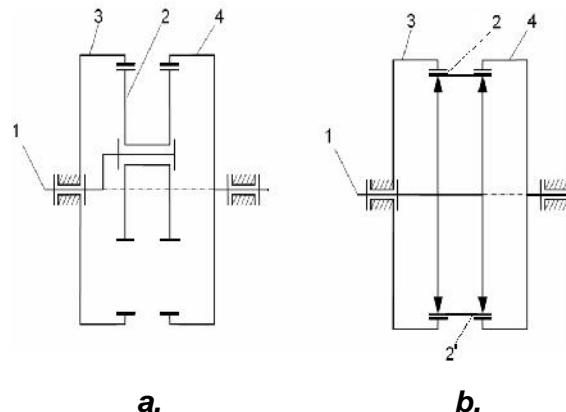
Mi carea de rota ie se transmite de la pinionul solar (1) la bra ul port satelit prin intermediul celor dou ro i satelit (z_2), care angreneaz cu din ii interiori ai ro ii flexibile pe care o deformeaz sub form eliptic , asigurând angrenarea din ilor exteriori ai acesteia cu din ii interiori (z_4) ai ro ii rigide (4) în zonele deformate situate în apropierea axei mari a elipsei.

Aceast transmisie prezint avantajul c nu con ine generatorul de unde realizat în construc ie clasic , rezultând astfel o tura ie mai mic a bra ului port satelit i implicit o frecven mai sc zut a flexiunilor ro ii din ate flexibile. Îns marele lor dezavantaj const în faptul c roat din at flexibil având dantur pe ambele fe e, prezint concentratori suplimentari de tensiune care-i reduc durabilitatea. Cu toate acestea, astfel de transmisii armonice sunt fabricate i cercetate de firma Bosch

din Germania, fiind destinate pentru transmiterea puterilor mici la rapoarte de transmitere foarte mari, având în construc ia lor ro i din ate flexible confec ionate din material plastic prin injectarea în matri .

2.1.2. Transmisia armonic din at derivat din transmisia planetar cu dou ro i centrale

Procedând în mod analog ca în § 2.1.1, în urma unor transform ri structurale asem n toare, se poate ob ine transmisia armonic din at dubl (fig. 2.4, b), cu roat din at flexibil scurt , pornind de la transmisia planetar (fig. 2.4, a) cu do u ro i centrale (3, 4) i satelit dublu (2).



**Fig. 2.4. Transmisia armonic din at dubl
derivat din transmisia planetar cu dou ro i centrale**

Solu ia constructiv frecvent utilizat în practic este cea prezentat în fig.2.5, [35, 37, 118, 121], în care s-au folosit urm toarele nota ii: 1 – generator de unde, 2 – roat din at flexibil scurt cu dantura exterioar pe toat lungimea ei, 3 – roat rigid fix cu dantura interioar i 4 – roat rigid mobil cu dantura interioar .

Roat din at rigid fix (3) i roat din at flexibil (2), având acela i num r de din i ($z_2 = z_3$), vor materializa practic un cuplaj (numit „armonic din at”) pe o jum tate a l imii ro ii flexibile, iar în acela i timp roata din at flexibil (pe jum tatea cealalt) i roat din at rigid mobil (4) vor materializa un angrenaj armonic.

Roata din at flexibil trebuie s aib lungimea corespunz toare astfel încât s acopere l imile celor dou ro i rigide, fix respectiv mobil .

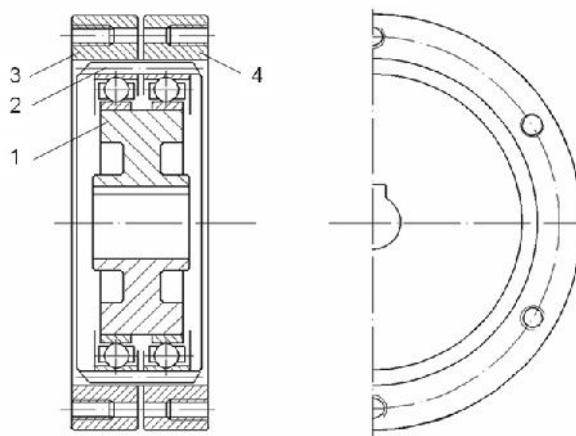


Fig. 2.5. Transmisia armonic din at dubl , cu roat din at flexibil scurt danturat la exterior

Principiul de func ionare al angrenajului armonic, format de ro ile din ate 2 i 4, este identic cu cel al transmisiei armonice din ate simple, prezentat în § 2.1.1.

Pornind de la varianta de baz a transmisiei armonice din ate duble, prezentat în fig. 2.4, b, autorul lucr rii a propus, dezvoltat i cercetat o nou variant constructiv de transmisie armonic din at dubl cu roat din at flexibil scurt danturat pe ambele fe e (fig. 2.6), [52, 62], care va constitui obiectul de studiu al prezentei teze de doctorat.

Aceast variant constructiv s-a ob inut prin înlocuirea cuplajului „armonic din at” cu un angrenaj armonic (z_2 / z_3) în prima treapt de angrenare i men inereea angrenajului armonic (z'_2 / z_4) în cea de a dou treapt de angrenare a transmisiei.

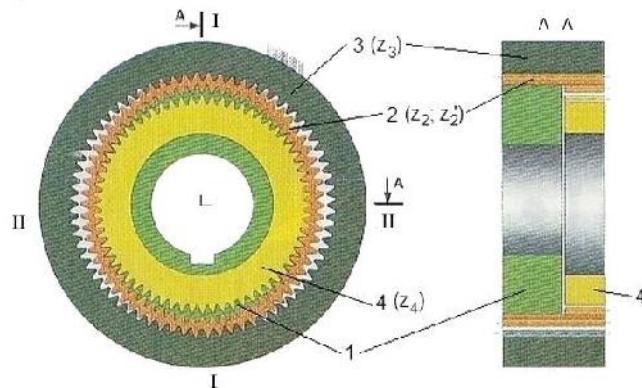


Fig. 2.6. Transmisia armonic din at dubl , cu roat din at flexibil scurt danturat pe ambele fe e

Principalele elemente componente ale acestei transmisii sunt:

- 1 – generator de unde, ca element conduc tor;
- 2 – roat flexibil , cu dantura exterioar (z_2) și dantura interioar (z'_2), ca element intermediar;
- 3 – roat rigid cu dantur interioar (z_3), ca element fix;
- 4 – roat rigid mobil cu dantur exterioar (z_4), ca element condus.

În urma asamblării transmisiei, generatorul de unde de tip cam se află în contact alunecător pe toată periferia roații din ate flexibile, pe care o deformă elastic, astfel încât aceasta va avea patru zone de angrenare armonică, echidistante, câte două opuse cu roat rigid fix cu dantur interioar, respectiv cu roat rigid mobil cu dantur exterioar. Cele două perechi de zone opuse de angrenare armonică sunt decalate la un unghi de 90° .

Analogia transmisiei armonice din ate -transmisie planetar este foarte utilă în studiul cinematic al primei, deoarece rapoartele de transmitere ale transmisiilor armonice din ate sunt aceleași cu cele ale mecanismelor planetare din care derivă acestea.

2.1.3. Tipuri constructive și clasificarea transmisiilor armonice din ate

Transmisiile armonice din ate s-au dezvoltat și diversificat continuu, în perioada scursă de la apariția lor, apărând noi tipuri și variante constructive, [3, 17, 28, 42, 66, 70, 84, 89, 108, 112, 116]. Această evoluție a vizat atât transmisia armonică din ate în ansamblul ei, cât și forma constructivă și modul de acționare al generatorului de unde, precum și forma constructivă a roații din ate flexibile.

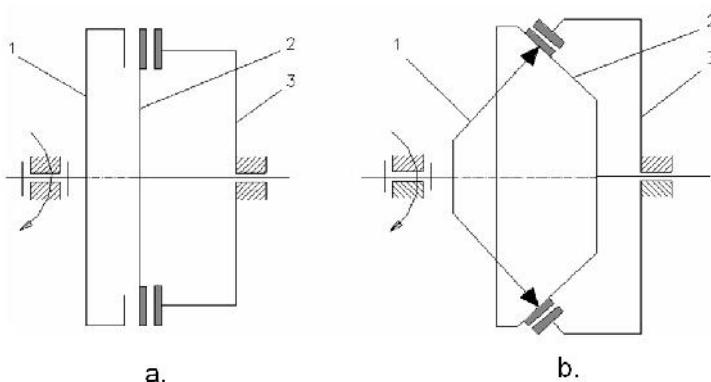
Se prezintă în continuare clasificarea transmisiilor armonice din ate, înăndând cont de mai multe criterii, [18, 77, 112, 116]:

- A.** După tipul transmisiei armonice din ate, acestea se pot clasifica astfel:
- a). După numărul treptelor de reducere ale transmisiei armonice, deosebim următoarele tipuri:
 - transmisia armonică din ate cu o singură treaptă (fig. 2.2);
 - transmisia armonică din ate cu două trepte (fig. 2.6);
 - transmisia armonică din ate cu trei sau mai multe trepte.
 - b). După gradul de mobilitate al mecanismului transmisiei armonice, avem:

- transmisia armonic din at planetar (gradul de mobilitate, $M = 1$);
- transmisia armonic din at diferen ial ($M = 2$).

c). Dup forma geometric a transmisiei armonice din ate, deosebim:

- transmisia armonic din at cilindric (fig. 2.2);
- transmisia armonic din at frontal (fig. 2.7, a);
- transmisia armonic din at tronconic (fig. 2.7, b).



**Fig. 2.7. Tipuri de transmisii armonice din ate,
dup forma geometric**

În fig. 2.7, a, s-a prezentat transmisia armonic din at frontal , [70, 71], care are elementul flexibil (2) sub forma unei pl ci circulare sub iri cu dantur frontal amplasat pe o parte, spre exteriorul pl cii. Aceast form a ro ii din ate flexibile determin i forma ro ii din ate rigide, care va fi prev zut tot cu o dantur frontal .

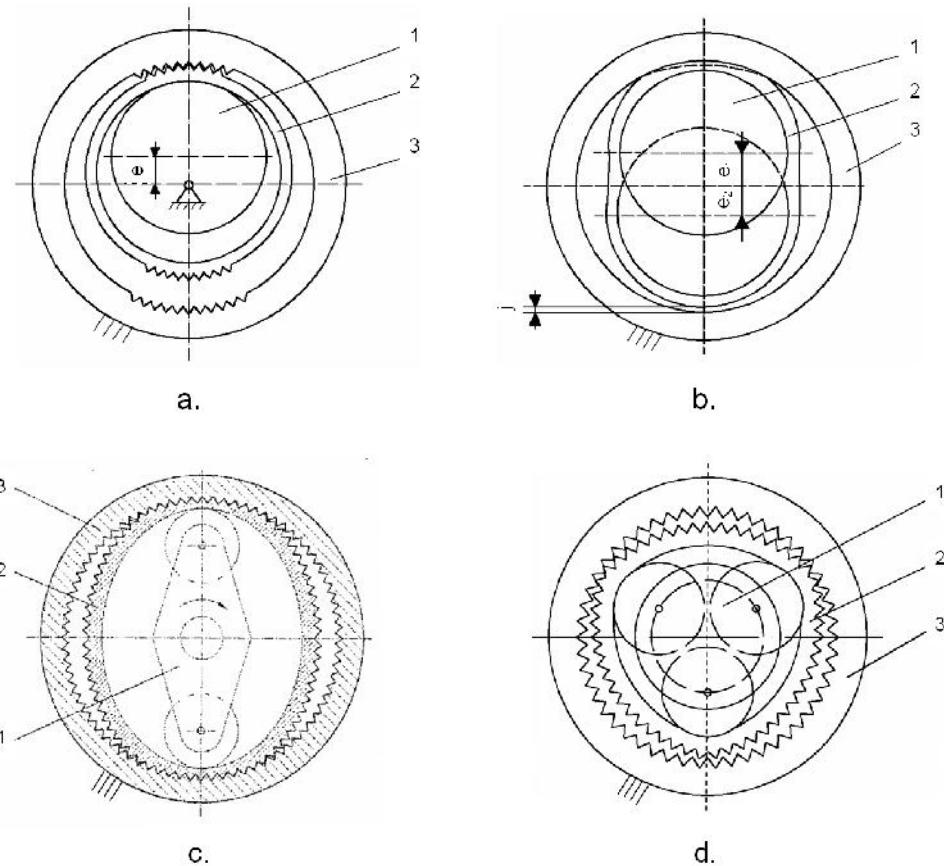
Cele dou ro i cu dantur frontal , cu numere de din i diferite dar cu acela i diametru mediu, sunt a ezate cu danturile fa în fa la o distan mai mare decât în limea din ilor.

Prin montarea generatorului de unde (1), care este executat sub forma unui disc prev zut cu o canelur circular în care sunt amplasate corpurile de rostogolire, se va produce deformarea în direc ia axial a ro ii flexibile, astfel încât dantura acesteia va fi forat s intre în angrenare cu dantura ro ii rigide, în zonele deformate. Marele dezavantaj al acestei transmisii const în încrcarea suplimentar a lag relor axiale datorit aciunii for elor axiale de deformare.

În fig. 2.7, b, este prezentat schema structural a transmisiei armonice din ate tronconice, care este o variant intermediar între transmisia armonic din at cilindric i cea frontal .

d). Dup num rul zonelor de contact (egal cu num rul undelor de deformare) a ro ii din ate flexibile, deosebim:

- transmisia armonic din at cu o zon de contact (fig. 2.8, a, b);
- transmisia armonic din at cu dou zone de contact (fig. 2.8, c);
- transmisia armonic din at cu trei zone de contact (fig. 2.8, d).



**Fig. 2.8. Tipuri de transmisii armonice din ate,
dup num rul zonelor de contact**

Transmisia armonic din at cu o und de deformare (fig. 2.8, a, b) prezint avantajul c realizeaz cel mai mare raport de transmitere, astfel pentru un num r de unde de deformare $n_u = 1$ se ob ine: $i_{12}^{(3)} = z_2$. Dezavantajul acestei transmisii const în faptul c generatorul de unde (1) nu este echilibrat dinamic.

Pentru realizarea unei echilibr ri dinamice pariale se poate aduga o mas pe generatorul de unde în partea diametral opus zonei de contact (fig. 2.8, a) sau se poate utiliza varianta unui generator de unde cu dou discuri excentrice.

Discurile sunt montate cu excentricit i diferite ($e_1 > e_2$), astfel încât discul cu excentricitatea mai mare e_1 va deforma roat din at flexibil (2) i va asigura angrenarea acesteia cu roat din at rigid fix (3). Cel lalt disc cu excentricitate e_2 va deforma pu in roata din at flexibil , astfel încât s r mân un joc j între vârfurile din ilor ro ii flexibile i a celei rigide.

Transmisia armonic din at cu dou unde de deformare (fig. 2.8, c) cunoa te o larg r spândire în practic datorit avantajelor dinamice pe care le prezint i anume, încrcri simetrice i durabilitate m rit .

Transmisia armonic din at cu trei unde de deformare (fig. 2.8, d) este un sistem mai echilibrat, prin dispunerea celor trei bra e ale generatorului la un unghi de 120° . Aceast variant are totu i o utilizare mai restrâns , recomandându-se cu precdere la gabarite mari, deoarece crete frecven a solicit rilor la oboseal a ro ii din ate flexibile, mic orându-i se astfel durabilitatea.

e). Dup pozi ia ro ii din ate flexibile în cadrul transmisiei, deosebim:

- transmisia armonic cu roat din at flexibil interioar (2 - fig. 2.2);
- transmisia armonic cu roat din at flexibil exterioar (2 - fig. 2.9, a);
- transmisia armonic cu dou ro i din ate flexibile, una interioar (2) i celalalt exterioar (3 - fig. 2.9, b).

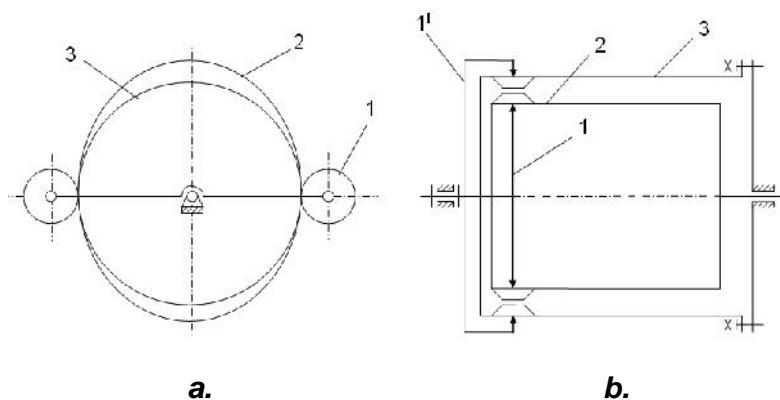


Fig. 2.9. Tipuri de transmisii armonice din ate, dup pozi ia de montaj a ro ii flexibile

B. Dup tipul generatorului de unde, acestea se pot clasifica astfel:

a). Dup natura ac ion ri generatorului de unde, deosebim:

- generator cu ac ionare mecanic (fig. 2.8; fig. 2.10, a, b, c, e);

- generator cu ac ionare hidromecanic (fig. 2.10, d, f, g);
- generator cu ac ionare pneumatic (fig. 2.10, d, f, g);
- generator cu ac ionare electromagnetic (fig. 2.10, h).

În construc ia transmisiilor armonice din ate cele mai utilizate generatoare sunt cele cu ac ionare mecanic , datorit simplit ii constructive i a execu iei relativ u oare a acestora.

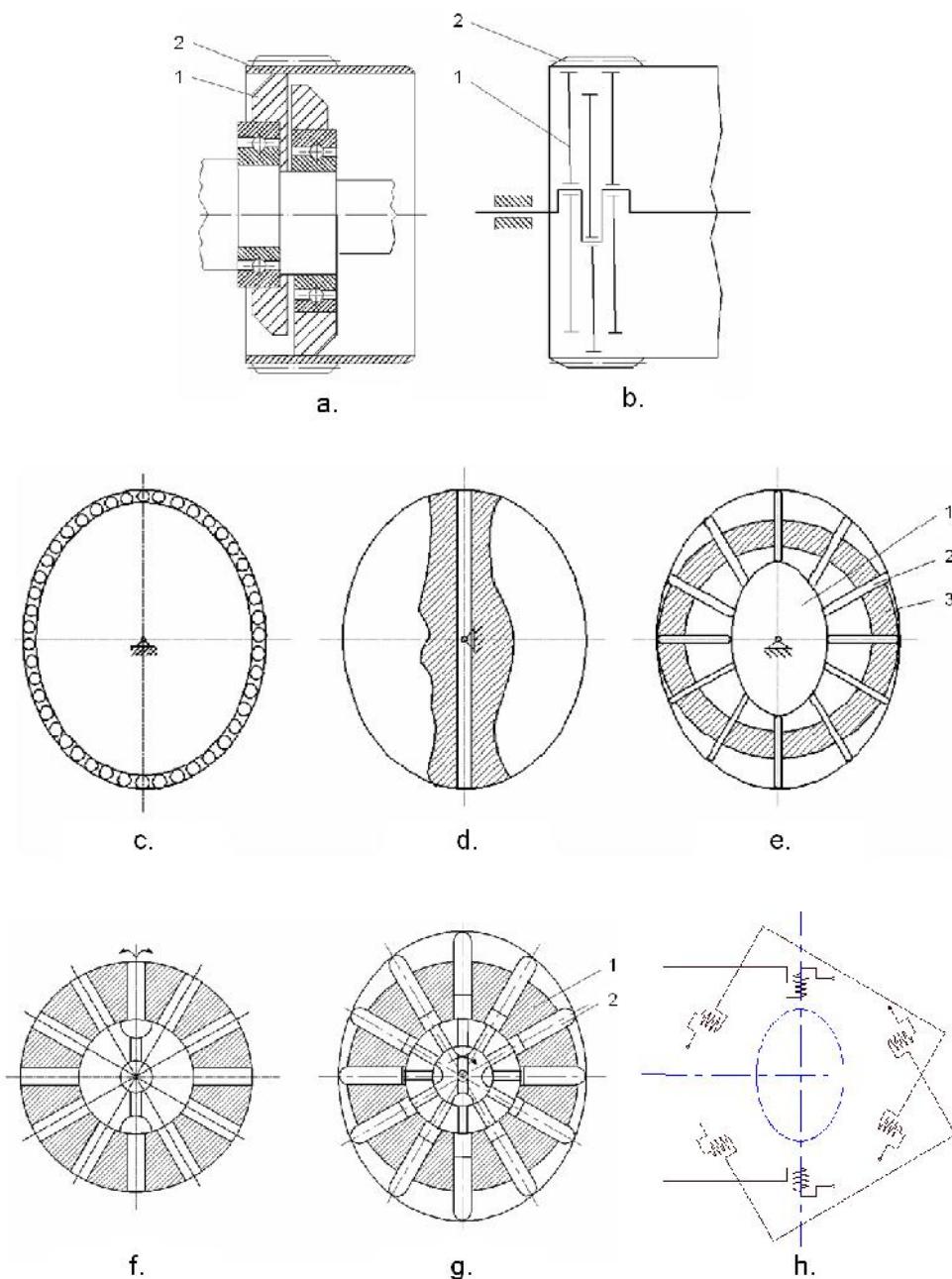


Fig. 2.10. Tipuri constructive de generatoare de unde

b). Dup num rul de bra e, generatoarele cu ac ionare mecanic pot fi:

- generator cu un singur bra (fig. 2.8, a, b);
- generator cu dou bra e (fig. 2.8, c);
- generator cu trei bra e (fig. 2.8, d).

c). Dup modul de realizare a leg turii între arborele generatorului de unde i roat din at flexibil , exist :

- generator cu rulmen i radiali, cu bile sau cu role (fig. 2.8, c, d);
- generator cu discuri montate cu excentricitate (fig. 2.10, a, b);
- generator cu cam (fig. 2.10, c, d, e).

În fig. 2.10, a, b, sunt prezentate dou variante constructive de generator de unde cu discuri mari montate cu o anumit excentricitate, care permit ob inerea unor randamente mecanice mai mari decât în cazul utiliz rii rulmen ilor radiali.

Varianta din fig. 2.10, a, prezint dezavantajul c sistemul nu este perfect echilibrat dinamic, deoarece discurile (1) deformeaz roata din at flexibil (2) în plane diferite, provocând astfel o deformare ie asimetric a acesteia.

În cazul generatorului de unde cu trei discuri excentrice (fig. 2.10, b) se mic oreaz dezechilibrul dinamic i se îmbun t e te deformarea ro ii flexibile în sensul unor solicit ri mai simetrice, dar cre te în schimb gabaritul axial.

Marele dezavantaj al generatoarelor de unde cu role (rulmen i) sau cu discuri excentrice const în faptul c acestea permit deformarea ro ii din ate flexibile numai dup arcuri de cerc, în zona limitat de contact a acesteia cu rola sau cu discul excentric. În afara zonelor de contact, pot ap rea deformarea libere i necontrolate ale ro ii din ate flexibile, care pot avea consecin e nefavorabile asupra durabilit ii acesteia i a capaci i portante a transmisiei, ca urmare a cre terii tensiunilor din corpul ro ii flexibile. Acest inconvenient se poate înlatura, în totalitate, prin utilizarea generatoarelor de unde de tip cam (fig. 2.10, c, d, e), care prezint avantajul c pot realiza curbe de deformare a ro ii din ate flexibile dup dorin , prin alegerea convenabil a profilului camei.

În cazul acestor generatoare, suprafa a interioar a ro ii din ate flexibile se afl în contact permanent de-a lungul întregului profil al camei, neexistând zone de deformare ie liber a ro ii flexibile. Acest lucru are efect favorabil asupra st rii de tensiune din roat flexibil deformat , i implicit asupra capaci i portante i a durabilit ii transmisiei.

Generatoarele de unde de tip cam pot avea diferite forme constructive, [66, 116]. În fig. 2.10, c, s-a prezentat un generator de unde cu cam , la care între cam și roat din at flexibil s-a montat un rulment flexibil special, în scopul asigurării rostogolirii pure între acestea. Cele două inele ale rulmentului au perechi subiri, cel interior se montează presat pe cam și rămâne fix în timpul funcționării transmisiiei, iar cel exterior se deformăzează odată cu roata din at flexibil .

În fig. 2.10, d, s-a prezentat un generator de unde de tip cam , la care contactul între cam și roat din at flexibil se realizează prin frecare lichid , prin intermediul unui film subire de ulei format prin introducerea uleiului sub presiune, în vederea evitării gripării. În cazul generatorului de unde prezentat în fig. 2.10, e, deformările flexibile se realizează prin modificarea pozițiilor pistoanelor (2), care sunt acționate de cam (1) și distanțate prin intermediul separatorului (3).

La generatoarele cu acționare hidrodinamică , deformările flexibile se poate realiza direct sub acțiunea presiunii agentului fluid (fig. 2.10, f), sau prin intermediul pistoanelor (2) acționate de fluidul aflat sub presiune, ca urmare a rotirii unui distribuitor amplasat central (fig. 2.10, g). Aceste generatoare se caracterizează prin momente de inerție mici și randamente mai scăzute, datorit consumului energetic necesar atât pentru acționarea arborelui de intrare cât și pentru realizarea presiunii de lucru a fluidului.

Generatoarele cu acționare pneumatică au același principiu de funcționare ca și generatoarele hidromecanice, cu deosebirea că pentru realizarea deformării din at flexibile se utilizează aerul comprimat.

În fig. 2.10, h, s-a prezentat varianta unui generator de unde, la care deformările flexibile se realizează cu ajutorul unor electromagnete , care sunt dispuse radial pe conturul exterior al roții și sunt fixate la carcasa transmisiiei. Electromagnetele sunt conectate în serie și sunt amplasate diametral opuse funcționării simultan. Astfel, prin conectarea la curent a celor doi electromagnete și situația diametral opusă se va provoca atragerea roții din at flexibile către miezurile electromagnetelor, iar prin conectarea și deconectarea succesivă a bobinelor se va produce propagarea deformării pe periferia roții din at flexibile.

Acest tip de generator de unde prezintă o construcție compactă , produce deformări mici ale roții din at flexibile fără există frecarea între elementele componente și se recomandă utilizarea transmiterea puterilor mici.

d). Dup natura frec rii existente în cupla cinematic generator de unde – roat din at flexibil , avem:

- generator cu frecare de rostogolire (fig. 2.8, a, b, c, d);
- generator cu frecare de alunecare (fig. 2.10, c);
- generator cu frecare combinat (alunecare și rostogolire, fig. 2.10, a, b);
- generator fără frecare (fig. 2.10, h).

e). Dup tipul deforma ie produse elementului flexibil, deosebim:

- generator cu forma geometrică a roii din ate flexibile, distingem:
- roii cilindrice:

- cilindru deschis la ambele capete (fig. 2.11, a, b);
- cilindru închis la un capăt cu un disc plan (fig. 2.11, c);
- cilindru închis la un capăt cu semisferă (fig. 2.11, d);
- cilindru racordat la alt cilindru concentric, printr-o suprafa semitoroidală (fig. 2.11, e);
- cilindru racordat la ambele capete la discuri inelare, prin suprafete toroidale (fig. 2.11, f);
- cilindru închis la un capăt cu o suprafa toroidală, la care se-a racordat un disc plan (fig. 2.11, g);
- roii plane (denumite și frontale; fig. 2.11, h);
- roii tronconice, închise la un capăt cu un disc plan (fig. 2.11, i).

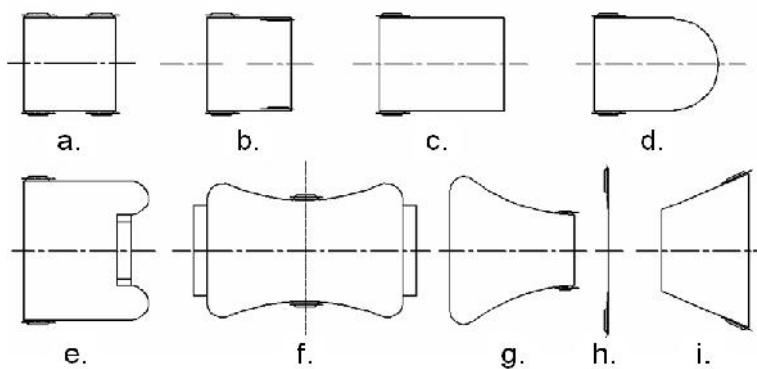


Fig. 2.11. Tipuri constructive de roii din ate flexibile

În general, forma i dimensiunile geometrice ale unei ro i din ate flexible influen eaz considerabil geometria ro ii deformate, starea de tensiune, capacitatea portant i durabilitatea acestia. S-a constatat îns , c rezultatele studiilor acestor probleme stabilite pentru un tip de roat din at flexibil de o anumit form geometric nu pot fi extrapolate i la alte tipuri de ro i flexibile de alt form .

b). Dup modul de cuplare a ro ii din ate flexible cu arborele de ie ire al transmisiei, deosebim:

- cuplarea rigid (prin seraj – fig. 2.12, a; prin sudur – fig. 2.12, b, c; cu uruburi – fig. 2.12, e i prin cuplaj din at, f r joc – fig. 2.12, d);
- cuplarea mobil (prin danturi – fig. 2.13, a, b; prin tifturi – fig. 2.13, c i prin lamele – fig. 2.13, d).

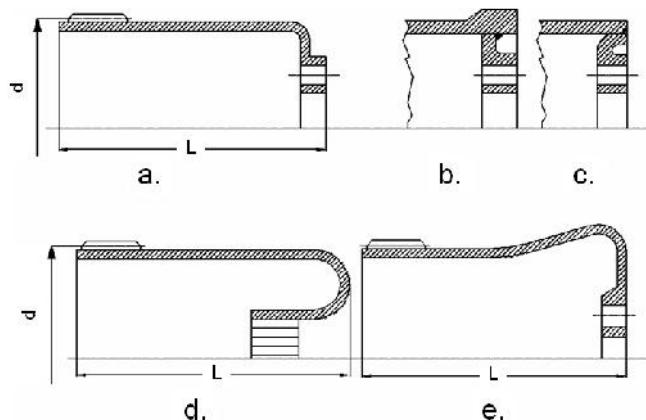


Fig. 2.12. Tipuri de cuplări rigide ale roii din ate flexible

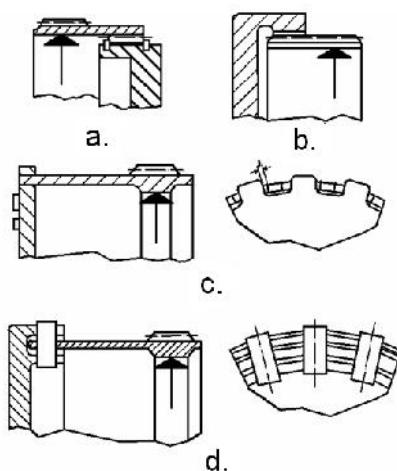


Fig. 2.13. Tipuri de cuplări mobile ale roii din ate flexible

Modul de cuplare a ro ii din ate flexible cu arborele de ie ire al transmisiei armonice din ate influen eaz , în mare m sur , parametrii constructivi i func ionali ai transmisiei respective.

În cazul cupl rii rigide a ro ii din ate flexible (fig. 2.12) se recomand ca lungimea acesteia (L) s fie corespunz toare în raport cu diametrul s u (d), adic : $L/d = 0,8...1,1$; [3, 116], deoarece sunt limitate atât deplas rile axiale cât i cele radiale. Acest mod de cuplare este avantajos din punct de vedere al deforma iilor, a stabilit ii i al randamentului transmisiei.

Cuplarea mobil a ro ii din ate flexible (fig. 2.13) permite deplas ri axiale i radiale, iar lungimea ro ii se recomand a fi mai mic decât în cazul îmbin rii rigide, i anume: $L/d = 0,3...0,4$; [3, 116].

Transmisiile armonice din ate care con in ro i din ate flexible scurte (cuplate mobil) au randament mecanic mai sc zut decât cele cu ro i din ate flexible lungi (cuplate rigid), dar în schimb au avantajul unui gabarit longitudinal mai redus.

c). Dup natura materialului ro ii din ate flexible, avem:

- ro i din ate flexible metalice (din o el);
- ro i din ate flexible nemetalice (din material plastic).

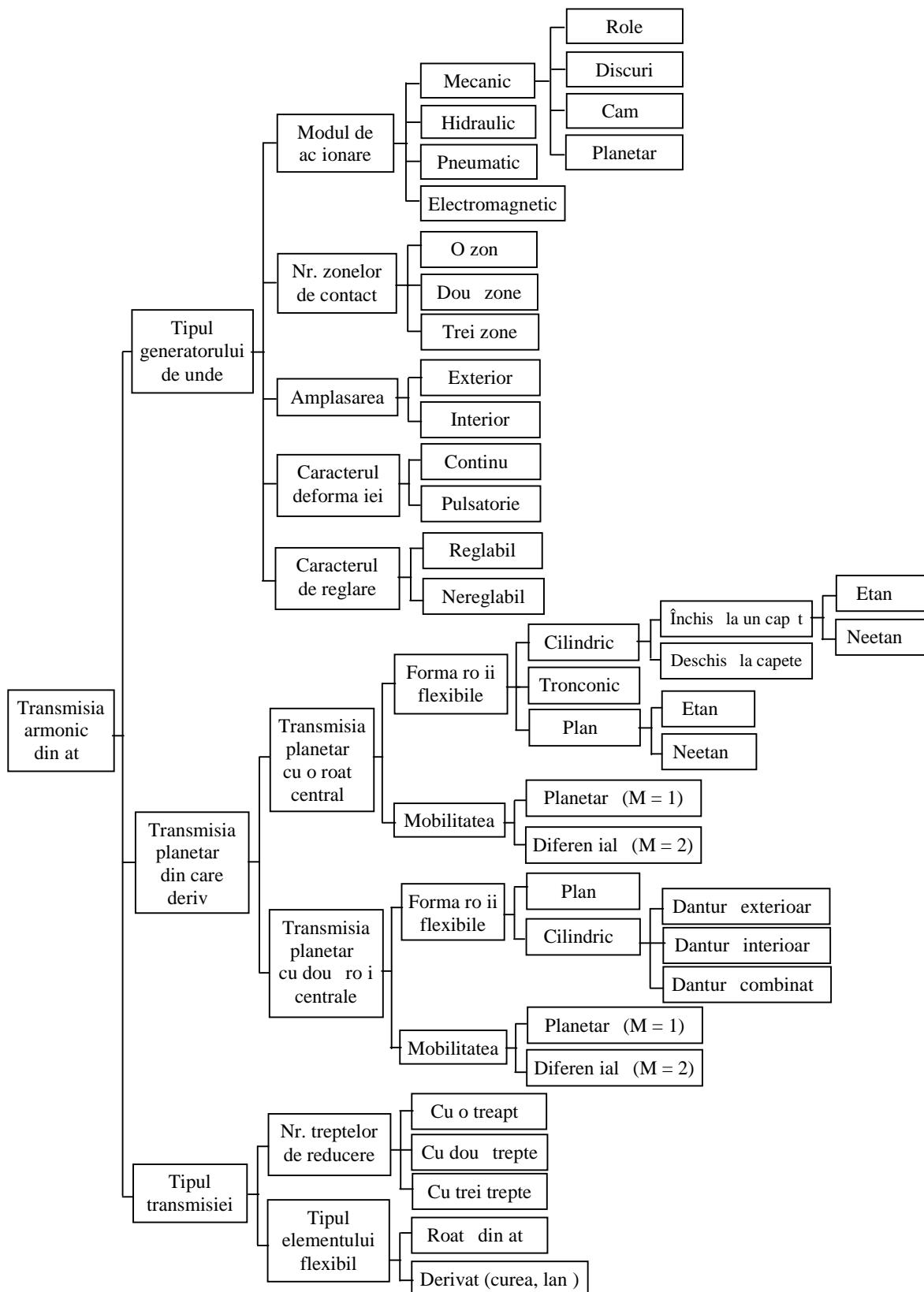
O elurile folosite la construc ia ro ilor din ate flexible trebuie s fie caracterizate prin rezisten ridicat la oboseal prin încovoiere, sensibilitatea redus la concentratori de tensiune i limit de elasticitate ridicat , iar ro ile din ate flexible fabricate din materiale plastice se folosesc în general la transmisii cinematice de puteri foarte mici.

d). Dup posibilit i de etan are, deosebim urm toarele tipuri de ro i:

- ro i din ate flexible f r etan are;
- ro i din ate flexible cu etan are (fig. 2.11, f).

Transmisia armonic din at etan se deosebe te esen ial de toate celealte transmisi prin faptul c roata din at flexible prin construc ia ei asig o etan are perfect între dou medii ermetic separate i are o lungime dubl fa de ro ile din ate flexible cu îmbinare rigid , [3, 6, 22, 77].

În fig. 2.14 se prezint sintetic o clasificare original a transmisiilor armonice din ate pe baza unor criterii generale, precum i a unor noi criterii specifici, [61].

**Fig. 2.14. Clasificarea transmisiilor armonice din ate**

2.2. Cinematica i geometria transmisiilor armonice din ate

2.2.1. Raportul de transmitere al transmisiilor armonice din ate

Analogia transmisiei planetare – transmisia armonic din ate permite extinderea modului de simbolizare utilizat la transmisiile planetare i în cazul transmisiilor armonice din ate, prin admiterea următoarelor notări: G – generator de unde, F – roata din ate flexibil i R – roata din ate rigid. Astfel, simbolul unei transmisiile armonice din ate va cuprinde un număr care va indica numărul de roți din ate rigide, care va fi urmat de literalele R, F i G.

În cazul transmisiilor armonice din ate simple cu generatorul de unde interior (fig. 2.15, a) sau exterior (fig. 2.15, b), respectiv a transmisiiei armonice frontale (fig. 2.15, c) se utilizează simbolizarea R-F-G, deoarece numărul de roți din ate rigide este egal cu 1.

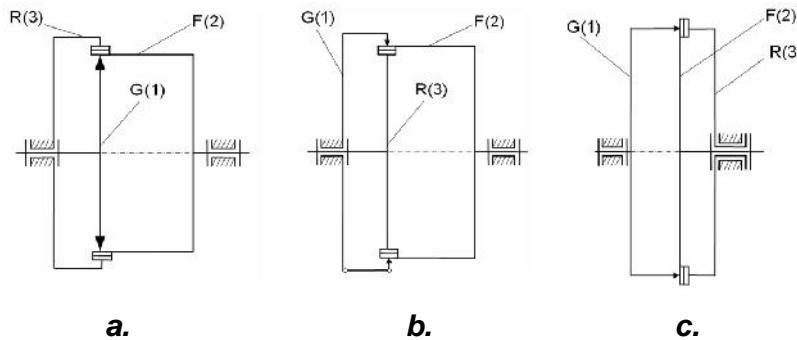


Fig. 2.15. Scheme structurale ale transmisiilor armonice din ate de tip R-F-G

În fig. 2.16 sunt prezentate schemele structurale ale transmisiilor armonice din ate de tipul 2R-F-G, iar în fig. 2.17 cele ale transmisiilor armonice din ate de tipul 3R-F-G.

Asemănarea schemelor structurale ale transmisiilor armonice din ate cu cele ale transmisiilor planetare din care derivă permite utilizarea acestora i relații cinematice pentru determinarea rapoartelor de transmitere ale transmisiilor armonice.

Astfel, raportul de transmitere al transmisiilor armonice din ate de tipul R-F-G (fig. 2.15, a, b, c) este acela i cu cel al mecanismelor planetare din care au derivat, adică :

$$i_{GF}^{(R)} = \frac{1}{1 - i_{FR}^{(G)}}; \quad i_{GR}^{(F)} = \frac{1}{1 - i_{RF}^{(G)}} \quad (2.1)$$

Indicele superior indică care dintre elemente este fix, iar primul indice inferior arată care este elementul conductor, respectiv cel de al doilea indice inferior arată care este elementul condus.

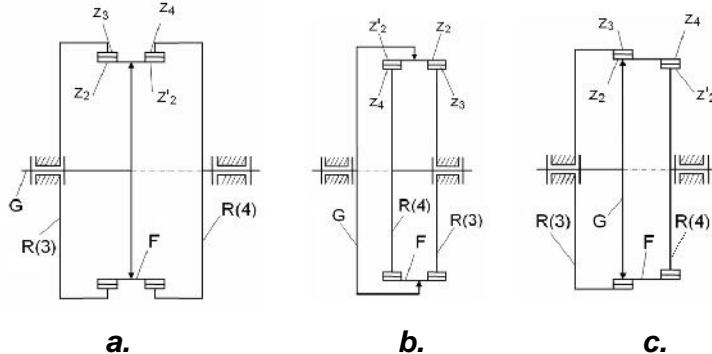


Fig. 2.16. Scheme structurale ale transmisiiilor armonice din ate tip 2R-F-G

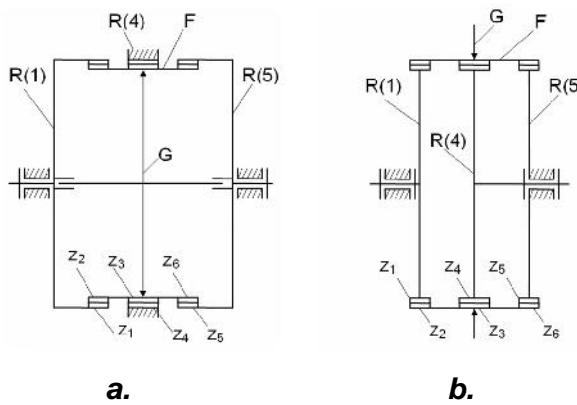


Fig. 2.17. Scheme structurale ale transmisiiilor armonice din ate tip 3R-F-G

În funcie de rolul funcional îndeplinit de fiecare element component al transmisiei armonice din ate de tip R-F-G sunt posibile de realizat ase variante constructive, acoraraporte de transmitere sunt diferite, [3, 46]:

$$\begin{aligned} i_{12}^{(3)} &= \frac{Z_2}{Z_2 - Z_3}; \quad i_{21}^{(3)} = \frac{Z_2 - Z_3}{Z_2} \\ i_{13}^{(2)} &= \frac{Z_3}{Z_3 - Z_2}; \quad i_{31}^{(2)} = \frac{Z_3 - Z_2}{Z_3} \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$i_{23}^{(1)} = \frac{z_3}{z_2}; \quad i_{32}^{(1)} = \frac{z_2}{z_3} \quad (2.2)$$

unde: z_2 și z_3 reprezint numerele de dină ale celor două roți din ate, flexibil respectiv rigid.

Pentru transmisiile armonice dină de tip 2R-F-G (fig. 2.16, a, b, c), respectiv de tip 3R-F-G (fig. 2.17, a, b), rapoartele de transmitere ale acestora se determină cu ajutorul relațiilor (2.3), respectiv (2.4):

$$i_{14}^{(3)} = \frac{1}{1 - 1/i_{34}^{(1)}} = \frac{1}{1 - (z'_2 \cdot z_3)/(z_2 \cdot z_4)} \quad (2.3)$$

$$i_{15}^{(4)} = \frac{1 - i_{14}^{(4)}}{1 - i_{54}^{(4)}} = \frac{1 - (z_4 \cdot z_2)/(z_3 \cdot z_1)}{1 - (z_4 \cdot z_6)/(z_3 \cdot z_5)} \quad (2.4)$$

Raportul de transmitere al transmisiei armonice dină cu generator de unde de tip planetar (fig. 2.3) va fi:

$$i_{13}^{(4)} = \left(1 + \frac{z'_3 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \right) \cdot \left(\frac{z_3}{z_3 - z_4} \right) \quad (2.5)$$

Din analiza relațiilor de calcul al raportului de transmitere se observă că în cazul transmisiilor armonice dină de tip 2R-F-G și 3R-F-G se pot obține rapoarte de transmitere de valori mult mai mari ($i = 300\dots6.000$) față de cele ale transmisiilor armonice dină de tip R-F-G.

În cazul transmisiilor armonice dină cu generator planetar, raportul de transmitere total se obține ca produsul dintr-un factor care cuprinde efectul transmisiei planetare și factorul care reprezintă raportul de reducere al unei transmisiuni armonice R-F-G. Se pot obține astfel valori mari ale rapoartelor de transmitere ($i = 200\dots3.000$), în comparație cu cele ale transmisiilor armonice R-F-G ($i = 60\dots400$).

2.2.2. Geometria transmisiilor armonice dină

În literatura de specialitate, numeroasele lucrări [28, 29, 82, 83, 88, 146, 153] au evidențiat, pe cale grafic sau analitic, faptul că condițiile de angrenare între roată dină flexibil și cea rigidă sunt determinate în principal, de doi factori și

anume: geometria danturii și forma curbei de deformare a roii din ate flexibile (care își ea se modifică la rândul său în funcție de încarcarea, respective de jocurile existente între elementele transmisiei).

În general, danturile roile flexibile ale transmisiilor armonice din ate se materializează cu module mici, iar dinii au dimensiuni foarte mici în raport cu dimensiunile roii și pot fi considerate nedeformabile și încastrate în corpul acesteia, care la rândul său se deformează.

Din analiza procesului de angrenare din transmisia armonică din at [3, 28, 82, 83, 88, 101], a rezultat că profilul optim al dinilor este cel rectiliniar, când dintele are în secțiunea transversală formă triunghiulară (fig. 2.18).

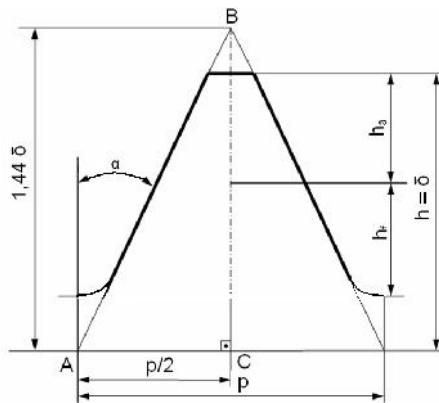


Fig. 2.18. Profilul rectiliniar al dintelui roii flexibile

Se observă că înălțimea maximă teoretică a dintelui roii flexibile poate fi:

$$h_{\max} = 1,44 \cdot u, \quad (2.6)$$

unde: δ – reprezintă deformarea elastică diametrală a roii flexibile, ($\delta = k \cdot m \cdot n_u$);

m – modulul danturii; n_u – numărul undelor de deformare, $k = 1, 2, 3, \dots$

De regulă, înălțimea dintelui real se ia ca fiind egală cu valoarea deformării elastice diametrale a roii din ate flexibile ($h = \delta$), în vederea asigurării jocurilor radiale și de flanc necesare.

Unghiul de profil α al dintelui se determină din triunghiul dreptunghic ΔABC , (fig. 2.18):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\overline{AC}}{\overline{BC}} = \frac{p}{2 \cdot 1,44 \cdot u} = \frac{p}{2,88 \cdot k \cdot m \cdot n_u} = \frac{f}{2,88 \cdot n_u} \quad (2.7)$$

Pentru cazul optim (când $k = 1$), cel al transmisiilor armonice din ate cu generator cu dou unde ($n_u = 2$), conform relaiei (2.7) se obine: $\alpha = 28^\circ 36'31''$.

Practic, se adopt ca unghiul de profil al din ilor ro ii rigide să fie egal cu α , ($\alpha_3 = \alpha$), iar cel al din ilor ro ii flexibile se ia ceva mai mare pentru a compensa influen a deforma ie ior ro ii flexibile în zona de angrenare, adic : $\alpha_2 = \alpha + \Delta\alpha$.

M rimea $\Delta\alpha$, cu care se m re te valoarea unghiului de profil α , se determin cu relaia, [3]:

$$\operatorname{tg} \Delta\alpha = \frac{1,44 \cdot u}{f \cdot d_3 / 2 \cdot n_u} = \frac{2,88 \cdot k \cdot m \cdot n_u^2}{d_3}, \quad (2.8)$$

unde: d_3 – este diametrul de divizare al ro ii din ate rigide.

Pentru cazul frecvent, al transmisiilor armonice din ate cu generator cu dou unde (când: $k = 1$; $n_u = 2$), se obine: $\Delta\alpha = \arctg(3,66693 \cdot m/d_3)$, iar practic se adopt : $\Delta\alpha = (1\dots1,5)^\circ$.

În tabelul 2.1 sunt date relaile de calcul ale principalelor elemente geometrice ale danturii cu profil rectiliniar, iar calculul geometric integral al transmisiei armonice din ate cu profil rectiliniar se recomand să se efectueze conform algoritmului prezentat în lucr rile [3, 46].

Tabelul 2.1. Calculul geometric al danturii cu profil rectiliniar

Nr crt.	Denumirea elementului geometric	Simbolul i.u.m.	Relaia de calcul
1.	Pasul danturii	p [mm]	$p = f \cdot m = f \cdot u / k \cdot n_u$
2.	În limea capului dintelui	h_a [mm]	$h_a = 7 \cdot k \cdot m \cdot n_u / 16$
3.	În limea piciorului dintelui	h_f [mm]	$h_f = 9 \cdot k \cdot m \cdot n_u / 16$
4.	În limea dintelui	h [mm]	$h = h_a + h_f = k \cdot m \cdot n_u$
5.	Diametrul de divizare al ro ii flexibile	d_2 [mm]	$d_2 = m \cdot z_2$
6.	Diametrul de cap al ro ii flexibile	d_{a2} [mm]	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a$
7.	Diametrul de picior al ro ii flexibile	d_{f2} [mm]	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f$
8.	Diametrul de divizare al ro ii rigide	d_3 [mm]	$d_3 = m \cdot z_3$
9.	Diametrul de cap al ro ii rigide	d_{a3} [mm]	$d_{a3} = d_3 - 2 \cdot h_a$
10.	Diametrul de picior al ro ii rigide	d_{f3} [mm]	$d_{f3} = d_3 + 2 \cdot h_f$

În general, danturarea ro ilor din ate cu profil rectiliniar al transmisiilor armonice ridic anumite probleme tehnologice [88, 112, 113]. Astfel, dac roile din ate se realizeaz prin a chiere prin utilizarea metodei diviz rii se constat c dimensi-

unile din ilor prelucra i nu sunt uniforme, ca urmare a uzurii t i urilor sculei a chietoare, iar în cazul folosirii metodei rostogolirii se necesit scule profilate special, care sunt destul de costisitoare [100, 116].

Pe baza acestor considerente, când modulul danturii i în limea din ilor sunt mici, se poate înlocui profilul rectiliniar al din ilor cu un profil evolventic deplasat, care se prelucrează cu scule standard de danturat ro i din ate cilindrice, cu profil evolventic.

Pentru proiectarea unei transmisii armonice cu ro i din ate evolventice, f r joc de flanc, se utilizează rela iile de calcul geometric i recomand rile valabile pentru angrenajul cilindric evolventic, interior, cu din i drepti, [3].

În tabelul 2.2 sunt date rela iile de calcul pentru diametrele ro ilor din ate cu profil evolventic deplasat, ale transmisiilor armonice, în func ie de principali parametri ai profilului de referin , [3, 88]: unghiul profilului, $\alpha_0 = 20^\circ$ (30°); coeficientul în limii capului dintelui de referin , $h_{0a}^* = 1$ (0,8) i coeficientul jocului radial de referin , $c_0^* = 0,25$ (0,2).

Tabelul 2.2. Calculul diametrelor ro ilor evolventice deplasate

Nr. crt.	Denumirea diametrului	Simbolul i u.m.	Rela ia de calcul
1.	Diametrul de picior al ro ii flexibile	d_{f2} [mm]	$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2 \cdot h_{0a}^* - 2 \cdot c_0^* + 2 \cdot x_2)$
2.	Diametrul de cap al ro ii flexibile	d_{a2} [mm]	$d_{a2} = d_{f2} + 3,5 \cdot m$
3.	Diametrul de picior al ro ii rigide	d_{f3} [mm]	$d_{f3} = d_{a2} + 2,3 \cdot m$ - ptr. $r_0 = 20^\circ$ $d_{f3} = d_{a2} + 2,047 \cdot m$ - ptr. $r_0 = 30^\circ$
4.	Diametrul de cap al ro ii rigide	d_{a3} [mm]	$d_{a3} = d_{f2} + 2,45 \cdot m$ - ptr. $r_0 = 20^\circ$ $d_{a3} = d_{f2} + 1,1805 \cdot m$ - ptr. $r_0 = 30^\circ$

Deplas rile specifice de profil x_2 i x_3 ale danturilor ro ilor, flexibil i rigid , se recomand s se adopte astfel, [3]:

- pentru unghiul de profil, $\alpha_0 = 20^\circ$: $x_2 = 2,15 + 0,009 \cdot z_2$; $x_3 = x_2 - 0,15$;
- pentru unghiul de profil, $\alpha_0 = 30^\circ$: $x_2 = 0,15$; $x_3 = 0$.

În afar geometriei danturilor ro ilor, condi iile de angrenare dintr-o transmisie armonic mai sunt influen ate i de forma deformat a ro ii din ate flexibile. De modul cum este deformat roat din at flexibil depind, în mare m sur , capacitatea portant , randamentul i durabilitatea transmisiei armonice.

Geometria ro ii din ate flexible deformatate este detreminat atât de forma i geometria generatorului de unde, cât i de m rimea deforma iilor suplimentare dezvoltate sub sarcin transmis .

Prin alegerea convenabil a tipului i a formei geometrice a generatorului de unde se pot realiza legi de deforma ie a ro ii din ate flexible conform cerin elor im-puse.

În practic , cele mai frecvent utilizate sunt generatoare de unde cu ac ionare mecanic , care pot asigura generarea destul de precis a legii de deforma ie a ro ii din ate flexible, deoarece deforma iile elastice ale generatorului de unde i ale ro ii din ate rigide sunt foarte reduse i pot fi neglijate.

În fig. 2.19 sunt prezentate schemele principalelor tipuri de generatoare de unde mecanice, folosite în construc ia transmisiilor armonice din ate: a – generator simplu, b,...,e – generatoare duble (b – cu dou role, c – cu dou discuri excentri-ce, d – cu patru role, e – cu cam), f – generator triplu.

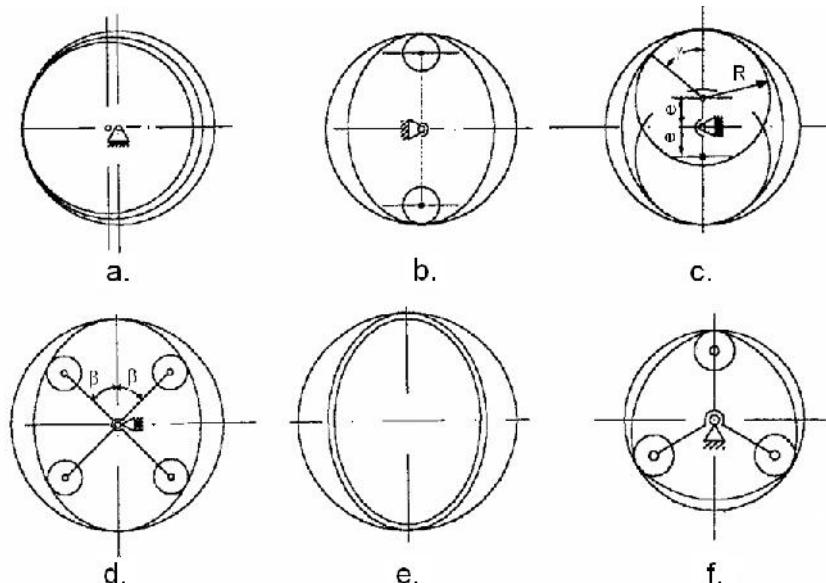


Fig. 2.19. Tipuri de generatoare de unde mecanice

În vederea ob inerii unei deform ri optime a ro ii din ate flexible, care s asigure o func ionare corespunztoare a transmisiei armonice, este necesar ca aceast s posede o serie de caracteristici, cum ar fi:

- rezisten m rit la solicitarea de oboseal prin încovoiere a peretelui ro ii din ate flexible, pentru cre terea durabilit ii acesteia;

- grosimea suficient de mic a peretelui ro ii flexible, pentru asigurarea unei elasticit i corespunz toare, care s permit deformarea u oar a ro ii;
- grosimea suficient de mare a peretelui ro ii flexible, pentru asigurarea unei rigidit i corespunz toare, care s nu permit aparitia deforma ilor libere ale peretelui ro ii flexible i s ofere totodat posibilitatea realiz rii ro ii prin procedee tehnologice clasice.

Pe lâng deformarea ro ii din ate flexible de ctre generatorul de unde, mai apar i deforma ii suplimentare, care sunt cauzate de transmiterea sarcinii.

Prin încrcarea transmisiei armonice [17, 18, 66, 88, 116], roat din at flexible se deformeaz neuniform pe lungime, provocând o înclinare a din ilor, care va avea ca efect o încrcare neuniform a ro ii flexible pe circumferin (fig. 2.20, a; F_t – for a tangen ial în zona de angrenare, q – for a distribuit în zona de cuplare), respectiv o modificare a jocurilor radiale între elementele transmisiei, generator de unde – roat din at flexible – roat din at rigid (fig. 2.20, b; F_{FR} – reac iunea ro ii flexible asupra ro ii rigide, F_{FG} – reac iunea ro ii flexible asupra generatorului de unde).

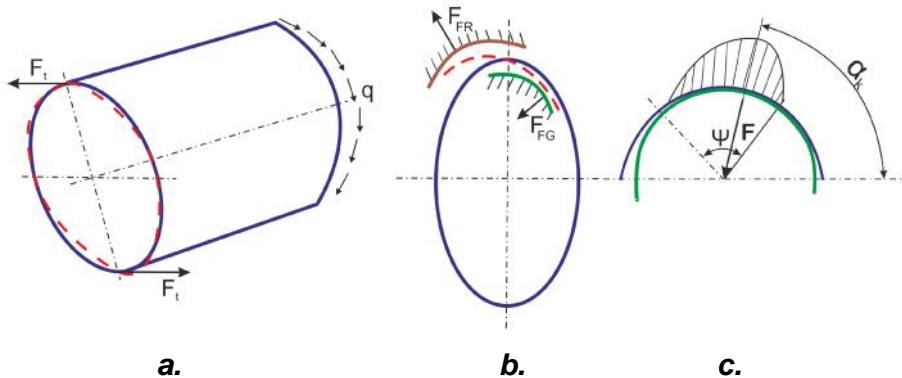


Fig. 2.20. Deformarea ro ii din ate flexible sub sarcin

Influen a jocurilor radiale i a reparti iei neuniforme a sarcinii asupra geometriei ro ii din ate flexible scade foarte mult în cazul utiliz rii generatorului de unde cu cam , care asigur materializarea întregului contur al ro ii flexible conform profilului camei.

De asemenea, s-a constatat c la cre terea încrcare transmisiei armonice se m re te valoarea unghiului ψ de înfurare a ro ii din ate flexible pe generatorul de unde (fig. 2.20, c), iar unghiul de presiune α_k se mic oreaz , [88, 116].

Studiul angren rii armonice i analiza legilor de deformare ale ro lii din ate flexibile, pentru cazul concret al transmisiei armonice din ate duble cercetate, sunt prezentate pe larg în capitolul 4.

2.3. Cinetostatica i dinamica transmisiilor armonice din ate

2.3.1. Cinetostatica transmisiilor armonice din ate

Solicit rile la care sunt supuse elementele transmisiilor armonice din ate sunt deosebit de complexe, datorit suprapunerii aciunilor a unui num r mare de for e (motoare, de rezisten util , elastice, de frecare, de iner ie i reac iunile din cuplile cinematice).

În cadrul analizei cinetostatice a transmisiei armonice din ate se enumer doar for ele care acioneaz asupra principalelor elemente ale sale, deoarece determinarea exact a acestor for e depinde în mare m sur de specificul fiec rei variante constructive.

For ele care acioneaz asupra generatorului de unde sunt:

- for e radiale de deformare elastic , cauzate de montarea for at a generatorului de unde;
- reac iunea radial a ro lii din ate flexibile asupra generatorului de unde, datorit transmiterii momentului de torsiune;
- for e de frecare din cupla cinematic generator de unde – roat din at flexibil , precum i cele din cupluri cinematice de rotatie ale generatorului;
- for e de iner ie, datorit rotirii neuniforme a generatorului de unde.

Asupra ro lii din ate flexibile acioneaz urm toarele for e:

- for e elastice de deformare, din partea generatorului de unde;
- for e din angrenare (radial i tangential), datorit interac iunii din ilor ro lii flexibile i cei ai ro lii rigide, sub sarcin ;
- for e de frecare (de alunecare i de rostogolire) dintre generator de unde i roat flexibil , precum i cele datorate angren rii for ate între roata din at flexibil i roata din at rigid ;
- for a axial suplimentar , în cazul ro ilor flexibile lungi;
- for e de iner ie, datorit rotirii ro lii din ate flexibile.

Asupra ro ii din ate rigide ac ioneaz urm toarele for e:

- for e din angrenare cu roat din at flexibil (radial i tangen ial);
- for e de frecare, datorit alunec rii flancurilor din ilor angrena i.

Analiza acestor for e devine dificil , dac se ine seam c ele variaz (ca m rime i direc ie) în timpul func ion rii sub sarcin a transmisiei armonice din ate. Mai mult, for ele din angrenare armonic sunt distribuite dup legi care sunt dificil de determinat, datorit num rului mare de factori de care depind: sarcin transmis , dimensiunea zonei de angrenare, parametrii geometrici de angrenare, jocurile din lan ul cinematic generator de unde – roat din at flexibil , rigiditatea elementelor transmisiei, precizia de execu ie a acestora etc.

În acest sens, cre te importan a alegerii unei legi adecvate de distribu ie a for elor care s fie cât mai apropiat de cea real sau, cel pu in a determin rii valori maxime a for ei i a pozi iei acesteia în raport cu axa generatorului de unde.

În fig. 2.21 sunt prezentate mai în detaliu for ele care ac ioneaz asupra ro ii din ate flexibile, elementul cel mai puternic solicitat al unei transmisii armonice, [77]. Astfel, în fig. 2.21, a s-a reprezentat interac iunea dintre un dintele al ro ii rigide i dintele conjugat al ro ii flexibile, iar în fig. 2.21, b s-a reprezentat interac iunea ro ii din ate flexibile cu generatorul de unde.

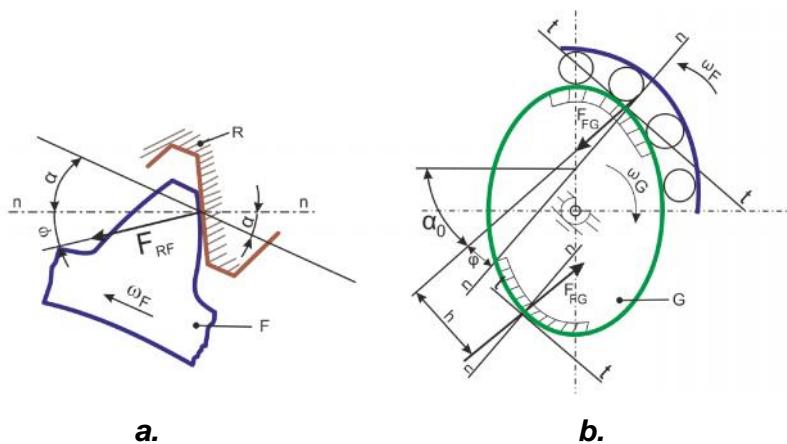


Fig. 2.21. Interac iunile ro ii din ate flexibile

Semnifica iile nota iilor folosite în fig. 2.21 sunt urm toarele: G – generator de unde, F – roata din at flexibil , R – roat din at rigid , ω_G , ω_F – viteza unghiular a generatorului, respectiv a ro ii flexibile, M_G , M_F – momentul de torsiune transmis de generatorul de unde, respectiv de roat flexibil , F_{RF} , F_{FG} – for a de reac iune

R-F, respectiv F-G, h – bra ul cuplului, α – unghi de angrenare, φ – unghi de frecare, α_0 – unghi de presiune al generatorului, n-n, t-t – normal comun , respectiv tangent comun .

S-a observat [77, 88], c atunci când transmisia func ionează în regim de reductor, for a F_{RF} formează cu linia de angrenare unghiul ($\alpha + \varphi$) în zona de intrare a din ilor în angrenare, respectiv ($\alpha - \varphi$) în zona de ie ire a din ilor din angrenare (fig. 2.21, a). De asemenea, s-a constatat c bra ul h al cuplului dat de for ele F_{FG} este mai mare atunci când transmisia func ionează în regim de reductor, iar m rimiile bra ului h i a for elor F_{FG} sunt influen ate i de interac iunea dintre roat din at flexibil i generatorul de unde.

Astfel, acela i moment de torsiune transmis poate fi realizat cu for e F_{FG} mari i bra ul h mic, în cazul unei deform ri limitate a ro ii flexibile, respectiv cu for e F_{FG} mici i bra ul h mare, în cazul unei deform ri extinse a ro ii flexibile.

Determinarea cât mai exact a acestor for e i a solicit rilor pe care le produc asupra elementelor transmisiei joac un rol foarte important în proiectare i realizarea de transmisii armonice din ate cât mai performante.

2.3.2. Starea de tensiune din roata din at flexibil

Pentru a determina starea de tensiune din elementele unei transmisii armonice din ate, precum i zonele în care tensiunile echivalente sunt maxime, este necesar mai întâi s se cunoasc st rile lor de deforma ie, cauzate de for ele care solicit aceste componente.

Studiile teoretice [65, 82, 88] i investiga iile experimentale [101, 109, 112, 113], efectuate în vederea determin rii st rii de tensiune din principalele elemente ale transmisiilor armonice din ate, au demonstrat c elementele cele mai puternic solicitate ale transmisiilor armonice din ate sunt roata din at flexibil i inelul exterior al rulmentului flexibil prin care se materializeaz cam .

Legea de deforma ie a suprafe ei cilindrice mediane a ro ii din ate flexibile depinde de tipul generatorului de unde, de form geometric a ro ii flexibile i de modul de îmbinare a ro ii flexibile cu arborele de ie ire sau cu elementul fix al transmisiei armonice din ate. Distrugerea ro ii din ate flexibile se realizeaz , fie ca urmare a apari iei i dezvolt rii unor fisuri în corpul acesteia, în lungul golurilor din-

tre din i, care conduc în final la ruperea acesteia prin oboseal , fie datorit curgerii plastice a materialului ro ii din ate flexible în zonele de contact cu generatorul de unde sau a uz rii excesive a din ilor.

La rândul s u, inelul exterior al rulmentului flexibil al generatorului de unde cu cam se distrugе prin oboseal , fie din cauza sarcinilor radiale de deformare i a celor dezvoltate în angrenajul armonic, fie ca urmare a cre terii considerabile a temperaturii pe suprafa a de contact cu roata flexibil .

Studiile detaliate privind starea de tensiune din roile din ate flexible de diferite forme constructive au fost prezentate pe larg în lucr rile [28, 66, 116], iar pentru rulmentul flexibil în lucr rile [28, 79, 88, 106].

Pentru eviden ierea solicit rilor la care este supus roata din at flexibil se consider distinct cele dou cazuri de func ionare ale transmisiei armonice:

- la mers în gol al transmisiei armonice din ate (transmisia neînc rcat) apar urm toarele solicit ri:
 - oboseal prin încovoiere a peretelui ro ii din ate flexible, datorit mont rii generatorului de unde;
 - presiunea de contact între generatorul de unde i roata flexibil ;
- la mers în sarcin a transmisiei armonice din ate (transmisia înc rcat) apar urm toarele solicit ri:
 - strivirea, încovoierea, compresiunea i forfecarea din ilor;
 - presiunea de contact între generatorul de unde i roata din at flexibil , datorit ac iunii for ei radiale din angrenare;
 - torsionarea corpului ro ii din ate flexible, datorit momentului de torsiune transmis;
 - încovoierea suplimentar a peretelui ro ii din ate flexible sub dantur , datorit ac iunii rolelor rulmentului flexibil al camei i ac iunii ex centrice a for elor din angrenare fa de fibr median

În fig. 2.22 sunt prezentate varia iile tensiunilor în roata din at flexibil în timpul unei rotatii a generatorului de unde, pentru cazul transmisiei armonice din ate cu un generator de unde dublu, caracterizat prin urm torii parametrii geometrii i dinamici: raport de transmitere, $i = 220$; modulul danturii, $m = 0,6 \text{ mm}$; forma ia elastic radial , $w_0 = 1,1 \text{ m}$; excentricitatea discurilor, $e = 4,23 \cdot w_0$ i moment de torsiune, $M_t = 8.400 \text{ N} \cdot \text{m}$, [88, 116].

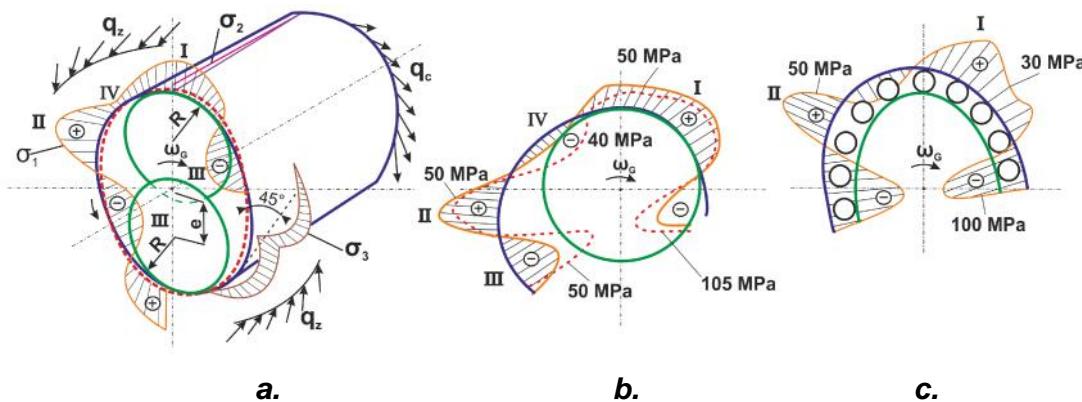


Fig. 2.22. Distribu ia tensiunilor în roata din at flexibil

Se observ din fig. 2.22, b, c diagrama de varia ie a tensiunilor din roata din at flexibil a transmisiei armonice cu generatorul de unde cu dou discuri ex centrice este aproximativ similar cu diagrama ob inut în cazul folosirii unui generator de unde de tip cam (fig. 2.22, c). Pe diagrama de varia ie a tensiunii periferice σ_1 (fig.2.22, a, se disting urm toarele zone: I – zona de înf urare a ro ii flexibile pe discurile generatorului, II – zona de ie ire a din ilor din angrenare, III – zona de deformare liber a ro ii flexibile i IV – zona în care roata flexibil are tendin a de dezdrode fa de forma impus de roata din at rigid [116].

Din analiza diagramei de varia ie a tensiunilor se constat c în zonele I i II tensiunile de pe suprafa a interioar a ro ii din ate flexibile sunt mai mici decât cele de pe suprafa a exterioar , tensiunile cele mai mari apar în zona de deformare li ber (III), iar cele mai mici apar în zona de înf urare pe generatorul de unde (I).

Se poate concluziona c starea de tensiune din roata din at flexibil este influen at de mai mul i factori, ca: parametrii geometrici ai generatorului de unde i ai danturilor ro ilor, geometria corpului ro ii flexibile, modul de imbinare a acestieia cu arborele, tura ia generatorului de unde, înc rcarea transmisiei etc.

2.3.3. Proiectarea transmisiilor armonice din ate

Metodologiile de proiectare ale transmisiiei armonice din ate de tipul R-F-G (fig. 2.2), elaborate i analizate de numero i autori [3, 14, 17, 28, 64, 66, 77, 78, 82, 88, 105, 116, 121], se diferen iaz între ele prin solicitarea critic pe baza c reia se predimensioneaz diametrul elementului caracteristic (de obicei roata din-

at flexibil), dar în schimb presupun parcurgerea acelora i etape, în urm toarea succesiune:

- predimensionarea transmisiei armonice;
- calculul geometric al transmisiei;
- proiectarea constructiv a transmisiei;
- verificarea transmisiei.

În urma analiz rii acestor metode de proiectare se pot eviden ia urm toarele cazuri distincte ale solicit rilor considerate critice:

- solicitarea de strivire între flancurile din ilor afla i în contact;
- solicitarea de oboseal prin încovoiere a ro ii din ate flexibile;
- solicitarea de oboseal la contact al danturii.

Astfel, în lucrarea [3] se recomand ca dimensionarea ro ii din ate rigide s se fac din condi ia de rezisten la contact al din ilor, conform rela iei:

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{10^7 \cdot \eta_1 \cdot k_1 \cdot P_1 \cdot t_{gr}}{\psi_b \cdot (\mathbb{E}_b \cdot S_2 \cdot \tau_{HP})}} \quad [\text{mm}] \quad (2.9)$$

unde: η_1 – este randamentul mecanic al angrenajului armonic;

k_1 – coeficientul de distribu ie neuniform a sarcinii pe din i ($k_1 = 1,1\dots1,3$);

P_1 – puterea la arborele generatorului de unde, în kW;

α – unghiul profilului dintelui ($\alpha = 20^\circ$);

y_k – coeficientul de form al din ilor ($y_k = 0,55\dots0,65$);

ψ_b – coeficientul l imii danturii ro ii rigide ($\psi_b = b/d_3 = 0,1\dots0,3$);

ω_2 – viteza unghiular a ro ii din ate flexibile, în rad/s;

σ_{HP} – rezisten a admisibil la contact a din ilor, în MPa.

Conform lucr rilor [28, 116], diametrul mediu al ro ii din ate flexibile se determin din condi ia de rezisten la torsiune, cu ajutorul rela iei:

$$d_{m2} = C \cdot \sqrt[3]{\frac{\Psi \cdot M_0}{\tau_{at}}} \quad [\text{cm}] \quad (2.10)$$

în care: C – este coeficientul care ine seam de reparti ia sarcinilor în zonele de angrenare i de distribu ia tensiunilor în roata flexibil ($C = 12\dots16$);

ψ – raportul dimensional între diametrul i grosimea peretelui ro ii din ate flexibile ($\psi = d/h = 80\dots100$);

M_0 – momentul nominal de calcul, în $\text{kN}\cdot\text{m}$;

τ_{at} – tensiunea admisibil la torsiune, în MPa .

În lucr rile [66, 88] se recomand ca diametrul de divizare al ro ii din ate flexible sau a celei rigide s se determine din condi ia de rezisten la strivire, în zona de contact a din ilor:

$$d_{2(3)} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{2(3)}}{p_a \cdot E_b}} \quad [\text{cm}] \quad (2.11)$$

unde: $M_{2(3)}$ – este momentul de torsiune la elementul condus;

p_a – presiunea admisibil la contact;

ψ_b – coeficientul l imii danturii ro ii flexible ($\psi_b = b/d_{2(3)} = 0,1\dots0,3$).

De asemenea, în lucrarea [105] se propune la fel ca diametrul de divizare al ro ii conduse s se calculeze din condi ia de rezisten la strivire a din ilor în zona de contact:

$$d_{2(3)} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot k \cdot M}{p_a \cdot E_b}} \quad [\text{cm}] \quad (2.12)$$

în care: k – este coeficientul regimului de înc rcare ($k = 1\dots1,75$);

M – momentul de torsiune la elementul condus;

p_a – presiunea admisibil la contact;

ψ_b – coeficientul l imii danturii ro ii flexible ($\psi_b = b/d_{2(3)} = 0,1\dots0,2$).

În lucrarea [103] se d o rela ie de calcul a diametrului interior al ro ii din ate flexible care ine seam de oboseal peretelui acesteia:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{0.456 \cdot M_2}{\left[\frac{\sigma_1}{k_t \cdot n_t} - \frac{3 \cdot E \cdot Y_z \cdot E_{hd}}{2 \cdot i_{12}^{(3)}} \right] \cdot E_{bd} \cdot E_{hd}}} \quad [\text{mm}] \quad (2.13)$$

în care: M_2 – este momentul de torsiune la elementul de ie ire;

σ_1 – rezisten a la oboseal pentru ciclul alternant simetric;

E – modulul de elasticitate longitudinal al materialului ro ii flexible;

$i_{12}^{(3)}$ - raportul de transmitere al transmisiei armonice;

Y_z – coeficientul unghiului de profil, $Y_z = 1,2\dots1,7$; $k_\sigma = 1,8\dots2$; $n_\sigma = 1,3\dots1,7$.

ψ_{bd} – coeficientul l imii danturii ro ii flexibile ($\psi_{bd} = 0,1...0,2$);

ψ_{hd} – coeficientul grosimii peretelui ro ii flexibile ($\psi_{hd} = 0,012...0,014$).

Dup determinarea dimensiunii geometrice caracteristice ($d_{2(3)}$) din condia de rezisten la solicitarea critic se trece la efectuarea calculului geometric al principalelor elemente componente i la proiectarea constructiv a transmisiei.

Trebuie remarcat faptul c , în sursele bibliografice indicate sunt prezentate pe larg aceste metode de proiectare ale transmisiilor armonice din ate, precizându-se i verific rile care trebuie efectuate în func ie de solicitarea critic considerat la predimensionarea transmisiei.

2.4. Concluzii i contribu ii personale

În urma cercet rilor teoretice efectuate asupra stadiului actual al dezvolt rii transmisiilor armonice din ate, se remarc urm toarele concluzii i contribu ii personale:

- sintetizarea sub forma unui studiu bibliografic a majorit ii rezultatelor lucr rilor tien ifice i tehnice referitoare la transmisii armonice din ate, prin prezentarea principalelor caracteristici i a domeniilor de utilizare a acestor transmisii;
- prezentarea sintetic a numeroaselor variante constructive de transmisii armonice din ate s-a bazat pe definirea unui sistem cuprinz tor de criterii, care a permis realizarea unei clasific ri originale a acestora;
- eviden ierea principalelor caren e de natur constructiv-func ional ale transmisiilor armonice din ate, precum i a c ilor de reducere par ial sau eliminare total a acestora, în vederea demonstr irii necesit ii apari iei i dezvolt rii de noi variante constructive, cum este i transmisia armonic din at dubl ;
- propunerea unei simboliz ri general - valabile pentru transmisii armonice din ate, plecând de la analogia transmisia planetar –transmisia armonic din at ;
- prezentarea comparativ–critic a cinematicii diverselor variante constructive de transmisii armonice din ate;
- determinarea i analizarea rela iilor de calcul al rapoartelor de transmitere pentru cele trei tipuri de transmisii armonice din ate: simpl (R-F-G), dubl (2R-F-G) i tripl (3R-F-G);

- prezentarea i fundamentarea teoretic a principalelor rela ii de calcul geometr al ro ilor din ate caracteristice transmisiilor armonice din ate;
- analizarea critic a for elor ce ac ioneaz asupra principalelor elemente ale transmisiei armonice din ate i interpretarea st rii de tensiune din roat din at flexibil a unei transmisii armonice de tip R-F-G;
- prezentarea comparativ a metodelor de proiectare a transmisiilor armonice din ate, existente în literatura de specialitate, prin gruparea acestora în func ie de solicitarea considerat critic la predimensionarea transmisiei.

Cap. 3. ANALIZA STRUCTURAL A TRANSMISIEI ARMONICE DIN ATE DUBLE

3.1. Concep ia constructiv - func ional a transmisiei armonice din ate duble (TADD)

În ultima perioad de timp cercet torii i-au îndreptat aten ia spre transmisii armonice din ate, care se deosebesc esen ial de celealte tipuri de angrenaje, deoarece transmit i transform parametrii cinematici ai mi c rii de rota ie cu ajutorul unor deforma ii ce se propag dup o lege armonic , pe periferia unui element elastic numit roata din at flexibil (de unde provine i denumirea lor).

Principala problem care necesit a fi serios îmbun t it în viitor, la aceste transmisii, o constituie m rirea durabilit ii ro ii din ate flexibile. În principiu acest lucru se poate realiza: fie prin utilizarea unor materiale cu propriet i mecanice i de rezisten mai ridicate, fie prin modificarea formei constructive a ro ii din ate flexibile care s conduc la solicit ri mai pu in severe. Se justific deci, continua rea cercet rilor teoretice i experimentale în domeniul acestor transmisii.

Pentru a înl tura principalele curen e ale transmisii armonice din ate simple (R-F-G) care au o singur treapt de angrenare armonic (varia ia alternant-simetric a solicit rilor ce determin atât oboseala ro ii din ate flexibile cât i a rulmentului flexibil al camei, gabarit axial mare, precizia cinematic limitat etc.) s au dezvoltat o serie de noi variante constructive care atenueaz sau chiar înl tur aceste aspecte negative.

În aceast nou categorie se pot include i transmisii armonice din ate duble (2R-F-G), care prezint particularitatea c posed dou trepte de angrenare armonic (fig. 3.1).

În vederea simplific rii analizei constructive a transmisii armonice din ate duble se vor p stra nota iile utilizate în cadrul analogiei transmisiei planetar – transmisie armonic din at , i anume: G – este generatorul de unde (1), F – roata din at flexibil (2) i R – roata din at rigid (fix 3, respectiv mobil 4), iar z_2, z'_2, z_3 i z_4 reprezint numerele de din i ale ro ilor respective (flexibil cu indicele inferior 2, rigid fix cu 3 i rigid mobil cu 4).

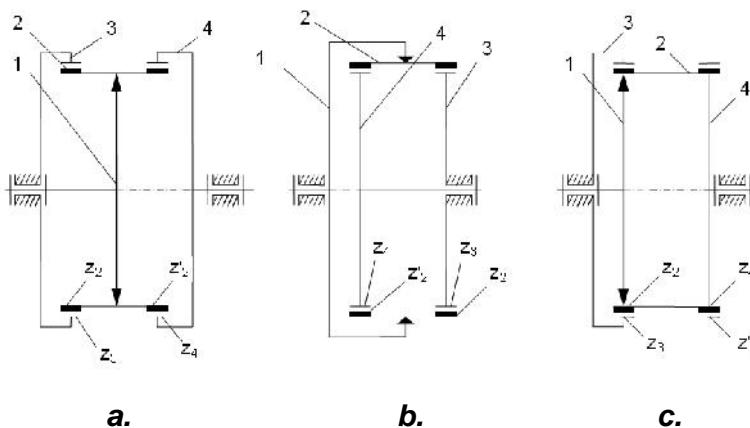


Fig. 3.1. Scheme structurale ale transmisiilor armonice din ate duble

În tabelul 3.1 sunt eviden iate caracteristicile specifice transmisiilor armonice din ate simple (R-F-G), respectiv a celor duble (2R-F-G), [3, 61, 62, 88, 112].

Tabelul 3.1. Caracteristicile transmisiilor armonice din ate

Tipul transmisiei armonice din ate	R-F-G	2R-F-G
Num rul elementelor principale	3	4
Num rul elementelor mobile	2	3
Num rul coroanelor din ate	2	4
Raportul de transmitere	50...400	40...150
Randamentul mecanic	0,85...0,88	0,80...0,86

Se observ c , de i cele dou transmisii armonice din ate se bazeaz pe acela i principiu de func ionare, totu i apar o serie de particularit i în ceea ce prive te construc ia i cinematica acestora.

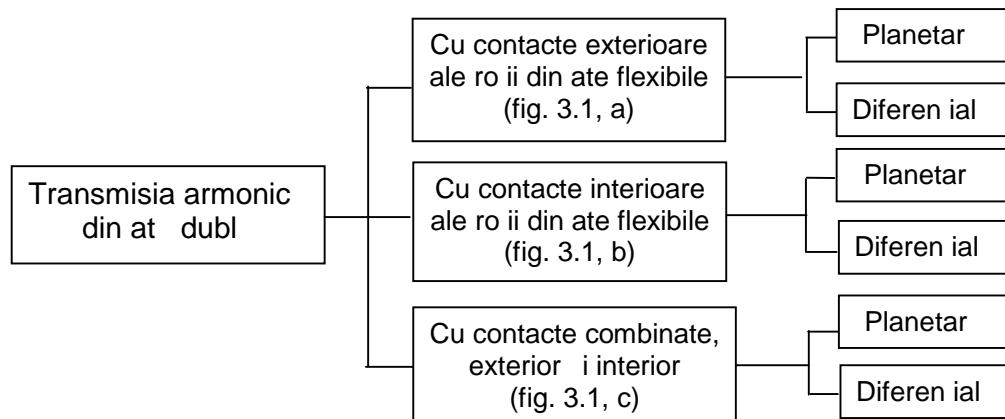
În structura transmisiei armonice din ate duble apare un element i plus (roata din at rigid mobil) i se modific forma i valoarea raportului dimensional (d/l) i ntre diametrul i lungimea ro ii din ate flexibile.

În cazul transmisiei armonice din ate duble (2R-F-G) se pot ob ine rapoarte de transmitere i injum t i se compara ie cu cele ale transmisiei armonice R-F-G, construc ia lor fiind mai compact , coaxial i mai modular , iar precizia cinematica de pozi ionare este mult mai ridicat datorit jocurilor extrem de mici ce exist i ntre flancurile din ilor angrena i.

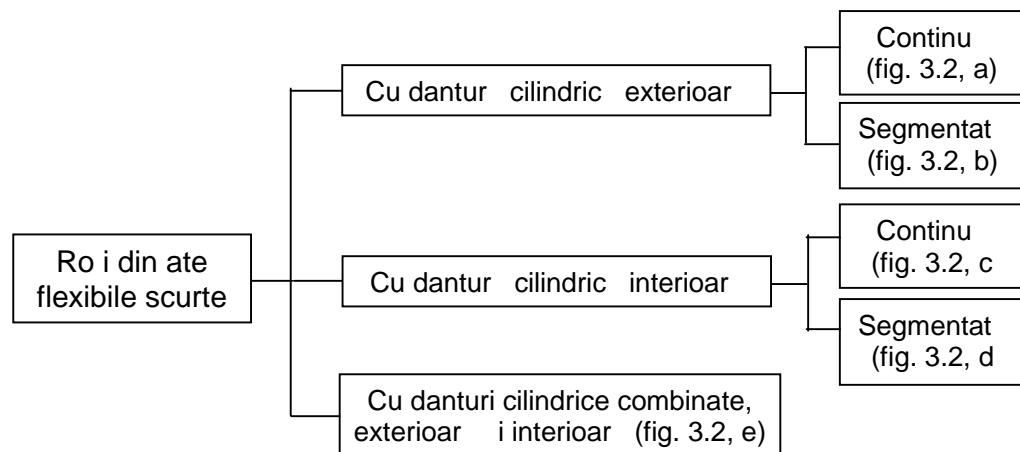
În vederea satisfacerii cerin elor constructive i func ionale care le sunt impuse (precizie mare de pozi ionare i repetabilitate, cursa moart redus , raport de transmitere mare, gabarit axial i greutate redus , jocuri extrem de mici, momente de iner ie mici, construc ie compact , modular i simpl etc.) i a alegерii variantei constructive optime se necesit efectuarea unor analize constructiv - func ionale ale transmisiilor armonice din ate duble.

Pentru redarea sintetic a variantelor constructive de transmisii armonice din ate duble se prezint o clasificare general a acestor transmisii, precum i o clasificare a ro ilor din ate flexible scurte, din punct de vedere:

a). Structural:



b). Forma i locul de amplasare a danturii ro ii din ate flexible:



Din punct de vedere constructiv aceste ro i din ate flexible au forma unui tub circular flexibil scurt, cu perete sub ire, deschis la ambele capete i prev zut

cu o coroan din at cilindric (continu sau segmentat) amplasat la exterior, la interior sau combinat (fig. 3.2).

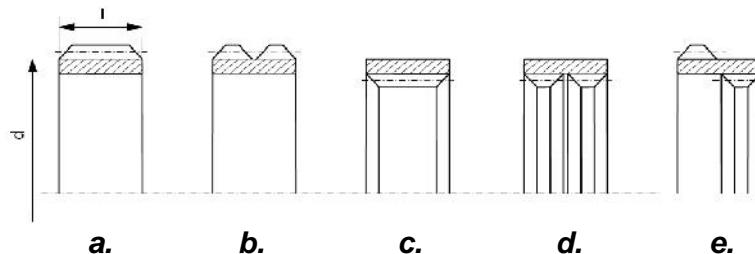


Fig. 3.2. Forme constructive ale ro ilor din ate flexible scurte

În urma analiz rii solu ilor constructive i func ionale prezentate în lucr rile de specialitate [3, 42, 66, 88, 116], autorul propune pentru studiu i cercetare o nou variant constructiv original , denumit în continuare transmisia armonic din at dubl (TADD). Aceast transmisie s-a ob inut prin înlocuirea cuplajului „armonic din at” de la ie ire cu o nou treapt de angrenare armonic . Roata din at flexibil scurt are coroanele din ate amplasate pe fe e opuse (exteroar , respectiv interioar), iar zonele de angrenare armonic sunt situate în dou plane paralele i sunt decalate sub un unghi de 90° .

TADD (fig. 3.3) are la baza construciei sale patru elemente i se utilizeaz în urm toarea structur func ional :

- elementul conducer este generatorul de unde (1);
- roat rigid cu dantur interioar (3) este elementul fix;
- roat rigid cu dantur exteroar (4) este elementul condus;
- roat flexibil (2) cu o dantur exteroar i cealalt interioar , este element intermediar.

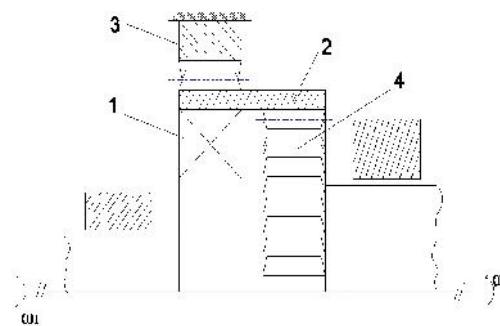


Fig. 3.3. Schema constructiv – func ional a TADD

Pe arborele de intrare, ce se rote te cu viteza unghiular ω_1 , se afl montat generatorul de unde (1) care deformeaz roata din at flexibil (2) în form de elips, astfel încât aceasta va avea patru zone de angrenare: dou cu roat rigid fix (3), prev zut cu dantura interioar (prima treapt de angrenare armonic) și alte dou cu roat rigid mobil (4), prev zut cu dantura exterioar (a doua treapt de angrenare armonic), care se va roti cu viteza unghiular ω_4 .

La alegerea variantei constructive s-a inut seam de urm toarele criterii: gabarit, precizie cinematic , capacitate portant , simplitate constructiv , durabilitate și tehnologia de execu ie, iar la alegerea tipului func ional s-a luat în considerare natura mecanicilor de intrare/ie ire și condi iile de pozi ionare relativ a elementelor conduce tor/condus.

Transmisia armonic din at dubl prezint o serie de particularități și avantaje în compara ie cu angrenajele clasice, precum și cu celealte tipuri de transmisi armonice, cum ar fi:

a). Din punct de vedere constructiv:

- transmisia coaxial și autoechilibrat ;
- construc ia compact și modular ;
- gabarit axial și greutate redus ;
- rigiditate la torsiune mare;
- între inerea u oar și ieftin .

b). Din punct de vedere cinematic:

- raport de transmitere mare ($i = 40...150$);
- precizia mare de pozi ionare și repetabilitate;
- jocuri extrem de mici;
- func ionarea uniform .

c). Din punct de vedere dinamic:

- deform ri mici și durabilitate mare ;
- moment de iner ie mare;
- roata din at flexibil supus predominant la solicit ri de trac iune și compresiune;
- transmiterea u oar a momentului de torsiune.

Din studiul aprofundat al acestei transmisi, efectuat de autorul, au rezultat și o serie de dezavantaje, cum ar fi:

- pentru execu ia ro ii din ate flexible se necesit materiale cu caracteristici mecanice ridicate;
- forma ro ii din ate flexible i tehnologia de execu ie sunt mai complicate;
- precizia necesar la execu ie i la montaj mult mai ridicat ;
- cre terea redus a raportului de transmitere în compara ie cu transmisia armonic într-o treapt ;
- durabilitate limitat a ro ii din ate flexible.

3.2. Analiza structural a transmisiei armonice din ate duble

Din punct de vedere structural, condi ia fundamental a unei transmisii mecanice de-a putea realiza mi c ri bine determinate este cunoscut sub denumirea de desmodromie.

O transmisie armonic din at este desmodrom dac în timpul func ion rii acesteia, pentru o lege de mi care dat elementului conduc tor, toate celelalte elemente ale sale au mi c ri bine determinate.

În cazul abord rii plane, condi ia de desmodromie se poate analiza analitic cu ajutorul relaiei lui P.L.Cebî ev [37, 75]:

$$M = 3 \cdot (n - 1) - c_4 - 2 \cdot c_5 \quad (3.1)$$

în care: M – este gradul de mobilitate al transmisiei;

n – num rul total de elemente;

c₄ – num rul cuprelor cinematice de clasa a IV-a;

c₅ – num rul cuprelor cinematice de clasa a V-a.

În cazul abord rii spaiale, se folose te rela ia lui A.P.Malî ev [37, 75, 105]:

$$M = 6 \cdot (n - 1) - \sum_{i=1}^5 i \cdot c_i - \sum L_i \pm \sum L_p \quad (3.2)$$

în care: n – este num rul total de elemente;

i – clasa cuprelui cinematic;

c_i – num rul cuprelor cinematice de clasa i;

$\sum L_i$ – suma gradelor de libertate de prisos;

$\sum L_p$ – suma gradelor de libertate ale leg turilor pasive.

Din punct de vedere geometric i cinematic, gradul de mobilitate M al transmisiei armonice din ate va indica num rul necesar de elemente conduc toare pentru ca aceasta s îndeplineasc condi ia de desmodromie, adic :

$$M = n_c \quad (3.3)$$

unde: n_c – reprezint num rul de elemente conduc toare.

Solu ionarea problemei de analiz structural a unei transmisii armonice din ate poate impune, uneori, pe lâng folosirea formulelor structurale scrise sub forma rela ilor (3.1) sau (3.2) i aplicarea metodei tabelare de investiga ie a mobilit ilor elementelor i cuprelor cinematice ale lan urilor cinematice independente ale transmisiei.

În acest caz se vor analiza cele 6 mi c ri elementare independente pe care le poate executa fiecare element rigid, raportat la un sistem trirectangular de axe de coordonate Oxyz, i anume: cele 3 mi c ri de transla ie în lungul axelor de coordonate (caracterizate prin vitezele liniare: v_x, v_y, v_z), respectiv cele 3 mi c ri de rota ie în jurul acestor axe (caracterizate prin vitezele unghiulare: $\omega_x, \omega_y, \omega_z$).

Dup lucrarea [75], num rul de lan uri cinematice independente a unei transmisii armonice din ate se poate determina cu ajutorul rela iei:

$$N = \sum_{i=1}^5 c_i - n + 1 \quad (3.4)$$

în care: N – este num rul lan urilor cinematice independente.

În vederea realiz rii unei transmisii armonice din ate mai performante i echilibrate, f r solicit ri suplimentare, cu o construc ie compact i o rigiditate corespunz toare, se impune efectuarea analizei structurale a acesteia.

3.2.1. Modelul plan de analiz structural a transmisiei armonice din ate duble

Dup stabilirea func iei pe care trebuie s o îndeplineasc TADD, se impune determinarea structurii optime a acestei transmisii.

În vederea efectu rii analizei structurale a TADD este necesar mai întâi s o reprezent m simplificat printr-o schem structural , care s ne indice num rul de

elemente cinematice componente, modul lor de legare prin couple cinematice, num rul i clasa cuprelor cinematice, înănd cont i de formele constructive ale zonelor de contact.

Într-o prim faz a dezvolt rii analizei structurale se poate admite o abordare plan a transmisiei, deoarece în timpul func ion rii acesteia toate elementele mobile ale sale se pot considera c se mi c în plane paralele.

Dac se are în vedere c planul impune trei conexiuni (constrângeri) comune tuturor elementelor componente, atunci rezult c în schema structural a TADD vor exista numai couple cinematice de clasa IV-a i a V-a.

În fig. 3.4, a, s-a reprezentat schema structural a TADD care conine 8 elemente legate între ele prin 6 couple cinematice de clasa a V-a (A, B, F, I, J i L) i 8 couple cinematice de clasa a IV-a (C, D, E, G, H, K, M i N).

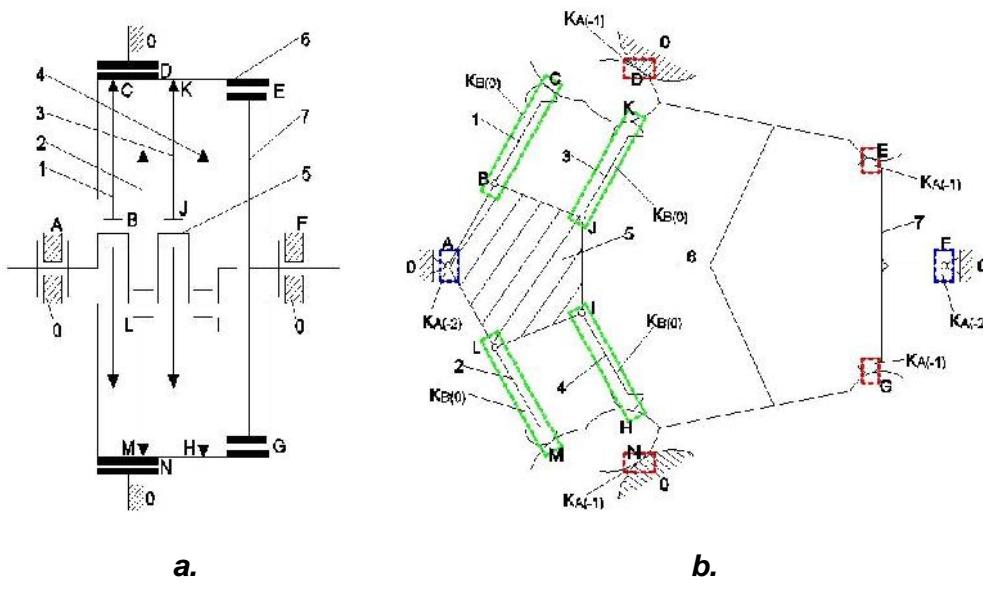


Fig. 3.4. Modelul plan de analiz structural a TADD

Stabilirea corect a desmodromiei TADD presupune determinarea atât a num rului de lanuri cinematice independente, cât i a gradului de mobilitate a acesteia.

Num rul de lanuri cinematice independente ale TADD se determin cu ajutorul relaiei (3.4):

$$N = \sum_{i=1}^n c_i - n + 1 = 6 + 8 - 8 + 1 = 7$$

Gradul de mobilitate al TADD se determin conform relaiei (3.1):

$$M = 3 \cdot (n - 1) - c_4 - 2 \cdot c_5 = 3 \cdot (8 - 1) - 1 \cdot 8 - 2 \cdot 6 = 1$$

La mecanismul plan echivalent înlocuitor (fig. 3.4, b) elementul (5) este conductor, iar elementul (7) este condus și ambele elemente sunt legate la elementul fix (0), prin intermediul unei conexiuni de tip $K_{A(-2)}$ (o cupl cinematic inferior de rotaie de clasa a V-a).

Deoarece numărul de elemente și couple cinematice ce leag elementul (5) de elementul (7) este relativ mare, se alege ca element condus intermediar elementul (6), care este legat de cel fix prin intermediul a 2 conexiuni de tip $K_{A(-1)}$ (o cupl cinematic superioar de clasa a IV-a).

Legatura elementului condus intermediar (6) cu elementul conductor (5) se realizează prin intermediul a 4 conexiuni de tip $K_{B(0)}$ (un element și două couple cinematice, una de clasa a IV-a și celalalt de clasa a V-a), iar cu cel condus (7) prin intermediul a 2 conexiuni de tip $K_{A(-1)}$.

Verificarea corectitudinii operaiei de identificare a conexiunilor se poate realiza prin însumarea gradelor de libertate ale elementelor conductor, conduse și ale conexiunilor, iar această sumă trebuie să fie egală cu numărul gradelor de mobilitate ale mecanismului transmisiei [75], adică :

$$n = 3; \sum L_k = 2 \cdot (-2) + 4 \cdot (-1) = -8;$$

$$M = 3 \cdot n + \sum L_k = 3 \cdot 3 - 8 = 1$$

Pentru aflarea clasei și ordinului mecanismului plan înlocuitor se identific grupurile cinematice ale acestuia, recurgându-se la înlocuirea couplelor cinematice superioare cu elemente și couple cinematice inferioare, prin aplicarea metodei transformării instantaneu-izocinetice.

În urma transformării instantaneu-izocinetice se obține mecanismul înlocuitor echivalent, acru schema structurală este prezentată în fig. 3.5, care conține 16 elemente și 22 couple cinematice de rotaie, iar numărul lor cinematic independentă și gradul de mobilitate al acestuia rămân aceleași:

$$N = 22 - 16 + 1 = 7; M = 3 \cdot 15 - 2 \cdot 22 = 1$$

În cazul ambelor mecanisme echivalente propuse este îndeplinit condi ia de desmodromie, de fiecare dat fiind nevoie doar de un singur element conduc tor, cu legea de mi care cunoscut .

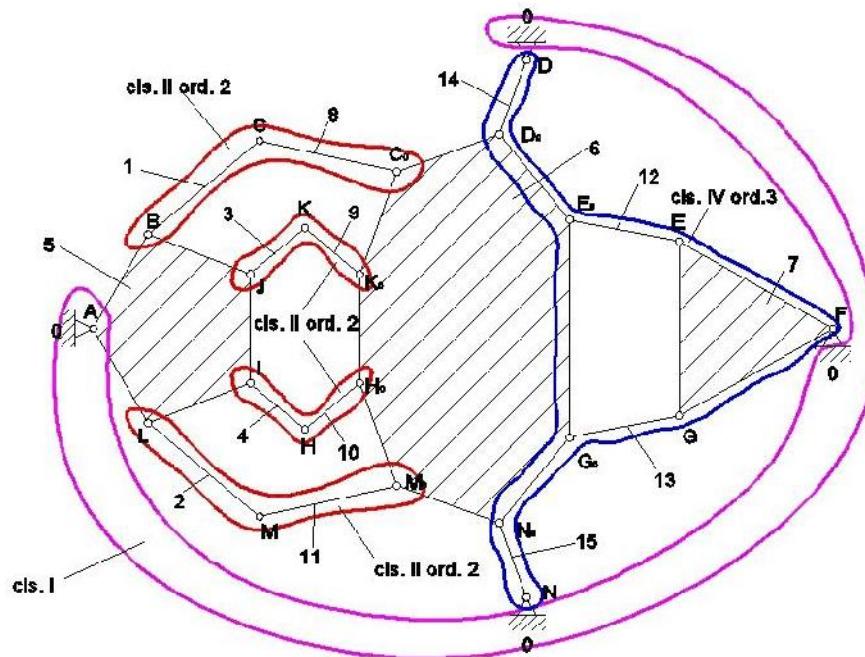


Fig. 3.5. Modelul plan al TADD

Se observ c elementele (0) i (5), împreun cu cuplul cinematic din punctul A constituie o grup cinematic de clasa I-a, iar elementele (1-8); (2-11); (3-9) i (4-10) împreun cu cuplurile cinematice corespunztoare: B, C, C₀; L, M, M₀; J, K, K₀ i I, H, H₀ se încadreaz în grup cinematic de clasa a II-a, ordinul 2.

Elementele (7), (12), (13), (6), (14) i (15) împreun cu cuplurile cinematice F, E, G, E₀, G₀, D₀, N₀, D i N constituie o grupa cinematica de clasa a IV-a, ordinul 3

Clasa i ordinul mecanismului TADD sunt date de clasa i ordinul grupei cinematice de cea mai mare complexitate, ce este coninut în structura lui.

În cazul mecanismului echivalent analizat, se observ c cea mai complex grup cinematic este de clasa a IV-a, ordinul 3, rezult c acesta va fi de clasa a IV-a, ordinul 3.

3.2.2. Modelul spa ial de analiz structural a transmisiei armonice din ate duble

Un alt mod mai complex de abordare a analizei structurale a TADD este cel spa ial, care se bazeaz pe determinarea gradului de mobilitate al transmisiei cu ajutorul rela iei (3.2), prin identificarea gradelor de libertate de prisos i a celor ale leg turilor pasive.

În vederea stabilirii gradelor de libertate de prisos este necesar s se analizeze mobilitile fiec rui lan cinematic independent component.

Într-un lan cinematic independent trebuie s existe cte o mi care de rota ie în jurul fiec rei axe a unui sistem de referin arbitrar ales [76]:

$$\dot{S}_x = 1; \dot{S}_y = 1; \dot{S}_z = 1 \quad (3.5)$$

Dac una din mi c rile de rota ie lipse te atunci în lan ul cinematic respectiv se va introduce un grad de libertate al leg turilor pasive. Aceast condi ie nu se impune i pentru mi c rile de transla ie în lungul celor trei axe, deoarece efectul produs de absen a unei transla ii se poate înlocui cu efectul unei rota ii perpendiculare pe direc ia de transla ie.

În cazul transmisiei armonice din ate duble cu roata din at flexibil scurt cu danturi combinate (fig. 3.6), angrenarea danturii exterioare a acesteia cu dantura interioar a ro ii rigide fixe va constitui prima treapt de angrenare armonic , iar angrenarea danturii interioare a acesteia cu dantura exterioar a ro ii rigide mobile va constitui cea de a doua treapt de angrenare armonic .

Acest mecanism se compune din 9 elemente legate între ele prin 6 couple cinematice de clasa a V-a (A, B, F, L, I i J), 4 couple cinematice de clasa a IV-a (D, N, E i G) i 4 couple cinematice de clasa I-a (C, H, M i K).

Contactele discurilor excentrice (1, 2, 3 i 4) ale generatorului de unde se consider couple cinematice de clasa I-a, iar zonele de angrenare armonic se consider ca i couple cinematice de clasa a IV-a.

Num rul lan urilor cinematice independente, conform rela iei (3.4), va fi:

$$N = 14 - 9 + 1 = 6$$

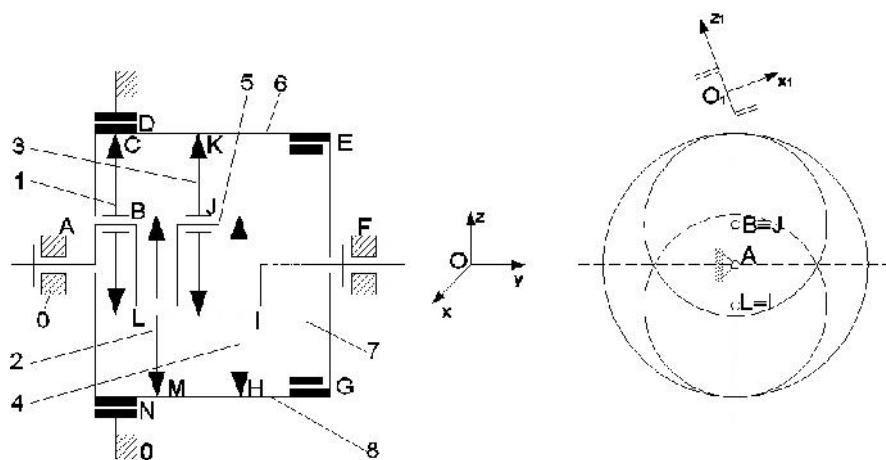


Fig. 3.6. Modelul spa ial al TADD

Pentru identificarea și redarea sistemică a celor 6 lanuri cinematice independente s-a necesitat reprezentarea secțiunii axiale din treapta a II-a de angrenare armonică sub forma rotită, cu un unghi de 90° .

Primul lan cinematic independent component (notat cu I - fig. 3.7), este format din elementul fix (0), elementul conductor (5), discul excentric al generatorului de unde (1), o parte din dinii interiori ai roii din atenție flexibile (6) și o parte din dinii roii rigide mobile (7) – ca element condus, legate prin cuplurile cinematice: A(0/5), B(5/1), C(1/6), E(6/7) și F(7/0).

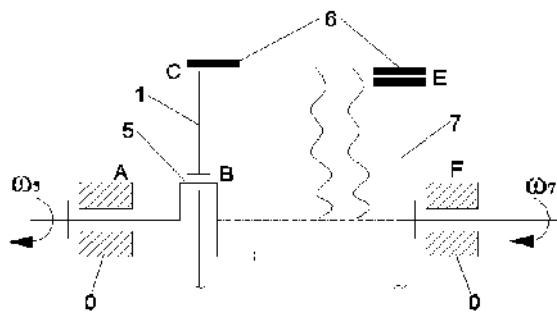


Fig. 3.7. Lanul cinematic independent I al TADD

Al doilea lan cinematic independent (II - fig. 3.8) este format din elementul fix (0), elementul conductor (5), discul excentric (2), o parte din dinii interiori ai roii din atenție flexibile (8) și o parte din dinii roii rigide mobile (7), legate prin cuplurile cinematice: A(0/5), L(5/2), M(2/8), G(8/7) și F(7/0).

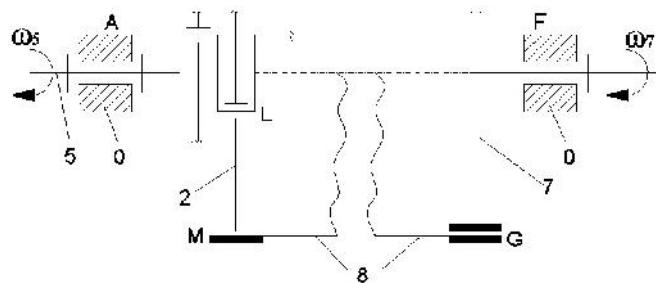


Fig. 3.8. Lan ul cinematic independent II al TADD

Cel de-al treilea lan cinematic independent (III - fig. 3.9) este format din elementul fix (0), elementul conduc tor (5), discul excentric (3), o parte din din ii interioiri ai ro ii din ate flexibile (6) i o parte din din ii ro ii rigide mobile (7), legate prin cuplele cinematice: A(0/5), J(5/3), K(3/6), E(6/7) i F(7/0).

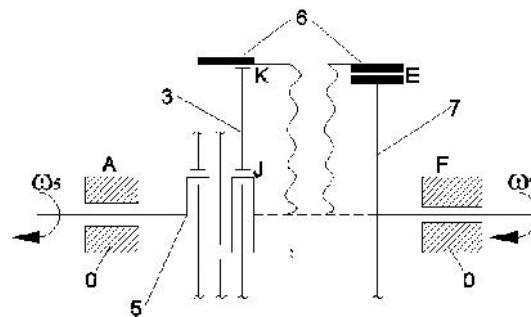


Fig. 3.9. Lan ul cinematic independent III al TADD

Al patrulea lan cinematic independent (IV - fig. 3.10) este format din elementul fix (0), elementul conduc tor (5), discul excentric (4), o parte din din ii interioiri ai ro ii din ate flexibile (8) i o parte din din ii ro ii rigide mobile (7), legate prin cuplele cinematice: A(0/5), I(5/4), H(4/8), G(8/7) i F(7/0).

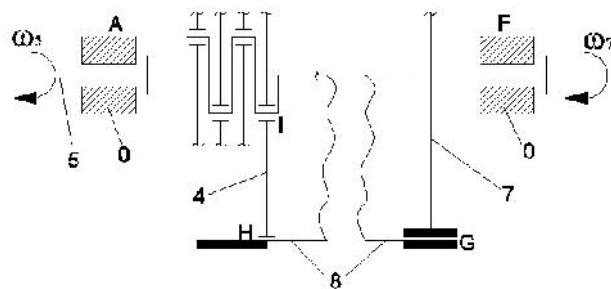


Fig. 3.10. Lan ul cinematic independent IV al TADD

Cel de-al cincilea lan cinematic independent (V - fig. 3.11) este format din elementul fix (0) reprezentat prin dantura interioar a ro ii rigide, o parte din din ii exteriori i interiori ai ro ii din ate flexible (6) i o parte din din ii ro ii rigide mobile (7), legate prin cuplele cinematice: D(0/6), E(6/7) i F((7/0).

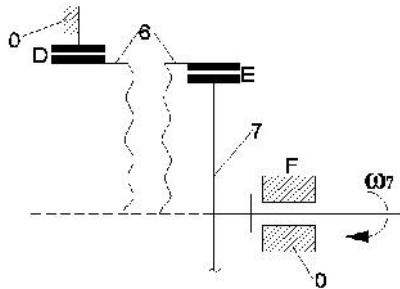


Fig. 3.11. Lan ul cinematic independent V al TADD

Al aselea lan cinematic independent (VI - fig. 3.12) este format din elementul fix (0) reprezentat prin roata din at rigid , o parte din din ii exteriori i interiori ai ro ii din ate flexible (8) i o parte din din ii ro ii rigide mobile (7), iar cuplele cinematice sunt: N(0/8), G(8/7) i F(7/0).

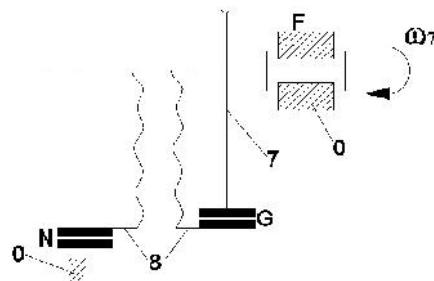


Fig. 3.12. Lan ul cinematic independent VI al TADD

Dac analiz m lan urile cinematice independente prezentate observ m c lan urile cinematice I i II, III i IV, respectiv V i VI sunt identice din punct de vedere structural.

Aplicând metoda imobiliz rii tuturor elementelor lan ului cinematic independent, mai pu in a celui cercetat [76], ob inem suma gradelor de libertate de prisos: $\sum L_i = 5$, iar în urma analizei destina iei mobilit ilor unghiulare ob inem suma gradelor de libertate ale leg turilor pasive: $\sum L_p = 8$.

Înlocuirea unei mobilit i liniare cu una unghiular este indicat în tabelul 3.2 prin linie zig-zag, de la mobilitatea unghiular la cea liniar . Linia indic elementul a c rui rota ie este folosit la înlocuirea transla iei ce nu exist . Prima liter din simbolul elementului indic cupla cinematic a c rei mobilitate unghiular este folosit pentru înlocuire. Aceast remarc este esen ial pentru a se evita utilizarea unui element de dou ori cu aceea i rota ie.

Tabelul 3.2. Analiza structural tabelar a TADD

Lan ul cinematic	Suma gradelor de libertate de prisos: $\Sigma L_i = 5$					
	Transla ii	Cuple	Element	Rota ii	Cuple	Axe
I (A,B,C,E,F)	$v_x = 2$	C, M		$\omega_x = 4$	C, E, M, G	x
II (A,L,M,G,F)	$v_y = 4$	C, E M, G		$\omega_y = 8$	A, B, C, F A, L, M, F C, M	y
I ≡ II	$v_z = 0$			$\omega_z = 2$		z
III (A, J, K, E, F)	$v_x = 2$	K, H		$\omega_x = 4$	K, E, H, G	x
IV (A, I, H, G, F)	$v_y = 4$	K, E H, G		$\omega_y = 8$	A, J, K, F A, I, H, F K, H	y
III ≡ IV	$v_z = 0$			$\omega_z = 2$		z
V (D, E, F)	$v_{x1} = 0$	DE (NG) ED (GN)		$\omega_{x1} = 4$	D, N, E, G	x_1
VI (N, G, F)	$v_y = 4$			$\omega_y = 6$	D, E, F N, G, F	y
V ≡ VI	$v_{z1} = 4$			$\omega_{z1} = 0$		z_1
Suma gradelor de libertate ale leg turilor pasive: $\Sigma L_p = 8$						

În tabelul 3.2 sunt prezentate cele 6 lanuri cinematice independente, sumele mobilit ilor liniare (v_x , v_y , v_z), respectiv unghiulare (ω_x , ω_y , ω_z), precum i couplele cinematice ce asigur aceste mobilit i pentru fiecare lan cinematic în parte.

În aceste condi ii avem: $n = 9$; $c_1 = 4$; $c_4 = 4$; $c_5 = 6$; $\Sigma L_i = 5$; $\Sigma L_p = 8$, iar gradul de mobilitate al transmisiei armonice din ate duble, conform rela iei (3.2), va fi:

$$M = 6 \cdot (9 - 1) - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 4 - 1 \cdot 4 - 5 + 8 = 1$$

Se observ c în cazul TADD gradul de mobilitate este egal cu num rul elementelor conduce toare ($M = n_c = 1$), fiind îndeplinit condi ia de desmodromie.

3.3. Concluzii i contribu ii personale

Cercet rile teoretice efectuate cu privire la concep ia constructiv-func ional i analiza structural a transmisiei armonice din ate duble, permit eviden ierea urm toarele concluzii generale i contribu ii personale:

- prezentarea sintetic a unei noi familii de transmisii armonice din ate, i anume a transmisiilor armonice din ate duble, în baza unei clasific ri origina le a acestora în func ie de natura contactelor, de forma i locul de amplasare al danturilor pe roat din at flexibil ;
- propunerea spre cercetare a unei noi variante constructive originale de transmisie armonic din at dubl , denumit TADD, la care roata din at flexibil scurt are danturi amplasate pe fe e opuse, iar zonele de angrenare armonic sunt situate în plane paralele i sunt decalate la un unghi de 90°;
- prezentarea particularit ilor de natur constructiv , func ional i dinamic , pe care le posed TADD;
- analizarea desmodromiei TADD, prin identificarea lan urilor cinematice inde pendente, a claselor cuprelor cinematice i a num rului acestora, a sumei gradelor de libertate ale leg turilor pasive, respectiv a sumei gradelor de li bertate de prisos;
- determinarea gradului de mobilitate al TADD, prin dezvoltarea analizelor structurale atât pe modelul plan cât i pe cel spa ial, în vederea realiz rii unei corel ri mai optime între parametrii structurali i cei cinematici ai transmisiei;
- confirmarea îndeplinirii condi iei de desmodromie în cazul TADD, deoarece gradul de mobilitate al transmisiei este egal cu num rul de elemente motoare ale acesteia.

Cap. 4. ANALIZA CINEMATIC I GEOMETRIC A TRANSMISIEI ARMONICE DIN ATE DUBLE

4.1. Elemente de cinematic a transmisiei armonice din ate duble

4.1.1. Principiul de functionare al transmisiei armonice din ate duble

Transmisia armonic din at dubl proiectat i realizat practic are la baz construc iei sale schema structural din fig. 4.1. Se observ c roata din at flexibil scurt are forma unui tub circular flexibil cu perete sub ire, care este deschis la ambele capete i este prev zut la fiecare cap t cu cte o coroan din at (la un cap t una exterioar , respectiv la cel lalt cap t una interioar).

Aceast transmisie se utilizeaz în urm toarea componen func ional :

- 1 – este generatorul de unde, ca element conducer;
- 2 – roata flexibil cu dantur exterioar (z_2) i interioar (z'_2),
ca element intermediar;
- 3 – roata rigid cu dantur interioar (z_3), ca element fix;
- 4 – roata rigid mobil cu dantur exterioar (z_4), ca element condus.

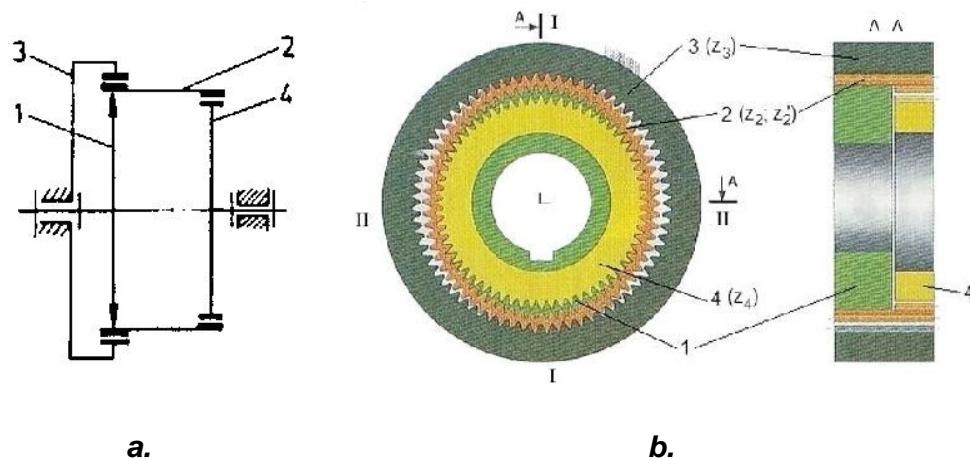


Fig. 4.1. Schema structural a TADD

Generatorul de unde (1) se monteaz for at în interiorul ro ii din ate flexibile (2) pe care o deformeaz eliptic, astfel încât aceasta va avea patru zone de an-

grenare echidistante: dou cu roat rigid fix (3) prev zut cu dantur interioar (treapta I-a de angrenare armonic , din planul frontal stâng al ro ii flexibile, z_3/z_2) i alte dou cu roat rigid mobil (4) prev zut cu dantur exterioar (treapta a II-a de angrenare armonic , din planul frontal drept al ro ii flexibile, z_2/z_4).

Între cele dou perechi de zone opuse de angrenare (I-I, respectiv II-II) exist un unghi de 90° (fig. 4.1, b). Zonele de angrenare armonic fiind dispuse la 90° una fa de celalat va rezulta o transmitere a sarcinilor numai prin solicit ri de trac iune i compresiune ale peretelui ro ii din ate flexibile (comparativ cu cele de încovoiere de la transmisii armonice din ate simple).

Prin montarea for at a generatorului de unde trebuie s se asigure intrarea din ilor exteriori ai ro ii din ate flexibile în goulurile dintre din ii ro ii rigide fixe (în zonele diametral opuse situate în imediat vecin tate a axei mari de simetrie a generatorului), precum i a din ilor interiori ai ro ii din ate flexibile în goulurile dintre din ii ro ii rigide mobile (în zonele din apropierea axei mici de simetrie a generatorului). Deforma iile elastice admise ro ii din ate flexibile fiind mici vor impune ca i în I i mea din ilor s fie de acela i ordin de m rime ca i cel al deforma iilor.

Func ionarea TADD este asem n toare cu cea a transmisiei armonice din ate simple, îns se impune corelarea numerelor de din i ale ro ilor din ate conjugate în vederea ob inerii unei mi c ri relative între roata din at flexibil i cea rigid fix , respectiv între roat din at rigid mobil i cea flexibil :

$$\begin{aligned} z_3 - z_2 &= k \bar{n}_u \\ z'_2 - z_4 &= k \bar{n}_u \end{aligned} \tag{4.1}$$

unde: n_u – este num rul undelor de deformare, $n_u = 2$, iar constanta $k = 1,2,3\dots$

Se recomand : $k = 1$, astfel încât diferen a dintre numerele de din i ale ro ilor care angreneaz armonic s fie egal chiar cu num rul undelor de deformare produse de generatorul de unde:

$$\begin{aligned} z_3 &= z_2 + 2 \\ z'_2 &= z_4 + 2 \end{aligned} \tag{4.2}$$

La începutul func rii se g sesc în angrenare în pozi iile verticale opuse (I-I), dantura exterioar (z_2) a ro ii din ate flexibile cu dantura interioar (z_3) a ro ii rigide fixe, iar în pozi iile aflate la 90° fa de axa vertical în cel lalt plan frontal al

ro ii flexibile (II-II), se afl în angrenare dantura interioar (z'_2) a ro ii din ate flexibile cu dantura exterioar (z_4) a ro ii rigide mobile (fig. 4.2, a).

Ca urmare a rotirii generatorului de unde în sens invers trigonometric, vor intra succesiv în angrenare for at din ii ro ii flexibile dispu i înspre sensul de rota ie al generatorului de unde, respectiv vor ie i din angrenare din ii ro ii flexibile afla i în zona de angrenare opus sensului de rota ie al generatorului de unde.

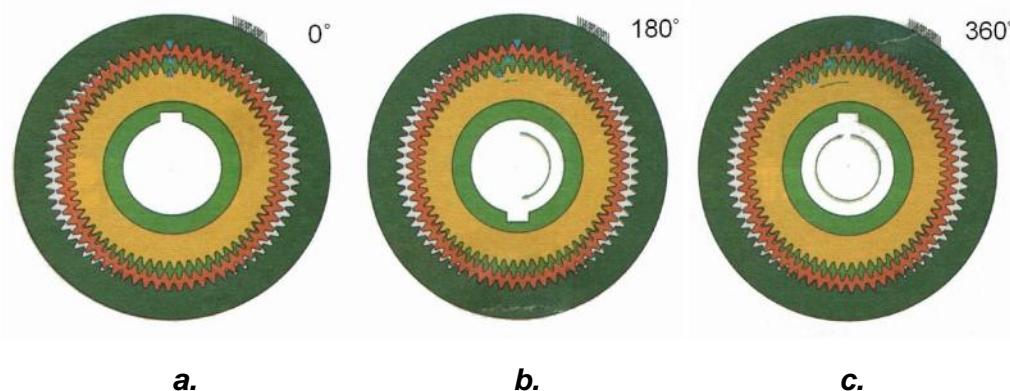


Fig. 4.2. Modelul cinematic al TADD
a. 0° ; b. 180° ; c. 360°

Prin rotirea cu 180° a generatorului de unde, zonele de angrenare î i vor p stra locurile, dar se vor roti relativ atât roata din at flexibil cât i cea mobil în sens contrar rotirii generatorului de unde. Roata din at flexibil se va roti cu un dinte fa de roat rigid fix, iar roata rigid mobil se va roti tot cu un dinte fa de roat din at flexibil (adic cu doi din i fa de roat rigid fix, fig. 4.2, b).

La o rota ie complet de 360° a generatorului de unde, roata rigid mobil se va roti în sens invers cu patru din i fa de cea fix, iar cea flexibil se va roti cu doi din i în sensul rotirii ro ii rigide mobile (fig. 4.2, c).

4.1.2. Raportul de transmitere al transmisiei armonice din ate duble

În vederea determin rii expresiei raportului de transmitere se consider schema structural a TADD diferen iale (fig. 4.3), format din cele patru elemente: 1 – generatorul de unde ; 2 – roata din at flexibil ; 3 – roata rigid fix i 4 – roata rigid mobil .

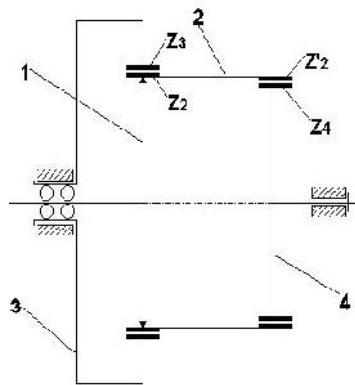


Fig. 4.3. Transmisia armonic din at dubl diferen ial

Din punct de vedere cinematic, raportul de transmitere $i_{14}^{(3)}$ al TADD se calculeaz conform defini iei, ca fiind raportul vitezelor unghiulare ale elementelor de intrare, respectiv de ie ire:

$$i_{14}^{(3)} = \frac{\check{S}_1}{\check{S}_4} \quad (4.3)$$

Pentru determinarea vitezei unghiulare $\dot{\theta}_4$ a ro ii din ate rigide mobile, ca element de ie ire al transmisiei, se aplic metoda analitic a invers rii mi c rii propus de R. Willis [46, 75].

Conform acestei metode, se consider c se imprim întregului ansamblu o mi care fictiv invers cu viteza unghiular $(-\dot{\theta}_1)$, astfel încât generatorul de unde s devin fix:

$$i_{34}^{(1)} = \frac{\check{S}_3 - \check{S}_1}{\check{S}_4 - \check{S}_1} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_3 \cdot z'_2} \Rightarrow \check{S}_4 = \frac{i_{34}^{(1)} - 1}{i_{34}^{(1)}} \cdot \check{S}_1 \quad (4.4)$$

În care: $\dot{\theta}_1$ – este viteza unghiular a generatorului de unde (1);

$\dot{\theta}_3$ – viteza unghiular a ro ii din ate rigide fixe (3);

$\dot{\theta}_4$ – viteza unghiular a ro ii din ate rigide mobile (4)

înănd cont de rela iile (4.3), (4.4) i de faptul c în cazul analizat roata din at rigid (3) este fix ($\dot{\theta}_3 = 0$) ob inem urm toarea expresie pentru raportul de transmitere al TADD:

$$i_{14}^{(3)} = \frac{\tilde{S}_1}{\tilde{S}_4} = \frac{i_{34}^{(1)}}{i_{34}^{(1)} - 1} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_4 - z_3 \cdot z'_2} \quad (4.5)$$

Rela ia (4.5) r mâne valabil i în cazul celorlalte transmisii armonice din ate duble, reprezentate în fig. 3.1, a i b, dac este satisf cut rela ia (4.1) cu privire la corelarea numerelor de din i ale ro ilor din ate care angreneaz armonic, în ve derea îndeplinirii condi iei de montaj.

Se observ c valoarea raportului de transmitere depinde de numerele de din i ale ro ilor componente, fiind limitat (atât superior – max. 150, cât i inferior – min. 40) de posibilitile tehnologice i de precizia de execu ie, referitoare la num rul maxim de din i ai ro ilor i modulul minim al danturii ce se pot prelucra.

Valorile mici ale raportului de transmitere se pot ob ine pentru cazul variantei constructive la care cele dou danturi ale ro ii din ate flexibile (externoar i interioar) au acela i num r de din i ($z_2 = z'_2$). În acest caz, raportul de transmitere se calculeaz cu ajutorul rela iei:

$$i_{14}^{(3)} = \frac{z_4}{z_4 - z_3} \quad (4.6)$$

În cazul în care treapta a II-a a transmisiei armonice lucreaz ca un cuplaj din at (adic : $z'_2 = z_4$) i num rul undelor de deformare $n_u = 2$, atunci raportul de transmitere devine:

$$i_{14}^{(3)} = \frac{z_2}{z_2 - z_3} = \frac{-z_2}{2} \quad (4.7)$$

Raportul de transmitere $i_{14}^{(3)}$ al variantei de TADD cu $z_2 = z'_2$, se poate determina i pe baza unui alt ra ionament, ce ine seama de dinamica ro ii din ate flexibile, în ipotez c aceasta î p streaz lungimea fibrei dinamice de referin constant dup deformare elastic .

În fig. 4.4 s-au reprezentat proiec iile celor dou zone de angrenare, decalate la 90° , într-o sec iune transversal median (A – A) a TADD, indicate prin fibrele dinamice de rostogolire (de referin) ale ro ilor din ate componente. Pentru studiul cinematic al TADD s-au adoptat urm toarele sisteme de referin :

S_1 (XOY) – sistemul mobil, fixat de generatorul de unde (1);

$S_3(xOy)$ – sistemul imobil, legat de roata din at rigid fix (3);

$S_4(x' Oy')$ – sistemul mobil, fixat de roata din at rigid mobil (4);

$S_2(x'' Oy'')$ – sistemul mobil, fixat de roata din at flexibil (2).

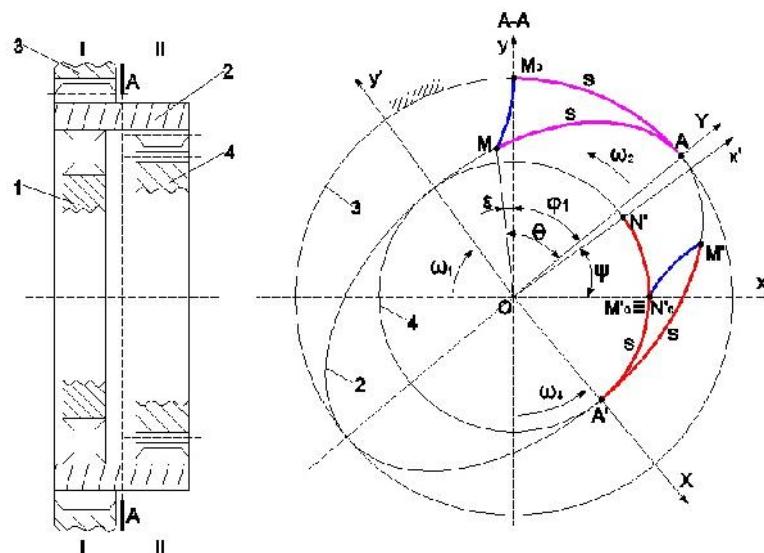


Fig. 4.4. Modelul cinematic al variantei TADD cu $z_2 = z'_2$

Se observ c roata din at flexibil (2) în stare nedeformat , roata din at rigid fix (3) i cea rigid mobil (4) au ca fibre dinamice de referin ni te cercuri concentrice. Dup montarea generatorului de unde, fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile (ini ial un cerc) ia o form eliptic .

Lungimile celor trei fibre dinamice de referin sunt propor ionale cu numerele de din i ale ro ilor respective (z_2, z_3 i z_4), adic :

$$L_2 = \pi \cdot d_2 = \pi \cdot m \cdot z_2 ; L_3 = \pi \cdot d_3 = \pi \cdot m \cdot z_3 ; L_4 = \pi \cdot d_4 = \pi \cdot m \cdot z_4 \quad (4.8)$$

La rotirea generatorului de unde cu un unghi la centru φ_1 , fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile (2) se va a terne (se va rostogoli f r alunecare) pe fibra dinamic de referin circular a ro ii din ate rigide fixe (3), astfel încât punctul M va descrie traectoria M_0M . Simultan, fibra dinamic de referin a ro ii flexibile se va afla în contact cu cercul de referin a ro ii din ate rigide mobile (4), în zonele aflate la 90° fa de axa mare de simetrie a elipsei (fig. 4.4).

Se observ c punctele M, respectiv M' de pe fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile descriu locurile geometrice M_0M , respectiv M'_0M' , în sistemul

fix de axe de coordonate $S_3(xOy)$, când axa mare a generatorului de unde OY se rotește în sens invers trigonometric cu un unghi α față de direcția verticală.

Simultan cu rotirea în sensul trigonometric a roții din ate flexibile cu unghiul α , se va rota în același sens și roata rigidă mobilă cu un unghi β de direcție orizontală. Arcurile notate cu AM_0 , AM , $A'M'$ și $A'N'$ au aceeași lungime, notată cu s , iar lungimea arcului MM' va reprezenta un sfert din întreagă lungime (L_2) a fibrei dinamice de referință a roții din ate flexibile.

Pentru raportul de transmitere al TADD, în cazul când $z_2 = z'_2$, se regăsește expresia din relația (4.6):

$$l_{14}^3 = \frac{\{_1}{\mathbb{E}} = \frac{-AM_0/r_3}{M'_0N'/r_4} = \frac{-AM_0/r_3}{(A'N' - A'N'_0)/r_4} = \frac{-s/r_3}{s - s \cdot \frac{r_4}{r_3}} \Bigg/ r_4 = \frac{-r_4}{r_3 - r_4} = \frac{r_4}{r_4 - r_3} = \frac{z_4}{z_4 - z_3} \quad (4.9)$$

Pentru cazul general al TADD (fig. 4.5), când $z_2 = z'_2$, procedând în mod analog și înăнд контуру secțiunii frontale corespunzătoare treptei a două de angrenare armonică (II-II) fibra dinamică de referință este rigidă și flexibilele împreună prezintă o lungime constantă, deoarece forma radială maximă are valoare mai mică ($w'_0 = 0,27 \text{ mm}$) comparativ cu cea din secțiunea frontală corespunzătoare treptei întâi de angrenare ($w_0 = 0,3 \text{ mm}$, din secțiunea frontală I-I).

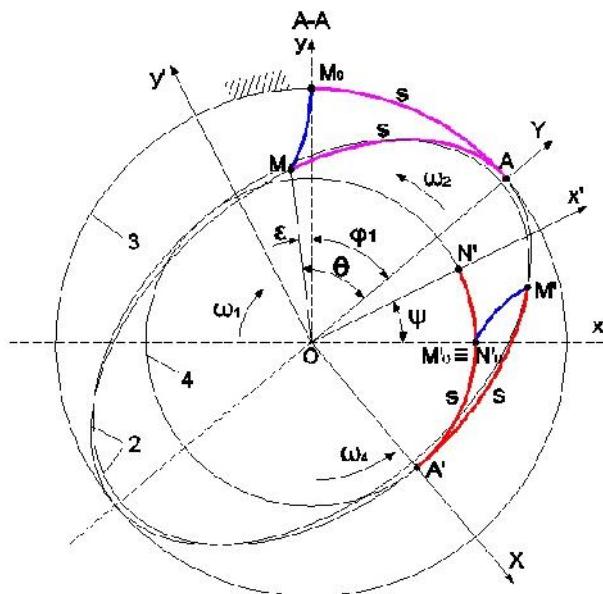


Fig. 4.5. Modelul cinematic al variantei TADD cu $z_2 = z'_2$

Raportul de transmitere realizat în prima treaptă de angrenare armonică a TADD este:

$$i_{12}^{(3)} = \frac{\dot{S}_1}{\dot{S}_2} = \frac{\{_1}{v} = \frac{\{_1}{'' - \{_1}} = \frac{-AM_0/r_3}{AM/r_2 - AM_0/r_3} = \frac{-s/r_3}{s/r_2 - s/r_3} = \frac{-r_2}{r_3 - r_2} = \frac{-z_2}{z_3 - z_2} \quad (4.10)$$

Din rela ia (4.10) se poate explicita unghiul de rotație al roții din atele flexibile, când generatorul de unde se rotește cu unghiul $\{_1$, obținându-se:

$$v = \left(\frac{z_2 - z_3}{z_2} \right) \cdot \{_1 \quad (4.11)$$

Raportul de transmitere realizat de cea de-a două treaptă de angrenare armonică a TADD este:

$$i_{24}^{(1)} = \frac{\dot{S}_2 - \dot{S}_1}{\dot{S}_4 - \dot{S}_1} = \frac{v - \{_1}{\mathbb{E} - \{_1}} = \frac{z_4}{z'_2} \Rightarrow \mathbb{E} - \{_1 = \frac{z'_2}{z_4} \cdot (v - \{_1) \quad (4.12)$$

Se observă că prin introducerea relaiei (4.11) în relaia (4.12) se obține dependența între unghiurile de rotație ale elementului conductor (1), respectiv elementului condus (4):

$$\mathbb{E} = \left(\frac{z_2 \cdot z_4 - z'_2 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \right) \cdot \{_1 \quad (4.13)$$

Deci, raportul de transmitere total al TADD, în cazul când $z_2 = z'_2$, va fi:

$$i_{14}^{(3)} = \frac{\dot{S}_1}{\dot{S}_4} = \frac{\{_1}{\mathbb{E}} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_4 - z'_2 \cdot z_3} \quad (4.14)$$

Se observă că se regăsește aceeași expresie pentru raportul de transmitere al TADD ca și în cazul aplicării relaiei (4.5).

Rapoarte de transmitere mai mari se pot obține fie prin mărire numărului de treptelor de angrenare, fie prin alegerea convenabilă a numerelor de dinăuze ale elementelor din ată, dar în strânsă corelare cu încărcarea și gabaritul ce se impun transmisiei armonice.

4.1.3. Legea de deformare a ro ii din ate flexibile

Func ionarea corect i durabilitatea TADD este influen at în mare m sur de precizia constructiv de execu ie a ro ii din ate flexibile, precum i de legea de deformare a acesteia. În vederea studierii cinematicii TADD autorul propune un model dinamic de analiz , care are la baz urm toarele ipoteze simplificatoare:

a). Fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile deformate î p strea z forma eliptic i lungimea constant în orice sec iune transversal a ro ii, deoarece deforma iile produse se situeaz în domeniul elastic.

b). Forma fibrei dinamice de referin a ro ii din ate flexibile asigur un grad mare de acoperire, astfel încât atât la intrarea din ilor în angrenare cât i la ie irea acestora din angrenare s nu apar interferen a din ilor.

Din analiza cinematic a TADD, pentru asigurarea performan elor func ionale impuse, s-a observat c prin montarea for at a generatorului de unde în interiorul ro ii din ate flexibile, aceasta se va afla permanent în stare deformat i nu este necesar ca fibrele dinamice de referin ale elementelor conjugate (cercuri concentrice în cazul ro ilor rigid fix (3) i rigid mobil (4)) s fie în contact direct cu fibra dinamic de referin a ro ii flexibile.

Exist totu i o fibr dinamic de referin a ro ii din ate flexibile pe care se g sesc puncte care au aceea i vitez cu cele ale punctelor corespunz toare de pe cele dou cercuri dinamice de referin ale ro ilor din ate conjugate acesteia. În acest caz, forma oval a fibrei dinamice de referin a ro ii din ate flexibile, la tre cerea acesteia din starea nedeformat în cea deformat , se poate aproxima foarte bine printr-o elips .

În fig. 4.6 s-au reprezentat fibrele dinamice de referin ale ro ilor din ate conjugate. Se observ c fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile este o elips care intersecteaz axa absciselor OX în punctele $B(b,0)$ i $B'(-b,0)$, respectiv axa ordonatelor OY în punctele $A(0,a)$ i $A'(0,-a)$, care constituie tocmai vârfurile elipsei.

Pe baza definiiei elipsei, ecua iile parametrice ale fibrei dinamice de referin a ro ii din ate flexibile se pot exprima ca i coordonatele unui punct M situat pe elips , în sistemul mobil de axe de coordonate $S_1(XOY)$.

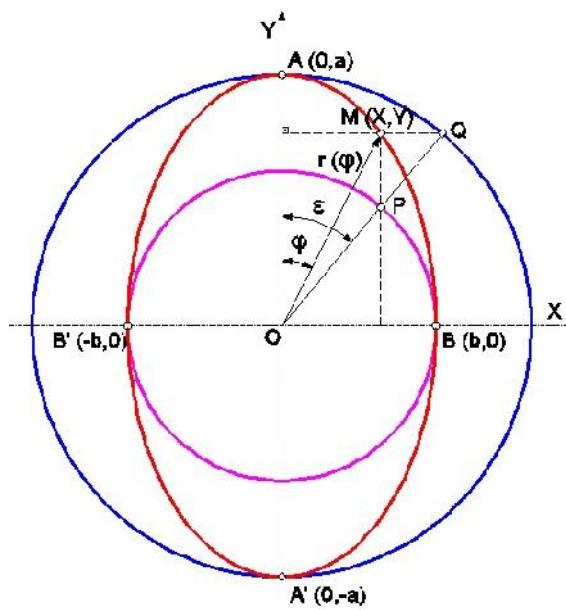


Fig. 4.6. Modelul cinematic al TADD

Coordonatele punctului M de pe fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile sunt date de formulele:

$$\begin{cases} X = b \cdot \sin \nu = \frac{a \cdot b \cdot \sin \{\}}{(a^2 \cdot \sin^2 \{\} + b^2 \cdot \cos^2 \{\})^{1/2}} \\ Y = a \cdot \cos \nu = \frac{a \cdot b \cdot \cos \{\}}{(a^2 \cdot \sin^2 \{\} + b^2 \cdot \cos^2 \{\})^{1/2}} \end{cases} \quad (4.15)$$

în care: a – este semiaxa mare a elipsei;

b – semiaxa mic a elipsei;

– unghiul format de raza OQ a cercului mare cu axa ordonatelor OY;

ν – parametrul unghiular de pozitionare a secunii considerate fa de OY.

Se observ din fig. 4.6, c între unghiul la centru și parametrul unghiular ν exist urmtoarea dependen matematic :

$$\operatorname{tg} \{\ = \frac{X}{Y} = \frac{b}{a} \cdot \operatorname{tg} \nu \quad (4.16)$$

Din rela ia (4.15), se poate scrie ecua ia implicit a elipsei exprimat în coordinate polare:

$$r(\varphi) = \sqrt{X^2 + Y^2} = \frac{a \cdot b}{(a^2 \cdot \sin^2 \varphi + b^2 \cdot \cos^2 \varphi)^{1/2}} \quad (4.17)$$

în care: $a = r_{02} + w_0$; $b = r_{02} - w_0$, pentru sec iunea frontal I-I;

$a = r_{02} + w'_0$; $b = r_{02} - w'_0$, pentru sec iunea frontal II-II;

r_{02} – raza fibrei medii a ro ii din ate flexibile nedeformate;

w_0, w'_0 – deforma ia radial maxim în sec iunile I-I, respectiv II-II.

Legea de deforma ie eliptic (4.17) poate fi reprobus , cu o bun approximaie, de sumele armonicilor pare ale func iei trigonometrice cosinus:

$$r(\varphi) = a_0 + a_i \sum_{i=2,4,6...} \frac{\cos(i\varphi)}{(i^2 - 1)^2} \quad (4.18)$$

$$\sum_{i=2,4,6...} \frac{1}{(i^2 - 1)^2}$$

Din studiul cinematic al TADD s-a constatat c este suficient s se re in doar primul termen al sumelor armonicelor pare ale func iei cosinus din rela ia (4.18), rezultând astfel legea cosinusoidal simpl de deforma ie a ro ii din ate flexibile dat sub form :

$$r(\varphi) = a_0 + a_2 \cdot \cos 2\varphi \quad (4.19)$$

unde: $a_0 = r_{02}$;

$a_2 = w_0$, pentru sec iunea frontal I-I;

$a_2 = w'_0$, pentru sec iunea frontal II-II.

Pentru orice tip de lege de deforma ie a ro ii din ate flexibile, razele vectoare $r(\varphi)$ ale punctelor situate pe fibr dinamic de referin a ro ii deformate, în cele dou sec iuni frontale, se pot calcula cu ajutorul urm toarelor rela ii:

$$r_{I-I}(\varphi) = r_{02} + w(\varphi) \quad (4.20)$$

$$r_{II-II}(\varphi) = r_{02} + w'(\varphi)$$

în care: $w(\varphi), w'(\varphi)$ – sunt deplas rile radiale în sec iunile frontale I-I și II-II.

Materializarea optim a legii de deforma ie eliptic a ro ii din ate flexibile de la TADD se poate realiza prin alegerea convenabil a tipului i a formei constructi ve a generatorului de unde.

Deoarece în marea majoritate a cazurilor de utilizare în practică a transmisiiilor armonice din ate se folosesc foarte frecvent variantele constructive cu generatoare mecanice cu două unde de deformare, se impune necesitatea studierii și rii de deformări ale elementului flexibil produse de către aceste tipuri de generatoare de unde.

În tabelul 4.1 sunt date rela iile de calcul al deformării din ate flexibile [66, 88], care definesc tabloul static al deformării acesteia în sec iunea frontală I-I, pentru cele patru tipuri de generatoare de unde mecanice cercetate, cu două unde de deformare: cu camă (fig. 4.7, a), cu 2 role (fig. 4.7, b), cu 4 role (fig. 4.7, c), respectiv cu 2 discuri excentrice (fig. 4.7, d).

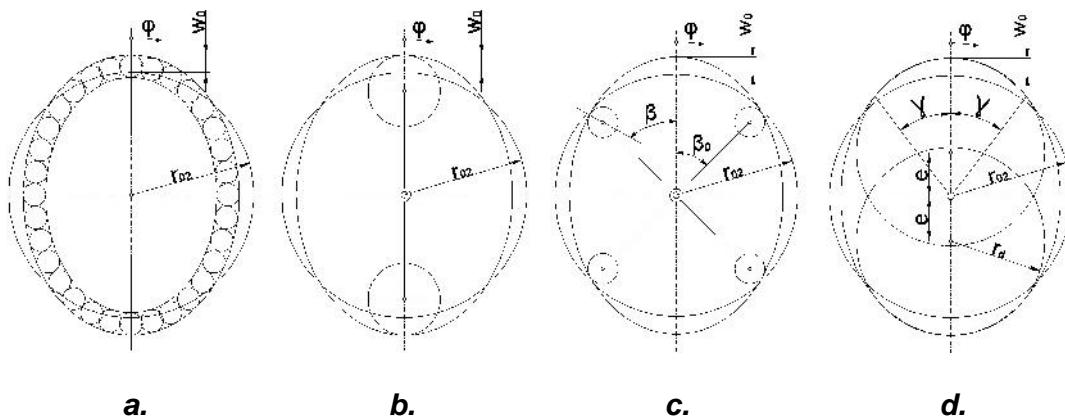


Fig. 4.7. Tipuri de generatoare mecanice cu două unde de deformare

Trebuie subliniat faptul că rela iile de calcul al deformării elementului flexibil în sec iunea frontală I-I, prezentate în tabelul 4.1, rămân valabile și pentru sec iunea II-II, cu condiția substituirii valorii deformării radiale maxime w_0 cu w'_0 .

Se observă că în cazul generatorului de unde cu patru role, unghiul de aciune al rolelor generatorului nu este același ca unghiul ϕ_0 de poziționare al rolelor ($\phi \approx \phi_0 + 5^\circ$), iar în cazul generatorului cu două discuri excentrice se recomandă unghiul de aciune al discurilor să aibă valori cuprinse în intervalul $(20^\circ \dots 40^\circ)$.

În fig. 4.8 este prezentată fotografia cu cele trei generatoare mecanice cu două unde de deformare (cu camă, cu două role și cu două discuri excentrice) fabricate în cadrul Laboratorului de Organe de Mașini și Mecanisme, iar varianta constructivă cu patru role se poate obține prin montarea a încă două role pe generatorul de unde cu două role.



Tabelul 4.1 SEPARAT Pag. 85

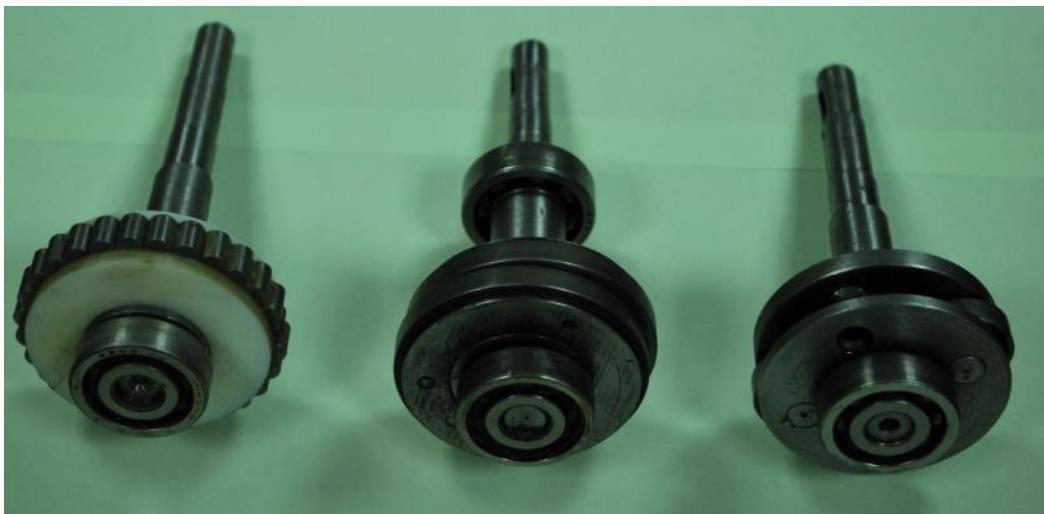


Fig. 4.8. Fotografia cu generatoare mecanice, cu dou unde de deformare

Diagramale deplas rilor radiale și tangen iale ale punctelor situate pe fibră dinamică de referință a roții din ate flexibile static deformate, în cele două secțiuni frontale I-I, respectiv II-II: $w = w(\phi)$ și $v = v(\phi)$, respectiv $w' = w'(\phi)$ și $v' = v'(\phi)$, precum și a variației unghiului de rotire a normalei: $\theta = \theta(\phi)$, respectiv $\theta' = \theta'(\phi)$, pentru toate cele patru tipuri constructive de generatoare mecanice cu două unde de deformare, sunt prezentate în fig. 1A, 2A, 3A și 4A din Anexa A.

Valorile deplas rilor radiale ($w; w'$), a celor tangen iale ($v; v'$), precum și a unghiurilor de rotire a normalelor ($\theta; \theta'$), în funcție de parametrul unghiular al generatorului de unde, sunt date în tabelele 1A, 2A, 3A și 4A din Anexa A.

Acstea tabele și diagrame s-au obținut în urma elaborării și rulează unui program special de calcul al deformațiilor elastice, scris în limbajul Visual Basic din cadrul programului Excel. Pentru efectuarea unei analize comparative mai detaliată a stăriilor de deformare din cele două secțiuni frontale ale roții din ate flexibile, se observă că este suficientă reprezentarea curbelor de variație a deformațiilor doar pe intervalul $[0^\circ, 90^\circ]$, deoarece generatorul cu două unde de deformare prezintă simetrie din punct de vedere constructiv.

Diagramale deplas rilor radiale ($w = w(\phi)$, respectiv $w' = w'(\phi)$) și tangen iale ($v = v(\phi)$, respectiv $v' = v'(\phi)$), pentru cele patru cazuri de generatoare de unde cercetate, sunt prezentate în fig. 4.9 și fig. 4.10, iar diagramele unghiului de rotire a normalei ($\theta = \theta(\phi)$, respectiv $\theta' = \theta'(\phi)$) sunt prezentate în fig. 4.11.

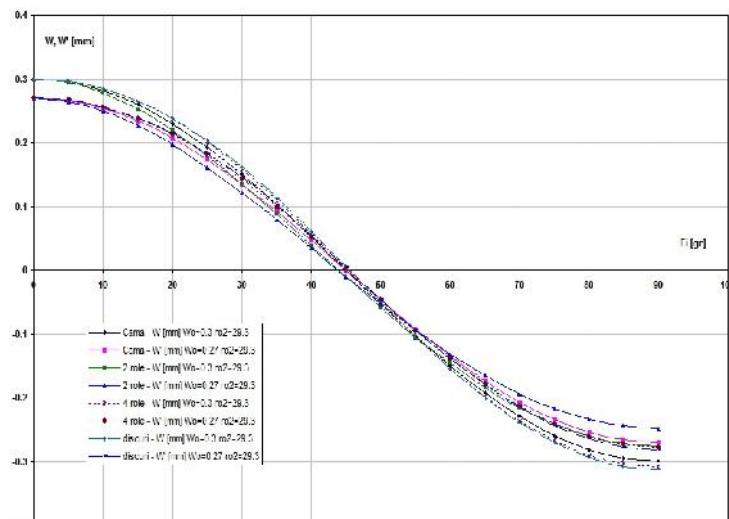


Fig. 4.9. Diagramma deplas rilor radiale

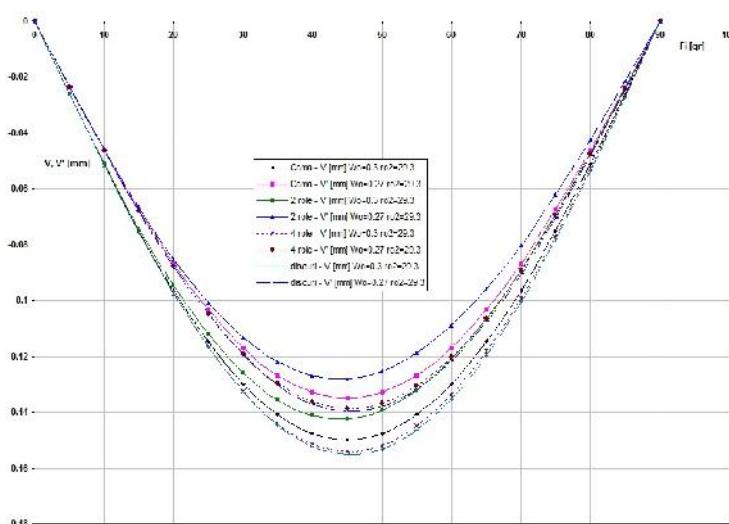


Fig. 4.10. Diagramma deplas rilor tangeniale

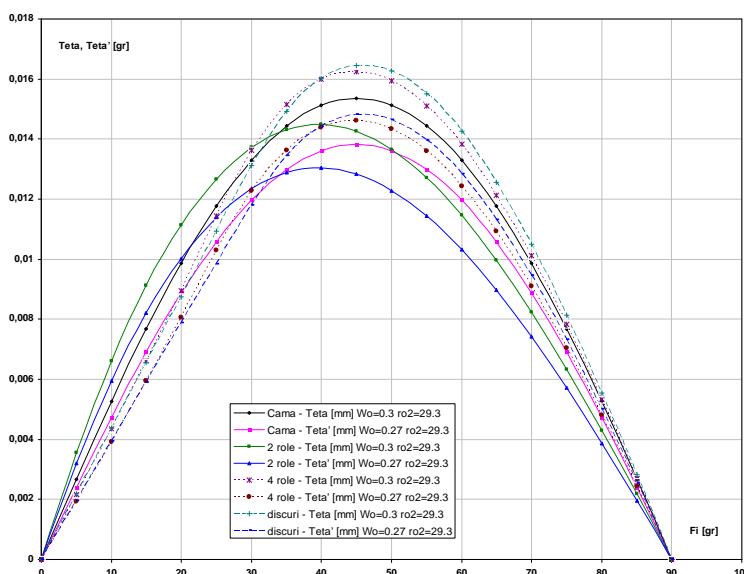


Fig. 4.11. Diagramma unghiului de rotire a normalelor

Din analiza curbelor de varia ie a deplas rilor radiale i a celor tangen iale se poate concluziona c , în toate cele patru cazuri de deformare studiate, curbele corespunz toare i p streaz aceea i form în ambele sec iuni frontale ale ro ii din ate flexible, îns deforma ia radial maxim în sec iunea frontal II-II a ro ii flexible are întotdeauna valoare mai redus fa de cea din sec iunea frontal I-I.

Dac se reprezint dependen ele dintre deplas rile radiale (w , respectiv w') i deplas rile tangen iale (v , respectiv v'), pentru cazul deform rii statice a ro ii din ate flexible de c tre un generator de unde cu cam , atunci se ob in ca i traectorii pentru cele dou puncte situate pe aceea i generatoare a ro ii din ate flexible, de pe fibrele dinamice de referin din cele dou sec iuni frontale, dou curbe închise de forma unor elipse prezentate în fig. 4.12.

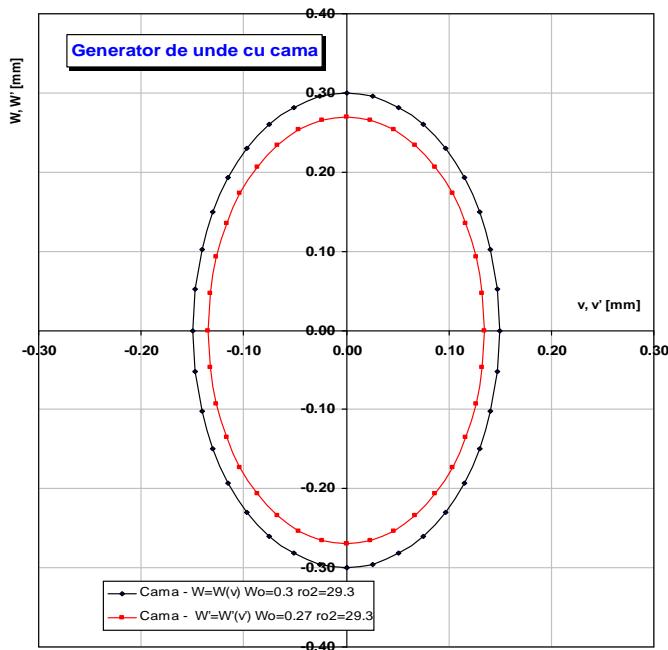


Fig. 4.12. Diagrama deplas rilor radiale în func ie de deplas rile tangen iale

Cu ajutorul diagramei deplas rilor radiale prezentate în fig. 4.9 i în baza rela iei (4.20) se poate trasa diagramele de varia ie ale razelor vectoare $r(\)$ ale punctelor de pe fibre dinamice de referin ale ro ii din ate flexible static deformat (fig.4.13), în func ie de parametrul unghiular al generatorului de unde, pentru cele dou sec iuni frontale ale ro ii.

Se observ din fig. 4.13, c toate cele patru tipuri constructive de generatoare de unde cercetate pot asigura materializarea legii de deforma ie eliptic a ro ii din ate flexible, cu o bun aproxima ie. Totu i, marele dezavantaj al generatorului

de unde cu role sau cu discuri excentrice const în faptul c în afara zonelor de contact cu roata din at flexibil , aceasta se poate deforma liber, ceea ce conduce la cre terea tensiunilor în corpul ro ii i la sc derea capacitatii portante a transmisiei armonice.

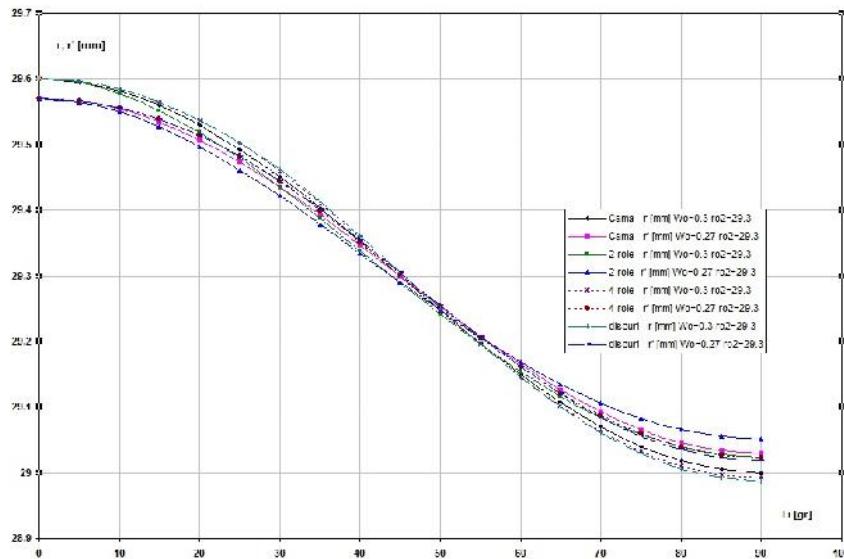


Fig. 4.13. Diagrama razelor vectoriale ale punctelor de pe fibre dinamice de referință ale roții flexibile

Acest dezavantaj poate fi înălțurat în totalitate prin folosirea generatorului de unde cu cam , care permite materializarea întregului contur al roii din ate flexibile deformeate, conform profilului camei.

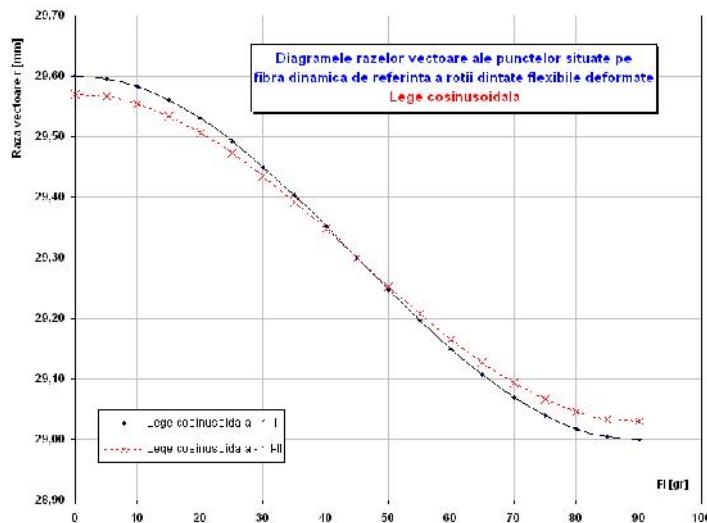
În fig. 5A, 6A, 7A și 8A din Anexa A, sunt reprezentate diagramele de variație ale razelor vectoriale $r(\theta)$ și ale deplasărilor radiale în funcție de deplasările tangențiale ale punctelor de pe aceeași generatoare a roii din ate flexibile, din secțiunile frontale ale acesteia, pentru toate cele patru tipuri constructive de generatoare de unde mecanice (cu cam , cu 2 role, cu 4 role și cu 2 discuri excentrice).

În vederea studierii gradului de aproximare a legii de deformare eliptică a roii din ate flexibile (dată prin relația 4.17) de către cea cosinusoidală (4.19), care poate fi materializată cu ajutorul unui generator de unde cu cam , s-a elaborat un set particularizat de programe scrise în limbajul Visual Basic.

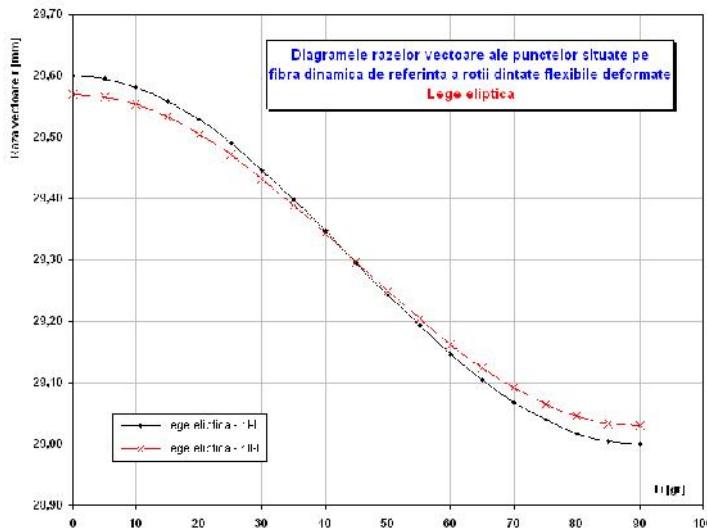
Prin rularea acestor programe s-a putut evidenția starea statică de deformare a roii din ate flexibile, prin calcularea numerică a razelor vectoriale $r(\theta)$ ale punctelor situate pe fibrele dinamice de referință din secțiunile frontale ale elemen-

tului flexibil, prin aplicarea rela iilor (4.17) i (4.19), pentru cazul real al TADD cer cetate care are urm torii parametrii constructivi i func ionali: $i_{14}^{(3)} = 48,47$; $m = 0,3$ mm; $r_{02} = 29,3$ mm; $w_0 = 0,3$ mm; $w'_0 = 0,27$ mm i $\alpha = 90^\circ$.

Rezultatele ob inute în urma rul rii acestor programe sunt date în tabelul 4.2, iar în fig. 4.14 sunt prezentate diagramele de varia ie ale razelor vectoroare în cele dou sec iuni frontale (I-I, respectiv II-II) ale ro ii din ate flexible deformat.



a. Legea cosinusoidală



b. Legea elliptică

Fig. 4.14. Diagramele razelor vectoroare ale ro ii din ate flexible deformat

Tabelul 4.2. Razele vectoriale ale ro ii din ate flexibile deformat

Parametrul unghiular $\{\} [{}^\circ]$	Raza vectorială, $r(\{\}) [\text{mm}]$			
	$r_{I-I}(\{\}) / \text{Sec iuniea I-I}$		$r_{II-II}(\{\}) / \text{Sec iuniea II-II}$	
	Legea eliptic (4.17)	Legea cosinusoidal (4.19)	Legea eliptic (4.17)	Legea cosinusoidal (4.19)
0	29,6000	29,6000	29,5700	29,5700
5	29,5953	29,5954	29,5658	29,5659
10	29,5814	29,5820	29,5533	29,5538
15	29,5588	29,5600	29,5331	29,5340
20	29,5283	29,5302	29,5056	29,5072
25	29,4907	29,4934	29,4719	29,4741
30	29,4473	29,4508	29,4329	29,4357
35	29,3995	29,4036	29,3899	29,3932
40	29,3488	29,3533	29,3443	29,3480
45	29,2968	29,3014	29,2975	29,3013
50	29,2450	29,2494	29,2509	29,2545
55	29,1949	29,1990	29,2058	29,2091
60	29,1482	29,1516	29,1637	29,1665
65	29,1060	29,1087	29,1256	29,1278
70	29,0697	29,0716	29,0929	29,0944
75	29,0402	29,0414	29,0663	29,0672
80	29,0184	29,0189	29,0463	29,0470
85	29,0048	29,0050	29,0344	29,0345
90	29,0000	29,0000	29,0300	29,0300

Din analiza rezultatelor obinute se poate trage concluzia că cele două legi de deformare comparate sunt foarte apropiate, iar curba de deformare obinută după legea cosinusoidală (fig. 4.14, a) poate înlocui cu o foarte bună aproximare pe cea eliptică (fig. 4.14, b).

În vederea studierii tabloului dinamic al deformării robi din ate flexibile, când generatorul de unde se rotează cu unghiul φ_1 , trebuie avut în vedere că poziția secțiunii considerate în raport cu axa mare a generatorului de unde nu va mai fi determinată prin unghiul φ (vezi fig. 4.6), ci va fi dată de unghiul φ^* :

$$\varphi^* = \varphi - \varphi_1 \quad (4.21)$$

Imaginea în mijloc care a deformării robi din ate flexibile va fi descrisă tot prin relațiile de calcul al deformării elementului flexibil, prezentate în tabelul 4.1, cu observația că în aceste relații în locul unghiului φ se va introduce unghiul φ^* .

Astfel, pentru cazul TADD cu generatorul de unde cu camerele de la următoarele relații se pot scrie sub forma:

$$\begin{aligned} w &= w_0 \cdot \cos 2\varphi^* = w_0 \cdot \cos 2(\varphi - \varphi_1) \\ v &= -(w_0 / 2) \cdot \sin 2\varphi^* = -(w_0 / 2) \cdot \sin 2(\varphi - \varphi_1) \\ \theta &= (3w_0 / 2r_{02}) \cdot \sin 2\varphi^* = (3w_0 / 2r_{02}) \cdot \sin 2(\varphi - \varphi_1) \end{aligned} \quad (4.22)$$

În § 4.2.1 este dezvoltat mai amplu aspectul dinamic al comport rii ro ii din ate flexibile, când generatorul de unde se afl în mi care de rota ie uniform .

4.2. Analiza cinematic a transmisiei armonice din ate duble

4.2.1. Determinarea traectoriei unui punct de pe fibr dinamic de referin a ro ii din ate flexibile

Pentru studierea mi c rii unui punct oarecare M de pe fibr dinamic de referin a ro ii din ate flexibile deformate s-a considerat un sistem de referin mobil $S_2(x''O_2y'')$, legat de roata flexibil nedeformat (fig. 4.15).

Pozi ia instantanee a unui punct oarecare M de pe fibr dinamic de referin a ro ii din ate flexibile, la trecerea acesteia din starea nedeformat în cea deformat , este determinat prin vectorul de pozie \vec{r}_M .

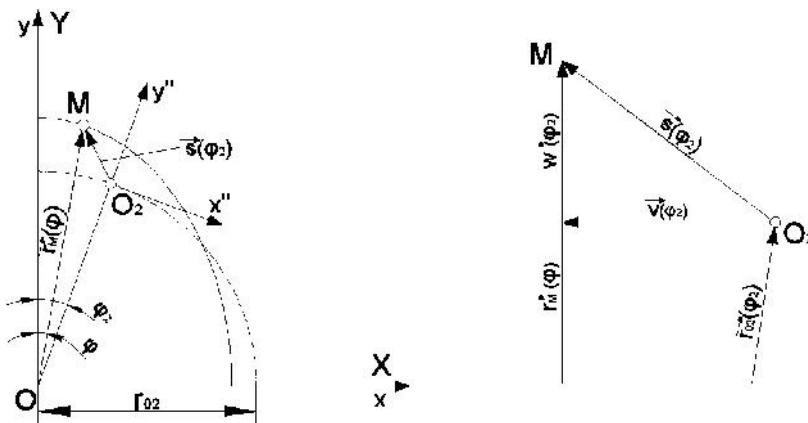


Fig. 4.15. Pozi ionarea unui punct de pe fibr dinamic de referin a ro ii din ate flexibile deformate

Acest vector este situat sub un unghi fa de axa ordonatelor Oy și se define te în raport cu originea O a sistemului de referin fix S_3 , prin deplasarea $\bar{s}(\{\}_2)$:

$$\vec{r}_M(\{\}) = \vec{r}_{02}(\{\}_2) + \vec{w}(\{\}_2) + \vec{v}(\{\}_2) = \vec{r}_{02}(\{\}_2) + \bar{s}(\{\}_2) \quad (4.23)$$

unde: $\vec{w}(\{\}_2)$ și $\vec{v}(\{\}_2)$ – sunt deplas rile, radial și tangen ial , ale punctului M în sistemul mobil S_2 , la trecerea ro ii flexibile din starea nedeformat în cea deformat .

Se observ c punctul O_2 este pozitionat în raport cu sistemul de referin fix S_3 prin vectorul de pozi ie \vec{r}_{02} , situat în raport cu axa de coordonate Oy sub un unghi φ_2 . Din pozi ia punctului O_2 se poate ajunge în punctul M prin cele dou deplas ri: radial $\vec{w}(\varphi_2)$ i tangen ial $\vec{v}(\varphi_2)$, iar dac s-ar demonta generatorul de unde atunci punctul M ar reveni i s-ar suprapune din nou peste punctul O_2 .

Unghiul de pozitionare al vectorului \vec{r}_M se poate determina în func ie de deplasarea tangen ial $v(\varphi_2)$, care în intervalul $0 < \varphi_2 < \pi/2$ are valoarea negativ , cu ajutorul rela iei:

$$\varphi = \varphi_2 + v(\varphi_2) / r_{02} \quad (4.24)$$

Având valoarea unghiului φ_2 cunoscut se poate determina în orice moment vectorul de pozi ie \vec{r}_M al punctului M prin aplicarea rela iei (4.23.) i a rela ilor de calcul ale deplas rilor date în tabelul 4.1.

Dac se analizeaz aspectul dinamic al TADD [58, 60], când mi carea de rota ie se transmite de la generatorul de unde la roata din at rigid mobil prin intermediul ro ii din ate flexibile, atunci sistemul mobil S_2 (legat de roata din at flexibil) va avea o mi care de rota ie lent cu viteza unghiular $\dot{\varphi}_2$ în jurul originii O a sistemului de referin fix S_3 .

Punctul imaginar O_2 se va deplasa pe un cerc, astfel încât studiul mi c rii punctului M în raport cu sistemul fix S_3 se va reduce la studiul mi c rii relative a punctului M în raport cu punctul O_2 , care execut o mi care de transport.

Pentru determinarea traectoriei punctului M de pe fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile se va considera o pozi ie intermedier oarecare a generatorului de unde (fig. 4.16), care se rote te cu viteza unghiular $\dot{\varphi}_1$ i parurge un unghi la centru: $\varphi_1 = \dot{\varphi}_1 \cdot t$.

Se observ c punctul M r mâne în urm cu un unghi fa de axa ordonatelor Oy, iar punctul O_2 (ce apar ine ro ii din ate flexibile nedeformate, imaginare) corespunz tor punctului M va fi pozitionat sub un unghi φ_2 fa de axa Oy. Sistemul mobil S_2 va execut o mi care de rota ie pur în raport cu sistemul fix S_3 , rotindu-se cu unghiul φ_0 în jurul originii O a acestuia.

Deoarece roata din at flexibil se rote te în sens contrar rotirii generatorului de unde, unghiul φ_0 * se poate calcula cu rela ia:

$$\{^* = |\{_1 + \{_2 = (\ddot{S}_1 - \ddot{S}_2) \cdot t \quad (4.25)$$

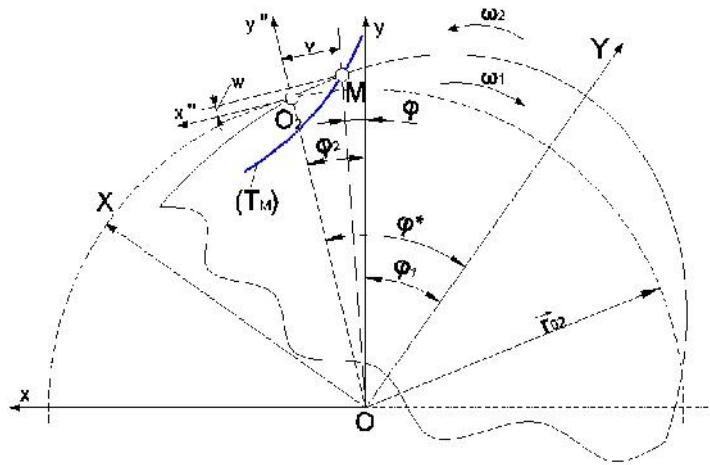


Fig. 4.16. Traiectoria unui punct de pe fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile deformate

În func ie de unghiul ϕ^* se pot calcula deplas rile relative în sistemul mobil S_2 , radial $w(\phi^*)$ i tangen ial $v(\phi^*)$, prin aplicarea rela ilor din tabelul 4.1.

Traiectoria (T_M) a punctului M în raport cu sistemul fix S_3 va rezulta din mi carea de transport a sistemului S_2 i mi carea relativ a punctului M în raport cu sistemul mobil S_2 .

Reprezentarea mai clar a traectoriei (T_M) a punctului M se poate face în raport cu un sistem de referin fix S $(x_1O_1y_1)$, care este deplasat mai aproape de traiectoria (T_M) , fig. 4.17.

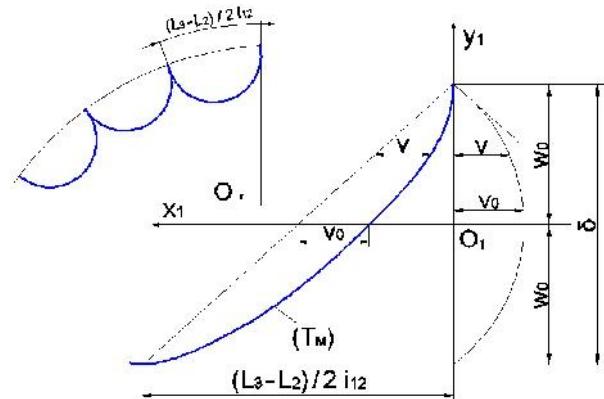


Fig. 4.17. Trasarea traectoriei punctului M de pe fibra dinamic de referin a ro ii flexibile deformate

Astfel, axa absciselor O_1x_1 este tangent la cercul de raza r_{02} , iar axa ordonatelor O_1y_1 coincide cu axa OY a sistemului fix S_3 :

$$x_1 = x; \quad y_1 = y - r_{02} \quad (4.26)$$

Traекторia punctului M fa de sistemul fix S_1 este o curb foarte apropiat de o hipocicloid. Pentru construirea grafic a traectoriei punctului M, cu o bun aproxima ie, se admite c viteza de transport este constant, deoarece deforma ia diametral maxim are valoarea mult mai mic în compara ie cu cea a razei r_{02} . În acest caz, la deplasarea de transport care este rectilinie se adaug și deplasarea relativ tangen ial.

Pozi iile succesive ale punctului M în sistemul fix S_3 (xOy) se pot exprima analitic cu ajutorul rela iei de transformare punctual [107], care define te roto-transla ia sistemului mobil S_2 ($x'' O_2 y''$) în raport cu sistemul fix S_3 :

$$\left(\vec{r}_M \right) = \left[M_{\{ } \right] \cdot \left(\vec{r}_M'' \right) \quad (4.27)$$

$$\left(\vec{r}_M \right) = \begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix}; \quad \left[M_{\{ } \right] = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 & r_{02} \sin \varphi_2 \\ -\sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & r_{02} \cos \varphi_2 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \left(\vec{r}_M'' \right) = \begin{bmatrix} x'' \\ y'' \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

unde: $\left(\vec{r}_M \right)$ – este matricea coloan a vectorului de pozi ie al punctului M

în raport sistemul S_3 ;

$\left(\vec{r}_M'' \right)$ – matricea coloan a vectorului de pozi ie al punctului M

în raport cu sistemul S_2 ;

$[M]$ – matricea de transfer din sistemul mobil S_2 în sistemul fix S_3 .

Coordonatele punctului M în sistemul mobil S_2 se pot exprima analitic prin rela ie (4.29), iar în raport cu sistemul fix S_3 prin rela ie (4.30):

$$\begin{cases} x'' = v(\varphi^*) = -\left(w_0/2\right) \cdot \sin 2\varphi^* \\ y'' = w(\varphi^*) = w_0 \cdot \cos 2\varphi^* \end{cases} \quad (4.29)$$

$$\begin{cases} x = r_{02} \cdot \sin \varphi_2 + x'' \cdot \cos \varphi_2 + y'' \cdot \sin \varphi_2 \\ y = r_{02} \cdot \cos \varphi_2 - x'' \cdot \sin \varphi_2 + y'' \cdot \cos \varphi_2 \end{cases} \quad (4.30)$$

În vederea reprezentării traiectoriilor punctelor M și M' , situate pe aceeași generatoare a roții din ate flexibile scurte, de pe fibrele dinamice de referință din cele două secțiuni frontale ale roții, s-a elaborat un program de calcul scris în limbaj Visual Basic.

În urma rulării acestui program, s-a constatat că la rotirea uniformă a generatorului de unde cu camă se produce rotirea roții din ate flexibile în sens contrar, iar traiectoriile celor două puncte considerate (vezi fig. 4.16) se vor desfășura ca în fig. 4.18, obinându-se astfel două arce de hipocicloid pentru cele două secțiuni frontale considerate.

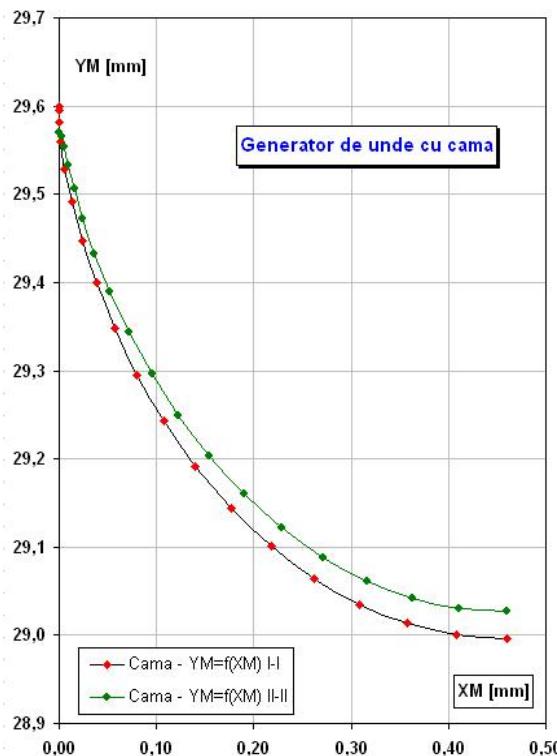


Fig. 4.18. Traiectoriile a două puncte de pe fibre dinamice de referință , din secțiunile frontale ale roții din ate flexibile

Prin rularea programului de calcul destinat trării traiectoriilor, pentru cazul real al TADD cu generatorul de unde tip camă, caracterizat prin următoarele parametrii constructivi și funcționale: $r_{14}^{(3)} = 48,47$; $r_{02} = 29,3$ mm; $w_0 = 0,3$ mm; $w'_0 = 0,27$ mm și $\alpha = 90^\circ$, s-au obținut rezultate generale care sunt prezentate în tabelele 9A și 10A, respectiv în fig. 9A din Anexa A.

4.2.2. Determinarea pozi iilor relative ale din ilor ro ilor conjugate din transmisia armonic din at dubl

Pentru studierea procesului de angrenare dintre flancurile din ilor ro ilor conjugate ale TADD trebuie avut în vedere c în prima treapt de angrenare armonic roata din at rigid este fix , iar în cea de-a doua treapt de angrenare armonic roata din at rigid este mobil .

Mi carea relativ a din ilor ro ii flexibile în raport cu din ii ro ilor rigide conjugate nu se produce în jurul unui punct sau a unei axe fixe, ci se produce o mi care cu viteza unghiular variabil în jurul unui punct care are de asemenea pozi ia variabil în plan. Deci, din ii ro ii flexibile vor executa o mi care plan-paralel , roata din at rigid din prima treapt armonic este fix , iar roata din at rigid mobil va executa o mi care de rota ie pur cu o viteza unghiular constant în jurul unei axe normale pe planul XOY, ce trece prin punctul O.

În cazul tuturor variantelor constructive de transmisii armonice din ate duble (fig. 3.1) una din trepte de angrenare armonic func ioneaz la fel ca i la o transmisie armonic simpl . Pentru treapt respectiv se poate utiliza metoda grafic de determinare a profilului dintelui i ai parametriilor angren rii, care se bazeaz pe construc ia grafic a pozi iilor relative a din ilor ro ilor angrenate, [66, 88].

La TADD, procesul de angrenare armonic a din ilor conjuga i depinde în mare m sur de înc rcarea transmisiei, care influen eaz diferen iat deformarea elementelor sale. Mai mult, în construc ia acesteia apare ca element flexibil o roat din at flexibil scurt , care este prev zut cu dou coroane din ate (una exteroar i cealalt interioar), de unde rezult i condi iile de înc rcare diferite fa de cele de la transmisiile armonice simple.

Zonele de angrenare fiind decalate sub un unghi de 90° (fig. 4.1, b), în treapta I-I de angrenare armonic for a radial din angrenare va produce o strângere a ro ii din ate flexibile pe generatorul de unde, iar în treapta II-II de angrenare armonic roata flexibil va avea tendin a de a se desprinde de pe generatorul de unde.

În timpul func ion rii unei transmisii armonice din ate, odat cu deformarea cilindrului ro ii flexibile poate s apar interferen a din ilor ro ii flexibile cu cei ai ro ii rigide (fix sau mobil). În plus se poate schimba i forma ro ii din ate flexibile când transmisia este înc rcat , jocurile din angrenare nep strându-se constante

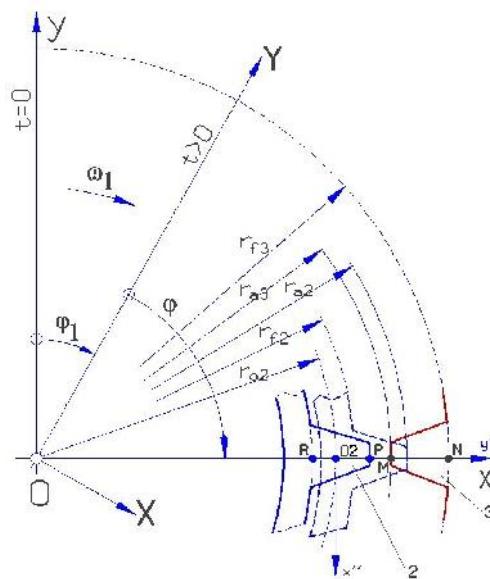
în lungul din ilor. De aceea, procesul de angrenare al din ilor la transmisii armonice simple, când cilindrul ro ii flexibile are lungime considerabil i este deformat la un cap t, trebuie studiat în spa iu i nu în plan.

În cazul TADD angrenarea se poate considera ca fiind plan , deoarece roata din at flexibil este scurt iar coroanele din ate au lungimi reduse.

4.2.2.1. Pozi iile relative ale din ilor din treapta I-I de angrenare a TADD

În § 4.2.1 s-a determinat traectoria mi c rii unui punct situat pe fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile la rotirea generatorului de unde cu cam (fig.4.18). Rela iile acestei traectorii se pot utiliza i pentru construirea tabloului grafic al mi c rii relative a din ilor din procesul de angrenare armonic .

În fig. 4.19 s-a reprezentat cu linie continu pozi ia relativ a doi din i, unul apar înând ro ii rigide fixe (3), iar cel lalt apar înând ro ii din ate flexibile deformate (2), care la momentul ini ial t = 0 se g sesc pe direc ia axei mici a generatorului de unde. Cu linie întrerupt s-a eviden iat pozi ia acelua i dintre a ro ii din ate flexibile când aceasta este în stare nedeformat .



**Fig. 4.19. Pozi iile ini iale ale din ilor
în treapta I-a de angrenare armonic a TADD**

Se observ c sistemul mobil de referin S_2 ($x''O_2y''$), fixat de roata din at flexibil , are originea O_2 la intersec ia axei mici a generatorului de unde cu fibr dinamic de referin a ro ii flexibile nedeformate (arcul de cerc de raz r_{02}).

Axa ordonatelor O_2y'' se suprapune peste axele de simetrie ale din ilor considera i la momentul ini ial. În fig. 4.19 s-au utilizat urm toarele nota ii:

r_{02} – este raza fibrei dinamice de referin a ro ii din ate flexibile;

r_{a2}, r_{a3} – razele cercurilor de cap ale ro ilor, flexibil respectiv rigid fix ;

r_{f2}, r_{f3} – razele cercurilor de picior ale ro ilor, flexibil respectiv rigid fix .

Pozi ia ini ial a dintelui ro ii rigide fixe, în sistemul de axe S_2 ($x''O_2y''$), se stabile te prin pozi iile a dou puncte M i N considerate pe axa de simetrie a dintelui, la intersec ia cu cercul de cap (indice a – punctul M), respectiv cu cercul de picior (indice f – punctul N) al ro ii rigide fixe, [66, 88].

Coordonatele acestor puncte (M, respectiv N) sunt date de rela iile:

$$\left. \begin{aligned} y_M'' &= w_{a3} = r_{a3} \cdot \cos[(2f / z_3) \cdot \mathbb{E}] - r_{02} \\ x_M'' &= v_{a3} = -r_{a3} \cdot (2f / z_3) \cdot \mathbb{E} \end{aligned} \right\} \quad (4.31)$$

respectiv:

$$\left. \begin{aligned} y_N'' &= w_{f3} = r_{f3} \cdot \cos[(2f / z_3) \cdot \mathbb{E}] - r_{02} \\ x_N'' &= v_{f3} = -r_{f3} \cdot (2f / z_3) \cdot \mathbb{E} \end{aligned} \right\} \quad (4.32)$$

în care: – este un parametru ce depinde de coeficientul diferen ei numerelor de din i (k), în cazul TADD avem: = 0, pentru k = 1, [66].

Pentru simplificarea calculelor i a construc iei grafice se consider c dintele ro ii rigide este imobil la rotirea generatorului de unde, iar pozi ia dintelui ro ii flexibile se modifica succesiv.

Pozi ia curent (la un moment dat $t > 0$) a axei mari a generatorului de unde în raport cu axa de simetrie a dintelui ro ii flexibile este dat prin unghiul :

$$\{\ = f/2 - \{_1 = f/2 - \check{S}_1 \cdot t \quad (4.33)$$

Astfel, pozi iile succesive ale dintelui ro ii flexibile se vor determina prin poziiile succesive a dou puncte P i R aflate pe axa de simetrie a dintelui, la intersec ia acesteia cu cercurile de cap (indice a – punctul P), respectiv cu cercul de picior (indice f – punctul R) al ro ii flexibile, [66].

Coordonatele punctelor P și R, în sistemul mobil S₂, sunt date de rela iile:

$$\left. \begin{aligned} y''_P &= w_{a2} = (r_{a3} + w) \cdot \cos \{ _3 - r_{02} - w_3 \\ x''_P &= v_{a2} = v + (r_{a2} - r_{02}) \cdot \ldots - (r_{a2} + w) \cdot \{ _3 - v_3 \end{aligned} \right\} \quad (4.34)$$

respectiv:

$$\left. \begin{aligned} y''_R &= w_{f2} = (r_{f2} + w) \cdot \cos \{ _3 - r_{02} - w_3 \\ x''_R &= v_{f2} = v + (r_{f2} - r_{02}) \cdot \ldots - (r_{f2} + w) \cdot \{ _3 - v_3 \end{aligned} \right\} \quad (4.35)$$

unde: w, v – sunt deplas rile, radial respectiv tangen ial a punctului O₂,

care depind de unghiul (conf. rela iilor 4.22);

w₃,v₃ – deplasarea radial respectiv tangen ial , ca urmare a deform rii

ro ii rigide fixe (w₃ = 0; v₃ = 0);

– unghiul de rotire al normalei, = (3w₀/2r₀₂)·sin2 ;

₃ – unghiul rotirii relative a ro ilor, la rotirea generatorului de unde.

Unghiul ₃ de rotire relativ a celor dou ro i din prima treapt de angrenare armonic , când generatorul de unde se rote te cu viteza unghiular constant ₁, se determin cu ajutorul rela iei:

$$\{ _3 = \frac{\{ _1}{i_{13}^{(2)}} = \frac{\check{S}_1 \cdot t}{i_{13}^{(2)}} = (f / 2 - \{)) / i_{13}^{(2)} \quad (4.36)$$

Raportul de transmitere dat de prima treapt de angrenare armonic a TADD se poate determina cu ajutorul rela iilor:

$$\begin{aligned} i_{13}^{(2)} &= d_3 / (d_3 - d_2) = z_3 / (z_3 - z_2) \\ i_{13}^{(2)} &= d_3 / [2w_0(1 - 3e/r_{02})] \end{aligned} \quad (4.37)$$

unde: e = s/2; s – este grosimea peretelui ro ii flexibile;

de regul : e /r₀₂ = (0,01...0,12), adic : 3e / r₀₂ = (0,03...0,06).

În pozi ia ini ial : = /2, v, și ₃ sunt nule, iar deplasarea radial w = w₀.

Pentru construc ia pozi iilor succesive ale dintelui ro ii flexibile în raport cu dintele ro ii rigide fixe s-a elaborat i rulat un program particularizat al celui destinat pentru trasarea traiectoriei punctului M (§ 4.2.1).

Pozi iile succesive ale dintelui ro ii din ate flexibile în raport cu dintele ro ii rigide fixe sunt prezentate în fig. 4.20, respectiv în fig.10 A și 10 A' din Anexa A. Construc ia grafic din fig. 4.20 s-a reprezentat la scar m rit de 40 : 1.

La construirea traectoriei dintelui ro ii flexibile pe arcul de intrare în angrenare armonic s-au utilizat rela iile: (4.31), (4.32), (4.34) i (4.35), iar între cele dou arce de hipocicloid corespunz toare traectoriilor punctelor P i R s-au trasat segmentele verticale ce corespund axelor de simetrie ale dintelui ro ii flexibile aflat în mi care relativ fa de dintele imobil al ro ii rigide fixe. Pe fiecare din aceste axe s-a reprezentat profilul dintelui ro ii flexibile, prin m rirea unghiului din 10° în 10° .

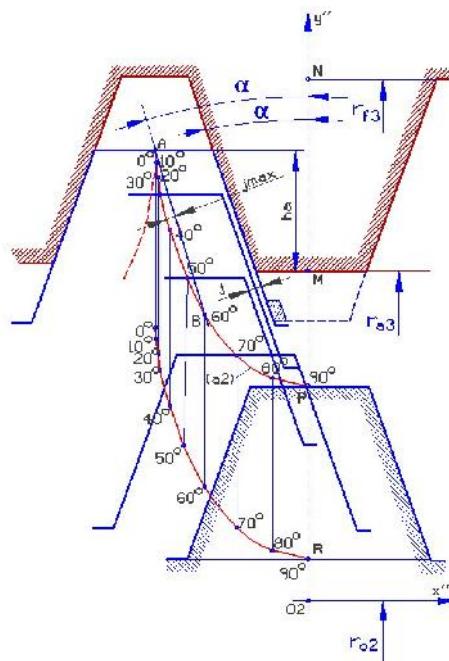


Fig. 4.20. Pozi iile relative ale din ilor în treapta I-a de angrenare a TADD

Pentru construirea traectoriei aceluia i dintele al ro ii din ate flexibile pe arcul de ie ire din angrenare armonic se vor utiliza acelea i rela i ca i la intrare în angrenare, axa ordonatelor O_2y'' se va translata pe axa de simetrie a dintelui vecin al ro ii rigide fixe (se va produce o deplasare tangen ial egal cu pasul p al danturii), iar unghiul se va considera pozitiv i se va modifica de la 0° la $/2$.

Din fig. 4.20 se poate aprecia jocul existent între din ii afla i în angrenare la un moment dat, intersectând dreapta AB (trasat din punctul A, corespunz tor unghiului ini ial $\gamma = 0$, ca fiind paralel la flancul dintelui ro ii rigide) cu traectoria (a_2) a punctului P de pe capul dintelui ro ii flexibile.

M rimea jocului j se stabile te prin m surarea distan ei între traectoria (a_2) a punctului P i dreapta t ietoare AB. Sub punctul B, dreapta AB se situeaz în par-

tea stâng a traectoriei i în aceast zon poate s apar interferen a din ilor la intrarea în angrenare a acestora.

Pentru o anumit valoare dat a unghiului de profil al dintelui, pozi ia de început de interferen depinde în mare m sur de în limea din ilor. Se observ c pentru în limea din ilor considerat în fig. 4.20 nu exist pericol s apar interferen a din ilor, dar în cazul m ririi excesive a în limii din ilor (s-a reprezentat cu linie întrerupt) poate s apar interferen a din ilor (intersectarea flancurilor din ilor conjuga i – reprezentat prin zona ha urat).

M rimea jocului j i pozi ia punctului B de început de interferen depind de asemenea i de forma traectoriei, care la rândul ei depinde de legea de deformare a ro ii din ate flexibile.

Construc ia grafic a pozi iilor relative ale din ilor afla i în angrenare armonic se poate utiliza pentru alegerea parametrilor de baz ai angren rii: unghiul de profil (), în limea din ilor (h), forma i m rimea de deformare a ro ii din ate flexibile (w_0).

4.2.2.2. Pozi iile relative ale din ilor din treapta II-II de angrenare a TADD

Prin montarea ro ii rigide mobile (4) pe arborele de ie ire al transmisiei, astfel încât s ajung în interiorul ro ii din ate flexibile (2), din ii acesteia vor fi în angrenare armonic cu din ii ro ii flexibile în zona axei mici a generatorului de unde i vor fi complet ie i i din angrenare în zona axei mari a generatorului de unde.

În fig. 4.21 s-a reprezentat cu linie continu pozi ia relativ a doi din i, unul apar inând ro ii rigide mobile (4) iar cel lalt ro ii flexibile deformat (2), care la momentul ini ial $t = 0$ se g sesc pe direc ia axei mari a generatorului de unde. Cu linie întrerupt s-a eviden iat pozi ia aceluia i dintre al ro ii din ate flexibile când aceasta este în stare nedeformat .

S-a considerat sistemul de axe de coordonate S_2 ($x''O_2y''$) legat de roata din at flexibil i s-a admis c dintele ro ii rigide mobile este fix, iar mi carea acestuia este preluat de dintele ro ii flexibile.

În fig. 4.21, s-au utilizat urm toarele nota ii:

r_{02} – raza fibrei dinamice de referin a ro ii din ate flexibile;

r'_{a2}, r_{a4} – razele cercurilor de cap ale ro ilor, flexibil respectiv rigid mobil ;

r'_{f2}, r_{f4} – razele cercurilor de picior ale ro ilor, flexibil respectiv rigid mobil .

Procedând în mod analog ca și în cazul primei trepte de angrenare armonică a TADD, se stabilesc pozi iile relative a celor doi din în sistemul de axe mobil S_2 , prin intermediul a câte dou puncte situate pe axe de simetrie ale din ilor, la intersec ia cu cercurile de cap (indice a – pentru punctele M' și P'), respectiv cu cercurile de picior (indice f – pentru punctele N' și R').

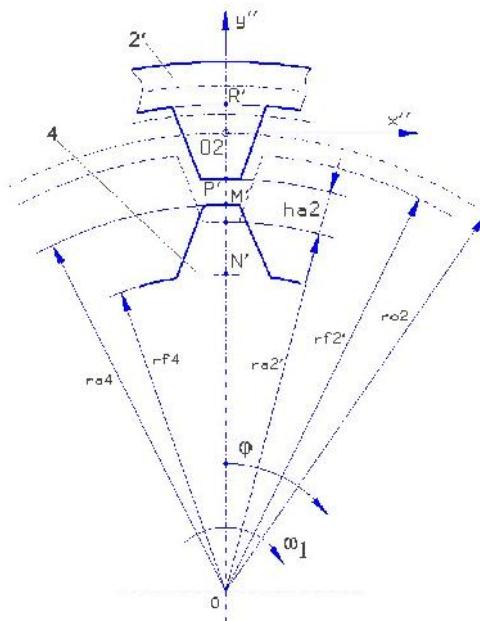


Fig. 4.21. Pozi iile ini iale ale din ilor în treapta a II-a de angrenare a TADD

Astfel, coordonatele punctelor M' și N' de pe axa de simetrie a dintelui rigid mobile se determin cu ajutorul rela iilor:

$$\left. \begin{aligned} y''_{M'} &= w_{a4} = r_{a4} \cdot \cos[(2f / z_4) \cdot \mathbb{E}] - r_{02} \\ x''_{M'} &= v_{a4} = -r_{a4} \cdot [(2f / z_4) \cdot \mathbb{E}] \end{aligned} \right\} \quad (4.38)$$

respectiv:

$$\left. \begin{aligned} y''_{N'} &= w_{f4} = r_{f4} \cdot \cos[(2f / z_4) \cdot \mathbb{E}] - r_{02} \\ x''_{N'} &= v_{f4} = -r_{f4} \cdot [(2f / z_4) \cdot \mathbb{E}] \end{aligned} \right\} \quad (4.39)$$

Pentru construirea tabloului grafic al mi c rii relative a din ilor, se consider că dintele ro ii rigide mobile este fix la rotirea generatorului de unde, iar pozi ia dintelui ro ii flexibile se modific succesiv. La stabilirea coordonatelor punctelor P' și R' de pe dintele ro ii flexibile se va lua de asemenea în considerare că aceast roat a primit deja o mi care de rota ie din prima treapt de angrenare a TADD.

În treapta a II-a de angrenare armonică, din cele două roți flexible fiind amplasate pe suprafața cilindrică interioară va trebui ca în calculul deplasărilor punctelor considerate anterior să se ia în considerare și unghiul θ de rotire a normalei.

Astfel, coordonatele punctelor P' și R' ce definesc poziția relativă a dintelui roții flexible în raport cu dintelele roții rigide mobile considerat fix, la un moment dat $t > 0$, se vor exprima prin următoarele relații:

$$\left. \begin{array}{l} y_{P'}'' = w_{a2} = (r'_{a2} + w) \cdot \cos (\{\dot{4} - \dot{2}\}) - r_{02} \\ x_{P'}'' = v_{a2} = v - (r'_{a2} - r_{02}) \cdot \sin (\{\dot{4} - \dot{2}\}) \end{array} \right\} \quad (4.40)$$

respectiv:

$$\left. \begin{array}{l} y_{R'}'' = w_{f2} = (r'_{f2} + w) \cdot \cos (\{\dot{4} - \dot{2}\}) - r_{02} \\ x_{R'}'' = v_{f2} = v - (r'_{f2} - r_{02}) \cdot \sin (\{\dot{4} - \dot{2}\}) \end{array} \right\} \quad (4.41)$$

În relațiile (4.40) și (4.41) cu $\dot{2}$ și $\dot{4}$ s-au notat unghiurile de rotire a celor două roți din atele (flexibile, respectiv rigid mobil), care se pot determina cu ajutorul relațiilor:

$$\{\dot{4}\} = \{\dot{1}\} / i_{14}^{(3)} \quad (4.42)$$

$$\{\dot{2}\} = \{\dot{1}\} / i_{12}^{(3)} \quad (4.43)$$

Cele două rapoarte de transmitere se calculează în funcție de numerele de dinări ale roților transmisiei armonice din atele duble:

$$i_{12}^{(3)} = \frac{-Z_2}{Z_3 - Z_2} \quad (4.44)$$

respectiv:

$$i_{14}^{(3)} = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_2 \cdot Z_4 - Z'_2 \cdot Z_3} \quad (4.45)$$

Pentru construirea pozițiilor succeseive ale dintelui roții flexible (din 10° în 10°), situat pe suprafața cilindrică interioară a acesteia, în raport cu dintelele roții rigide mobile s-au utilizat relațiile (4.38), (4.39), (4.40) și (4.41), iar în urma rulării programului de calcul particularizat s-a obținut construcția grafică prezentată în fig. 4.22, respectiv în fig. 11A (Anexa A).

Construcția grafică a mișcărilor relative ale roților în treapta a II-a de angrenare armonică s-a reprezentat de asemenea la scară mică de 40 : 1.

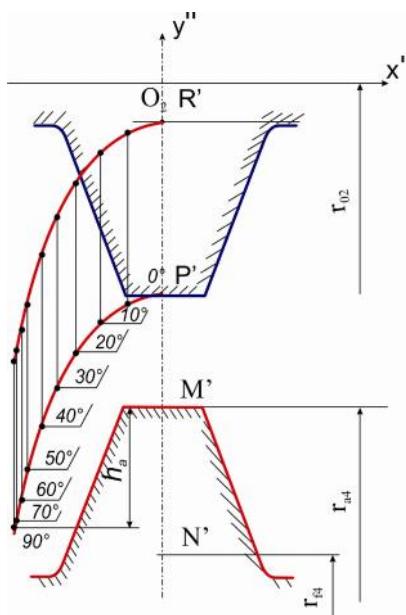


Fig. 4.22. Pozi iile relative ale din ilor în treapta a II-a de angrenare a TADD

Din analiza angren rii armonice din aceast treapt a TADD s-a constatat c la angrenare particip doar o parte din în limea capului dintelui ro ii rigide mobile, motiv pentru care din ii acestei ro i se pot executa f r picior sau cu în limea piciorului mult diminuat .

De aceea, la materializarea ro ilor din ate flexibile cu num r mare de din i i module mici ale danturii ($m < 1$ mm) se poate utiliza fie profilul evolventic, fie cel liniar cu golul lat între din i. Prin m rirea l imii golului pe cercul de picior al ro ii din ate flexibile se produce o cre tere a rezisten ei ro ii flexibile la solicitarea de oboseal , iar tensiunile din peretele acesteia se mic oreaz semnificativ.

În cazul TADD la care numerele de din i ale ro ii flexibile sunt egale în cele dou trepte de angrenare ($z_2 = z'_2$), din ii exteriori (z_2) i cei interiori (z'_2) se afl amplasai pe aceea i generatoare a ro ii. În aceast situa ie deplasarea specific de profil în treapta I-a de angrenare (x_2) va fi mult mai mare decât cea din treapta a II-a de angrenare (x'_2) i se recomand efectuarea calcului geometric îndeosebi pentru treapta a II-a de angrenare armonic .

Din studiul angren rilor armonice din cele dou trepte ale TADD se poate trage concluzia c principali factori care influen eaz calitatea angren rii sunt: profilul dintelui, m rimea i forma de deforma ie a ro ii din ate flexibile.

4.2.3. Determinarea vitezei unui punct de pe fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexible

Viteza de deplasare a unui punct oarecare M de pe fibr dinamic de referin a ro ii din ate flexible (fig. 4.16) se ob ine prin derivarea în raport cu timpul a deplas rii punctului respectiv.

Deoarece la TADD una din roile din ate rigide este fix , iar roata din at flexibil este mobil , viteza de deplasare a unui punct oarecare M de pe fibr dinamic de referin a ro ii flexible în raport cu sistemul fix S₃ (xOy – legat de roata rigid fix) se va compune din viteza de transport a originii O₂ a sistemului mobil S₂(x"O₂y") i viteza relativ .

Viteza de transport $\vec{v}_{O_2}^t$ a originii O₂ a sistemului mobil S₂ este un vector tangent la cercul de raz r₀₂, iar m rimea acesteia se determin cu rela ia:

$$v_{O_2}^t = \dot{S}_2 \cdot r_{02} \quad (4.46)$$

Componetele vitezei relative a punctului M în raport cu sistemul mobil S₂ se exprim în func ie de deplas rile radial , respectiv tangen ial :

$$\begin{aligned} v_{x''}^r &= \frac{dv(\{\}^*)}{dt} = \frac{\partial v(\{\}^*)}{\partial \{\}^*} \cdot \frac{d\{\}^*}{dt} = -w(\{\}^*) \cdot \frac{d\{\}^*}{dt} = (\ddot{S}_1 - \ddot{S}_2) \cdot w(\{\}^*) \\ v_{y''}^r &= \frac{dw(\{\}^*)}{dt} = \frac{\partial w(\{\}^*)}{\partial \{\}^*} \cdot \frac{d\{\}^*}{dt} = 2 \cdot v(\{\}^*) \cdot \frac{d\{\}^*}{dt} = -2 \cdot (\ddot{S}_1 - \ddot{S}_2) \cdot v(\{\}^*) \end{aligned} \quad (4.47)$$

unde: $w = w_0 \cos 2\{\}^*$; $\{\}^* = \{\}_1 + \{\}_2 = -(\ddot{S}_1 - \ddot{S}_2) \cdot t$

Viteza relativ în sistemul fix S₃ se poate ob ine prin înmul irea matricei co loan a vitezei relative din sistemul S₂ cu matricea de transfer din sistemul mobil S₂ în sistemul fix S₃:

$$(\vec{v}_3^r) = [M_{\{\}}] \cdot (\vec{v}_2^r) \quad (4.48)$$

$$(\vec{v}_3^r) = \begin{bmatrix} v_x^r \\ v_y^r \end{bmatrix}; [M_{\{\}}] = \begin{bmatrix} \cos \{\}_0 & \sin \{\}_0 \\ -\sin \{\}_0 & \cos \{\}_0 \end{bmatrix}; (\vec{v}_2^r) = \begin{bmatrix} v_x''^r \\ v_y''^r \end{bmatrix} \quad (4.49)$$

Viteza absolut a punctului M în raport cu sistemul fix S_3 se poate exprima sub form matriceal , [37, 107]:

$$(\vec{v}_M) = (\vec{v}_{O_2}^t) + [M_{\zeta}] \cdot (\vec{v}_2^r) = (\vec{v}_{O_2}^t) + (\vec{v}_3^r) \quad (4.50)$$

$$(\vec{v}_M) = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix}; \quad (\vec{v}_{O_2}^t) = \begin{bmatrix} v_{O_2}^t \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.51)$$

Componentele vitezei absolute a punctului M în sistemul S_3 se pot exprima analitic pornind de la rela ia (4.50):

$$\begin{cases} v_x = v_{O_2}^t + v_x^r \\ v_y = v_y^r \end{cases} \quad (4.52)$$

4.3. Analiza geometric a transmisiei armonice din ate duble

Una dintre preocup rile de baz a cercet orilor din domeniul transmisiilor armonice din ate a constat în elaborarea unei metodologii de proiectare, având în vedere solicit rile la care este supus roata din at flexibil , fapt rezultat din numeroase lucr ri de specialitate [3, 66, 108, 112, 116].

Deoarece roata din at flexibil este elementul cel mai puternic solicitat al transmisiei, se recomand ca prin calculul de proiectare s se stabileasc mai întâi dimensiunile geometrice ale acesteia, urmând ca dimensiunile geometrice pentru roile din ate rigide, respectiv pentru generatorul de unde s se adopte în funcie de dimensiunile p r ilor conjugate ale ro ii din ate flexibile.

Proiectarea geometric a TADD a avut în vedere definirea geometric a generatorului de unde i a ro ilor din ate componente, astfel încât s fie îndeplinite condi iile func ionale impuse transmisiei. Pentru definirea parametrilor geometrici i dimensionali ai ro ilor transmisiei, precum i ai danturilor acestora, s-a considerat ca i parametrul de referin : modulul danturii (m).

4.3.1. Geometria generatorului de unde

Tipurile de generatoare de unde folosite la încercarea TADD au fost cele utilizate frecvent i în construc ia transmisiilor armonice simple, i anume: generatorul mecanic cu cam , cu 2 role, respectiv cu 2 discuri excentrice (fig. 4.8).

Generatorul de unde cu dou role (fig. 4.23, a) se materializeaz constructiv foarte simplu, prin montarea liber a doi rulmen i standardiza i pe axele lor i pozi ionarea acestora diametral opus. Singur problem mai delicat const în realizarea distan ei necesare între axele rulmen ilor, astfel încât în sec iunea frontal I-I a ro ii flexible, în zonele decalate cu 90° din ii ro ii flexible i cei ai ro ii rigide fixe s fie complet ie i i din angrenare.

Diametrul circumferin ei d_0 pe care sunt pozi ionate centrele celor doi rulmen i se determin cu rela ia:

$$d_0 = d_i + 2 \cdot w_0 - d_r \quad (4.53)$$

în care: d_i – este diametrul interior al ro ii din ate flexible nedeformate;

d_r – diametrul exterior al rulmentului.

La alegerea rulmen ilor radiali, prin care se materializeaz cele 2 role, trebuie s se fac calcule cu privire la verificarea durabilit ii rulmen ilor adopta i, prin larea în considerare a for ei radiale totale cu care generatorul de unde deformeaz roata din at flexibil , care va fi preluat de fiecare rulment în parte.

Marele dezavantaj al acestui tip de generator de unde const în faptul c în afara zonelor de contact cu roata din at flexibil , aceasta se poate deforma liber, ceea ce conduce la cre terea tensiunilor în corpul ro ii flexible i totodat la sc - derea capaci ii portante a transmisiei armonice.

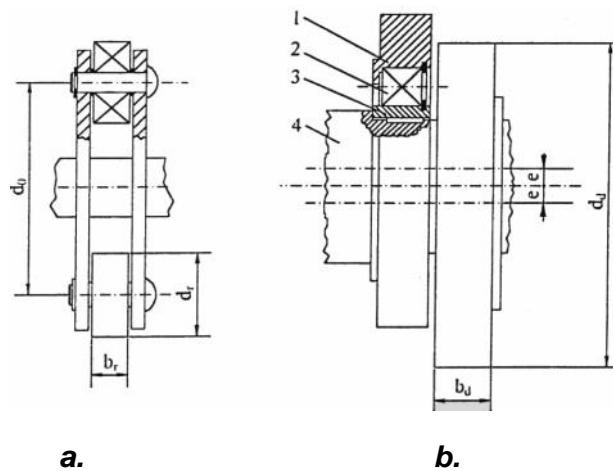


Fig. 4.23. Construc ia generatoarelor mecanice de unde

Generatorul de unde cu dou discuri excentrice (fig. 4.23, b) prezint avanta ful fa de varianta constructiv cu dou role, deoarece diametrul d_d al discurilor

excentrice este mai mare decât diametrul d_r al rolelor și va asigura astfel o cretere a capacitatii portante a transmisiei prin participarea simultană a unui număr mai mare de dină în angrenare armonică.

Discurile excentrice (1) sunt montate liber prin intermediul rulmenilor radiali cu bile (2) pe bucle excentrice (3), fixate la rândul lor pe arborele conductor (4). Diametrul discurilor excentrice d_d și excentricitatea e se aleg în astfel încât unghiul de aciune al discurilor să se situeze în domeniul $(20^\circ \dots 40^\circ)$, pentru o anumită valoare dată a deformării radiale maxime w_0 .

Precizia de execuție a discurilor, precum și de montaj a acestora pe arborele conductor influențează în mare măsură calitatea funcționării transmisiei. Dezechilibrul generatorului de unde poate conduce în timpul funcționării la apariția unor sarcini dinamice mari, la vibrații și zgomote.

Generatorul de unde cu camă este cel mai bun tip de generator, deoarece permite deformarea forțată controlată a roții dină flexibile pe toată periferia sa, sub formă eliptică. În acest caz se prestrează permanent forma de deformare a roții dină flexibile și se pot transmite astfel sarcini mult mai mari, repartizate mult mai uniform pe toată lungimea dină angrenării.

În vederea efectuirii testelor experimentale asupra TADD s-au fabricat toate cele trei tipuri de generatoare de unde mecanice, iar în cadrul Centrului pentru Simulații Numerice și Prototipare al Facultății de Mecanică și Ingineria Materialelor din Reșița s-a modelat și realizat un tip special de generator de unde cu camă, care are la bază construcția sale cama prezentată în fig. 4.24.

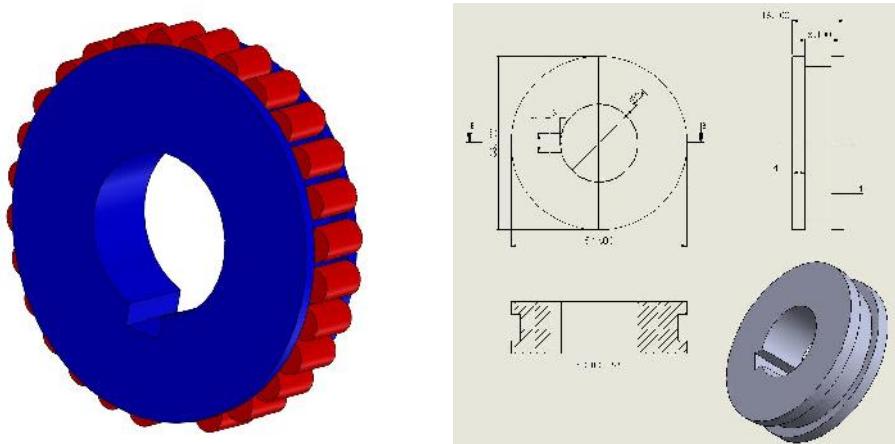


Fig. 4.24. Generatorul de unde cu camă

Cama fabricat are o construc ie special , fiind profilat eliptic i prev zut pe suprafa periferic cu o canelur de lime 8 mm i adâncime constant de 3 mm. Canelura este astfel dimensionat încât s permit montarea a 28 de role cilindrice în interiorul s u, care se pot roti liber în timpul func ion rii TADD.

Pe baza metodologiilor de calcul prezentate în referin ele bibliografice [3, 51, 66, 88], s-au ob inut urm toarele valori pentru principalele dimensiuni ale genera-toarelor de unde realizate i cercetate:

- pentru generator de unde cu cam :
 - diametrul rolelor: $d_r = 5$ mm;
 - lungimea rolelor: $l_r = 8$ mm;
 - lungimea canalului din cam : $l_c = 8$ mm;
 - adâncimea canalului din cam : $h_c = 3$ mm.
- pentru generator de unde cu dou role:
 - diametrul exterior al rulmentului: $d_r = 22$ mm;
 - limea rulmentului: $b_r = 8$ mm;
 - diametrul circumferin ei de dispunere a rulmen ilor: $d_g = 38.6$ mm.
- pentru generator de unde cu dou discuri excentrice:
 - excentricitatea fusului discului fa de axa arborelui: $e = 1,2$ mm;
 - diametrul exterior al discului excentric: $d_d = 56,145$ mm;
 - limea discului excentric: $b_d = 8$ mm.

4.3.2. Geometria ro ilor din ate ale transmisiei armonice din ate duble

Proiectarea geometric a TADD a avut ca scop definirea dimensional-geometric a ro ilor i a danturilor acestora, astfel încât s se asigure condi iile func ionale impuse, adic s se realizeze transmiterea mi c rii de rota ie cu un raport de transmitere constant dat.

Din studiul condi iilor cinematice ale TADD, prezentat în § 4.2.2, a rezultat c profilul optim al din ilor ro ilor este cel rectiliniar, iar din ii în sec iune transversal vor avea forma trapezoidal (fig. 4.25).

La proiectarea TADD cu generator cu dou unde de deformare i cu profilul rectiliniar al danturilor ro ilor, elementele geometrice caracteristice ale ro ilor i ale danturilor acestora s-au determinat în func ie de modulul danturii (m), prin utiliza-re rela iilor particularizate prezentate în tabelul 4.3. În rela iile de calcul unde

apar simultan dou semne, se accept semnul superior pentru roat cu dantur exteroar , respectiv semnul inferior pentru roat cu dantur interioar .

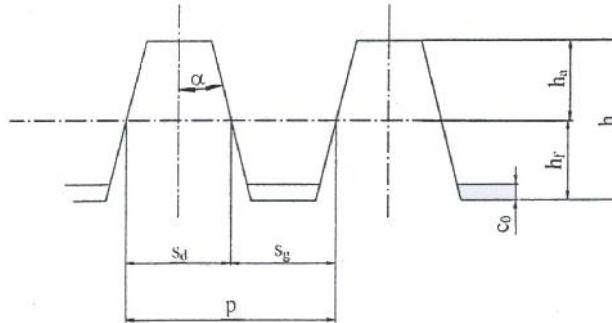


Fig. 4.25. Profilul rectiliniar al danturii

Tabelul 4.3. Algoritmul de calcul geometric al TADD

Nr. crt.	Denumirea parametrului geometric	Simbolul i u.m.	Rela ia de calcul
1.	Pasul danturii	p [mm]	$p = \pi \cdot m$
2.	În limea capului dintelui	h_a [mm]	$h_a = 7/8 \cdot m$
3.	În limea piciorului dintelui	h_f [mm]	$h_f = 9/8 \cdot m$
4.	În limea dintelui	h [mm]	$h = 2 \cdot m$
5.	Joc de cap radial maxim	c_0 [mm]	$c_0 = 0,3 \cdot m$
6.	Grosimea dintelui pe cercul de divizare	s_d [mm]	$s_d = 7/16 \cdot \pi m$
7.	Lungimea arcului golului pe cercul de divizare	s_g [mm]	$s_g = 9/16 \cdot \pi m$
8.	Semiunghiul la vîrf al profilului dintelui	alpha [grd]	$\alpha = \operatorname{arctg} \pi / 2,88 \cdot n_u$ $\alpha = 28^\circ 36' 31''$
9.	Semiunghiul la vîrf al golului dintre din i	alpha + Delta alpha [grd]	$\alpha + \Delta\alpha = \alpha + \operatorname{arctg} (3,6693 \cdot m/d_3)$ d_3 - diametrul de divizare al ro ii rigide fixe
10.	Limea danturii	b [mm]	$b = (0,1 \dots 0,3) \cdot d_i$ [112] d_i - diam. interior al ro ii flexibile
11.	Lungimea te iturii danturii	t [mm]	$t = (0,1 \dots 0,15) \cdot b$ [112]
12.	Diametrul de divizare al ro ii	d [mm]	$d = m \cdot z$
13.	Diametrul de cap al ro ii	d_a [mm]	$d_a = d \pm 2h_a$
14.	Diametrul de picior al ro ii	d_f [mm]	$d_f = d \mp 2h_f$
15.	Grosimea peretelui ro ii flexibile în zona nedanturat	s [mm]	$s = (0,01 \dots 0,02) \cdot d_i$ [112]
16.	Lungimea ro ii flexibile	l [mm]	$l = s / (0,02 \dots 0,03)$ [112]

Pe baza algoritmului prezentat în tabelul 4.3, s-a conceput și elaborat un program pentru calculul geometric al ro ilor din ate din TADD, scris în limbajul Borland Pascal 7.0.

La proiectarea geometric a TADD s-au considerat cunoscute urm toarele date ini ale: momentul de torsiune la arborele de ie ire, $M_{t4} = 100 \text{ N}\cdot\text{m}$; tura ia elementului condus, $n_4 = 30 \text{ rot/min}$; raportul de transmitere, $i_{14}^{(3)} = 48,47$; num rul de unde, $n_u = 2$ i randamentul mecanic, $\eta = 0,8$.

Pentru execu ia elementelor specifice ale TADD s-a admis clasa a 7-a de precizie, profilul rectiliniar al danturilor ro ilor i s-au ales urm toarele grupe de materiale:

- pentru roat din at flexibil : 34MoCrNi20;
- pentru ro ile rigide, fix respectiv mobil : OLC 45;
- pentru discurile excentrice: OLC45;
- pentru cam : Vero White.

În urma rul rii programului de calcul, în cazul TADD cercetate, s-au ob inut pentru principali parametrii geometrici i dimensionali ai ro ilor din cele dou trepte de angrenare armonic valorile prezentate în tabelul 4.4.

Tabelul 4.4. Parametrii geometrici ai ro ilor din ate ale TADD

Nr. crt. (1)	Denumirea parametrului geometric (2)	Simbolul, valoarea i u.m. (3)
Treapta I-a de angrenare armonic : roata rigid fix / roata flexibil		
1.	Modulul danturii	$m = 0,3 \text{ mm}$
2.	Pasul danturii	$p = 0,9424 \text{ mm}$
3.	Deforma ia radial maxim	$w_0 = 0,3 \text{ mm}$
4.	Numerele de din i ale ro ilor, rigid fix / flexibil	$z_3 = 202 \text{ din } i / z_2 = 200 \text{ din } i$
5.	Diferen a între numerele de din i ale ro ilor conjugate	$z_3 - z_2 = 2 \text{ din } i$
6.	Diametrul de divizare al ro ii rigide fixe	$d_3 = 60,6 \text{ mm}$
7.	Diametrul de cap al ro ii rigide fixe	$d_{a3} = 60,075 \text{ mm}$
8.	Diametrul de picior al ro ii rigide fixe	$d_{f3} = 61,275 \text{ mm}$
9.	Diametrul de divizare al ro ii flexible	$d_2 = 60 \text{ mm}$
10.	Diametrul de cap al ro ii din ate flexible	$d_{a2} = 60,525 \text{ mm}$
11.	Diametrul de picior al ro ii din ate flexible	$d_{f2} = 59,325 \text{ mm}$
12.	Diametrul interior al ro ii din ate flexible	$d = 58,125 \text{ mm}$
13.	În limea dintelui	$h = 0,6 \text{ mm}$
14.	În limea capului dintelui	$h_a = 0,2625 \text{ mm}$
15.	În limea piciorului dintelui	$h_f = 0,3375 \text{ mm}$
16.	Jocul radial maxim din zona de angrenare	$c_0 = 0,06 \text{ mm}$

Tabelul 4.4. Parametrii geometrici ai ro ilor din ate ale TADD

(1)	(2)	(3)
17.	Semiunghiul la vîrf al profilului dintelui	$\alpha_2 = 28^\circ 36' 31''$
18.	Semiunghiul la vîrf al golului dintre din ii ro ii flexibile	$\alpha_2 + \Delta\alpha_2 = 29^\circ 38' 51''$
19.	Grosimea dintelui pe cercul de divizare	$s_d = 0,4123 \text{ mm}$
20.	Limea golului m surat pe cercul de divizare	$s_g = 0,5301 \text{ mm}$
21.	Lungimea danturilor ro ilor, rigid fix respectiv flexibil	$b_3 = 12 \text{ mm}; b_2 = 12 \text{ mm}$
22.	Lungimea ro ilor, rigid fix respectiv flexibil	$l_3 = 16 \text{ mm}; l_2 = 30 \text{ mm}$
23.	Grosimea peretelui ro ii din ate flexibile	$s = 0,6 \text{ mm}$
24.	Lungimea te iturii	$t = 1,5 \cdot s = 0,9 \text{ mm}$

Treapta a II-a de angrenare armonic : roata flexibil / roata rigid mobil

25.	Modulul danturii	$m = 0,3 \text{ mm}$
26.	Pasul danturii	$p = 0,9424 \text{ mm}$
27.	Deforma ia radial maxim	$w'_0 = 0,27 \text{ mm}$
28.	Numerele de din i ale ro ilor, flexibil / rigid mobil	$z'_2 = 192 \text{ din } i / z_4 = 190 \text{ din } i$
29.	Diferen a între numerele de din i ale ro ilor conjugate	$z'_2 - z_4 = 2 \text{ din } i$
30.	Diametrul de divizare al ro ii din ate flexibile	$d'_2 = 57,6 \text{ mm}$
31.	Diametrul de cap al ro ii din ate flexibile	$d_{a2} = 57,075 \text{ mm}$
32.	Diametrul de picior al ro ii din ate flexibile	$d'_{f2} = 58,275 \text{ mm}$
33.	Diametrul de divizare al ro ii rigide mobile	$d_4 = 57 \text{ mm}$
34.	Diametrul de cap al ro ii rigide mobile	$d_{a4} = 57,525 \text{ mm}$
35.	Diametrul de picior al ro ii rigide mobile	$d_{f4} = 56,325 \text{ mm}$
36.	În limea dintelui	$h = 0,6 \text{ mm}$
37.	În limea capului dintelui	$h_a = 0,2625 \text{ mm}$
38.	În limea piciorului dintelui	$h_f = 0,3375 \text{ mm}$
39.	Jocul radial maxim din zona de angrenare	$c_0 = 0,06 \text{ mm}$
40.	Semiunghiul la vîrf al profilului dintelui	$\alpha_2 = 28^\circ 36' 31''$
41.	Semiunghiul la vîrf al golului dintre din ii ro ii flexibile	$\alpha_2 + \Delta\alpha_2 = 29^\circ 38' 51''$
42.	Grosimea dintelui pe cercul de divizare	$s_d = 0,4123 \text{ mm}$
43.	Limea golului m surat pe cercul de divizare	$s_g = 0,5301 \text{ mm}$
44.	Lungimea danturilor ro ilor, flexibil respectiv rigid mobil	$b'_2 = 12 \text{ mm}; b_4 = 12 \text{ mm}$
45.	Lungimea ro ilor, flexibil respectiv rigid mobil	$l_2 = 30 \text{ mm}; l_4 = 12 \text{ mm}$

În fig. 4.26 ÷ 4.28 sunt prezentate formele geometrice i desenele de execu ie ale celor trei ro i din ate ce intr în componen a TADD, care au fost realizate i anume: roata rigid fix , roata flexibil i roata rigid mobil , iar în fig. 4.29 se prezint fotografia celor 6 ro i din ate flexibile scurte fabricate în cadrul Departamentu

lui de Inginerie Mecanic din Reia

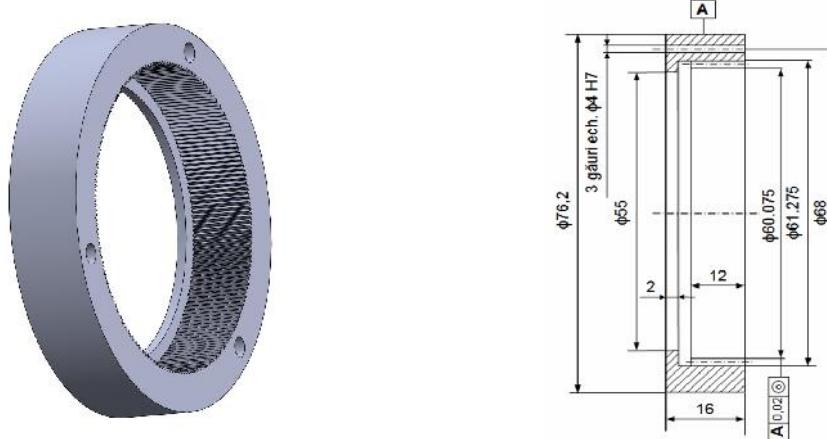


Fig. 4.26. Root din at rigid fix

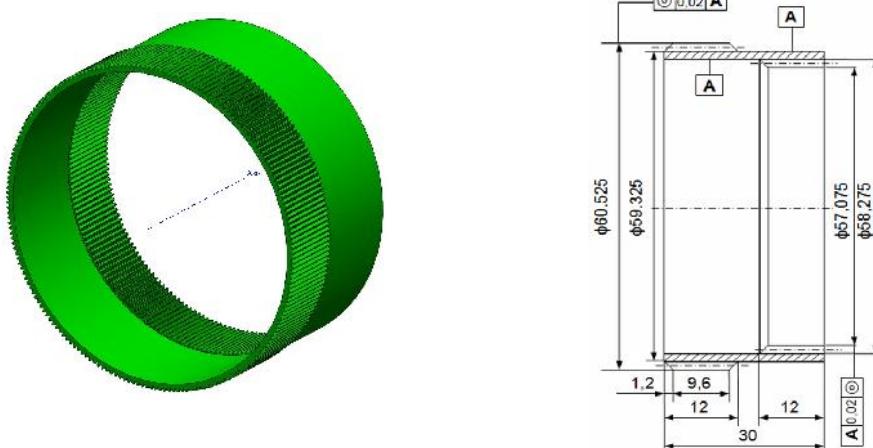


Fig. 4.27. Roat din at flexibil

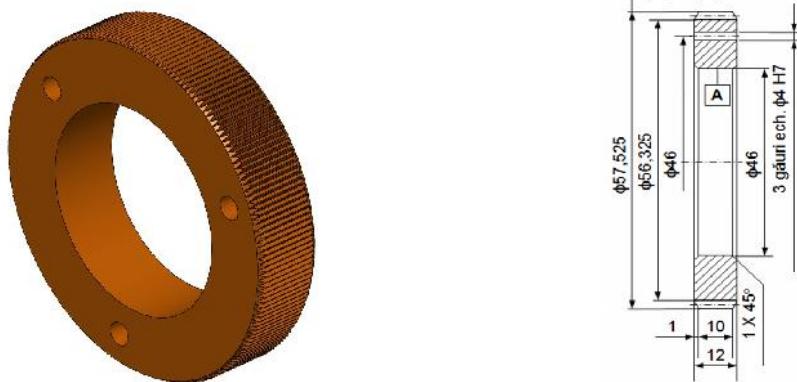


Fig. 4.28. Roat din at rigid mobil



Fig. 4.29. Ro i din ate flexibile scurte

În cadrul Centrului pentru Simulări Numerice și Prototipare al Facultății de Mecanică și Ingineria Materialelor s-a mai modelat și realizat și o roată din material flexibil confecționată dintr-un material nemetalic, de tip polimeric (Vero White), care este prezentată în fig. 4.30, având aceleiași elemente geometrice ca și celelalte roți flexible metalice executate.

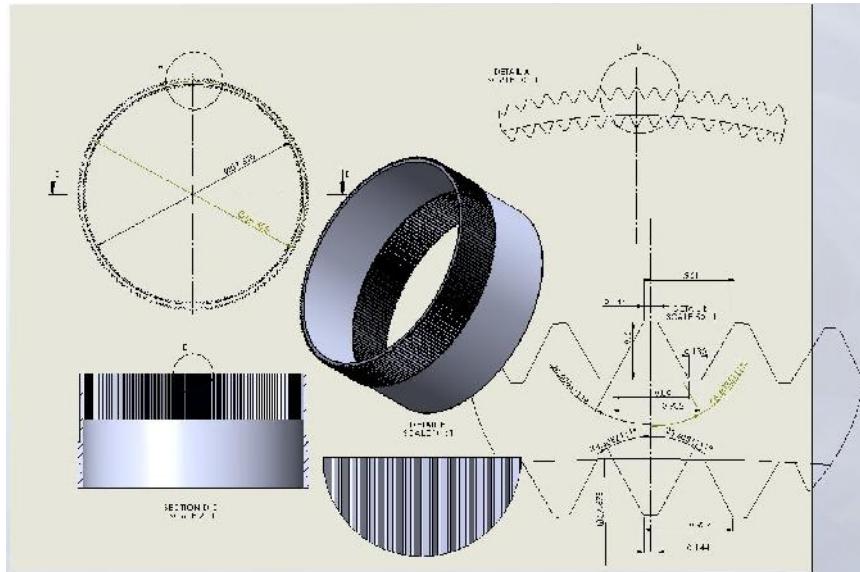


Fig. 4.30. Roata din at flexibil nemetalic

În urma proiectării și fabricării elementelor componente ale transmisiei, prezentate în fig. 1B ÷ 8B (Anexa B), s-au asamblat două TADD în vederea efectuării

test rilor experimentale. Schema de asamblare a TADD este prezentat fig. 4.31, iar ansamblul acestora în fig. 4.32, respectiv în fig. 9B (Anexa B).

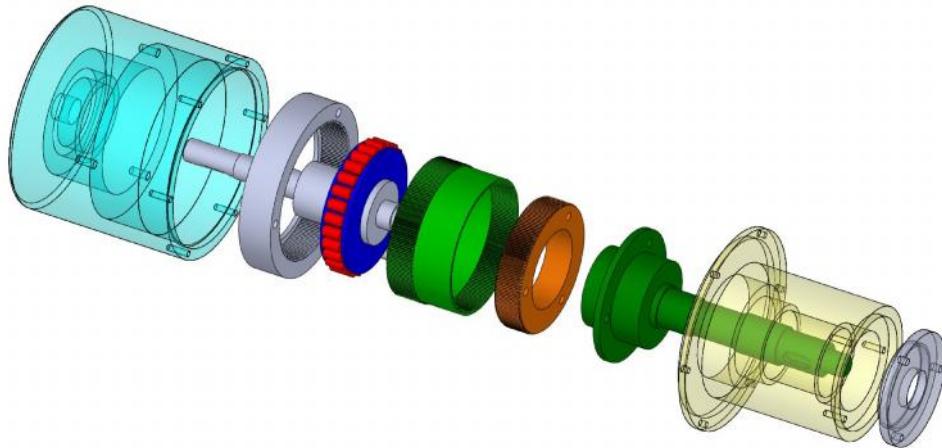


Fig. 4.31. Schema de asamblare a TADD

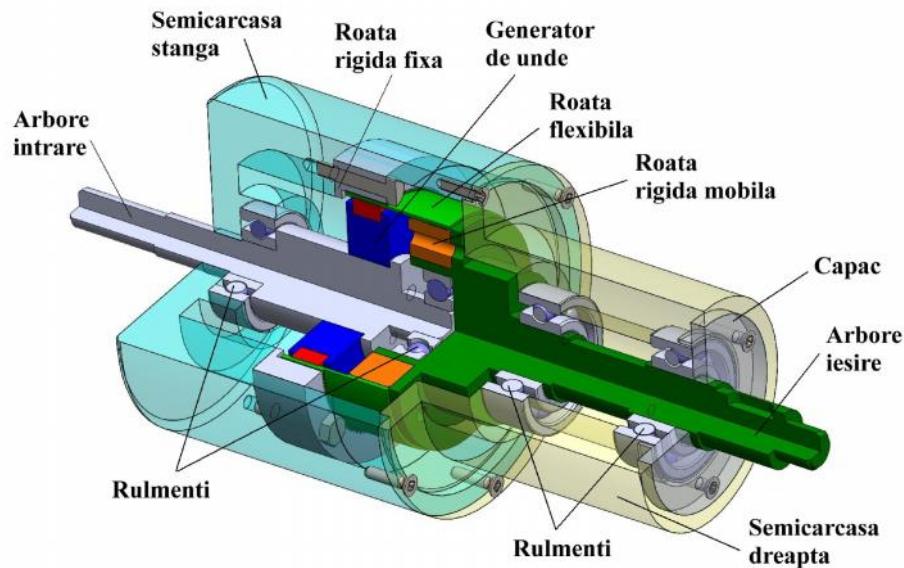


Fig. 4.32. Schema de ansamblu a TADD

4.4. Concluzii i contribu ii personale

Cercet rile teoretice efectuate cu privire la analiza cinematic i geometric a transmisiei armonice din ate duble, permit s se eviden ieze urm toarele concluzii i contribu ii personale:

- demonstrarea viabilit ii TADD prin prezentarea principiului de func ionare i a particularit ilor constructiv-func ionale ale acesteia;
- determinarea raportului de transmitere al TADD prin utilizarea metodei analitice a invers rii mi c rii i analizarea comparativ a acestuia pentru cele dou modele cinematice ale TADD ($z_2 = z'_2$, respectiv $z_2 \neq z'_2$);
- formularea premiselor pentru studierea comportamentului static al ro ii din ate flexibile cu danturi radiale combinate (externoar , respectiv interioar), prin echivalarea acesteia cu un tub cilindric sub ire, de grosime constant i deforma ii elastice mici ($w_0 = 0,3$ mm);
- prezentarea comparativ-critic a legilor de deformare a ro ii din ate flexibile a TADD, pentru cele patru tipuri de generatoare de unde (cu cam , cu 2 role, cu 4 role i cu 2 discuri excentrice), prin conceperea i rularea unui program original de calcul, scris în limbajul Visual Basic;
- optimizarea legii de deformare a ro ii din ate flexibile prin demonstrarea similitudinii între legea de deformare ie cosinusoidal i cea eliptic , pe care o poate înlocui cu o foarte bun aproxima ie;
- prezentarea unui studiu analitic de determinare a traectoriilor i a vitezelor punctelor situate pe fibra dinamic de referin a ro ii din ate flexibile i confirmarea corectitudinii acestuia prin compararea rezultatelor analitice cu cele ob inute în urma rul rii programului de calcul, scris în limbajul Visual Basic;
- verificarea i modelarea matematic a proceselor de angrenare armonic din cele dou trepte de angrenare ale TADD, prin stabilirea pozi ilor relative a din ilor afla i în angrenare armonic ;
- elaborarea unei metodologi originale de proiectare geometric a TADD, prin fundamentarea rela ilor de definire a parametrilor geometri ai ro ilor din ate ale TADD i a geometriei generatoarelor de unde cercetate;
- proiectarea asistat de calculator a TADD, prin elaborarea i rularea unui programului de calcul original, scris în limbajul Borland Pascal 7.0, conceput pe baza algoritmului de calcul geometric prezentat;
- realizarea fizic a componentelor transmisiei armonice din ate duble: generatoare de unde: cu cam , cu 2 role i cu 2 discuri excentrice, respectiv a ro ilor din ate (rigid fix , flexible i rigid mobil) în vederea asambl rii TADD i efectu rii investiga ilor experimentale.

Cap. 5. SIMULAREA NUMERIC A RO II DIN ATE FLEXIBILE

5.1. Modelarea domeniului de analiz

Roata din at flexibil a TADD se afl intr-o stare complex de tensiune i deforma ie elastic , care depinde de numero i factori ca: tipul generatorului de unde, forma geometric a ro ii din ate flexibile, momentul de torsiune transmis i modul de cuplare a ro ii din ate flexibile cu arborele de ie ire.

În vederea cercet rii st rii de tensiune i deforma ie din roat din at flexibil a TADD i realiz rii simul rii numerice cu ajutorul metodei elementului finit, prin utilizarea modulului SolidWorks Simulation, s-a necesitat mai întâi modelarea do meniului de analiz .

În calculul numeric, roata din at flexibil a TADD a fost modelat printr-un cilindru deschis la ambele capete, definit prin raza $r = 29,3\text{mm}$, lungimea $l = 30\text{mm}$ i grosimea peretelui constant $s = 0,6 \text{ mm}$, care este prev zut cu cele dou danturi (externoar , respectiv interioar) cu l imile de 12 mm.

Analiza comportamentului dinamic al ro ii din ate flexibile s-a realizat pentru 3 modele geometrice distinete, corespunz toare celor 3 variante constructive de generatoare de unde, i anume:

- generator de unde cu 2 role, fig. 5.1;
- generator de unde cu 2 discuri excentrice, fig. 5.2;
- generator de unde cu cam , fig. 5.3.

Primul model de analiz este constituit din roat din at flexibil a TADD i un generator de unde cu 2 role. Cele 2 role s-au modelat prin 2 cilindrii circulari drepti identici, caracteriza i prin diametrul cilindrului $d_r = 22 \text{ mm}$ i în limea cilindrului $b_r = 8 \text{ mm}$.

Al doilea model de analiz s-a ob inut din primul, prin înlocuirea celor 2 role cu 2 discuri excentrice, definite prin diametrul discului $d_d = 56,145 \text{ mm}$ i l imea discului $b_d = 8 \text{ mm}$.

În cazul celui de-al treilea model de analiz , deformarea elastic a ro ii din ate flexibile a transmisiei este provocat de o cam plan , caracterizat prin l imea constant $b_c = 8 \text{ mm}$.

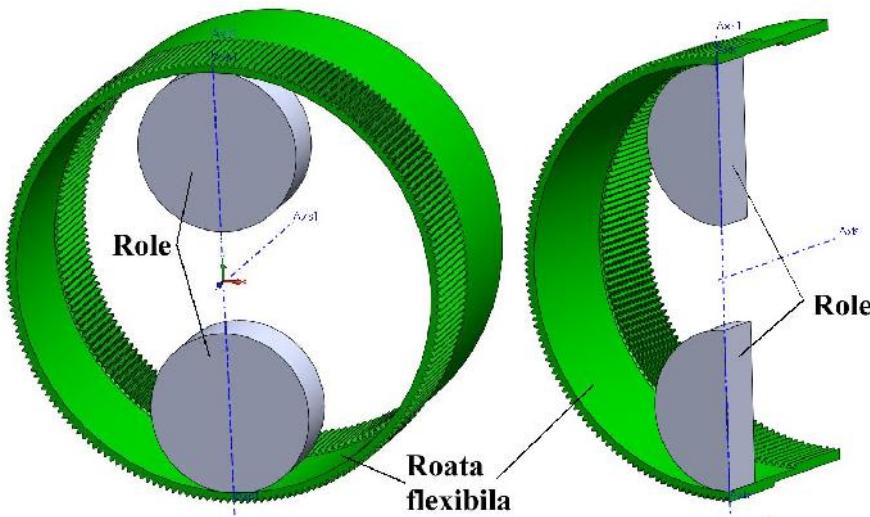


Fig. 5.1.
Generator de unde cu 2 role

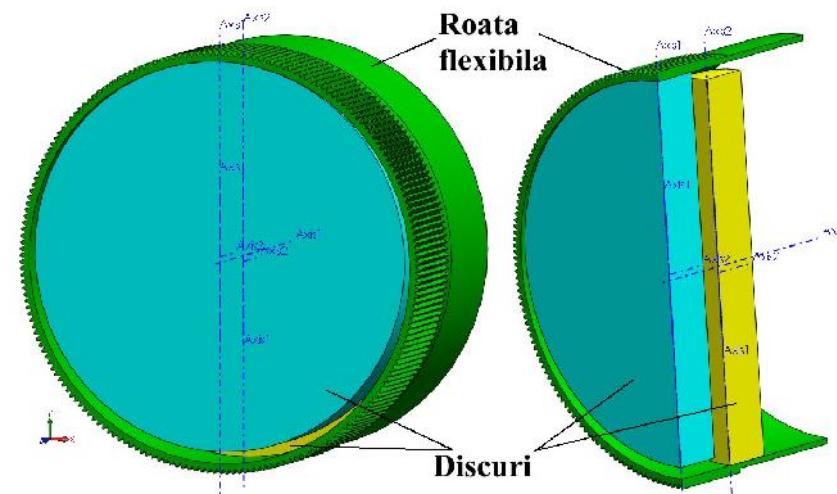


Fig. 5.2.
Generator de unde cu 2 discuri excentrice

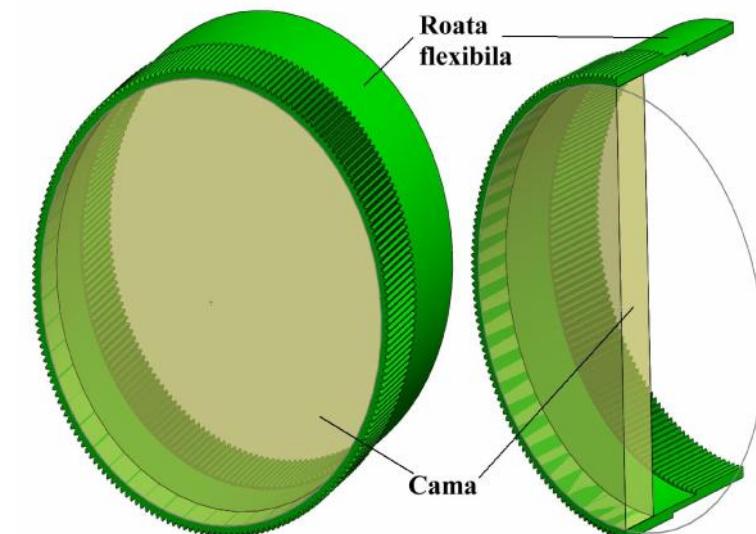


Fig. 5.3.
Generator de unde cu cam

Obiectul simul rii numerice îl constituie numai roata din at flexibil , care este un solid deformabil mai deosebit, iar cele trei variante constructive de generatoare de unde sunt concretizate prin intermediul condi iilor de frontier aplicate.

5.2. Simularea numeric a st rii de tensiune i deforma ie din roata din at flexibil

5.2.1. Etapele simul rii numerice

Simularea numeric a ro ii din ate flexibile a inclus urm toarele etape:

- modelarea geometriei 3D a ro ii din ate flexibile i a celor 3 variante constructive de generatoare de unde (cu 2 role, cu 2 discuri excentrice i cu cam), în programul CAD SolidWorks;
- definirea studiului de caz (de analiz);
- definirea materialului din biblioteca de materiale;
- definirea restrângerilor i aplicarea înc rc rilor;
- discretizarea în elemente finite a modelului analizat;
- calculul deforma iilor i a tensiunilor, prin modulul SolidWorks Simulation;
- vizualizarea i analizarea rezultatelor.

a). Definirea studiului de caz

SolidWorks Simulation opereaz cu conceptul de "Study", care s-ar traduce tehnic prin studiu de caz, în eles ca o reuniune de caracteristici specifice unei analize: tipul analizei i op iuni asociate, materiale, un set de înc rc ri i condi ii de frontier , precum i discretizarea modelului analizat.

Prima etap , dup deschiderea fi ierului ce conine modelarea geometric a piesei sau ansamblului, este definirea studiului de caz, prin specificarea numelui acestuia, a tipului de analiz (static , frecven , flambaj, termic sau analiz neliniar), respectiv a modului de discretizare (cu elemente spa iale de tip "solid" sau "shell" dedicate analizei suprafelor).

Dup definirea numelui studiului de caz se pot specifica propriet ile acestuia, care depind de tipul de analiz selectat. Deoarece geometria ro ii din ate flexibile a TADD a fost modelat în solide, simularea numeric a acesteia const într-o analiz static linear , iar discretizarea se va realiza cu elemente finite solide.

Analiza static liniar calculeaz deplas ri (*displacement*), alungiri (*strains*) i tensiuni (*stress*) sub efectul înc rc rilor statice aplicate asupra modelului analizat.

b). Definirea materialului

Pentru calculul analizei se impune specificarea materialelor pentru componentele modelului analizat. Materialele pot fi selectate din libr ria de materiale inclus în SolidWorks Simulation, care cuprinde materiale organizate pe categorii: o el, aluminiu, cupru etc., fiecare categorie con înând câte un set de materiale cu propriet i predefinite.

Materialul selectat pentru roata din at flexibil este un o el aliat (*Alloy Steel*), ale c rui caracteristici sunt prezентate în fig. 5.4.

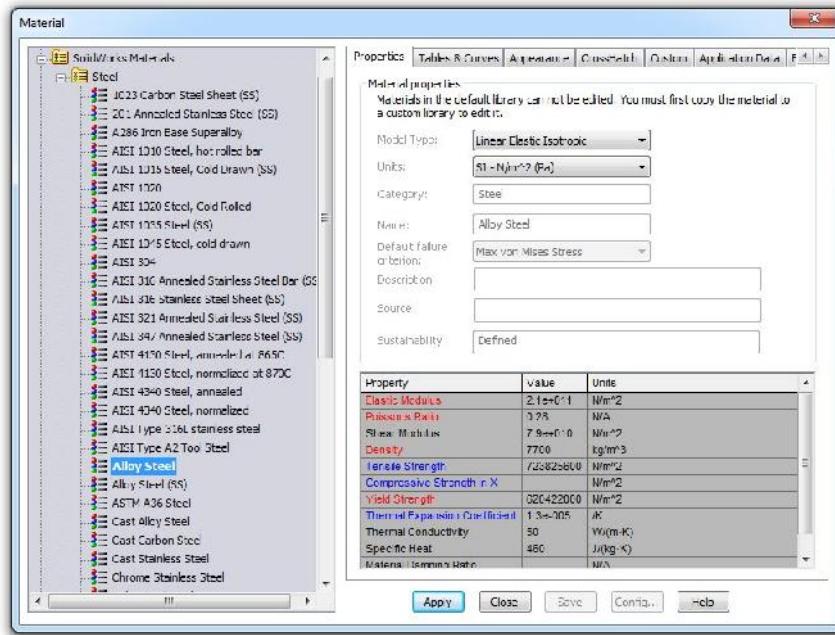


Fig. 5.4.
Selec ia
materialelui
Alloy Steel
pentru roata
flexibil

Pentru analiza static linear a ro ii din ate flexible re inem urm toarele caracteristici ale materialului Alloy Steel: modulul de elasticitate, $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$; coeficientul lui Poisson, $\nu = 0,28$; limita de curgere, $\sigma_c = 620,422 \text{ MPa}$.

c). Definirea restrângerilor i aplicarea înc rc rilor

În SolidWorks Simulation sunt disponibile urm toarele tipuri de restrângerri i înc rc ri:

- restrângerri de deplasare, când se pot prescrie deplas ri cu valori nule sau nenule aplicabile pe vertex-uri, muchii sau fe e ale modelului analizat;

- Încrcri, care pot consta în: for e, momente, presiuni uniforme sau for e gravita ionale.

Roata din at flexibil are 200 de din i pe fa a exteroar , respectiv 192 de din i pe fa a interioar a acesteia. Geometria ro ii flexibile are originea în punctul O de simetrie al acesteia, axa Oz fiind orientat în lungul generatoarei, planul (xOy) fiind orientat pe fa a NSVE, cu axa Ox orientat pozitiv de la V la E, iar axa Oy de la S la N (fig. 5.5).

Contactul dintre roata din at flexibil i generatoarele de unde se produce pe fa a interioar a ro ii, fa pe care s-au generat urmele acestor contacte, sub forma unor dreptunghiuri numerotate de la 1 la 8. Dimensiunile acestor zone de contact sunt identice pentru toate cele 3 tipuri de generatoare de unde: lungimea de 8 mm și lăimea de 0.8 mm, deoarece elementele active (role, discuri excentrice și cam) ale generatoarelor de unde au aceeași lăime, egal cu 8 mm.

Pentru fiecare dintre cele trei generatoare de unde contactul cu roata din at flexibil este diferit, motiv pentru care restrângerile de deplasare vor fi aplicate pe amprenta contactului dintre generator și roata flexibil (dreptunghiuri) în funcie de generatorul de unde considerat în simulare.

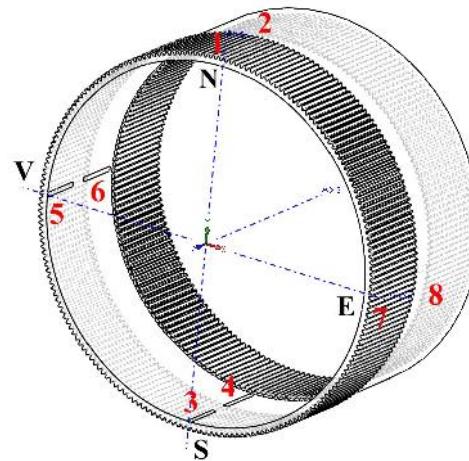


Fig. 5.5. Sistemul de referin și zonele de contact ale roții din ate flexibile

Indiferent de generatorul de unde, în simulare se va aplica o restrângere de tip *Roller/Slider* pe fa a plan paralel și opus fe ei NSVE, fig. 5.6. Prin acest tip de restrângere, punctele apar în toare acestei fe e planare se pot deplasa liber în

planul lor, f r îns a se putea deplasa perpendicular pe plan. În consecin fa a supus unei astfel de restrângeri se poate expanda sau mic ora sub ac iunea încrc rilor aplicate.

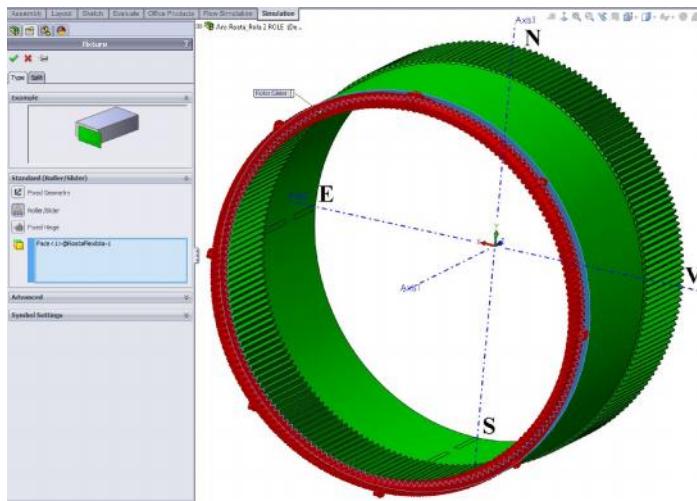


Fig. 5.6. Restrângere de tip Roller/Slider

Pentru generatorul de unde cu 2 role, contactul între roata din at flexibil i generator se produce în zonele N1, respectiv S3. În aceste dou zone de contact se vor aplica urm toarele restrângeri (fig. 5.7): dou restrângeri de valoare 0, care anuleaz deplasarea zonelor de contact N1 respectiv S3 pe direc ia Ox i dou restrângeri de valoare 0.3 mm, aplicat ctre exteriorul ro ii, care materializeaz deformarea pe direc ia Oy a ro ii datorit celor 2 role ale generatorului de unde.

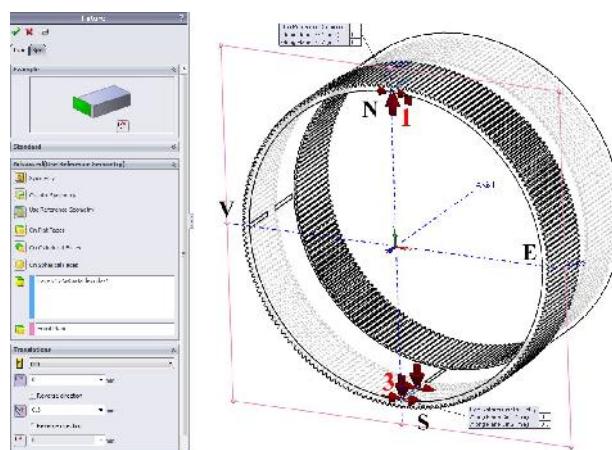


Fig. 5.7. Restrângeri aplicate în cazul generatorului de unde cu 2 role

Pentru generatorul de unde cu 2 discuri excentrice, contactul se produce în zonele N1, respectiv S4, iar în aceste două zone de contact se vor aplica următoarele restrângeri (fig. 5.8): două restrângeri de valoare 0, care anulează deplasarea zonelor de contact N1 respectiv S4 pe direc ia Ox și două restrângeri de valoare 0.3 mm, aplicate către exteriorul rolii, care materializează deformarea pe direc ia Oy a rolii datorit celor 2 discuri ale generatorului de unde.

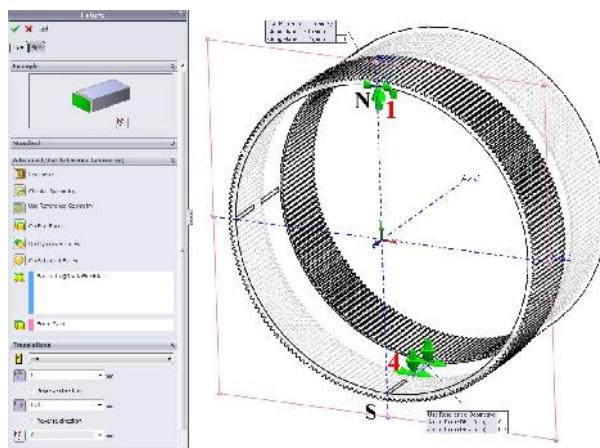


Fig. 5.8. Restrângeri aplicate în cazul generatorului de unde cu 2 discuri excentrice

La nivelul restrângerilor aplicate, se observă diferen a dintre aciunea celor două generatoare de unde: în timp ce deformarea radial elastică de 0.3 mm realizată cu ajutorul generatorului de unde cu 2 role se produce în același plan (zonele de contact 1 și 3), la generatorul de unde cu 2 discuri excentrice, deformarea de 0.3 mm se produce în planuri diferite (zonele de contact 1 și 4).

Pentru cazul generatorului de unde cu camă contactul se produce în zonele N1, S3, V5, respectiv E7. În aceste patru zone de contact se vor aplica următoarele restrângeri (fig. 5.9):

- două restrângeri de valoare 0, care anulează deplasarea zonelor de contact N1 respectiv S3 pe direc ia Ox și două restrângeri de valoare 0.3 mm, aplicate către exteriorul rolii flexibile, care materializează deformarea pe direc ia Oy a rolii datorit aciunii camei pe axa mare a elipsei;
- două restrângeri de valoare 0, care anulează deplasarea zonelor de contact V5 respectiv E7 pe direc ia Y și două restrângeri de valoare 0.3 mm,

aplicate ctre interiorul roii flexibile, care materializeaz deformarea pe direc ia Ox a roii datorit aciunii camei pe axa mic a elipsei.

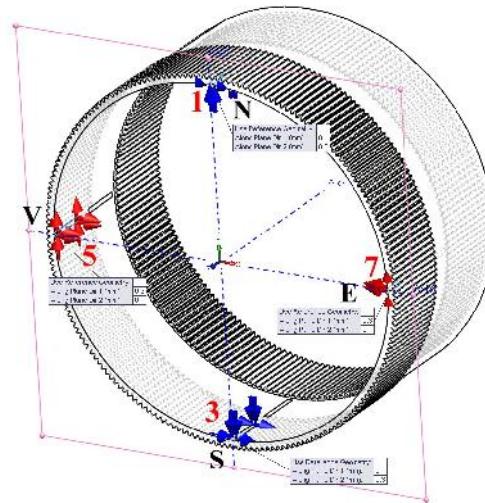


Fig. 5.9. Restrângerile aplicate în cazul generatorului de unde cu cam

Încreșterile aplicate asupra roii din ate flexibile au constat doar în cele dou componente ale forelor lor normale (fora tangeniale F_t și cele radiale F_r) dezvoltate în prima treapt de angrenare armonică (fig. 5.10), deoarece efectul interac iunii dintre generator de unde și roata flexibilă a fost deja luat în considerare prin impunerea deformaiei elastice produse prin montarea generatorului în interiorul roii flexibile.

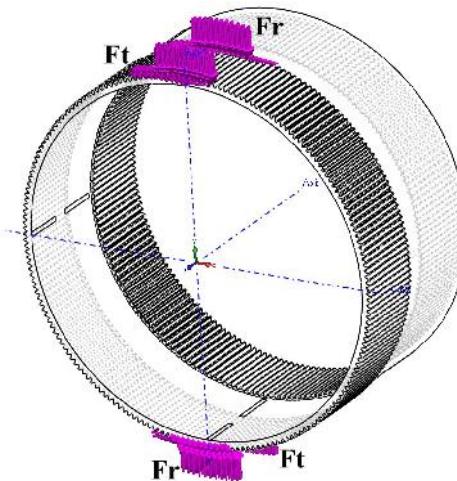


Fig. 5.10. Încrăziri aplicate roii din ate flexibile

Valorile maxime ale for elor tangen iale i radiale din angrenarea armonic se vor determina pentru urm toarele trepte ale momentului de înc rcare a transmisiei M_{t4} : (0, 100, 200, 300, 400, 500) N·m, cu ajutorul rela iilor, [66]:

$$F_{t\max} = q_{t\max} \cdot b_d = f \cdot M_{t4} \cdot p/2 \cdot \{_2 \cdot d_2^2 \quad (5.1)$$

$$F_{r\max} = F_{t\max} \cdot \operatorname{tg} r \quad (5.2)$$

unde: $q_{t\max}$ – este for a tangen ial raportat la unitatea de lungime a danturii;

b_d – lungimea danturii;

p – pasul danturii;

d_2 – diametrul de divizare al ro ii din ate flexibile;

$\{_2$ – unghiul de pozi ionare al zonei de angrenare;

– unghiul de profil al dintelui;

M_{t4} – momentul de torsiune la arborele de ie ire.

d). Discretizarea ro ii din ate flexibile în elemente finite

Metoda elementului finit ca i metod numeric de analiz a unui domeniu presupune divizarea acestuia prin linii i suprafte e imaginare într-un num r de elemente finite.

SolidWorks Simulation realizeaz automat divizarea modelului geometric în elemente finite, opera ia fiind cunoscut sub denumirea de discretizare (*mesh*).

Rezultatul final al discretiz rii (num rul total de noduri i de elemente finite) depinde de geometria i dimensiunile modelului, de calitatea elementului impus (*draft* sau *high*), de m rimea elementului i de condi iile de discretizare locale i de contact specificate.

Pentru simularea ro ii din ate flexibile s-a utilizat discretizarea de tip solid (fig.5.11), care va genera un num r de 63.687 de elemente finite i un num r de 123.511 noduri.

e). Calculul analizei

Dup parcurgerea etapelor anterior prezentate, se impune calculul analizei prin simularea deform rii ro ii din ate flexibile, în vederea determin rii i afi rii grafice a st rilor de tensiuni i deforma ii. Dup procesarea numeric a simul rii comportamentului ro ii din ate flexibile se pot vizualiza rezultatele acesteia.

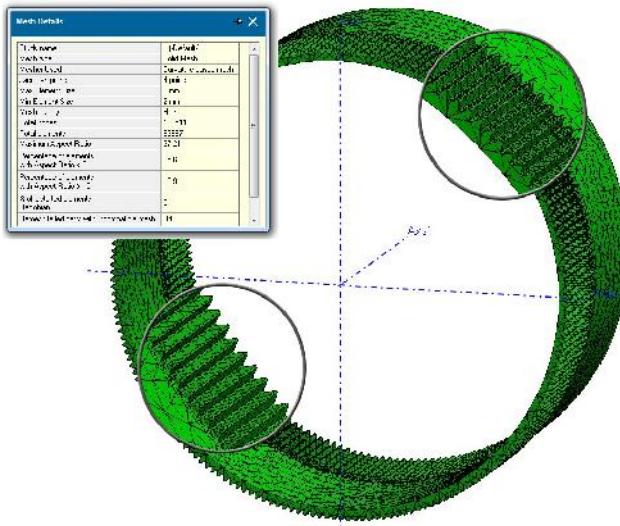


Fig. 5.11. Discretizarea roii flexibile în 63.687 elemente finite

f). Vizualizarea rezultatelor

Rezultatele analizei cu elemente finite pot fi consultate sub formă grafică (diagrame și hărți de culori), respectiv valori numerice precizate pentru tensiuni von Mises și deplasări.

Tensiunile prezentate în diagrame reprezintă tensiunea echivalentă din cazul solicitărilor compuse, calculată după von Mises (Teoria a V-a de rezistență) cu relația:

$$\dagger_{ech} = \sqrt{\dagger_1^2 + \dagger_2^2 + \dagger_3^2 - \dagger_1 \cdot \dagger_3 - \dagger_2 \cdot \dagger_3 - \dagger_2 \cdot \dagger_1} \quad (5.3)$$

în care: σ_1 , σ_2 și σ_3 – reprezintă tensiunile normale după direcțiile principale.

Tensiunile și deplasările reprezentate în diagrame au ca unități de măsură, [MPa] - pentru tensiuni, respectiv [mm] - pentru deplasări.

5.2.2. Rezultatele simulării numerice

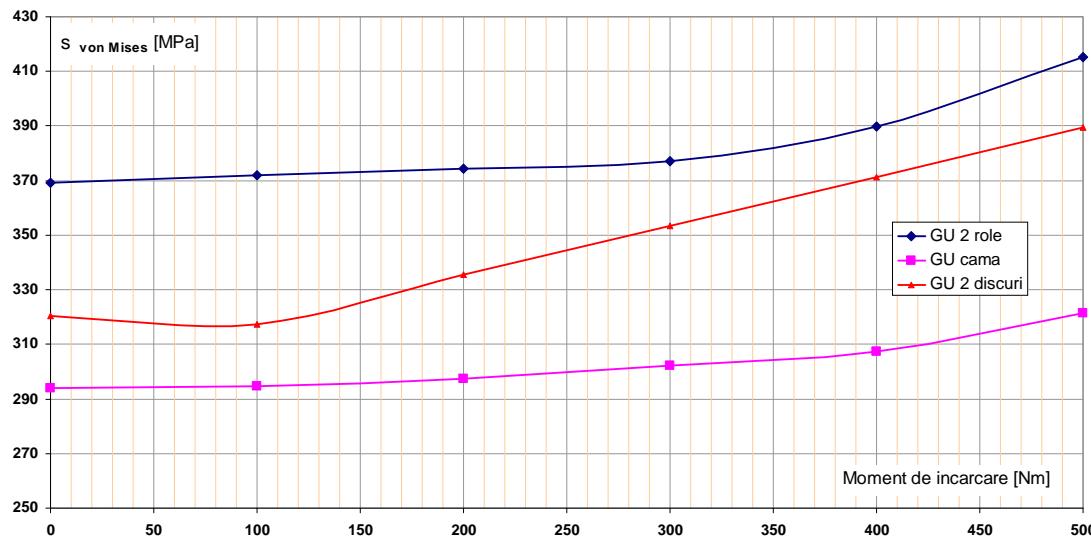
În cadrul analizei numerice realizate cu ajutorul programului SolidWorks Simulation s-au studiat variațiile deplasărilor și ale tensiunilor (von Mises) din corpul roții din ate flexibile, în funcție de momentul de încercare al transmisiei.

Astfel, prin rul ri succesive ale programului de analiz numeric s-a reu it înregistrarea valorilor maxime ale deplas rilor i ale tensiunilor von Mises, pentru toate cele trei variante constructive de generatoare de unde, în cazul aplic rii celor 6 trepte ale momentului de înc rcare ($M_{t4} = 0; 100; 200; 300; 400; 500 \text{ N}\cdot\text{m}$).

Pentru roata din at flexibil i cele trei variante de generatoare de unde analizate, rezultatele ob inute în urma efectu rii simul rilor numerice sunt centralizate în tabelul 5.1, respectiv în fig. 5.12, sub forma valorilor maxime ale tensiunii von Mises.

Tabelul 5.1. Valorile maxime ale tensiunilor von Mises

Moment de înc rcare M_{t4} [Nm]	For a tangen ial F_t [N]	For a radial F_r [N]	Tensiunea max. von Mises σ_{VMmax} [MPa]		
			GU 2 role	GU 2 discuri	GU cam
0	0	0	369.1	320.3	294.1
100	52,33	19,04	371.8	317.3	294.5
200	104,66	38,09	374.4	335.4	297.4
300	156,99	57,13	377.2	353.3	302.3
400	209,33	76,18	389.8	371.4	307.3
500	261,66	95,23	415.4	389.3	321.5



**Fig. 5.12. Varia ia tensiunii maxime von Mises
func ie de momentul de înc rcare,
Pentru cele trei tipuri de generatoare de unde (GU)**

Se observ din fig. 5.12, c tensiunile care iau na tere în peretele ro ii din ate flexibile sunt dependente de înc rcarea transmisiei, prezentând un caracter u or cresc tor odat cu cre terea înc rc rii de la 0 la 500 Nm, pentru toate cele trei cazuri de analiz considerate, în func ie de tipul generatorului de unde cu care se formează roat flexibil .

Pentru intervalul considerat de varia ie a înc rc rii (0...500) Nm, în cazul deform rii ro ii din ate flexibile cu generatorul de unde cu cam s-a constatat c tensiunea maxim variaz în intervalul $v_{M_{max}}$ [294,1; 321,5] MPa, la generator cu 2 discuri excentrice, $v_{M_{max}}$ [320,3; 389,3] MPa, iar la generator de unde cu 2 role, $v_{M_{max}}$ [369,1; 415,4] MPa.

Din analiza diagrameelor de varia ie a tensiunilor v_M , se poate observa c valoarea maxim a tensiunii este caracteristic numai pentru imediata vecin tate a punctului de aplicare a for ei de deformare elastic a ro ii din ate flexibile i aceast tensiune este cu mult inferioar limitei de curgere a materialului ro ii (c).

De asemenea, se observ c la înc rc ri mici ale transmisiei ($M_{t4} = 100$ Nm), varia ia tensiunii maxime este nesemnificativ în toate cele trei cazuri de analiz considerate.

Se remarc faptul (fig. 5.12) c cea mai bun comportare din punct de vedere al st rii de tensiune se ob ine pentru cazul deform rii ro ii din ate flexibile cu generatorul de unde cu cam , urmat de generatorul de unde cu 2 discuri excentrice, iar cea mai slab comportare este asociat generatorului de unde cu 2 role.

Pentru roata din at flexibil supus analizei, fig. 5.13 ÷ 5.24 prezint , sub form h r ilor de culori, distribu ia tensiunii von Mises respectiv a deplas rii rezultante Δ , în cazul deform rii ro ii cu generatorul de unde cu 2 role.

Figurile 5.25 ÷ 5.36 prezint , sub form h r ilor de culori, distribu ia tensiunii von Mises respectiv a deplas rii rezultante Δ , în cazul ro ii din ate flexibile deformat cu generatorul de unde cu 2 discuri excentrice.

Figurile 5.37 ÷ 5.48 prezint , sub form h r ilor de culori, distribu ia tensiunii von Mises respectiv a deplas rii rezultante Δ , în cazul ro ii din ate flexibile deformat cu generatorul de unde cu cam .

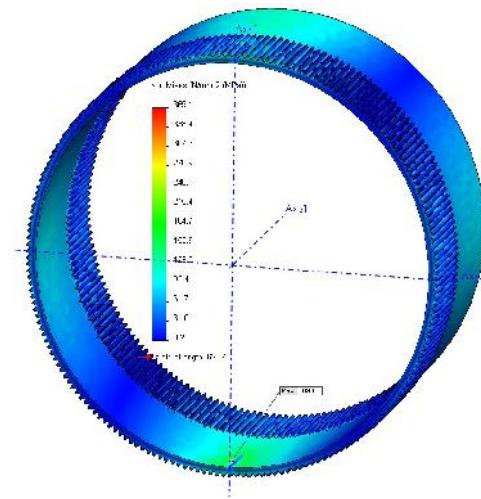


Fig. 5.13. von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 0 \text{ Nm}$

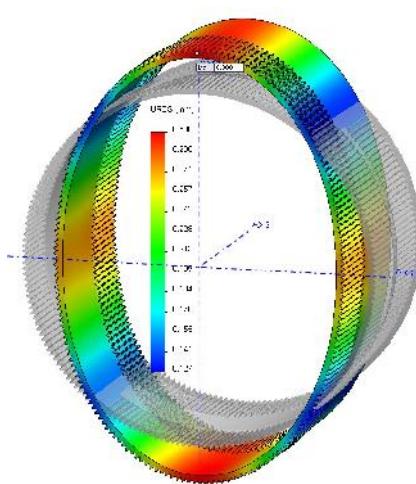


Fig. 5.14. U - GU 2 role: $M_{t4} = 0 \text{ Nm}$

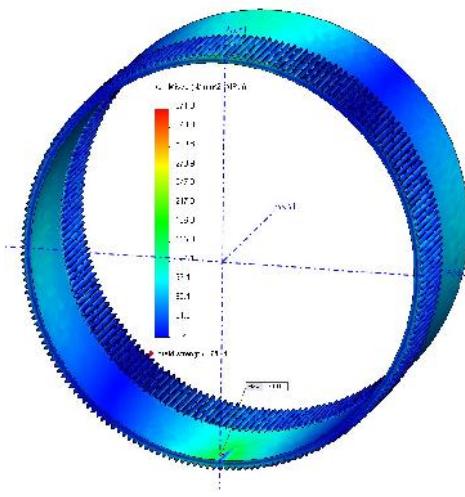


Fig. 5.15. von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 100 \text{ Nm}$

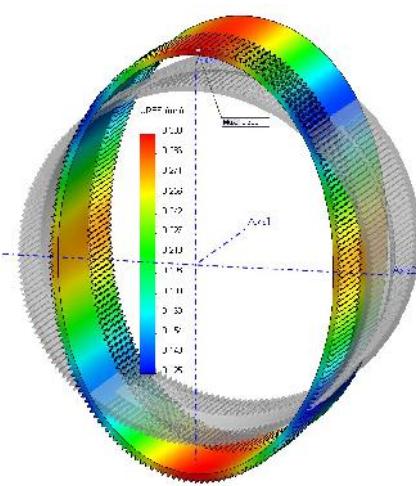


Fig. 5.16. U - GU 2 role: $M_{t4} = 100 \text{ Nm}$

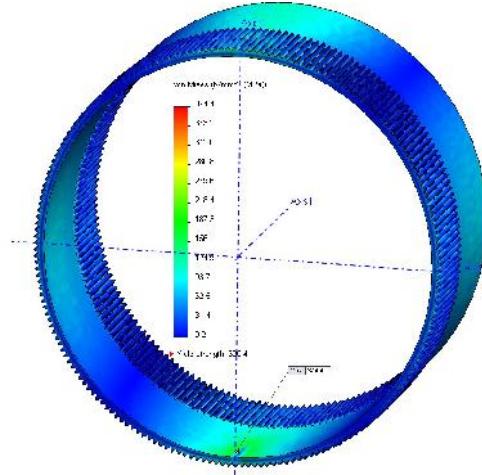


Fig. 5.17. von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 200 \text{ Nm}$

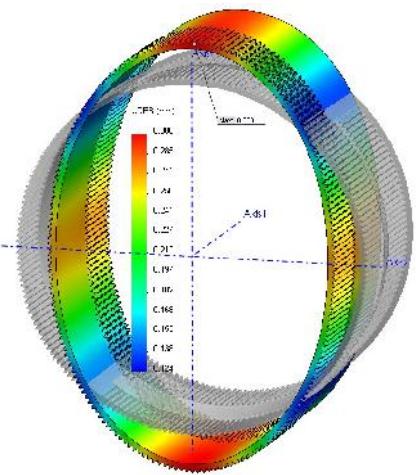


Fig. 5.18. U - GU 2 role: $M_{t4} = 200 \text{ Nm}$

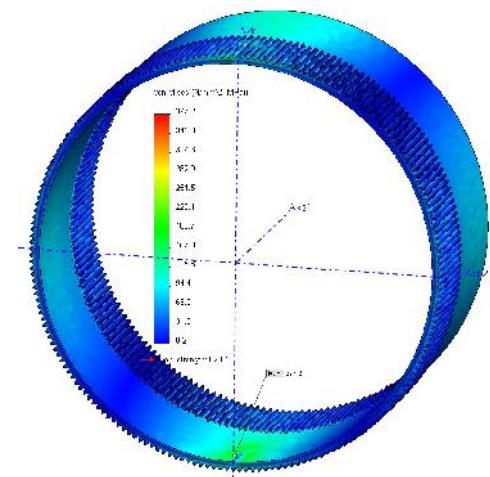


Fig. 5.19. von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 300 \text{ Nm}$

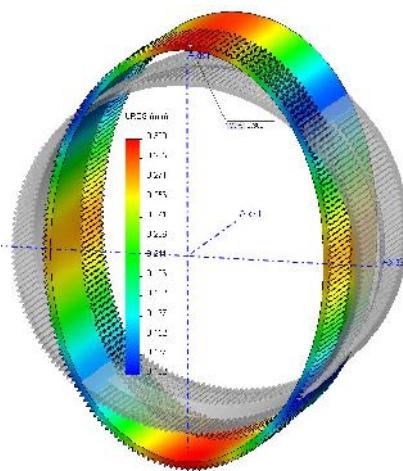


Fig. 5.20. U - GU 2 role: $M_{t4} = 300 \text{ Nm}$

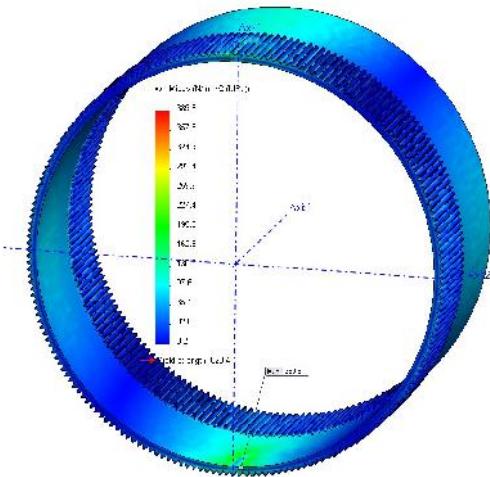


Fig. 5.21. von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 400 \text{ Nm}$

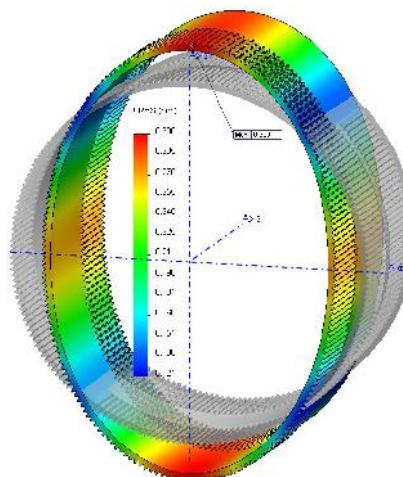


Fig. 5.22. U - GU 2 role: $M_{t4} = 400 \text{ Nm}$

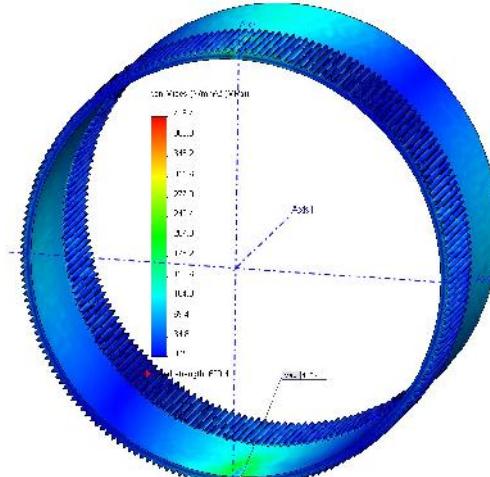


Fig. 5.23. von Mises - GU 2 role: $M_{t4} = 500 \text{ Nm}$

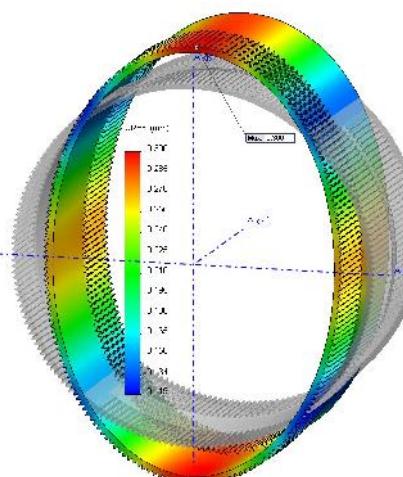


Fig. 5.24. U - GU 2 role: $M_{t4} = 500 \text{ Nm}$

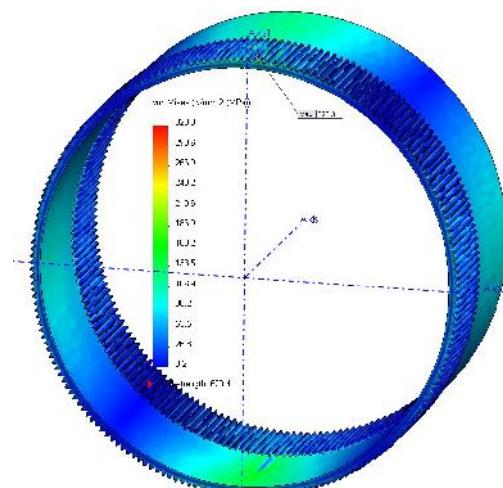


Fig. 5.25. von Mises – GU 2 discuri: $M_{t4} = 0 \text{ Nm}$

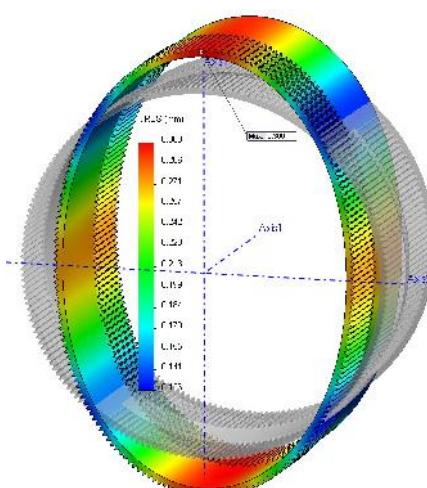


Fig. 5.26. U – GU 2 discuri: $M_{t4} = 0 \text{ Nm}$

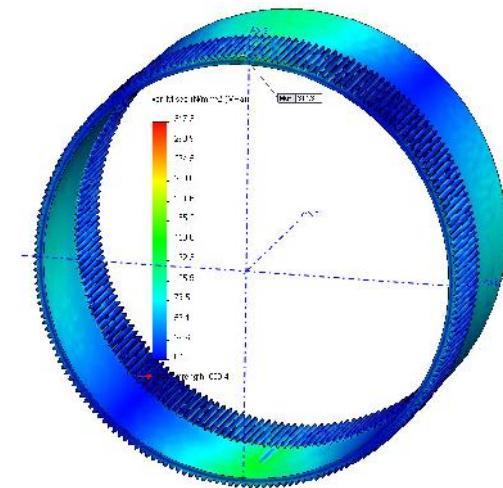


Fig. 5.27. von Mises GU 2 discuri: $M_{t4}= 100 \text{ Nm}$

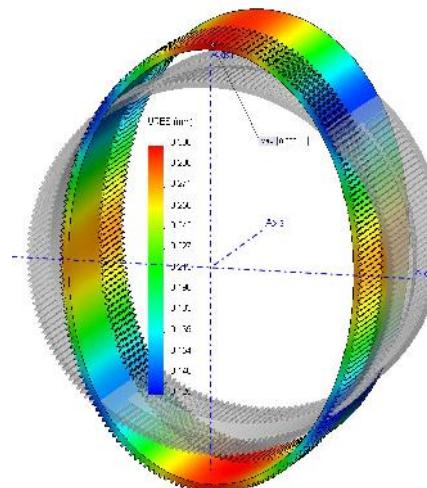


Fig. 5.28. U – GU 2 discuri: $M_{t4} = 100 \text{ Nm}$

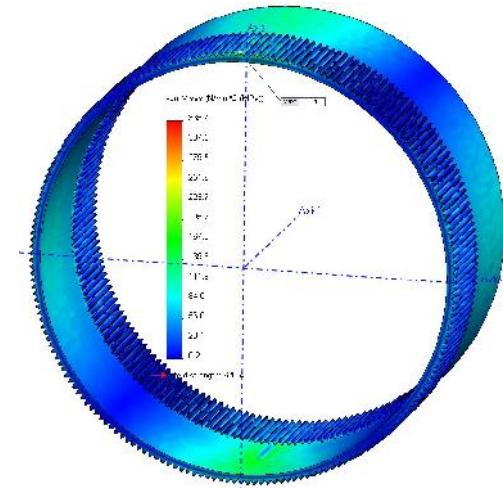


Fig. 5.29. von Mises GU 2 discuri: $M_{t4}= 200 \text{ Nm}$

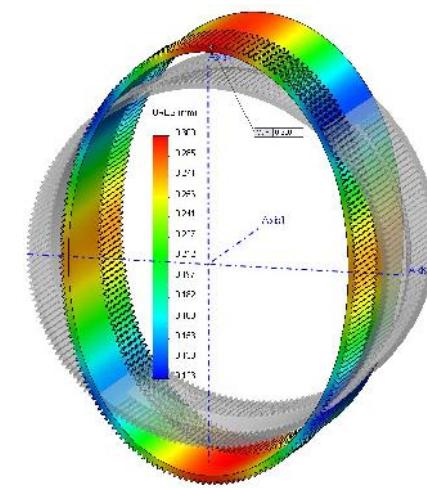


Fig. 5.30. U – GU 2 discuri: $M_{t4} = 200 \text{ Nm}$

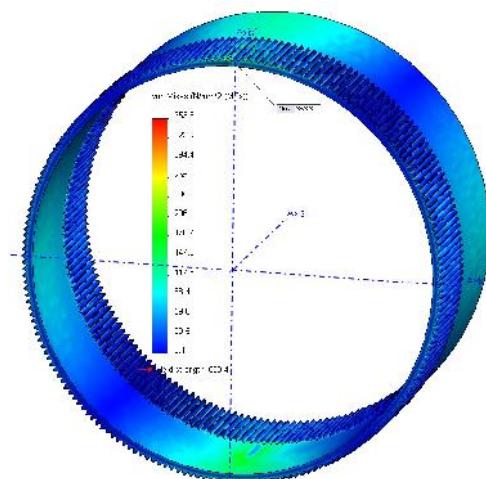


Fig. 5.31. von Mises GU 2 discuri: $M_{t4} = 300 \text{ Nm}$

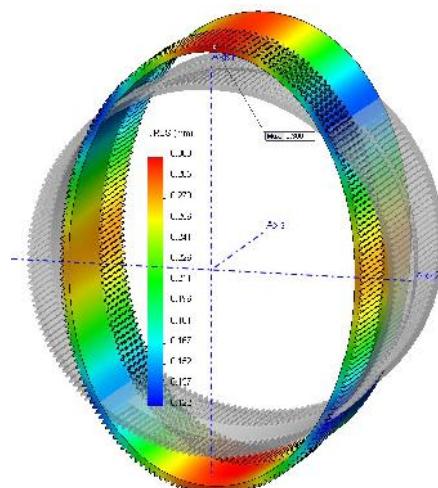


Fig. 5.32. U - GU 2 discuri: $M_{t4} = 300 \text{ Nm}$

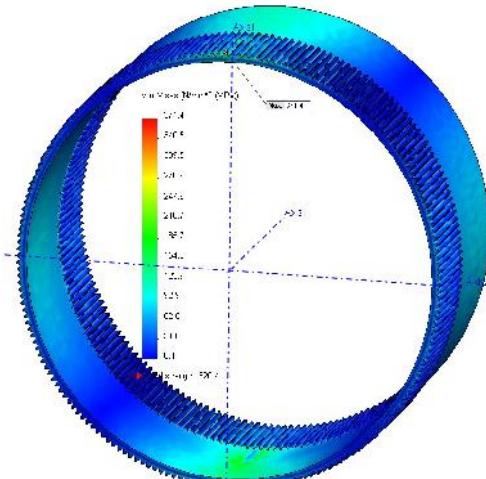


Fig. 5.33. von Mises GU 2 discuri: $M_{t4} = 400 \text{ Nm}$

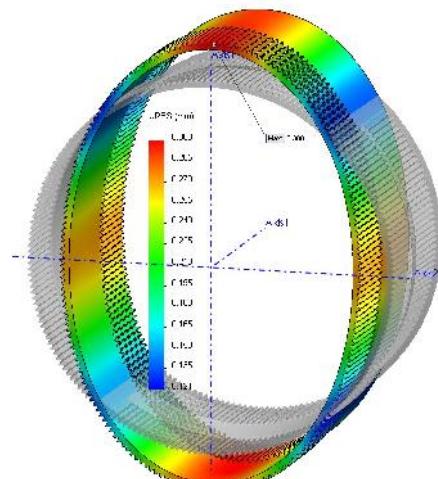


Fig. 5.34. U - GU 2 discuri: $M_{t4} = 400 \text{ Nm}$

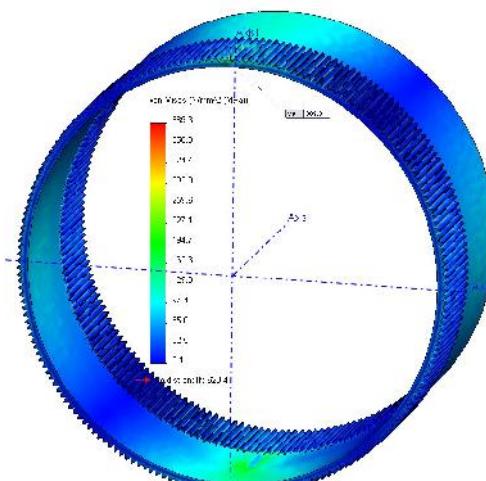


Fig. 5.35. von Mises GU 2 discuri: $M_{t4} = 500 \text{ Nm}$

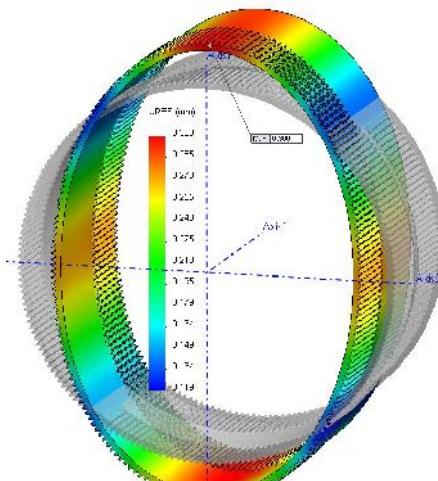


Fig. 5.36. U - GU 2 discuri: $M_{t4} = 500 \text{ Nm}$

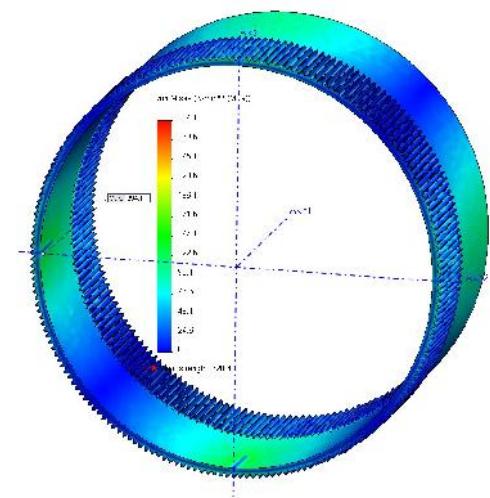


Fig. 5.37. von Mises - GU cam : $M_{t4} = 0 \text{ Nm}$

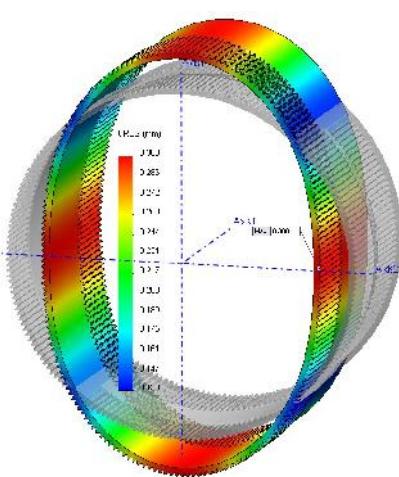


Fig. 5.38. U - GU cam : $M_{t4} = 0 \text{ Nm}$

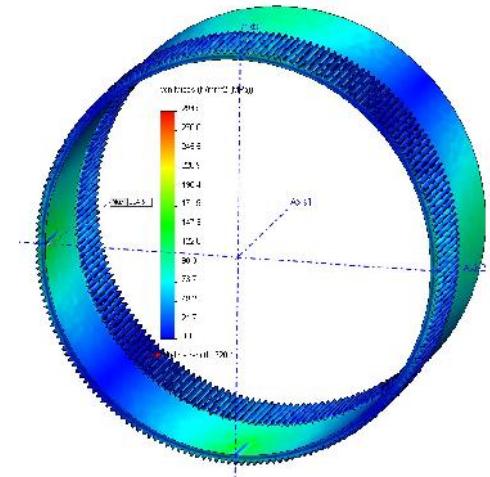


Fig. 5.39. von Mises - GU cam : $M_{t4} = 100 \text{ Nm}$

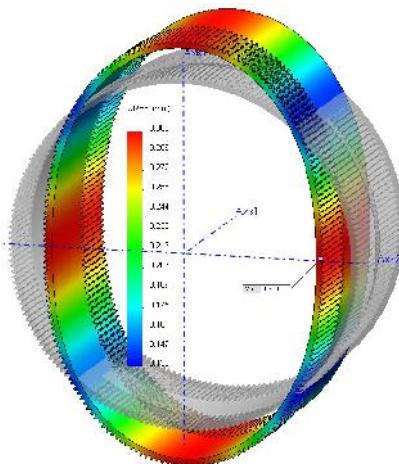


Fig. 5.40. U - GU cam : $M_{t4} = 100 \text{ Nm}$

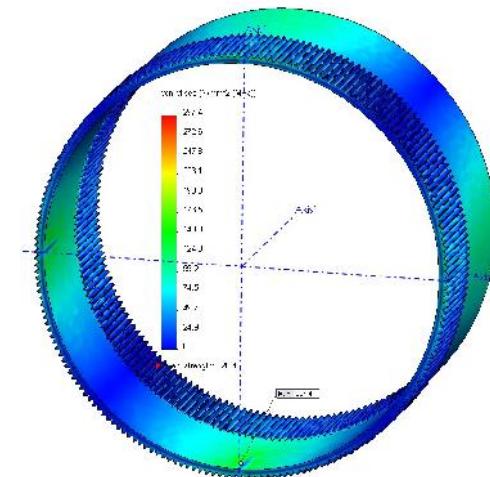


Fig. 5.41. von Mises - GU cam : $M_{t4} = 200 \text{ Nm}$

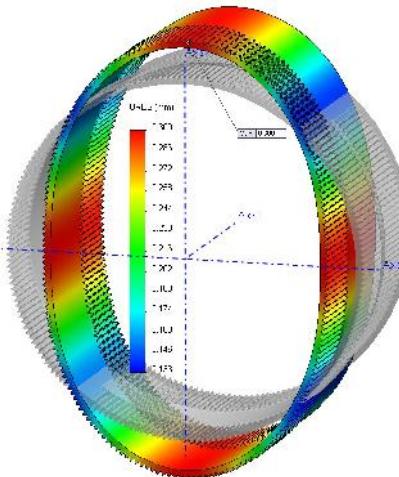


Fig. 5.42. U - GU cam : $M_{t4} = 200 \text{ Nm}$

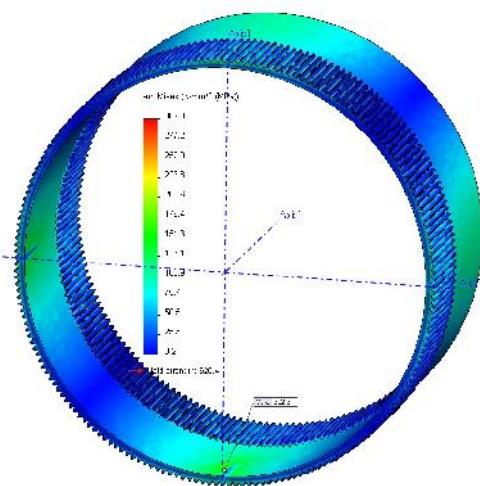


Fig. 5.43. von Mises - GU cam : $M_{t4} = 300 \text{ Nm}$

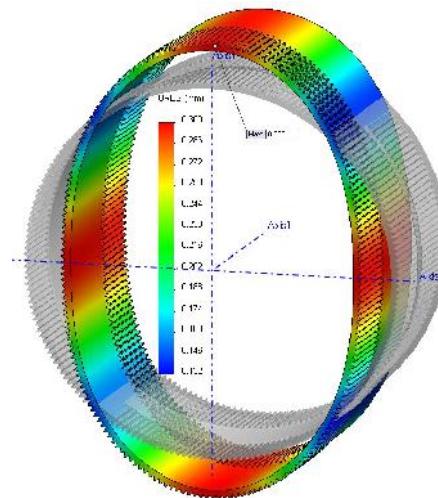


Fig. 5.44. U – GU cam : $M_{t4} = 300 \text{ Nm}$

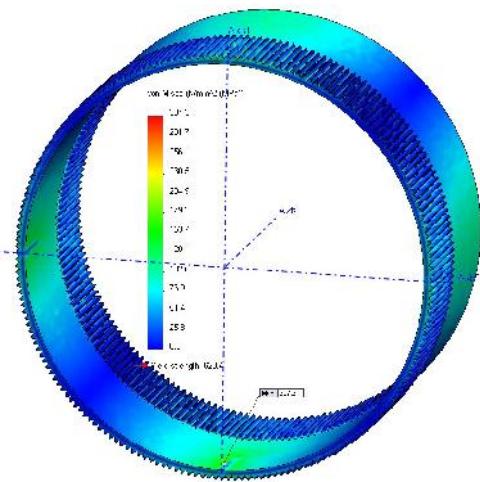


Fig. 5.45. von Mises - GU cam : $M_{t4} = 400 \text{ Nm}$

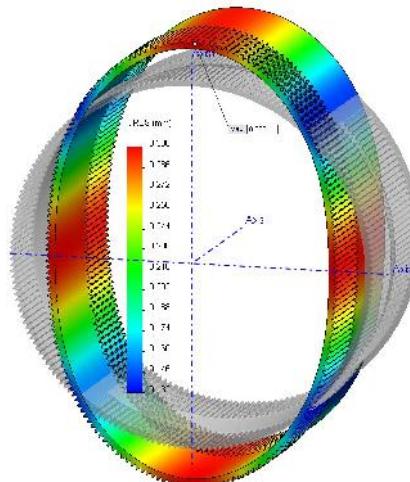


Fig. 5.46. U – GU cam : $M_{t4} = 400 \text{ Nm}$

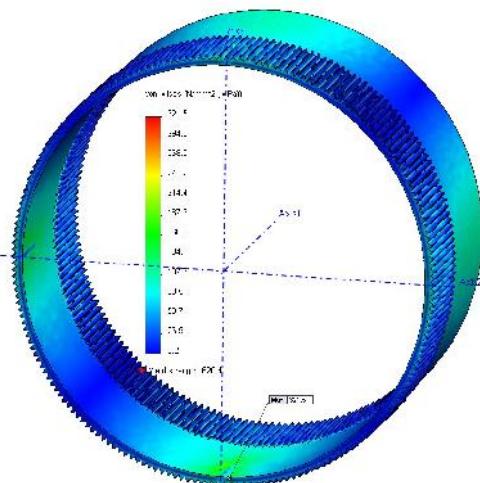


Fig. 5.47. von Mises - GU cam : $M_{t4} = 500 \text{ Nm}$

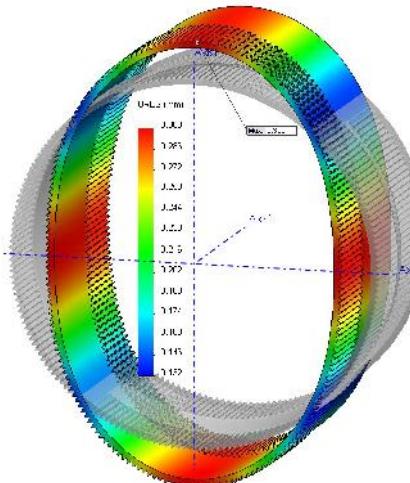


Fig. 5.48. U – GU cam : $M_{t4} = 500 \text{ Nm}$

În aceast etap a analizei, s-a considerat interesant să se cerceteze și să se vizualizeze deplasările rezultante ale anumitor noduri caracteristice de pe elementele finite ale roții din atele flexibile, în vederea aprecierii corecte a modului de deformare a acesteia.

În acest sens, sunt prezentate numeric în tabelul 5.2 și grafic în fig. 5.49 deplasările rezultante Δ [mm] ale nodurilor situate pe direcția generatoarei N, respectiv a generatoarei E a roții din atele flexibile, la o încărcare de $M_{t4} = 100$ Nm, pentru toate cele trei tipuri de generatoare de unde analizate. Valorile coordonatei z, prin care se stabilesc pozițiile nodurilor de pe o generatoare considerată a roții flexibile, rezultă negative deoarece axa Oz are orientarea pozitivă în sens opus parcurgerii generatoarei.

Tabelul 5.2. Variația deplasării rezultante U

Tipul generatorului de unde							
GU cu 2 role (generatoarea N)		GU cu 2 discuri (generatoarea N)		GU cu cama (generatoarea N)		GU cu cama (generatoarea E)	
z_{nod} [mm]	Δ [mm]	z_{nod} [mm]	Δ [mm]	z_{nod} [mm]	Δ [mm]	z_{nod} [mm]	Δ [mm]
0	0,3	0	0,3	0	0,3	0	0,3
-3,75	0,3	-4,5	0,3	-3,75	0,3	-3,75	0,3
-8,25	0,299	-8,25	0,299	-8,25	0,3	-7,5	0,3
-12	0,296	-12	0,296	-12	0,299	-12	0,299
-16,725	0,294	-18,031	0,293	-16,725	0,298	-15,619	0,299
-21,15	0,292	-22,256	0,292	-20,597	0,298	-20,044	0,298
-25,575	0,292	-27,057	0,292	-25,054	0,298	-25,134	0,298
-29,635	0,291	-30	0,292	-30	0,297	-30	0,298

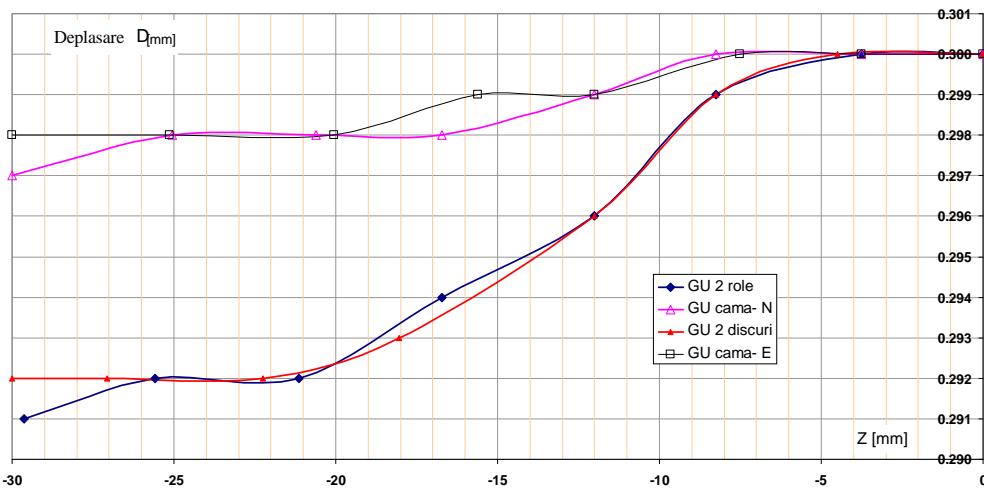


Fig. 5.49. Variația deplasării rezultante U în lungul generatoarelor N și E

Din analiza diagramei de varia ie a deplas rii rezultante $U = (z)$, se observ c în zona punctului de aplicare a for ei de deformare a ro ii din ate flexible (co respunz toare cotei $z = 0$, de pe generatoarea N) se reg se te pentru deplasarea rezultant chiar valoarea deforma iei elastice radiale maxime ($U(0) = w_0 = 0,3\text{mm}$), în cazul tuturor celor trei tipuri de generatoare de unde considerate.

De asemenea, se observ c deplasarea resultant a nodurilor situate pe generatoarea N are un caracter u or descresc tor odat cu dep rtarea acestora de fa a NSVE a ro ii flexible, fapt confirmat i de rezultatele cercet rilor experimentale efectuate.

Fig. 5.50 i fig. 5.51 prezint , sub forma h r ilor de culori, distribu ia deplas rii rezultante Δ în lungul generatoarei N a ro ii din ate flexible, pentru generatoare le de unde cu 2 role, respectiv cu 2 discuri excentrice.

Fig. 5.52 prezint , sub form h r ilor de culori, distribu ia deplas rii rezultante Δ în lungul generatoarei N a ro ii din ate flexible, pentru generatorul de unde cu cam . În fig. 5.53 se prezint distribu ia deplas rii rezultante Δ în lungul genera toarei E a ro ii din ate flexible, tot pentru cazul deform rii ro ii flexible cu genera torul de unde cu cam .

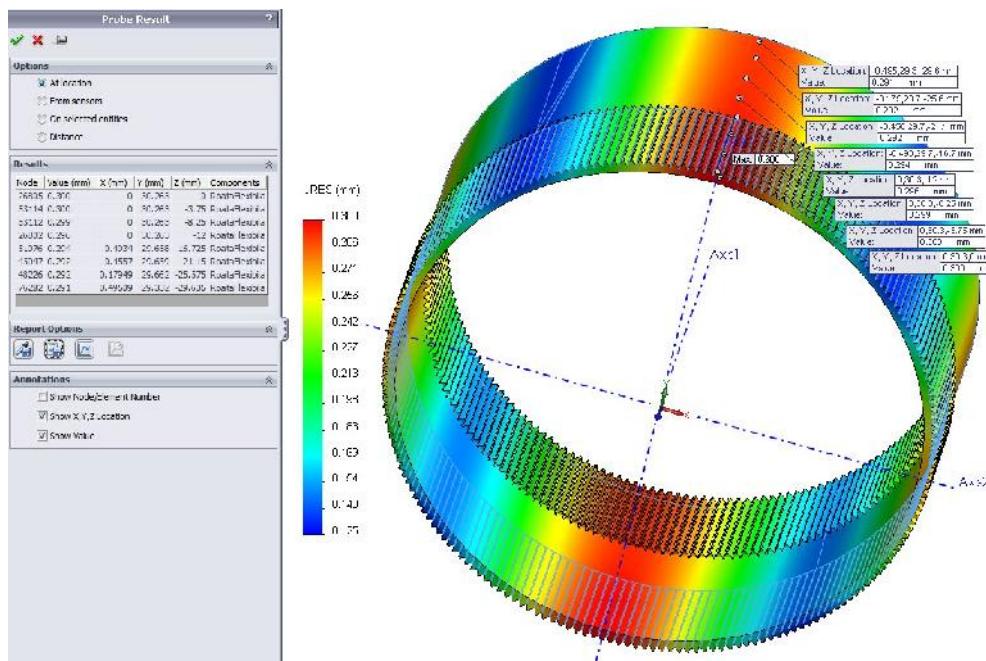


Fig. 5.50. Varia ia deplas rii rezultante U în lungul generatoarei N, pentru generatorul de unde cu 2 role

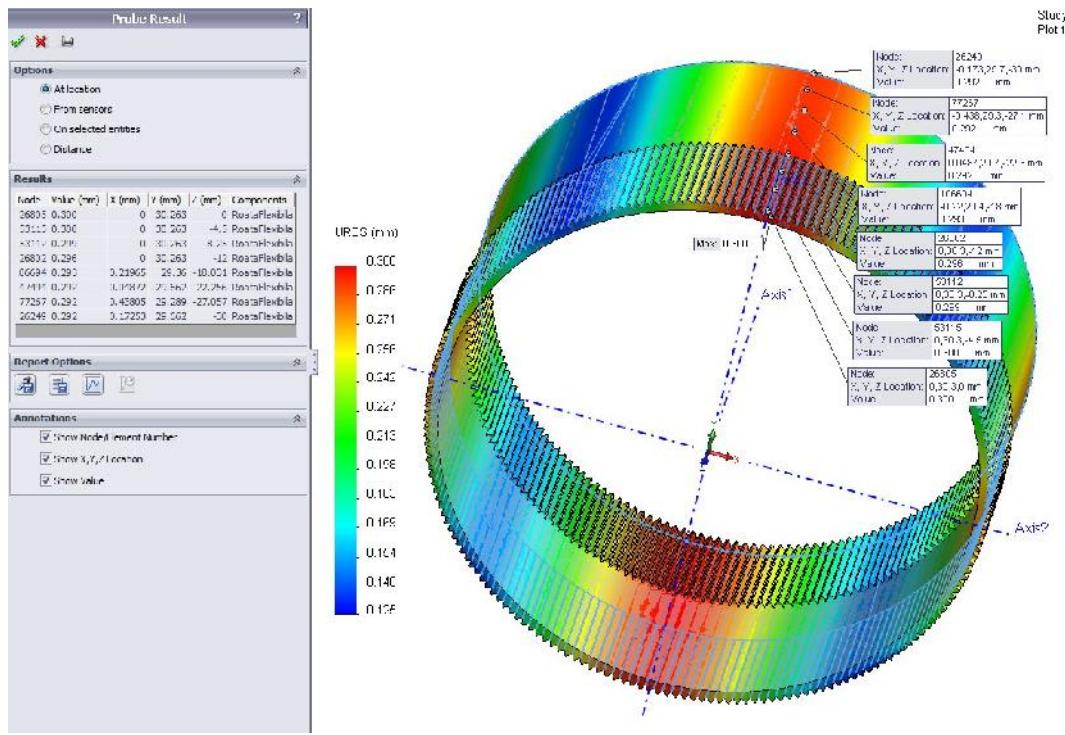


Fig. 5.51. Variația deplasării U în lungul generatoarei N , pentru generatorul de unde cu 2 discuri excentrice

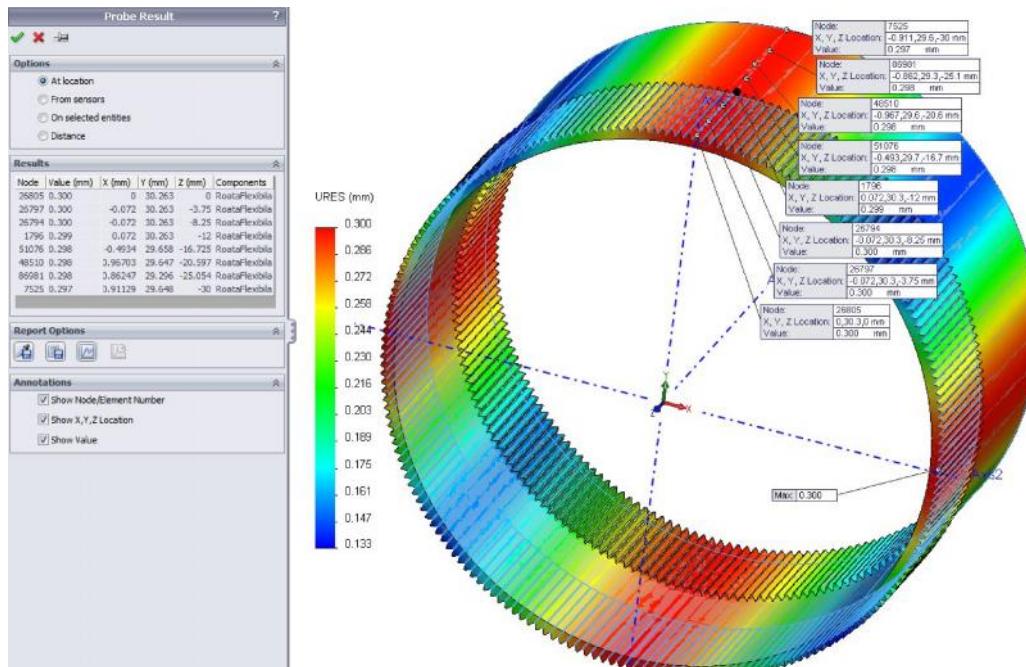


Fig. 5.52. Variația deplasării U în lungul generatoarei N , pentru generatorul de unde cu cam

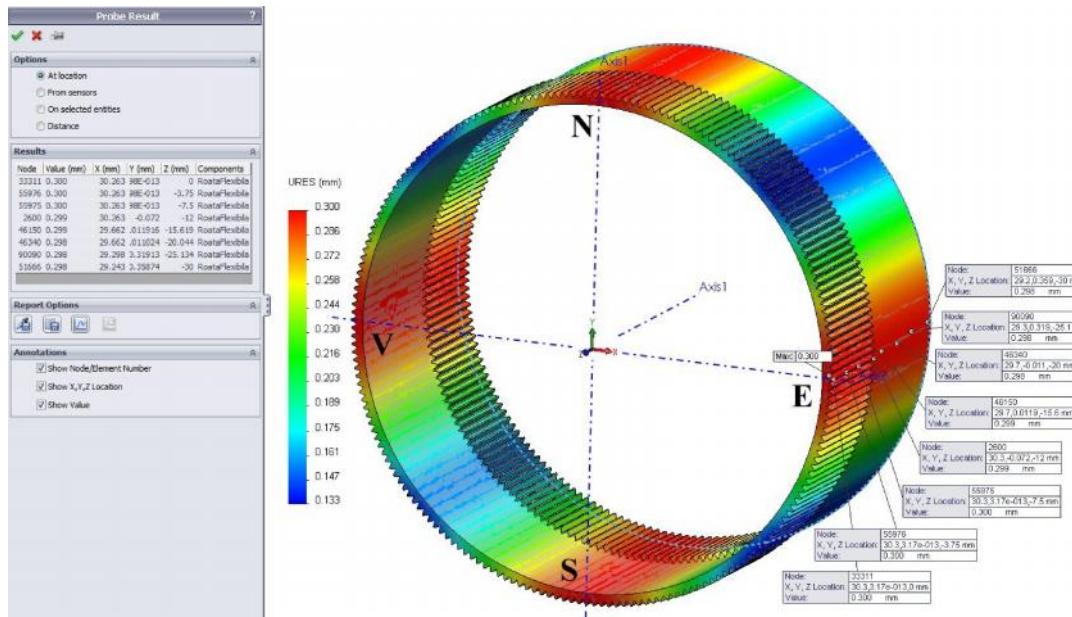


Fig. 5.53. Varia ia deplas rii U în lungul generatoarei E, pentru generator de unde cu cam

5.3. Concluzii i contribu ii personale

Acest capitol reprezint o contribu ie original a autorului în ceea ce prive te modelarea i simularea ro ii din ate flexible scurte a TADD, prin utilizarea metodei elementului finit din cadrul programului SolidWorks Simulation.

În acest sens, s-a studiat comportamentul ro ii din ate flexible scurte din punct de vedere al deplas rilor i tensiunilor dezvoltate în peretele acesteia, pentru trei cazuri distincte de deformare a ro ii cu generatoare de unde cu 2 role, cu 2 discuri excentrice i cu cam .

În urma simul rii numerice a ro ii din ate flexible scurte a TADD se eviden i az urm toarele concluzii i contribu ii personale:

- modelarea geometriei 3D a ro ii din ate flexible scurte (raza, $r = 29,3$ mm; lungimea, $l = 30$ mm; grosimea peretelui, $s = 0,6$ mm) i a celor 3 variante constructive de generatoare de unde (cu 2 role, cu 2 discuri excentrice i cu cam), în programul CAD SolidWorks;
- realizarea simul rii numerice cu elemente finite a ro ii din ate flexible cu ajutorul modulului SolidWork Simulation, pentru toate cele trei variante con-

structive de generatoare de unde, în cazul aplic rii a 6 trepte de înc rcare,

$$M_{t4} = (0; 100; 200; 300; 400; 500) \text{ N}\cdot\text{m};$$

- prezentarea i înregistrarea diagramelor de varia ie a deplas rilor i tensiunilor von Mises ce apar în peretele ro ii din ate flexibile, pentru cele 18 cazuri de analiz considerate (3 tipuri de generatoare x 6 trepte de înc rcare);
- confirmarea dependen ei st rilor de tensiuni i deforma ii din peretele ro ii din ate flexibile de momentul de înc rcare (M_{t4}), observându-se o cre tere a tensiunii von Mises (σ_M) odat cu cre terea înc rc rii, îns valorile maxime ale tensiunilor sunt întotdeauna inferioare limitei de curgere a materialului ro ii flexibile (σ_c);
- eviden ierea existen ei unui domeniu al înc rc rii ($M_{t4} < 100 \text{ Nm}$) în care varia iile tensiunilor maxime ($\sigma_{M_{max}}$) sunt nesemnificative, pentru toate cele trei cazuri de analiz considerate func ie de tipul generatorului de unde;
- remarcarea faptului c cea mai bun comportare a ro ii din ate flexibile, din punct de vedere al st rii de tensiune, se ob ine pentru cazul deform rii acestaia cu generatorul de unde cu cam , urmat de generatorul de unde cu 2 discuri excentrice, iar cea mai slab comportare este asociat generatorului de unde cu 2 role;
- interpretarea modului de deformare a ro ii din ate flexibile, în cazul tuturor celor trei tipuri de generatoare de unde considerate, prin analizarea deplas rilor rezultante () ale punctelor situate pe generatoarea corespunz toare zonei de ac iune a generatorului de unde;
- confirmarea faptului c în zonele de ac iune a for elor radiale de deformie ale ro ii din ate flexibile se ob ine o deplasare resultant egal chiar cu valoarea deforma iei radiale maxime ($w(0) = w_0 = 0,3\text{mm}$), iar odat cu cre terea dep rt rii punctelor situate pe generatoarea N fa de planul frontal al ro ii flexibile (NSVE) se produce o u oar sc dere a deplas rii rezultante;
- eviden ierea superiorit ii generatorului de unde cu cam fa de generatoare de unde cu 2 role sau cu 2 discuri excentrice, din punct de vedere al deform rii uniforme a ro ii din ate flexibile, deoarece acesta asigur materializarea întregului contur al ro ii din ate flexibile deformat conform profilului camei i nu permite deform ri libere ale acesteia.

Cap. 6. CERCET RI EXPERIMENTALE PRIVIND TRANSMISIA ARMONIC DIN AT DUBL

6.1. Cercet ri experimentale privind precizia cinematic a transmisiei armonice din ate duble

TADD poate fi inclus în categoria transmisiilor care asigur precizii cinematice de pozi ionare foarte ridicate, de ordinul 1'...2' unghiulare, datorit : angren riilor armonice multipare, modulelor de valori mici, $m = (0,3...0,5)$ mm, diametrelor reduse ale ro ilor din ate, $d = (100...120)$ mm, rapoartelor de transmitere i înc r- c rilor medii, $i = (40...150)$ și $M_{t4} = (0...100)$ N·m.

Precizia cinematic de pozi ionare a TADD se poate aprecia prin eroarea cinematic de pozi ionare a elementului de ie ire al transmisiei, ca urmare a erorilor geometrice de execu ie a elementelor componente, a erorilor de asamblare a transmisiei, a deforma iilor elementelor, a regimului dinamic i a varia iilor de temperatur .

Eroarea cinematic de pozi ionare a TADD se define te ca diferen a dintre unghurile de rotire, efectiv respectiv cel teoretic, ale elementului de ie ire al transmisiei reale, respectiv a celei ideale:

$$\Delta\varphi = \varphi_{4r} - \varphi_{4t} = \varphi_{4r} - \frac{\varphi_1}{i_{14}^{(3)}}, \quad (6.1)$$

în care: φ – este eroarea cinematic de pozi ionare;

φ_{4r} , φ_{4t} – unghiul de rotire al elementului de ie ire al TADD reale,

respectiv a celei ideale;

φ_1 – unghiul de rotire al elementului de intrare al TADD;

$i_{14}^{(3)}$ – raportul de transmitere teoretic al TADD, conform relaiei (4.5);

Unghiul de rotire teoretic al elementului de ie ire al TADD ideale se poate calcula în func ie de raportul de transmitere teoretic al transmisiei cu ajutorul relaiei:

$$\varphi_{4t} = \frac{\varphi_1}{i_{14}^{(3)}} \quad (6.2)$$

Astfel, unghiul de rotire efectiv al elementului de ie ire al TADD reale se poate exprima, conform relaiei (6.1), sub forma:

$$\{_{4r} = \frac{\{_1}{i_{14}^{(3)}} \pm \Delta\{ \quad (6.3)$$

Pentru determinarea erorii cinematice de pozitionare a elementului de ie ire al TADD este necesar m surarea unghiurilor de rotire a arborilor de intrare, respectiv de ie ire.

6.1.1. Echipamente i instala ia experimental

În vederea determinării experimentale a preciziei cinematice de pozitionare a TADD s-a utilizat o instalaie experimentală a cărei schema structurală este prezentată în fig. 6.1, iar în fig. 6.2 s-a prezentat fotografia acestei instalaii.

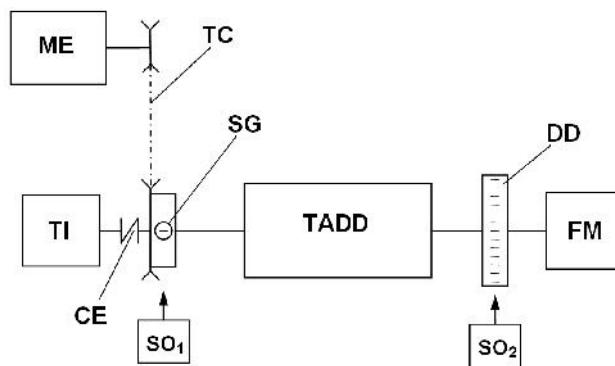


Fig. 6.1. Schema structurală a instalaiei experimentale, pentru determinarea preciziei cinematice de pozitionare a TADD

în care: ME – este motorul electric asincron cu convertor de frecven;

TC – transmisia prin curea trapezoidală;

CE – cuplaj elastic special, ce nu permite transmiterea vibraiilor

la traductorul incremental de poziie;

TADD – transmisia armonică dinată dublă;

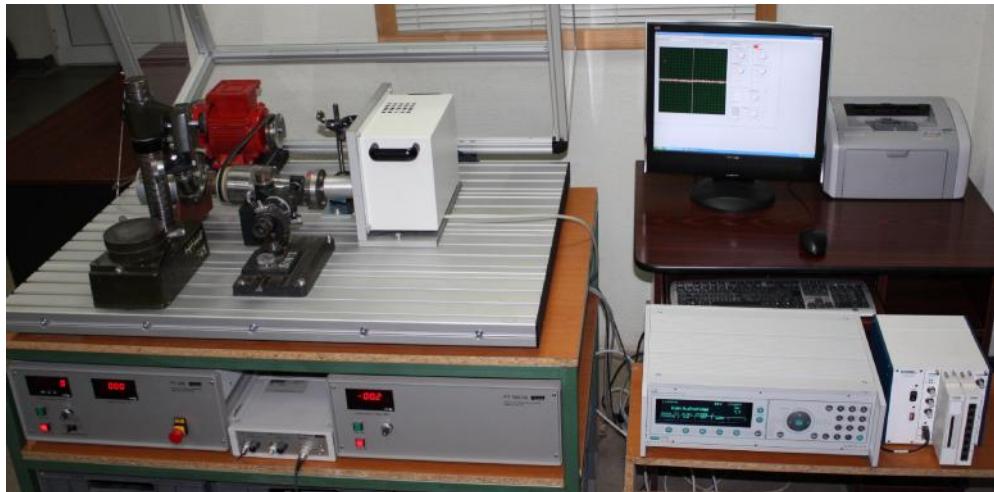
FM – frână cu particule magnetice;

TI – traductor incremental de poziie tip ROD 1/457,

cu 7854 impulsuri/rotaie (producător Germania);

SO₁ – sistemul optic pentru vizualizarea poziiei arborelui de intrare;

SO₂ – sistemul optic de citire a unghiului de rotire al arborelui de ie ire
al TADD (1 div. = 6"; Carl Zeiss Jena - Germania);
SG – scala gradat (1 div. = 0,02 mm), montat pe arborele de intrare.



**Fig. 6.2. Instala ia experimental pentru determinarea
preciziei cinematice de poz ionare a TADD**

Motorul electric asincron cu convertor de frecven , ofer posibilitatea regl rii
tura ie i transmiterii mi c rii de rota ie prin intermediul transmisiei cu curea tra-
pezoidal îngust (TC) la arborele conduc tor al TADD.

Pe arborele generatorului de unde este marcat o scal gradat cu valoarea
diviziunii de 0,02 mm. Acest arbore este cuplat cu un traductor incremental de po-
zi ie (TI) prin intermediul unui cuplaj elastic (CE) de o construc ie special , ce nu
permite transmiterea vibra iilor la traductorul incremental.

Pe arborele condus al TADD se afl montat un disc divizat din grad în grad
(DD). Acest arbore este cuplat cu o frân cu particule magnetice, care permite
înc rcarea controlat a transmisiei, prin indicarea digital pe display a valorilor
momentului rezistent. Cele dou sisteme optice (SO₁) i (SO₂) permit citirea direc-
t a unghiurilor de rotire ale arborilor TADD.

Determin rile experimentale cu privire la aprecierea preciziei cinematice a
TADD au urm rit:

- influen a varia iei momentului de torsiune de la arborele de ie ire asupra ra-
portului de transmitere, respectiv a unghiului de defazaj dintre arborele de
intrare i cel de ie ire;

- influen a mi c rii intermitente (opriri repede urmate de continu ri ale mi c - rii) asupra erorii cinematice de pozionare;
- influen a invers rii sensului de rota ie al arborelui de intrare asupra erorii cinematice de pozionare a arborelui de ie ire din TADD, la diferite înc rc ri.

6.1.2. Determinarea experimental a preciziei cinematice de pozionare a TADD

6.1.2.1. Influen a momentului de torsiune asupra preciziei cinematice de pozionare

Prin cercet ri experimentale efectuate s-a urm rit studierea influen ei varia iei momentului de torsiune de la arborele de intrare al transmisiei asupra preciziei cinematice de pozionare i a raportului de transmitere al TADD.

Pentru a elimina influen a jocurilor din cupletele cinematice ale transmisiei, toate determin rile experimentale au fost efectuate prin meninerea sensului de rotacie la intrare.

Încerc rile experimentale au fost efectuate pe TADD (fig.6.3), cu roat din at flexibil scurt i generatorul de unde cu 2 discuri excentrice, caracterizat prin urm torii parametrii constructivi i func ionali: $m = 0,3 \text{ mm}$; $I = 30 \text{ mm}$; $s = 0,6 \text{ mm}$; $z_2 = 200 \text{ din } i$; $z'_2 = 192 \text{ din } i$; $z_3 = 202 \text{ din } i$; $z_4 = 190 \text{ din } i$ i $i_{14}^{(3)} = 48,47$.



**Fig. 6.3. Transmisia armonic din at dubl ,
cu generatorul de unde cu 2 discuri excentrice**

Test rile TADD au presupus parcurgerea urm toarelor etape succesive:

- calcularea raportului de transmitere teoretic al TADD, conform rela iei (4.5);
- stabilirea treptelor momentului rezistent M_{t4} , ($i = 1, 2, 3, 4$), de la arborele de ie ire al transmisiei;

- func ionarea transmisiei în stare descat la tura ia minim permis , timp de 2...3 minute, în vederea stabilizării mi c rii;
- reglarea tura iei motorului electric la treapta de tura ie: $n_1 = 500$ rot/min;
- citirea unghiul de rotire φ_4 al arborelui de ie ire al TADD pentru un anumit unghi de rotire φ_1 al arborelui de intrare, la mersul în gol ($M_{t4} = 0$ N·m);
- repetarea m sur torile pentru celelalte patru trepte ale momentului M_{t4} ;
- determinarea erorii cinematice de pozi ionare , cu ajutorul rela iei (6.1);
- trasarea diagramelor: $\Delta\varphi = \Delta\varphi (M_{t4})$, respectiv $i_{14}^{(3)} = i_{14}^{(3)} (M_{t4})$.

Rezultatele obinute în urma m sur torilor i al calculelor efectuate sunt indicate în tabelele 6.1 i 6.2.

Tabelul 6.1. Eroarea cinematică func ie de momentul rezistent

Tura ia la intrare N_1 [rot/min]	500				
Unghiul de rotire La intrare, φ_1 [grade]	18.000 (392.700 impulsuri)				
Momentul la ie ire, M_{t4} [N·m]	0	2,5	5	7,5	10
Unghiul de rotire La ie ire, φ_4 [grade]	371°24'44"	371°24'05"	371°22'35"	371°22'35"	371°22'25"
	371°24'32"	371°23'44"	371°23'05"	371°22'38"	371°22'37"
	371°24'45"	371°23'36"	371°22'51"	371°22'42"	371°22'24"
	371°25'04"	371°23'41"	371°22'42"	371°22'32"	371°22'26"
	371°24'52"	371°23'24"	371°22'44"	371°22'36"	371°22'34"
Media, φ_4 [grade]	371°24'47"	371°23'42"	371°22'47"	371°22'36"	371°22'29"
Eroarea cinematică , $ \Delta\varphi $ [sec]	178	113	58	47	40

Tabelul 6.2. Raportul de transmitere func ie de momentul rezistent

Nr. crt.	Moment M_{t4} [N·m]	Unghiul la ie ire, φ_4 [grade]			Nr. impuls.	Tura ia intrare N_1 [rot/min]	Raport de transmitere i_{14}	Sens	Media i_{14}
		Valoarea ini al , φ_4	Valoarea Final , φ_4	φ_4					
1.	0	0°0'10"	185°44'26"	185.73774	185°44'16"	196.350	500	48,455419	48,455
2.		0°0'08"	185°44'20"	185.73666	185°44'12"			48,455700	
3.		0°0'22"	185°44'46"	185.73999	185°44'24"			48,454831	
4.		0°0'16"	185°44'25"	185.73583	185°44'09"			48,455917	
5.		0°0'11"	185°44'17"	185.73499	185°44'06"			48,456136	
1	2,5	0°0'23"	185°43'02"	185.71083	185°42'39"	196.350	9000	48,462440	48,462
2		0°0'17"	185°43'01"	185.71222	185°42'44"			48,462077	
3		0°0'12"	185°43'00"	185.71333	185°42'48"			48,461787	
4		0°0'15"	185°42'02"	185.71305	185°42'47"			48,461860	
5		0°0'23"	185°42'55"	185.70888	185°42'32"			48,462949	
1	5	0°0'36"	185°41'54"	185.68833	185°41'18"	196.350	9000	48,468312	48,468
2		0°0'16"	185°41'29"	185.68694	185°41'13"			48,468675	
3		0°0'22"	185°41'27"	185.68471	185°41'05"			48,469257	
4		0°0'27"	185°41'30"	185.68416	185°41'03"			48,469401	
5		0°0'15"	185°41'34"	185.68860	185°41'19"			48,468242	
1	7,5	0°0'42"	185°41'29"	185.67971	185°40'47"	196.350	9000	48,470562	48,470
2		0°0'13"	185°41'06"	185.68138	185°40'53"			48,470126	
3		0°0'35"	185°41'33"	185.68277	185°40'58"			48,469763	
4		0°0'07"	185°40'51"	185.67888	185°40'44"			48,470779	
5		0°0'18"	185°41'22"	185.68444	185°41'04"			48,469327	
1	10	0°0'40"	185°41'12"	185.67554	185°40'32"	196.350	9000	48,471651	48,471
2		0°0'15"	185°40'42"	185.67416	185°40'27"			48,472011	
3		0°0'24"	185°40'53"	185.67471	185°40'29"			48,471867	
4		0°0'15"	185°40'37"	185.67277	185°40'22"			48,472374	
5		0°0'11"	185°40'49"	185.67721	185°40'38"			48,471215	

Se observ din analiza rezultatelor experimentale înregistrate că creșterea momentului de încrcare al TADD, eroarea cinematică de poziionare variază descreșător, de la $\theta = 178^\circ$ când $M_{t4} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$ până la $\theta = 40^\circ$ când $M_{t4} = 10 \text{ N}\cdot\text{m}$ (fig. 6.4), iar raportul real de transmitere se prezintă aproimativ constant în jurul valorii $i_{14}^{(3)} = 48,47$ (fig. 6.5), de către elementul flexibil al transmisiei suferind deformări elastice destul de mari.

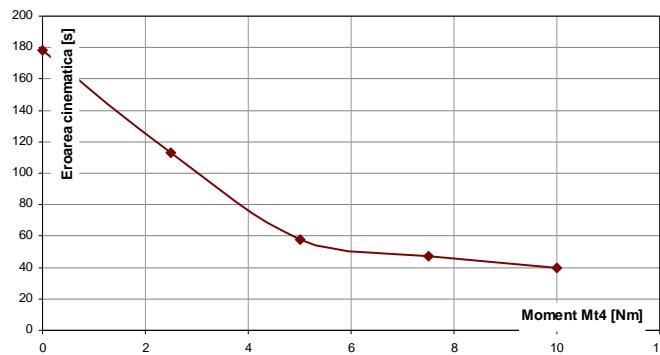


Fig. 6.4. Diagrama variației erorii cinematicice de poziionare

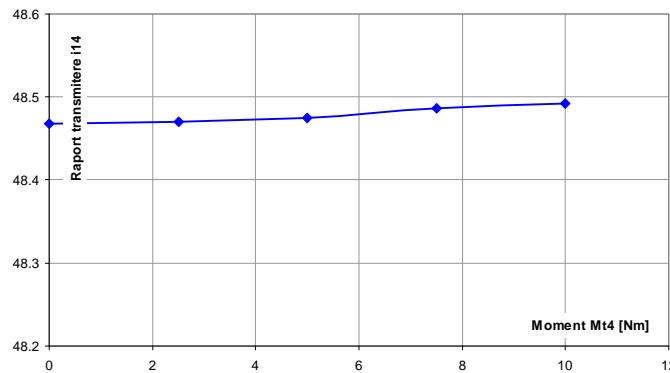


Fig. 6.5. Diagrama variației raportului de transmitere

6.1.2.2. Influența opririlor repetate și a continuării mișcării asupra erorii cinematicice de poziionare

Prin determinările experimentale ce s-au efectuat s-a urmat dacă prin oprirea și apoi continuarea mișcării se realizează o cumulare a erorii cinematicice de poziionare, urmărind modul cum variază raportul real de transmitere al TADD.

Testările experimentale au fost efectuate pe aceeași TADD (fig.6.3), cu roată din material flexibil scurtă cu următoarele parametri: $m = 0,3 \text{ mm}$; $l = 30 \text{ mm}$; $s = 0,6 \text{ mm}$;

$z_2 = 200$ din i; $z'_2 = 192$ din i; $z_3 = 202$ din i; $z_4 = 190$ din i $i_{14}^{(3)} = 48,47$; iar rezultatele experimentale sunt prezentate în tabelul 6.3.

Tabelul 6.3. Raportul de transmitere func ie de porniri/opriri repetate

Nr. crt.	Moment M_{t4} [Nm]	Unghiul la ie ire, $\{_{t4}\}$					Unghiul la intrare, $\{_{t1}\}$	Tura ie ire n_t [rot/min]	Raport de transmit. $i_{14} \cdot N \{_{t4}\}$	Sens	Media i_{14}
		Valoarea ini al $\{_{t4}\}$ [grade]	Valoarea final $\{_{t4}\}$ [grade]	$\{_{4t} - \{_{t4}\}$	$\{_{t4}\}$ [$^{\circ}, '$ "]	$\{_{4d}$					
1.	0	0°1'10"	92°51'44"	92,842777	92°50'34"	92,842777	98175	4500	500	48,4690	48,467
2.		92°51'44"	185°42'40"	92,848888	92°50'56"	185,691665	196350	9000		48,4674	
3.		185°42'40"	278°33'18"	92,843888	92°50'38"	278,535553	294525	13500		48,4677	
4.		278°33'18"	371°24'16"	92,849444	92°50'58"	371,384997	392700	18000		48,4672	
1.	0	0°0'12"	92°51'50"	92,843888	92°50'38"	92,849166	98175	4500	500	48,4684	48,469
2.		92°51'50"	185°42'18"	92,841110	92°50'28"	185,684998	196350	9000		48,4691	
3.		185°42'18"	280°04'55"	92,839999	92°50'24"	278,524997	294525	13500		48,4696	
4.		278°32'42"	371°23'26"	92,845555	92°50'44"	371,370552	392700	18000		48,4691	
1.	0	0°0'22"	92°51'02"	92,844444	92°50'40"	92,844444	98175	4500	500	48,4681	48,468
2.		92°51'02"	185°41'42"	92,843055	92°50'35"	185,687499	196350	9000		48,4685	
3.		185°41'42"	278°32'10"	92,841110	92°50'28"	278,528609	294525	13500		48,4689	
4.		278°32'10"	371°23'38"	92,840277	92°50'25"	371,368886	392700	18000		48,4693	
1.	2,5	0°0'16"	92°50'28"	92,836666	92°50'12"	92,836666	98175	4500	500	48,4722	48,471
2.		92°50'28"	185°40'48"	92,838888	92°50'20"	185,675554	196350	9000		48,4716	
3.		185°40'48"	278°31'12"	92,839999	92°50'24"	278,515553	294525	13500		48,4712	
4.		278°31'12"	371°50'21"	92,843888	92°50'38"	371,359441	392700	18000		48,4705	
1.	2,5	0°0'15"	92°50'40"	92,840277	92°50'25"	92,840277	98175	4500	500	48,4704	48,470
2.		92°50'40"	185°51'10"	92,841666	92°50'30"	185,681943	196350	9000		48,4699	
3.		185°51'10"	278°51'32"	92,839111	92°50'22"	278,521054	294525	13500		48,4703	
4.		278°51'32"	371°41'47"	92,837496	92°50'15"	371,358550	392700	18000		48,4706	
1.	2,5	0°0'38"	92°51'06"	92,840555	92°50'26"	92,840555	98175	4500	500	48,4701	48,470
2.		92°51'06"	185°51'10"	92,841666	92°50'30"	185,681943	196350	9000		48,4704	
3.		185°51'10"	278°51'32"	92,839111	92°50'22"	278,521054	294525	13500		48,4703	
4.		278°51'32"	371°41'47"	92,837496	92°50'15"	371,358550	392700	18000		48,4706	
1.	2,5	0°0'38"	92°51'06"	92,840555	92°50'26"	92,840555	98175	4500	500	48,4701	48,470
2.		92°51'06"	185°41'29"	92,839721	92°50'23"	185,680276	196350	9000		48,4704	
3.		185°41'29"	278°32'01"	92,842221	92°50'32"	278,522497	294525	13500		48,4700	
4.		278°32'01"	371°22'37"	92,843333	92°50'36"	371,365830	392700	18000		48,4697	
1.	5	0°1'14"	92°51'09"	92,831943	92°49'55"	92,831943	98175	4500	500	48,4746	48,475
2.		92°51'09"	185°40'57"	92,829999	92°49'48"	185,661942	196350	9000		48,4752	
3.		185°40'57"	278°30'39"	92,828332	92°49'42"	278,490274	294525	13500		48,4756	
4.		278°30'39"	371°20'36"	92,832499	92°49'57"	371,322773	392700	18000		48,4753	
1.	5	0°0'22"	92°50'08"	92,829443	92°49'46"	92,829443	98175	4500	500	48,4759	48,475
2.		92°50'08"	185°39'58"	92,830554	92°49'50"	185,659997	196350	9000		48,4757	
3.		185°39'58"	278°29'40"	92,828332	92°49'42"	278,488329	294525	13500		48,4760	
4.		278°29'40"	371°19'36"	92,832221	92°49'56"	371,320550	392700	18000		48,4756	
1.	5	0°0'32"	92°50'31"	92,833054	92°49'59"	92,833054	98175	4500	500	48,4741	48,474
2.		92°50'31"	185°40'17"	92,829443	92°49'46"	185,662497	196350	9000		48,4750	
3.		185°40'17"	278°29'54"	92,826937	92°49'37"	278,489434	294525	13500		48,4758	
4.		278°29'54"	371°19'38"	92,828888	92°49'44"	371,318322	392700	18000		48,4759	
1.	7,5	0°1'35"	92°50'25"	92,813888	92°48'50"	92,813888	98175	4500	500	48,4841	48,485
2.		92°50'25"	185°39'07"	92,811666	92°48'42"	185,625554	196350	9000		48,4847	
3.		185°39'07"	278°27'33"	92,807222	92°48'26"	278,432776	294525	13500		48,4856	
4.		278°27'33"	371°15'47"	92,803888	92°48'14"	371,236664	392700	18000		48,4865	
1.	7,5	0°0'22"	92°48'48"	92,807222	92°48'26"	92,807222	98175	4500	500	48,4876	48,486
2.		92°48'48"	185°37'22"	92,809444	92°48'34"	185,616666	196350	9000		48,4870	
3.		185°37'22"	278°26'09"	92,813055	92°48'42"	278,429721	294525	13500		48,4862	
4.		278°26'09"	371°14'53"	92,812222	92°48'44"	371,241943	392700	18000		48,4859	
1.	7,5	0°0'32"	92°49'21"	92,813611	92°48'49"	92,813611	98175	4500	500	48,4843	48,485
2.		92°49'21"	185°37'54"	92,809166	92°48'33"	185,622777	196350	9000		48,4854	
3.		185°37'54"	278°26'12"	92,805000	92°48'18"	278,427777	294525	13500		48,4865	
4.		278°26'12"	371°14'37"	92,806944	92°48'25"	371,234721	392700	18000		48,4868	
1.	10	0°0'12"	92°48'00"	92,796666	92°47'48"	92,796666	98175	4500	500	48,4931	48,492
2.		92°48'00"	185°35'55"	92,798610	92°47'55"	185,595276	196350	9000		48,4926	
3.		185°35'55"	278°24'03"	92,802222	92°48'08"	278,397498	294525	13500		48,4918	
4.		278°24'03"	371°12'28"	92,806944	92°48'25"	371,204442	392700	18000		48,4908	
1.	10	0°0'39"	92°48'49"	92,802777	92°48'10"	92,802777	98175	4500	500	48,4899	48,490
2.		92°48'49"	185°36'57"	92,802222	92°47'48"	185,604999	196350	9000		48,4901	
3.		185°36'57"	278°25'00"	92,800833	92°48'03"	278,405832	294525	13500		48,4903	
4.		278°25'00"	371°12'52"	92,797777	92°47'52"	371,203609	392700	18000		48,4909	
1.	10	0°1'20"	92°48'45"	92,790277	92°47'25"	92,790277	98175	4500	500	48,4964	48,493
2.		92°48'45"	185°36'33"	92,796666	92°47'48"	185,586943	196350	9000		48,4947	
3.		185°36'33"	278°25'50"	92,804722	92°48'17"	278,391665	294525	13500		48,4928	
4.		278°25'50"	371°14'24"	92,806666	92°48'24"	371,198331	392700	18000		48,4915	

M sur rile au fost efectuate pentru momente de torsiune constant la ie ire ($M_{t4} = 0; 2,5; 5; 7,5; 10$ N·m), tura ie constant la intrare ($n_1 = 500$ rot/min) și aceea i sens de rota ie, citindu-se la sistemul optic (SO_2) valorile unghiului de rotire

ale arborelui de ie ire, 4. pentru rotiri ale arborelui de intrare cu diferite unghiuri ($\alpha_1 = 4.500^\circ; 9.000^\circ; 13.500^\circ; 18.000^\circ$).

Din analiza rezultatelor experimentale prezentate în tabelul 6.3 s-a constat c prin opriri i porniri repetitive, în acela i sens, pentru aceea i înc rcare, raportul de transmitere al TADD nu se modific semnificativ, îns se observ c la cre terea înc rc rii apare o u oar tendin de cre tere a raportului de transmitere în raport cu valoarea sa teoretic . Astfel, dac la mersul în gol al TADD ($M_{t4} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$) se ob ine un raport de transmitere apropiat de valoarea sa teoretic ($i_{14}^{(3)} = 48,47$), la mersul în sarcin ($M_{t4} = 10 \text{ N}\cdot\text{m}$) se ob ine $i_{14}^{(3)} = 48,49$ (fig. 6.6).

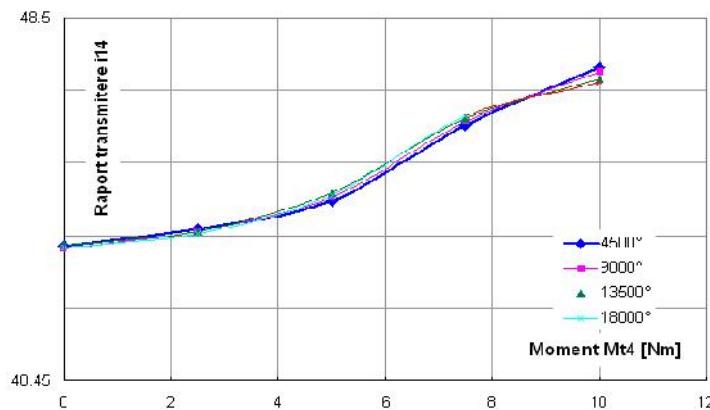


Fig. 6.6. Diagrama raportului de transmitere func ie de mi care intermitent

De asemenea, s-a constatat c varia ia erorii cinematice de pozi ionare a arborelui de ie ire al TADD, în cazul opririlor i pornirilor repetitive, p strând acela i sens de rota ie, a fost nesemnificativ . În vederea reducerii par iale sau elimin rii totale a eventualelor erori de citire s-a luat în considerare un num r mare de rota ii la arborele de intrare ($\alpha_1 = 4500^\circ; 9000^\circ; 13.500^\circ; 18.000^\circ$).

6.1.2.3. Influen a invers rii sensului de mi care asupra preciziei cinematice de pozi ionare

Datorit multiplelor avantaje pe care le prezint transmisiile armonice din ate exist , la ora actual , tendin a utiliz rii acestor transmisii în construc ia robo ilor industriali. Astfel, ele trebuie s execute mi c ri de rota ie în ambele sensuri în vederea ob inerii performan elor ridicate de pozi ionare i orientare a robo ilor, prin revenirea la pozi ia ini ial .

În cercet rile efectuate s-a urm rit cum este influen at precizia cinematic de pozi ionare a arborelui de ie ire al TADD, prin revenirea la pozi ia ini ial a arborelui de intrare, ca urmare a schimb rii sensului de rota ie, la diferite momente de torsiune ale arborelui de ie ire. Pentru TADD cercetat experimental, s-au ob inut rezultate prezentate în tabelul 6.4.

Tabelul 6.4. Raportul de transmitere func ie de inversarea sensului de mi care

Nr. crt.	M_{44} [Nm]	Unghiul la ie ire, $\{_4$				Unghiul la intrare, $\{_1$		Raport de transmitere $\times 10^{-4}$	Tura la intrare n_t [rot/min]	Sens	U_{44} [$E^{'},''$]				
		Valoarea Inicial	Valoarea finală	$\{ = \{_4 - \{_1$		Nr. Impuls.	grade								
				grade	$E^{'},''$										
1 1'	0	0°05'12"	185°46'16"	185,681666	185°40'54"	196,350	9000	48,470051 48,484558	500	→ ←	3'20"				
2 2'		0°07'20"	185°48'19"	185,683054	185°40'59"			48,469689 48,483397			3'09"				
3 3'		0°11'15"	185°52'02"	185,679721	185°40'47"			48,470559 48,482236			2'41"				
4 4'		0°01'40"	185°42'22"	185,678332	185°40'42"			48,470922 48,483252			2'50"				
5 5'		0°05'42"	185°46'40"	185,682777	185°40'58"			48,469761 48,483978			3'16"				
1 1'		0°11'22"	185°48'42"	185,638888	185°38'20"			48,481221 48,525295			10'07"				
2 2'	2,5	0°22'15"	186°00'32"	185,638055	185°38'17"	196,350	9000	48,481438 48,523987	500	→ ←	9'46"				
3 3'		0°02'20"	185°40'22"	185,633999	185°38'02"			48,482527 48,527257			10'16"				
4 4'		0°04'15"	185°42'05"	185,630554	185°37'50"			48,483397 48,528638			10'23"				
5 5'		0°01'24"	185°39'48"	185,639999	185°38'24"			48,480931 48,528493			10'55"				
1 1'		0°16'20"	185°54'32"	185,636666	185°38'12"			48,481801 48,560423			18'02"				
2 2'		0°15'13"	185°52'59"	185,629443	185°37'46"			48,483688 48,557876			17'01"				
3 3'	5	0°20'18"	185°57'27"	185,619166	185°37'09"	196,350	9000	48,486372 48,559404	500	→ ←	16'45"				
4 4'		0°15'05"	185°51'24"	185,605277	185°36'19"			48,490000 48,560277			16'07"				
5 5'		0°20'14"	185°56'16"	185,600555	185°36'02"			48,491234 48,561296			16'04"				
1 1'		0°10'15"	185°46'19"	185,601111	185°36'04"			48,491089 48,578042			19'56"				
2 2'		0°22'20"	185°58'02"	185,594999	185°35'42"			48,492685 48,581539			20'00"				
3 3'		0°30'12"	186°05'34"	185,589444	185°35'22"			48,494137 48,582121			20'10"				
4 4'	7,5	0°20'18"	185°56'20"	185,600555	185°36'02"	196,350	9000	48,491234 48,580592	500	→ ←	20'29"				
5 5'		0°42'25"	186°18'43"	185,604444	185°36'18"			48,490218 48,579717			20'33"				
1 1'		0°10'12"	185°45'24"	185,586666	185°35'12"			48,494863 48,604642			25'09"				
2 2'		0°24'20"	185°59'21"	185,583610	185°35'01"			48,495661 48,605808			25'14"				
3 3'		0°15'23"	185°50'18"	185,581943	185°34'55"			48,496087 48,604435			24'48"				
4 4'		0°20'14"	185°55'49"	185,593055	185°35'35"			48,493193 48,607704			26'14"				
5 5'	10	0°15'32"	185°51'16"	185,595555	185°35'44"	196,350	9000	48,492540 48,604131	500	→ ←	25'34"				
1 1'		0°15'32"	185°51'16"	185,169443	185°10'10"			48,494863 48,604642			25'34"				

În fig. 6.7 s-a reprezentat dependen a erorii cinematice unghiulare func ie de momentul de torsiune la arborele de ie ire, prin revenire la pozi ia ini ial , iar în fig.8.8 varia ia raportului de transmitere în cazul schimb rii sensului de rota ie al arborelui de intrare.

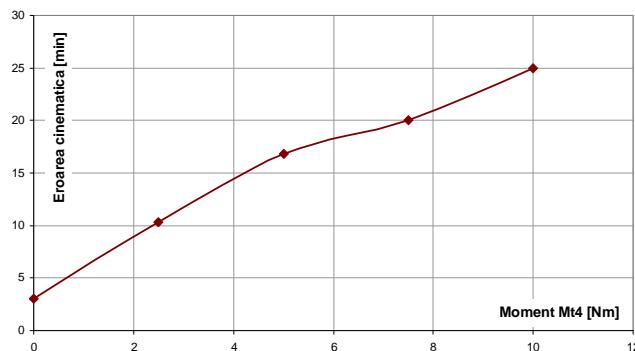


Fig. 6.7. Diagrama eroarei cinematice de pozitionare

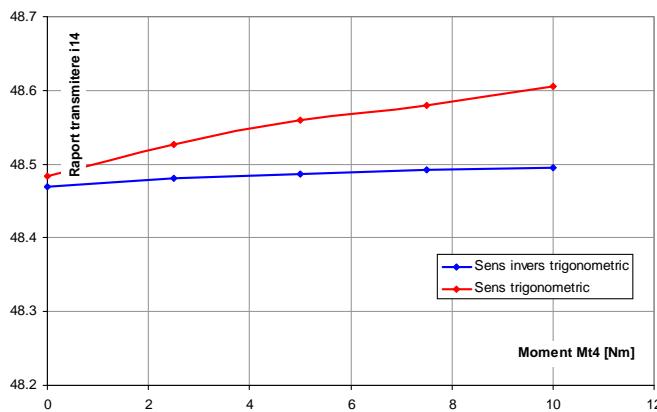


Fig.6.8. Diagrama raportului de transmitere

Din fig. 6.7, se observ c precizia cinematică de pozitionare a TADD, la schimbarea sensului de rota ie prin revenire la pozi ia ini al a arborelui de intrare, scade odat cu cre terea încrc rii transmisiei. Se obine o eroare cinematică de pozitionare, $\Delta\varphi_4 = 3'03''$ la mersul în gol, respectiv $\Delta\varphi_4 = 25'23''$ pentru o încrcare a TADD cu un moment $M_{t4} = 10$ N·m.

Din fig. 6.8 se observ , de asemenea, c raportul de transmitere al TADD nu se prestreaz identic pentru cele dou sensuri de rota ie ale arborelui de intrare. Astfel, s-a constatat c în cazul rotirii arborelui de intrare al transmisiei în sensul trigonometric se obin valori mai mari pentru raport de transmitere, decât în cazul rotirii acestuia în sensul rotirii acelor de ceasornic.

Încercările experimentale pentru determinarea preciziei cinematicice de pozitionare a TADD s-au repetat și pentru cazul TADD care conține roata din material flexibil scurt confecționată din material plastic (Vero White) și generatorul de unde cu

cam , ob inându-se rezultatele care nu se deosebesc semnificativ de cele prezente pentru cazul ro ilor metalice.

Din analiza rezultatelor test rilor experimentale se poate concluziona c , TADD cu roata din at flexibil scurt prezint o precizie cinematic de pozitionare superioar celei cunoscute de la transmisiile armonice din ate simple.

6.2. Cercet ri experimentale privind vibra iile transmisiei armonice din ate duble

Transmisiile cu ro i din ate pot constitui importante surse de vibra ii din structurile sistemelor mecanice i pot avea o pondere însemnat în nivelului global de vibra ii. Tendin a actual de cre tera semnificativ a puterilor i tura iilor transmise de sistemele mecanice moderne, concomitent cu reducerea gabaritului lor, pot determina o înr ut ire a comport rii transmisiilor cu ro i din ate din punct de vedere al vibra iilor, mai ales atunci când în faza de proiectare, execu ie i montaj nu s-au respectat criterii adecvate de optimizare.

În cazul TADD, vibra iile sunt ini iate i se dezvolt în angren rile armonice multipare ale din ilor i în cuplile cinematice materializate între generatorul de unde i roat din at flexibil , care se transmit ulterior prin intermediul arborilor i al lag relor spre carcasa transmisiei, respectiv prin intermediul pere ilor acesteia se propag în aer.

Cunoa terea comport rii la vibra ii a TADD este important în vederea evit -rii domeniului de func ionare în rezonan , când una din frecven ele de excita ie coincide cu una din frecven ele proprii, iar amplitudinea vibra iilor poate cre te semnificativ.

Principalii factori care pot influen a producerea impulsurilor de vibra ii, în ca zul TADD, sunt urm torii:

- varia ia rigidit ii din ilor, datorit st rii deformate a ro ii din ate flexibile;
- impulsurile de intrare i ie ire din angrenare a din ilor, func ie de pozi ia acestora în zona de angrenare;
- varia ia frec rilor de alunecare, respectiv rostogolire pe timpul transmiterii for ei la flancurile din ilor afla i în angrenare;
- abaterile fa de precizia de prelucrare impus danturii, în special: modulul danturii, rugozitatea flancurilor i forma profilului din ilor.

În vederea cre terii durabilit ii elementelor componente ale TADD, aflate în mi care relativ , prin reducerea uzurii sau distrugerii acestora la suprasarcini dinamice, se necesit studierea i combaterea apari iei vibra iilor.

6.2.1. Echipamente i instala ia experimental

Cercetarea experimental a vibra iilor, dezvoltate în regimul dinamic al TADD, s-a realizat prin utilizarea tandului experimental a c rui fotografia este prezentat în fig. 6.9.

Pentru studierea vibra iilor TADD s-a utilizat metoda de m surare electric , ale c rei avantaje sunt

- precizie i sensibilitate mare;
- posibilitatea utiliz rii unor captatori de dimensiuni mici;
- posibilitatea m sur rii i comenzi de la distan ;
- posibilitatea amplific rii i prelucr rii automate a rezultatelor.



Fig. 6.9. Instala ia experimental pentru studiul vibra iilor TADD

Schema unui lan electric de m surare este prezentat în fig. 6.10.

Sistemul de m surare al vibra iilor transmisiei are în compo nta sa urm - toarele elemente: traductor, preamplificator, analizor, filtre i aparat de înregistrare i indicare.

Traductorul transform parametrul vibra iei la care este supus, în semnale electrice corespunz toare. Preamplificatorul amplific semnalul slab de ie ire al traductorului pân la nivelul cerut de înregistratoare.

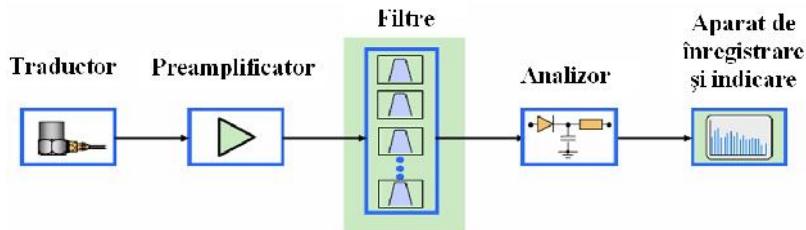


Fig. 6.10. Sistemul electric pentru m surarea vibra iilor

Filtrele prelucreaz semnalul electric captat și amplificat, l sănd să treac doar acele componente ale semnalului care sunt de interes pentru analiza de vibra ii.

Analizorul realizeaz selectarea unei componente sau a unei benzi din spectrul analizat, precum și detec ia acesteia pentru a permite caracterizarea semnalului în aceast banda. El poate efectua, de asemenea, și opera ia de schimbare automat a benzii sau a componentei selectate pentru a realiza analizarea succesiv a întregului spectru într-un interval de timp acceptabil.

Aparatul indicator sau înregistrator permite ob inerea direct prin indicare sau înregistrare a caracteristicilor semnalului studiat. Pentru m surarea tura iei s-a folosit un senzor laser de tura ie, tipul QS 30 LDQ, care poate m sura tura ii pân la 120.000 [rot/min], cu distan a de sesizare de max. 2 m, produs de firma Banner.

Vibra iile au fost m surate pe trei direc ii ortogonale între ele (dou radiale și una axial) cu ajutorul a trei senzori de vibra ii (accelerometre) cu fixarea magnetic , care au urm toarele caracteristici: num r serial 066921 cu senzitivitatea de 533,3 mV/g, num r serial 066922 cu senzitivitatea de 546,1 mV/g și num r serial 066923 cu senzitivitatea de 497,5 mV/g. Construc ia compact și u oar este rezultatul unui design îmbun t it asigurat de firma produc toare Hansford Sensors. Domeniul de m surare este de $\pm 500 (\pm 50) \text{ ms}^{-2}$.

Culegerea m sur torilor și alimentarea accelerometrelor se realizeaz prin intermediul a 3 cabluri de leg tur tip AO 0526 D 100.

Unitatea de achizi ie a datelor este de tip VPA 323 (fig. 6.11), produs de firma Digitline, care este prev zut cu 12 canale de intrare cu separare galvanic individual (9 intr ri-tensiune și 3 intr ri - curent) și alte 16 intr ri pentru parametrii de proces.



Fig. 6.11. Unitatea de achizi ie a datelor tip VPA 323

Unitatea de achizi ie a datelor are o construc ie compact i robust , fiind destinat pentru aplica ii industriale i utilizare zilnic , perm iând înregistrarea continua a semnalelor, f r pierdere de e antioane, cu posibilit i de redare a rezultatelor atât în format propriu cât i în Excel.

6.2.2. Determinarea experimental a vibra iilor TADD

Cercet rile experimentale întreprinse au urm rit m surarea r spunsurilor dinamice reduse ale TADD, în vederea compar rii acestora cu limitele admisibile stabilite prin standarde i norme interna ionale.

Astfel, m sur rile au urm rit înregistrarea i analizarea evolu iei în timp a fenomenelor vibratorii produse în timpul func ion rii TADD, prin determinarea amplitudinilor vitezelor de vibra ie în cazul consider rii a trei trepte de înc rcare: $M_{t4} = 1; 5; 10 \text{ [N}\cdot\text{m]}$ i a 4 trepte de tura ie: $n_1 = 500; 750; 1000; 1500 \text{ [rot/min]}$.

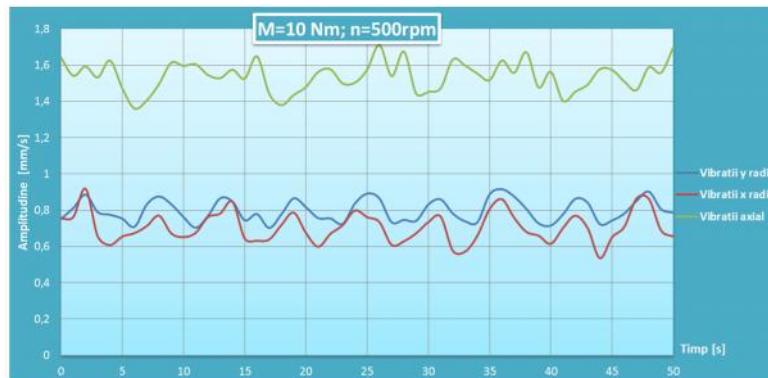
În tabelul 6.5 sunt prezentate datele m surate cu ajutorul celor 3 senzori de vibra ii, pe 2 direc ii radiale (Ox , respectiv Oy) i pe una axial , pentru un regim dinamic caracterizat prin: $M_{t4} = 10 \text{ [N}\cdot\text{m]}$ i $n_1 = 500 \text{ [rot/min]}$, iar în fig. 6.12 s-au reprezentat diagramele de varia ie ale amplitudinilor vitezelor de vibra ie dup cele trei direc ii.

Tabelul 6.5. Amplitudinea vitezei de vibra ie

Temp [s]	Tura ia [rot/min]	V1-Oy radial [mm/s]	V2-Ox radial [mm/s]	V3 axial [mm/s]
1	2	3	4	5
0	501.7	0.753	0.755	1.642
1	503	0.812	0.763	1.542
2	503	0.886	0.919	1.593
3	502.7	0.799	0.656	1.533
4	502.9	0.775	0.608	1.626
5	503.2	0.754	0.655	1.474
6	502.9	0.709	0.674	1.361
7	502.2	0.832	0.713	1.406
8	502.3	0.876	0.770	1.496
9	502.8	0.833	0.673	1.614
10	502.7	0.763	0.652	1.597
11	502.8	0.704	0.676	1.605

Tabelul 6.5. Amplitudinea vitezei de vibra ie

1	2	3	4	5
12	503	0.769	0.762	1.546
13	502.7	0.866	0.782	1.529
14	502.7	0.848	0.847	1.575
15	503.5	0.745	0.644	1.526
16	503.2	0.779	0.632	1.649
17	503.1	0.703	0.639	1.444
18	503.4	0.778	0.719	1.380
19	502.8	0.866	0.787	1.436
20	502.9	0.817	0.675	1.480
21	502.1	0.757	0.599	1.563
22	502.5	0.755	0.670	1.577
23	502.9	0.725	0.718	1.500
24	502.3	0.837	0.799	1.504
25	503.2	0.892	0.762	1.576
26	503.2	0.865	0.735	1.712
27	503.2	0.734	0.609	1.540
28	503.3	0.747	0.629	1.675
29	502.9	0.742	0.673	1.444
30	502.3	0.832	0.735	1.453
31	502.5	0.860	0.765	1.473
32	503.5	0.782	0.576	1.632
33	502.5	0.739	0.572	1.598
34	502.3	0.734	0.660	1.554
35	502.8	0.888	0.807	1.518
36	502.6	0.916	0.861	1.626
37	502.7	0.876	0.759	1.558
38	502.4	0.807	0.681	1.672
39	502.8	0.728	0.660	1.478
40	503.6	0.716	0.615	1.564
41	503.5	0.778	0.703	1.403
42	502.7	0.863	0.770	1.454
43	502.8	0.842	0.702	1.493
44	502.5	0.724	0.536	1.578
45	502.8	0.744	0.651	1.574
46	502.7	0.782	0.709	1.510
47	502.3	0.852	0.865	1.463
48	502.5	0.903	0.863	1.589
49	502.8	0.806	0.689	1.559
50	503.4	0.786	0.655	1.699


Fig. 6.12. Diagrammele amplitudinilor vitezei de vibra ie

În fig. 12B ÷ 14B din Anexa B, sunt reprezentate diagramele de varia ie ale amplitudinilor vitezelor de vibra ie pentru toate cele 12 regimuri de func ionare considerate ale TADD, func ie de treapta momentului rezistent (M_{t4}), respectiv a tura iei de intrare (n_1).

În fig. 6.13 ÷ 6.15 s-au reprezentat varia iile amplitudinilor vitezelor de vibra ie ale TADD în func ie de tura ie, pentru cele trei trepte ale momentului rezistent, $M_{t4} = 1; 5; 10 [N\cdot m]$.



Fig. 6.13. Diagramele amplitudinilor vitezei vibra iilor, $M_{t4} = 1 [N\cdot m]$



Fig. 6.14. Diagramele amplitudinilor vitezei vibra iilor, $M_{t4} = 5 [N\cdot m]$



Fig. 6.15. Diagramele amplitudinilor vitezei vibra iilor, $M_{t4} = 10 [N\cdot m]$

Din analiza diagramelor de varia ie a amplitudinilor vitezelor vibra iilor func ie de tura ia la intrare, prezentate în fig. 6.13 ÷ 6.15, se constat c amplitudine maxim nu dep e te valoarea de 3 mm/s pentru tura ii la intrare mai mici de 1.000

rot/min, indiferent de încarcarea TADD. La tura și mai mare de 1.000 rot/min, amplitudinile vibrațiilor radiale și axiale cresc, situându-se în intervalul (3...5) mm/s.

În fig. 6.16 ÷ 6.19 s-au reprezentat variațiile amplitudinilor vitezelor de vibrație ale TADD în funcție de momentul de torsion la ieșire, pentru cele patru trepte ale tura ieșii la intrare, $n_1 = 500; 750; 1000; 1500$ [rot/min].

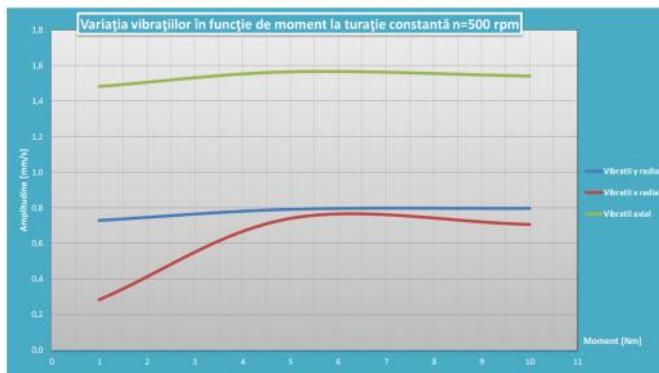


Fig. 6.16. Diagramalele amplitudinilor vitezei vibrațiilor, $n_1 = 500$ [rot/min]

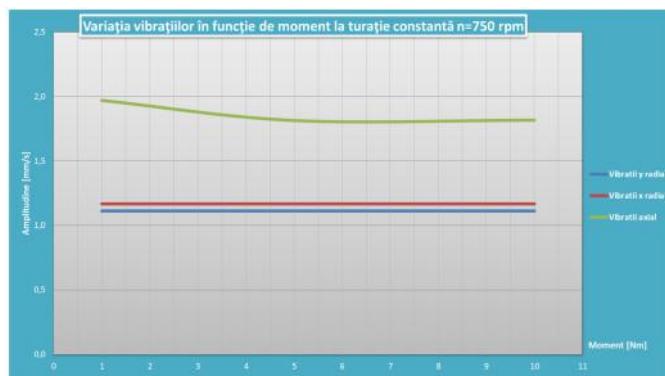


Fig. 6.17. Diagramalele amplitudinilor vitezei vibrațiilor, $n_1 = 750$ [rot/min]



Fig. 6.18. Diagramalele amplitudinilor vitezei vibrațiilor, $n_1 = 1000$ [rot/min]

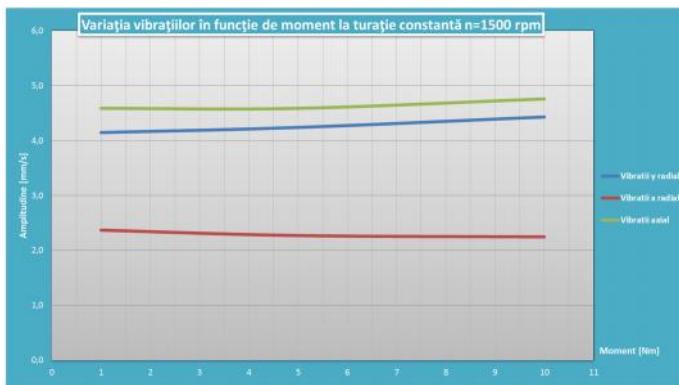


Fig. 6.19. Diagramele amplitudinilor vitezei vibra iilor, $n_1 = 1500$ [rot/min]

Dacă se analizează diagramele de variație a amplitudinilor vitezelor vibra iilor func ie de momentul de torsiune la ie ire, prezентate în fig. 6.16 ÷ 6.19, se constată c amplitudinile vibra iilor radiale și axiale nu depind semnificativ de încreșcere, men inându-se aproximativ constante pentru intervalul (0...10) N·m, însă se observă c amplitudinile au un caracter u or cresc tor odată cu creșterea vitezei de la intrare. De asemenea, se observă c vibra ia după direc ia axială este întotdeauna mai pronunțat decât cele dezvoltăte după direc iile radiale.

Comparând valorile măsurate, cu cele limite admise, se constată c vibra iile care iau naștere în timpul func ionării TADD nu sunt periculoase, având un grad de severitate redus.

6.3. Cercetări experimentale privind starea de tensiune din roata flexibilă a transmisiei armonice din ate duble

6.3.1. Echipamente și instalația experimentală

Performanțele și calitățile TADD sunt determinate în mare măsură de comportamentul roții din ate flexible scurte, care este prevăzut cu câte o dantură la fiecare capăt (una amplasată la exterior și cealaltă la interior).

Datorită montării generatorului de unde și a transmiterii momentului de torsie în roata flexibilă va apărea o stare de solicitare dinamică complexă, la rotirea acesteia cu o viteză scăzută. Determinarea stării de tensiune din peretele roții din ate flexible scurte s-a realizat cu ajutorul metodei tensometriei electrice rezistive, prin folosirea timbrelor tensometrice de tip rozetă cu trei tranductoare (marca EA-

06-125TW-120, $K = 1,96$; $R = 120 \pm 0,2\% \Omega$; fabricata Micro-Measurements Division, USA), care permit m surarea tensiunilor principale.

În fig. 6.20 sunt indicate pozi iile de amplasare ale timbrelor tensometrice, utilizate în vederea determin rii st rilor de tensiune din dou sec iuni paralele (I-I, respectiv II-II), aflate în imediat apropiere a zonelor danturate.

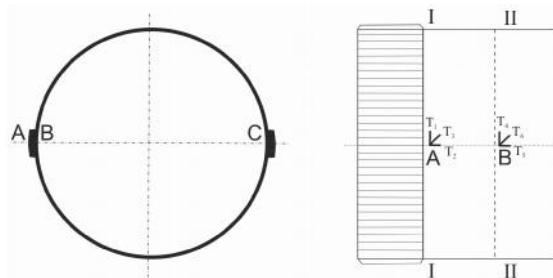
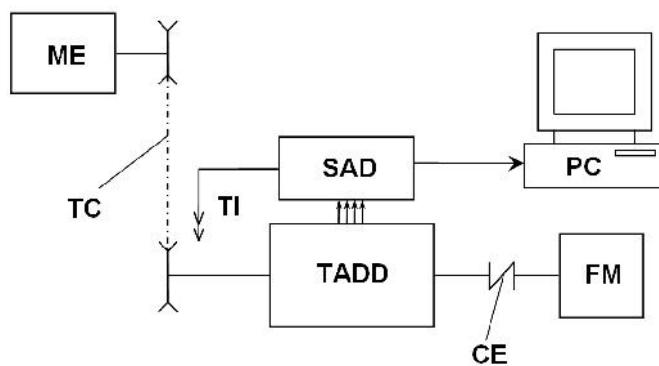


Fig. 6.20. Amplasarea timbrelor tensometrice

În punctele A și B din cele dou sec iuni s-a lipit câte un timbru tensometric cu traductori activi ($T_1; T_2; T_3$), respectiv ($T_4; T_5; T_6$), iar în punctul C (situat diametral opus) s-a lipit un timbru compensator T_c , conectat cu traductorii activi dup o schem de tip Poisson. Traductoarele active T_1 și T_4 permit m surarea tensiunilor periferice (σ_r), T_2 și T_5 m soar tensiunile axiale (σ_x), iar T_3 și T_6 m soar tensiunile tangen iale (τ_x), în punctele considerate A și B.

În fig. 6.21 se prezint schema bloc a instalaiei experimentale utilizate pentru determinarea st rii de tensiune din peretele ro ii din ate flexible scurte a TADD, care deriv din cea folosit la test rile cinematice ale transmisiei (fig. 6.1), iar în fig. 6.22 se prezint fotografia instalaiei și a aparaturii folosite.



**Fig. 6.21. Schema instalaiei experimentale,
pentru determinarea tensiunilor din roata din at flexibil**



Fig. 6.22. Instala ia experimental pentru cercetarea st rii de tensiune din roata flexibil

Semnalele traductoarelor tensometrice active, propionate cu tensiunile principale σ , σ_x și τ_x , sunt amplificate, convertite, prelucrate și înregistrate prin intermediul sistemului de achizi ie de date (SAD).

Încerc rile experimentale au fost efectuate pe TADD (fig. 6.23), cu roat din at flexibil scurt și generatorul de unde cu 2 role, care este caracterizat prin urm torii parametrii constructivi și func ionali: $m = 0,3$ mm; $l = 30$ mm; $s = 0,6$ mm; $z_2 = 200$ din i; $z'_2 = 192$ din i; $z_3 = 202$ din i; $z_4 = 190$ din i și $i_{14}^{(3)} = 48,47$.



Fig. 6.23. Transmisia armonic din at dubl , cu generatorul de unde cu 2 role

Aceast construc ie original a TADD prezint particularitatea c permite scoaterea conductorilor electrici de leg tur ai traductoarelor tensometrice în afara carcasei transmisiei, prin intermediul a dou alezaje practicate în semicarcasa

stâng a transmisiei. Astfel, se poate cerceta starea de tensiune din roata din at flexibil scurt, numai pe durata a maxim 5 rota iile ale arborelui de ie ire, timp în care conductorii electrici se vor desfura de pe roata flexibil și se vor colecta pe o rola exterioar transmisiei.

6.3.2. Rezultatele cercet rilor experimentale, privind tensiunile din roata flexibil a TADD

Determinarea tensiunilor normale principale și a celor tangeniale maxime are la baz rela iile existente între tensiuni și deforma iile, pentru cazul timbrelor de tip rozet dreptunghiular cu trei traductoare, [111]:

$$\begin{aligned} t_{1,2} &= \frac{E}{1-\nu} \cdot A \pm \frac{E}{1+\nu} \cdot \sqrt{B^2 + C^2} \\ t_{\max} &= \frac{E}{1+\nu} \cdot \sqrt{B^2 + C^2} \end{aligned} \quad (6.4)$$

În care: E – este modulul de elasticitate longitudinal al materialului ro ii flexibile;

ν – coeficientul lui Poisson;

A, B, C – coeficien i ce depind de deforma iile traductoarelor (₁, ₂, ₃):

$$A = \frac{\nu_1 + \nu_2 + \nu_3}{3}; \quad B = \nu_1 - A; \quad C = \frac{\nu_2 - \nu_3}{\sqrt{3}} \quad (6.5)$$

În fig. 6.24 sunt date diagramele de varia ie ale deforma iilor, respectiv ale tensiunilor principale din cele dou sec iuni considerate (curba 1 pentru sec iunea I-I, respectiv curba 2 pentru sec iunea II-II) ale ro ii din ate flexibile scurte, pentru regimul de func ionare: $M_{t4} = 50 \text{ N}\cdot\text{m}$ și $n_1 = 500 \text{ rot/min}$.

În cazul TADD, se constat c forma diagramei de varia ie a tensiunii periferice $\sigma_I = \sigma_I(\phi)$, din sec iunea I-I a ro ii din ate flexibile scurte (corespunz toare zonei de ac iune a generatorului de unde), este apropiat de cea întâlnit la ro i din ate flexibile lungi de la transmisiile armonice simple, [66, 113].

Din fig. 6.24 se observ c, în sec iunea II-II a ro ii din ate flexibile scurte, curba tensiunii periferice $\sigma_{II} = \sigma_{II}(\phi)$ con ine mai multe vârfuri, îns tensiunea maxim a acesteia ($\sigma_{II\max} = 194 \text{ MPa}$) nu dep e te valoarea maxim a tensiunii periferice din sec iunea I-I ($\sigma_{I\max} = 287 \text{ MPa}$), pentru regimul dinamic considerat ($M_{t4} = 50 \text{ N}\cdot\text{m}$; $n_1 = 500 \text{ rot/min}$).

Prezen a vârfurilor suplimentare se datoreaz schimb rii formei de deformare a ro ii flexibile, ca urmare a modific rii caracterului de reparti ie a sarcinilor pe din ii afla i în angrenare în aceast sec iune.

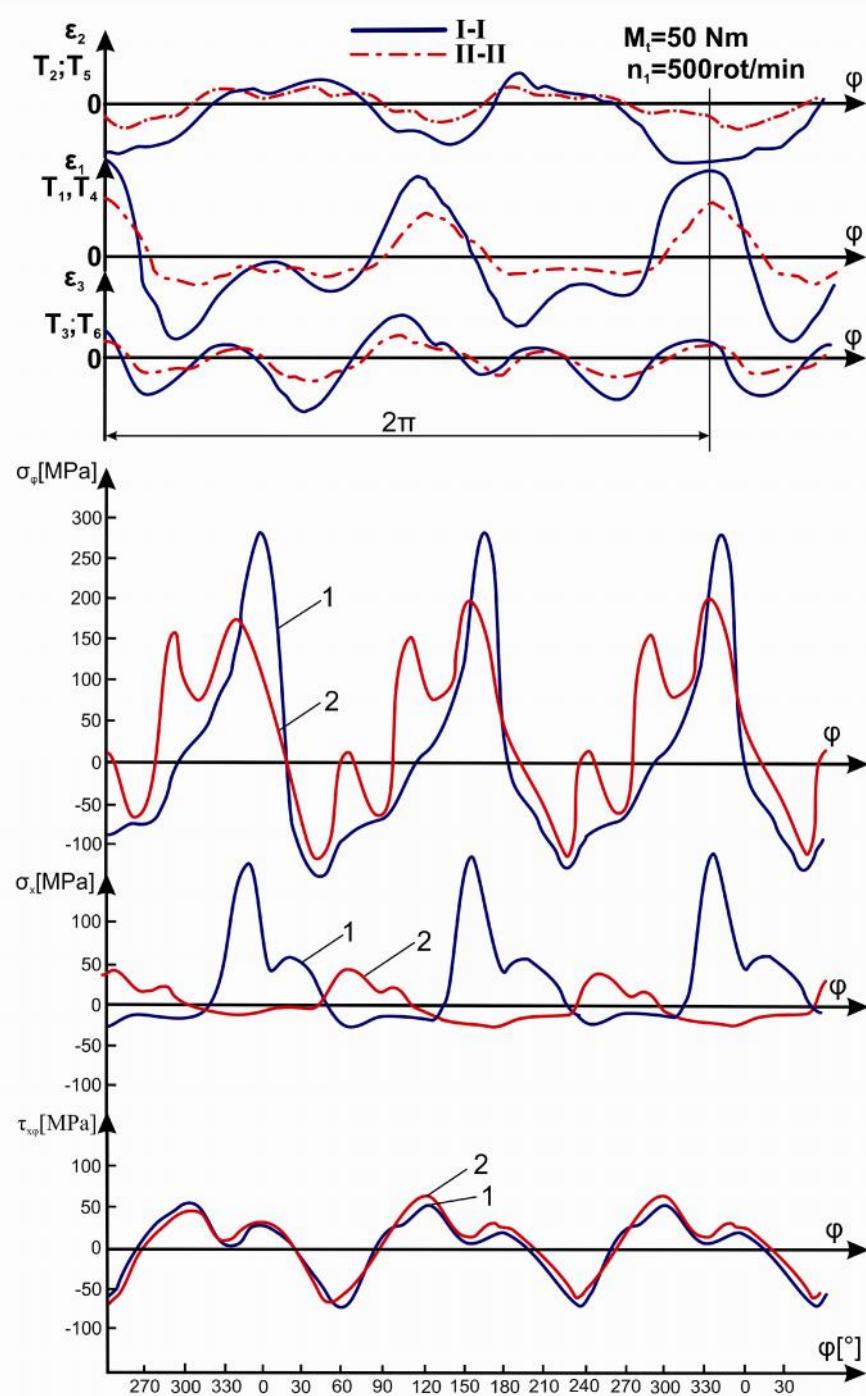


Fig. 6.24. Diagramele deforma iilor i tensiunilor din roata din at flexibil scurt

Din analiza diagramelor de varia ie a tensiunilor axiale se constat c acestea au caracter e diferite de varia ie în cele dou sec iuni. În sec iunea I-I, valoarea maxim a tensiunii axiale ($\sigma_{xI\max} = 167 \text{ MPa}$) apare în zona axei mari a generatorului, iar în sec iunea II-II maximum ($\sigma_{xII\max} = 43 \text{ MPa}$) apare în zona axei mici a generatorului de unde. Spre deosebire de tensiunile axiale, la tensiuni tangen iale se observ c cele dou curbe de varia ie sunt aproximativ identice, p strându-se atât caracterul de varia ie cât i m rimile acestora ($\tau_{xI\max} \approx \tau_{xII\max} \approx 64 \text{ MPa}$).

Din cercet rile experimentale efectuate se constat c tensiunea periferic (σ_r) are influen determinant asupra durabilit ii ro ii flexibile, deoarece are valoare cea mai mare. De asemenea, se constat c sec iunea I-I a ro ii din ate flexibile scurte a TADD este mai puternic solicitat decât sec iunea II-II, deoarece în aceast sec iune roat flexibil este strâns , în zona axei mari, între roata din at rigid fix i generatorul de unde.

6.4. Cercet rile experimentale privind randamentul transmisiei armonice din ate duble

Randamentul mecanic reprezint indicatorul sintetic prin care se apreciaz eficien a unei transform ri energetice sau a unei transmiteri de energie în cadrul unui sistem tehnic. Randamentul se nume te energetic dac se are în vedere o transformare energetic , respectiv mecanic dac este vorba de transmiterea unei energii mecanice.

Randamentul mecanic este unul din parametrii de baz a oric rei transmisii, care caracterizeaz principiul de func ionare i optimizarea constructiv-tehnologic a transmisiei respective, având sens doar pentru regimul dinamic al acesteia.

În cazul transmisiiilor armonice din ate duble, principalele pierderi apar în angren rile armonice din sec iunile frontale ale ro ii din ate flexibile, respectiv în cu plele cinematice materializate între generatorul de unde i roata din at flexibil .

Aceste pierderi depind de o mulime de factori, care îngreuneaz calculul cu exactitate, pe cale analitic , al randamentului mecanic. De aceea, se recomand determinarea pe calea experimental a pierderilor din TADD, precum i a randamentului mecanic a acesteia.

La baza determin rii randamentului mecanic η al TADD stau m sur rile celor

dou momente de torsiune (intrare, respectiv ie ire), precum i rela ia de definire a acestuia, [37, 99]:

$$y = \frac{M_{t4}}{i_{14}^{(3)} \cdot M_{t1}} \quad (6.6)$$

în care: $i_{14}^{(3)}$ - este raportul de transmitere al TADD, dat de rela ia:

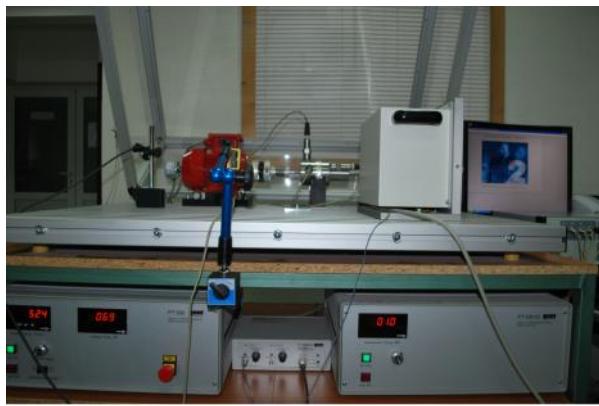
$$i_{14}^{(3)} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_4 - z_2 \cdot z_3} \quad (6.7)$$

unde: z_2 , z_2' , z_3 i z_4 sunt numerele de din i ale ro ilor din ate din TADD.

6.4.1. Echipamente i instala ia experimental

În vederea determin rii experimentale a randamentului mecanic al TADD s-a utilizat un tand experimental special a c rui fotografia este prezentat în fig.6.25.

Ac ionarea acestuia se face cu ajutorul unui motor electric asincron, cu convertor de frecven , care are urm toarele caracteristici: puterea la ie ire, $P = 0,37$ kW; tura ia nominal , $n = 2800$ rot/min; domeniul de tura ii realizat prin convertor de frecven , $(100...6.000)$ rot/min; tensiunea de alimentare 230 V la 50/60 Hz sau 120 V la 50/60 Hz.



**Fig. 6.25. Instala ia experimental
pentru determinarea randamentului TADD**

Cele dou sisteme de achizi ii de date PT 500, respectiv PT 500.5, produse de firma Gunt din Hamburg (Germania), ofer posibilitatea citirii directe a puterii i turaiei de la intrare în TADD, respectiv a momentului de torsiune de la arborele de ie ire al transmisiei, pe displayurile digitale ale acestora.

Frânarea mi c rii de rota ie la ie irea din TADD se realizeaz prin intermediu unei frâne cu particule magnetice, produs tot de firma Gunt, care poate genera momente de frânare în domeniu (0...80) N·m.

6.4.2. Determinarea experimental a randamentului mecanic al TADD

Cercet rile experimentale întreprinse au urm rit determinarea momentelor de torsiune de la intrare i de la ie ire din TADD, în vederea calcul rii apoi a randamentului transmisiei. Astfel, s-au efectuat dou tipuri de m sur ri: la primul tip de mîsur ri s-a variat tura ia la intrare n_1 , la un moment de torsiune constant M_{t4} de la ie ire, iar la al doilea tip s-a variat moment de torsiune M_{t4} de la ie ire la o tura ia constant n_1 de la intrare. Înregistr rile datelor s-a f cut pentru 4 trepte de moment: $M_{t4} = 5; 10; 15 \text{ și } 20 \text{ [N·m]}$, respectiv pentru 4 trepte de tura ie: $n_1 = 250; 500; 750 \text{ și } 1000 \text{ [rot/min]}$.

În tabelele 6.6 ÷ 6.9 sunt prezentate datele înregistrate pentru cele patru trepte de moment de torsiune M_{t4} , iar în tabelele 6.10 ÷ 6.13 sunt prezentate datele înregistrate pentru cele patru trepte de tura ie n_1 admise.

Tabelul 6.6. Randamentul TADD, $M_{t4} = 5 \text{ N·m}$

Nr. crt.	Moment la ie ire, $M_{t4} = 5 \text{ N·m}$					
	Tura ia intrare n_1 [rot/min]	Viteza intrare \dot{S}_1 [rad/s]	Puterea intrare P_1 [W]	Moment intrare M_{t1} [Nm]	Raport transmitere i_{14}	Randament y
1.	201	21,048	4,483	0,213	48,47	0,484
2.	405	42,411	9,18	0,216		0,477
3.	602	63,041	13,884	0,220		0,469
4.	800	83,775	18,729	0,223		0,462
5.	1001	104,824	23,794	0,226		0,456
6.	1200	125,663	28,776	0,229		0,450
7.	1402	146,817	33,995	0,231		0,446
8.	1503	157,393	36,939	0,234		0,441

Tabelul 6.7. Randamentul TADD, $M_{t4} = 10 \text{ N·m}$

Nr. crt.	Moment la ie ire, $M_{t4} = 10 \text{ N·m}$					
	Tura ia intrare n_1 [rot/min]	Viteza intrare \dot{S}_1 [rad/s]	Puterea intrare P_1 [W]	Moment intrare M_{t1} [Nm]	Raport transmitere i_{14}	Randament y
1.	205	21,467	8,801	0,410	48,47	0,503
2.	400	41,887	17,345	0,414		0,498
3.	601	62,936	26,378	0,419		0,492
4.	804	84,194	35,794	0,425		0,485
5.	1003	105,034	45,398	0,432		0,477
6.	1202	125,873	54,978	0,436		0,473
7.	1401	146,712	64,624	0,440		0,469
8.	1501	157,184	69,532	0,442		0,466

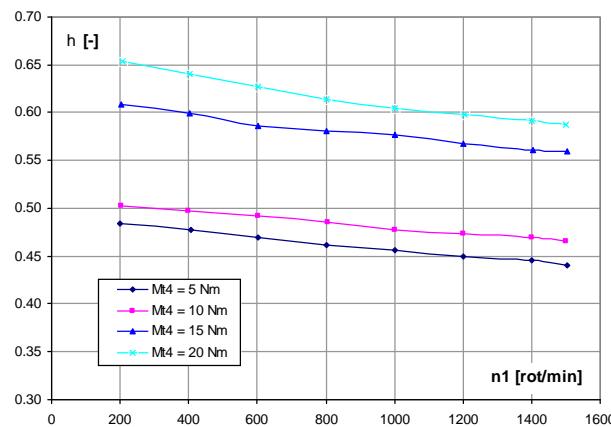
Tabelul 6.8. Randamentul TADD, $M_{t4} = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$

Nr. crt.	Moment la ie ire, $M_{t4} = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$					Randament y
	Tura ia intrare n_1 [rot/min]	Viteza intrare \dot{S}_1 [rad/s]	Puterea intrare P_1 [W]	Moment intrare M_{t1} [Nm]	Raport transmitere i_{14}	
1.	202	21,153	10,756	0,508	48,47	0,609
2.	402	42,097	21,725	0,516		0,599
3.	604	63,250	33,418	0,528		0,586
4.	801	83,880	44,698	0,532		0,581
5.	1001	104,824	56,244	0,536		0,577
6.	1200	125,663	68,488	0,545		0,568
7.	1403	146,921	81,068	0,551		0,561
8.	1505	157,603	87,154	0,553		0,559

Tabelul 6.9. Randamentul TADD, $M_{t4} = 20 \text{ N}\cdot\text{m}$

Nr. crt.	Moment la ie ire, $M_{t4} = 20 \text{ N}\cdot\text{m}$					Randament y
	Tura ia intrare n_1 [rot/min]	Viteza intrare \dot{S}_1 [rad/s]	Puterea intrare P_1 [W]	Moment intrare M_{t1} [Nm]	Raport transmitere i_{14}	
1.	206	21,572	13,624	0,631	48,47	0,653
2.	403	42,202	27,149	0,643		0,641
3.	602	63,041	41,520	0,658		0,627
4.	802	83,985	56,480	0,672		0,614
5.	1002	104,929	71,610	0,682		0,605
6.	1204	126,082	87,048	0,690		0,598
7.	1401	146,712	102,485	0,698		0,591
8.	1502	157,289	110,431	0,702		0,587

În fig. 6.26 s-au reprezentat diagramele de varia ie ale randamentului mecanic al TADD în func ie de tura ia de intrare, prin men inerea constant a momentului de torsiune la ie ire.


Fig. 6.26. Diagrama randamentului TADD, $y = f(n_1)$

Din studiul diagramelor randamentului mecanic, $y = f(n_1)$, se observ că cre tera tura iei arborelui de intrare al TADD se produce o sc dere a randamentului mecanic al transmisiei, acest caracter regresiv p strându-se pentru toate cele

patru trepte ale momentului de torsiune de la ie ire.

De asemenea, s-a constatat c pentru o anumit tura ie dat la intrare n_1 , randamentul mecanic al TADD crete odat cu creterea încrcii. Astfel, la o tura ie, $n_1 = 500$ rot/min, randamentul transmisiei va crete de la 47,3% (pentru o încrcare, $M_{t4} = 5$ N·m) la 63,4% (pentru o încrcare, $M_{t4} = 20$ N·m).

Randamentul mecanic al TADD se îmbunetează semnificativ odat cu creterea încrcii, obinându-se $\eta = 83,2\%$ pentru o încrcare de $M_{t4} = 80$ N·m.

Tabelul 6.10. Randamentul TADD, $n_1 = 250$ rot/min

Nr. crt.	Tura ia la intrare, $n_1 = 250$ rot/min				
	Puterea intrare P_1 [W]	Moment intrare M_{t1} [Nm]	Moment ie ire M_{t4} [Nm]	Raport transmitere i_{14}	Randament η
1.	3,638	0,139	3	48,47	0,445
2.	5,602	0,214	5		0,482
3.	7,562	0,289	7		0,499
4.	10,366	0,396	10		0,521
5.	11,518	0,440	12		0,562
6.	13,351	0,510	15		0,606
7.	14,215	0,543	17		0,645
8.	16,231	0,620	20		0,665

Tabelul 6.11. Randamentul TADD, $n_1 = 500$ rot/min

Nr. crt.	Tura ia la intrare, $n_1 = 500$ rot/min				
	Puterea intrare P_1 [W]	Moment intrare M_{t1} [Nm]	Moment ie ire M_{t4} [Nm]	Raport transmitere i_{14}	Randament η
1.	7,326	0,140	3	48,47	0,442
2.	11,410	0,218	5		0,473
3.	15,743	0,300	7		0,481
4.	21,258	0,406	10		0,508
5.	23,572	0,450	12		0,550
6.	27,022	0,516	15		0,599
7.	29,266	0,559	17		0,631
8.	33,683	0,643	20		0,641

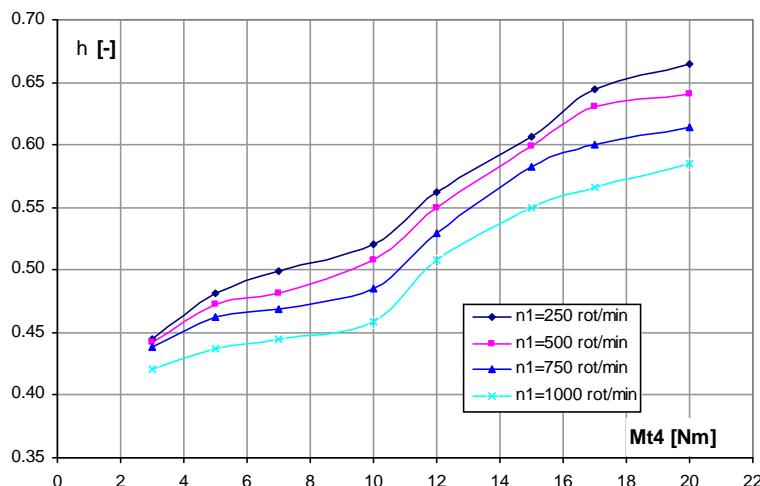
Tabelul 6.12. Randamentul TADD, $n_1 = 750$ rot/min

Nr. crt.	Tura ia la intrare, $n_1 = 750$ rot/min				
	Puterea intrare P_1 [W]	Moment intrare M_{t1} [Nm]	Moment ie ire M_{t4} [Nm]	Raport transmitere i_{14}	Randament η
1.	11,084	0,141	3	48,47	0,439
2.	17,558	0,223	5		0,462
3.	24,216	0,308	7		0,469
4.	33,390	0,425	10		0,485
5.	36,754	0,467	12		0,530
6.	41,852	0,532	15		0,582
7.	46,014	0,585	17		0,600
8.	52,818	0,672	20		0,614

Tabelul 6.13. Randamentul TADD, $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$

Nr. crt.	Tura ia la intrare, $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$				
	Puterea intrare $P_1 [\text{W}]$	Moment intrare $M_{t1} [\text{Nm}]$	Moment ie ire $M_{t4} [\text{Nm}]$	Raport transmitere i_{14}	Randament y
1.	15,444	0,147	3	48,47	0,421
2.	24,801	0,236	5		0,437
3.	33,946	0,324	7		0,445
4.	47,025	0,449	10		0,459
5.	51,019	0,487	12		0,508
6.	58,931	0,562	15		0,550
7.	64,910	0,619	17		0,566
8.	73,897	0,705	20		0,585

În fig. 6.27 s-au reprezentat diagramele de varia ie ale randamentului mecanic al TADD în func ie de momentul de torsiune de la ie ire, pentru diferite trepte de tura ie de la intrare.


Fig. 6.27. Diagrama randamentului TADD, $= (M_{t4})$

Din analiza acestor diagrame se observ c odat cu cre terea tura iei la arborele de intrare al TADD se ob in valori mai reduse pentru randament, iar la cre terea momentului de torsiune la ie ire va cre te i randamentul mecanic al transmisiei.

De asemenea, se demonstreaz veridicitate rezultatelor experimentale ob inute, prin constatarea c pentru aceea i tura ia, $n_1 = 500 \text{ rot/min}$, se reg se te aproximativ acela i domeniul de varia ie ($47,3\% \div 64,1\%$) al randamentului mecanic al TADD, când înc rcarea variaz în intervalul $(5 \div 20) \text{ N}\cdot\text{m}$.

Cercet rile experimentale efectuate eviden iaz faptul c domeniul optim de

func ionare al TADD corespunde unei game de tura ii la intrare: $n_1 \in (500...1000)$ rot/min, respectiv unor înc rc ri medii, $M_{t4} \in (10...80) \text{ N}\cdot\text{m}$.

6.5. Concluzii i contribu ii personale

Cercet rile experimentale prezentate permit eviden ierea urm toarele concluzii generale i contribu ii personale ale autorului:

- definirea no iunii de “eroare cinematic de pozi ionare” a TADD i realizarea a dou standuri cu flux energetic deschis, în vederea efectu rii investiga iilor experimentale cu privire la precizie cinematic , analiza vibra iilor, studiul st - rii de tensiune i determinarea randamentului mecanic;
- determinarea experimental a influen ei varia iei momentului de torsiune de la ie ire asupra preciziei cinematice de pozi ionare a TADD, pentru diferite momente de torsiune aplicate, prin p strarea acela i sens de rota ie i ace lea i tura ii;
- determinarea experimental a influen ei opririlor repetate i a continu rilor de mi care, prin p strarea sensului de rota ie, asupra erorii cinematice de pozi ionare a TADD, constatându-se c eroarea cinematic nu se cumuleaz prin opriri repetate i continuarea mi c rii;
- determinarea experimental a influen ei invers rii sensului de rota ie al motorului, prin revenirea la pozi ia ini ial , asupra erorii cinematice de pozi ionare a TADD;
- m surarea, înregistrarea i analizarea evolu iei în timp a fenomenelor vibra torii produse în timpul func ion rii TADD, prin determinarea amplitudinilor vitezelor de vibra ie pentru anumite trepte de înc rcare, respectiv anumite trepte ale tura ie;
- demonstrarea viabilit ii TADD, din punct de vedere al vibra iilor, deoarece amplitudinile vitezelor vibra iilor radiale i axiale nu depind semnificativ de înc rcarea transmisiei i se men in sub valoare de 5 mm/s, pentru tura ii mai mici de 1000 rot/min;
- determinarea experimental a st rii de deforma ie i tensiune, în dou sec iuni paralele ale ro ii din ate flexibile scurte a TADD, prin folosirea metodei tensometriei electrice rezistive;

- interpretarea tin ific a comportamentului dinamic al ro ii flexibile, în urma analiz rii st rilor de tensiuni din peretele acesteia, prin eviden ierea influen ei determinante a tensiunii periferice asupra durabilit ii ro ii din ate flexibile;
- prezentarea influen ei varia iei tura iei la intrare, respectiv a varia iei momen tului de torsiune la ie ire, asupra randamentului mecanic al TADD i eviden ierea faptului c randamentul transmisiei cre te odat cu cre tera înc rc rii, respectiv cu sc derea tura iei la intrare.

Cap. 7. CONCLUZII GENERALE I CONTRIBU II PERSONALE

7.1. Concluzii generale

Teza de doctorat prezentat este rezultatul unor preocup ri ample ale autorului, desf urate pe parcursul a mai multor ani de cercetare, cu privire la construc ia i func ionarea transmisiilor armonice din ate i cu prec dere la transmisia armonic din at dubl (TADD).

Parcurgerea unei bibliografii actualizate i cuprinz toare a permis o cunoa -tere aprofundat a recentelor realiz ri din domeniul transmisiilor armonice din ate, precum i formularea unor concluzii cu privire la viitoarele direc ii de dezvoltare a acestor transmisi.

Transmisiile armonice din ate au atras aten ia numero ilor speciali ti, datorit multiplelor avantaje pe care le prezint , comparativ cu celealte transmisi mecanice, iar utilizarea lor pe scar tot mai larg , în domeniile de vîrf ale tehnicii moderne, a condus la necesitatea intensific rii studierii i cercet rii acestor transmisii în vederea îmbun t irii performan elor constructiv-func ionale i m ririi durabilit ii.

În acest context, studiul efectuat a permis conceperea, proiectarea, realizarea i cercetarea unei noi variante constructive de transmisie armonic din at , i anume TADD, la care roata din at flexibil are forma unui tub circular flexibil scurt deschis la ambele capete, cu perete sub ire, având la fiecare cap t câte o dantur amplasat pe una din fe e (exterior , respectiv interior).

Justificarea alegерii prezentei teme de cercetare este legat de stadiul actual al realiz rilor în domeniul transmisiilor armonice din ate care nu include i aceast variant de transmisie armonic .

Astfel, teza de doctorat a c utat s dea un r spuns la cercetarea fundamental i experimental a TADD, din punct de vedere structural, cinematic i dinamic, în vederea demonstr rii viabilit ii acestei solu ii constructive, precum i eviden ie rii avantajelor pe care le de ine în compara ie cu transmisia armonic simpl .

Se poate afirma c , obiectivul principal al tezei de doctorat a fost îndeplinit prin conceperea, realizarea i cercetarea func ion rii TADD, precum i prin prezentarea unor metodologii de calcul structural, cinematic i geometric originale,

bazate atât pe cercetare fundamental cât și pe cea practică, și emiterea unor ipoteze și concluzii specifice acestei transmisi.

Redarea corespunzătoare a rezultatelor cercetărilor teoretice, dezvoltate pentru studiul cinematic și geometric al TADD, a fost posibilă prin conceperea, elaborarea și rularea a unor programe computerizate de calcul, scrise în limbajul Visual Basic, respectiv Borland Pascal.

Astfel, s-a optimizat legea de deformare a roții din ate flexibile prin comparația deformărilor produse de 4 tipuri de generatoare de unde mecanice, (cu 2 role, cu 2 discuri excentrice, cu 4 role și cu cam), s-a generat traiectoria unui punct de pe fibră dinamic de referință a roții flexibile, s-au stabilit pozițiile relative ale dinilor angrenați în cele două trepte de angrenare armonică ale TADD și s-a realizat modelarea geometrică a tuturor elementelor componente ale transmisiei cercetate.

Relațiile prezentate pentru calculul cinematic și geometric al TADD, materialul grafic aferent și programele computerizate de calcul vin în sprijinul proiectanilor de specialitate din domeniu și nu numai, în vederea efectuarii unor calcule eficiente, rapide și precise în fazele de concepție, proiectare, execuție și testare a transmisiilor armonice din ate.

Pentru verificarea stării de tensiune și deformație din roata din ate flexibilă scurtă a TADD s-a utilizat programul de simulare SolidWorks Simulation, iar în urma simulărilor numerice efectuate asupra roții din ate flexibile s-au obținut rezultate conforme cu cele înregistrate pe cale experimentală.

Rezultatele studiilor teoretice au fost verificate și confirmate ulterior prin investigații experimentale efectuate pe 2 standuri speciale de încercări, cu privire la cinematica și dinamica TADD.

Prin elaborarea prezentei lucrării s-au adus contribuții teoretice și experimentale remarcabile cu privire la unele aspecte constructive și funcționale ale transmisiiei armonice din ate duble, iar rezultatele cercetărilor efectuate au dovedit că TADD este o transmisie extrem de fiabilă, ce asigură precizii cinematice de poziționare superioare celor întâinute la transmisii armonice din ate simple.

În concluzie, se poate afirma că prezenta lucrare a demonstrat viabilitatea TADD și a evidențiat avantajele nete din punct de vedere a preciziei cinematice de orientare, comparativ cu transmisia armonică din ate simplă.

7.2. Contribu ii personale

Ca rezultat al studiului bibliografic, al cercet rilor teoretice i experimentale prezentate, se eviden iaz urm toarele contribu ii personale ale autorului:

- s-a realizat o sintez a materialului bibliografic, referitor la transmisii armonice din ate, urm rind:
 - prezentarea principalelor caracteristici constructiv-func ionale i a domeniilor de utilizare a acestor transmisii;
 - prezentarea sintetic a numeroaselor variante constructive de transmisiile armonice din ate, prin definirea unui sistem cuprinz tor de criterii, care a permis realizarea unei clasific ri originale a acestora;
 - propunerea unei simboliz ri general-valabile pentru transmisiile armonice din ate, plecând de la analogia transmisia planetar -transmisia armonic din at ;
 - analizarea comparativ-critic a cinematicii diverselor variante constructive de transmisiile armonice din ate;
 - prezentarea i fundamentarea teoretic a principalelor rela ii de calcul geometric al ro ilor din ate caracteristice transmisiilor armonice;
 - analizarea critic a for elor ce acionează asupra principalelor elemente ale transmisiei armonice din ate i interpretarea st rii de tensiune din roat din at flexibil a unei transmisiile armonice simple;
 - prezentarea comparativ a metodelor de proiectare a transmisiilor armonice din ate, existente în literatura de specialitate, prin gruparea acestora în func ie de solicitarea considerat critic la predimensionarea transmisiei;
- prezentarea sintetic a unei noi familii de transmisiile armonice din ate, i anume a transmisiilor armonice din ate duble, în baza realiz rii unei clasific ri originale a acestora în func ie de natura contactelor, de forma i locul de amplasare al danturilor pe roat din at flexibil ;
- conceperea i propunerea spre cercetare a unei noi variante constructive de transmisie armonic din at dubl , denumit TADD, la care roata din at flexibil scurt are danturi amplasate pe fe e opuse, iar zonele de angrenare armonic sunt decalate la un unghi de 90°;

- analizarea desmodromiei TADD, prin identificarea lan urilor cinematice independente, a claselor i num rului cuprelor cinematice, a sumelor grade lor de libertate de prisos i al leg turilor pasive i determinarea gradului de mobilitate al TADD, prin dezvoltarea analizelor structurale atât pe modelul plan cât i cel spa ial al transmisiei;
- demonstrarea viabilit ii TADD prin prezentarea principiului de func ionare i a particularit ilor constructiv-func ionale ale acestieia;
- calcularea raportului de transmitere al TADD prin utilizarea metodei analitice a invers rii mi c rii i analizarea comparativ a acestuia pentru cele dou modele cinematice ale TADD ($z_2 = z'_2$, respectiv $z_2 \neq z'_2$);
- analizarea comparativ-critic a legilor de deformare a ro ii din ate flexibile a TADD, produse de patru tipuri de generatoare de unde (cu cam , cu 2 role, cu 4 role i cu 2 discuri excentrice), prin conceperea i rularea unui program computerizat de calcul, original, scris în limbajul Visual Basic;
- optimizarea legii de deformare a ro ii din ate flexibile prin demonstrarea similitudinii între legea de deformare ie cosinusoidal i cea eliptic , pe care o poate înlocui cu o foarte bun aproxima ie;
- determinarea traectoriei i vitezei unui punct situat pe fibr dinamic de referin a ro ii din ate flexibile i modelarea matematic a proceselor de angrenare armonic din cele dou trepte ale TADD;
- elaborarea unui algoritm original de proiectare geometric a TADD, prin fundamentarea rela ilor de definire a parametrilor geometrici ai ro ilor din ate ale TADD i a geometriei generatoarelor de unde cercetate;
- proiectarea asistat de calculator a geometriei TADD, prin conceperea, elaborarea i rularea unui programului de calcul original, scris în limbajul Borland Pascal 7.0;
- realizarea fizic a componentelor TADD: generatoare de unde: cu cam , cu 2 role i cu 2 discuri excentrice, respectiv a ro ilor din ate (rigid fix , flexibile i rigid mobil) în vederea asambl rii transmisiei i efectu rii investiga ilor experimentale;
- modelarea geometriei 3D a ro ii din ate flexibile scurte i a celor 3 variante constructive de generatoare de unde (cu 2 role, cu 2 discuri excentrice i cu cam), în programul CAD SolidWorks;

- realizarea simul rii numerice cu elemente finite a ro ii din ate flexibile, cu ajutorul modulului SolidWork Simulation, în vederea cercet rii st rii de tensiune i deforma ie din peretele acesteia;
- prezentarea, înregistrarea i interpretarea diagramelor de varia ie ale deplas rilor i tensiunilor von Mises din peretele ro ii flexibile;
- eviden ierea superiorit ii generatorului de unde cu cam fa de generatorul de unde cu 2 role, respectiv cu 2 discuri excentrice, din punct de vedere al tensiunilor dezvoltate în peretele ro ii flexibile;
- conceperea i realizarea a dou standuri cu flux energetic deschis, în vedere efectu rii investiga ilor experimentale cu privire la cercetarea preciziei cinematice de pozi ionare, analiza vibra ilor, studiul st rii de tensiune i determinarea randamentului mecanic al TADD;
- definirea no iunii de “eroare cinematic de pozi ionare” a TADD i studierea influen elor varia iei momentului de torsiune de la ie ire, a opririlor re peate i a continu rii mi carii, prin p strarea sensului de rotatie, precum i a invers rii sensului de rotatie al arborelui de intrare prin revenirea la pozi ia ini ial , asupra preciziei cinematice de pozi ionare a TADD;
- m surarea, înregistrarea i analizarea evolu iei în timp a fenomenelor vibratorii produse în timpul func ion rii TADD, prin determinarea amplitudinilor vitezelor de vibra ie pentru anumite trepte de înc rcare, respectiv anumite trepte de tura ie;
- determinarea experimental a st rii de deforma ie i tensiune din roata din at flexibil scurt a TADD, prin folosirea metodei tensometriei electrice rezistive;
- interpretarea tiin ific a comportamentului dinamic al ro ii din ate flexibile, în urma analiz rii st rii de tensiune din peretele acesteia, prin eviden ierea influen ei determinante a tensiunii periferice asupra durabilit ii ro ii flexibile;
- determinarea randamentului mecanic al TADD i studierea influen ei vari a iei tura iei la intrare, respectiv a momentului de torsiune la ie ire asupra acestuia.

7.3. Diseminarea rezultatelor cercet rii

Cercet rile întreprinse, legate de tema prezentei teze, derulate în perioada de cercetare universitar , s-au concretizat în urm toarele materiale publicate în reviste de specialitate i în cadrul unor conferin e na ionale i interna ionale de profil.

- [1] Vela, Gh.D., Miclo in , C., **Ianici, D.** *Calculation of Double Flexible Toothed Whell Lenght with Wave Generator Dephased with 90 Degrees Depending on the Wheel Wall Thickness*, Proceedings of the International Conference Models and Methods in Applied Science, Drobeta Tr. Severin, 2011, ISBN 978-1-61804-044-2, pp.123-127, (indexat ISI)
- [2] Nedelcu, D., **Ianici, D.**, Nedeloni M.D., Daia, D., Pop, F.M., Avasiloaie, R.C. *The Aerodynamic Force Calculus for a Plate Immersed in a Uniform Air Stream Using SolidWorks Flow Simulation Module*, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences – Finite Elements - Finite Volumes - Boundary Elements (F-and-B2011), ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011, pp. 98-103, (indexat ISI)
- [3] Nedelcu, D., **Ianici, D.**, Nedeloni M.D., Daia, D., Pop, F.M., Avasiloaie, R.C. *The Hydrodynamic Characteristics Calculus for Isolated Profile Go428 using Solidworks Flow Simulation Module*, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences- Finite Elements - Finite Volumes - Boundary Elements (F-and-B 2011), ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011. pp. 92-97, (indexat ISI)
- [4] Ianici, S., **Ianici, D.**, Coman, L. *Contributions to the structural synthesis of the double harmonic transmission*, The 7th International Conference Research and Development of Mechanical Elements and Systems, Zlatibor, Serbia, 2011, ISBN 978-86-6055-012-7, pp. 549-552, (indexat ISI)
- [5] Ianici, S., **Ianici, D.**, Potoceanu, N. *Design of double harmonic transmission*, Proceedings of the 6th International Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, April 2008, Tallinn, Estonia. pp. 95-100, (indexat ISI)
- [6] Ianici, S., **Ianici, D.**, Potoceanu, N. *Contributions to the study of forced deformations of the short flexible toothed wheel from a double harmonic transmission*, Machine Design, Vol.3, Nr.2 2011, Novi Sad, Serbia, ISSN 1821-1259, pp. 95-98

- [7] Kuzmanovic, S., Ianici, S., Rackov, M., **Ianici, D.** *Typical Method of Connection of Electric Motor-gear unit in the Frame of Universal Motor Gear Reducer*, Analele Universitii „Eftimie Murgu” Reia, anul XVIII, nr.3/2011, ISSN 1453-7397, pp. 131-140
- [8] Ianici, S., **Ianici D.**, Banic, M. *Virtual product development on venturi pump*, Analele Universitii „Eftimie Murgu” Reia, anul XVIII, nr.3/2011, ISSN 1453-739, pp. 115-124
- [9] Nedelcu, D., **Ianici, D.**, Nedeloni M.D., Daia, D., Pop, F.M., Avasiloaie, R.C. *Calculul for ei aerodinamice i distribu ie de presiuni pentru un co vertical*, tiina Tehnic, an XI, vol. 20, ISSN 2067-7138, Bucureti, 2011, pp. 269-276
- [10] Coman, L., **Ianici, D.**, Ianici, S. *A method to study stresses and deformations in pieces subjected to hydraulic pressure*, Machine Design, 50th Anniversary of the Faculty of Technical Sciences, Novi-Sad, May 2010, ISSN 1821-1259
- [11] Coman L., **Ianici D.**, Ianici S. *New forming technologies for low and medium volume production*, Annals of the Oradea University, vol.IX, Nr. 1, 2010, ISSN 1583-0691, pp. 3.60-3.65
- [12] Nedelcu, D., **Ianici, D.**, Nedeloni, M., Daia, D. *Numerical Behavior Reproduction of a Truss Structure and Beam, Subjected to Concentrated Load*, Analele Universitii "Eftimie Murgu" Reia, anul XVII, Nr. 2/2010, ISSN 1453-7397
- [13] **Ianici, D.**, Nedelcu, D., Ianici, S., Coman, L. *Dynamic analysis of the double harmonic transmission*, The 6th International Symposium KOD 2010, Palic, Serbia, ISBN 978-86-7892-278-7, pp. 155-158
- [14] Ianici, S., **Ianici, D.**, Coman, L. *Contributions to the analytical synthesis of face cam using high grade polynomial motion laws*, The 5th International Symposium, KOD 2008, Novi-Sad, Serbia, ISBN 978-86-7892-104-9, pp.191-194
- [15] Ianici, S., **Ianici, D.**, Coman, L. *Design of cycloidal swing link reducer*, Machine Design, Novi-Sad, Serbia, 2008, ISSN 1821-1259, pp. 65-68
- [16] **Ianici, D.**, Ianici, S. *Automatic generation of robots programmes from qualitative descriptionof tasks*, Machine Design, 2007, Novi Sad, Serbia, ISBN 978-86-7892-018-7, pp. 85-88
- [17] **Ianici, D.**, Ianici, S. *The dynamics of the Double Harmonic Transmission*, The 4th International Symposium, KOD 2006, Novi-Sad, Serbia, ISBN978-86-7892-104-9, pp. 117-120
- [18] Ianici, S., **Ianici, D.** *Double Harmonic Transmission*, Analele Universitatii „Eftimie Murgu”, Reia, nr. 1/2006, ISSN 1453-7394, pp. 203-206
- [19] **Ianici, D.**, T tucu, I., R duca, M. *The modeling and the simulation of the functioning of a melting furnace by an electromagnetic induction with the finite element method*, XXXI Jupiter Conference, Beograd, 2005, ISBN 86-7083-508-8

- [20] Ianici, S., Vela, I., **Ianici, D.**, Miclo in , C. *Double harmonic transmission (DHT) used in industrial robotic drives*, Proceedings of the 2nd International Conference on Robotic, Timi oara/ Re ia, 2004, pp. 89-90

7.4. Direc ii de cercetare

Problema esen ial care se necesit a fi ameliorat în viitor, în cazul utiliz rii transmisiei armonice din ate duble, o constituie m rirea durabilit ii ro ii din ate flexibile scurte.

În acest sens, îmbun t irea caracteristicilor ro ii din ate flexibile scurte se poate realiza fie prin utilizarea unor materiale cu propriet i mecanice i de rezisten deosebit de bune, fie prin conceperea unor forme constructive adecvate care s conduc la solicit ri mai pu in severe pentru elementul flexibil i s asigure o fiabilitate ridicat transmisiei armonice din ate duble.

În vederea perfec ion rii constructiv-func ionale a transmisiei armonice din ate duble realizate se pot continua cercet rile pe urm toarele direc ii:

- cercet ri privind alegerea tehnologiei optime de fabrica ie a ro ii flexibile;
- cercet ri privind alegerea tratamentului termic optim în fabrica ia ro ii flexibile;
- cercet ri privind cre terea durabilit ii TADD realizate;
- cercet ri privind cre terea randamentului mecanic al TADD realizate;
- cercet ri privind determinarea factorilor ce influen eaz zgomatul i vibra ilile în cadrul TADD realizate;

Bibliografie

- [1] Aliev, N.A. *K voprosu predstavlenia nagruzki v volnovoi zubciatoi peredaci*, Izv.vuzov. Ma inostroenie, nr.10, 1985, pp. 23-27
- [2] Andrei, L. *Analiza i prelucrarea unor noi angrenaje nestandardizate din nanocompozite polimerice*, Grant nr.448/2004, Universitatea Dun rea de Jos din Gala i
- [3] Anghel, t., Ianici, S. *Proiectarea transmisiilor mecanice*, vol.1 i 2, U.P.Timi oara, 1993
- [4] Antonescu, P. *Mecanisme. Calculul structural i cinematic*, Lito. I. P. Bucure ti, 1979
- [5] Antonescu, P. *Cinetostatica i dinamica mecanismelor*, Lito. I. P. Bucure ti, 1980
- [6] Ardelean, F.A. *Contribu ii privind studiul transmisiilor armonice din ate destinate ac ion rii în spa ii ermetizate*, Teza de doctorat, U. P. Timi oara, 2006
- [7] Artobolevskii, I.I. *Teoria mecanismelor i a ma inilor*, Ed. tiin a, Chi in u, 1992
- [8] Artobolevskii, I.I. *Teoria mehanizmov*, Moskva, 1965
- [9] Atanakovici, T.M. *Stability theory of elastic rods*, World Scientific, Singapore, 1997
- [10] Arge anu, V., M d ras, L. *Design – Transmisii armonice*, Ed. Politehnica, Timi oara, 2002
- [11] Bachmann, O. *Ring band getriebe*, Antriebstechnik nr. 8, 1990, pp. 34-40
- [12] Birgher, I.A., Orr, B.F. *Raschet na prochnost detalei ma in*, Izd. Ma inostroenie, Moskva, 1979
- [13] Bejan, M. *Rezisten a materialelor*, vol. 1, Ed. Agir - edi ia a II-a, Bucure ti, 2005
- [14] Boiko, L.S. *Reductor i motoreductor ob cema ino-stroitelnovo primenения*, Izd. Ma inostroenie, Moskva, 1984
- [15] Borobiev, A.V. *Mehanizm manipulatora*, Vestnik Ma inostroenie, nr.7, 1986, pp. 6-9
- [16] Borza, A. *Contribu ii la studiul comport rii cinematice i dinamice a transmisiilor armonice din ate*, Teza de doctorat, U. P. Timi oara, 2003
- [17] Bostan, I. *Pretzessionn ie peredaci s mnogoparnim za eplieniem*, Izd. tiin a, Chi in u, 1988
- [18] Bostan, I., Dulgheru, V., Grigora , S. *Transmisii planetare, precesionale i armonice*, Ed. Tehnic Bucure ti - Ed. Tehnic Chi in u, 1997
- [19] Bratu, P. *Analiza structurilor elastice – comportarea la ac iuni statice i dinamice*, Ed. Impuls, Bucure ti, 2011

- [20] Bruja, A. *Contribu ii la studiul st rii de tensiune în unele elemente ale reductoarelor armonicei*, Teza de doctorat, I.C. Bucure ti, 1987
- [21] Buzdugan, Gh. .a. *Vibra ii mecanice*, E. D. P. Bucure ti, 1982
- [22] Cernavski, S. A. *Kursovoe proektirovanie detalei ma in*, Izd. Ma inistroenie, Moskva, 1979
- [23] Chen, Z. *Finite Element Methods and Their Applications*, Springer Verlag, New York, 2005
- [24] Coman, L., Ianici, D., Ianici ,S. *A method to study stresses and deformations in pieces subjected to hydraulic pressure*, Machine Design, 50th Anniversary of the Faculty of Technical Sciences, Novi-Sad, May 2010, ISSN 1821-1259
- [25] Coman L., Ianici D., Ianici S. *New forming technologies for low and medium volume production*, Annals of the Oradea University, vol.IX, Nr. 1, 2010, ISSN 1583-0691, pp. 3.60-3.65
- [26] Constantinescu, I.N. *Metode noi pentru calcule de rezisten* , Ed. Tehnica, Bucure ti, 1989
- [27] Ciobot , M. .a. *Transmisii cu reductoare armonice i cuplaje compensatoare*, Ed. Aldus, Bra ov, 1998
- [28] Dali, A. *Contribu ii la geometria cinematic i calculul de rezisten a angrenajelor cu elemente din ate deformabile*, Teza de doctorat, I.P. Cluj-Napoca, 1982
- [29] Danilov, A.I. .a. *Vlianje geometrii elementov volnovih peredaci na napriajenia zubciatom ven e*. Izv. vuzov. Ma inistroenie nr. 11, 1985, pp. 26-30
- [30] Degen, R., Slatter, R. *Hollow shaft micro servo actuators realized with the Micro Harmonic Drive*, Proceedings of Actuator, Bremen, 2002
- [31] Decker, K. *Mashinenelemente – Function, Gestaltung und Berechnung*, Hanser Verlag, M nchen, 2007
- Duff, D., Yim, M., Roufas, K.
- [32] Dumitru, I., Negu , N. *Evolution of PolyBot a Modular Reconfigurable Robot*, Proceedings of COE/Super – Mechano – Systems, Workshop, Tokio, 2001
- Emilianov, A.F. .a. *Elemente de elasticitate, plasticitate i rezisten a materialelor*, vol 1, Ed. Politehnica, Timi oara, 2003
- [33] *Raschet kinematicskoi pogre nosti volnovoi zubciatoi peredaci s uciotom podativostei zveniev*, Vestnik Ma inistroenie nr. 7, 1983, pp.15-18
- [34] Ererst, O. .a. *Possibilit i de utilizare a materialelor plastice performante la transmisii mecanice cu angrenaje*, 2004
- [35] Filipoiu, I.D. *Contribu ii asupra imbun t irii capac it portante a transmisiilor armonice din ate*. Teza de doctorat, I.P. Bucure ti, 1987
- [36] Filipoiu, I.D. .a. *Modelling the kinematic precision of toothhead harmonius transmission from the hard part of industrial robots*, Ninth Word Congress on the Theory of Machines and Mechanisms IFToMM, vol.I, Politecnico di Milano, Italy, 1995, pp. 544-546.

- [37] Frolov, K.V.
Vorobiev, V.I.
Mehanika promî lienîh robotov, vol.1, 2 i 3, Izd. Vîs aia kola, Moskva, 1988/1989
- [38] Gafianu, M. .a.
Elemente finite i de frontier cu aplicări la calculul organelor de ma ini, Ed. Tehnica, Bucure ti, 1987
- [39] Gafianu, M.,
Bostan, I. .a.
Organe de ma ini, vol.1 i 2, Ed.Tehnica, Bucure ti, 1999/2003
- [40] Genkin, M.D.
Kolebania mehanizmov s zubciatîmi peredaciami, Izd. Nauka, Moskva, 1977
- [41] Gheorghiu, N.,
Nicoar , I.
Tehnici experimentale pentru organe de ma ini, vol. 1 i 2, Ed. Mirton, Timi oara, 1999
- [42] Ghinzburg, E.G.
Volnovîe zubciatîe peredaci, Izd. Ma inostroenie, Leningrad, 1977
- [43] Gillich, G.R.
Dinamica ma inilor, Ed. Agir, Bucure ti, 2003
- [44] Haberhauer, H.,
Bodenstein, F.
Mashinenelemente – Gestaltung, Berechnung, Anwendung, Springer-Verlag Berlin, 2007
- [45] Hutton, D.V.
Fundamentals of Finite Element Analysis, Mc.Graw-Hill Publ., New York, 2003
- [46] Ianici, S.,
Ianici D.
Ingineria sistemelor mecanice, Ed. Eftimie Murgu, Re ia, 2010
- [47] Ianici, S.,
Ianici D.
Testarea sistemelor mecanice, Ed. Eftimie Murgu, Re ia, 2010
- [48] Ianici, S.
Contribu ii la sinteza transmisiilor cu elemente deformabile, Teza de doctorat, U.P. Timi oara, 1998
- [49] Ianici, S.,
Vela, I.,
Ianici, D.,
Miclo in , C.
Double harmonic transmission (DHT) used in industrial robotic drives, Proceedings of the 2nd International Conference on Robotic, Timi oara/ Re ia, 2004, pp. 89-90
- [50] Ianici, S.,
Ianici, D.,
Coman, L.
Design of cycloidal swing link reducer, Machine Design, Novi-Sad, Serbia, 2008, ISSN 1821-1259, pp. 65-68
- [51] Ianici, S.,
Ianici, D.,
Coman, L.
Contributions to the analytical synthesis of face cam using high grade polynomial motion laws, The 5th International Symposium, KOD 2008, Novi-Sad, Serbia, ISBN 978-86-7892-104-9, pp.191-194
- [52] Ianici, S.,
Ianici, D.,
Potoceanu, N.
Design of double harmonic transmission, Proceedings of the 6thInternational Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, April 2008, Tallinn, Estonia. pp. 95-100, (indexat ISI)
- [53] Ianici, S.,
Ianici, D.
Double Harmonic Transmission, Analele Universit -ii „Eftimie Murgu”, Re ia, nr. 1/2006, ISSN 1453-7394, pp. 203-206
- [54] Ianici, S.,
Ianici D.,
Banic, M.
Virtual product development on venturi pump, Analele Universit -ii „Eftimie Murgu” Re ia, anul XVIII, nr.3/2011, ISSN 1453-739, pp. 115-124
- [55] Ianici, S.,
Ianici, D.,
Potoceanu, N.
Contributions to the study of forced deformations of the short flexible toothed wheel from a double harmonic transmission, Machine Design, Vol.3, Nr.2 2011, Novi Sad, Serbia, ISSN 1821-1259, pp. 95-98

- [56] Ianici, S.,
Ianici, D.,
Coman, L.
Contributions to the structural synthesis of the double harmonic transmission, The 7th International Conference Research and Development of Mechanical Elements and Systems, Zlatibor, Serbia, 2011, ISBN 978-86-6055-012-7, pp. 549-552, (indexat ISI)
- [57] **Ianici, D.**,
T tucu, I.,
R duca, M.
The modeling and the simulation of the functioning of a melting furnace by an electromagnetic induction with the finite element method, XXXI Jupiter Conference, Beograd, 2005, ISBN 86-7083-508-8
- [58] **Ianici, D.**,
Nedelcu, D.,
Ianici, S.,
Coman, L.
Dynamic analysis of the double harmonic transmission, The 6th International Symposium KOD 2010, Palic, Serbia, ISBN 978-86-7892-278-7, pp. 155-158
- [59] **Ianici, D.**,
Ianici, S.
Automatic generation of robots programmes from qualitative descriptionof tasks, Machine Design, 2007, Novi Sad, Serbia, ISBN 978-86-7892-018-7, pp. 85-88
- [60] **Ianici, D.**,
Ianici, S.
The dynamics of the Double Harmonic Transmission, The 4th International Symposium, KOD 2006, Novi-Sad, Serbia, ISBN978-86-7892-104-9, pp. 117-120
- [61] **Ianici, D.**
Stadiul actual al cercet rilor privind transmisiile armonice din ate, Referat nr.1, U.E.M.Re i a, 2011
- [62] **Ianici, D.**
Proiectarea, modelarea i optimizarea structural , cinematic i geometric a transmisiei armonice din ate duble, Referat nr.2, U.E.M.Re i a, 2012
- [63] **Ianici, D.**
Cercet ri experimentale privind dinamica transmisi armonice din ate duble, Referat nr. 3, U.E.M. Re i a, 2011
- [64] Istomin, S.N. .a.
Kinematicskaia tocinost pribornih volnovih peredaci, Izd. Ma inostroenie, Moskva, 1987
- [65] Ivanov, M.N. .a
Issledovanie formi deformirovania i napriajenii ghibkovo kolesa sdvoennoi volnovoi peredaci, Izv. vozov. Ma inostroenie, nr. 11, 1984, pp. 39-42
- [66] Ivanov, M.N.
Volnovie zubciatye peredaci, Izd. Viss aia kola, Moskva, 1981
- [67] Ivanov, M.N. .a.
O vibore osnovnih parametrov sdvoennoi volnovoi zusciatoi peredaci. Izv.vozov. Ma inostroenie, nr.6, 1987, pp. 31-34
- [68] Ivanov, M.N. .a.
Issledovanie geometrii za eplenia volnovoi zubciatoi mufti pri r = 30°, Izv.vozov. Ma inostroenie, nr.8, 1986, pp. 49-52
- [69] Jarchow, F.
Evolventenzahnräder – Kinematik – Geometrie – Tragfähigkeit, VDI Berichte – Bildungswerk, Düsseldorf, 1981
- [70] Kaposta, I.
Transmisii armonice frontale, Ed. Mirton, Timi oara, 2000

- [71] Kaposta, I. *Optimizarea func ional constructiv a trasmisiilor armonice frontale*, Teza de doctorat, U.P.Timi oara, 1994.
- [72] Klenikov, S.S. .a. *Raspredelenie nagruzok mejdju elementami sdvoennoi volnovoi peredaci pri eio sborke*, Vestnik Ma inostroenie, nr.10, 1986, pp. 17-20
- [73] Korka, Z.I. *Cercet ri privind reducerea vibra iilor în func ionarea reductoarelor cu ro i din ate cilindrice*, Teza de doctorat, U.E.M. Re ia, 2009
- [74] Kovacs, F. .a. *Curs de teoria mecanismelor i dinamica ma inilor*, Lito I.P. Timi oara,1969
- [75] Kovacs, F., Perju D. *Mecanism*e, Lito U.T. Timi oara, 1992
- [76] Kovacs, F. .a *Robo i industriali*, vol. 1 i 2, U.T. Timi oara, 1992
- [77] Kovalev, N.A. *Peredaci ghibkimi kolesami*, Izd. Ma inostroenie, Moskva, 1979
- [78] Kudriav ev, V.N. .a. *Planetarnie peredaci*, Izd. Ma inostroenie, Lenigrad, 1977
- [79] Kudriav ev, V.N. .a *Kursovoe proektirovanie detalei ma in*, Izd. vuzov. Ma inostroenie, Leningrad, 1983
- [80] Kuzmanovic, S., Ianici, S., Rackov, M., Ianici, D. *Typical Method of Connection of Electric Motor-gear unit in the Frame of Universal Motor Gear Reducer*, Analele Universit ii „Eftimie Murgu” Re ia, anul XVIII, nr.3/2011, ISSN 1453-7397, pp. 131-140
- [81] Leistner, F. *Wellgetriebe-ein hochuber set zenes getriebe*, Maschinenbautechnik, nr.7, Berlin,1986, pp. 295-298.
- [82] Leistner, F. .a. *Aspecte der dimensionierung von vellgetrieben unterschiedlicher bauweise*, Maschinenbautechnik, nr. 9, Berlin,1987, pp. 389-394
- [83] Litvin, F.L. *Gear geometry and applied theory*, PTR Pretince Hall, New York, 1994
- [84] Manolescu, N.I. .a. *Teoria mecanismelor i a ma inilor*, E.D.P. Bucure ti, 1972
- [85] Mesaro , A.V. .a. *Manual pentru proiectarea mecanismelor*, Editura Mirton, Timi oara,1997
- [86] Mauro, D.L *Experimental and theoretical study of harmonic motors*, Ninth World Congres on the Theory of Machines and Mechanisms, IFToMM, Politechico di Milano, vol. IV, 1995, pp. 2686-2692
- [87] M nescu, T. t., Nedelcu, D. *Analiza structural prin metoda elementului finit*, Ed. Orizonturi Universitare, Timi oara, 2005
- [88] Miloiu, Gh. *Transmisii mecanice moderne*. Ed. Tehnic , Bucure ti, 1980
- [89] Miloiu, Gh. *Transmisia armonic* , Brevet, România, nr.50908, 7.06.1967

- [90] Miltenovic, V. *Ma inski elementi*, vol. 1 i 2, Ni , Serbia, 2009
- [91] Musser, C.W. *Strain wave gearing*, Brevet SUA, nr.2906143, 1959
- [92] Musser, C.W. *Harmonic gearing with extended contact*, Brevet SUA, nr. 2930254, 1960
- [93] Nedelcu, D. *Proiectare i simulare numeric cu SolidWorks*, Ed. Eurostampa, Timi oara, 2011
- [94] Nedelcu, D. *Microsoft Excel. Concepte teoretice i aplica ii*, Ed. Orizonturi Universitare, Timi oara, 2003
- [95] Nedelcu, D., **Ianici, D.**, Nedeloni M.D., Daia, D., Pop, F.M., Avasiloaie, R.C. *The Aerodynamic Force Calculus for a Plate Immersed in a Uniform Air Stream Using SolidWorks Flow Simulation Module*, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences – Finite Elements - Finite Volumes - Boundary Elements (F-and-B2011), ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011, pp. 98-103, (indexat ISI)
- [96] Nedelcu, D., **Ianici, D.**, Nedeloni M.D., Daia, D., Pop, F.M., Avasiloaie, R.C. *The Hydrodynamic Characteristics Calculus for Isolated Profile Go428 using Solidworks Flow Simulation Module*, Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Finite Differences- Finite Elements - Finite Volumes - Boundary Elements (F-and-B 2011), ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011. pp. 92-97, (indexat ISI)
- [97] Nedelcu, D., **Ianici, D.**, Nedeloni M.D., Daia, D., Pop, F.M., Avasiloaie, R.C. *Calculul for ei aerodinamice i distribu ie de presiuni pentru un co vertical*, tiin a i Tehnic , an XI, vol. 20, ISSN 2067-7138, Bucure ti, 2011, pp. 269-276
- [98] Nedelcu, D., **Ianici, D.**, Nedeloni, M., Daia, D. *Numerical Behavior Reproduction of a Truss Structure and Beam, Subjected to Concentrated Load*, Analele Universitii "Eftimie Murgu" Re ia, anul XVII, Nr. 2/2010, ISSN 1453-7397
- [99] Nicoar , I. *Încercarea angrenajelor*, Ed. Orizonturi Universitare, Timi oara, 2001
- [100] Niemann, G. .a. *Machienenelemente*, Berlin/Heidelberg/ New York/ Tokio, Springer Verlag, 1983
- [101] Osipova, O.M. .a. *Theoreticeskoe i experimentalnoe issledovanie volnovih peredaci*, Dnepropetrovsk,1986
- [102] Raihman, G.N. *Konstruk ia, rascet i proizvodstvo volnovih zubciatih peredaci*, Sverdlovsk, 1983
- [103] Razin, A.S. .a *Issledovanie izmenenia formi ghibkovo kolesa i nagruzok na zubia sdvoennoi volnovoi peredaci s kol om jestkosti*, Izv. vuzov. Ma inostroenie nr.5, 1987, Moskva, pp. 21-23.
- [104] R dulescu, Gh. .a. *Îndrumar de proiectare în construc ii de ma ini*, vol.3, Ed. Tehnic , Bucure ti,1986

- [105] Re etov, D.N. *Detali ma in*, Izd. Ma inostroenie, Moskva, 1975
- [106] Re etov, D.N. *Ma înf i tandî dlea ispitania detalei*, Izd. Ma inostroenie, Moskva, 1979
- [107] Sila , Gh. .a *Mecanica*, E.D.P. Bucure ti, 1981
- [108] Stolbina,G.B. .a *Volnovie i epnîe peredaci*. Stankin, 1967
- [109] erban, R. *Contribu ii teoretice i experimentale la optimizarea geometric a reductoarelor armonice cu deformator eliptic în vederea cre terii fiabilit ii acestora*, Teza de doctorat, I.P. la i, 1992
- [110] Timo enko, S.P. *Teoria stabilit ii elastice*, E.T. Bucure ti, 1967
- [111] Timo enko, S.P. *Teoria pl cilor plane i curbe*, E.T. Bucure ti, 1968
- [112] eitlin, N.I. .a. *Volnovie peredaci*, Moskva, 1970, 1978
- [113] Vela, I. *Cercet rii privind func ionarea i construc ia mecanismelor cu elemente din ate elastice*, Teza de doctorat, U.P. Timi oara, 1987
- [114] Vela, Gh.D., Miclo in , C., Ianici, D. *Calculation of Double Flexible Toothed Whell Length with Wawe Generator Dephased with 90 Degrees Depending on the Wheel Wall Thickness*, Proceedings of the International Conference Models and Methods in Applied Science, Drobeta Tr. Severin, 2011, ISBN 978-1-61804-044-2, pp.123-127, (indexat ISI)
- [115] Vela, Gh.D. *Contribu ii la perfec ionarea func ional-constructiv a transmisiilor armonice*, Teza de doctorat, U.P. Timi oara, 2010
- [116] Volkov, D.P *Volnovie zubciatfe peredaci*, Izd.Nauka, Kiev, 1976
- [117] **** Catalog United Shoe Machinery, Beverly, Massachusetts, S.U.A.
- [118] **** Catalog Harmonic Drive Antriebstechnik GmbH, Limburg, Germania,1995
- [119] **** Catalog Teldix - Bosch Telecom, Heidelberg, Germania
- [120] **** Catalog Daval Gear Holland BV., Alphen a/d Rijn Olanda.
- [121] **** Catalog Harmonic Drive Systems Inc., Minamiah 6-25, Shinagawa-ku Tokyo 140, Japonia, 1995.
- [122] **** www.harmonicdrive.de; site firma Harmonic Drive AG
- [123] **** www.hdsi.net/handbook/ site firma Harmonic Drive LLC

ANEXA A

Tabelul 1A. Deforma ii elastice ale ro ii din ate flexible – G.U. cu cama

G.U. cu cama			w ₀ mm	r ₀₂ mm		G.U. cu cama			w' ₀ mm	r ₀₂ mm	
{	{	w	v mm	" mm	r I-I rad	{	{	w'	v' mm	" mm	r II-II rad
grade	rad	mm	mm	rad	mm	Grade	rad	mm	mm	rad	mm
0	0,000	0,300	0,000	0,000	29,600	0	0,000	0,270	0,000	0,000	29,570
5	0,087	0,295	-0,026	0,003	29,595	5	0,087	0,266	-0,023	0,002	29,566
10	0,175	0,282	-0,051	0,005	29,582	10	0,175	0,254	-0,046	0,005	29,554
15	0,262	0,260	-0,075	0,008	29,560	15	0,262	0,234	-0,068	0,007	29,534
20	0,349	0,230	-0,096	0,010	29,530	20	0,349	0,207	-0,087	0,009	29,507
25	0,436	0,193	-0,115	0,012	29,493	25	0,436	0,174	-0,103	0,011	29,474
30	0,524	0,150	-0,130	0,013	29,450	30	0,524	0,135	-0,117	0,012	29,435
35	0,611	0,103	-0,141	0,014	29,403	35	0,611	0,092	-0,127	0,013	29,392
40	0,698	0,052	-0,148	0,015	29,352	40	0,698	0,047	-0,133	0,014	29,347
45	0,785	0,000	-0,150	0,015	29,300	45	0,785	0,000	-0,135	0,014	29,300
50	0,873	-0,052	-0,148	0,015	29,248	50	0,873	-0,047	-0,133	0,014	29,253
55	0,960	-0,103	-0,141	0,014	29,197	55	0,960	-0,092	-0,127	0,013	29,208
60	1,047	-0,150	-0,130	0,013	29,150	60	1,047	-0,135	-0,117	0,012	29,165
65	1,134	-0,193	-0,115	0,012	29,107	65	1,134	-0,174	-0,103	0,011	29,126
70	1,222	-0,230	-0,096	0,010	29,070	70	1,222	-0,207	-0,087	0,009	29,093
75	1,309	-0,260	-0,075	0,008	29,040	75	1,309	-0,234	-0,068	0,007	29,066
80	1,396	-0,282	-0,051	0,005	29,018	80	1,396	-0,254	-0,046	0,005	29,046
85	1,484	-0,295	-0,026	0,003	29,005	85	1,484	-0,266	-0,023	0,002	29,034
90	1,571	-0,300	0,000	0,000	29,000	90	1,571	-0,270	0,000	0,000	29,030

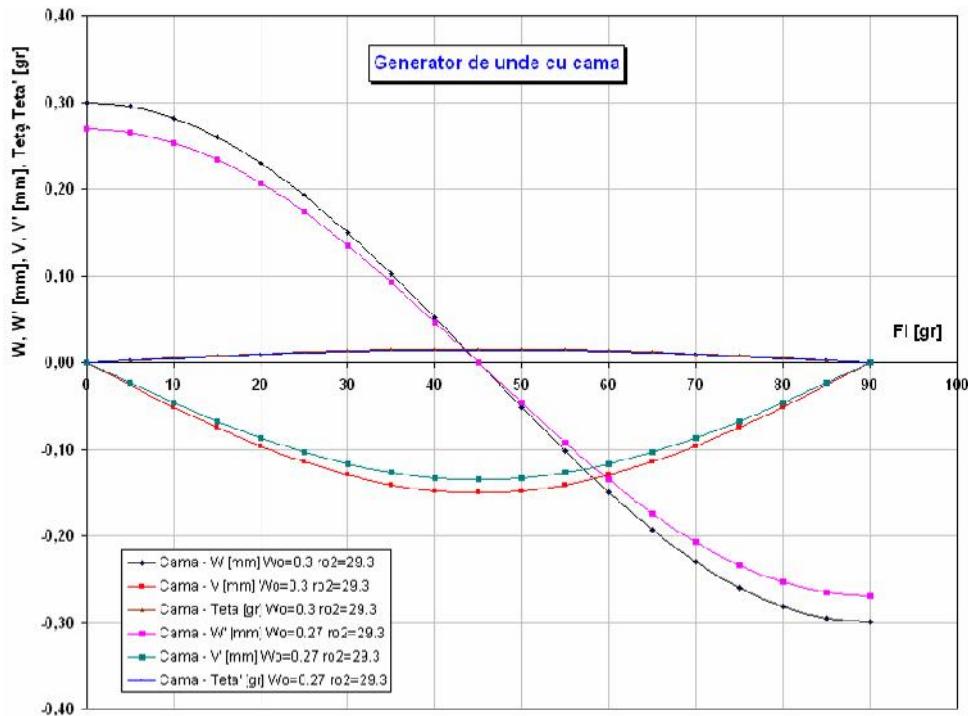


Fig. 1A. Diagrama deforma iilor elastice – generator de unde cu cam

Tabelul 2A. Deforma ii elastice ale ro ii din ate flexible – G.U. cu 2 role

G.U. cu 2 role			w ₀	r ₀₂	
			mm	mm	
			0,3	29,3	
{	{	w	v	"	r I-I
grade	rad	mm	mm	rad	mm
0	0,000	0,300	0,000	0,000	29,600
5	0,087	0,294	-0,026	0,004	29,594
10	0,175	0,278	-0,051	0,007	29,578
15	0,262	0,252	-0,074	0,009	29,552
20	0,349	0,219	-0,095	0,011	29,519
25	0,436	0,179	-0,112	0,013	29,479
30	0,524	0,135	-0,126	0,014	29,435
35	0,611	0,087	-0,136	0,014	29,387
40	0,698	0,038	-0,141	0,014	29,338
45	0,785	-0,011	-0,142	0,014	29,289
50	0,873	-0,059	-0,139	0,014	29,241
55	0,960	-0,105	-0,132	0,013	29,195
60	1,047	-0,147	-0,121	0,011	29,153
65	1,134	-0,184	-0,107	0,010	29,116
70	1,222	-0,216	-0,089	0,008	29,084
75	1,309	-0,242	-0,069	0,006	29,058
80	1,396	-0,260	-0,047	0,004	29,040
85	1,484	-0,272	-0,024	0,002	29,028
90	1,571	-0,275	0,000	0,000	29,025

G.U. cu 2 role			w' ₀	r ₀₂	
			mm	mm	
			0,27	29,3	
{	{	w'	v'	"'	r II-II
grade	rad	mm	mm	rad	mm
0	0,000	0,270	0,000	0,000	29,570
5	0,087	0,265	-0,023	0,003	29,565
10	0,175	0,250	-0,046	0,006	29,550
15	0,262	0,227	-0,067	0,008	29,527
20	0,349	0,197	-0,085	0,010	29,497
25	0,436	0,161	-0,101	0,011	29,461
30	0,524	0,121	-0,113	0,012	29,421
35	0,611	0,079	-0,122	0,013	29,379
40	0,698	0,035	-0,127	0,013	29,335
45	0,785	-0,010	-0,128	0,013	29,290
50	0,873	-0,053	-0,125	0,012	29,247
55	0,960	-0,094	-0,119	0,011	29,206
60	1,047	-0,132	-0,109	0,010	29,168
65	1,134	-0,166	-0,096	0,009	29,134
70	1,222	-0,194	-0,080	0,007	29,106
75	1,309	-0,217	-0,062	0,006	29,083
80	1,396	-0,234	-0,042	0,004	29,066
85	1,484	-0,244	-0,022	0,002	29,056
90	1,571	-0,248	0,000	0,000	29,052

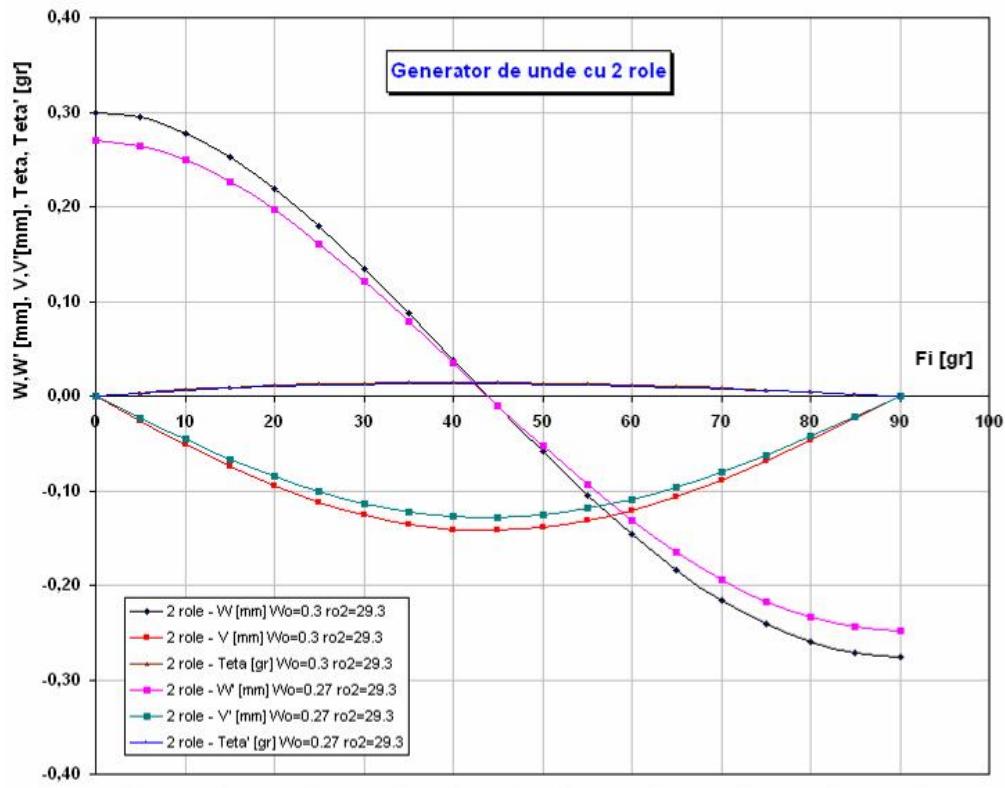


Fig. 2A. Diagrama deforma iiilor elastice – generator de unde cu 2 role

Tabelul 3A. Deforma ii elastice ale ro ii din ate flexible – G.U. cu 4 role

G.U. cu 4 role		w ₀	r _{o2}	s	A	G.U. cu 4 role		w ₀	r _{o2}	s	B
		mm	mm	grade	-			mm	mm	grade	-
		0,3	29,3	25	1,4508			0,27	29,3	25	1,09071
{	{	w	v	"	r I-I	{	{	w'	v'	"	r II-II
grade	rad	mm	mm	rad	mm	grade	rad	mm	mm	rad	mm
0	0	0,3	0	0	29,6	0	0	0,27	0	0	29,57
5	0,087	0,296	-0,026	0,002	29,596	5	0,087	0,266	-0,023	0,002	29,566
10	0,175	0,284	-0,051	0,004	29,584	10	0,175	0,256	-0,046	0,004	29,556
15	0,262	0,265	-0,075	0,007	29,565	15	0,262	0,238	-0,068	0,006	29,538
20	0,349	0,237	-0,097	0,009	29,537	20	0,349	0,214	-0,088	0,008	29,514
25	0,436	0,202	-0,117	0,011	29,502	25	0,436	0,182	-0,105	0,010	29,482
30	0,524	0,159	-0,132	0,014	29,459	30	0,524	0,143	-0,119	0,012	29,443
35	0,611	0,110	-0,144	0,015	29,410	35	0,611	0,099	-0,130	0,014	29,399
40	0,698	0,057	-0,152	0,016	29,357	40	0,698	0,051	-0,136	0,014	29,351
45	0,785	0,002	-0,154	0,016	29,302	45	0,785	0,002	-0,139	0,015	29,302
50	0,873	-0,052	-0,152	0,016	29,248	50	0,873	-0,047	-0,137	0,014	29,253
55	0,960	-0,105	-0,145	0,015	29,195	55	0,960	-0,095	-0,131	0,014	29,205
60	1,047	-0,154	-0,134	0,014	29,146	60	1,047	-0,139	-0,120	0,012	29,161
65	1,134	-0,199	-0,118	0,012	29,101	65	1,134	-0,179	-0,106	0,011	29,121
70	1,222	-0,237	-0,099	0,010	29,063	70	1,222	-0,213	-0,089	0,009	29,087
75	1,309	-0,267	-0,077	0,008	29,033	75	1,309	-0,241	-0,069	0,007	29,059
80	1,396	-0,290	-0,053	0,005	29,010	80	1,396	-0,261	-0,047	0,005	29,039
85	1,484	-0,304	-0,027	0,003	28,996	85	1,484	-0,273	-0,024	0,002	29,027
90	1,571	-0,308	0,000	0,000	28,992	90	1,571	-0,278	0,000	0,000	29,022

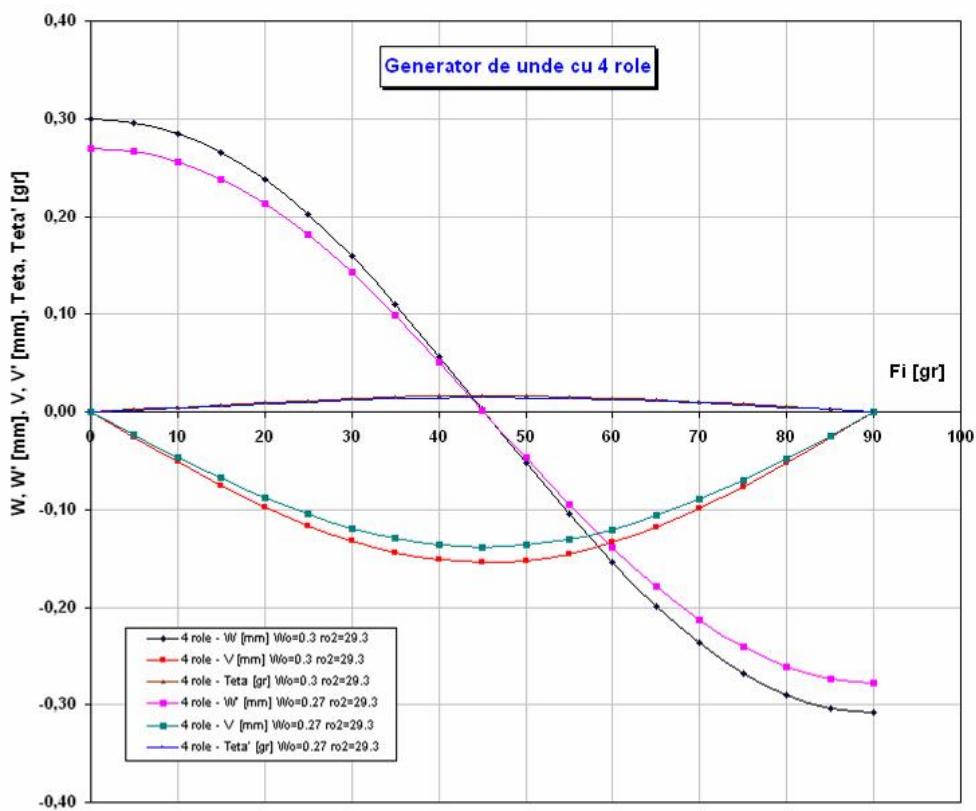


Fig. 3A. Diagrama deforma iiilor elastice – generator de unde cu 4 role

Tabelul 4A Deforma ii elastice ale ro ii din ate flexible – G.U. cu 2 discuri

G.U. cu discuri		w0	ro2	x	A1		G.U. cu discuri		w/o	ro2	x	B1
		mm	mm	grade	-				mm	mm	grade	-
		0,3	29,3	30	0,61418				0,27	29,3	30	0,436
{	{	w	v	"	r I-I		{	{	w'	v'	"	r II-II
grade	rad	mm	mm	rad	mm	grade	rad	mm	mm	rad	mm	
0	0	0,3	0	0	29,6	0	0,000	0,270	0,000	0,000	29,570	
5	0,087	0,296	-0,026	0,002	29,596	5	0,087	0,266	-0,023	0,002	29,566	
10	0,175	0,284	-0,051	0,004	29,584	10	0,175	0,256	-0,046	0,004	29,556	
15	0,262	0,265	-0,075	0,007	29,565	15	0,262	0,238	-0,068	0,006	29,538	
20	0,349	0,238	-0,097	0,009	29,538	20	0,349	0,214	-0,088	0,008	29,514	
25	0,436	0,203	-0,117	0,011	29,503	25	0,436	0,183	-0,105	0,010	29,483	
30	0,524	0,161	-0,133	0,013	29,461	30	0,524	0,145	-0,119	0,012	29,445	
35	0,611	0,113	-0,145	0,015	29,413	35	0,611	0,102	-0,130	0,013	29,402	
40	0,698	0,061	-0,152	0,016	29,361	40	0,698	0,055	-0,137	0,014	29,355	
45	0,785	0,005	-0,155	0,016	29,305	45	0,785	0,005	-0,140	0,015	29,305	
50	0,873	-0,050	-0,153	0,016	29,250	50	0,873	-0,045	-0,138	0,015	29,255	
55	0,960	-0,104	-0,147	0,016	29,196	55	0,960	-0,093	-0,132	0,014	29,207	
60	1,047	-0,154	-0,135	0,014	29,146	60	1,047	-0,139	-0,122	0,013	29,161	
65	1,134	-0,200	-0,120	0,013	29,100	65	1,134	-0,180	-0,108	0,011	29,120	
70	1,222	-0,239	-0,101	0,011	29,061	70	1,222	-0,215	-0,090	0,009	29,085	
75	1,309	-0,271	-0,078	0,008	29,029	75	1,309	-0,244	-0,070	0,007	29,056	
80	1,396	-0,294	-0,054	0,006	29,006	80	1,396	-0,265	-0,048	0,005	29,035	
85	1,484	-0,308	-0,027	0,003	28,992	85	1,484	-0,277	-0,024	0,003	29,023	
90	1,571	-0,313	0,000	0,000	28,987	90	1,571	-0,282	0,000	0,000	29,018	

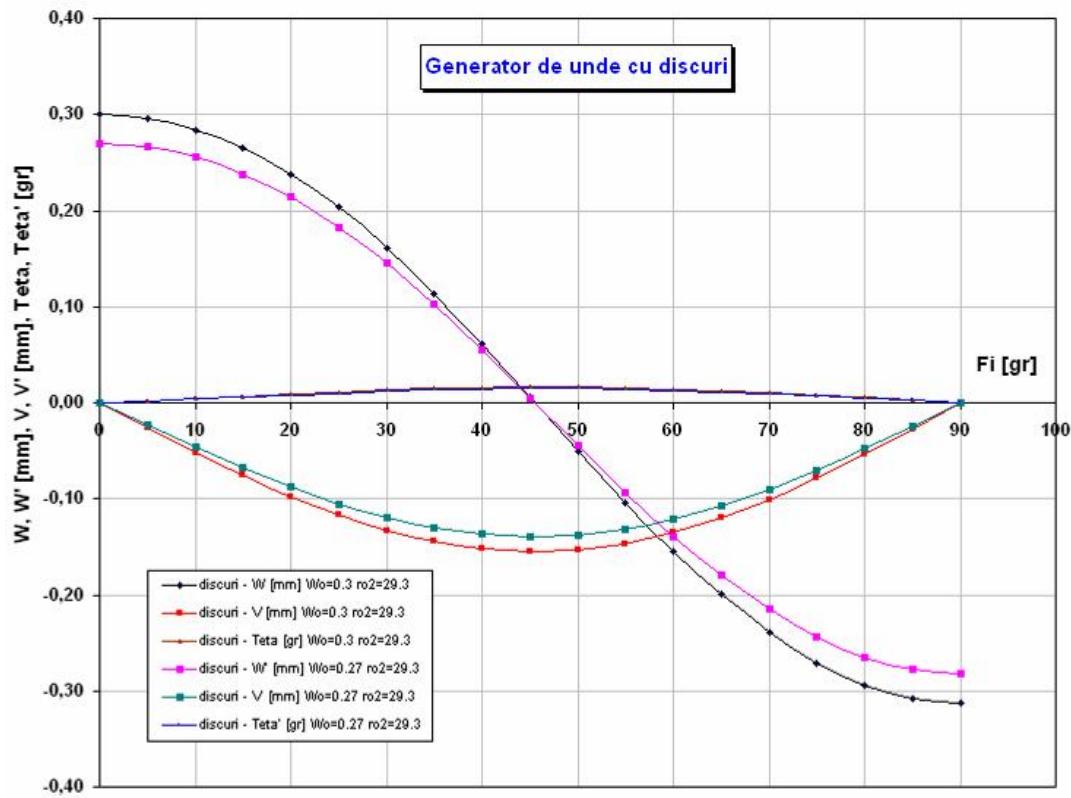


Fig. 4A. Diagrama deforma ii elastice – generator de unde cu discuri excentrice

**Contribu ii la perfec ionarea constructiv - func ional
a transmisiilor armonice din ate duble**

Tabelul 5A. Razele vectoare – G.U. cu cama

G.U. cu cama		w0	ro2	
		mm	mm	
		0,3	29,3	
{	{	w	v	r I-I
grd	rad	mm	mm	rad
-90	-1,571	-0,300	0,000	0,000
-85	-1,484	-0,295	0,026	-0,003
-80	-1,396	-0,282	0,051	-0,005
-75	-1,309	-0,260	0,075	-0,008
-70	-1,222	-0,230	0,096	-0,010
-65	-1,134	-0,193	0,115	-0,012
-60	-1,047	-0,150	0,130	-0,013
-55	-0,960	-0,103	0,141	-0,014
-50	-0,873	-0,052	0,148	-0,015
-45	-0,785	0,000	0,150	-0,015
-40	-0,698	0,052	0,148	-0,015
-35	-0,611	0,103	0,141	-0,014
-30	-0,524	0,150	0,130	-0,013
-25	-0,436	0,193	0,115	-0,012
-20	-0,349	0,230	0,096	-0,010
-15	-0,262	0,260	0,075	-0,008
-10	-0,175	0,282	0,051	-0,005
-5	-0,087	0,295	0,026	-0,003
0	0,000	0,300	0,000	0,000
5	0,087	0,295	-0,026	0,003
10	0,175	0,282	-0,051	0,005
15	0,262	0,260	-0,075	0,008
20	0,349	0,230	-0,096	0,010
25	0,436	0,193	-0,115	0,012
30	0,524	0,150	-0,130	0,013
35	0,611	0,103	-0,141	0,014
40	0,698	0,052	-0,148	0,015
45	0,785	0,000	-0,150	0,015
50	0,873	-0,052	-0,148	0,015
55	0,960	-0,103	-0,141	0,014
60	1,047	-0,150	-0,130	0,013
65	1,134	-0,193	-0,115	0,012
70	1,222	-0,230	-0,096	0,010
75	1,309	-0,260	-0,075	0,008
80	1,396	-0,282	-0,051	0,005
85	1,484	-0,295	-0,026	0,003
90	1,571	-0,300	0,000	0,000

G.U. cu cama		w/o	ro2	
		mm	mm	
		0,27	29,3	
{	{	w'	v'	r II-II
grd	rad	mm	mm	rad
-90	-1,571	-0,270	0,000	0,000
-85	-1,484	-0,266	0,023	-0,002
-80	-1,396	-0,254	0,046	-0,005
-75	-1,309	-0,234	0,068	-0,007
-70	-1,222	-0,207	0,087	-0,009
-65	-1,134	-0,174	0,103	-0,011
-60	-1,047	-0,135	0,117	-0,012
-55	-0,960	-0,092	0,127	-0,013
-50	-0,873	-0,047	0,133	-0,014
-45	-0,785	0,000	0,135	-0,014
-40	-0,698	0,047	0,133	-0,014
-35	-0,611	0,092	0,127	-0,013
-30	-0,524	0,135	0,117	-0,012
-25	-0,436	0,174	0,103	-0,011
-20	-0,349	0,207	0,087	-0,009
-15	-0,262	0,234	0,068	-0,007
-10	-0,175	0,254	0,046	-0,005
-5	-0,087	0,266	0,023	-0,002
0	0,000	0,270	0,000	0,000
5	0,087	0,266	-0,023	0,002
10	0,175	0,254	-0,046	0,005
15	0,262	0,234	-0,068	0,007
20	0,349	0,207	-0,087	0,009
25	0,436	0,174	-0,103	0,011
30	0,524	0,135	-0,117	0,012
35	0,611	0,092	-0,127	0,013
40	0,698	0,047	-0,133	0,014
45	0,785	0,000	-0,135	0,014
50	0,873	-0,047	-0,133	0,014
55	0,960	-0,092	-0,127	0,013
60	1,047	-0,135	-0,117	0,012
65	1,134	-0,174	-0,103	0,011
70	1,222	-0,207	-0,087	0,009
75	1,309	-0,234	-0,068	0,007
80	1,396	-0,254	-0,046	0,005
85	1,484	-0,266	-0,023	0,002
90	1,571	-0,270	0,000	0,000

**Contribu ii la perfec ionarea constructiv - func ional
a transmisiilor armonice din ate duble**

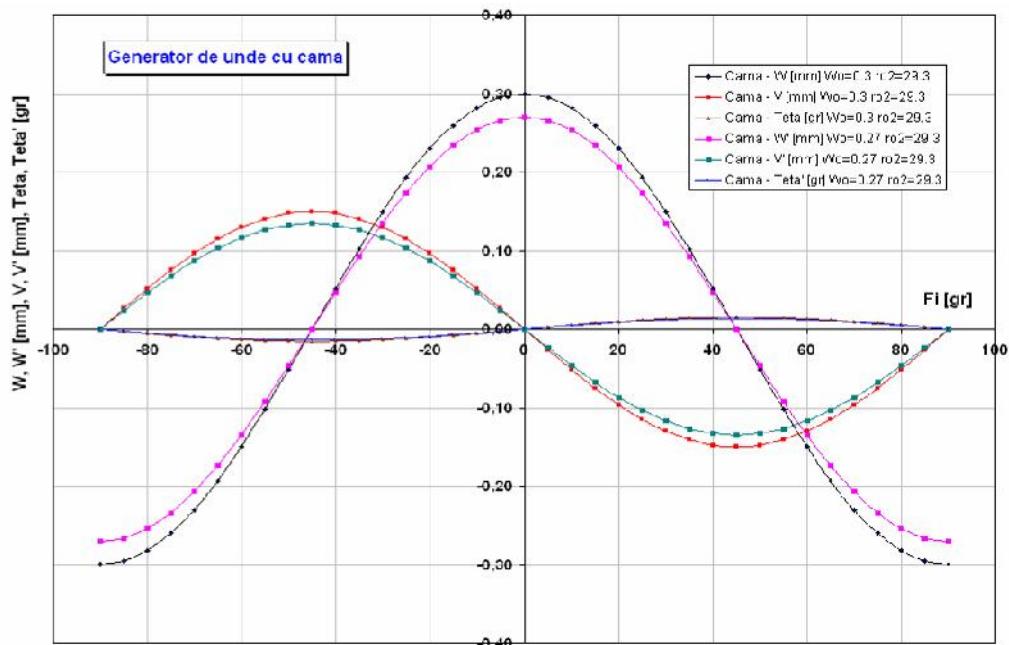


Fig. 5A – a. Diagrama deforma iilor elastice – generator de unde cu cam

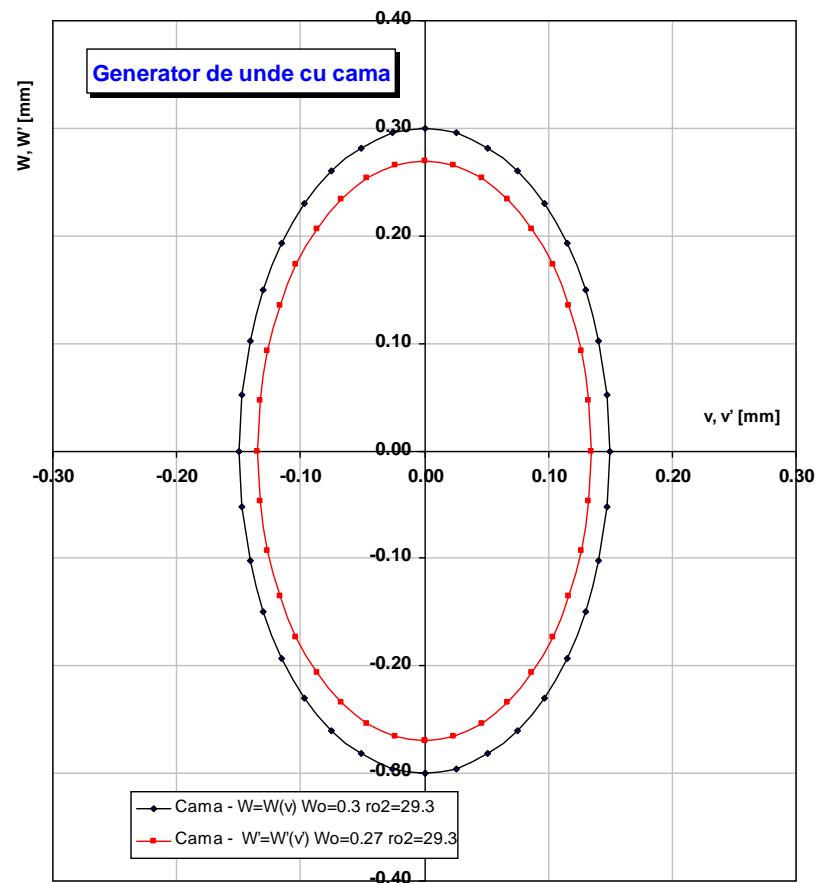


Fig. 5A – b. Diagrama deplas rii radiale func ie de deplasarea tangen ial

Contribu ii la perfec ionarea constructiv - func ional
a transmisiilor armonice din ate duble

Tabelul 6A. Razele vectoriale – G.U. cu 2 role

G.U. cu 2 role		wo	ro2	
		mm	mm	
		0,3	29,3	
{	{	w	v	" r I-I
grd	rad	mm	mm	rad mm
0	0,000	0,300	0,000	0,000 29,600
5	0,087	0,294	-0,026	0,004 29,594
10	0,175	0,278	-0,051	0,007 29,578
15	0,262	0,252	-0,074	0,009 29,552
20	0,349	0,219	-0,095	0,011 29,519
25	0,436	0,179	-0,112	0,013 29,479
30	0,524	0,135	-0,126	0,014 29,435
35	0,611	0,087	-0,136	0,014 29,387
40	0,698	0,038	-0,141	0,014 29,338
45	0,785	-0,011	-0,142	0,014 29,289
50	0,873	-0,059	-0,139	0,014 29,241
55	0,960	-0,105	-0,132	0,013 29,195
60	1,047	-0,147	-0,121	0,011 29,153
65	1,134	-0,184	-0,107	0,010 29,116
70	1,222	-0,216	-0,089	0,008 29,084
75	1,309	-0,242	-0,069	0,006 29,058
80	1,396	-0,260	-0,047	0,004 29,040
85	1,484	-0,272	-0,024	0,002 29,028
90	1,571	-0,275	0,000	0,000 29,025
95	1,658	-0,272	0,024	-0,002 29,028
100	1,745	-0,260	0,047	-0,004 29,040
105	1,833	-0,242	0,069	-0,006 29,058
110	1,920	-0,216	0,089	-0,008 29,084
115	2,007	-0,184	0,107	-0,010 29,116
120	2,094	-0,147	0,121	-0,011 29,153
125	2,182	-0,105	0,132	-0,013 29,195
130	2,269	-0,059	0,139	-0,014 29,241
135	2,356	-0,011	0,142	-0,014 29,289
140	2,443	0,038	0,141	-0,014 29,338
145	2,531	0,087	0,136	-0,014 29,387
150	2,618	0,135	0,126	-0,014 29,435
155	2,705	0,179	0,112	-0,013 29,479
160	2,793	0,219	0,095	-0,011 29,519
165	2,880	0,252	0,074	-0,009 29,552
170	2,967	0,278	0,051	-0,007 29,578
175	3,054	0,294	0,026	-0,004 29,594
180	3,142	0,300	0,000	0,000 29,600

G.U. cu 2 role		w/o	ro2	
		mm	mm	
		0,27	29,3	
{	{	w'	v'	r II-II
grd	rad	mm	mm	rad mm
0	0,000	0,270	0,000	0,000 29,570
5	0,087	0,265	-0,023	0,003 29,565
10	0,175	0,250	-0,046	0,006 29,550
15	0,262	0,227	-0,067	0,008 29,527
20	0,349	0,197	-0,085	0,010 29,497
25	0,436	0,161	-0,101	0,011 29,461
30	0,524	0,121	-0,113	0,012 29,421
35	0,611	0,079	-0,122	0,013 29,379
40	0,698	0,035	-0,127	0,013 29,335
45	0,785	-0,010	-0,128	0,013 29,290
50	0,873	-0,053	-0,125	0,012 29,247
55	0,960	-0,094	-0,119	0,011 29,206
60	1,047	-0,132	-0,109	0,010 29,168
65	1,134	-0,166	-0,096	0,009 29,134
70	1,222	-0,194	-0,080	0,007 29,106
75	1,309	-0,217	-0,062	0,006 29,083
80	1,396	-0,234	-0,042	0,004 29,066
85	1,484	-0,244	-0,022	0,002 29,056
90	1,571	-0,248	0,000	0,000 29,052
95	1,658	-0,244	0,022	-0,002 29,056
100	1,745	-0,234	0,042	-0,004 29,066
105	1,833	-0,217	0,062	-0,006 29,083
110	1,920	-0,194	0,080	-0,007 29,106
115	2,007	-0,166	0,096	-0,009 29,134
120	2,094	-0,132	0,109	-0,010 29,168
125	2,182	-0,094	0,119	-0,011 29,206
130	2,269	-0,053	0,125	-0,012 29,247
135	2,356	-0,010	0,128	-0,013 29,290
140	2,443	0,035	0,127	-0,013 29,335
145	2,531	0,079	0,122	-0,013 29,379
150	2,618	0,121	0,113	-0,012 29,421
155	2,705	0,161	0,101	-0,011 29,461
160	2,793	0,197	0,085	-0,010 29,497
165	2,880	0,227	0,067	-0,008 29,527
170	2,967	0,250	0,046	-0,006 29,550
175	3,054	0,265	0,023	-0,003 29,565
180	3,142	0,270	0,000	0,000 29,570

**Contribu î la perfec ionarea constructiv - func ional
a transmisiilor armonice din ate duble**

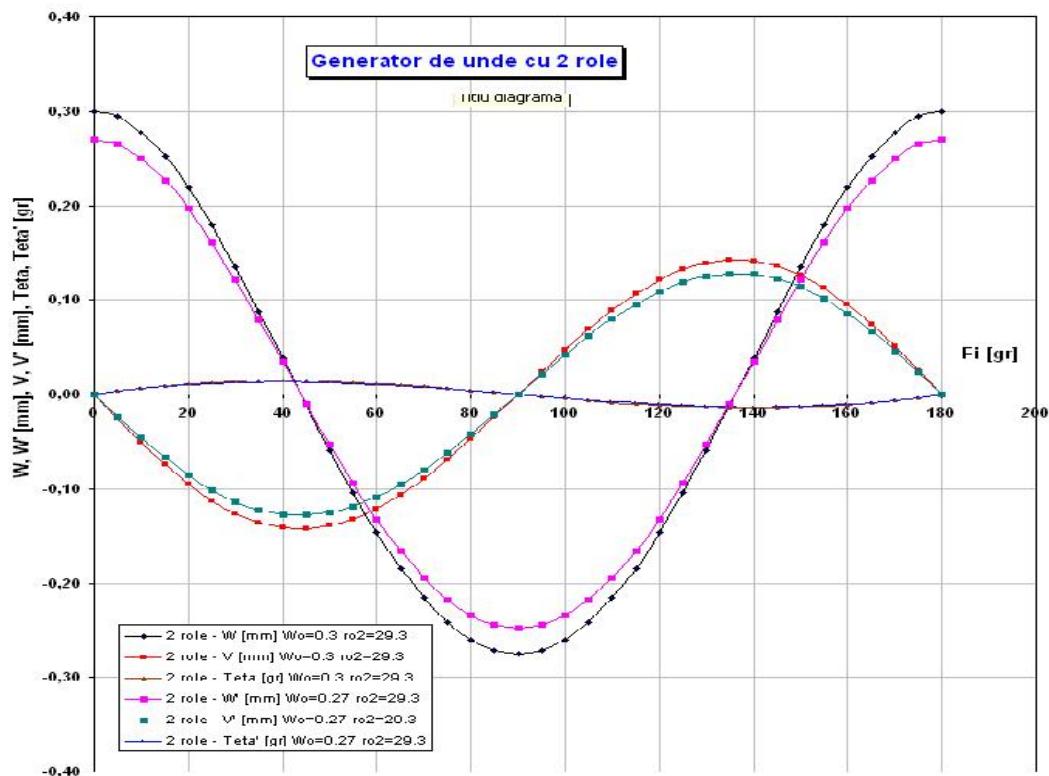


Fig. 6A – a. Diagrama deforma iilor elastice – generator de unde cu 2 role

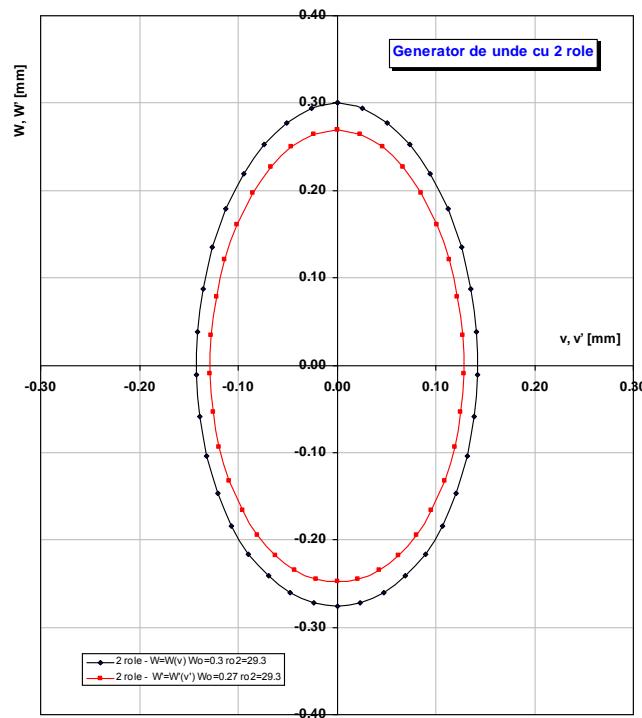
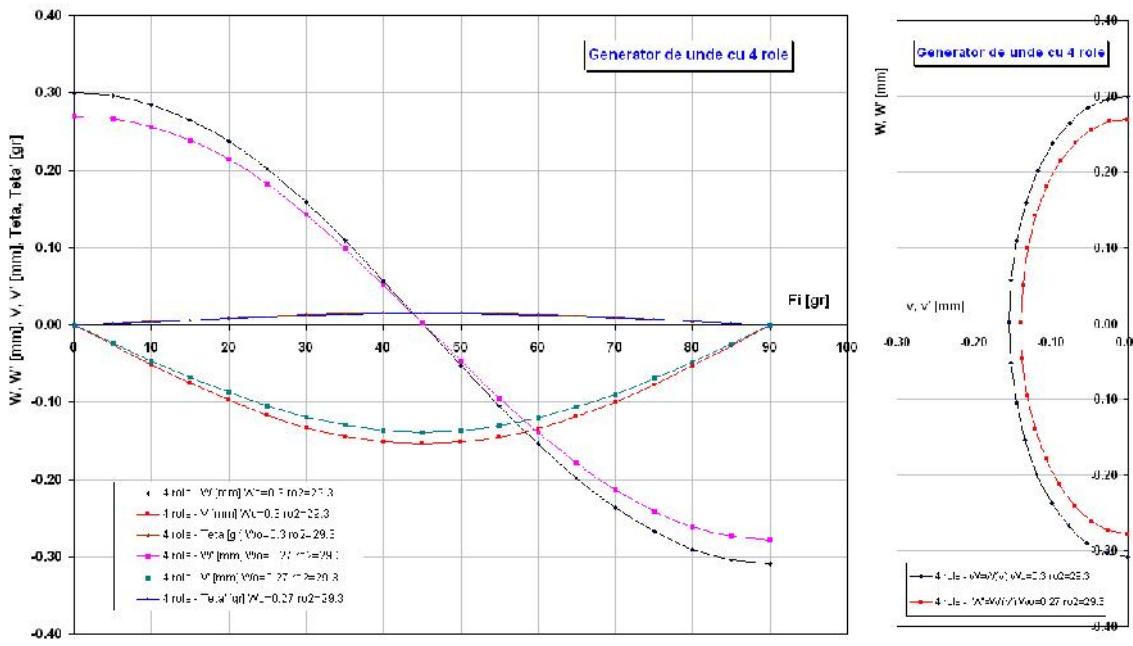


Fig. 6A – b. Diagrama deplas rii radiale func ie de deplasarea tangen ial

Tabelul 7A Razele vectoriale – G.U. cu 4 role

G.U. cu 4 role		w _o	r _{o2}	s	A
		mm	mm	grade	-
		0,3	29,3	25	1,45079
{	{	w	v	"	r I-I
grd	rad	mm	mm	rad	mm
0	0,000	0,300	0,000	0,000	29,600
5	0,087	0,296	-0,026	0,002	29,596
10	0,175	0,284	-0,051	0,004	29,584
15	0,262	0,265	-0,075	0,007	29,565
20	0,349	0,237	-0,097	0,009	29,537
25	0,436	0,202	-0,117	0,011	29,502
30	0,524	0,159	-0,132	0,014	29,459
35	0,611	0,110	-0,144	0,015	29,410
40	0,698	0,057	-0,152	0,016	29,357
45	0,785	0,002	-0,154	0,016	29,302
50	0,873	-0,052	-0,152	0,016	29,248
55	0,960	-0,105	-0,145	0,015	29,195
60	1,047	-0,154	-0,134	0,014	29,146
65	1,134	-0,199	-0,118	0,012	29,101
70	1,222	-0,237	-0,099	0,010	29,063
75	1,309	-0,267	-0,077	0,008	29,033
80	1,396	-0,290	-0,053	0,005	29,010
85	1,484	-0,304	-0,027	0,003	28,996
90	1,571	-0,308	0,000	0,000	28,992

G.U. cu 4 role		w _o	r _{o2}	s	B
		mm	mm	grade	-
		0,27	29,3	25	1,0907
{	{	w'	v'	"	r II-II
grd	rad	mm	mm	rad	mm
0	0,000	0,270	0,000	0,000	29,570
5	0,087	0,266	-0,023	0,002	29,566
10	0,175	0,256	-0,046	0,004	29,556
15	0,262	0,238	-0,068	0,006	29,538
20	0,349	0,214	-0,088	0,008	29,514
25	0,436	0,182	-0,105	0,010	29,482
30	0,524	0,143	-0,119	0,012	29,443
35	0,611	0,099	-0,130	0,014	29,399
40	0,698	0,051	-0,136	0,014	29,351
45	0,785	0,002	-0,139	0,015	29,302
50	0,873	-0,047	-0,137	0,014	29,253
55	0,960	-0,095	-0,131	0,014	29,205
60	1,047	-0,139	-0,120	0,012	29,161
65	1,134	-0,179	-0,106	0,011	29,121
70	1,222	-0,213	-0,089	0,009	29,087
75	1,309	-0,241	-0,069	0,007	29,059
80	1,396	-0,261	-0,047	0,005	29,039
85	1,484	-0,273	-0,024	0,002	29,027
90	1,571	-0,278	0,000	0,000	29,022

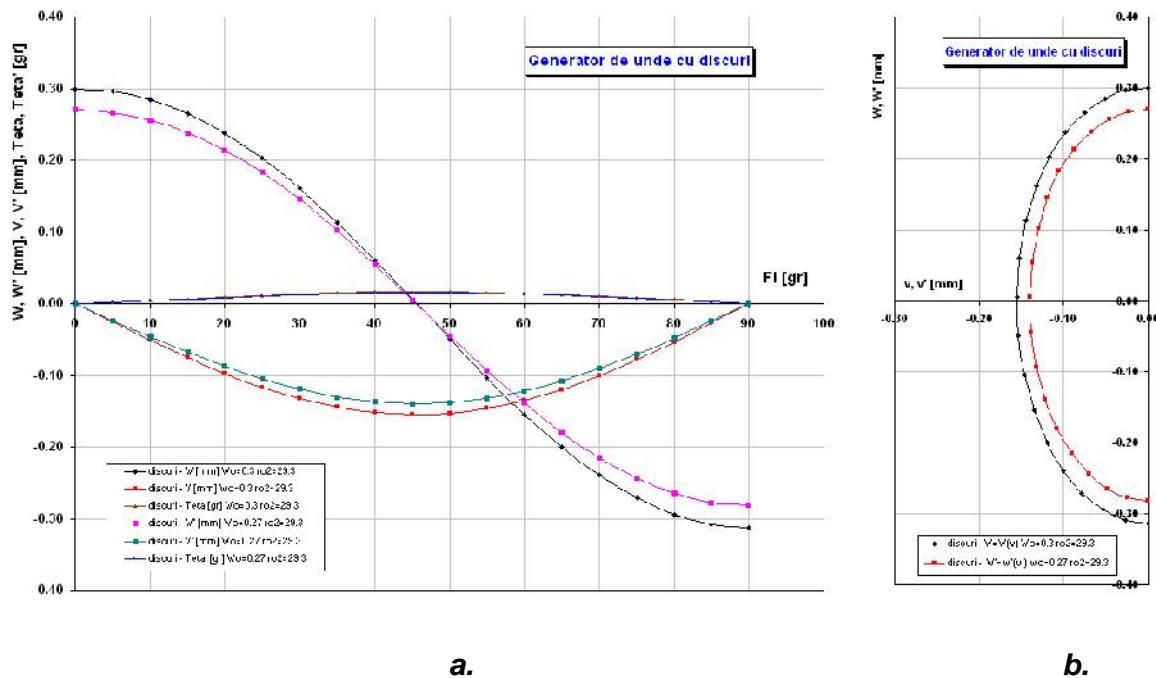


**Fig. 7A – a. Diagrama deforma iilor elastice – generator de unde cu 4 role
b. Diagrama deplas rii radiale func ie de deplasarea tangential**

**Contribu ii la perfec ionarea constructiv - func ional
a transmisiiilor armonice din ate duble**

Tabelul 8A. Razele vectoare – G.U. cu 2 discuri excentrice

G.U. cu discuri		w ₀ mm	r ₀₂ mm	x grade	A1	G.U. cu discuri		w ₀ mm	r ₀₂ mm	x grade	B1
		mm	mm	grade	-			mm	mm	grade	-
		0,3	29,3	30	0,6142			0,27	29,3	30	0,436
{	{	w mm	v mm	" rad	r I-I mm	{	{	w' mm	v' mm	" rad	r II-II mm
grd	rad					grd	rad				
0	0,000	0,300	0,000	0,000	29,600	0	0,000	0,270	0,000	0,000	29,570
5	0,087	0,296	-0,026	0,002	29,596	5	0,087	0,266	-0,023	0,002	29,566
10	0,175	0,284	-0,051	0,004	29,584	10	0,175	0,256	-0,046	0,004	29,556
15	0,262	0,265	-0,075	0,007	29,565	15	0,262	0,238	-0,068	0,006	29,538
20	0,349	0,238	-0,097	0,009	29,538	20	0,349	0,214	-0,088	0,008	29,514
25	0,436	0,203	-0,117	0,011	29,503	25	0,436	0,183	-0,105	0,010	29,483
30	0,524	0,161	-0,133	0,013	29,461	30	0,524	0,145	-0,119	0,012	29,445
35	0,611	0,113	-0,145	0,015	29,413	35	0,611	0,102	-0,130	0,013	29,402
40	0,698	0,061	-0,152	0,016	29,361	40	0,698	0,055	-0,137	0,014	29,355
45	0,785	0,005	-0,155	0,016	29,305	45	0,785	0,005	-0,140	0,015	29,305
50	0,873	-0,050	-0,153	0,016	29,250	50	0,873	-0,045	-0,138	0,015	29,255
55	0,960	-0,104	-0,147	0,016	29,196	55	0,960	-0,093	-0,132	0,014	29,207
60	1,047	-0,154	-0,135	0,014	29,146	60	1,047	-0,139	-0,122	0,013	29,161
65	1,134	-0,200	-0,120	0,013	29,100	65	1,134	-0,180	-0,108	0,011	29,120
70	1,222	-0,239	-0,101	0,011	29,061	70	1,222	-0,215	-0,090	0,009	29,085
75	1,309	-0,271	-0,078	0,008	29,029	75	1,309	-0,244	-0,070	0,007	29,056
80	1,396	-0,294	-0,054	0,006	29,006	80	1,396	-0,265	-0,048	0,005	29,035
85	1,484	-0,308	-0,027	0,003	28,992	85	1,484	-0,277	-0,024	0,003	29,023
90	1,571	-0,313	0,000	0,000	28,987	90	1,571	-0,282	0,000	0,000	29,018



**Fig. 8A – a. Diagrama deforma iilor elastice – generator de unde cu discuri excentrice
b. Diagrama deplas rii radiale func ie de deplasarea tangen ial**

**Contribu ii la perfec ionarea constructiv - func ional
a transmisiilor armonice din ate duble**

Tabelul 9A. Coordonatele punctului M în sec iunea I-I

G.U. cu cama			w0	ro2	Treapta I - I				
			mm	mm					
			0,3	29,3					
{	{ ₂	w	v	XMi _{ii}	YMi _{ii}	XM	YM	rM	
grade	grade	mm	mm	mm	Mm	mm	mm	mm	
0	0	0,300	0,000	0,000	0,300	0,000	29,600	29,600	
5	0,05	0,295	-0,026	-0,026	0,295	0,000	29,595	29,595	
10	0,1	0,282	-0,052	-0,052	0,282	0,000	29,582	29,582	
15	0,15	0,259	-0,076	-0,076	0,259	0,002	29,559	29,559	
20	0,2	0,228	-0,097	-0,097	0,228	0,006	29,529	29,529	
25	0,25	0,191	-0,116	-0,116	0,191	0,013	29,491	29,491	
30	0,3	0,147	-0,131	-0,131	0,147	0,024	29,448	29,448	
35	0,35	0,099	-0,142	-0,142	0,099	0,038	29,399	29,399	
40	0,4	0,048	-0,148	-0,148	0,048	0,057	29,348	29,348	
45	0,45	-0,005	-0,150	-0,150	-0,005	0,080	29,296	29,296	
50	0,5	-0,057	-0,147	-0,147	-0,057	0,108	29,243	29,243	
55	0,55	-0,108	-0,140	-0,140	-0,108	0,140	29,192	29,192	
60	0,6	-0,155	-0,128	-0,128	-0,155	0,177	29,144	29,145	
65	0,65	-0,198	-0,113	-0,113	-0,198	0,217	29,101	29,102	
70	0,7	-0,234	-0,094	-0,094	-0,234	0,262	29,065	29,066	
75	0,75	-0,264	-0,072	-0,072	-0,264	0,309	29,035	29,036	
80	0,8	-0,285	-0,047	-0,047	-0,285	0,358	29,013	29,015	
85	0,85	-0,297	-0,022	-0,022	-0,297	0,409	29,000	29,003	
90	0,9	-0,300	0,005	0,005	-0,300	0,460	28,996	29,000	

Tabelul 10A. Coordonatele punctului M în sec iunea II-II

G.U. cu cama			w/o	ro2	Treapta II – II				
			mm	mm					
			0,27	29,3					
{	{ ₂	w'	v'	XMi _{ii}	YMi _{ii}	XM	YM	rM	
grade	grade	mm	mm	mm	Mm	mm	mm	mm	
0	0	0,270	0,000	0,000	0,270	0,000	29,570	29,570	
5	0,05	0,266	-0,024	-0,024	0,266	0,002	29,566	29,566	
10	0,1	0,253	-0,047	-0,047	0,253	0,005	29,553	29,553	
15	0,15	0,233	-0,068	-0,068	0,233	0,009	29,533	29,533	
20	0,2	0,206	-0,087	-0,087	0,206	0,015	29,506	29,506	
25	0,25	0,172	-0,104	-0,104	0,172	0,024	29,472	29,472	
30	0,3	0,133	-0,118	-0,118	0,133	0,036	29,433	29,433	
35	0,35	0,089	-0,127	-0,127	0,089	0,052	29,389	29,390	
40	0,4	0,043	-0,133	-0,133	0,043	0,072	29,343	29,343	
45	0,45	-0,004	-0,135	-0,135	-0,004	0,095	29,296	29,296	
50	0,5	-0,052	-0,133	-0,133	-0,052	0,123	29,249	29,249	
55	0,55	-0,097	-0,126	-0,126	-0,097	0,154	29,203	29,203	
60	0,6	-0,140	-0,115	-0,115	-0,140	0,190	29,160	29,160	
65	0,65	-0,178	-0,101	-0,101	-0,178	0,229	29,121	29,122	
70	0,7	-0,211	-0,084	-0,084	-0,211	0,271	29,088	29,089	
75	0,75	-0,237	-0,064	-0,064	-0,237	0,316	29,061	29,063	
80	0,8	-0,256	-0,043	-0,043	-0,256	0,363	29,042	29,044	
85	0,85	-0,267	-0,019	-0,019	-0,267	0,411	29,030	29,033	
90	0,9	-0,270	0,004	0,004	-0,270	0,460	29,026	29,030	

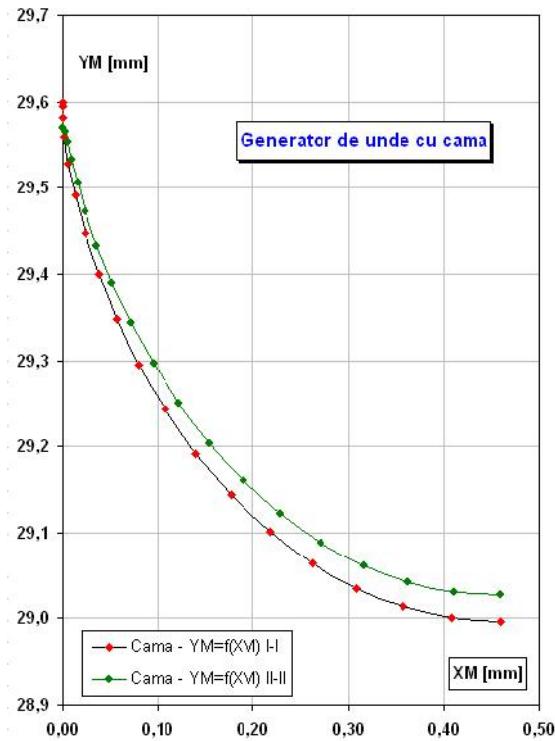


Fig. 9A. Traекторiile a două puncte de pe fibre dinamice de referință, din secțiunile frontale ale roții din ate flexibile deformate

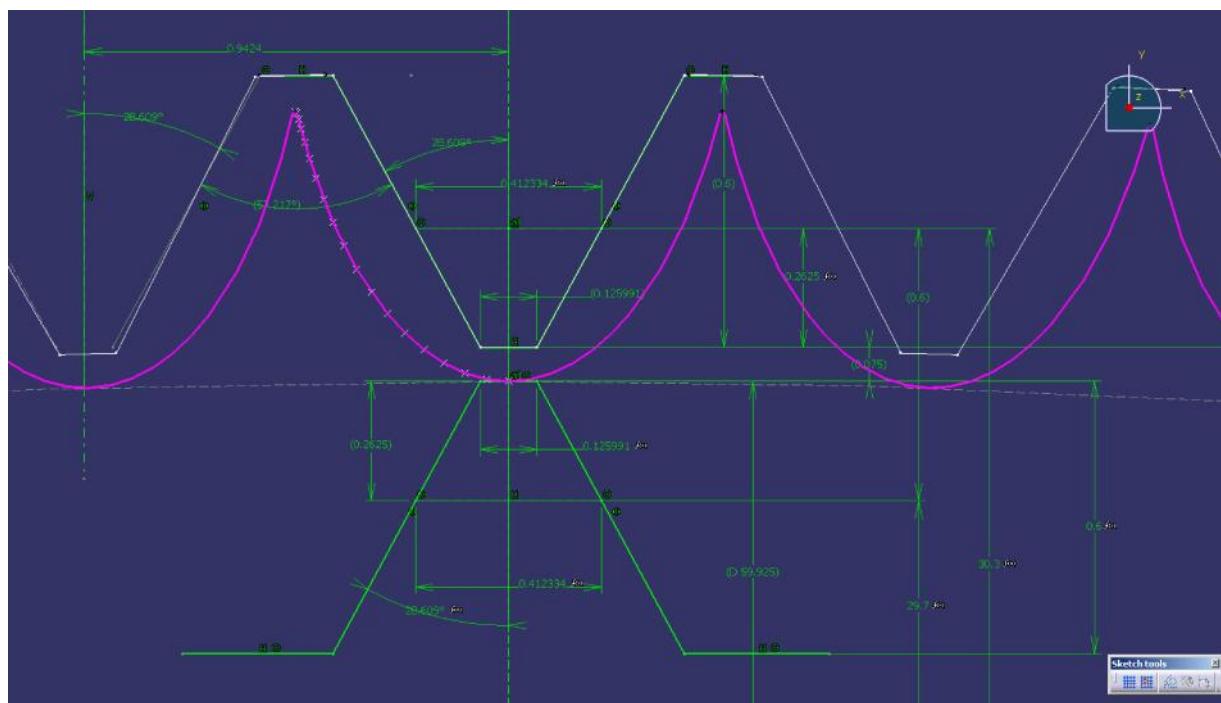


Fig. 10A'. Pozi iile relative ale din ilor în treapta I-a de angrenare armonic a TADD

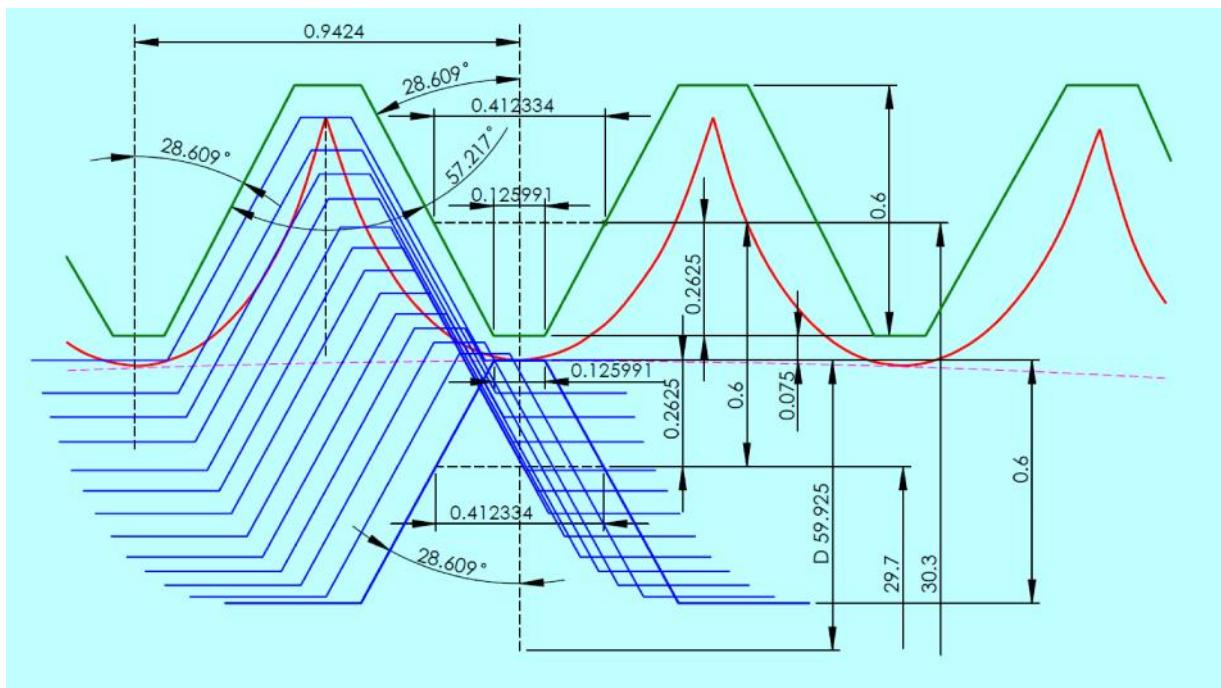
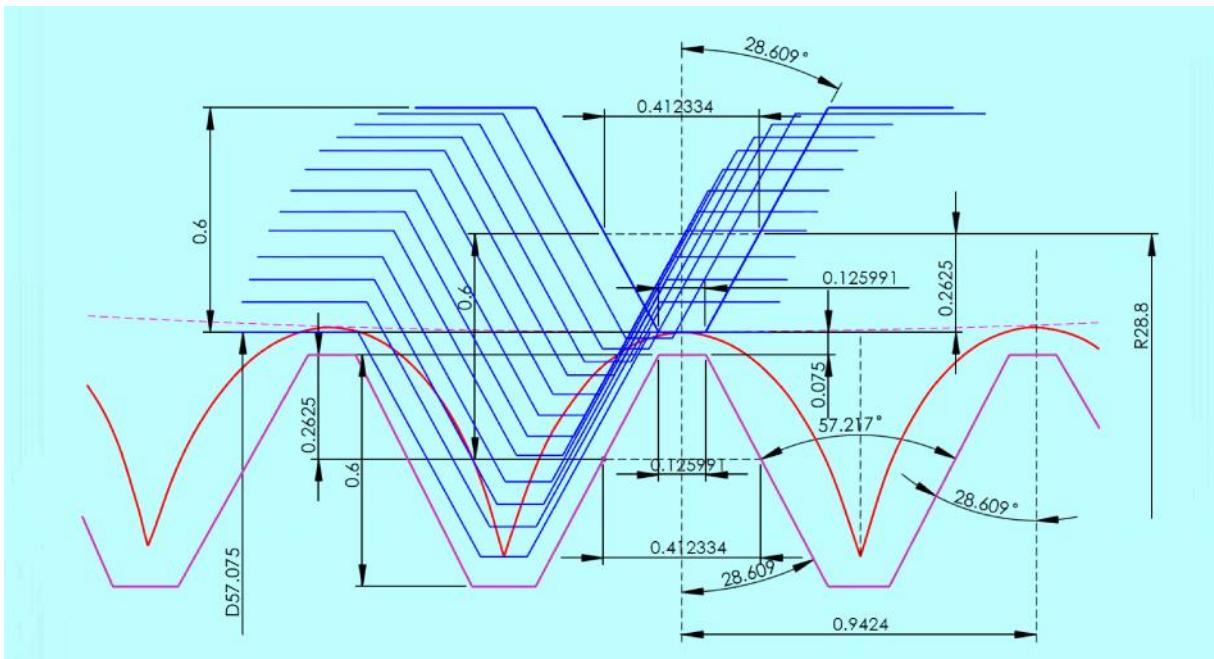


Fig. 10A. Pozi iile relative ale din ilor în treapta I-a de angrenare armonic a TADD



*Fig. 11A. Pozi iile relative ale din ilor
în treapta II-a de angrenare armonic a TADD*

ANEXA B

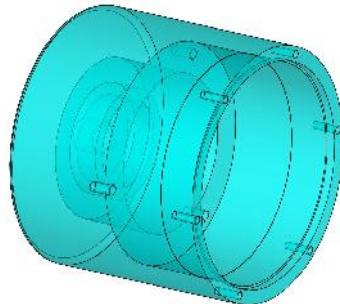


Fig. 1B. Semicarcasa stâng

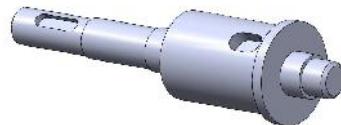


Fig. 2B. Arbore intrare

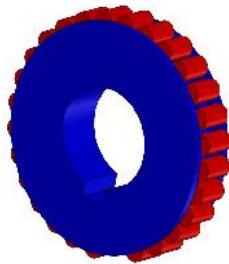


Fig. 3B. Generator de unde cam



Fig. 4B. Roata rigid fix

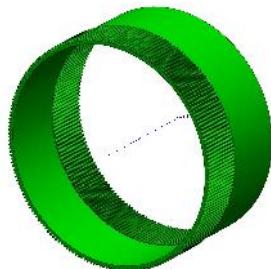


Fig. 5B. Roata din at flexibil



Fig. 6B. Roata rigid mobpli

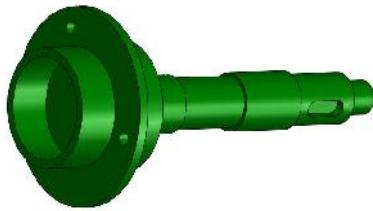


Fig. 7B. Arbore ie ire

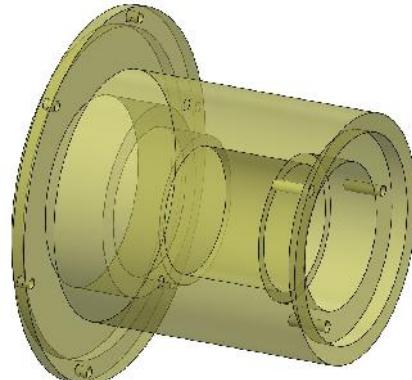


Fig. 8B. Semicarcasa dreapta

Contribu și la perfecționarea constructiv - funcțională
a transmisiilor armonice din ată duble

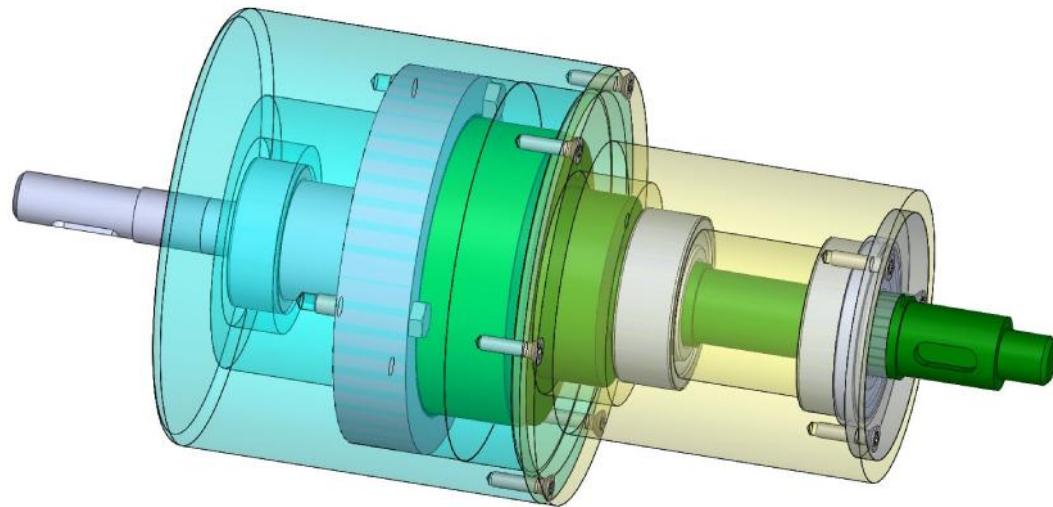


Fig. 9B. Transmisia armonică din ată dublă (TADD)

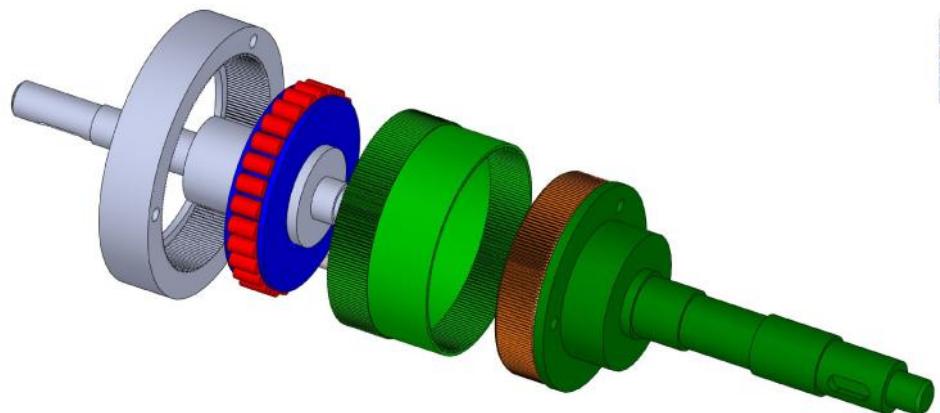


Fig. 10B. Elemente active ale TADD

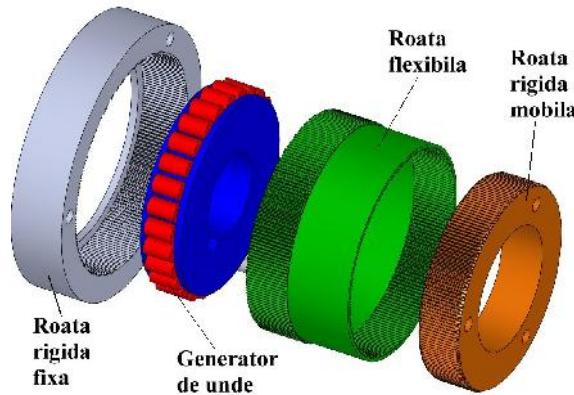


Fig. 11B. Elemente de interacțiune ale TADD

**Contribu ii la perfec ionarea constructiv - func ional
a transmisiilor armonice din ate duble**

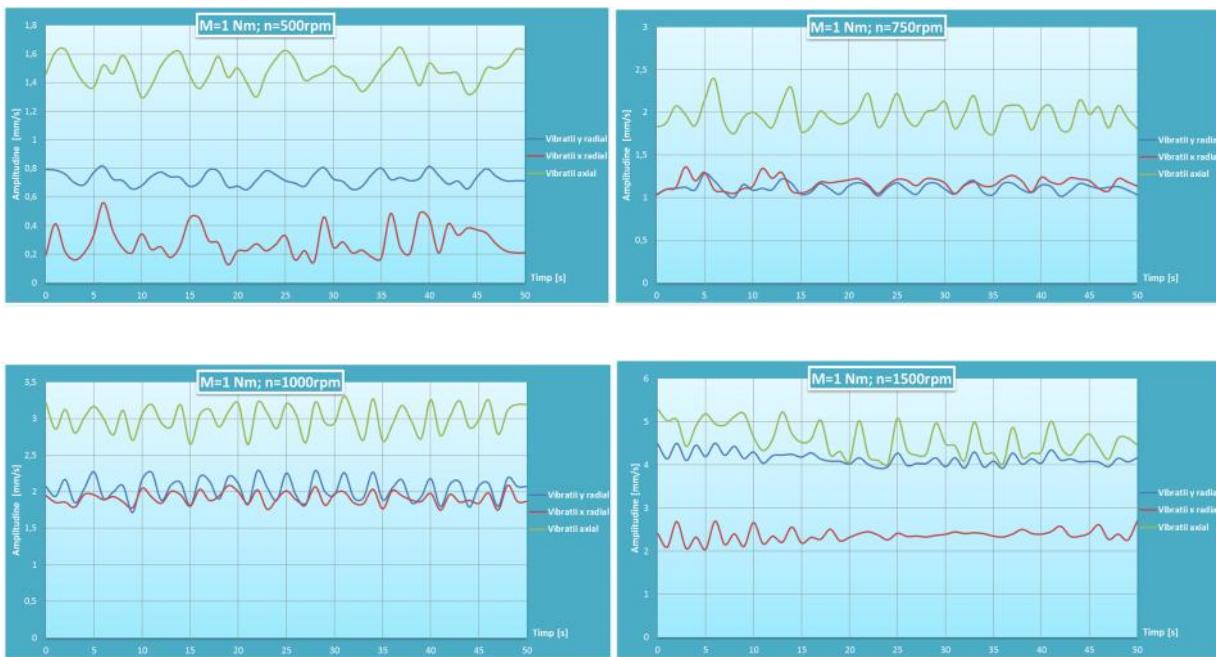


Fig. 12B. Diagramele vitezelor de vibra ie, $M_{t4} = 1 \text{ Nm}$

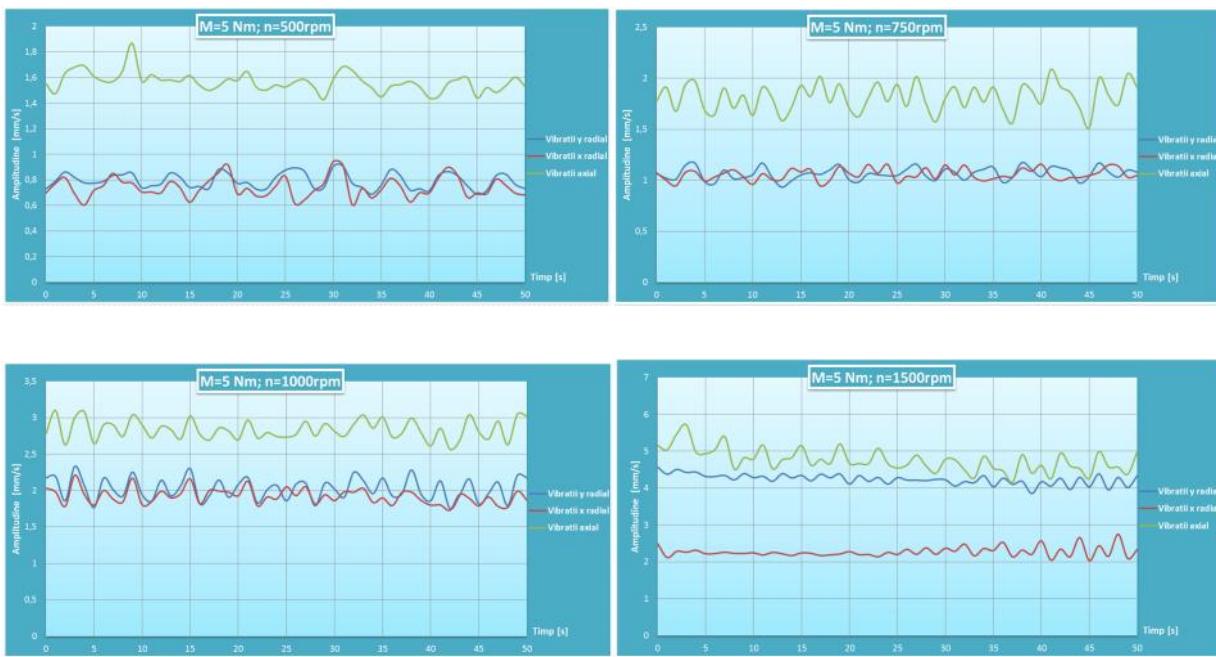


Fig. 13B. Diagramele vitezelor de vibra ie, $M_{t4} = 5 \text{ Nm}$

**Contribu ii la perfec ionarea constructiv - func ional
a transmisiilor armonice din ate duble**

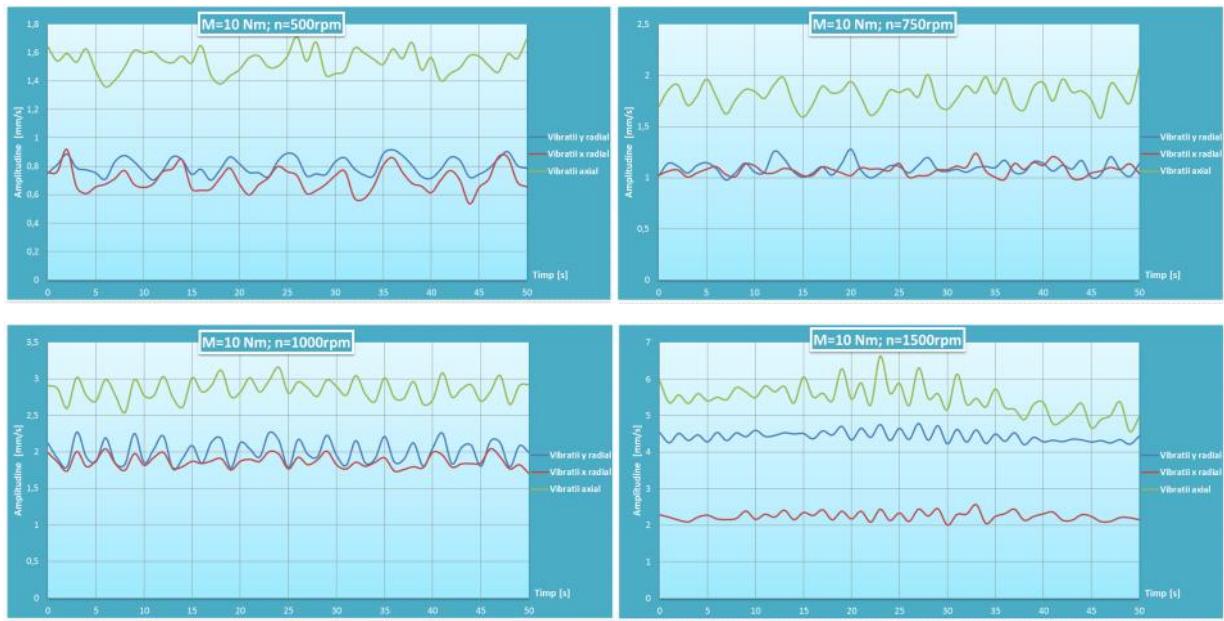


Fig. 14B. Diagramele vitezelor de vibra ie, $M_{t4} = 10 \text{ Nm}$