



UNIVERSITATEA „EFTIMIE MURGU” DIN REȘIȚA

Facultatea de Inginerie și Management

Departamentul de Mecanică și Ingineria Materialelor

TEZĂ DE DOCTORAT

**CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND CAPACITATEA
DE ÎNCĂRCARE A MECANISMELOR CU ROȚI DINȚATE
FLUOROPOLIMERIZATE**

**EXPERIMENTAL RESEARCH REGARDING THE
LOADING CAPACITY OF GEARS WITH
FLUOROPOLYMER COATED TOOTHED WHEELS**

Autor: Ing. Ion - Cornel MITULEȚU

Conducător științific: Prof. univ. dr. ing. Ion VELA

2013



UNIVERSITATEA „EFTIMIE MURGU” DIN REȘIȚA

Facultatea de Inginerie și Management

Departamentul de Mecanică și Ingineria Materialelor

Nr. Decizie Rector: 842 din 02.10.2013

TEZĂ DE DOCTORAT

***Cercetări experimentale privind capacitatea de încărcare a
mecanismelor cu roți dințate fluoropolimerizate***

***Experimental Research Regarding the Loading Capacity of Gears with
Fluoropolymer Coated Toothed Wheels***

Autor: Ion - Cornel MITULEȚU

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof. univ. dr. ing. Doina FRUNZĂVERDE	de la	Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița
Conducător de doctorat	Prof. univ. dr. ing. Ion VELA	de la	Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița
Referent	Prof. univ. dr. ing. dr. h. c. Anton HADĂR	de la	Universitatea „Politehnica” din București
Referent	Prof. univ. dr. ing. Inocențiu MANIU	de la	Universitatea „Politehnica” din Timișoara
Referent	Prof. univ. dr. ing. dr. h. c. Polidor BRATU	de la	Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați

**REȘIȚA
- 2013 -**



UNIVERSITATEA „EFTIMIE MURGU” DIN REȘIȚA

Facultatea de Inginerie și Management

Departamentul de Mecanică și Ingineria Materialelor

TEZĂ DE DOCTORAT

**CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND CAPACITATEA DE
ÎNCĂRCARE A MECANISMELOR CU ROȚI DINȚATE
FLUOROPOLIMERIZATE**

**EXPERIMENTAL RESEARCH REGARDING THE LOADING CAPACITY
OF GEARS WITH FLUOROPOLYMER COATED
TOOTHED WHEELS**

Conducător științific:

Prof. univ. dr. ing. Ion VELA

Doctorand :

Ing. Ion-Cornel MITULEȚU

REȘIȚA

- 2013 -

Cuvânt înainte

Prezenta teză de doctorat, dorește a se constitui într-un algoritm de analiză generalizat a capacității de încărcare aferente oricărui tip de material plastic sau polimer, folosit într-o asemenea structură hibridă de roată dințată. Etapizat se prezintă calculul matematic, analiză cu element finit, modalitățile și dispozitivele necesare determinării valorilor experimentale. Corespunzător fiecărei etape, este prezentat și un mod de analiză și interpretare a rezultatelor.

Pentru îndrumarea profesională și competența științifică, de-a lungul stagiului doctoral, aduc mulțumirile, recunoștința și respectul meu conducătorului științific, domnului Prof. univ. dr. ing. Ion VELA. Sincere mulțumiri pentru sprijinul acordat, adresez conducerii academice a Universității „Eftimie Murgu” din Reșița.

Mulțumesc domnilor Prof. univ. dr. ing. Anton HADĂR, Prof. univ. dr. ing. Polidor BRATU, Prof. univ. dr. ing. Inocențiu MANIU, care în calitatea domniilor lor de referenți, prin sugestiile și observațiile competente, au îmbunătățit conținutul științific al acestei teze.

Doresc să mulțumesc, în mod deosebit, pentru colaborarea și sprijinul acordat în anumite stadii de cercetare domnilor șef de lucrări dr. ing. Zoltan KORCA, Prof. univ. dr. ing. Dorian NEDELCU și Prof. univ. dr. ing. Gilbert - Rainer GILLICH.

Mulțumiri speciale, transmit pe această cale, fratelui meu pentru sprijinul, răbdarea, înțelegerea și susținerea manifestată pe toată perioada stagiului doctoral. Mulțumesc, de asemenea, tuturor celor care, în diferite momente și prin modalități diferite m-au îndrumat, sprijinit și susținut pe parcursul elaborării tezei.

Reșița,
Octombrie 2013

Autorul

CUPRINS

LISTA CU TABELE.....	7
LISTA CU FIGURI.....	9
LISTA CU NOTAȚII.....	13
INTRODUCERE.....	19
Capitolul 1. Aspecte generale privind transmisiile cu roți dințate.....	27
1.1 Prezentare generală	27
1.1.1 Scurtă descriere a mecanismelor cu roți dințate.....	27
1.1.2 Clasificarea angrenajelor.....	28
1.2 Materiale folosite la construcția roților dințate	30
1.2.1 Materiale metalice folosite la realizarea roților dințate.....	30
1.2.2 Materiale plastice folosite în construcția de roți dințate	32
1.3 Modalitățile de uzare a flancurilor dinților roților dințate	33
1.3.1 În cazul roților metalice.....	33
1.3.2 În cazul roților din plastic și polimeri	37
1.4 Factori care însoțesc procesul de uzare.....	38
1.4.1 Frecarea de alunecare	39
1.4.2 Frecarea de rostogolire	41
1.4.3 Temperatura din zona de frecare	44
1.5 Calculul intensității de uzare a materialelor în zona de contact.....	48
1.6 Roți dințate cilindrice cu structură hibridă. Considerații generale	53
1.7 Concluzii și contribuții personale	54
Capitolul 2. Modelarea matematică a solicitării de contact în cazul roților dințate cilindrice hibrid	56
2.1 Modelul matematic al capacității portante pentru solicitarea de contact, corespunzător roților dințate metalice	56
2.1.1 Calculul preliminar al solicitării de contact	56
2.1.2 Stabilirea tensiunii limită de contact la oboseala flancurilor dinților $\sigma_{H \lim 1(2)}$	59
2.1.3 Verificarea la oboseala de contact a flancurilor dinților	61
2.1.4 Verificarea angrenajului la solicitarea statică de contact a dinților	61

2.2	Calculul capacității portante pentru solicitarea de contact, corespunzător roților dințate din polimeri și materiale plastice	61
2.2.1	Relații de dimensionare a angrenajelor nemetalice.....	62
2.3	Propunerea unei modalități de calcul a solicitării de contact pentru roțile dințate cilindrice cu structură hibridă.....	66
2.4	Concluzii și contribuții personale	68
Capitolul 3. Formularea problematicei de testare a roților dințate cilindrice, în vederea determinării capacității de încărcare a acoperirii fluoropolimerice.....		69
3.1	Date tehnice cu privire la fluoropolimerizarea danturii roților dințate	69
3.2	Testarea incipientă. Observații asupra fenomenologiei uzării depunerii fluoropolimerice de pe flancul dinților.....	70
3.2.1	Prezentarea generală a standului de testare și a reductorului care încorporează roțile dințate hibride	70
3.2.2	Descrierea standului de încercări și a echipamentelor anexate	73
3.2.2.1	Alegerea mașinii electrice de antrenare	74
3.2.2.2	Sistemul de încărcare pentru realizarea cuplului rezistent.....	75
3.2.2.3	Echipamentele de măsură	75
3.2.3	Condițiile incipiente de testare a roților dințate fluoropolimerizate	76
3.2.3.1	Observații asupra uzării filmului fluoropolimeric după testarea pe standul de probă.....	77
3.3	Analiza suprafețelor aflate în contact pentru stabilirea procedurilor ulterioare de testare	78
3.3.1	Analiza geometrică a contactului în punctele de interes	79
3.3.1.1	Stabilirea razelor cilindrilor analitici de bază în punctele de interes	79
3.3.1.2	Stabilirea ariilor suprafețelor de contact între cilindrii analitici de bază... ..	81
3.4	Analiza solicitării de contact corelată cu tipologia structurală a roților acoperite cu depunere de Xylan 1052.....	83
3.4.1	Considerații asupra tipurilor de contact și particularităților care apar	84
3.4.2	Optimizarea modului de calcul al suprafețelor aflate în contact, în perspectiva realizării algoritmului de testare experimentală.....	85
3.5	Calculul vitezei de alunecare relativă între suprafețele flancurilor aflate în contact.....	89
3.6	Concluzii și contribuții personale	90

Capitolul 4. Model de analiză numerică cu element finit a parametrilor cinematici, dinamici și solicitării de contact, aplicat roților dințate acoperite fluoropolimeric 93

4.1	Noțiuni cu caracter general despre analiza cu element finit	93
4.1.1	Scurtă prezentare generală a platformei de simulare SolidWorks	95
4.2	Determinarea modelului de analiză	96
4.2.1	Stabilirea componentelor definitorii ale analizei cinematice și dinamice.....	96
4.2.2	Considerații calitative asupra simulării solicitării de contact.....	99
4.3	Studiu de mișcare pentru determinarea vitezelor relative de alunecare.....	101
4.4	Simulare cu element finit a contactului între flancurile omoloage	102
4.4.1	Simularea statică a solicitării de contact	102
4.4.2	Simularea dinamică a solicitării de contact.....	104
4.5	Proiectarea și simularea dispozitivului tribologic de testare Ball - on - Disc	105
4.5.1	Conceperea structurală și funcțională a dispozitivului.....	105
4.5.2	Dimensionarea componentelor ansamblului Ball - on - Disc	107
4.6	Proiectarea și simularea dispozitivului de testare pe generatoarea flancului dintelui Roto-Oscilator	108
4.6.1	Analiza geometric - funcțională a dispozitivului	108
4.6.2	Analiza constructiv - funcțională prin simulare a Roto - Oscilatorului	110
4.6.3	Simularea solicitărilor la care este supus dispozitivul. Considerații cu caracter practic.....	112
4.7	Concluzii și contribuții și personale.....	116

Capitolul 5. Testarea experimentală preliminară a depunerii fluoropolimerice cu ajutorul dispozitivului tribologic proiectat și realizat Ball - on - Disc

5.1	Determinarea suprafețelor de contact pentru cele patru cazuri de contact	118
5.1.1	Rularea inițială a suprafețelor - Rodarea.....	118
5.1.2	Determinarea inițială a suprafețelor în contact	119
5.1.3	Calculul suprafețelor progresive reale de contact	120
5.2	Considerații de ordin practic pentru pregătirea dispozitivului pentru testare	126
5.3	Testarea preliminară propriu-zisă. Prelevarea rezultatelor	127
5.4	Considerații asupra aspectelor vizuale ale materialului fluoropolimeric după realizarea testelor experimentale	129
5.5	Prelucrarea și interpretarea datelor experimentale.....	133

5.5.1	Evoluția uzurii funcție de variația presiunii de contact și vitezei relative de alunecare	134
5.5.2	Caracteristicile evolutive ale uzării la presiune de contact constantă și variația în trepte a vitezei relative de alunecare	136
5.5.3	Perioada de uzare funcție de variația vitezei de alunecare și încărcare.....	139
5.5.4	Aproximarea evoluției uzării prin interpolarea unei curbe de funcție cunoscută	141
5.6	Determinarea coeficienților de frecare dinamică pentru cazurile specifice de testare.	142
5.7	Determinarea influenței temperaturii asupra comportării la uzare a materialului fluoropolimeric.....	143
5.8	Concluzii și contribuții personale	145
Capitolul 6. Încercări experimentale asupra capacității de încărcare a roților dințate fluoropolimerizate, folosind dispozitivul special conceput Roto - Oscilator		149
6.1	Aspectele structural-funcționale ale standului de încercări experimentale.....	150
6.1.1	Descrierea funcțională a dispozitivului Roto-Oscilator	150
6.1.2	Punerea în evidență a câtorva aspecte tehnico-practice importante	151
6.1.3	Modalitatea de încărcare a standului experimental. Aspecte tehnice cu privire la problematica încărcării elastice.....	153
6.2	Punerea în funcțiune și optimizarea funcțională a dispozitivului Roto - Oscilator	156
6.2.1	Prepararea roților dințate în vederea utilizării în cadrul testelor	156
6.2.2	Determinarea analitic - dimensională a solicitării de contact între flancurile omoloage.....	157
6.2.3	Determinarea experimentală a solicitării de contact între flancurile omoloage	159
6.2.4	Determinarea geometrico-analitică și optimizarea modului de încărcare	161
6.3	Testarea experimentală a roților dințate fluoropolimerizate	162
6.3.1	Uzarea la solicitarea de contact în cazul suprafețelor fluoropolimerizate.....	163
6.3.2	Procesul de uzare la solicitarea de contact mixt, între o suprafață acoperită și cealaltă neacoperită fluoropolimeric	167
6.3.3	Uzarea suprafețelor de contact în regim de lubrifiere săracă și continuă.....	168
6.3.4	Modul de evaluare a uzării prin intermediul analizei vibrațiilor	169
6.4	Organizarea structurală a datelor experimentale și interpretarea acestora.....	173
6.5	Determinarea factorului de influență a temperaturii, Z_T	178

6.6	Concluzii și contribuții personale	182
Capitolul 7. Concluzii finale. Contribuții Personale. Perspective de cercetare.		
	Diseminarea rezultatelor	185
7.1	Concluzii finale.....	185
7.2	Contribuții personale.....	188
7.3	Perspective de cercetare	190
7.4	Diseminarea rezultatelor cercetării	191
	Bibliografie.....	194
	ANEXE	209

LISTA CU TABELE

Tabelul 1. 1 Mărimile caracteristice componentei moleculare ale frecării (τ_0 , β).	40
Tabelul 1. 2 Valorile coeficientului pierderilor prin histerezis, α_h	40
Tabelul 1. 3 Valorile exponentului t , deformației relative ε_0 și a tensiunii σ_0 [163,164,185].	49
Tabelul 2. 1 Factorul de utilizare K_A la transmisiile reductoare.	57
Tabelul 2. 2 Factorul dinamic K_V pentru dinți înclinați.	58
Tabelul 2. 3 Factorii de siguranță minimi admisibili pentru rezistența roților dințate cilindrice. .	61
Tabelul 2. 4 Coeficientul de profil al dintelui pentru roți cilindrice $\alpha = 20^0$ [50,51,52,52].	63
Tabelul 2. 5 Valorile admisibile ale lui σ , pentru roata dințată din plastic pe roata metalică, în condiții normale (umiditate $EH \cong 50\%$) [50,51,52,52].	63
Tabelul 2. 6 Factorul de serviciu f_2 [50,51,52,52].	63
Tabelul 2. 7 Temperaturi admisibile pentru roți dințate care lucrează în regim continuu [50,51,52,52].	64
Tabelul 2. 8 Presiunea de contact admisibilă σ_d (N/mm^2), în condiții normale de exploatare ($RH \cong 50\%$).	66
Tabelul 3. 1 Datele de danturare pentru pinion și roată (Anexa 1).	72
Tabelul 3. 2 Datele tehnice ale motorului de antrenare.	75
Tabelul 3. 3 Valorile vitezelor de alunecare relativă a flancurilor în punctele de contact.	90
Tabelul 5. 1 Tabelul cu datele dimensionale de contact.	119
Tabelul 5. 2 Rezultatele analizei dimensionale a suprafețelor progresive în cazul contactului sferic.	122
Tabelul 5. 3 Rezultatele analizei dimensionale a suprafețelor progresive pentru contactul plan	125
Tabelul 5. 4 Organizarea și structurarea datelor prelevate din experimente.	133
Tabelul 5. 5 Valorile de temperatură măsurate	144
Tabelul 5. 6 Valorile temperaturii și perioada de stabilizare, în funcție de viteza de alunecare, presiunea de contact și regimul de testare.	145
Tabelul 6. 1 Caracteristicile dimensionale a arcurilor de tracțiune.	155

Tabelul 6. 2 Adâncimea de strivire după normala în polul angrenării.....	158
Tabelul 6. 3 Calculul forței rezultante, care trebuie aplicată pentru obținerea presiunii de contact dorite.....	159
Tabelul 6. 4 Calculul distanțelor și deplasărilor.....	162
Tabelul 6. 5 Calculul variației forței tangențiale.....	162
Tabelul 6. 6 Amplitudinile de accelerație și viteză a vibrației, corespunzătoare armonicilor mai semnificativ influențate de gradul de uzare, în funcție de turație și regimul de lucru.	171
Tabelul 6. 7 Centralizarea rezultatelor cercetărilor experimentale.	174
Tabelul 6. 8 Corelarea valorilor solicitării de contact, prin interpunerea factorului de influență a temperaturii, Z_T	179

LISTA CU FIGURI

Figura 1.1 Tipuri de îmbinări	28
Figura 1.2 Reprezentarea angrenajelor.....	30
Figura 1.3 a) dinți cu pitting progresiv; b) fazele de formare a gropițelor.....	34
Figura 1.4 Griparea progresivă a danturii	35
Figura 1.5 Moduri de executare a flancării dinților	36
Figura 1.6 Bombarea danturii.....	36
Figura 1.7 Contactul și diagramele tensiune - deformație a două corpuri: perfect rigide; b) rigid - elastic; c) rigid - plastic	41
Figura 1.8 Contactul real al două corpuri: distribuția de eforturi; b) schema de calcul	42
Figura 1.9 Distribuția tensiunilor	43
Figura 1.10 Contactul unei cuple hertziene: I - zonă cu alunecare; II - zonă fără alunecare diferențială.....	44
Figura 2.1 Curba Wöler la materialele pentru roți dințate	59
Figura 2.2 Coroană din material plastic	65
Figura 3.1 Schema generală a standului cu flux energetic deschis	70
Figura 3.2 Schema dimensională a reductorului	71
Figura 3.3 Proiectul de reechipare a reductorului	71
Figura 3.4 Schema funcțională a standului, respectiv a circuitul de ulei	73
Figura 3.5 Standul de testare cu circuit energetic deschis.....	73
Figura 3.6 Dimensiunile principale ale motorului de antrenare.....	74
Figura 3.7 Dimensiunile principale ale pompei de ulei	75
Figura 3.8 Modulul MP 60 și traductorul torsiometric	76
Figura 3.9 Aspectul reductorului înainte de închidere și începutul testului.....	77
Figura 3.10 Aspectul flancului pinionului. Indicarea porțiunilor cu uzare accentuată	77
Figura 3.11 Imagine din simularea a două roți în angrenare cu respectarea dimensiunilor și geometriei roților dințate originale. Se indică punctele de contact de la capul și baza dintelui ...	79
Figura 3.12 Schematizarea dimensională a analizei geometrice după planul normalei la flancul dinților	80
Figura 3.13 Evoluția presiunii pe suprafața de contact, pentru cilindrii fluoropolimerizați	81

Figura 3.14 Evoluția presiunii pe suprafața de contact, pentru contactul metal-Xylan 1052	82
Figura 3.15 Evoluția presiunii pe suprafața de contact, pentru contactul sferă-plan	82
Figura 3.16 Reprezentarea mărimilor care intervin în analiza geometrică de contact	83
Figura 3.17 Reprezentarea în secțiune transversală a suprafeței de contact	86
Figura 4.1 Imaginea ansamblului roților dințate aflate în angrenare	99
Figura 4.2 Discretizarea adaptivă a ansamblului roților dințate	100
Figura 4.3 Simulare de mișcare pentru determinarea vitezei relative, la viteze de rotație ale pinionului de 500, 1000 și 1500 rot / min	101
Figura 4.4 a) Discretizarea adaptivă a unei porțiuni subțiri a flancului roților; b) Linia presiunii de contact între flancuri omoloage	102
Figura 4.5 Simularea solicitării de contact între cilindrii analitici de raze egale: a) Compresiunea suprafeței; b) Tensiunile dezvoltate în materialul fluoropolimeric	103
Figura 4.6 Distribuția presiunii pe suprafața de contact, în cazul alunecării spre dreapta a părții superioare	104
Figura 4.7 Aria suplimentară de contact funcție de adâncimea de uzare	105
Figura 4.8 Detalierea dispozitivului Ball-on-Disc, cu indicarea direcțiilor și sensurilor de rotație, translație și ajustare	106
Figura 4.9 Schemele analitice de dimensionare a dispozitivului Roto-Oscilator. Rezultă unghiuri de: a) 17°, b) 28° și c) 39°	109
Figura 4.10 Descrierea dispozitivului Roto-Oscilator și indicarea părților componente	111
Figura 4.11 a) Vedere de ansamblu a Roto-Oscilatorului, cu indicarea sensurilor de rotație și ajustare; b) Vedere frontală de contur	112
Figura 4.12 Discretizarea adaptivă a ansamblului Roto-Oscilator	113
Figura 4.13 Determinarea și localizarea solicitării maxime von Mises	113
Figura 4.14 Determinarea și localizarea deformației maxime	114
Figura 4.15 Simularea mișcării pentru determinarea variației unghiului de oscilație: a) 17°; b) 28°; c) 39°	115
Figura 5.1 Adâncimea de comprimare în funcție de presiunea maximă de contact	120
Figura 5.2 Aria inițială de contact în funcție de forța de apăsare	120
Figura 5.3 Analiza suprafețelor pentru cazurile de contact sferic și plan	121
Figura 5.4 Evoluția ariei reale de contact funcție de forța de apăsare	123
Figura 5.5 Evoluția ariei reale de contact funcție de forța de apăsare	124

Figura 5.6 Imaginea descriptivă a dispozitivului tribologic experimental Ball - on – Disk	127
Figura 5.7 Caracteristicile arcurilor elicoidale folosite în cadrul experimentelor.....	128
Figura 5.8 Aspectul vizual al bilelor în zonele de contact după utilizare	128
Figura 5.9 A - urmele uzării, B - aspectul inițial al stratului de acoperire	130
Figura 5.10 Mărirea zonei defectului de aplicare a stratului de Xylan 1052	131
Figura 5.11 Aspectul urmelor de uzare după o mărire de 50 ori.....	132
Figura 5.12 Evoluția uzurii pentru contactul sferic mixt	134
Figura 5.13 Evoluția uzurii pentru contactul sferic acoperit.....	135
Figura 5.14 Caracteristica evolutivă a uzării pentru solicitările de contact plan	136
Figura 5.15 Tipologia evolutivă a adâncimii uzurii, la 30 N/mm ² presiune de contact și 700 mm/s viteză relativă de alunecare	137
Figura 5.16 Tipologia uzurii, la 30 N/mm ² presiune de contact și 1400 mm/s viteză relativă de alunecare.....	137
Figura 5.17 Evoluția uzurii stratului fluoropolimeric, la 30 N/mm ² presiune de contact și 2100 mm/s viteză relativă de alunecare	138
Figura 5.18 Numărul ciclurilor de uzare caracteristic ambelor suprafețe acoperite	139
Figura 5.19 Numărul ciclurilor de uzare caracteristic contactului cu bilă neacoperită.....	140
Figura 5.20 Aproximarea prin interpolarea unei curbe exponențiale.....	141
Figura 5.21 Evoluția coeficientului de frecare în funcție de natura contactului și regimul de lubrifiere	142
Figura 5.22 Timpul de uzare funcție de temperatura de lucru	144
Figura 6.1 Echipamentul de testare asamblat și pregătit pentru efectuarea încercărilor experimentale	150
Figura 6.2 Descrierea structurală a instalației experimentale	152
Figura 6.3 Modul de angrenare a dinților în poziția de mijloc a unghiului de oscilație	153
Figura 6.4 Caracteristica experimentală și cea liniarizată a arcului 2 de tracțiune	155
Figura 6.5 Dimensiunile arcului de tracțiune	155
Figura 6.6 Verificarea petei de contact	156
Figura 6.7 Roțile dințate fluoropolimerizate pregătite pentru testare	156
Figura 6.8 Schematizarea analitic-geometrică a modului de evaluare a adâncimii de strivire a suprafețelor aflate în contact, în funcție de forța aplicată	157
Figura 6.9 Verificarea fixării pinionului	160
Figura 6.10 Determinarea adâncimii de strivire a materialului de acoperire	160

Figura 6.11 Analiza geometrică a încărcării standului cu forța elastică de rezistență	161
Figura 6.12 Evidențierea uzurii în diferite stadii de evoluție și localizarea zonelor de interes, la o sollicitare de contact de 5 N/mm^2	163
Figura 6.13 Evoluția uzurii materialului de acoperire pentru o sollicitare de 10 N/mm^2	164
Figura 6.14 Aspectul flancului fluoropolimerizat după creșterea vitezei de rotație	165
Figura 6.15 Aspectul flancului și materialului de acoperire după creșterea încărcării și vitezei	165
Figura 6.16 Pulbere de culoare neagră situată sub locul angrenării	166
Figura 6.17 Aspectarea flancurilor pentru evaluarea vizuală a uzurii.....	166
Figura 6.18 Pinionul după îndepărtarea materialului fluoropolimeric uzat de pe flancul a patru dinți.....	167
Figura 6.19 Angrenarea între flancurile neacoperite și acoperite fluoropolimeric	167
Figura 6.20 Aspectul flancurilor în cazul uzării mixte, metal - fluoropolimer	168
Figura 6.21 Uzarea flancurilor pentru modul de contact mixt la lubrifiere săracă	168
Figura 6.22 Aspectarea flancurilor neacoperite, după finalizarea testelor	169
Figura 6.23 Echipamentul de determinare a gradului de uzare prin analiza vitezei și accelerației vibrațiilor pe axa Z	169
Figura 6.24 Locul de amplasare al senzorului piezoelectric triaxial.....	170
Figura 6.25 Modul de manifestare a vitezei și accelerației pe axa Z (verticală).....	170
Figura 6.26 Viteza vibrației pe axa Z în funcție de turație.....	172
Figura 6.27 Accelerația vibrației pe axa Z în funcție de turație	173
Figura 6.28 Presiunea de contact în funcție de perioada uzurii, pentru contactul fluoropolimeric	174
Figura 6.29 Presiunea de contact în funcție de perioada uzurii, pentru contactul mixt	175
Figura 6.30 Timpul de uzare în funcție de turație, pentru contactul fluoropolimeric	176
Figura 6.31 Timpul de uzare în funcție de turație, în cazul contactului mixt	177
Figura 6.32 Aproximarea evoluției uzurii, prin interpolarea unei curbe de funcție cunoscută... ..	178
Figura 6.33 Factorul influenței temperaturii exprimat ca funcție de sollicitarea de contact, turtie și regimul de lubrifiere.....	180

LISTA CU NOTAȚII

3D	Tridimensional
a	Distnța dintre axe
A	Punctul de contact între flancurile omoloage, corespunzător intrării în angrenare a dintelui pinionului
A _a	Amplitudinea accelerației vibrației pe axa Z (Verticală)
A _c	Aria de contact sferic, corespunzătoare corzii c
a _H	Raza suprafeței hertziene de contact
A _r	Aria efectivă de contact rezultată, ca urmare a uzurii progresive
AR _f	Armonica frecvenței de angrenare și frecvența corespunzătoare acesteia
A _s	Aria efectivă de contact sferic, corespunzătoare arcului s
A _{sm}	Aria rezultată, ca urmare a uzurii progresive
A _{ss}	Aria urmei de uzare, ca urmare a uzurii progresive
A _{tr}	Aria totală rezultată, în cazul contactului sferic
A _v	Amplitudinea vitezei vibrației pe axa Z (Verticală)
b	Lățimea roții dințate
B	Punctul de contact între flancurile omoloage, corespunzător ieșirii din angrenare a dintelui pinionului
b _H	Semilățimea hertziană de contact
b _w	Lățimea de lucru a angrenajului
c	Coarda corespunzătoare unui cerc de rază R
CAD / CAM / CAE	Computer-Aided Design / Computer-Aided Manufacturing / Computer-Aided Engineering - proiectare asistată de calculator / fabricație asistată de calculator / activitate de inginerie asistată de calculator
c _p	Căldura specifică
d _a	Diametrul de cap
d _f	Diametrul de picior
d _w	Diametrul de divizare
E	Modulul de elasticitate longitudinal
E'	Modulul de elasticitate longitudinal echivalent
e _{coez}	Energia moleculară de coeziune
EH	Grad de umiditate
e _{subl}	Energia moleculară de sublimare
EP	Aditivi epoxidici
F	Forța de acțiune
F - F	Contact între două suprafețe fluoropolimerizate, contact acoperit

f_1	Factor de viteză
f_2	Factor de serviciu
f_a	Coeficientul frecării de alunecare
f_A	Frecvența angrenării
F_f	Forța de frecare
F_{mt}	Forța tangențială maximă în funcție de F_r
F_{Mt}	Forța tangențială maximă în funcție de θ_t și F_r
F_n	Forța normală pe dinte
f_r	Coeficientul frecării de rostogolire
F_r	Forța de acțiune rezultată, pentru crearea cuplului rezistent necesar
F_{tH}	Forța tangențială
F_t	Proiecția lui F_n pe tangenta din planul frontal
h	Adâncimea de uzare a stratului fluoropolimeric
HB	Duritatea Brinell
h_{nP}	Adâncimea de uzare după direcția normalei la flanc
h_r	Adâncimea de uzare rezultată, ca urmare a uzurii progresive
HRC	Duritatea Rockwell
h_t	Adâncimea de uzare totală maximă
h_{tA}	Adâncimea de uzare în punctul A de contact, după direcția tangentei
h_{tP}	Adâncimea de uzare în polul angrenării, după direcția tangentei
h_v	Adâncimea de uzare progresivă
i	Raportul de transmitere
i_c	Gradul procentual de corecție datorat optimizării forței F_{Mt}
i_i	Diferența procentuală între F_{mt} și F_{Mt}
I_{uh}	Intensitatea medie a uzării
k_l	Coeficient dependent de v
K_A	Factorul de utilizare
$K_{H\alpha}$	Factorul repartiției frontale a sarcinii
$K_{H\beta}$	Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii
K_V	Factorul dinamic
KCU	Reziliența
KV	Energia de rupere
L	Lungimea de contact
l_c	Segmentul de angrenare

Cercetări experimentale privind capacitatea de încărcare a mecanismelor cu roți dințate fluoropolimerizate

LED	Diodă electroluminiscentă
l_m	Lungimea segmentului corespunzător liniei de angrenare, de la baza roții la punctul de contact B
l_M	Lungimea segmentului corespunzător liniei de angrenare, de la baza roții la punctul de contact A
l_p	Lungimea segmentului corespunzător liniei de angrenare, de la baza roții la polul angrenării
m	Modulul danturii
M - F	Contact între o suprafață metalică și o suprafață fluoropolimerizată, contact mixt
MEF / FEA	Metoda Elementelor Finite
M_{fr}	Momentul rezultat, ca urmare a frecării de contact
m_n	Modulul normal
M_r	Cuplul rezistent necesar testărilor cu ajutorul dispozitivului Roto - Oscilator
m_t	Modulul frontal
MoS ₂	Bisulfura de Molibden
M_x	Șurub metric cu diametrul x
m_H^*	Masa redusă pe linia de contact
n	Turația
N	Număr de cicluri
N_{ef}	Număr efectiv de cicluri
N_{HB}	Numarul echivalent de cicluri de funcționare, pentru reducerea unei încărcări variabile la una constantă
N_{HE}	Numărul de cicluri de bază la solicitarea de contact
$N_{H\ st}$	Numărul de încărcări statice pentru solicitarea de contact
OL	Oțel laminat
OLC	Oțel-Carbon
Q	Energia termică
P	Polul angrenării
P - P	Contact între două suprafețe plane, contact plan
p_c	Presiunea aparentă de contact
PC	Personal Computer - computer personal
p_M	Presiunea maximă de contact
p_{med}	Presiunea medie de contact
p_n	Presiunea nominală
P_r	Presiunea reală de contact
PTFE	Politetrafluoroetilenă

Cercetări experimentale privind capacitatea de încărcare a mecanismelor cu roți dințate fluoropolimerizate

R	Rază
R'	Raza echivalentă
R _m	Rezistența la rupere
R _{max}	Rugozitatea maximă
s	Arcul de cerc corespunzător corzii c
S _H	Factorul de siguranță admisibil la solicitarea de contact
S _{HP}	Factorul de siguranță minim admisibil la solicitarea de contact
S - P	Contact între o suprafață sferică și o suprafață plană, contact sferic
T	Temperatura
T _o	Temperatura mediului ambiant
T _{max}	Temperatura maximă
T _{med}	Temperatura medie
t _{stab}	Timpul de stabilizare a temperaturii de contact
T _{stab}	Temperatura stabilizată de contact
t _u	Timpul de uzare, corespunzător cazurilor de determinare a temperaturii de contact
v	Viteza periferică pe diametrul de divizare
„V”	Profil în V al danturii, pe lățimea roții
v _a	Viteza de alunecare relativă
v ⁿ	Viteza periferică normală
v ^t	Viteza periferică tangențială
v _α	Viteza de alunecare în punctele de contact
Xylan 1052	Fluoropolimer dezvoltat de Whitford Plastics Ltd- Marea Britanie
y	Coeficient de profil al dintelui
z	Numărul de dinți
Z _E	Factorul materialelor
Z _H	Factorul zonei de contact
Z _L	Factorul influenței ungerii asupra solicitării de contact
Z _{N st}	Factorul durabilității flancurilor dinților la solicitarea statică
Z _R	Factorul rugozității flancurilor dinților
Z _T	Factorul influenței temperaturii asupra solicitării de contact
z _u	Numărul de dinți care angrenează, în funcție de unghiul de oscilație
Z _V	Factorul influenței vitezei periferice asupra solicitării de contact
Z _W	Factorul raportului durtății flancurilor
Z _X	Factorul de dimensiune pentru solicitarea de contact
Z _β	Factorul înclinării dinților

Z_e	Factorul lungimii minime de contact
α	Unghiul de angrenare
α_h	Coeficientul pierderilor prin histerezis
α_n	Unghiul de angrenare în plan normal
α_t	Unghiul profilului în plan frontal
α_{wt}	Unghiul de angrenare în plan frontal
β	Unghiul de inclinare al dinților pe cilindrul de rostogolire
β_b	Unghiul de inclinare al dinților pe cilindrul de bază
δ	Grosimea stratului de penetrație a temperaturii
ε_0	Deformația relativă
ε_α	Gradul de acoperire frontal al danturii
ε_β	Gradul de acoperire al danturii datorat înclinării dinților
ε_T	Gradul de acoperire total
λ	Conductivitatea termică a materialului
μ_{ff}	Coeficientul de frecare dinamic specific regimului lubrifiat și contactului acoperit
μ_{FF}	Coeficientul de frecare dinamic specific regimului uscat și contactului acoperit
μ_{mf}	Coeficientul de frecare dinamic specific regimului lubrifiat și contactului mixt
μ_{MF}	Coeficientul de frecare dinamic specific regimului uscat și contactului mixt
ν	Vâscozitatea cinematică
ω	Viteza unghiulară
σ_0	Efort unitar
σ_{-1}	Rezistența la oboseală prin încovoiere alternantă
σ_c	Efortul de curgere al materialului
σ_d	Tensiunea admisibilă la oboseala de contact, în cazul materialelor polimerice
σ_e	Tensiunea efectivă de contact, corespunzătoare p_M folosite în cadrul experimentelor
σ_{o1}	Rezistența la oboseală prin încovoiere pulsatorie
σ_H	Tensiunea de contact necesară
$\sigma_{H \text{ lim}}$	Tensiunea limită de contact
$\sigma_{H \text{ lim st}}$	Tensiunea limită statică de contact a flancurilor dinților
σ_{HP}	Tensiunea admisibilă la oboseala de contact
σ_{osa}	Rezistența admisibilă la oboseala de contact
σ_c^r	Tensiunea de rupere la compresiune
σ_r^{tr}	Tensiunea de rupere la tracțiune
τ_0	Efortul tangențial de frecare
θ	Unghiul corespunzător arcului s și corzii c

θ_{at}	Unghiul de angrenare total, corespunzător unui flanc de dinte sau unei porțiuni a acestuia, egal cu unghiul de oscilație
θ_t	Unghiul de oscilație rezultat la ieșirea din reductor

INTRODUCERE

Cercetările științifice experimentale realizate pe parcursul tezei de doctorat: „CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND CAPACITATEA DE ÎNCĂRCARE A MECANISMELOR CU ROȚI DINȚATE FLUOROPOLIMERIZATE”, se încadrează într-un domeniu de interes științific major cu privire la comportarea materialelor compozite în cazul solicitărilor de contact, în diverse condiții de funcționare, specifice angrenajelor cu roți dințate. Roțile dințate fluoropolimerizate, prezintă o structură hibridă novativă, ca urmare a aplicării unui strat din material fluoropolimeric, de grosimea câtorva zeci de microni, pe suprafața flancurilor dinților, care oferă avantajele protecției împotriva agenților corozivi, diminuarea amplitudinii vibrațiilor și zgomotului, posibilitatea utilizării ca strat de uzură.

Ipotezele de testare formulate, pentru obținerea unor moduri diferite de analiză, oferă posibilitatea extragerii unor informații importante despre uzarea materialelor compozite fluoropolimerice în condițiile a două tipuri de contact, fluoropolimer - fluoropolimer și metal - fluoropolimer, în regim de lucru uscat (fără lubrifiere), One - Touch (cu lubrifiere săracă) și continuu (cu lubrifiere continuă). Teza constituie o importantă sursă de informații, cu caracter calitativ și cantitativ, prin numărul mare de încercări experimentale realizate și modul de analiză și interpretare a rezultatelor obținute.

Teza nu dorește a se constitui într-o simplă testare în ceea ce privește capacitatea de încărcare a unui singur tip de material, ci propune, de fapt, un algoritm de analiză structurat al oricărui tip de material plastic sau polimer, folosit într-o asemenea structură. Astfel, etapizat se prezintă modalitățile de calcul matematic, analiză cu element finit, modalitatea de determinare a unor valori experimentale preliminare și dispozitivul necesar obținerii acestora, modalitatea de realizare a încercărilor experimentale propriu-zise, pe baza datelor din testările preliminare, și dispozitivul de testare aferent. Corespunzător fiecărei etape, este prezentat și un mod de analiză și interpretare a rezultatelor, pentru a fi folosite adecvat în etapele ulterioare.

Dispozitivele proiectate și realizate, pentru obținerea datelor experimentale, permit efectuarea unui număr mare de încercări, folosind un număr mic de probe, sunt relativ simple și ușor de manipulat, dar prezintă o precizie mare de lucru, pentru a conferi o acuratețe ridicată datelor obținute.

Oportunitatea cercetărilor efectuate, rezidă din lipsa datelor, în general, cu privire la capacitatea de încărcare a materialelor plastice și polimerice, mai ales a celor de concepție

recentă, și, în special, când sunt folosite într-o astfel de structură. De aceea, se dorește ca prezenta teză, să constituie o structură algoritmică solidă de tratare științifică a problematicii solicitării de contact, pentru cazul roților dințate cu structuri asemănătoare, nu doar a fluoropolimerului ales în acest caz. Modelele metodice utilizate sunt interconectate într-o structură amplă cu caracter complet și complex, de determinare, în condiții foarte variate, a valorilor parametrilor corespunzători solicitării de contact și cu implicare asupra tribologiei suprafețelor aflate în contact.

Roțile dințate cu structură novativă hibridă, conferă caracteristici funcționale îmbunătățite. Roțile dințate fluoropolimerizate, datorită acoperirii danturii, diminuează amplitudinea vibrațiilor și zgomotului, permițând un confort sporit în exploatare. Tot datorită fluoropolimerizării, se prelungește durata de viață a acestora, în condițiile funcționării într-un mediu coroziv. Deși prezintă caracteristici bune de contact, în condiții de funcționare, relativ ușoare, la solicitări scăzute și viteze mici, se pot folosi acolo unde un astfel de comportament este agreat, accentul punându-se pe confortul oferit de diminuarea vibrațiilor și zgomotului, precum și a preciziei de mișcare, cu prețuri mici de întreținere a mecanismelor.

Procesul de fluoropolimerizare, durează o perioadă scurtă de timp, se realizează relativ ușor prin procedee simple, iar prețul unei acoperiri, în raport cu al unei prelucrări metalice, este semnificativ mai scăzut. Apreciindu-se că, prin fluoropolimerizare, se realizează un comportament al roților dințate aflate în angrenare, asemănător prelucrării într-o clasă superioară a flancurilor dinților, iar costul este mult mai mic, se impune o cercetare asupra capacității de încărcare, pentru a permite determinarea clară a necesității folosirii unor astfel de tipologii de roți dințate în angrenajele mecanismelor.

Având în vedere multitudinea de mecanisme, care utilizează angrenaje cu roți dințate de tip - dimensiuni foarte diferite, rezultă necesitatea clară a testării acestor roți cu structură hibridă, în condiții și prin formularea unor ipoteze de lucru, foarte variate. Cu cât varietatea încercărilor experimentale este mai mare, prelevarea datelor mai precisă și interpretarea rezultatelor mai exactă, cu atât informațiile obținute vor fi mai relevante și utile.

Obiectivele urmărite în prezenta teză de doctorat sunt următoarele:

- analiza stadiului actual al problematicii pe baza unei documentări ample, specializate și bogate, astfel încât să poată fi evidențiat în mod comparativ stadiul cercetărilor în domeniu. În acest sens au fost parcurse selectiv și studiate, categorii de documente bibliografice, cum sunt: documentații de referință cu caracter de reglementare, articole sau rezultate ale cercetărilor publicate, capitole speciale sau de specialitate din cărți publicate de edituri cunoscute. Principial, au putut fi localizate printr-o individualizare adecvată metodele existente referitoare la solicitarea

de contact corespunzătoare materialelor metalice și plastice sau polimerice, modalități de manifestare a defectelor de portanță, metode de diminuare a efectelor acestora și factori tribologici cu implicație asupra capacității de încărcare. De asemenea, s-au identificat metode analitice și experimentale pentru determinarea contactului între materiale, condiții de testare și dispozitivele folosite în acest sens;

- stabilirea unui model analitic adecvat pentru determinarea solicitării de contact, corespunzător necesităților tipologice atribuite roților dințate fluoropolimerizate, considerând implicarea deosebit de importantă pe care o are creșterea temperaturii în zona de contact;

- realizarea unor încercări experimentale inițiale, cu caracter incipient, asupra comportamentului la solicitarea de contact a roților dințate acoperite fluoropolimeric, pentru obținerea unor date necesare structurării unei metodologii viitoare de testare;

- fundamentarea unui algoritm adaptabil de analiză cu element finit, în SolidWorks, asupra solicitării de contact, corelat cu tipologia structurală a roților dințate de construcție hibridă. Se prevăd două etape de analiză, cea corespunzătoare cinetostaticii și dinamicii angrenării, prin studiu de mișcare, și cea atribuită staticii și dinamicii de contact, prin simularea cu element finit. Au rezultat, astfel, condițiile și parametrii necesari formulării adecvate a ipotezelor de testare, precum și modalitatea structurată a realizării cercetării experimentale practice. De asemenea, ca urmare a necesității impuse de modalitatea variată și complexă a solicitării de contact, se determină iminența proiectării a două dispozitive necesare experimentelor practice, care să corespundă funcțional și structural, determinării capacității de încărcare, prin intermediul uzării, și a coeficienților tribologici, care influențează capacitatea de încărcare;

- testarea preliminară a solicitării de contact, se realizează cu ajutorul dispozitivului special proiectat și realizat pentru această fază experimentală. Datele prelevate din această fază și interpretate adecvat, vor fi folosite pentru adaptarea și corelarea, valorică și condițională, a parametrilor ipotezelor de lucru, necesare fazei încercărilor experimentale propriu-zise, cu caracter final;

- testarea propriu-zisă, presupune efectuarea unor încercări experimentale cu caracter concluziv, final. Acestea se vor realiza, folosind dispozitivul special proiectat și realizat, direct pe roțile dințate, în procesul de angrenare. Rezultatele s-au interpretat, atât cantitativ, cât și calitativ, urmărindu-se caracterul relevant al acestora;

- formularea adecvată și atentă a concluziilor finale și a contribuțiilor personale, din care au rezultat într-un mod relevant, posibilități și modalități viitoare de cercetare științifică. Diseminarea rezultatelor științifice teoretice și practice ale cercetărilor pe categorii de domenii

de interes în rândul specialiștilor, astfel încât rezultatele să fie transmise și valorificate pe niveluri de competență și grad de aplicare practică în inginerie.

În cadrul cercetărilor prezentate în această teză, au fost stabilite **ipoteze de lucru** clare și aplicate adecvat pe tematica de cercetare, cu considerarea condițiilor tehnice reale și a unui algoritm de testare experimentală structurat pe patru faze:

1. Testarea inițială:

- roțile dințate sunt testate la o solicitare de contact corespunzătoare rezultatelor calcului analitic, unde s-a ținut seama de tensiunea limită maximă de contact indicată de producător pentru regim static, diminuată de factorii geometrici, de lucru și de material, considerați conform regimului de testare;

- turația de lucru fiind considerată pentru trei valori fixe și constante: 500, 1000 și 1500 rot/min;

- regimul de lubrifiere continuă, în baie de ulei.

2. Analiza cu element finit în SolidWorks:

- studiul de mișcare, unde se impun o parte a parametrilor dinamici, turații și accelerații, o parte din parametrii cinetostatici, cuplul de antrenare și cel rezistent, rezultând ceilalți parametrii cinetostatici, forțe și presiuni, cinematici de forme ale mișcării și dinamici - viteze relative;

- simulări cu element finit, pentru determinarea parametrilor solicitării de contact. Pentru solicitare statică se formulează fixările și constrângerile, și se impun forțe sau presiuni, rezultând tensiunile von Mises, deplasări și comprimări. Solicitățile dinamice, au fost determinate ca urmare a impunerii modului sinusoidal de acțiune al forței, la frecvențe corespunzătoare turației din încercările experimentale practice.

3. Testarea preliminară pe dispozitivul tribologic Ball - on - Disc:

- se utilizează două tipuri de contact: fluoropolimer - fluoropolimer (acoperit) și metal - fluoropolimer (mixt);

- pentru fiecare tip de contact, sunt adoptate trei regimuri de funcționare, în funcție de lubrifiere: uscat (fără lubrifiere), One - Touch (lubrifiere săracă) și continuu (lubrifiere continuă);

- corespunzător fiecărui tip de contact și regim de funcționare, se stabilesc trei valori ale vitezei de alunecare relativă (proporțional cu turația): 700, 1400 și 2100 mm/s;

- aferent fiecărei situații, din cele optsprezece enunțate anterior, se impun trei presiuni de contact: 5, 15 și 30 N/mm².

4. Testarea propriu-zisă se efectuează cu ajutorul dispozitivului Roto - Oscilator, după corelarea valorică a unor parametri, corespunzător testării preliminare:

- se utilizează două tipuri de contact: fluoropolimer - fluoropolimer (acoperit) și metal - fluoropolimer (mixt);
- pentru fiecare tip de contact, sunt adoptate trei regimuri de funcționare, în funcție de lubrifiere: uscat (fără lubrifiere), One - Touch (lubrifiere săracă) și continuu (lubrifiere continuă);
- corespunzător fiecărui tip de contact și regim de funcționare, se stabilesc trei valori ale turației: 300, 500 și 700 mm/s;
- aferent fiecărei situații, din cele optsprezece enunțate anterior, se impun trei presiuni de contact: 5, 10 și 15 N/mm².

Structura tezei

Pentru a răspunde obiectivelor propuse, teza este structurată pe șapte capitole, pornindu-se de la datele și modalitățile de cercetare actuale în privința capacității de încărcare, prezentate în literatura de specialitate, continuând cu abordări teoretice privind modelul analitic de calcul al solicitării de contact, testarea inițială a roților dințate pe standul de probe, la o încărcare stabilită prin calcul, realizarea unui model de analiză cu element finit a solicitării de contact, proiectarea a două dispozitive necesare încercărilor experimentale practice, stabilirea condițiilor de testare preliminară, testarea preliminară pe dispozitivul realizat Ball - on - Disc, testarea propriu-zisă a roților dințate fluoropolimerizate cu ajutorul dispozitivului realizat Roto - Oscilator, în condițiile corelate cu rezultatele testării preliminare. Rezultatele fiecărei etape și modalități de testare, sunt analizate și interpretate, pentru a fi folosite în etapa următoare. Conceptele analitice matematice și de simulare dezvoltate, sunt folosite și validate prin experimente practice reale, iar la final sunt prezentate concluzii relevante, evidențiate adecvat contribuțiile personale și sugerate viitoare modalități importante de cercetare.

Capitolul 1 prezintă sinteza materialului bibliografic, care a fost realizată ca o analogie între cele două tipologii constructive de roți dințate, cele metalice și cele din materiale plastice sau polimeri, cu privire la capacitatea de încărcare și la efectul acesteia, uzura. Tribologia materialelor și condițiilor de funcționare, au, de asemenea, o implicare completativă asupra capacității de încărcare. S-a realizat o succintă prezentare și o clasificare a roților dințate, subliniindu-se rolul funcțional al acestora și particularitățile constructive. Materialele folosite în construcția roților dințate, atât cele metalice, cât și cele plastice, au fost tratate din punctul de vedere al capacității de încărcare, cu avantajele și dezavantajele oferite. A fost relevată o analogie în privința defectelor care apar la roțile dințate metalice și la cele din materiale plastice, prezentându-se particularitățile corespunzătoare și metodele adoptate pentru diminuarea efectelor acestora. Factorii care influențează capacitatea de încărcare și, implicit, uzura, au fost

considerați analitic, în funcție de condiții diverse de lucru. Concluziile și contribuțiile personale sunt prezentate la sfârșitul capitolului.

În urma analogiei realizate între modelul de calcul al solicitării de contact în cazul materialelor metalice și cel al materialelor plastice, în **capitolul 2** a fost adoptat ca model de calcul, cel al materialelor metalice, cu o completare care să țină cont de influența temperaturii asupra contactului. Modalitatea de corelare a noului factor de temperatură introdus - Z_T , este apreciată în raport cu alți factori specifici modului de lucru și dinamicii funcționale. Prin corelarea realizată, se va adapta valoarea solicitării de contact, oferind o modalitate de calcul mai completă și corectă. Concluziile și contribuțiile personale sunt prezentate la sfârșitul capitolului.

În **capitolul 3**, „*Formularea problematicii de testare a roților dințate cilindrice, în vederea determinării capacității portante a filmului fluoropolimeric*“, se fac considerații asupra materialului fluoropolimeric, în urma unei testări inițiale, care la viteze mari de alunecare relativă a flancurilor dinților, datorită frecării, își mărește temperatura în stratul superficial. Astfel că, se apreciază ca insuficientă capacitatea acestuia de a disipa căldura acumulată, către materialul de bază. Datorită locului de manifestare a uzurii, la intrarea și ieșirea din angrenare, unde vitezele relative de alunecare între flancurile omoloage sunt maxime, s-a procedat la determinarea valorică a acestora. Se sugerează un algoritm complex de determinare a capacității de încărcare, care presupune o analiză cu element finit, sub aspecte diferite, a solicitării de contact și stabilirea unei căi de determinare experimentală practică. Testarea practică va cuprinde două etape, etapa testării preliminare și etapa testării propriu-zise. A fost formulată problematica de testare, ca urmare a tipologiei constructive a roților dințate, a considerațiilor funcționale și unei testări incipiente, rezultând un algoritm de testare, care cuprinde condiții bine definite și ipotezele de lucru, în care se realizează acestea. Constructiv, se impune testarea contactului între flancuri omoloage fluoropolimerizate și mixte. Concluziile și contribuțiile personale sunt prezentate la sfârșitul capitolului.

Capitolul 4, „*Model de analiză numerică cu element finit al parametrilor cinematici, dinamici și solicitării de contact, aplicat roților dințate acoperite fluoropolimeric*“, prezumă că, datorită tipologiei structurale diferite a acestor roți dințate, a trebuit elaborat un model diferit de analiza numerică, pentru cazul solicitării de contact, care presupune și realizarea unui model geometric al roților dințate, cu acuratețe crescută. Analiza numerică s-a derulat în două etape: Motion Simulation - Simulare de Mișcare și Simulation Study - Simulare cu element finit. Ținându-se cont de rezultatele analitice și experimentale, obținute din analizele și simulările cu element finit, s-au proiectat, două noi dispozitive de testare, menite să satisfacă adaptiv, necesitatea și condițiile de testare complexe, pe care cazul roților dințate fluoropolimerizate îl

prezintă. Primul dispozitiv proiectat, Ball - on - Disc, este destinat testării preliminare a materialului fluoropolimeric, în condiții variate. Datele obținute, constituind punctul de plecare pentru efectuarea încercărilor la solicitarea de contact pe roțile dințate reale. Un avantaj important, îl constituie posibilitatea de adaptare a forței, care crează presiunea de contact, în mod continuu, fără întreruperea procesului de uzare. Cel de-al doilea dispozitiv, Roto-Oscilatorul, oferă posibilitatea unor testări variate a unui întreg flanc sau a unei anumite porțiuni a flancului dintelui roții, prin simpla modificare a unghiului de oscilație. Un alt mare avantaj al acestui dispozitiv, este acela al simplității structurale și de realizare, precum și al funcționării sigure. Concluziile și contribuțiile personale sunt prezentate la sfârșitul capitolului.

Capitolul 5, începe prin a reliefa optimizările analitico - tehnice ale dispozitivului Ball - on - Disc, după realizarea practică a acestuia. Corespunzător cu creșterea suprafeței de contact se determină variația forței de compensare necesare menținerii presiunii la o valoare stabilită. Partea experimentală a fost structurată și organizată cu precizie, ținându-se cont de cele mai variate forme de manifestare a solicitării de contact. Astfel, a fost determinată valoarea coeficientul de frecare, corespunzător frecării uscate sau lubrificate și tipurilor de contact acoperit sau mixt. De asemenea, a fost determinată dependența perioadei de uzare în condiții relativ grele, viteza relativă de alunecare maxim considerată și presiunea maximă de contact, ca funcție de temperatură. Datele prelevate din încercările experimentale, au fost centralizate și structurate, astfel încât graficele rezultate să conducă la o evaluare corectă a fenomenologiei solicitării de contact. Interpretarea rezultatelor a fost făcută, atât valoric, cât și evolutiv, prezentându-se aspectele cu caracter calitativ și cantitativ. Concluziile și contribuțiile personale sunt prezentate la sfârșitul capitolului.

Capitolul dedicat testării experimentale propriu-zise, **capitolul 6**, începe prin a face referire la realizarea constructivă și optimizarea funcțională a dispozitivului Roto-Oscilator, specificând optimizările tehnico - practice aduse acestuia, în vederea îmbunătățirii calității funcțional - experimentale, în scopul creșterii acurateții și preciziei de testare experimentală a solicitării de contact. Au fost evaluate și reconsiderate, după testarea preliminară, condițiile și ipotezele de testare. Datele prelevate din încercările experimentale, au fost centralizate și structurate în tabele, interpretarea rezultatelor a fost făcută, prezentându-se aspecte cu caracter calitativ și cantitativ, precum și modul de implicare a acestora în comportamentul de contact al suprafețelor fluoropolimerizate testate. Totodată, un aspect important îl constituie, corelarea valorii tensiunii de contact necesare, prin implicarea coeficientului de influență a temperaturii Z_T , a cărui determinare s-a realizat pentru cazul contactului acoperit. Concluziile și contribuțiile personale sunt prezentate la sfârșitul capitolului.

În **Capitolul 7** sunt prezentate concluziile finale și principalele contribuții personale, teoretice și aplicative, cuprinse în teza de doctorat, precum și viitoarele direcții de cercetare sugerate.

Capitolul 1. Aspecte generale privind transmisiile cu roți dințate

1.1 Prezentare generală

În construcția modernă de mașini și aparate, transmisia cu roți dințate reprezintă un mecanism important și des utilizat. Construcția unui automobil, unei mașini unelte, ca și aceea a unui strung, cuprinde zeci de roți dințate. În schemele cinematice ale unor mașini-unelte complexe se află sute de roți dințate. Dacă sunt executate îngrijit și montate corect, pot garanta siguranța în funcționare la viteze și puteri reduse, cazul aparatelor tip ceasornic, la puteri de zeci de MW, mașini grele, și la viteze periferice ridicate până la 100 - 150 m/s, mașini rapide [138].

Variația dimensională a roților dințate este determinată de stadiul general al dezvoltării construcției de mașini. În prezent se pot executa roți dințate cu diametre cuprinse între fracțiuni de milimetru și diametre mai mari de 10 m [41,42].

La turații mari, angrenajele produc zgomote de intensitate proporțională cu turația „n” și invers proporțională cu precizia de execuție și montaj. La angrenajele cu dinți înclinați, în „V” sau curbi, zgomotul este mai redus [37,38,61].

1.1.1 Scurtă descriere a mecanismelor cu roți dințate

Cunoscute sub denumirea de angrenaje, acestea servesc la transmiterea mișcării de rotație de la o roată conducătoare la o roată condusă, prin intermediul unor dinți care angrenează succesiv și continuu. Ele pot reduce viteza unghiulară de intrare sau amplifica această viteză și se numesc reductoare, respectiv, multiplicatoare. Angrenajele pot fi utilizate și pentru transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație și invers, când una dintre roți are o rază infinită, numită cremalieră [37,38,41,42,61].

Angrenajul cel mai simplu este format, de regulă, din două roți dințate cu forme și dimensiuni diferite. Roata se reprezintă sub formă de discuri și cercuri, figura 1.1 și are mai multe părți componente, fiecare cu rolul și importanța ei în funcționarea corectă a unui angrenaj. Acestea sunt: arborele; butucul; spițele sau discul care leagă obada de butuc; obada; coroana dințată. Butucul cu arborele formează diverse tipuri de îmbinări, fixe sau mobile. Fixe prin fretare, pană, caneluri, figura 1.1a; mobile cu mișcare de translație, de regulă, prin caneluri, figura 1.1c, de rotație, figura 1.1d, de rotație și translație, figura 1.1e; cuplaje, figura 1.1f. Cuplajul este realizat din [140]:

- 1-semicuplaj fix pe arbore;
- 2-semicuplaj solidar cu roata dințată, liberă pe arbore;

3-semicuplaj mobil, prin intermediul căruia, la deplasarea din o în x, se realizează fixarea roții pe arbore.

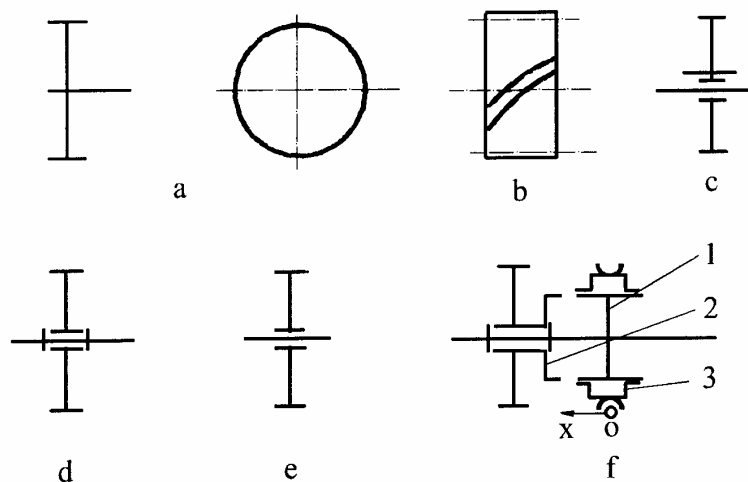


Figura 1.1 Tipuri de îmbinări

La roțile mici, dantura se execută direct din arbore. Dacă se dorește și reprezentarea formei longitudinale a dintelui se procedează ca în figura 1.1b, când pe axa roții se marchează forma dintelui prin: două segmente paralele cu axa roții pentru dinți drepecți; două segmente paralele între ele, dar înclinate față de axa roții pentru dantura înclinaată; două semne de V pentru danturile în V; două curbe pentru danturile curbe. Curbele, mai ales la roțile conice, pot fi: arce de cerc, cunoscute sub denumirea de dantură Gleason, evolventă sau paloidă, epicicloidă sau hipocicloidă, cunoscute ca eloide [140].

Se menționează faptul că, cel mai simplu angrenaj este format din două elemente mobile și unul fix, două cuple de rotație și o cuplă, de regulă superioară, de clasă patru care leagă cele două roți dințate. Cupla superioară se realizează între două suprafețe, numite *profile conjugate* și care respectă legile angrenării.

1.1.2 Clasificarea angrenajelor

Se impune stabilirea unor criterii de clasificare a angrenajelor, din cauza formelor variate, așa cum se arată în figura 1.2 [61,140]:

- după poziția axelor
- | | |
|---|------------------------------------|
| { | cu axe paralele, Fig.1.2a, |
| | cu axe concurente, Fig.1.2d, |
| | cu axe încrucisate, Fig.1.2e și f. |

- după forma roților
 - forme asemenea
 - cilindrice, Fig.1.2a,
 - conice, Fig.1.2d,
 - hiperboloidale, Fig.1.2e și f,
 - spirale,
 - eliptice.
 - forme diferite
 - melcate, Fig.1.2g și h,
 - cremaliera, Fig.1.2b,
 - cilindro - conice.
- după poziția roților
 - exterioare, Fig.1.2a, b, d, e, f,
 - interioare, Fig.1.2c.
- după sensul de rotație
 - în același sens, Fig.1.2c,
 - în sensuri contrare, Fig.1.2a
- după felul contactului
 - punctiform, Fig.1.2e,
 - liniar, Fig.1.2a, b, c, d,
 - suprafata, Fig.1.2g, h.
- după felul raportului de transmitere
 - constant,
 - variabil
 - continuu,
 - în trepte.
- după mărimea raportului de transmitere
 - reductor $i \geq 1$,
 - multiplicator $i < 1$.
- după direcția și forma longitudinală a dinților
 - drepti,
 - înclinați,
 - curbi, Fig.1.1b,
 - în V și W.
- după mișcarea axelor
 - fixe (ordinare),
 - mobile
 - planetare,
 - diferentiale,
- după profilul dintelui
 - evolventa, Fig.1.2a, c, d, e, f,
 - spirala arhimedica, Fig.1.2g și h numai la melci,
 - cicloidal,
 - linie dreaptă, Fig.1.2b numai la cremalieră,
 - arc de cerc.

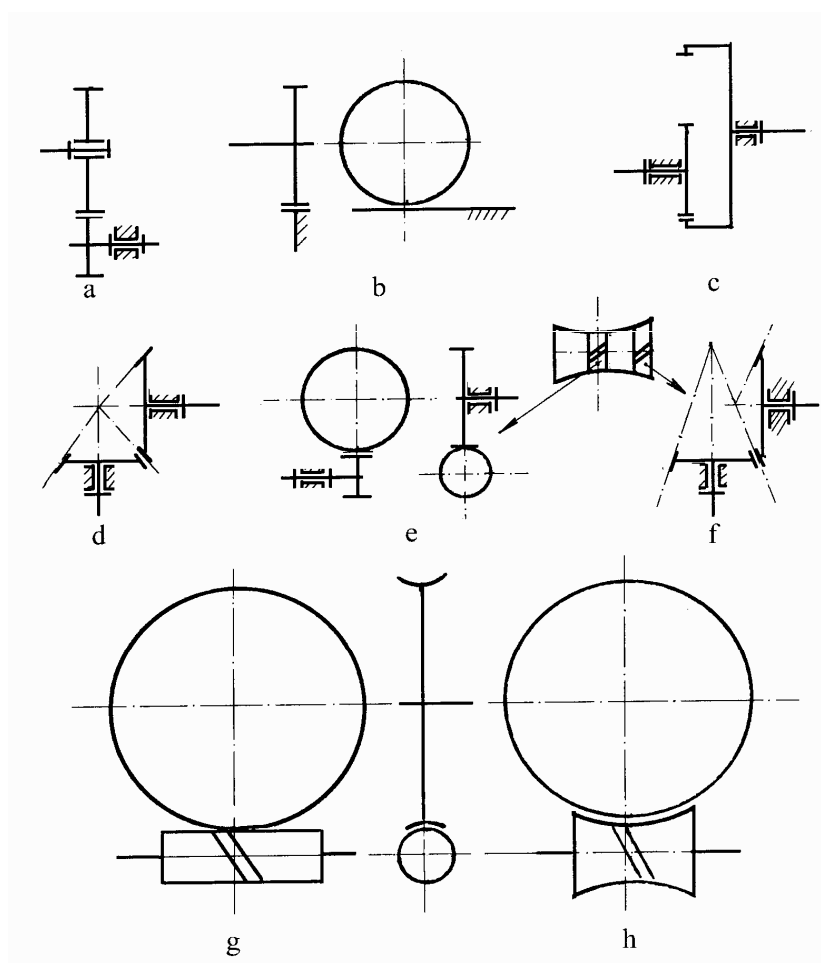


Figura 1.2 Reprezentarea angrenajelor

1.2 Materiale folosite la construcția roților dințate

În marea majoritate a cazurilor, valorile caracteristicilor de oboseală se aproximează în funcție de caracteristicile mecanice obținute prin tracțiune statică [172].

1.2.1 Materiale metalice folosite la realizarea roților dințate

Caracteristici mecanice principale ale oțelurilor destinate execuției roților dințate sunt: rezistența la oboseală prin contact pulsatoriu (σ_{os}), rezistența la oboseală prin încovoiere pulsatorie (σ_{o1}) sau alternantă (σ_{-1}) și reziliența (KCU) sau energia de rupere (KV). Prima dintre aceste caracteristici se referă la flancul dintelui, iar celelalte două la miezul dintelui și mai exact la secțiunea de la baza acestuia. Din acest motiv la roțile durificate în stratul de suprafață trebuie luate în considerare atât rezistența la presiunea de contact a stratului, cât și proprietățile miezului. Acestea din urmă fiind în funcție de starea structurală și de tensiuni interne a racordării de la baza dintelui [37,61,63,123,124,134,135,157].

Astfel, la oțelurile îmbunătățite care au o duritate de până la 35HRC (duritatea Rockwell) și o rezistență la rupere $R_m < 1.000 \text{ N/mm}^2$. S-a constatat existența unei dependențe liniare între rezistența la oboseală prin încovoiere și duritate

$$\sigma_{-1} \approx 16 \dots 20 \text{ HRC N/mm}^2 \quad (1.1)$$

Ținând seama de faptul că la oțelurile nealiante hipoeutectoide $R_m \approx 3,2 \text{ HB}$, iar la cele aliate hipoeutectoide $R_m \approx 3,5 \text{ HB}$, au fost stabilite următoarele corelații:

- la oțelurile carbon $\sigma_{-1} = 0,45 R_m \text{ N/mm}^2$;
- la oțelurile aliate $\sigma_{-1} = 0,4 R_m + 50 \text{ N/mm}^2$.

Rezistența la oboseală prin încovoiere pulsatorie poate fi aproximată

$$\sigma_{01} = 1,5 \cdot \sigma_{-1} \quad (1.2)$$

Pentru oțelurile semidure, cu tratament termic prin îmbunătățire, (sub 40HRC) rezistența admisibilă la oboseala de contact, se determină cu relația

$$\sigma_{osa} = 2,4 \text{ HB N/mm}^2 \quad (1.3)$$

unde HB este duritatea Brinell în daN/mm².

Pentru condiții mai severe de solicitare, se recurge la durificarea roților dințate fie prin căliri de suprafață, fie prin tratare termochimică. În asemenea cazuri, relațiile de aproximare a rezistenței admisibile la oboseală de contact sunt [37,61,63,123,124,134,135,157]:

- durificarea prin călirea stratului de suprafață (peste 40HRC):

$$\sigma_{osa} = 18 \text{ HRC N/mm}^2 \quad (1.4)$$

- durificarea prin carburare, urmată de călirea și revenirea joasă a oțelurilor nealiante sau slab aliate, cu $\text{HRC}_{mie} < 40$:

$$\sigma_{osa} = 21 \text{ HRC N/mm}^2 \quad (1.5)$$

- durificarea prin carburare - călire - revenire joasă a oțelurilor complex aliate, având $\text{HRC}_{mie} > 40$:

$$\sigma_{osa} = 31 \text{ HRC N/mm}^2 \quad (1.6)$$

- durificarea prin nitrurare, cianizare și carbonitrurare:

$$\sigma_{osa} = 28 \text{ HRC N/mm}^2 \quad (1.7)$$

Din aceste relații rezultă că rezistența la oboseală prin presiune de contact a roților dințate carburate - călite - revenite jos, se mărește o dată cu creșterea rezistenței miezului. Aceasta putându-se realiza pe următoarele două căi: ridicarea conținutului în carbon al miezului și concomitent, alierea sa complexă. Astfel, se explică tendința de mărire a conținutului maxim în carbon al oțelurilor pentru carburare la circa 0,30% și alierea cu mai multe elemente (în special formatoare de carburi), chiar dacă acestea se află în proporții mai mici. Această tendință oferă și

avantaje de productivitate deoarece sunt necesare straturi mai subțiri și ,deci, carburarea este mai scurtă și poate fi combinată cu călirea directă [37,61,63,123,124,134,135,157].

Folosirea oțelurilor pentru carburare cu conținut în carbon apropiat de 0,30% nu poate fi generalizată, deoarece la roțile dințate supuse unor solicitări cu șocuri deosebit de mari nu se pot asigura valorile impuse pentru reziliență și energie de rupere. De aceea, în aceste cazuri se folosesc oțeluri cu până la 0,20%C, aliate în mod obligatoriu și cu nichel [37,61,63,123,124].

Tratamentele de suprafață favorizează în plus creșterea rezistenței la încovoiere statică și ciclică.

Alături de caracteristicile mecanice, oțelurile pentru roți dințate trebuie să mai răspundă următoarelor cerințe: puritatea, ereditatea granulară, călibilitatea și prelucrabilitatea prin așchiere [37,61,63,123,124,134,135,157].

1.2.2 Materiale plastice folosite în construcția de roți dințate

Materialele plastice performante au o serie de proprietăți fizico-mecanice avantajoase, care fac posibilă folosirea lor la diverse tipuri de angrenaje [5,6,7,50,51,52,53,97,107,119,120].

Dintre acestea amintim [5,6,7,50,51,52,53,97,107,119,120]:

- caracteristici mecanice bune (rezistență la întindere-compresiune, duritate, tenacitate);
- rezistență la oboseală și la șocuri mecanice ;
- capacitate de amortizare mecanică;
- proprietăți bune de alunecare și antifricțiune;
- rezistență bună la uzură;
- prelucrabilitate bună prin așchiere (strunjire, frezare, mortezare, filetare).

Materialele plastice care prezintă proprietățile enumerate anterior și care sunt pretabile pentru confecționarea de angrenaje sunt următoarele [5,6,7,50,51,52,53,97,107,119,120]:

- poliamidele (PA, ERTALON, TERAMID);
- poliacetalii (POM, ERTACETAL);
- polietilentereftalatii (PETP, ERTALYTE).

Aceste tipuri de materiale sunt recomandate la angrenaje unde, pe lângă satisfacerea condițiilor de rezistență mecanică, sunt importante și următoarele aspecte [5,6,7,50,51,52,53,97]:

- funcționarea lină și silențioasă;
- rezistență bună la coroziune și agenți chimici;
- rezistență la uzură (cu sau fără ungere);
- rezistență la șocuri;
- greutate redusă;
- prețul de cost al produsului.

1.3 Modalitățile de uzare a flancurilor dinților roților dințate

Angrenajele, ca de altfel orice obiect material, au o durată de operare determinată, care depinde de construcția lor, de modul în care sunt folosite și întreținute.

1.3.1 În cazul roților metalice

Degradarea progresivă poartă numele de „uzură” și apare ca o consecință firească a unui șir întreg de factori, care intervin în cursul existenței utilajului [15,45,46,47,144].

Uzura fizică este caracterizată de modificarea însușirilor lui naturale, acestea putând fi constatate, în unele cazuri, chiar cu ochiul liber. Aceasta este de două feluri: dinamică și statică.

Uzura fizică dinamică apare și se manifestă numai pe intervalele de timp în care echipamentele respective funcționează în mod efectiv, de cele mai multe ori apare din cauza frecărilor la care sunt supuse diferitele piese, organe sau elemente care se găsesc în contact și în mișcare relativă.

În perioada de rodaj uzura crește foarte repede, odată cu egalizarea rizurilor și asperităților pe care le au întotdeauna suprafețele noi, iar către sfârșitul acesteia crește mai încet, până când se stabilizează la valorile normale de lucru.

Uzura fizică statică a utilajului se manifestă la orice utilaj indiferent dacă lucrează sau nu. Această uzură este cunoscută sub denumirea de „oboseală” sau „îmbătrânire”. Ea apare ca urmare a acțiunii exterioare a unor agenți chimici și prin modificări interne de structură a materialelor din care sunt confecționate. Spre deosebire de uzura fizică dinamică, care apare și se măsoară proporțional numai cu durata de funcționare a utilajului, uzura fizică statică crește proporțional cu durata însăși a existenței acestui utilaj.

Cerințele impuse roților dințate sunt multiple, dintre care mai importante sunt: rezistență ridicată la oboseală și uzură, elasticitate ridicată, coeficient de frecare redus, prelucrabilitate ușoară. Aceste cerințe sunt contradictorii, dar alegerea rațională a materialelor însoțită de aplicarea unor tratamente termice corespunzătoare, permit ca cerințele de mai sus să fie satisfăcute aproape în întregime.

Oboseala de contact (pitting) este principala cauză de distrugere a flancurilor dinților, mai ales la duriități mici și mijlocii ($HB \leq 4500 \text{ N/mm}^2$). Astfel, după un timp de funcționare ($N \geq 10^4$ cicluri), se observă apariția pe suprafața flancurilor active ale dinților o serie de gropițe; acestea se înmulțesc și cresc în mărime cu timpul și, în final, se distruge suprafața de lucru a dinților, dispare ungerea, cresc sarcina dinamică și zgomotul, iar angrenajul este scos din funcționare [45,46].

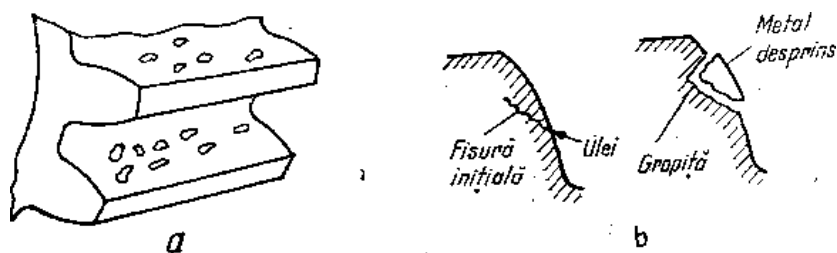


Figura 1.3 a) dinți cu pitting progresiv; b) fazele de formare a gropițelor

Pittingul incipient apare în perioada de rodaj, când pe vîrfurile rugozităților se formează gropițe multe, dar cu diametru mic ($d \geq 0,5$ mm), și care, pe măsura rodării flancurilor, se oprește din dezvoltare și chiar poate dispărea. Pittingul progresiv presupune gropițe cu dimensiuni mari de la început și se dezvoltă continuu pînă distruge suprafețele dinților.

Apariția gropițelor se explică prin oboseala superficială de contact a materialului dinților, fisura formîndu-se în general la suprafața dintelui, apoi se propagă în adîncime și în ea pătrunde ulei. Acesta este închis în fisură de flancul dintelui conjugat și, datorită presiunii hidrostatice mari, provocate de forța normală dintre flancurile în contact, uleiul rupe materialul pe o direcție aproape perpendiculară pe suprafața exterioară a dintelui, formînd astfel gropițele caracteristice pe flancul dintelui.

Rezistența la oboseala de contact a flancurilor dinților se poate mări prin: durificarea superficială a flancurilor dinților; alegerea de materiale cu rezistență mare la rupere și realizarea de tensiuni interne de compresiune; realizarea unei ungeri bune cu frecare redusă și a unei rugozități mici, deplasări pozitive cît mai mari de profil și alte modificări ale elementelor geometrice ale danturilor.

Griparea reprezintă deteriorarea rapidă prin uzarea intensivă de aderență a flancurilor active ale dinților și este hotărâtă de factorii tribologici ai angrenajului (stratul de lubrifiant dintre dinți, viteze de alunecare, frecarea dintre dinți). Se observă o gripare atermică, caracteristică transmisiilor cu viteze mici, încărcări mari și o gripate termică [45,46].

Griparea termică este caracteristică transmisiilor rapide și puternic încărcate, iar factorul hotărâtor este creșterea temperaturii în locurile de contact, cu distrugerea filmului de ungere și a straturilor punctelor fierbinți de contact. Datorită mișcării relative a flancurilor dinților, aceste microsuduri se rup. Apoi, la un nou contact, se formează din nou și, în final, apar pe flancul dintelui, în direcția vitezei de alunecare, zgîrieturi și benzi de gripare, care distrug forma și suprafața flancurilor dinților, distrug ungerea, măresc sarcinile dinamice, zgomotul, vibrațiile și conduc ori la blocarea transmisiei, prin sudarea dinților, ori la ruperea dinților, ori la aprinderea uleiului datorită creșterii puternice a temperaturii.

Se identifică o gripare de rodaj, care este o deteriorare ușoară a vîrfurilor rugozităților în procesul de rodaj, care se oprește din dezvoltare și o gripate progresivă.

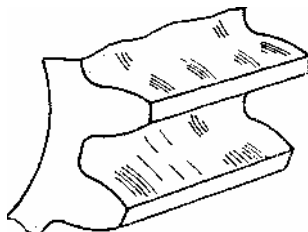


Figura 1.4 Griparea progresivă a danturii

Transmisiile cele mai sensibile la gripare sînt cele cu viteze mari de alunecare pe lățimea dintelui, în ordine: transmisia melcată (se utilizează cuplurile de materiale de antifricțiune și uleiuri puternic aditivate cu EP), transmisia hipoidă (se utilizează numai uleiuri cu EP) și transmisia cilindrică elicoidală. Transmisiile cu roți cilindrice sau conice se gripează numai la viteze periferice și încărcări mari (turbotransmisii, transmisii pentru avioane) [45,46].

Portanța la gripare a angrenajelor se poate mări prin: utilizarea de cupluri de antifricțiune, aditivarea uleiurilor mai ales cu EP, micșorarea frecării dintre dinți prin rugozitate mică, viteze de alunecare mici, tratamente termice sau termochimice de durificare a suprafeței dintelui, mai ales cementarea și nitrurarea, precizie ridicată, flancarea danturii și adoptarea de module mici [45,46].

S-a observat că la viteze mici portanța angrenajului este limitată de uzarea adezivă, iar la viteze normale limita o reprezintă oboseala de contact la danturile îmbunătățite, respectiv ruperea la oboseală a dintelui la danturile cementate.

Ca soluții pentru preîntâmpinarea acestor defecte sunt folosite, printre altele, flancarea și bombarea danturii.

Flancarea danturii

Flancarea danturii reprezintă o abatere voită de la forma teoretică a flancului dintelui, realizată pe înălțimea dintelui, în vederea compensării abaterilor de pas provocate de deformațiile dinților sub sarcină și realizării astfel a unei bune angrenări și funcționări a angrenajului [156].

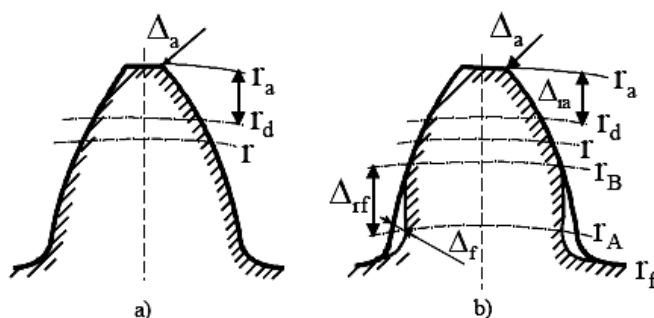


Figura 1.5 Moduri de executare a flancării dinților

Flancarea danturii se poate executa la capetele dinților ambelor roți în angrenare, sau la capul și piciorul dinților numai a uneia dintre roțile în angrenare (figura 1.5) [45,46].

Bombarea danturii

Bombarea reprezintă o reducere progresivă pe direcția longitudinală a grosimii unui dinte începând din partea lui mediană către fiecare din extremități [156].

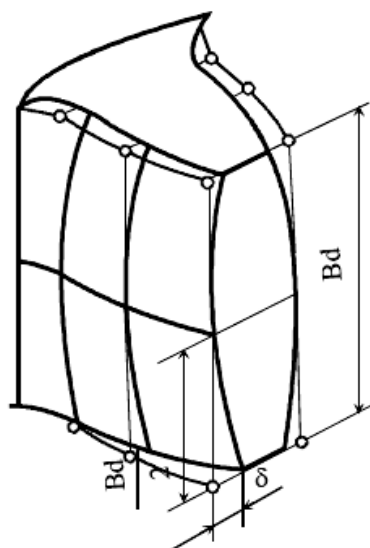


Figura 1.6 Bombarea danturii

Prin aplicarea bombării, între flancurile conjugate se stabilește un contact teoretic punctiform care, datorită deformației elastice a dinților sub sarcină, se transformă într-o suprafață de contact. Există numeroase studii care indică bombarea flancurilor drept cale pentru îmbunătățirea repartiției sarcinii pe flancuri, mărirea durabilității, micșorarea zgomotului și a sarcinilor dinamice ale angrenajului.

Bombarea se poate realiza prin majoritatea procedeelor de danturare cunoscute: frezare, mortezare, șeveruire, rectificare, lepuire. Există două moduri de generare a flancurilor bombate la roți cilindrice[156]:

- folosind scule (freză-melc sau șever roată) cu modificări constructive adecvate;
- prin imprimarea unei mișcări suplimentare de corecție sculei sau piesei.

Din cele prezentate se constată că pentru realizarea danturilor modificate sunt necesare operații suplimentare, ceea ce duce la creșterea duratei și costului prelucrării complete a danturii.

Prelucrarea danturii și modificarea acesteia prin bombare pe aceeași mașină asigură o reducere a costului fabricației, o creștere a preciziei și a productivității prelucrării [156].

1.3.2 În cazul roților din plastic și polimeri

Industria roților dințate din materiale plastice a admis demult că procedurile de calcul a rezistenței acestor materiale nu sunt satisfăcătoare. În plus, doar calculele la solicitările de încovoiere și presiune de contact sunt insuficiente, întrucât există și alte forme de cedare a angrenajelor nemetalice, forme care nu sunt reprezentate în nici un standard. De exemplu, roțile din materiale plastice cedează frecvent datorită ruperii în urma oboselii de încovoiere la nivelul cercurilor de divizare, și nu la baza dintelui, iar cedarea angrenajului ca urmare a uzurii accentuate a materialului roților, chiar și la sarcini mici, a fost adesea evidențiată de cercetările experimentale [5,6,7].

Testele experimentale asupra angrenajelor nestandard din materiale compozite, funcționând fără lubrefiere, pun în evidență regimul termic specific. Creșterea momentelor de torsiune aplicate este limitată de temperaturile înalte înregistrate la nivelul suprafeței danturii și solicită ungere. Este evident că starea suprafeței flancurilor dinților, consecință directă a procesului de prelucrare proiectat, constituie principală cauză a vitezei ridicate de creștere a temperaturii angrenajului. Alte influențe ar trebui deopotrivă luate în considerare.

Este bine cunoscut că uzura este modul predominant de cedare a angrenajelor din materiale plastice, care funcționează fără ungere. Complementar uzurii tradiționale cauzată de contactul non-conformist al dinților, afectat atât de rulare cât și de alunecare, roțile din polimeri și compozite înregistrează o uzură accentuată datorată frecării accentuate, asociată cu temperaturile înalte induse. Legile frecării de alunecare, exprimând dependența forței de frecare, de sarcina normal aplicată și independența de suprafața aparentă de contact și de viteza de alunecare, nu sunt respectate de materialele plastice. Se arată că, odată ce alunecarea s-a stabilit la nivelul polimer/polimer, coeficientul de frecare dinamică este dependent de viteza de alunecare și are valori mai mari decât coeficientul de frecare statică.

Viteza de alunecare este astfel unul din factorii care influențează pierderile prin frecare în cazul angrenajelor plastice și poate motiva temperaturile induse în angrenajele nestandard propuse. Analiza vitezei de alunecare în cazul angrenajelor plastice nestandard se desfășoară în două etape [5,6,7]:

1. inițial, se urmărește influența condițiilor specifice de angrenare a roților din materiale plastice, determinate de modulul de elasticitate redus al materialului, cu consecințe asupra deflecției danturii, respectiv a contactului dintre dinți;
2. se consideră influența geometriei dintelui curb, cu înălțime variabilă, analizând lungimea segmentului de angrenare pe lățimea roții.

Analiza pune în evidență influența parametrilor geometrici definatorii ai danturii în arc de cerc asupra vitezei de alunecare după cum urmează: creșterea razei de curbura a dintelui, pe lățimea roții, reduce variația vitezei de alunecare dintre suprafețele în contact ale dinților; reducerea înălțimii dintelui, prin accentuarea înclinării axei capului portsculă, conduce la creșterea vitezei de alunecare [5,6,7].

Creșterea rigidității dintelui, prin diminuarea înălțimii dintelui și creșterea curburii pe lățimea roții, are un efect pozitiv asupra vitezei de alunecare reală, mai mică decât valoarea ideală calculată în condiții standard [5,6,7].

Totodată, au fost studiate asocieri plastic - metal în diferite moduri [51,52,53]:

- angrenarea unei roți din plastic cu una metalică, care ar reduce acumularea temperaturii pe suprafața de contact, atât prin preluarea unei părți a caldurii de către roata metalică, cât și prin diminuarea frecării dintre flancurile omoloage;
- pentru roți dințate de dimensiuni mai mari, s-a adoptat soluția montării coroanei dințate pe un miez metalic.

1.4 Factori care însoțesc procesul de uzare

Datorită experiențelor practice anterioare, calitatea angrenării, modul de funcționare a angrenajului, precum și uzura, se pot aprecia și după zgomotul produs [37,41,61,63]:

- zgomot uniform, roțile se rotesc lin - montare și funcționare corectă;
- zgomot prea mare sau schimbător - erori de execuție sau de montare a roților dințate;
- zgomot pulsant - roți excentrice;
- vâjâit puternic și șocuri - pas mare și profil neuniform;
- scârțâit - asperități pe profilul dinților.

Progresul științei și tehnologiei a condus la apariția a numeroase platforme de măsurare și analiză a vibrațiilor, care utilizează atât softuri specifice, cât și mixte. Prezintă algoritmi complecși, care utilizați corespunzător, oferă avantajul unui diagnostic exact al defectelor.

Procesul de uzare este însoțit întotdeauna de frecare și de un regim termic ridicat. Teoria molecular-mecanică a frecării permite determinarea analitică a coeficientului de frecare, atunci când se cunosc caracteristicile microgeometriei suprafețelor, proprietățile fizico-mecanice ale materialelor și condițiile de lucru. Potrivit acestei teorii, componenta moleculară a forței de frecare scade cu creșterea ariei reale, iar componenta mecanică crește, astfel că se poate pune în evidență o valoare minimă a coeficientului de frecare în funcție de condițiile de exploatare [15,45,46,47,125,144,177,187].

1.4.1 Frecarea de alunecare

Corespunzător condițiilor în care pelicula de lubrifianț nu este continuă (regim de frecare “tehnic” uscat, limită sau mixt), coeficientul de frecare f_a este dependent de tipul contactului [163,164,185]:

- când contactul rugozităților este elastic

$$f_a = \frac{2,4\tau_0}{p_c^{\frac{1}{2\nu+1}}} \left[\frac{\theta}{\nu(\nu-1)k_1^{\frac{5}{2\nu}}} \right]^{\frac{2\nu}{2\nu+1}} - \frac{1}{\Delta^{\frac{2}{2\nu+1}}} + \frac{0,4\alpha_{ef}}{\nu^2 - 1} \left[\frac{5p_c\theta\Delta\nu}{(\nu-1)(k_1\nu)^{2\nu-2}} \right]^{\frac{1}{2\nu+1}} + \beta \quad (1.8)$$

- când contactul rugozităților este plastic și ”nesaturat”, adică sarcina nu este preluată de toate rugozitățile, caz în care este îndeplinită relația

$$\frac{14,5(HB\theta)^4}{\Delta^2} \leq \frac{p_c}{HB} \leq \frac{0,5}{(\nu b^{\frac{1}{\nu}})^{\frac{\nu}{\nu-1}}} \quad (1.9)$$

coeficientul de frecare este

$$f_a = \frac{\tau_0 + \beta p_r}{HB} + 0,55(\nu-1)\nu k_1 \Delta^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2p_c}{HB} \right)^{\frac{1}{2\nu}} \quad (1.10)$$

- când contactul rugozităților este plastic și ”saturat”, adică relația () nu este îndeplinită, atunci coeficientul de frecare se obține cu expresia

$$f_a = \frac{\tau_0 + \beta p_r}{HB} + 0,76 \left(\frac{R_{\max}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{p_c}{HB} \right) \quad (1.11)$$

Semnificațiile mărimilor care intervin în relațiile de mai sus sunt:

ν , b , $R_{\max}$, Δ , r - caracteristicile microgeometriei suprafețelor de frecare;

k_1 - coeficient dependent de ν ;

p_c, p_r - presiunea aparentă, respectiv reală de contact;

HB, θ - caracteristicile de duritate și elasticitate ale materialelor;

τ_0 - efortul tangențial de frecare și β , dependente de temperatura locală din zona de contact și gradientul de viteză, determinate pentru unele metale și mase plastice în condiții etalon de încercare pe un stand specializat, rezultatele fiind prezentate în tabelul 1.1;

α_{cf} - coeficient al pierderilor prin histerezis la sollicitări complexe. Se poate considera ca fiind $\alpha_{cf} \approx 2,5 \alpha_h$, unde α_h este coeficientul pierderilor prin histerezis la sollicitarea simplă întindere-comprimare, indicat, pentru câteva materiale, în tabelul 1.2 [163,164,185].

Tabelul 1. 1 Mărimile caracteristice componentei moleculare ale frecării (τ_0, β).

Materialul		Duritatea Brinell HB, N/mm2	Mărimi caracteristice	
			τ_0 , N/mm2	β
Plumb		33	2,74	0,057
Argint		550	7,7	0,081
Cupru		285	16,68	0,080
		400	18	0,080
		520	18,2	0,080
		850	17	0,080
Nichel		700	4,9	0,116
		1050	14,7	0,116
		1800	37,8	0,116
Molibden		1100	18,7	0,088
		1860	27,9	0,080
Crom		1000	15	0,120
PTFE		31	3,41	0,017
Material lagăr	ASS6-5*	-	10	0,065
	A-20*	-	16	0,050
	Oțel	3400	200,6	0,066
	31CMS10**	2700	203,9	0,044
	Oțel	3240	129,6	0,073
	OLC45**			

Tabelul 1. 2 Valorile coeficientului pierderilor prin histerezis, α_h .

Materialul	α_h	Materialul		α_h
Cupru	0,04	Cauciuc		0,09-0,13
Bronz fosforos	0,04	Lemn		0,02
Duraluminu	0,03	Piele	neprelucrată	0,06
Oțel călit	0,02		prelucrată	0,10
Mașă plastică	0.08-0.12			

1.4.2 Frecarea de rostogolire

Frecarea de rostogolire prezintă un fenomen fizico-mecanic, care este dependent de starea suprafețelor din timpul contactului, de proprietățile elastoplastice ale materialelor, precum și de condițiile de exploatare (sarcină, viteză, mediul de lucru etc.). În figura 1.7, se ilustrează contactul dintre două corpuri (a - perfect rigide, b - unul rigid, celălalt perfect elastic, c - unul rigid, celălalt perfect plastic) și diagramele tensiune - deformare corespunzătoare [163,164,185].

Figura 1.8 pune în evidență cazul real al deformațiilor ambelor corpuri și, ținând seama de fenomenul de histerezis și de anizotropia materialelor, rezultanta presiunilor din zona de contact este dezaxată, față de forța exterioară ce trebuie preluată de contact, cu distanța f , în sensul deplasării [163,164,185].

Acest fenomen al frecării de rostogolire se apreciază, pentru încărcări ce conduc la deformații elastice, prin intermediul momentului de frecare [163,164,185]:

$$M_f = f \cdot F = F_0 \cdot R \quad (1.12)$$

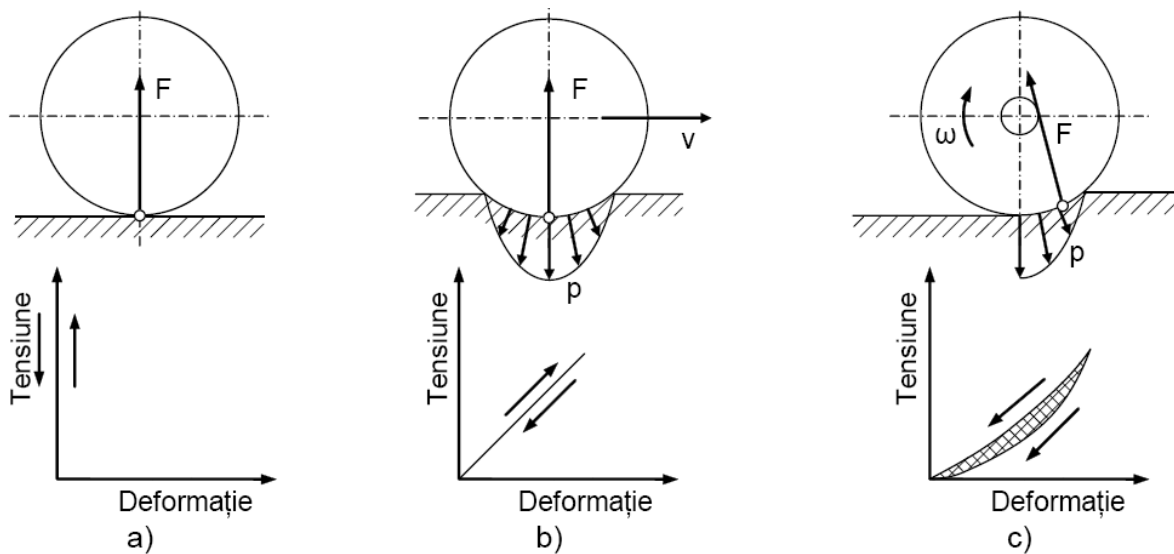


Figura 1.7 Contactul și diagramele tensiune - deformare a două corpuri: a) perfect rigide; b) rigid - elastic; c) rigid - plastic

Prin similitudine cu frecarea de alunecare se definește coeficientul redus al frecării de rostogolire $f_r = f / R$. Sub acțiunea forței normale F și tendinței de deplasare a corpului pe plan (figura 1.8), rezultă că rostogolirea pură poate avea loc numai atunci când $f F = F_0 R$, dacă nu există alunecare. Prin urmare, pentru $f_a > f_r$ există rostogolire pură, pentru $f_a < f_r$ există alunecare pură, iar pentru $f_a = f_r$ există alunecare cu rostogolire, f_a fiind coeficientul frecării de alunecare.

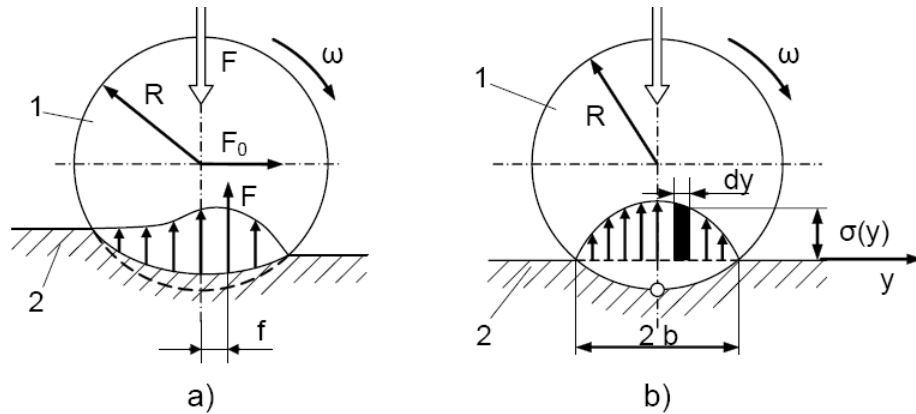


Figura 1.8 Contactul real al două corpuri: distribuția de eforturi; b) schema de calcul

Expresiile coeficientului redus al frecării de rostogolire, depind de natura materialelor și starea lor de deformăție.

Pentru contactul elastic al unui cilindru de rază R cu un plan sau contactul a doi cilindri cu raza de curbură redusă R , coeficientul de frecare este de forma [163,164,185]:

$$f_r = 0,21 \frac{\alpha_h b_H}{R} \quad (1.13)$$

în care:

α_h - coeficientul pierderilor prin histerezis (tabelul 1.2);

b_H - semilățimea hertziană de contact

$$b_H = 1,128 \left(\frac{RF\theta}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1.14)$$

L fiind lungimea de contact.

Pentru contactul elastic al unei sfere de rază R cu un plan sau contactul a două sfere cu raza de curbură redusă R , coeficientul de frecare este de forma [163,164,185]:

$$f_r = 0,58 \frac{\alpha_h a_H}{R} \quad (1.15)$$

a_H fiind raza suprafeței hertziene circulare de contact, $a_H = 0,909 \cdot (\theta \cdot R \cdot F)^{1/3}$.

Ca urmare a deformăției elastice a elementelor cuplei de frecare și a distribuției tensiunilor, suprafața de contact va fi curbă (figura 1.9, a) și, deci, vitezele liniare ale celor două elemente vor fi diferite (figura 1.9 a și b). În punctele în care vitezele liniare sunt egale, va fi rostogolire pură; celelalte puncte vor fi supuse unor alunecări parțial înainte și parțial înapoi (figura 1.9 c). Dacă elementul 2 al cuplei are și o mișcare de pivotare caracterizată prin viteza unghiulară ω_p (figura 1.9 d), atunci cele două puncte cu rostogolire pură se află în poziții asimetrice față de centrul elipsei de contact (figura 1.9 e) [163,164,185].

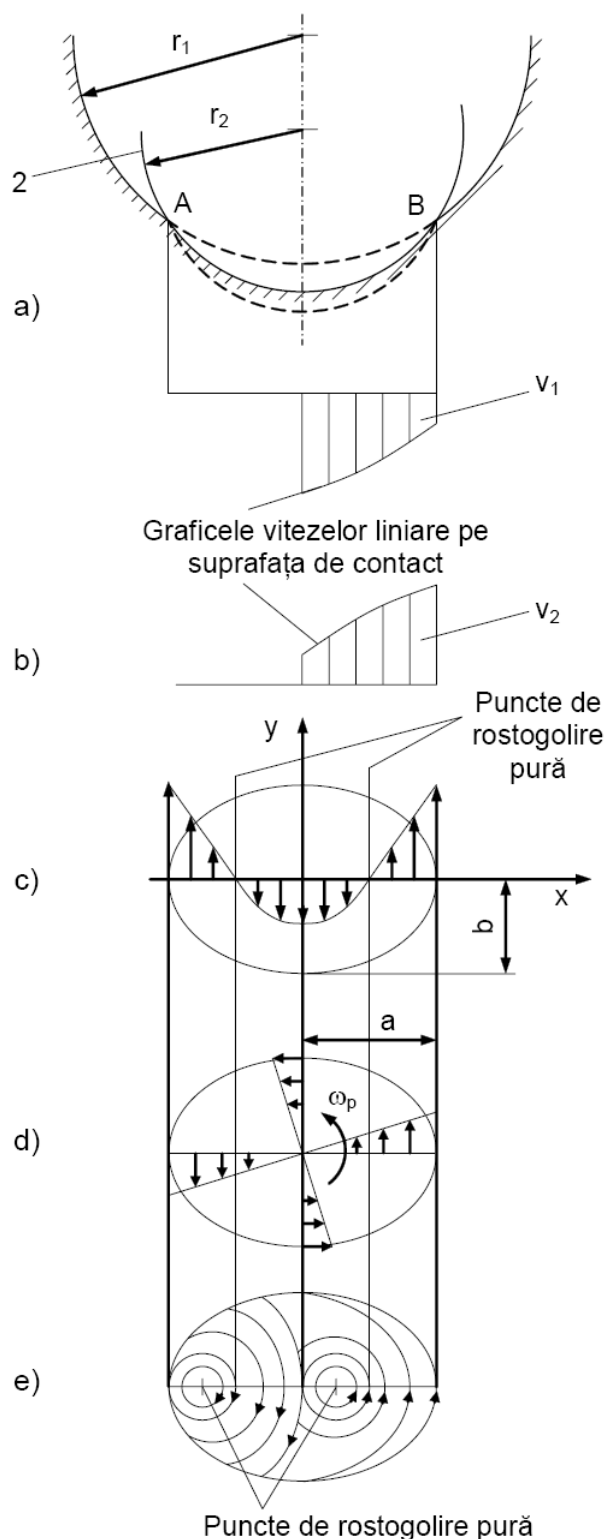


Figura 1.9 Distribuția tensiunilor

Prezența microalunecărilor atrage după sine o frecare de alunecare, frecare care în cazul cuplei fără pivotare se caracterizează numai prin componenta moleculară pentru zona centrală și prin ambele componente (moleculară și mecanică) pentru zonele laterale.

Dacă frecarea de alunecare de pe elipsa de contact conduce la un moment de rostogolire mai mare decât cel creat de tensiunile normale, atunci nu va exista alunecarea diferențială. De această dată forța de frecare de alunecare are un aspect util, deoarece zona centrală de contact, în care tensiunile normale, sunt maxime, este supusă numai la rostogolire, și deci la o intensitate de uzare mai mică. În figura 1.10, se indică zona alunecării diferențiale pentru contactul unei cuple hertziene [163,164,185].

Separarea zonei de alunecare este dată de mărimea segmentului c , care poate fi determinat din egalitatea lui Drozdov [163,164,185]:

$$c = b \left(1 - 2 \sqrt{1 - \frac{k_p}{f_a}} \right) \quad (1.16)$$

în care constanta $k_p = 0,21 \cdot b_H / R$, pentru contactul liniar cilindric și $k_p = 0,58 \cdot a_H / R$, pentru contactul punctual sferic, a_H și b_H fiind raza respectiv, semilățimea hertziană de contact.

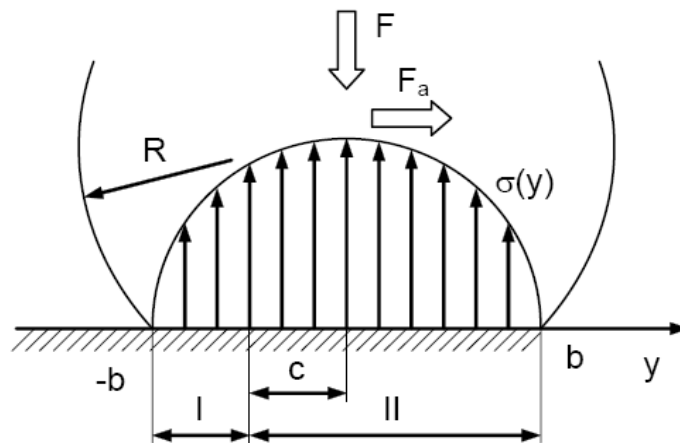


Figura 1.10 Contactul unei cuple hertziene: I - zonă cu alunecare; II - zonă fără alunecare diferențială

1.4.3 Temperatura din zona de frecare

Ca urmare a frecării (de alunecare, de rostogolire sau combinația acestora), o mare parte din energia consumată de acest proces se transformă în căldură pe suprafața de contact; acest efect devine hotărâtor o dată cu creșterea parametrilor funcționali (viteză, sarcină). Procesul de acumulare și de transfer de căldură determină un câmp de temperatură în cupla de frecare. Câmpul de temperatură produce modificări ale fazei și structurii materialului pe suprafața de frecare și în apropierea ei. În plus, acesta influențează procesele chimice și tribochimice și de interacțiune superficială a straturilor din contact [163,164,185].

Disiparea fluxului termic, generat prin frecare, este determinată de proprietățile termo-fizice ale materialelor care se găsesc în contact, de dimensiunile elementelor cuplei și de regimul de

frecare. Transmiterea căldurii se face după normala la suprafața reală de contact, din punctele cu temperatură mai mare către cele cu temperatură mai mică. Propagarea căldurii generate prin frecare se poate realiza prin conducție și convecție.

Integrarea teoretico-experimentală a ecuațiilor care descriu procesele de transmitere a căldurii prin convecție și conducție pun în evidență criteriile de similitudine [163,164,185]:

- Nusselt

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad (1.16)$$

α fiind coeficientul de schimb termic superficial sau coeficientul de convecție termică, λ - conductivitatea termică a materialului, l - lungimea elementului cuplei în direcția vitezei de alunecare;

- Peclet

$$Pe = \frac{v_a \rho c_p l}{\lambda} = \frac{v_a l}{a} \quad (1.16)$$

va fiind viteza de alunecare, ρ - densitatea materialului, c_p - căldura specifică

$a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ difuzivitatea termică;

- Fourier

$$Fo = \frac{\lambda l}{\rho c_p l^2} = \frac{at}{l^2} \quad (1.17)$$

t fiind durata procesului termic.

În funcție de evoluția în timp a proceselor termice cauzate de frecare, se disting procese termice staționare și nestaționare.

Cuple cu regim termic staționar

Pentru valori mici ale invariantului Pe ($Pe \rightarrow 0$) regimul termic este staționar. Pe baza ecuației diferențiale a lui Fourier (ecuația conducției termice) și a condițiilor specifice de generare și disipare a căldurii în cuplele de frecare, se deduce temperatura în orice punct al elementelor cuplei de frecare. Astfel, în cazul unei tije cu contact alunecător pe un plan, expresia temperaturii T într-un punct situat la distanța x față de suprafața de frecare, exprimată în funcție de caracteristicile procesului de frecare (coeficientul f_a , presiunea reală p_r , viteza de alunecare v_a), de caracteristicile termofizice ale celor două materiale ($\lambda_1, \lambda_2, \alpha$) și de caracteristicile geometrice ale tije (perimetrul secțiunii de contact P , secțiunea tije S , lungimea tije l), este de forma [163,164,185]:

$$T - T_0 = \frac{f_a p_r v_a}{(\lambda_1 + \lambda_2) \sqrt{\frac{P}{\lambda_1 S}}} \frac{(l-x)ch \sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda_1 S}}}{sh \sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda_1 S}}} \quad (1.18)$$

T_0 fiind temperatura mediului ambiant.

Se observă că, pentru $x = 0$, se obține temperatura maximă și că aceasta apare chiar pe suprafața de frecare, acolo unde este locul de desprindere a particulelor de uzură.

Cuple cu regim termic nestaționar

Pentru cuple de frecare în regim termic nestaționar și flux unidirecțional (normal pe suprafața de contact), fără surse interioare de căldură, temperatura T , într-un punct situat la distanța z de suprafața de frecare, la timpul t , va fi [163,164,185]:

$$T(z,t) - T_0 = 2q \sqrt{\frac{at}{\lambda}} e^{\left(-\frac{z^2}{4\sqrt{\pi}at} - \frac{z^2}{4\sqrt{\pi}at} \frac{z}{2\sqrt{at}} + \frac{z}{2\sqrt{at}} \Phi\left(\frac{z}{2\sqrt{at}}\right) \right)} \quad (1.19)$$

unde:

$\Phi(x)$ este funcția integrală a probabilității (Gauss-Laplace), tabelată în funcție de argumentul x ;

$q = f_a \cdot p_m \cdot v_a$ - fluxul termic generat prin frecare.

Disiparea fluxului termic q între cele două elemente, se determină din condiția ca temperaturile celor două elemente în zona de contact să fie egale în orice moment, $T_1(0,t) = T_2(0,t)$

$$q_1 = q \frac{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_{p1}}}{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_{p1}} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_{p2}}}, \quad q_2 = q - q_1 \quad (1.20)$$

Aplicarea relației (1.20), pentru fiecare element al cuplei, permite calculul temperaturii în orice punct caracterizat de cota z și la orice moment t .

Grosimea stratului de “penetrație” a temperaturii se poate scrie sub forma

$$\delta = k_\delta \sqrt{at} \quad (1.21)$$

în care k_δ este o constantă ce se determină pe baza raportului dintre cantitatea de energie termică conținută de stratul δ , Q_δ , și cantitatea de energie termică Q conținută de elementul cuplei considerat de lungime infinită. Pentru $T_0 = 0$, raportul [163,164,185]:

$$\frac{Q_\delta}{Q} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{k_\delta l \sqrt{Fo}} e^{-u^2} du - \left[1 - \Phi\left(\frac{k_\delta}{2}\right) \right] \quad (1.22)$$

în care invariantul Fourier Fo se referă la dimensiunea l a elementului cuplei de frecare în direcția normalei de contact $Fo = at / l^2$.

Rezolvarea numerică a expresiei (1.22), de exemplu pentru $l = 10$ mm și pentru diferite valori ale lui k_δ și F_o , conduce la observația că grosimea stratului “termic” care acumulează peste 80% din fluxul termic total se caracterizează prin $k_\delta = 2$ dacă $F_o > 0,5$, prin $k_\delta = 3$ dacă $0,17 < F_o < 0,5$ și prin $k_\delta = 4$, dacă $0,05 < F_o < 0,17$.

Pentru procese termice mai îndelungate este posibil ca grosimea stratului “de penetrație” termică să fie mai mare decât dimensiunea în direcția normalei de contact. În acest caz, interesează valoarea raportului $\frac{Q_\delta}{Q_1}$ (Q_1 - cantitatea de energie termică conținută în elementul de lungime l). Determinarea numerică a acestui raport pune în evidență faptul că pentru $F_o = 0,3 \dots 4$, peste 90% din întreaga energie termică este acumulată în stratul de grosime δ atunci $k_\delta = 1,5 \dots 3$. Pentru valori mai mari ale lungimii elementului cuplei (în direcția normalei de contact) decât grosimea stratului termic δ , regimul termic nu este influențat de fluxul q . Această zonă a cuplei se găsește totdeauna în regim termic staționar față de fluxul termic generat prin frecare.

Valoarea maximă a temperaturii se găsește pe suprafața de contact și are expresia [163,164,185]:

- pentru solidul plastic

$$T_{\max} = T_{\text{med}} + \frac{0,564 f_a F_n |v_1 - v_2|}{L(\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_{p_1} v_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_{p_2} v_2}) b_H} \quad (1.23)$$

unde: $T_{\max}$ este temperatura medie a suprafeței, determinabilă din condițiile de echilibru termic global; F_n - sarcina normală preluată de contactul respectiv; v_1, v_2 - vitezele tangențiale din punctul considerat; b_H - semilățimea hertziană; L - lungimea de contact (pentru contactul punctual eliptic se poate considera, cu aproximație, axa mare a elipsei);

- pentru solidul elastic

$$T_{\max} = T_{\text{med}} + \frac{0,83 f_a F_n |v_1 - v_2|}{L(\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_{p_1} v_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_{p_2} v_2}) b_H} \quad (1.24)$$

Dacă temperaturile inițiale ale celor două elemente nu sunt egale ($T_{i1} \neq T_{i2}$), atunci, pe baza egalității temperaturii în zona de contact, se determină temperatura finală, maximă de frecare ($T_f = T_i + T_{\max}$)

$$T_i = \frac{T_{i1} \sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_{p_1} v_1} + T_{i2} \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_{p_2} v_2}}{\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_{p_1} v_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_{p_2} v_2}} \quad (1.25)$$

Analiza ultimelor patru expresii matematice conduce la concluzia că, în procesul de frecare, valoarea temperaturii maxime este dependentă de coeficientul de “saturație” termică $(\lambda \rho c_p)^{1/2}$,

coeficient care se modifică în procesul de frecare și uzare, în special prin formarea pe suprafață a unor oxizi cu valori ridicate ale coeficientului de “saturație” [163,164,185].

Aceasta explică comportarea oxizilor ca straturi protectoare. De asemenea, o influență favorabilă asupra comportării la uzare o au unele transformări structurale de suprafață, odată cu creșterea, până la o anumită limită, a temperaturii zonale.

1.5 Calculul intensității de uzare a materialelor în zona de contact

Particula de uzură apare ca urmare a forței de frecare și a solicitării repetate a rugozității pe direcția de mișcare. La aceste cauze se adaugă starea reală de tensiune din zona superficială de contact și, eventual, acțiunea mediului de lucru [163,164,185].

În funcție de starea de deformare a rugozității, elastică sau plastică, se disting două cazuri. Precizarea stării de deformare se poate face pe baza comparării presiunii maxime aparente p_c cu presiunea critică p_{cr} .

Atunci când nu există mediu corosiv sau abraziv, intensitatea medie a uzării de tip adeziv se poate determina analitic cu una dintre relațiile [163,164,185]:

- pentru contactul elastic

$$I_{uh} = C(k_{lv} p_n \theta)^{1+\gamma} \Delta^{(1-\gamma)/2} (k_f \sigma_0 \theta)^{-t} \left(\frac{p_c}{p_r} \right)^{-\gamma} \quad (1.26)$$

$$C = \frac{\nu^{\frac{1}{2}} \Gamma(\nu) \Gamma\left(1 + \frac{t}{2}\right)}{\pi(\nu+1) \Gamma\left(1 + \frac{t}{2}\right)}; k_{lv} = 2\pi \frac{\Gamma\left(\nu + \frac{3}{2}\right)}{\Gamma(\nu+1)}; \gamma = \frac{1}{1+2\nu};$$

$$k_f = \begin{cases} \frac{2}{\pi} \sqrt{4f_a^2(1-\mu-\mu^2) + (1+2\mu)^2} & \text{- pentru materiale cu } \sigma_r^t \approx \sigma_r^c \\ \frac{4}{\pi} f_a(1+\mu) & \text{- pentru materiale cu } \sigma_r^{tr} \ll \sigma_c^r \end{cases}$$

cu: σ_c^r - tensiunea de rupere la compresiune;

σ_r^{tr} - tensiunea de rupere la tractiune;

ν, Δ, μ, θ - au fost indicate anterior;

p_n - presiunea nominală de contact;

σ_0 - efortul unitar caracteristic curbei de oboseală, indicat în tabelul 5.16 pentru câteva materiale;

t - exponent caracteristic curbei de oboseală, indicat în tabelul 5.16.

- pentru contactul plastic

$$I_{uh} = 2^{\frac{1}{2}} C \left(\frac{p_n}{HB} \right)^{\frac{1+\gamma}{1-\gamma}} \Delta^{1+t/2} \left(\frac{k'_f}{\varepsilon_0} \right) \frac{p_c}{p_r} \quad (1.27)$$

$$k'_f = \sqrt{\frac{1 + \frac{2f_a HB}{\sigma_c}}{1 - \frac{2f_a HB}{\sigma_c}}}$$

σ_c - efortul de curgere al materialului;

ε_0 - deformația relativă corespunzătoare rupei prin oboseală la o singură trecere, egală cu deformația relativă de rupere a materialului.

Tabelul 1. 3 Valorile exponentului t , deformației relative ε_0 și a tensiunii σ_0 [163,164,185].

Material	Deformații elastice		Deformații plastice	
	σ_0 , N/mm ²	t	ε_0	t
Cupru			0,39	2,0
Aluminiu			0,34	2,0
Fier armco			0,32	2,0
Zinc			0,17	2,0
OLC 45	700	7,90	0,095	1,3
OLC 55	$\cong 700$	10-11	0,095	1,3
40C10	3200	3-4	0,14	1,3
Fontă	647	4,15		
OL37	640-650	11		
Cauciuc (E=2,16 N/mm ²)	207	3		
Cauciuc (E=2,75 N/mm ²)	143	3,4		
Cauciuc (E=2,19 N/mm ²)	834	3,6		
Cauciuc pentru anvelope	157	3,4		
Cauciuc pentru garnituri	21	4,85		
Poliformaldehidă	144	1,30		
PTFE-4	67	5,00	0,80	5,0
Poliamidă	177	2,00	-	-
Caprolam	618	2,60	2,07	2,34

Pentru a ține seama de faptul că în timpul procesului de uzare se desprind particule de pe ambele suprafețe, chiar dacă elementele cuplei sunt executate din materiale esențial diferite, se acceptă propunerea lui Blumen, referitoare la ponderea uzurilor celor două suprafețe [163,164,185]:

$$I'_{uh} = \alpha_e^{\frac{t(1+\gamma)}{2}} I_{uh} \quad (1.30)$$

$$\alpha_e = \frac{\theta_2}{\theta_1 + \theta_2}$$

I'_{uh} - intensitatea medie de uzare a elementului cuplei cu parametrul de elasticitate θ_2 cel mai mic;

I_{uh} - intensitatea medie de uzare a elementului cuplei cu θ_1 mai mare.

Pentru cazul în care uzura se produce ca urmare a microașchierii (uzura abrazivă) intensitatea de uzare va avea una dintre expresiile [163,164,185]:

- pentru contactul elastic,

$$I_{uh} = \frac{k_{1v} v^{\frac{1}{2}}}{4(\nu + 1)} p_n \theta \quad (1.31)$$

- pentru contactul plastic

$$I_{uh} = \frac{\sqrt{\nu \frac{R_{\max}}{2r}}}{2(\nu + 1) \left(\frac{b p_n}{p_c} \right)^{\frac{1}{2}}} \frac{p_n}{HB} \quad (1.32)$$

Dependența uzării prin abraziune de principalele caracteristici ale materialului (modul de elasticitate E , duritate HV , energia moleculară e) a fost pusă în evidență de Hrusciiov și Babicev. Dependențele acestei intensități de uzare sunt de forma [163,164,185]:

- pentru metale pure

$$I_{uh} = 209 E^{-1,31} \quad (1.33)$$

E fiind în N/mm^2

$$I_{uh} = 8,4 \cdot 10^{-3} HV^{-0,79} \quad (1.34)$$

HV fiind duritatea Vickers în N/mm^2

$$I_{uh} = e_{subl}^{-1,72} \quad (1.35)$$

e_{subl} fiind energia moleculară de sublimare, în $kJ/kmol$;

- pentru polimeri

$$I_{uh} = 1,42 \cdot 10^{-3} HV^{-0,27} \quad (1.36)$$

$$I_{uh} = 8,6 \cdot 10^{-4} e_{coez}^{-1/2} \quad (1.37)$$

e_{coez} fiind energia moleculară de coeziune, în $kJ/kmol$.

Pentru oțelurile carbon (OL și OLC) netratate termic se pot aplica relațiile (1.33)-(1.35), pentru oțelurile tratate termic se modifică atât exponenții, cât și coeficienții de proporționalitate.

În cazul în care în zona de contact pătrund particule abrazive, fie ca urmare a lubrifiantului incorect filtrat, fie ca urmare a suspensiilor abrazive din mediul ambiant, de obicei praf, intensitatea de uzare poate fi determinată cu relația [163,164,185]:

$$I_{uh} = 3,5 \cdot 10^{-10} \frac{AK}{M} \quad (1.38)$$

în care grupele de factori A, K și M au semnificațiile indicate în continuare.

Grupa A este grupa factorilor dependenți de caracteristicile geometrice și mecanice ale abrazivului

$$A = \varepsilon_a^{\frac{2}{3}} r_a^{0,5} \sigma_a^{2,5} \quad (1.39)$$

unde ε_a este concentrația particulelor abrazive, în %;

r_a - raza medie a particulelor abrazive, în mm;

σ_a - rezistența la rupere a particulei abrazive, în N/mm².

Grupa M este grupa factorilor materialelor celor două elemente ale cuplei

$$M_1 = \varepsilon_{01}' HB_1^{1,5} HB_2, \quad M_2 = \varepsilon_{02}' HB_2^{1,5} HB_1 \quad (1.40)$$

în care: $\varepsilon_{01}, \varepsilon_{02}$ sunt deformațiile relative la rupere ale celor două materiale, în %, indicate pentru câteva materiale în tabelul 1.3;

t - exponent, indicat în tabelul 1.3;

HB₁, HB₂, duritățile Brinell ale suprafețelor, în daN/mm².

Pentru calculul intensității de uzare I_{uh1} se va introduce factorul M_1 , iar pentru I_{uh2} se va introduce factorul M_2 [163,164,185]:

Grupa K este grupa factorilor cinematici ai cuplei

$$K_1 = \sqrt{\rho_R} \frac{n_{w1}}{\alpha v_1 + \beta v_2}, \quad K_2 = \sqrt{\rho_R} \frac{n_{w2}}{\alpha v_1 + \beta v_2} \quad (1.41)$$

unde: ρ_R este raza de curbură redusă din zona de contact, în mm;

n_{w1}, n_{w2} - numărul ciclurilor de solicitare, în cicluri/h;

v_1, v_2 - vitezele tangențiale din punctul de contact, în m/s;

α, β - probabilitățile medii de fixare a particulei abrazive pe suprafața elementului 1, respectiv 2

$$\bar{\alpha} = \frac{HB_1}{HB_1 + HB_2}, \quad \bar{\beta} = \frac{HB_2}{HB_1 + HB_2} \quad (1.42)$$

În funcție de particularitățile geometrice ale diferitelor cuple de frecare (angrenaje, rulmenți, lagăre cu alunecare, variatoare cu fricțiune, lanțuri etc.), se pot deduce expresiile concrete ale factorului cinematic K și indicarea cazului cel mai defavorabil.

Intensitatea de uzare minimă se obține atunci când, pentru un abraziv cunoscut (r_a , ε_a , σ_a), materialele elementelor cuplei posedă plasticitate și duritate ridicată (t , ε_0 , HB).

Aceste proprietăți se îmbunătățesc prin procedee tehnologice, de exemplu procedee termomecanice (ecruisare la rece sau la cald).

Pentru situațiile când nu se cunosc caracteristicile microgeometriei (v , b , r , $R_{\max}$), caracteristicile materialelor (μ , E , HB, ε_0 , t), caracteristicile abrazivului (r_a , ε_a , σ_a) și pentru o anumită viteză de lucru, intensitatea de uzare se poate scrie sub forma [163,164,185]:

$$I_{uh} = k p_n^m \quad (1.43)$$

unde k și m sunt constante ce se vor determina pe baza rezultatelor experimentale utilizând, în cele mai multe cazuri, metoda celor mai mici pătrate. Corespunzător acestei metode

$$m = \frac{n \sum_{i=1}^n x_i y_i - \sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n y_i}{\sum_{i=1}^n x_i^2 - (\sum_{i=1}^n x_i)^2}, \quad k = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - x_i) \quad (1.44)$$

unde: $y_i = \lg I_{uh\ i}$; $x_i = \lg p_{n\ i}$;

n - numărul experimentelor ($n \geq 2$);

$I_{uh\ i}$ - intensitatea de uzare la presiunea nominală $p_{n\ i}$.

Pentru domeniul obișnuit al transmisiilor mecanice, $m = 1 \dots 3$, iar pentru suprafețe metalice corect rodite $m \approx 1$.

În cazul în care cupla de frecare funcționează la sarcină constantă și viteză variabilă, intensitatea de uzare poate fi scrisă sub forma [163,164,185]:

$$I_{uh} = k_1 \cdot v_a^p \quad (1.45)$$

Dacă sarcina și viteza sunt variabile aleatoare în timpul funcționării și există și particule abrazive, atunci intensitatea de uzare se exprimă prin relația [163,164,185]:

$$I_{uh} = k' p_n^{-m} v_a^{-q} A^{-r} \varphi_1(p_n) \varphi_2(v_a) \varphi_3(a) \quad (1.46)$$

în care: k' , m , q , r sunt constante determinabile pe baza rezultatelor experimentale;

p_n - presiunea nominală;

v_a - viteza de alunecare;

$\varphi_1(p_n)$, $\varphi_2(v_a)$, $\varphi_3(a)$ - funcții dependente de caracteristicile statistice ale presiunii, vitezei, respectiv abrazivului (dispersie, abatere medie pătratică, coeficient de variație, lege de distribuție).

1.6 Roți dințate cilindrice cu structură hibridă. Considerații generale

Tehnologiile de acoperire în strat de grosime controlată micronică, cu materiale fluoropolimerice conferă suprafeței metalice proprietăți tribologice superioare în condiții de ungere săracă sau de frecare uscată. Alt avantaj al acestor tehnologii, îl constituie faptul ca ele se pot aplica pe suportul metalic nou sau, dacă este cazul, uzat, în limitele grosimii de strat fluoropolimeric care se poate realiza, fiind și tehnologii de recondiționare, salvând suportul metalic, ceea ce presupune o importantă economie de materiale și manoperă. Aceste tehnologii sunt tehnologii ecologice [26,93].

În prezent, materialele fluoropolimerice compozite au capătat o largă răspândire ca urmare a realizării unor dispersii de înaltă performanță. Aceste dispersii sunt realizate din particule compozite, care se află în suspensie într-un dispersant apos sau organic. Particulele compozite conțin materiale din familia fluoropolimerilor (PTFE, PFA) și materiale de adaos (MoS₂ bisulfura de molibden, produse siliconice etc), înglobate într-un liant pentru asigurarea anumitor proprietăți. Dispersiile fluoropolimerice se aplică prin pulverizare sau imersie, pe un suport metalic pregătit corespunzător în scopul garantării aderenței, după aplicare urmând un tratament termic de uscare și, dacă este nevoie, de aplicarea altui strat de dispersie fluoropolimerică, tratamentul finalizându-se cu o reticulare la o temperatură superioară temperaturii de uscare. În final, rezultă un film fluoropolimeric, care îmbină proprietățile antifricțiune și antiaderență ale materialelor fluoropolimerice, dar spre deosebire de acestea, prezintă o bună rezistență la uzură conferită de natura liantului utilizat.

Pentru îmbunătățirea comportării tribologice a roților dințate și pentru reducerea nivelului de zgomot, s-a folosit dispersia Xylan 1052, produsă de Whitford Plastics Ltd- Marea Britanie, care s-a aplicat doar pe flancurile danturilor roților dințate [26,93].

Dispersia Xylan 1052, este un material de acoperire fluoropolimeric, care a fost dezvoltat de firma producătoare, pentru a îmbina proprietăți legate de o duritate mare, la temperaturi înalte, cu o excelentă rezistență la abraziune și uzură. Filmul fluoropolimeric rezultat după tratamentul termic adecvat al stratului de dispersie Xylan 1052 poate funcționa, conform celor indicate de producător, până la o presiune de contact de 343 N/mm². Acest material s-a aplicat prin pulverizare, în două straturi, grosimea unui strat fiind de 12-20 μm, după aplicarea tratamentului termic. Conform producătorului, stratul fluoropolimeric obținut, în condițiile aplicării tratamentului termic adecvat, rezistă în funcționare la un domeniu de temperaturi cuprins între - 195- +285 ° C [26,93].

Materialul fluoropolimeric, care s-a utilizat, este sub formă de dispersie și s-a aplicat pe suprafața reperelor pregătite în prealabil, astfel încât să nu existe urme de oxizi sau impurități, precum și cu o microgeometrie care să confere buna aderență a stratului aplicat pe suport.

Stratul fluoropolimeric s-a aplicat prin pulverizare, reticularea sa având loc în cadrul unui tratament termic, obținându-se un film continuu, fără pori și cu o grosime uniformă.

Acoperirile cu teflon au, pe lângă faptul că reduc semnificativ vibrațiile transmisiilor cu roți dințate, următoarele avantaje [26,93]:

- cost redus al tehnologiei cu circa 50%, în comparație cu costul aferent creșterii preciziei de prelucrare realizate prin rectificare;
- dublarea duratei de viață a angrenajelor;
- reducerea cu cca. 10°C a temperaturii de funcționare a transmisiei;
- reducerea cu aproximativ 10% a puterii pierdute;
- creșterea randamentului transmisiei;
- în cazul socurilor, stratul de teflon are rolul unui absorbant, acționând ca un reducător al energiei transmise către suprafețele rezonante.

Principalul dezavantaj al acoperirilor cu teflon îl constituie limitarea privitoare la tensiunea maximă de contact suportată de stratul depus: 343 N/ mm², conform prescripțiilor producătorului.

În cazul reductoarelor a căror dantură suportă tensiuni nesemnificative de contact (max. 343 N/ mm²), cum ar fi cele care sunt folosite ca și transmisii cinematice, se recomandă teflonarea danturilor, pentru reducerea nivelului de vibrații [26,93].

Totodată, în privința numărului de straturi ale acoperii, se propune adoptarea a două straturi. Aceasta datorită faptului că diferența de amplitudine a zgomotului și vibrațiilor între două și trei straturi este foarte mică [92].

1.7 Concluzii și contribuții personale

Sinteza materialului bibliografic a fost realizată ca o analogie între cele două tipologii constructive de roți dințate, cele metalice și cele din materiale plastice sau polimeri, cu privire la capacitatea de încărcare și la efectului acestuia, uzura. Implicația tribologică a materialelor și condițiilor de funcționare, au, de asemenea, o implicare completativă asupra capacității de încărcare.

Cea mai importantă observație, s-a considerat ca fiind influența temperaturii asupra parametrilor fizico-mecanici, în cazul contactului care presupune implicarea materialelor plastice sau polimerice.

Factorii care influențează capacitatea de încărcare și, implicit, uzarea, au fost considerați analitic, în funcție de condiții diverse de lucru.

Contributii personale

S-a realizat o succintă prezentare și o clasificare a roților dințate, subliniindu-se rolul funcțional al acestora și particularitățile constructive.

Materialele folosite în construcția roților dințate, atât cele metalice, cât și cele plastice, au fost tratate din punctul de vedere al capacității de încărcare la contactul dintre flancuri, cu avantajele și dezavantajele oferite.

A fost relevată o analogie în privința defectelor, care apar la roțile dințate metalice și la cele din materiale plastice, prezentându-se particularitățile corespunzătoare și metodele adoptate pentru diminuarea efectelor acestora.

Capitolul 2. Modelarea matematică a solicitării de contact în cazul roților dințate cilindrice hibrid

Cele două tipuri importante de solicitare, la care sunt supuse roțile dințate metalice, sunt oboseala la încovoierea dintelui, care se regăsește la piciorul dintelui, și oboseala de contact între flancurile omoloage a două roți aflate în angrenare.

În privința oboselii la încovoiere, nu se va insista asupra acesteia, deoarece structura hibridă a roții presupune acoperirea flancurilor dinților unei roți metalice cu un strat fluoropolimeric de grosime micronică. Situație care determină clar uzura stratului superficial, realizat dintr-un material cu modul de elasticitate mult mai mic decât al materialului metalic de bază și nu se ajunge la o solicitare care să solicite semnificativ dintele la picior.

Astfel, solicitarea de contact este cea care prezintă o importanță deosebită în acest caz și, asupra căreia ne vom îndrepta atenția.

Datorită faptului că la ora actuală nu există un algoritm clar de calcul al solicitării de contact pentru un astfel de tip de roată dințată hibridă, se va face o analogie între calculul solicitării de contact a roților metalice și a celor din materiale plastice, urmând a se propune un model adaptat al acestora, aplicat pentru o asemenea situație.

2.1 Modelul matematic al capacității portante pentru solicitarea de contact, corespunzător roților dințate metalice

În cadrul calcului de dimensionare a roții dințate funcție de solicitarea de contact, se au în vedere un număr de patru etape: calculul preliminar de dimensionare, stabilirea limitei solicitării de contact, verificarea la oboseala statică și dinamică de contact.

2.1.1 Calculul preliminar al solicitării de contact

Această primă etapă de dimensionare a capacității de încărcare necesare, presupune, printre altele, introducerea în calculul solicitării de contact a unor factori, care țin seama de condițiile reale de lucru, de dinamica funcționării, de modul de repartiție frontală și axială a sarcinii pe flancul dinților. Cu cât în formula de calcul se introduc mai mulți astfel de factori, cu atât precizia valorii obținute la final va fi mai mare [48,80]:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \frac{i \pm 1}{i}}{b_w \cdot d_{wl}}} \quad (2.1)$$

unde semnul minus se adoptă pentru angrenajul interior.

Cercetări experimentale privind capacitatea de încărcare a mecanismelor cu roți dințate fluoropolimerizate

$F_{tH} \cdot K_A \cdot H_{H\beta} \cdot H_{H\alpha} = F_{tHef}$ - forța tangențială reală efectivă utilizată la calculul sollicitării de contact a flancurilor dinților [37,41,42,61,62,63,83,84,89,124,125,136].

K_A - factorul de utilizare;

$K_{H\beta}$ - factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii la sollicitarea de contact;

$K_{H\alpha}$ - factorul repartiției frontale a sarcinii la sollicitarea de contact;

K_V - factorul dinamic;

i - raportul numărului de dinți;

b_w - lățimea de lucru a angrenajului (mm);

d_w - diametrul de divizare (mm).

Tabelul 2. 1 Factorul de utilizare K_A la transmisiile reductoare.

Caracteristica de funcționare a mașinii antrenate	Caracteristica de funcționare a mașinii motoare		
	Uniformă	Șocuri usoare	Șocuri medii
	Motor electric, turbină cu abur sau gaze	Motor policilindric cu ardere internă	Motor monocilindric cu ardere internă
Uniformă: Generatoare, ventilatoare, turbocompresoare ...	1,00	1,25	1,75
Șocuri medii: Transmisia principală a mașinilor unelte, ascensoare grele	1,25	1,5	2 și mai mult
Șocuri puternice: Foarfece, ștanțe, prese, laminoare, mașini siderurgice	1,5	1,75	2,5 și mai mult

Factorul dinamic K_V

Pentru calcule preliminare alegerea lui se face din tabelul de mai jos în funcție de treapta de precizie adoptată pentru prelucrarea roților. Pentru reductoare de uz general, treapta de precizie recomandată este 7 sau 8.

Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii la sollicitarea de contact $K_{H\beta}$

Pentru calcule preliminare se adoptă 1,3...1,4 la angrenaje rodate și 1,5 la angrenaje nerodate (cilindrice sau conice).

Factorul repartiției frontale a sarcinii la solicitarea de contact $K_{H\alpha}$

La angrenaje precise, în clasele 1...7, se adoptă $K_{H\alpha} = 1$.

Tabelul 2. 2 Factorul dinamic K_V pentru dinți înclinați.

Treapta de precizie	K_V
6	1,3
7	1,4
8	1,5

Factorul repartiției frontale a sarcinii la solicitarea de contact $K_{H\alpha}$

La angrenaje precise, în clasele 1...7, se adoptă $K_{H\alpha} = 1$.

Factorul zonei de contact Z_H

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\cos \alpha_t \cdot \sin \alpha_{wt}}} \quad (2.2)$$

, unde:

β_b - unghiul de inclinare al roților pe cilindrul de bază;

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_n \quad (2.3)$$

α_n - unghiul de angrenare în plan normal;

α_t - unghiul profilului în plan frontal;

α_{wt} - unghiul de angrenare în plan frontal;

Factorul materialelor Z_E ($(N/mm^2)^{1/2}$)

Se alege din tabele, sau se calculează cu relația

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2.4)$$

E - modulul de elasticitate (N/mm^2);

ν - vâscozitatea cinematică, constanta lui Poisson.

Factorul lungimii minime de contact Z_ϵ , pentru angrenaje cu dinți înclinați sau în V cu

$$\epsilon_\beta \geq 1, Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad (2.5)$$

$$\varepsilon_\beta < 1, Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha)(1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (2.6)$$

ε_α - gradul de acoperire frontal al danturii;

ε_β - gradul de acoperire al danturii datorat înclinării dinților.

În anumite cazuri, Z_ε pentru calcule preliminare se poate lua 1.

Factorul înclinării dinților Z_β

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (2.7)$$

2.1.2 Stabilirea tensiunii limită de contact la oboseala flancurilor dinților $\sigma_{H \lim 1(2)}$

Curba Wöler pentru materialele roților dințate, presupune repartizarea pe zone a modului de funcționare, în funcție de numărul de cicluri presupuși și a influențelor pe care le au ungerea, viteza periferică, rugozitatea etc, asupra flancurilor dinților [37,41,42,61,62,63,83,84,89, 124,125,136].

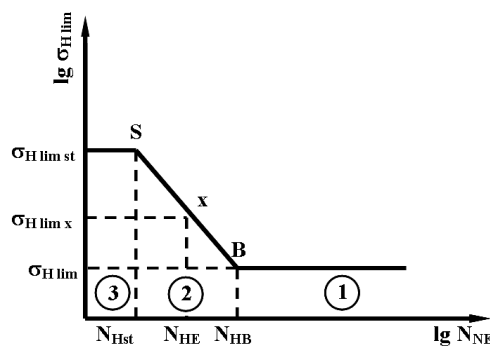


Figura 2.1 Curba Wöler la materialele pentru roți dințate

$\sigma_{H \lim}$ se calculează separat pentru pinion ($\sigma_{H \lim 1}$) și pentru roată ($\sigma_{H \lim 2}$).

Se verifică, pentru perioada cerută de funcționare, în care dintre domeniile notate cu 1, 2 sau 3 lucrează angrenajul și corespunzător se utilizează relațiile [37,41,42,61,62,63,83,84,89, 124,125,136]:

1. Pentru zona 1, $N_{HE 1(2)} \geq N_{HB 1(2)}$

$$\sigma_{H \lim 1(2)} = \sigma_{H \lim b1(2)} \cdot Z_{L1(2)}^* \cdot Z_{V1(2)}^* \cdot Z_{R1(2)}^* \cdot Z_W^* \cdot Z_{X1(2)}^* \quad (2.8)$$

Z_L - factorul influenței ungerii asupra solicitării de contact;

Z_V - factorul influenței vitezei periferice asupra solicitării de contact;

Z_R - factorul rugozității flancurilor dinților;

Z_W - factorul raportului durității flancurilor;

Z_X - factorul de dimensiune pentru solicitarea de contact;

$N_{HE 1(2)}$ - numărul de cicluri de bază la solicitarea de contact;

$N_{HB\ 1(2)}$ - numărul echivalent de cicluri de funcționare, pentru reducerea unei încărcări variabile la una constantă în cazul solicitării de contact.

La angrenajele cu pinionul durificat și roata dințată îmbunătățită, factorii Z_L , Z_V și Z_R se stabilesc pentru roata cu duritatea mai mica, iar valorile respective se folosesc și la pinionul durificat.

2. Pentru zona $N_{H\ st\ 1(2)} < N_{HE\ 1(2)} < N_{HB\ 1(2)}$

$$\sigma_{H\ lim\ x\ 1(2)} = \sigma_{H\ lim\ 1(2)} \cdot [N_{HB\ 1(2)} / N_{HE\ 1(2)}]^{1/m_H^*} \quad (2.9)$$

unde:

$$m_{H\ 1(2)}^* = \lg \left[\frac{N_{HB\ 1(2)}}{N_{H\ st\ 1(2)}} \right] / \lg \left[\frac{\sigma_{H\ lim\ st\ 1(2)}}{\sigma_{H\ lim\ 1(2)}} \right] \quad (2.10)$$

$m_{H\ 1(2)}^*$ - masa redusă pe linia de contact;

$N_{H\ st\ 1(2)}$ - numărul de încărcări statice pentru solicitarea de contact;

$\sigma_{H\ lim\ x\ 1(2)}$ - tensiunea limită de contact în intervalul S - B;

$\sigma_{H\ lim\ st\ 1(2)}$ - tensiunea limită statică de contact a flancurilor dinților.

$\sigma_{H\ lim\ 1(2)}$ s-a determinat conform cazului 1, iar $\sigma_{H\ lim\ st\ 1(2)}$ conform cazului 3.

3. Pentru zona $N_{HE\ 1(2)} \leq N_{H\ st\ 1(2)}$

$$\sigma_{H\ lim\ st\ 1(2)} = \sigma_{H\ lim\ b\ 1(2)} \cdot Z_{N\ st\ 1(2)} \cdot Z_W \quad (2.11)$$

$Z_{N\ st\ 1(2)}$ - factorul durabilității flancurilor dinților la solicitarea statică, în funcție de material și numărul de cicluri de funcționare, N ($N = 60 \cdot L_h \cdot n_1$ cicli; L_h - durata de funcționare, în ore; n_1 - turația arborelui conducător, în rot/min);

Cazul 3 reprezintă cazul solicitării statice de contact (la deformare plastică) a flancurilor dinților, iar $\sigma_{H\ lim\ st\ 1(2)}$ este tensiunea limită statică de contact a flancurilor dinților.

Factorul influenței ungerii asupra solicitării de contact Z_L și factorul influenței vitezei periferice asupra solicitării de contact Z_V , se pot alege 1 pentru calcule preliminare.

Factorul rugozității flancurilor dinților Z_R , pentru danturile rectificate $Z_R = 1$, iar pentru cele frezate $Z_R = 0,9$.

Factorul raportului durității flancurilor Z_W , dacă angrenajul este format dintr-o roată cu $1300 < HB < 400\ N/mm^2$, iar cealaltă roată are dantura durificată și rectificată ($R_Z \leq 6\ \mu m$), atunci:

$$Z_w = 1,2 - \frac{HB - 1300}{17000} \quad (2.12)$$

HB - duritatea Brinell.

În alte conditii, la angrenaje cu roți fără diferență mare de duritate, $Z_w = 1$.

Factorul de dimensiune pentru solicitarea de contact Z_X

În general, $Z_X=1$. Dacă există date precise despre influența dimensiunilor danturii asupra oboselii de contact, se adoptă Z_X corespunzător.

2.1.3 Verificarea la oboseala de contact a flancurilor dinților

Se verifică separat pinionul și roata [37,41,42,61,62,63,83,84,89,124,125,136]:

a. Prin verificarea factorului de siguranță la oboseala de contact

$$S_{H1(2)} = \frac{\sigma_{H \lim 1(2)} (\text{sau } \sigma_{H \lim x1(2)})}{\sigma_H} \geq S_{HP1(2)} \quad (2.13)$$

$S_{HP1(2)}$ - din tabelul 2.3.

Tabelul 2. 3 Factorii de siguranță minimi admisibili pentru rezistența roților dințate cilindrice.

Cerințele funcționării	$S_{HP}; S_{HP \text{ st}}$	$S_{FP}; S_{FP \text{ st}}$
> 99% (foarte mare, cazuri speciale)	1,25 ... 1,5	2 ... 2,5
99% (normală)	1,15	1,25
90% (scazută)	1,00	1,00

Valorile îngroșate se utilizează în mod normal.

b. Prin compararea cu tensiunea admisibilă la oboseala de contact σ_{HP} :

$$\sigma_{H 1(2)} \leq \sigma_{HP 1(2)}, \text{ unde } \sigma_{HP 1(2)} = \sigma_{H \lim 1(2)} (\text{sau } \sigma_{H \lim x 1(2)}) / S_{HP 1(2)} \quad (2.14)$$

2.1.4 Verificarea angrenajului la solicitarea statică de contact a dinților

Se vor verifica separat, pinionul și roata [37,41,42,61,62,63,83,84,89,124,125,136]:

$$a. S_{Hst1(2)} = \frac{\sigma_{H \lim st1(2)}}{\sigma_{Hst}} \geq S_{HPst1(2)} \quad (2.15)$$

sau

$$b. \sigma_{H \text{ st}} \leq \sigma_{HP \text{ st } 1(2)}, \quad (2.16)$$

unde $\sigma_{HP \text{ st } 1(2)} = \sigma_{HP \lim \text{ st } 1(2)} / S_{HP \text{ st } 1(2)}$

$$\sigma_{H \text{ st}} = \sigma_H (M_{t \text{ max}} / M_{tH})^{1/2}, \quad (2.17)$$

cu σ_H din relația 2.1, unde $K_A = 1$.

2.2 Calculul capacității portante pentru solicitarea de contact, corespunzător roților dințate din polimeri și materiale plastice

De-a lungul perioadei de utilizare a roților dințate din materiale plastice, s-a admis că procedurile de calcul existente nu sunt satisfăcătoare. Doar calculele la solicitările de încovoiere și presiune de contact sunt insuficiente, întrucât există și alte forme de cedare a angrenajelor

nemetalice, forme care nu sunt reprezentate în standarde. Roțile din materiale plastice cedează frecvent datorită ruperii în urma oboselii de încovoiere, la nivelul cercurilor de divizare, și nu la baza dintelui, iar cedarea angrenajului ca urmare a uzurii accentuate a materialului roților, chiar și la sarcini mici, a fost adesea raportată la exploatare [5,6,7].

Calculul de rezistență al angrenajelor nemetalice este reglementat printr-o serie de standarde naționale și comerciale. Dezvoltate pe baza teoriei angrenajelor metalice, aceste standarde consideră ca solicitări de bază, solicitările de încovoiere și la presiunea de contact. Relațiile de calcul propuse pornesc de la ecuațiile Lewis și Hertz, respectiv, modificate prin introducerea unor factori de corelație, care să reflecte aspectele specifice angrenajelor din materiale plastice și anume: distribuția sarcinilor, prezența lubrifiantului, regimul termic, interacțiunea cu factorii de mediu etc [5,6,7].

O influență deosebită asupra comportării roților dințate nemetalice o are temperatura. Variații mici ale temperaturii afectează semnificativ proprietățile mecanice ale materialelor, cum ar fi: rezistența la tracțiune, limita de curgere și modulul de elasticitate. Creșterea temperaturii, datorită căldurii acumulate prin hysterezis intern, în urma încovoierii dinților și a pierderilor prin frecarea de alunecare, este accentuată de slaba conductivitate termică a majorității materialelor plastice și de funcționarea frecvent lipsită de lubrifiere a unor asemenea angrenaje [5,6,7].

Toate aceste fenomene fac dificilă stabilirea factorilor de corecție optimi în relațiile de calcul al rezistenței angrenajelor nemetalice și un studiu suplimentar, vizând comportarea acestor angrenaje în regim termic, este necesar a fi inclus în standarde.

2.2.1 Relații de dimensionare a angrenajelor nemetalice

O astfel de relație de dimensionare, este relația lui Lewis. Pentru a corela valoarea calculată, au fost introduși un coeficient de profil al dintelui, un factor care ține seama de viteza de lucru a angrenajului și un factor de serviciu [50,51,52,52]:

$$P = \frac{m \cdot y \cdot b \cdot d \cdot n \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot \sigma}{6 \cdot 10^6} \text{ (kW)} \quad (2.18)$$

unde:

P - puterea transmisă de angrenaj;

m – modulul danturii (mm);

y - coeficientul de profil al dintelui;

b - lățimea activă a danturii (mm);

d - diametrul de divizare (mm), $d = m \cdot z$;

z - numărul de dinți;

n - turația (rot/min);

f_1 - factor de viteză, $f_1 = \frac{0,75}{1+v} + 0,25$;

v - viteza periferică pe diametrul de divizare (m/s);

σ - rezistența admisibilă (N/mm^2);

f_2 - factor de serviciu.

Tabelul 2. 4 Coeficientul de profil al dintelui pentru roți cilindrice $\alpha = 20^\circ$ [50,51,52,52].

z	14	17	21	25	30	40	50	60	75	100	150	300	∞
y	0,14	0,16	0,17	0,18	0,19	0,21	0,22	0,22	0,23	0,24	0,24	0,25	0,26
	9	3	5	4	3	0	2	7	4	1	8	5	2

Tabelul 2. 5 Valorile admisibile ale lui σ , pentru roata dințată din plastic pe roata metalică, în condiții normale (umiditate $EH \cong 50\%$) [50,51,52,52].

Tipul materialului	Temperatura ($^\circ\text{C}$)						
	Fără ungere			Cu ungere continuă			
	20 $^\circ\text{C}$	50 $^\circ\text{C}$	80 $^\circ\text{C}$	20 $^\circ\text{C}$	50 $^\circ\text{C}$	80 $^\circ\text{C}$	100 $^\circ\text{C}$
ERTALON 6 S	18	14	10	27	21	15	9,5
ERTALON 66 SA 6 PLA 6 XAU	22	17,4	13	33	26,5	19,5	13
ERTALON (PA) 11SA	14	10	6,5	21	15	9,5	7
ERTACETAL (POM) ERTALYTE (PETP)	20	16	12	30	24	18	12

Tabelul 2. 6 Factorul de serviciu f_2 [50,51,52,52].

Tipul materialului	Condiții de utilizare*	
	1	2
ERTALON (PA) 6 SA și 11 SA	1	0,9
ERTALON (PA) 66 SA, 6PLA și 6 XAU+, ERTACETAL (POM)	1	0,7
ERTALYTE (PETP)	1	0,5
*1-normale, 2-dinamice		

Se atrage atenția asupra faptului că, relațiile de calcul prezentate anterior se referă la angrenaje folosite permanent și în condiții de sarcină maximă. În practică, este recomandat să se

țină cont de faptul că majoritatea angrenajelor funcționează în regim nepermanent și la o putere mai mică decât puterea nominală a motorului de acționare [50,51,52,52].

În cazul în care condițiile reale de utilizare ale angrenajului nu pot fi modelate cu exactitate prin relații de calcul, se recomandă efectuarea de testări pentru a se stabili cel mai potrivit material pentru execuția angrenajului.

Pentru a obține o funcționare silențioasă, roțile dințate metalice au deseori dantură înclinată. Dacă condițiile de rezistență o permit, în locul acestor roți se pot utiliza roți dințate din material plastic, care au o capacitate bună de amortizare ce duce la reducerea semnificativă a zgomotelor din angrenaj. Relațiile de calcul pot fi folosite cu mici “adaptări” și în cazul roților dințate cilindrice cu dantură înclinată sau a roților dințate conice [50,51,52,52].

La angrenajele melcate, relațiile de calcul sunt mai complexe, pentru că în acest caz apar alunecări mari între melc și dinții roții melcate, chiar dacă sarcina și viteza periferică nu sunt mari [50,51,52,52].

Pentru a preveni tensiunile care apar la baza dinților, se recomandă executarea unei raze de racordare de cel puțin $0,2 \cdot \text{modulul}$. În caz contrar, pot apărea fisuri în zonele respective, care se propagă apoi în întreaga masă a materialului. În cazul roților dințate care funcționează în mediu umed sau în imersie, se recomandă folosirea de materiale plastice cu absorbție redusă de umiditate (POM, PETP) [50,51,52,52].

Valorile maxime ale temperaturilor admisibile pentru diferite tipuri de materiale sunt prezentate în tabelul 4.

Ca observație pentru partea de proiectare, materialele plastice au un coeficient de dilatare termică mai mare decât metalele și pot să absoarbă și umiditate în funcționare. De aceea, în cazul angrenajelor din materiale plastice trebuie prevăzut un joc mai mare decât în cazul celor metalice.

Tabelul 2. 7 Temperaturi admisibile pentru roți dințate care lucrează în regim continuu [50,51,52,52].

Tipul materialului	Fără ungere în condiții normale (RH $\approx$ 50%)	Cu ungere continuă
ERTALON (PA) 6 SA, 11 SA	80°C	120°C
ERTALON (PA) 6 PLA, 6 XAU+, 66 SA ERTALYTE (PETP)	90°C	120°C

Pentru o mai mare eficiență se recomandă următoarele tipuri de materiale în contact [50,51,52,52]:

a) *metal/plastic* - este varianta cea mai avantajoasă, deoarece căldura rezultată din frecare se poate disipa ușor. Este recomandat ca roata metalică să fie tratată termic (pentru a micșora uzura ambelor roți), însă nu e necesar să fie rectificat flancul dinților;

b) *plastic/plastic* - în acest caz disiparea căldurii se face mai anevoios, deci temperatura în zona de angrenare va fi mai mare ca și în cazul anterior și vor rezulta modificări dimensionale. Se recomandă numai pentru sarcini relativ mici, în combinația PA/POM sau PA/PETP.

Angrenajele cu roți dințate din materiale plastice pot funcționa și fără ungere în condiții corespunzătoare, însă pentru micșorarea uzurilor și mărirea sarcinii se recomandă ungerea acestora. Ca și regulă generală, ungerea trebuie să se facă cel puțin înainte de montaj, pentru a se asigura și un “rodaj” mai bun [50,51,52,52].

Pentru roțile dințate montate direct pe ax, momentul se transmite de obicei prin intermediul unor pene. La momente mai mari, poate fi necesară utilizarea de mai multe pene. Nu se recomandă utilizarea penelor înclinate (cu nas), din cauza fenomenului de relaxare a materialului plastic (îmbinarea își face joc).

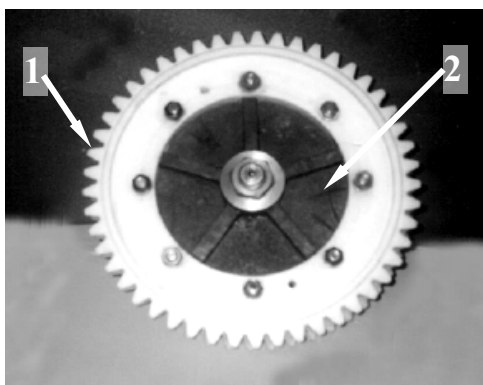


Figura 2.2 Coroană din material plastic

Pentru roțile dințate de dimensiuni mari se adoptă, de regulă, soluția coroanei dințate din material plastic (1), fixate pe miez metalic (2), figura 2.2 [50,51,52,52].

Dimensionarea penelor în cazul roților dințate din materialul plastic se poate face cu relația [50,51,52,52]:

$$h = \frac{19,1 \cdot 10 \cdot P}{\sigma_d \cdot l \cdot n \cdot d'} \text{ (mm)} \quad (2.19)$$

unde:

h - înălțimea penei;

P - puterea transmisiei (kW);

σ_d - presiunea de contact admisibilă (N/mm^2) - vezi valorile din tabelul 2.5;

l - lungimea penei (mm);

d' - diametrul axului (mm);

n - turația (rot/min).

Tabelul 2. 8 Presiunea de contact admisibilă σ_d (N/mm^2), în condiții normale de exploatare ($RH \cong 50\%$).

Tipul materialelor	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)			
	20 $^{\circ}\text{C}$	50 $^{\circ}\text{C}$	80 $^{\circ}\text{C}$	100 $^{\circ}\text{C}$
ERTALON (PA) 6 SA	18	12,5	8,5	7
ERTALON (PA) 66 SA	20	13,5	9	7,5
ERTALON (PA) 6 PLA, 6 XAU+	22	15	10	8
ERTALON (PA) 11 SA	12	8	5,5	4,5
ERTACETAL (POM)	22	15	10	8
ERTALYTE (PETP)	30	16,5	7	4,5

E posibil ca în urma dimensionării să rezulte o “înălțime” h relativ mare. În acest caz se pot adopta pene nestandardizate sau un număr mai mare de pene, dispuse la unghiuri de 180 $^{\circ}$, 120 $^{\circ}$, 90 $^{\circ}$ [50,51,52,52].

2.3 Propunerea unei modalități de calcul a solicitării de contact pentru roțile dințate cilindrice cu structură hibridă

Având în vedere structura hibridă a roților dințate de tipul celor puse în discuție în această lucrare, care sunt metalice în mare măsură, se poate adopta o metodică de calcul a solicitării de contact ca și în cazul roților metalice. Aceasta are avantajul unei complexități mai mari, decât cea specifică materialelor plastice sau din polimeri. Însă, valorile factorilor care intervin în formulă, sunt foarte puțin cunoscuți pentru polimeri, marea lor majoritate chiar deloc, relația 2.1.

Așa cum s-a evidențiat în subcapitolele anterioare, factorii pot fi determinați experimental, extrapolând valorile necesare în cazul unei testări laborioase și complexe.

Tot anterior, s-a afirmat faptul că spre diferență de materialele metalice, cele plastice au o mare dependență a parametrilor fizico-mecanici și de evoluția temperaturii.

Astfel, s-ar impune permanentă corelare între toate situațiile în care se va realiza testare și temperatură. O astfel de corelare ar conduce iminent la determinarea unui factor suplimentar Z_T ,

care să suplinească diferențele importante de evoluție a capacității de încărcare, în sensul scăderii acestora și le-ar pune pe seama creșterii gradientul termic.

Pornind de la cerințele funcționării, se stabilește o valoare a factorului de siguranță la oboseala de contact. Se determină experimental valoarea solicitării limită de contact, ca funcție de numărul de cicluri de testare și modalitatea de testare dată de viteza periferică, raportul durității flancurilor, modalitatea de ungere și rugozitatea. Făcând raportul celor două, anterior amintite, va reieși valoarea tensiunii de contact pe flancul dinților.

Se rescrie ecuația 2.1 și se observă că, cel mai puternic impact de funcționare, asupra capacității de încărcare necesare, o au factorii din afara radicalului: factorul zonei de contact, materialelor, lungimii minime de contact și înclinării dinților.

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_T \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \frac{i \pm 1}{i}}{b_w \cdot d_{w1}}} \quad (2.20)$$

Calculul forței tangențiale reale efective, se va face ținând cont de condițiile de testare. Dacă testarea se face la solicitare uniformă $K_A = 1$.

$K_{H\beta}$ și $K_{H\alpha}$ factorii responsabili cu repartitia sarcinii pe flancurile dinților, se adoptă ținând cont de faptul că rodarea materialelor plastice este rapidă, nu constituie un fenomen de durată, iar precizia danturii fluoropolimerizate crește față de cea a flancului metalic suport după aplicarea filmului fluoropolimeric superficial ($K_{H\beta} = 1,4$ și $K_{H\alpha} = 1$).

Conform celor afirmate anterior, cu privire la precizia de prelucrare, K_V va fi considerat 1,3.

Factorii geometrici ai zonei de contact Z_H , lungimii minime de contact Z_E și înclinării dinților Z_β , se pot calcula cu ajutorul relațiilor 2.2, 2.3, 2.6 și 2.7.

Cunoscându-se, de asemenea, raportul numărului de dinți u , b_w lățimea de lucru a angrenajului și d_w diametrul de divizare se poate determina valoarea factorului materialelor Z_E .

Z_E se mai poate determina și prin calcul, folosind relația 2.4, dacă se cunosc valorile modului de elasticitate și constantei Poisson pentru vâscozitatea cinematică. În cazul când acestea se cunosc, valoarea lui Z_E poate constitui și un punct de verificare. Însă, în cele mai multe cazuri această valoare nu este cunoscută, ea fiind determinată pentru a se extrapola ulterior valoarea modului de elasticitate și coeficientului vâscozității dinamice.

Odată determinată valoarea lui Z_E , se poate modifica modul de lucru pentru valori cunoscute a lui K_A și, astfel, sa se determine variația solicitării de contact σ_H , care sa fie pusă pe seama comportării diferite a filmului fluoropolimeric depus pe suprafața flancurilor dinților, modificările datorându-se acumulării de temperatură în stratul superficial. Determinarea valorică a unui astfel de factor este extrem de importantă și duce implicit la o corelare adecvată și

justificată a solicitării de contact cu cauzalitatea problemei introduse prin folosirea depunerii fluoropolimerice pe flancul danturii.

2.4 Concluzii și contribuții personale

În urma analogiei realizate între modelul de calcul al solicitării de contact aferent roților dințate din materiale metalice și materiale plastice sau polimeri, a fost adoptat ca model de calcul cel al materialelor metalice, mai complex și complet, cu o completare care să țină seama de influența temperaturii asupra contactului realizat între polimeri.

Prin corelarea realizată, cu ajutorul noului factor al influenței temperaturii Z_T , se va adapta valoarea solicitării de contact necesare, pentru cazul contactului fluoropolimeric, oferind o modalitate de calcul mai completă și corectă.

Contribuții personale

Modelul matematic de analiză al solicitării de contact, a fost adoptat după o variată și temeinică consultare a materialelor bibliografice, referitoare la roțile dințate fabricate din materiale metalice și plastice, precum și prin accentuarea particularităților introduse de fiecare în parte.

Modalitatea de corelare cantitativă a noului factor Z_T , este apreciată în raport cu alți factori specifici modului de lucru (K_A), dinamicii funcționale (K_V și Z_V), regimului de lubrifiere (Z_L) și cu valorile corespunzătoare tensiunii efective de contact determinate experimental.

Capitolul 3. Formularea problematicei de testare a roților dințate cilindrice, în vederea determinării capacității de încărcare a acoperirii fluoropolimerice

Problematika testării suprafețelor de contact, presupune stabilirea unui algoritm de testare în care să se urmărească realizarea unor condiții specifice tipologiei testate.

În cazul de față, în varianta incipientă, s-a presupus că datorită aplicării unui strat de grosimea câtorva zeci de microni pe suprafața flancurilor dinților, se va rezolva în bună parte problema acumulării temperaturii în stratul fluoropolimeric, acesta disipând rapid diferența de temperatură în suportul metalic. Astfel, proprietățile fizico-mecanice ale acestuia ar fi prezervate, modificările acestora făcându-se într-o proporție mică.

Xylan 1052 este un fluoropolimer de bună calitate, care se bazează pe PTFE (PolyTetraFluoroEthylene) impurificat cu MoS₂ (Bisulfură de Molibden), care a fost conceput pentru solicitări mari de contact [185].

Polimerii, în general, au proprietăți tribologice bune asigurând și o izolare, a părților pe care sunt aplicați, împotriva factorilor corozivi [185].

Din cercetarile anterioare, care au avut ca scop diminuarea zgomotului și vibrațiilor angrenajelor, care conțin roți dințate de structură hibridă, a reieșit că vibrațiile și zgomotul sunt diminuate, în medie, cu 10%, datorită amortizării introduse de stratul de Xylan 1052 [26,92,93].

Acest lucru recomandă o determinare a capacității de încărcare, pentru a face posibilă dimensionarea unor astfel de angrenaje și introducerea acestora, mai apoi, în mediul economico-industrial.

3.1 Date tehnice cu privire la fluoropolimerizarea danturii roților dințate

S-au realizat într-o primă etapă, în colaborare cu MASTER București, acoperiri cu Xylan 1052 ale danturilor prelucrate prin frezare. După etapa aferentă testării preliminare, firma TECHNICOAT ROMANIA din Câmpina ne-a oferit ajutorul pentru continuarea cercetărilor.

Acoperirea superficială s-a făcut prin dispersie fluoropolimerică, utilizând materialul Xylan 1052, produs de firma Whitford Plastics Limited din Marea Britanie. S-au depus prin dispersie pe danturi, câte două straturi cu o grosime totală de 25 până la 40 μm, ulterior acoperirii cu material fluoropolimeric nefiind necesare alte prelucrări suplimentare [26,93].

Stratul fluoropolimeric obținut după tratamentul termic adecvat, rezistă în funcționare la un domeniu de temperaturi cuprins între -195 și +285 ° C [26,93].

În urma aplicării tehnologiei de depunere, se realizează un film fluoropolimeric continuu, fără pori și cu o grosime uniformă. Pentru a asigura o bună rezistență la uzură, duritatea Brinell a filmului fluoropolimeric realizată, după tratamentul termic de reticulare, și măsurată prin metoda creioanelor, trebuie să fie mai mare de 5 HB [26,93].

Totodată, din corespondența cu o firmă care reprezenta Whitford Plastics Limited pe piața germană, a rezultat obținerea valorii coeficientului static de frecare, corespunzător stratului fluoropolimeric de Xylan 1052, $\mu = 0,2$.

De menționat este că, în conformitate cu prescripțiile producătorului, presiunea maximă suportată de stratul depus este de 343 N/ mm² [26,93].

3.2 Testarea incipientă. Observații asupra fenomenologiei uzării depunerii fluoropolimerice de pe flancul dinților

Testarea, în faza inițială, are ca scop determinarea modului de uzare a materialului fluoropolimeric, împreună cu particularitățile pe care le introduce orice testare experimentală de acest gen.

S-a fluoropolimerizat o pereche de roți dințate cilindrice cu dinți înclinați la 9°, având un raport de transmitere $i = 2,53$. Testarea s-a făcut pe un stand cu flux energetic deschis.

3.2.1 Prezentarea generală a standului de testare și a reductorului care încorporează roțile dințate hibride

Standurile cu flux energetic deschis au o schemă foarte simplă (fig.3.1), care include o sursă de energie ME (motor electric, hidraulic etc.), reductorul cu roți dintate testat R și un dissipator de energie DE. Acesta poate fi o frână mecanică cu discuri sau saboti, hidraulică, pneumatică sau hidropneumatică, electrică (electromagnetică), o pompa hidraulică etc [93].

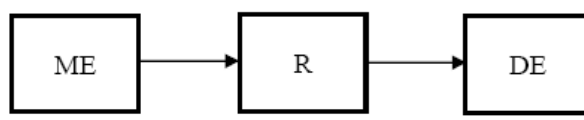


Figura 3.1 Schema generală a standului cu flux energetic deschis

Roțile acoperite fluoropolimeric aparțin unui reductor tip 3BH produs de NEPTUN Câmpina, existent în laboratorul Școlii Doctorale al Facultății de Inginerie Materialelor și Mecanică din cadrul Universității Eftimie Murgu Reșița [93].

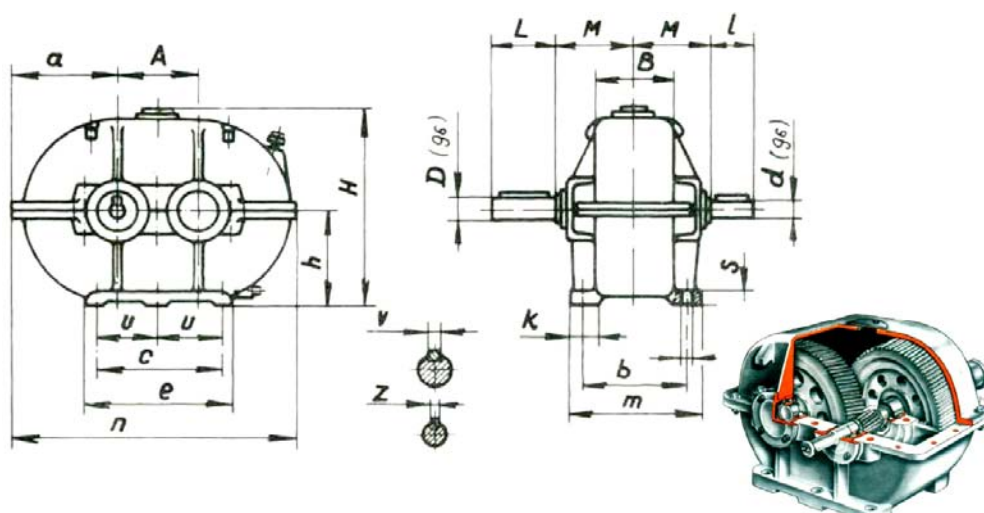


Figura 3.2 Schema dimensională a reductorului

Execuția, respectiv dimensiunile principale ale reductorului, sunt prezentate în figura 3.2 [93].

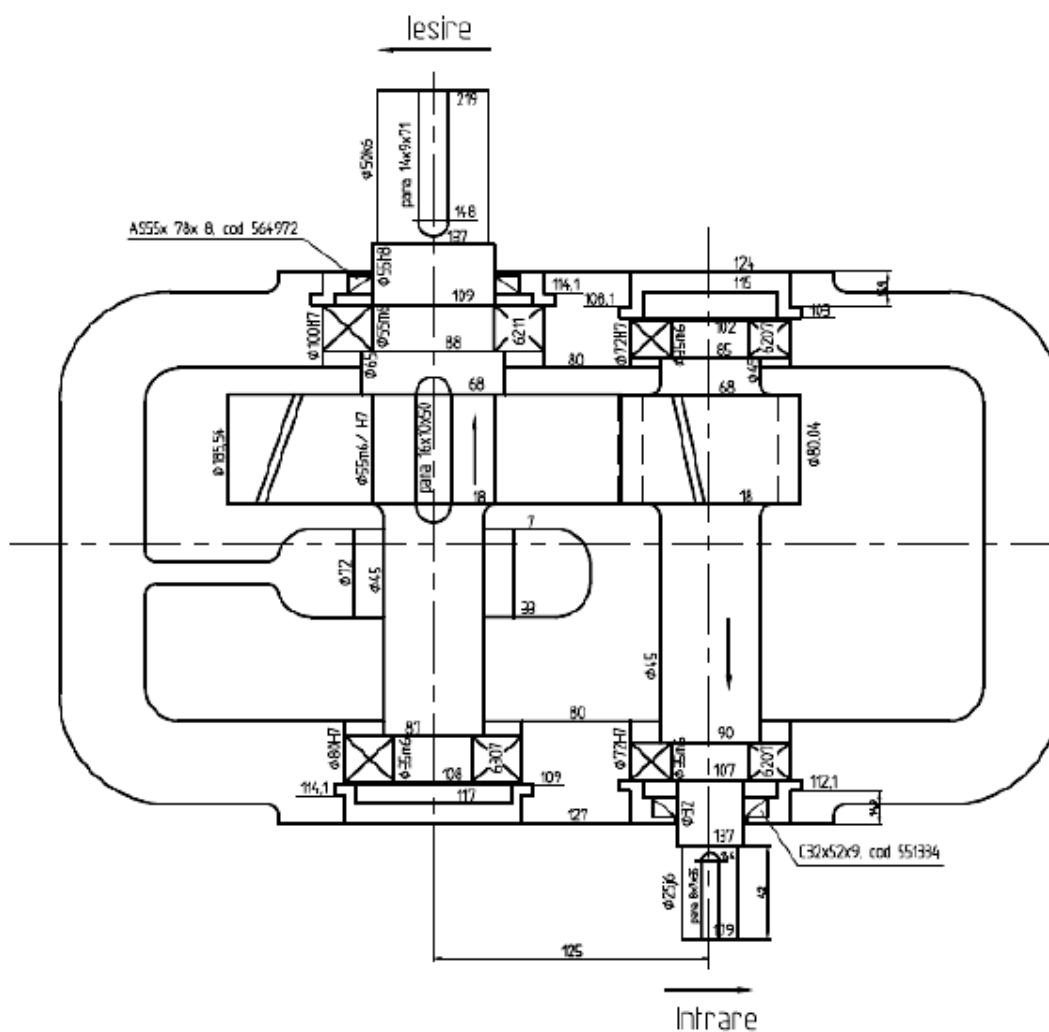


Figura 3.3 Proiectul de reechipare a reductorului

Reductorul tip 3BH este un reductor orizontal, inițial în două trepte, cu arborii de intrare și ieșire coaxiali. Pentru eliminarea posibilei influențe a roții intermediare, reductorul s-a transformat într-unul cu o singură treaptă, păstrându-se carcasa și deci distanța între axe $a = 125$ mm [93].

Noile angrenaje (pinion, roată dinată și arbore de ieșire) au fost executate de către REȘIA REDUCTOARE S.A. (RRR) în cadrul parteneriatului de colaborare încheiat cu U.E.M. Reșita.

S-au păstrat aceleași tipuri de rulmenți: seria 6207 pe arborele de intrare și 6307, respectiv 6211, pe arborele de ieșire. Reductorul a fost echipat cu rulmenți noi, iar carcasa s-a verificat în laboratorul de control al RRR și s-a prelucrat suplimentar prin rectificarea planului de separație și refacerea alezajelor, pentru a elimina ca posibilă sursă de uzură o carcasă cu axe neparalele, respectiv încrucișate [93].

Pentru calculul geometric și de rezistență al danturilor s-a utilizat programul ZANEUX din dotarea REȘIA REDUCTOARE S.A., datele fiind prezentate sintetic în tabelul 3.1 [93].

Tabelul 3. 1 Datele de danturare pentru pinion și roată (Anexa 1).

$a = 125$ mm $m_n = 4$ mm $z_1 / z_2 = 17 / 43$ ($i = 2,529$) $b = 50$ mm $\alpha = 20^\circ$ joc de flanc: 0,15- 0,27 mm	
	$B = 9^\circ$
x_1 / x_2	0,48452/ 0,47656
$\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$	1,34/ 0,62
ε_T	1,96
d_{a1} / d_{a2}	80,04/ 185,28
d_1 / d_2	68,85/ 174,14
d_{f1} / d_{f2}	61,73/ 166,90
h_1 / h_2	18,31/ 18,38
alunec. spec. X_i	0,54/ -1,27 0,56/ -1,16

S-a recurs la o dantură înclinată, pentru că aceasta duce la [93]:

- micșorarea coeficienților de deplasare de profil;
- mărirea gradului de acoperire;
- creșterea înălțimii dintelui.

Acoperirea superficială s-a realizat prin dispersie fluoropolimerică, utilizând materialul Xylan 1052, produs de firma Whitford Plastics Limited din Marea Britanie. S-au depus câte două straturi cu o grosime totală de 25 - 40 μ m, ulterior acoperirii cu material fluoropolimeric nefiind necesare alte prelucrări suplimentare [93].

3.2.2 Descrierea standului de încercări și a echipamentelor anexate

Schema de ansamblu a standului de probă cu flux energetic deschis, este structurată în trei blocuri funcționale: mașina de antrenare, reductorul mecanic pentru transmiterea mișcării și ansamblul pompă de ulei - circuit de lucru – rezervor, figura 3.4 [26,93].

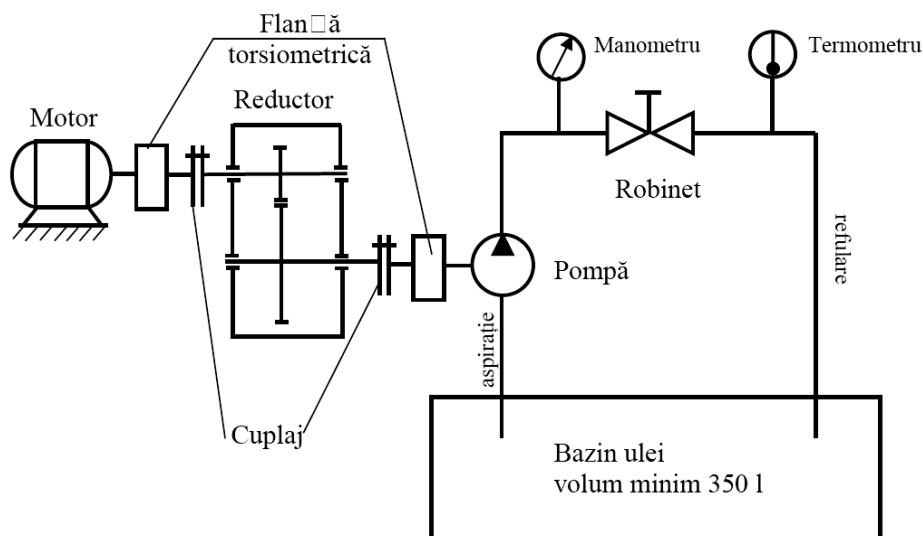


Figura 3.4 Schema funcțională a standului, respectiv a circuitul de ulei

Pentru izolarea reductorului din punct de vedere al posibilelor vibrații transmise de la mașina de antrenare (motorul electric de curent continuu), respectiv mașina antrenată (pompa de ulei), s-au ales cuplaje de legătură cu benzi de cauciuc pe arborele de intrare, respectiv cu benzi de piele

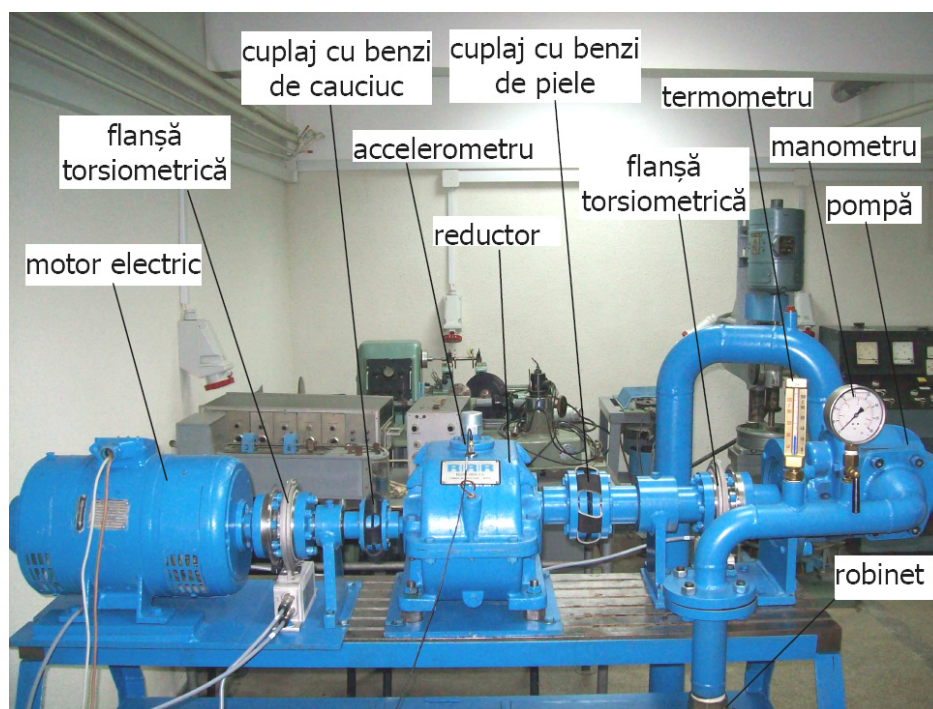


Figura 3.5 Standul de testare cu circuit energetic deschis

pe arborele de ieșire, după cum se prezintă și în vederea de ansamblu a standului de probă, aflat în laboratorul Școlii Doctorale al Facultății de Mecanică și Ingineria Materialelor din cadrul Universității Eftimie Murgu Reșița [26,93].

Cuplajele elastice au avantajul că permit decuplarea rapidă și nu necesită o aliniere, respectiv centrare riguroasă.

Variația încărcării reductorului s-a făcut cu ajutorul unui robinet montat pe țeava de refulare a pompei KRACHT, prin ajustarea valorică a presiunii, momentul de torsiune transmis măsurându-se cu ajutorul flanșelor torsiometrice [26,93].

3.2.2.1 Alegerea mașinii electrice de antrenare

Pentru încercarea la turații variabile, antrenarea s-a făcut prin intermediul unui motor tip GC2Pa44a, din gama de fabricație a lui UME București, care are dimensiunile principale conform figurii 3.4, respectiv datele tehnice conform tabelului 3.3 [26,93].

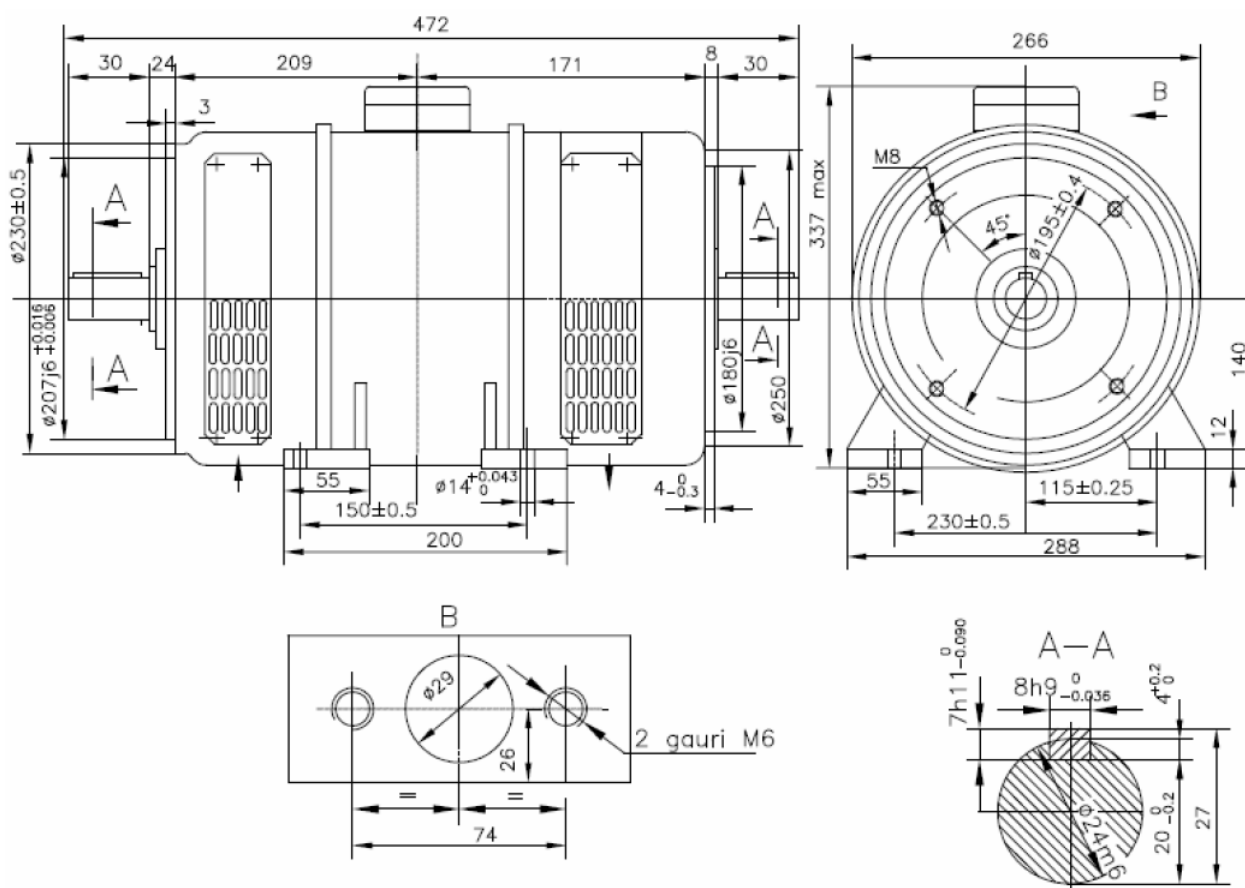


Figura 3.6 Dimensiunile principale ale motorului de antrenare

Caracteristicile tehnice corespunzătoare motorului de curent continuu, folosit la antrenarea reductorului [26,93].

Tabelul 3. 2 Datele tehnice ale motorului de antrenare.

Caracteristici tehnice			
Nr. Crt.	Caracteristica	UM	Valoarea
1	Putere nominală	kW	2,5
2	Tensiune nominlă	V	110
3	Curent nominal	A	31
4	Turație nominală	rot/ min	1500
5	Sens rotație	-	dreapta
6	Cuplul maxim	Nm	16

3.2.2.2 Sistemul de încărcare pentru realizarea cuplului rezistent

Ca sistem de încărcare, care să facă posibilă variația momentului de torsiune transmis de reductor, s-a ales varianta antrenării unei pompe de ulei tip KF 6/400 H30B NOB 7DP1 de fabricație KRACHT Werdohl Germania, pe următoarele considerente [26,93]:

- literatura studiată nu dezvoltă pe larg această variantă de frânare controlată a reductoarelor
- pompa este disponibilă la RRR.

Pompa are un volum geometric de 405 cm³/rot și poate asigura o presiune maximă de 25 bar.

Executia, respectiv dimensiunile principale ale pompei sunt prezentate în figura 3,7 [26,93].

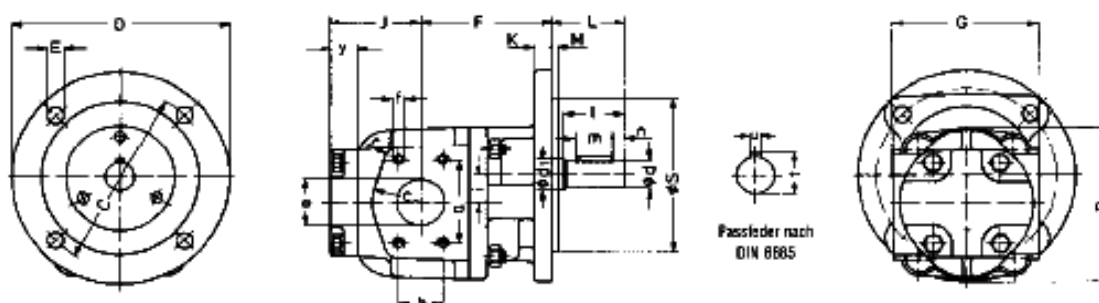


Figura 3.7 Dimensiunile principale ale pompei de ulei

3.2.2.3 Echipamentele de măsură

Verificarea puterii transmise, respectiv a momentului de torsiune la arborele de intrare și la arborele de ieșire al reductorului, s-a făcut cu ajutorul unor flanșe torsiometrice tip T 10 FS produse de HBM Germania și aflate în dotarea laboratorului de Proiectarea Dispozitivelor și Robotică al UEM Reșița [26,93].

Aceste flanșe torsiometrice permit măsurarea atât a momentului de torsiune transmis, cât și a turației de lucru. S-a montat câte o astfel de flanșă pe arborele de intrare, respectiv de ieșire al reductorului. Culegerea datelor făcându-se cu ajutorul a două module de interpretare și afișare a datelor, de tip MP 60, aferente fiecărei flanșe.



Figura 3.8 Modulul MP 60 și traductorul torsiometric

O vedere de ansamblu a flanșei torsiometrice, respectiv a modului de interpretare a datelor, se prezintă în figura 3.8 [26,93].

3.2.3 Condițiile incipiente de testare a roților dințate fluoropolimerizate

Testarea incipientă, este menită observațiilor cu caracter cantitativ și calitativ, în vederea stabilii condițiilor și metodologiei de testare.

S-a pornit de la presiunea indicată de producător 343 N/mm^2 ca valoare limită a solicitării de contact, aceasta fiind stabilită în condițiile solicitării statice pure, fără teste de oboseală sau alunecare relativă, și adoptarea a trei viteze de rotație: 500, 1000 și 1500 rot/min.

Dacă se impune $\sigma_{H \text{ lim b}} = 343 \text{ N/mm}^2$, în funcție de indicatia producătorului, rezultă $\sigma_{HP} = 298,26 \text{ N/mm}^2$, la o funcționare în condiții normale. Pentru un cuplu rezistent de $M_r = 38,2 \text{ Nm}$, rezultă o forță tangențială în plan frontal $F_{tH} = 439 \text{ N}$. Se adoptă condițiile de lucru liniare, fără șocuri, stabilindu-se valorile factorilor aferenți calcului solicitării de contact, astfel: $Z_H = 1,88$, $Z_E = 22,34$, $Z_\epsilon = 1$, $Z_\beta = 0,987$, $K_A = 1$, $K_V = 1,3$, $K_{H\beta} = 1,4$ și $K_{H\alpha} = 1$. După calculul solicitării de contact necesare în acest caz, se determină $\sigma_H = 36 \text{ N/mm}^2$. Astfel, condiția: $\sigma_{HP} > \sigma_H$ fiind îndeplinită [92].

Testarea s-a făcut în condiții de ungere continuă în baie de ulei. Pentru lubrifiere, a fost folosit un lubrifiant de tip SP-220, care este un ulei de transmisii semi-sintetic, realizat cu ultima tehnologie de aditivare, cu modificatori de frecare pentru a oferi înaltă performanță, durată lungă de viață și proprietăți de economisire a energiei.

De asemenea, are proprietăți de anti-spumare, dezemulsionare și EP-aditivi (epoxidici), pentru lubrifiere în condiții grele. Gradul de vâscozitate, al acestui tip de lubrifiant VG 220. Domeniile de aplicare, recomandate de către producător: angrenaje și cutii de viteze.

Datorită faptului că nu sunt nici un fel de date referitoare la modul de uzură al unor asemenea tipologii de roți dințate, s-a adoptat o primă durată de inspecție a uzurii flancurilor de 30 min. Urmând, ca în funcție de observațiile făcute, ea să se prelungească liniar sau nu.

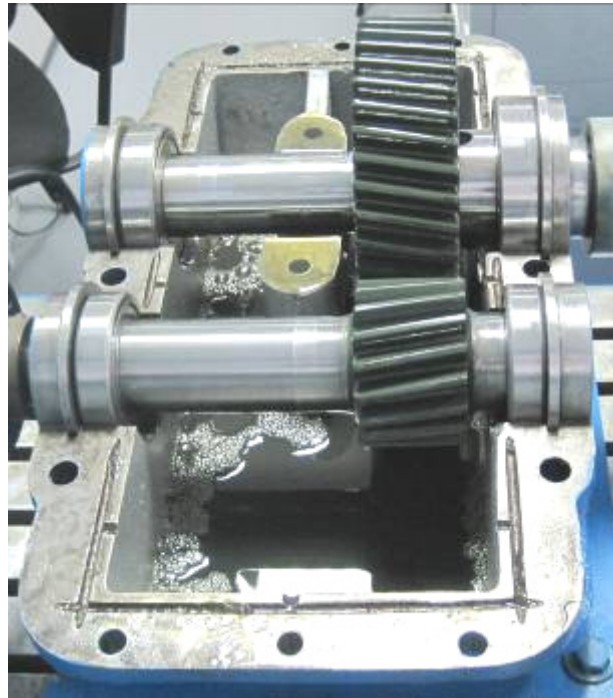


Figura 3.9 Aspectul reductorului înainte de închidere și începutul testului

3.2.3.1 Observații asupra uzării filmului fluoropolimeric după testarea pe standul de probă

Materialul prezintă o uzură pronunțată pe zonele de intrare și ieșire din angrenare a dinților, acolo unde frecarea de rostogolire este însoțită de frecarea de alunecare relativă.

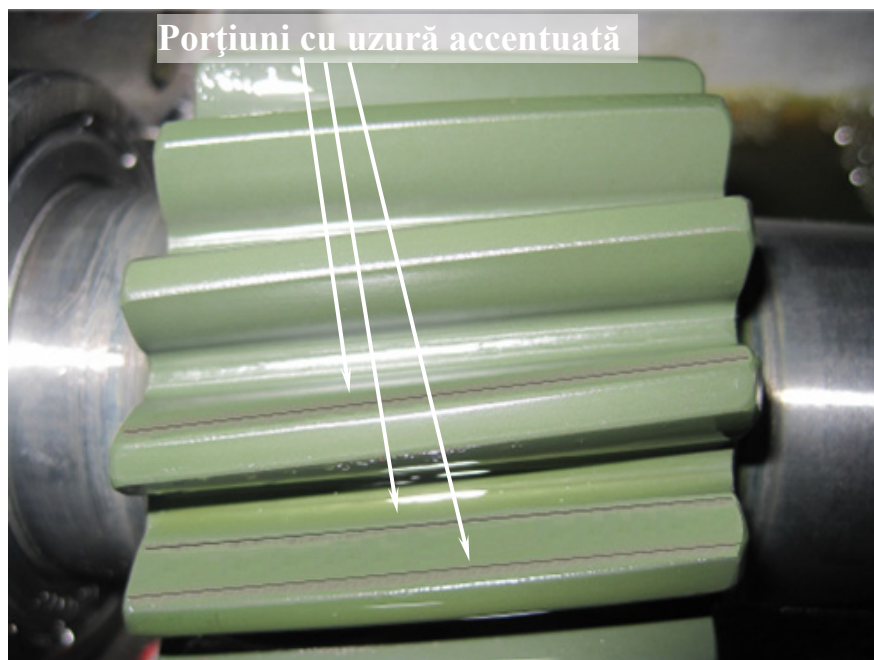


Figura 3.10 Aspectul flancului pinionului. Indicarea porțiunilor cu uzare accentuată

Porțiunea delimitată de partea de ieșire și intrare în angrenare a dinților, unde preponderentă este rostogolirea relativă a flancurilor omoloage, a suferit o exfoliere superficială punctiformă pe porțiuni foarte mici și urme de zgârieturi fine, figura 3.10.

Aceste fenomene se pot asemui pittingului și gripării, care s-au întâlnit la materialele metalice în cadrul precesului de uzare a flancurilor dinților.

Repetând testarea pentru 1000 și 1500 rot/min, s-a observat creșterea gradului de uzură și extinderea suprafeței uzate spre centrul flancului.

Tribologic, explicația este aceea că, odată cu creșterea vitezei de frecare la alunecare, crește temperatura în materialul depus pe flancuri și frecvența repetabilității acestui fenomen, conduce la incapacitatea stratului fluoropolimeric de a disipa căldura acumulată în substratul metalic de bază.

De aceea, este foarte important a se considera și cazul contactului fluoropolimer - metal, când una dintre roți este neacoperită.

S-a concluzionat, totodată, că se impune studierea unei noi modalități de testare, care să permită realizarea unui număr mai mare de teste pe aceeași pereche de roți fluoropolimerizate.

Pentru că materialul fluoropolimeric se uzează puternic în zona cu cea mai mare frecare de alunecare, între flancurile omoloage aflate în angrenare, se impune și o testare pentru frecarea de alunecare, prin modelarea unui test care să permită realizarea cerințelor fenomenologice în acele condiții, dar într-o formă mai ușoară și simplă.

Se impune o determinare a coeficientului de frecare dinamic, a suprafeței de contact care pot ajuta la modificarea modului de percepție a contactului hertzian, în cazul contactului între materiale fluoropolimerice sau material fluoropolimeric și metal.

3.3 Analiza suprafețelor aflate în contact pentru stabilirea procedurilor ulterioare de testare

S-a pornit de la individualizarea cazului prezentat în subcapitolul anterior, când s-au delimitat zonele cu cea mai mare uzură de pe suprafața flancului.

Se prezumă contactul între suprafețele flancurilor omoloage aparținând celor două roți dințate, în punctele de ieșire și intrare în angrenare a dinților (baza și capul dintelui).

Ținându-se seama de faptul că, în acest caz, coeficientul total de acoperire $\varepsilon_T = 1,96$, aceasta presupune contactul aproape permanent a câte doi dinți aparținând fiecărei roți. Singurul loc unde nu se află doar doi dinți în angrenare, este acela al polului angrenării și în imediata lui vecinătate.

3.3.1 Analiza geometrică a contactului în punctele de interes

Se va nota că, în cazul de față, în planul secțiunii normale după unghiul de înclinare a danturii, punctului de ieșire din angrenare dintre doi dinți, îi corespunde un alt punct de contact de intrarea în angrenare dintre alți doi dinți precursori ai roților dințate (fig. 3.11).

Astfel, pentru unghiul de înclinare de 9° și celelalte caracteristici geometrice ale roților, indicate în subcapitolul precedent, rezultă cazul fericit a două puncte de contact, concomitent situate într-o poziție care ne avantajează din punct de vedere analitic, la intrarea și în imediata apropiere de ieșirea din angrenare.

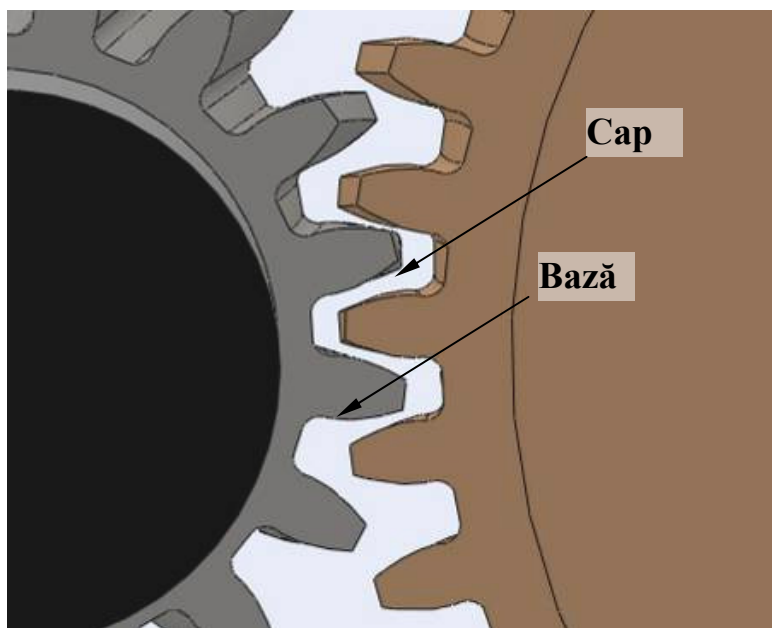


Figura 3.11 Imagine din simularea a două roți în angrenare cu respectarea dimensiunilor și geometriei roților dințate originale. Se indică punctele de contact de la capul și baza dintelui

3.3.1.1 Stabilirea razelor cilindrilor analitici de bază în punctele de interes

Se realizează schematic o secțiune după planul normalei la flancul dinților și se indică dimensional toate valorile care intervin în cadrul analizei geometrice (fig. 3.12) [71,131].

S-a pornit de la reprezentarea punctată, din planul normal, a elipselor de bază și de cap aferente celor două roți dințate. Trebuie precizat că, cercurilor de bază, respectiv de cap, din planul frontal le corespund elipse în plan frontal.

Tangenta comună elipselor de bază aparținând ambelor roți, reprezintă linia de angrenare. Segmentul de angrenare, este reprezentat printr-o linie de culoare violet. La capetele acestuia, reprezentând locul de intrare și ieșire din angrenare, s-au schematizat sectoarele de cerc cu razele

aferente dimensional cilindrilor de rostogolire, pe baza cărora s-a modelat contactul între flancurile omoloage aflate în angrenare.

Cercurile de rostogolire, respectiv polul angrenării, nu s-au reprezentat din motive grafice, pentru a nu încălca desenul.

Prima pereche de cilindrii analitici, se consideră cea din stânga polului angrenării. Se observa că razele acestora s-au colorat distinct.

Cilindrul aparținător pinionului (reprezentat în partea de jos a desenului), are o rază mică de culoare verde, cilindrul roții are raza cea mai lungă în acest punct, cu o dimensiune care presupune însumarea liniei albastre cu cea violet.

Pentru cel de-al doilea punct de contact, cilindrul pinionului are raza formată din însumarea liniei verzi cu cea violet, iar cilindrul roții are raza de culoare albastră.

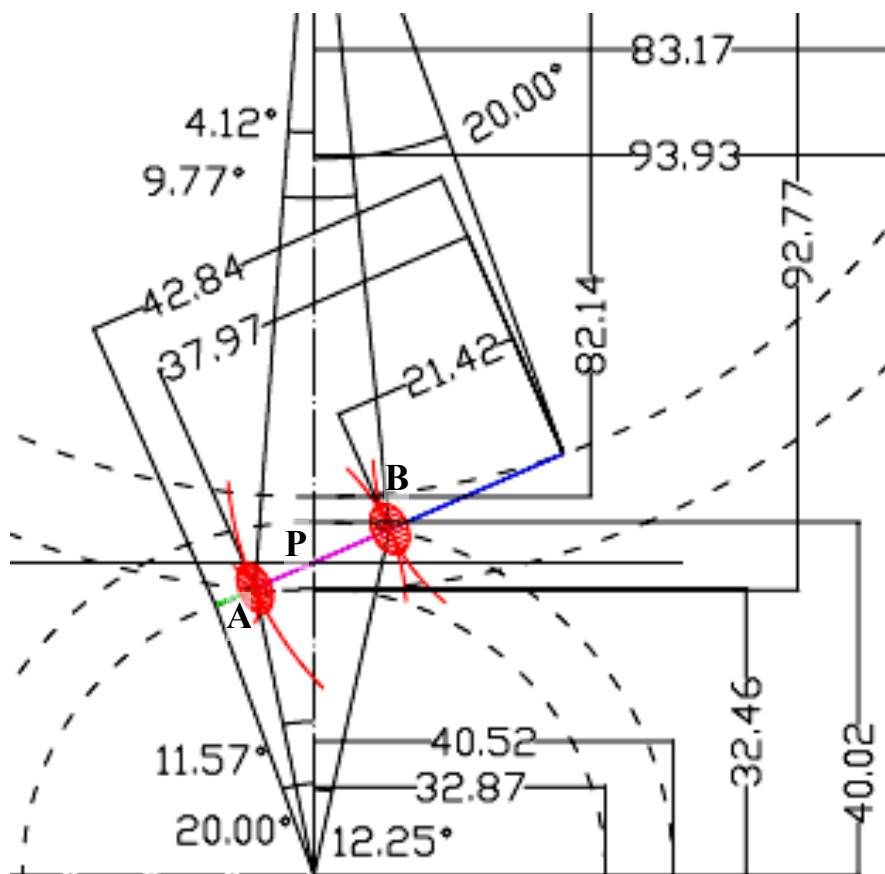


Figura 3.12 Schematizarea dimensională a analizei geometrice după planul normalei la flancul dinților

Se observă ușor că, în primul punct de contact razele au dimensiuni foarte diferite, așa cum se observă și din curbura schematizată a arcelor de cerc. În cel de-al doilea punct, razele fiind aproximativ aceleași.

Pentru analiza dimensională, se poate recurge, însă, la planul frontal, când unghiul de angrenare α , devine α_t

$$\alpha_t = \arctg(\operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta) \quad (3.1)$$

$$\alpha_t = 20.23^\circ.$$

Lungimile segmentelor de dreaptă de la fiecare cerc de bază până în polul angrenării (P) $l_{p1,2}$, se calculează cu formula de mai jos și se readuc în plan normal

$$l_{p1,2} = r_{b1,2} \operatorname{tg} \alpha_t \quad (3.2)$$

Pentru a calcula segmentele verde+violet l_{M1} , respectiv albastru+violet l_{M2} , utilizăm următoarea formulă

$$l_{M1,2}^2 = r_{t1,2}^2 - r_{b1,2}^2 \quad (3.3)$$

Segmentul de angrenare l_c (violet), rezultă după scăderea lungimilor segmentelor determinate anterior

$$l_c = (l_{M1} - l_{p1}) + (l_{M2} - l_{p2}) \quad (3.4)$$

Celelalte două raze ale cilindrilor de bază $l_{m1,2}$, se vor determina prin scăderea segmentului de angrenare din segmentele obținute cu relația 3.3

$$l_{m1,2} = l_{M1,2} - l_c \quad (3.5)$$

3.3.1.2 Stabilirea ariilor suprafețelor de contact între cilindrii analitici de bază

La contactul între doi cilindrii metalici, se presupune că suprafața corespunzătoare are o lățime foarte mică și se neglijează, contactul rezumându-se la o dreaptă cu o lungime egală cu lățimea danturii.

Pentru materialele plastice și polimeri, suprafața de contact are o lățime considerabilă, ea neputând fi neglijată.

Din analizele deja făcute, rezultă patru cazuri de analizat, și anume: ambele roți sunt acoperite, iar contactul are loc între cilindrii cu raze egale și raze diferite și, doar o roată este fluoropolimerizată, cilindrii aflați în contact având raze egale sau diferite.

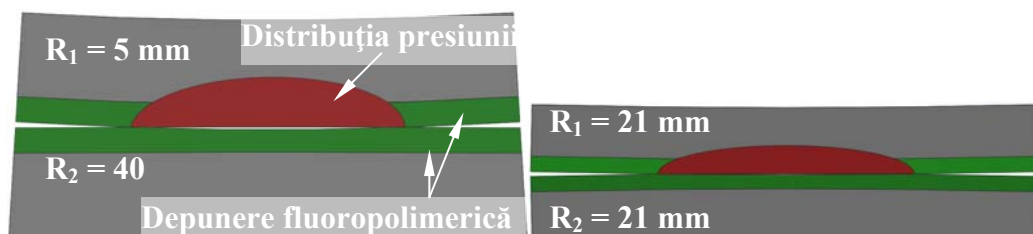


Figura 3.13 Evoluția presiunii pe suprafața de contact, pentru cilindrii fluoropolimerizați

În cazul când ambele roți sunt acoperite, suprafața de contact se va calcula în funcție de semi-înălțimea de comprimare la contact. Pentru o singură roată acoperită, suprafața se va calcula în corelație cu întreaga înălțime la comprimare, flancul metalic considerându-se perfect rigid în raport cu cel fluoropolimerizat.

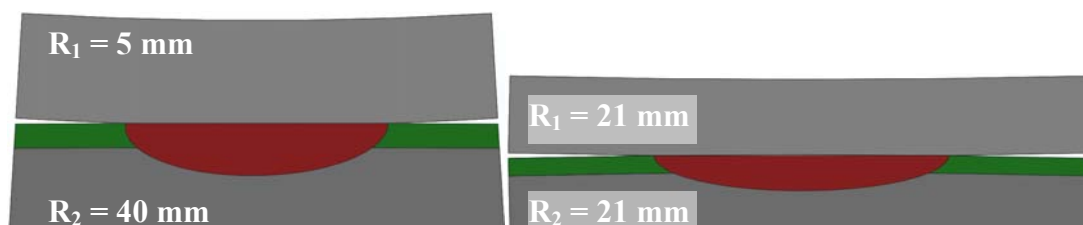


Figura 3.14 Evoluția presiunii pe suprafața de contact, pentru contactul metal-Xylan 1052

De asemenea, prin analogie cu cazurile descrise anterior, putem extinde aria de aproximare în scopul atingerii unor condiții limită, specifice unui raport de transmitere mai mic, când roțile sunt de dimensiuni asemănătoare, sau unui raport de transmitere mai mare, când roțile au raze mult diferite și reies alte două cazuri particulare:

- când razele cercurilor de bază ale cilindrilor sunt aceleași, se poate considera că suprafața de contact este plană (contact plan);
- când razele cercurilor de bază sunt foarte diferite, se poate considera cazul unei sfere în contact cu un plan (contact punctiform).

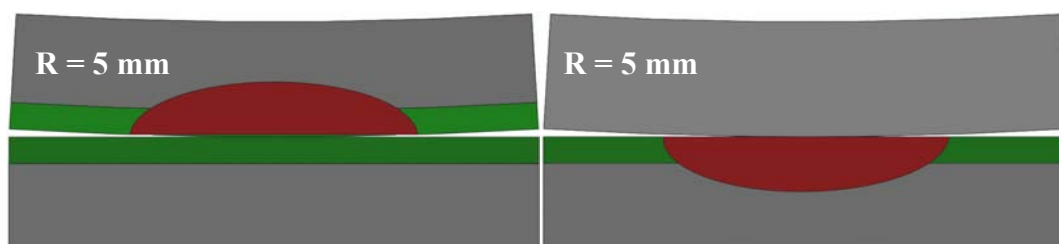


Figura 3.15 Evoluția presiunii pe suprafața de contact, pentru contactul sferă-plan

Ariile vor fi determinate prin aplicarea unei forțe, astfel încât presiunea de contact să rezulte cea dorită pentru realizarea testelor.

Se vor utiliza următoarele formule pentru calculul suprafețelor în contact [42,61,62,84,124,125,138]:

- aria discului de bază al suprafeței sferice $A_{d\ sf}$, rezultă din calculul coardei c funcție de adâncimea de comprimare h

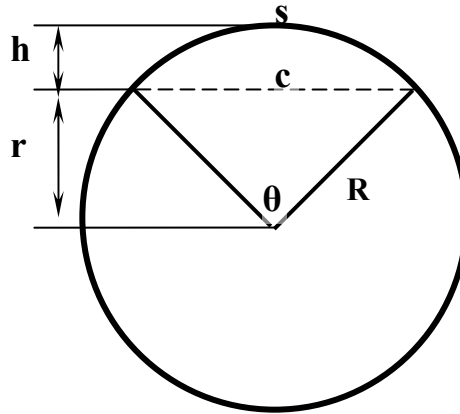


Figura 3.16 Reprezentarea mărimilor care intervin în analiza geometrică de contact

$$c = 2\sqrt{h(2R - h)} \quad (3.6)$$

$$A_{dsf} = \pi \cdot \frac{c^2}{4} \quad (3.7)$$

R - raza sferei

- aria suprafetei sferice $A_{c\ sf}$ și curbura (arcul de cerc), se obțin în funcție de adâncimea de strivire h

$$s = R \cdot \theta \quad (3.8)$$

$$\theta = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{c}{2R}\right) \quad (3.9)$$

$$A_{ssf} = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot h \quad (3.10)$$

θ - unghiul la centru, corespunzător arcului de cerc

- aria suprafetei plane A_{spl} , corespunzătoare coardei c funcție de adâncimea de comprimare h

$$A_{spl} = c \cdot b_\beta \quad (3.11)$$

b_β - lățimea danturii pe înfășurătoarea cilindrului de bază al roții

- aria suprafetei cilindrice A_{scil} , corespunzător arcului de cerc s în funcție de adâncimea de strivire h

$$A_{scil} = s \cdot b_\beta \quad (3.12)$$

3.4 Analiza solicitării de contact corelată cu tipologia structurală a roților acoperite cu depunere de Xylan 1052

Noua structură a roților fluoropolimerizate, conferă o tipologie comportamentală diferită, datorită stratului superficial aplicat, care preia solicitarea de contact diferit față de cazul în care

flancul este metalic și tratat pentru durificare sau flancul ar fi în întregime din Xylan 1052. Se specifică faptul că, această acoperire prezintă proprietăți fizico-mecanice superioare, doar în cazul aplicării în straturi micronice.

3.4.1 Considerații asupra tipurilor de contact și particularităților care apar

Contactul hertzian, presupune [42,61,62,84,106,124,125,138,161]:

- deformația este mică și se încadrează în domeniul elastic;
- fiecare dintre corpurile aflate în contact, se considera ca fiind un mediu elastic, aria suprafeței de contact trebuie să fie mult mai mică decât raza de curbură a suprafețelor inițiale;
- suprafețele sunt continue;
- suprafețele în contact, se consideră fără frecare.

În cazul studiat, raza de curbură a suprafeței de contact este mult mai mică decât raza de curbură a sferei, prezentând specificitatea contactului hertzian. Însă, se observă o anumită particularitate, ne imaginăm că, dacă contactul ar fi între suprafețe metalice durificate, în secțiune transversală, suprafața ar fi infinit mică, iar distribuția presiunii de contact ar fi pe diametrul mic al elipsei, respectiv presiunea maximă pe raza mare a elipsei, raportul dintre raze fiind net în defavoare celei mici. Pentru situația în care corpurile aflate în contact ar fi în totalitate realizate din fluoropolimer, contactul ar fi mult mai mare ca suprafață, deoarece presiunea ar solicita materialul, astfel încât tensiunile din interiorul acestuia, datorită izotropiei, s-ar distribui în întreaga sa masă. Rezultă o distribuție diferită a presiunilor pe suprafața de contact, după diametrul mare al semi-elipsei, presiunea maximă reprezentând raza mică a elipsei.

Făcându-se o analogie între cele două cazuri anterioare, putem aprecia că, datorită substratului metalic mult mai rigid, filmul fluoropolimeric preia toată presiunea de contact doar în cei 30 - 40 μm grosime a stratului de acoperire, el aflându-se în situația de a fi solicitat la compresiune de două medii mult mai rigide. Astfel, distribuția presiunii de contact se va face tot după diametrul mare al semi-elipsei de contact, iar presiunea maximă pe raza mică, însă de această dată raportul dintre cele două raze nu mai prezintă o valoare mare.

S-au formulat următoarele concluzii:

- suprafața de contact este mai mare decât în cazul contactului metalic, dar mai mică decât în cazul contactului pur polimeric;
- presiunea maximă este mai mare decât cea care s-ar manifesta între doi polimeri puri, însă mult mai mică decât în cazul contactului metalic.

Astfel că, pentru varianta de contact între o suprafață metalică și una polimerică, avantajul unei frecări mult mai mici și a unui mai bun transfer termic, va fi semnificativ diminuat de creșterea presiunii maxime de contact, respectiv scăderea suprafeței de distribuție a acesteia.

Din punctul de vedere al solicitării de contact, cazurile de contact ce urmează a fi considerate pentru testare, se pot modela prin următoarele relații [42,61,62,84,106,124,125,138,161]:

1. Suprafață sferică pe suprafață plană

$$c = 2\sqrt{Rh} \quad (3.13)$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (3.14)$$

dacă contactul se realizează între același tip de material, $E_1 = E_2 = E$ și $\nu_1 = \nu_2 = \nu$, avem

$$\frac{1}{E'} = 2 \frac{1-\nu^2}{E} \quad (3.15)$$

Pentru determinarea lui E' , dacă nu se cunoaște valoarea acestuia

$$E' = \frac{3F}{4\sqrt{R^3h}} \quad (3.16)$$

Cunoscând valoarea lui F , forța de apăsare normală, se poate determina presiunea maximă p_M

$$p_M = \frac{3F}{\pi \cdot c^2} \quad (3.17)$$

2. Între doi cilindrii

$$c = 2\sqrt{R' \cdot h} \quad (3.18)$$

unde

raza de curbura a suprafeței de contact rezultate $R' = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}$ și forța $F = \frac{p_M}{4} \cdot \pi \cdot L \cdot c$.

Pentru determinarea lui E' , se poate folosi expresia

$$E' = p_M \sqrt{\frac{\pi L R'}{F}} \quad (3.19)$$

3.4.2 Optimizarea modului de calcul al suprafețelor aflate în contact, în perspectiva realizării algoritmului de testare experimentală

Aportul solicitărilor de-a lungul liniei/suprafeței de contact, perpendicular pe normala la suprafața de contact, pentru materiale elastice și coeficienți mici de frecare, pot fi neglijate.

Materialele plastice, în contact cu ele însele, dezvoltă, însă, coeficienți de frecare dinamici importanți, a căror valoare se modifică cu gradientul de temperatură. De aceea, aportul unei forțe perpendiculare pe normală nu trebuie neglijat, având o contribuție cumulativă în cadrul procesului de uzură. Pentru contactul uscat între fluoropolimeri, se va acorda o atenție sporită aspectului uzurii flancurilor, în vederea observării unor efecte specifice: înmulțirea și adâncirea

zgârieturilor superficiale, respectiv eventuale exfolieri majore. Rezultă necesitatea determinării experimentale a coeficienșilor dinamici de frecare în cele patru situații amintite anterior.

Pentru determinarea suprafeței de contact, s-au prevăzut formulele matematice aferente în subcapitolele anterioare, vor fi calculate în funcție de distanța (adâncimea) de comprimare-strivire a materialului. Se pune problema simplificării calculului geometric considerând ponderea diferenței dintre o suprafață dreaptă și una curbă, atât sferică, cât și cilindrică.

Se va realiza un model de simulare a diferitelor tipuri de contacte și dacă diferența dintre suprafețele curbate și cele drepte nu va fi mai mare de 1%, se vor asimila toate suprafețele ca fiind drepte. În acest stadiu, se poate afirma că, pentru contactul între materiale fluoropolimerice curbe, unde distanța de strivire aparține ambelor într-o proporție asemănătoare, chiar și unde razele de curbură sunt semnificativ diferite, suprafața de contact va fi foarte apropiată de una dreaptă.

Astfel, rămâne de determinat suprafața pusă în comun, pentru cazurile contactului metal - polimer.

Pentru a realiza o anumită presiune de contact, se pune problema calculului unei forțe necesare pentru a o crea. Se cunoaște forma de distribuția presiunii pe suprafața de contact, ca fiind semi-eliptică, iar pentru materiale cu modul de elasticitate scăzut suprafața este și ea semnificativă ca mărime.

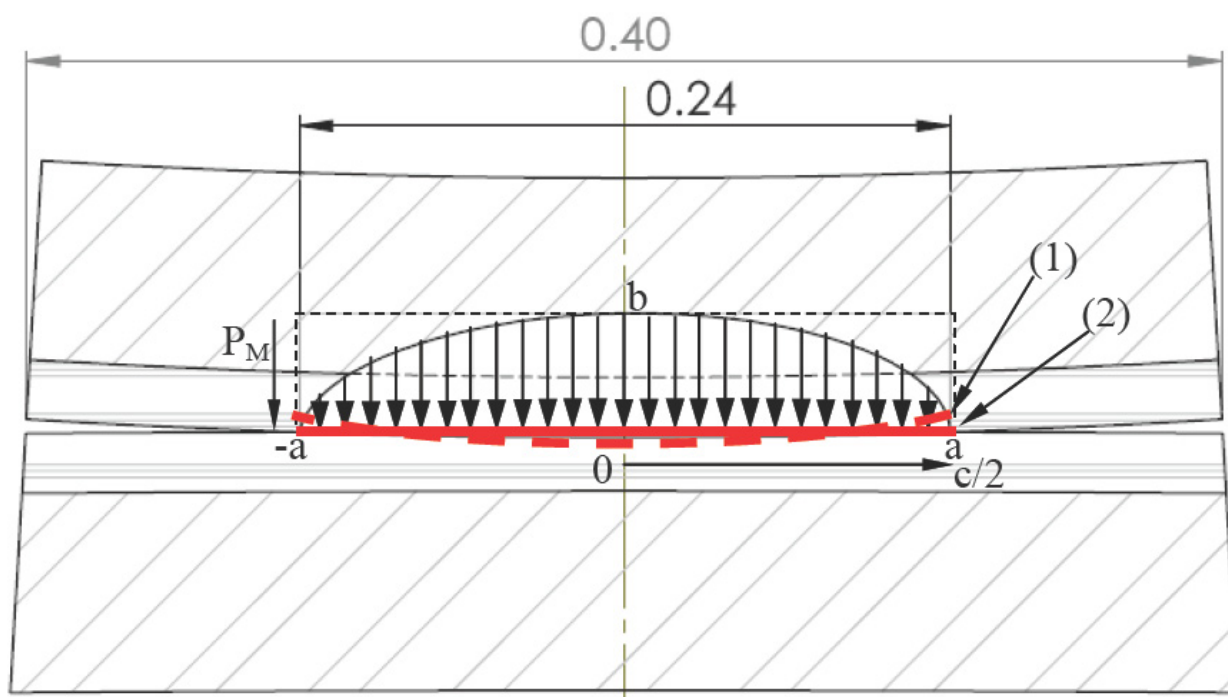


Figura 3.17 Reprezentarea în secțiune transversală a suprafeței de contact

Din faptul că proprietățile polimerilor suferă modificări majore odată cu creșterea temperaturii, suprafața de contact fiind mare și valoarea presiunilor din apropierea punctului de acțiune a presiunii maxime nescăzând brusc, ca în cazul contactului metalic, se pune problema ponderii presiunii maxime pe suprafața aferentă contactului. Aceasta determinând persistența suprafeței de generare a caldurii, frecvența fiind proporțională cu numărul de ciclii de contact.

În figura 3.17, s-a marcat cu linie continuă roșie groasă, linia de contact corespunzătoare suprafeței de contact în secțiune transversală, atunci când avem de-a face cu o suprafață dreaptă. Cu linie roșie intreruptă, s-a simbolizat profilul curb, corespunzător unei suprafețe curbe de contact.

Pentru determinarea presiunii medii p_{med} , presupunem că diametrul mare al elipsei este de la $-a$ la a , iar diametrului mic îi corespunde raza b . Se scrie ecuația elipsei

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (3.20)$$

Înmulțind cu a^2 , b^2 și simplificând numitorii

$$b^2 x^2 + a^2 y^2 = a^2 b^2 \quad (3.21)$$

Se ordonează și scoate y

$$y^2 = \frac{b^2}{a^2} (a^2 - x^2) \quad (3.22)$$

Rezultând soluțiile

$$y_{1,2} = \pm \frac{b}{a} \sqrt{a^2 - x^2} \quad (3.23)$$

Soluția pozitivă corespunde jumătății superioare a elipsei. Considerând coarda corespunzătoare suprafeței de contact c , ca evoluție de la $-a$ la a , rezultă limitele de integrare. De asemenea, valoarea presiunii maxime p_M se atribuie lui b .

Astfel, dacă se consideră amplitudinea presiunii ca evoluție după verticală, iar segmentul de distribuție după orizontală, prin calculul ariei corespunzătoare jumătății de elipsă, se va obține valoarea presiunii medii p_{med} ca arie.

Aria se poate determina prin integrarea jumătății superioare a elipsei. Observându-se, însă, simetria dintre cele două sferturi superioare de elipsă, se poate înjumătăți limita de integrare, rezultând:

$$y = p_{med}(x) = \int_0^a \frac{b}{a} \sqrt{a^2 - x^2} dx \quad (3.24)$$

Se integrează, pentru ușurința scrierii, soluția pozitivă fără limite, ca primitivă:

$$\int \frac{b}{a} \sqrt{a^2 - x^2} dx = \frac{b}{a} \int \sqrt{a^2 - x^2} dx \quad (3.25)$$

S-a rezolvat separat primitiva, folosind o substituție trigonometrică.

Pentru $x = a \sin \alpha$, derivata aferentă $dx = a \cos \alpha d\alpha$.

Variația lui α pe ox, pentru $x = 0 \Rightarrow \alpha = 0$, iar când $x = a \Rightarrow \alpha = \pi / 2$.

$$\int \sqrt{a^2 - x^2} dx = \int \sqrt{a^2 - (a \sin \alpha)^2} a \cos \alpha d\alpha \quad (3.26)$$

Se recalculează constanta din fața integralei prin înmulțirea cu a^2 , rezultând $a^2 b$

$$\Rightarrow \int \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} \cos \alpha d\alpha \quad (3.27)$$

din: $\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1 \Rightarrow \cos^2 \alpha = 1 - \sin^2 \alpha$

$$\Rightarrow \int \sqrt{\cos^2 \alpha} a \cos \alpha d\alpha = \int \cos^2 \alpha d\alpha = \int \frac{1 + \cos 2\alpha}{2} d\alpha \quad (3.28)$$

Costanta devine $a^2 b / 2$, primitiva rămânând de forma:

$$\int 1 + \cos 2\alpha d\alpha = \alpha + \frac{\sin 2\alpha}{2} \quad (3.29)$$

Aplicând limitele substituției:

$$p_{med} |_{0 \rightarrow \pi/2} = \frac{ab}{2} \left(\frac{\pi}{2} + \frac{\sin 2\left(\frac{\pi}{2}\right)}{2} - 0 - \frac{\sin 2(0)}{2} \right) \quad (3.30)$$

unde: $\sin \pi = 0$ și $\sin 0 = 0$.

Rezultă: $p_{med} |_{0 \rightarrow \pi/2} = ab \frac{\pi}{4}$.

Pentru jumătate superioară a elipsei înmulțim cu 2: $p_{med} |_{-a \rightarrow a} = ab \frac{\pi}{2}$.

Înlocuind $b = p_M$, p_{med} corespunzătoare semiariei superioare a elipsei:

$$p_{med} = p_M \cdot a \cdot \frac{\pi}{2} = 1,57 \cdot a \cdot p_M \quad (3.31)$$

Făcând analogia cu aria unui dreptunghi de latură $2 \cdot a$ și p_M :

$$2 \cdot a \cdot p_M = 1,57 \cdot a \cdot p_M \quad (3.32)$$

Rezultă că, presiunea medie calculată reprezintă 78,5% din presiunea maximă. Spre limitele laterale ale segmentului de contact, ponderea presinuii scade brusc.

Astfel că, pentru suprafețele de contact cilindrice sau drepte se face următorul artificiu, considerându-se că, pe 78,5 % din segmentul de contact acționează presiunea maximă, restul segmentului se ignoră.

Pentru suprafețe de contact sferice ($\frac{4}{3}\pi abc$ - volumul elipsoidului, $a = c$, $b = p_m$):

$$4 \cdot a^2 \cdot p_m = \frac{4}{2 \cdot 3} \cdot \pi \cdot a^2 \cdot p_m \quad (3.33)$$

Presiunea medie calculată reprezintă 52,36% din presiunea maximă. Spre limitele laterale ale segmentului de contact, ponderea presinuii scade brusc. Pentru suprafețele de contact sferice, se presupune că, pe 52,36 % din segmentul de contact acționează presiunea maximă, restul nu se consideră.

3.5 Calculul vitezei de alunecare relativă între suprafețele flancurilor aflate în contact

Alunecarea relativă între flancuri omoloage evoluează, în sensul creșterii, de la polul angrenării P , atingând valori maxime la capetele segmentului de angrenare. Frecarea de alunecare produce o creștere însemnată a temperaturii pe suprafața acoperită cu strat fluoropolimeric, determinând o serie de fenomene, care determină o manifestare puternică a uzurii. În cazul suprafețelor metalice, acestea conduc la o uzură profundă, finalizându-se prin griparea angrenajului. În cazul structurii hibride, frecarea de alunecare, produce zgârieturi și exfolieri puternice, precum și degradarea prin arderea particulelor de suprafață ale materialului polimeric, sub formă de pulbere de culoare neagră și fragmente de culoare cărămidă.

Din figura 3.12, se determină vitezele absolute în punctele de contact, aferente fiecărei roți [37,41,63,83,89,124,125,138]:

$$\begin{aligned} v_{1A} &= O_1 A \cdot \omega_1 \text{ și } v_{1B} = O_1 B \cdot \omega_1 \\ v_{2A} &= O_2 A \cdot \omega_2 \text{ și } v_{2B} = O_2 B \cdot \omega_2 \end{aligned} \quad (3.34)$$

unde ω_1 și ω_2 sunt vitezele unghiulare ale roților dințate, iar $O_1 A$, $O_1 B$, $O_2 A$, $O_2 B$ reprezintă distanțele din centrele fiecărei roți dințate până la polul angrenării P .

Pentru ca angrenarea să fie corectă, este necesar ca proiecțiile pe normală ale vitezelor, să fie egale, adică $v_{1A,B}^n = v_{2A,B}^n$. Componentele tangențiale ale aceluiași viteze nu sunt egale ($v_{1A,B}^t \neq v_{2A,B}^t$), astfel încât apare alunecarea relativă a flancurilor.

Componentele tangențiale ale vitezelor [37,41,63,83,89,124,125,138]:

$$\begin{aligned} v_{1A}^t &= Q_{1A} \cdot \omega_1 \text{ și } v_{1B}^t = Q_{1B} \cdot \omega_1 \\ v_{2A}^t &= Q_{2A} \cdot \omega_2 \text{ și } v_{2B}^t = Q_{2B} \cdot \omega_2 \end{aligned} \quad (3.35)$$

unde Q_{1A} , Q_{1B} , Q_{2A} , Q_{2B} sunt segmentele aparținând tangentei comune a cercurilor de bază ale roților, cu un capăt în punctele de tangență și celalalt în punctele de contact.

În polul angrenării, punctul P, $v_{1A,B}^t = v_{2A,B}^t$, ceea ce înseamnă că alunecarea relativă este nulă. În toate celelalte puncte ale segmentului de angrenare, diferența dintre componentele tangențiale ale vitezelor v_1 și v_2 , conduce la viteza de alunecare $v_{aA,B}$ [37,41,63,83,89,124,125,138]:

$$v_{aA,B} = v_{1A,B}^t - v_{2A,B}^t \quad (3.36)$$

Stabilind că, $q_{1,2}$ sunt cele două segmente care pleacă din polul angrenării spre punctele de contact, expresia finală a calculului vitezei de alunecare devine [37,41,63,83,89,124,125,138]:

$$v_{aA,B} = \pm q_{1,2} \cdot (\omega_1 + \omega_2) \quad (3.37)$$

Tabelul 3. 3 Valorile vitezelor de alunecare relativă a flancurilor în punctele de contact.

q_1 (mm)	q_2 (mm)	n (rot/min)	ω_1 (rad/s)	ω_2 (rad/s)	v_{aA} (mm/s)	v_{aB} (mm/s)
7.03	9.52	500	52.35988	20.6956	514	695
7.03	9.52	1000	104.7198	41.39121	1027	1391
7.03	9.52	1500	157.0796	62.08681	1541	2086

n - turația arborelui de intrare în reductor.

Semnul $\pm$ arată că de o parte și de alta a polului angrenării, viteza de alunecare are sensuri diferite. Forțele de frecare au direcția de la cercul de rostogolire spre cap, respectiv spre bază, de-o parte și de alta a punctului P, la dintele roții conducătoare și de la bază, respectiv de la cap, de-o parte și de alta a punctului P, la dintele roții conduse. În polul angrenării, forța de frecare își schimbă sensul pentru ambii dinți aflați în angrenare.

Se va nota că, pentru teste se vor adopta valorile cele mai mari ale vitezei de alunecare relativă, corespunzătoare unei turații de 500, 1000 și 1500 rot/min.

3.6 Concluzii și contribuții personale

La turații mari, se obțin viteze mari de alunecare relativă a flancurilor dinților aflați în contact, datorită frecării materialul fluoropolimeric, acesta își mărește temperatura în stratul superficial. S-a considerat, conform testelor inișiale, că nu are capacitatea de a disipa suficient de repede căldura acumulată, către materialul de bază, încălzindu-se și modificându-și semnificativ proprietățile specifice rezistenței de contact.

Conform testelor incipiente se deduce că, Xylan 1052, nu se pretează pentru sarcini mari sau viteze de rotație mari, în cazul folosirii acestuia ca depunere pe suprafața flancurilor dinților, se impune, totuși, o determinare clară a limitelor în care acesta se poate folosi.

Stratul fluoropolimeric se degradează rapid și pe suprafețe semnificative la o tensiune de contact mai mică decât cea sugerată de către producător.

Corespunzător celor menționate mai sus, se sugerează un algoritm complex de determinare a capacității de încărcare, care presupune o analiză cu element finit, sub aspecte diferite, a solicitării de contact și stabilirea unei căi de determinare experimentală practică.

Datorită locului de manifestare a uzurii, la intrarea și ieșirea din angrenare, unde vitezele relative de alunecare între flancurile omoloage sunt maxime, s-a procedat la determinarea valorică a acestora pentru a fi utilizate în testările ulterioare.

Analiza cu element finit a furnizat date apropiate de cele reale inițiale, asupra solicitării de contact. Diferența s-a datorat absenței unor caracteristici de material, ca modulul de elasticitate longitudinal (E) și coeficientul vâscozității dinamice (ν), care au fost aproximați valoric, făcându-se o analogie cu materiale apropiate din punct de vedere al proprietăților.

Analiza geometrică a roților aflate în angrenare, a condus la determinarea pozițiilor în care flancurile omoloage intră în contact, punctele aferente contactului pe linia de angrenare, și stabilirea dimensională a cilindrilor analitici necesari modelării contactului în punctele de interes.

Analiza hertziană a solicitării de contact definește parametrii corespunzători contactului și modul de calcul a acestora: ariile suprafețelor diferite ca formă, presiunea maximă și medie de contact și modul de distribuție al presiunii pe suprafața de contact, corespunzător modurilor variate de contact.

Contribuții personale

Din testele inițiale și analizele numerice a rezultat că, testarea practică trebuie să cuprindă două etape, etapa testării preliminare și etapa testării propriu-zise.

Etapă testării preliminare, corespunde cazului când capacitatea de încărcare se va determina ținând cont de condițiile și ipotezele deja stabilite, în cazul a două tipuri de suprafețe în contact: suprafață plană - suprafață sferică (corespunzătoare contactului mixt, când suprafața rezultată se consideră după curbura flancului neacoperit) și ambele suprafețe plane (cazul atribuit contactului între flancuri acoperite fluoropolimeric). Această etapă se va realiza prin intermediul unui dispozitiv cât mai simplu, care să permită o testare multiplă.

A doua etapă, presupune testarea capacității de încărcare direct pe roțile dințate, prin intermediul unui dispozitiv, care să facă posibilă testarea multiplă, folosind o singură pereche de roți dințate fluoropolimerizate.

A fost formulată problematica de testare, ca urmare a tipologiei constructive a roților dințate, a considerațiilor funcționale și a unei testări incipiente, rezultând un algoritm de testare care cuprinde condiții bine definite de testare și ipotezele de lucru, în care se realizează acestea.

Capitolul 4. Model de analiză numerică cu element finit a parametrilor cinematici, dinamici și solicitării de contact, aplicat roților dințate acoperite fluoropolimeric

Metoda Elementelor Finite (MEF) sau Analiza cu Elemente Finite (FEA), are la bază conceptul generării obiectelor complexe cu ajutorul unor elemente simple sau a divizării unor obiecte complexe în piese mici ușor manipulabile matematic. Aplicații ale acestui concept simplu pot fi găsite cu ușurință în viața reală și în special în inginerie [8,9,13,17,19,22].

4.1 Noțiuni cu caracter general despre analiza cu element finit

Modelarea cu elemente finite, este utilizată în diferite domenii pentru rezolvarea problemelor din diferite domenii: mecanica solidului deformabil, mecanica fluidelor, electromagnetism, biomecanica etc [31,32,33].

Ce oferă acest tip de analiză [8,9,13,17,19,22,23,24,28,31,32,33,44]:

1) Procedee utilizate în proiectare:

- calcule manuale;
- metode experimentale;
- simulare numerică cu ajutorul calculatorului electronic.

2) MEF/FEA este la momentul actual cea mai utilizată metodă de simulare numerică implementată pe calculator în inginerie;

3) MEF este integrată cu aplicații specifice CAD/CAM;

4) Interfețe grafice atractive și utile în prelucrarea datelor de intrare sau interpretarea rezultatelor.

Domenii de aplicabilitate [8,9,13,17,19,22,23,24,28,31,32,33,44]:

- Mecanică, Inginerie aerospațială, Inginerie Civilă, Ingineria automobilelor;
- Analiză structurală (static / dinamic / liniar / neliniar);
- Analiză termică / curgerea fluidelor;
- Electromagnetism;
- Mecanica pământului;
- Biomecanică etc.

Procedura de analiză cuprinde [8,9,13,17,19,22,23,24,28,31,32,33,44]:

- divide structura în elemente simple (elemente finite cu noduri);

- descrie comportarea parametrilor caracteristici care modelează fenomenul (temperaturi, deplasări, tensiuni etc.) pe fiecare element. Interpolarea parametrilor;
- conectează (asamblează) elementele la noduri și formează sistemul de ecuații (aproximativ) pentru întreaga structură;
- rezolvă sistemul de ecuații și determină parametrii caracteristici la noduri (deplasări, temperaturi etc.);
- calculează valorile parametrilor caracteristici în interiorul elementelor și, pe baza acestora, valorile parametrilor necunoscuți (tensiuni, eforturi etc.).

Modelarea cu elemente finite a comportării structurilor

Pentru o analiză cu elemente finite a unei structuri, principala etapă o constituie elaborarea modelului de calcul al structurii respective. Pentru trecerea de la structura reală la modelul ei de calcul, nu există algoritmi și metode generale care să asigure elaborarea unui model unic, care să aproximeze, cu o eroare rezonabilă, cunoscută, structura care urmează a fi analizată. În general, este posibil ca pentru o structură, să se elaboreze mai multe modele, toate corecte, dar cu performanțe diferite [8,9,13,17,19,22,23,24, 28,31,32,33,44]

Discretizarea

Modelul de calcul al structurii care urmează să fie analizată, este format din linii, care reprezintă axele barelor structurii, din suprafețe plane și curbe, care sunt suprafețele mediane ale plăcilor componente ale structurii și volume, care sunt corpurile masive ale structurii.

În această etapă, modelul este un continuu, cu o infinitate de puncte, ca și structura dată. Discretizarea constă în trecerea de la structura continuă (cu o infinitate de puncte), la un model discret, cu un număr finit de puncte (noduri).

Această operație se face “acoperind” modelul cu o rețea de discretizare justificată prin aceea că, din punct de vedere practic, ingineresc, sunt suficiente informațiile privind structura (ca de exemplu, cunoașterea valorilor deplasărilor și ale tensiunilor) într-un număr finit de puncte ale modelului, numărul acestora putând fi oricât de mare.

În MEF se definesc necunoscutele (deplasări sau încărcări) în punctele modelului și se calculează valorile lor în aceste puncte.

Punctele nodale

Punctele definite prin rețeaua de discretizare se numesc noduri. În noduri se definesc necunoscutele nodale primare, ale căror valori sunt rezultatele analizei. Necunoscutele asociate nodurilor pot fi deplasările, caz în care MEF se numește model deplasare, pentru care se admite că forma deformată a structurii, ca urmare a unei solicitări oarecare, este definită de deplasările tuturor nodurilor în raport cu rețeaua nodurilor înainte de deformare,

Fiecare nod poate avea maximum șase componente ale deplasării, denumite deplasări nodale, în raport cu un sistem de axe global: trei componente u , v , w ale deplasării liniare și trei rotații θ_x , θ_y , θ_z , denumite grade de libertate elastice.

Elemente finite

Procesul de discretizare are drept urmare împărțirea modelului structurii într-un număr oarecare de fragmente denumite elemente finite.

Un element finit poate fi privit ca o “piesă” de sine stătătoare, interacționând cu celelalte elemente numai în noduri. Studiul structurii reale se înlocuiește cu studiul ansamblului de elemente finite obținut prin discretizare, care devine astfel o idealizare a structurii originare și este un model de calcul al structurii date. Pentru ca rezultatele analizei să fie cât mai corecte trebuie ca procesul de idealizare al structurii date, să fie cât mai “performant”, ceea ce implică respectarea unor reguli privind discretizarea, elaborarea modelului de calcul și, printre altele, utilizarea unor elemente finite adecvate.

În MEF, pentru un element finit oarecare, se face ipoteza că deplasările din interiorul elementului variază după o lege “cunoscută”, aleasă apriori, determinată de o funcție de interpolare. Funcțiile de interpolare se aleg de forma unor polinoame.

Implementarea MEF pe PC se realizează în următorii pași:

- preprocesare (construire model cu EF, încărcări, condiții de rezemare);
- FE solver (assemblează și rezolvă sistemul de ecuații);
- postprocesare (sortează și afișază rezultatele).

Exemple de platforme software de analiză cu EF:

- ANSYS - program general, implementare pe PC și stații de lucru;
- SDRC/I-DEAS - program integrat CAD / CAM / CAE;
- NASTRAN - program general, implementare mainframe;
- SOLIDWORKS - program general, implementare pe PC și stații de lucru;
- PATRAN - preprocesor și postprocesor general;
- DYNA-3D - program de analiză teste auto;
- LUSAS - program general, implementare pe PC și stații de lucru.

4.1.1 Scurtă prezentare generală a platformei de simulare SolidWorks

Programul este folosit în cadrul Facultății de Mecanică și Inginerie Materialelor cu licență.

SolidWorks reprezintă o platformă software bine structurată cu aplicabilitate în domeniul mecanic. Oferă trei posibilități distincte, încă din stadiul incipient: realizarea geometrică a unui corp, asamblarea mai multor corpuri și generarea desenelor tehnice a corpurilor realizate.

Prima opțiune cuprinde meniuri variate, care concură la priectarea geometrică a corpurilor cu geometrie complexă și variată.

Cea de-a doua parte, permite, într-o primă fază, stabilirea poziției și interdependențelor între corpuri, pentru realizarea unui ansamblu. Mai apoi se poate trece la simularea animată a mișcărilor, a unor mișcări de bază sau unui studiu al mișcării, unde se poate ține cont de material, natura contactului, forțe și momente, elemente motoare. Chiar și în acest modul se poate realiza un studiu cu element finit, cu observația ca se poate dicretiza un singur corp. Modulul de simulare, conferă posibilitatea realizării de simulări cu element finit cu un grad mare de complexitate și precizie. Simularile pot fi: statice, de frecvență, de flambaj, termice, de cădere liberă, de oboseală, nonliniare, liniar dinamice și de verificare a vaselor sub presiune.

Partea a treia, realizează transpunerea oricărui corp geometric modelat sau a unui ansamblu, într-un desen tehnic, care poate fi generat în vederi standard sau după opțiunea utilizatorului. De asemenea, dimensionare se poate realiza automat sau de către utilizator. Secțiunile se pot realiza în plan, sau chiar după mai multe planuri, în adâncime.

4.2 Determinarea modelului de analiză

Analiza comportării unui corp sau ansamblu de corpuri, presupune realizarea unui algoritm structurat de modelare, simulare și interpretare a datelor.

În cazul de față, într-un stadiu incipient, trebuia determinată măsura în care era posibilă simularea comportării stratului de fluoropolimer depus pe flancurile dinților roților cilindrice cu dinți înclinați.

Atenția s-a îndreptat în două direcții principale, analiza cinematică și dinamică a ansamblului angrenării între două roți dințate și analiza cu element finit a oboselii suprafețelor flancurilor omoloage aflate în contact.

4.2.1 Stabilirea componentelor definatorii ale analizei cinemateice și dinamice

Cinematica presupune observarea formei de mișcare, care este determinată cinetostatic de forțe și momente, ajungându-se în unele cazuri la stabilirea unor interdependențe dinamice de viteze și accelerații.

Prima parte presupune crearea modelului geometric precis al roților dințate acoperite și stabilirea interdependențelor pentru realizarea angrenării. Astfel, vor fi determinate, așa cum s-a stabilit în capitolele anterioare, vitezele relative de alunecare între flancurile omoloage la intrarea și ieșirea din contact a dinților roților cilindrice. Totodată, se vor realiza modelele dispozitivelor necesare testării experimentale practice ținându-se cont de cerințele de testare anterior stabilite,

determinându-se parametrii cinetostatici, cinematici și dinamici care intervin, precum și valorile acestora.

Datele de danturare a roților dințate au fost redată în capitolul 3, tabelul 3.1. Conform acestora se vor proiecta, geometric, roțile dințate. După proiectarea roților dințate de baza se vor genera suprafețe de grosimi micronice cărora li se vor atribui caracteristicile materiale necesare definirii materialului fluoropolimeric.

Generarea geometrică a roților dințate se poate face în mai multe feluri, însă, în cazul nostru este necesară realizarea unei geometrii exacte și identice cu cea a roților reale pentru ca din simularile ulterioare să rezulte date cu acuratețe ridicată.

Se pornește de la stabilirea unui Sketch după planul frontal de reprezentare, în care se dispun axele de referință și se dimensionează cercurile de fund, bază, divizare și cap conform datelor din tabelul 3.1. Toate se realizează din linii de construcție punctate.

Problematică generării flancului evolventic, nu a fost una simplă, din studiul materialelor bibliografice reieșind mai multe modalități. După studierea mai multor aplicații, s-a recurs la generarea evolventei după o soluție dedusă, și anume implementarea ecuației evolventei sub formă de ecuație parametrică, folosind facilitatea oferită de curba Spline opțiunea Equation Driven Curve.

Equation Driven Curve permite stabilirea tipului de ecuație parametrică $x(t)$ și $y(t)$, permițând stabilirea intervalului valoric între t_1 și t_2 . Opțiunea reprezintă o excelentă modalitate de implementare a curbelor cu funcții complexe definite prin ecuații matematice parametrice. Parametrul variabil, în acest caz, este unghiul de desfășurare a evolventei exprimat în radiani.

Ecuațiile parametrice ale evolventei, după axele x și y [19]:

$$x(t) = a (\cos t + t \cdot \sin t) \quad (4.1)$$

$$y(t) = a (\sin t - t \cdot \cos t) \quad (4.2)$$

unde a este distanța de la care pornește generarea curbei evolventice, în cazul de față suma dintre raza cercului de bază și deplasarea pozitivă de profil, iar t are intervalul dependent de unghiul la centru al unei jumătăți de dinte, în plan frontal.

După generarea profilului evolventic, partea care depășește cercul de cap se decupează cu Trim. Prin opțiunea Fillet, se realizează raza de racord între începutul evolventei și cercul de picior. Profilul rezultat se oglindește după axa corespunzătoare centrului dintelui. Se vor uni, apoi, capetele evolventelor de pe cercul de cap cu opțiunea Arc, generat prin trei puncte: centrul, capătul de început și cel de sfârșit al arcului.

Capetele de jos, al conturului astfel obținut, vor fi unite prin segmentul corespunzător de pe cercul de picior. Rezultatul este un profil de dinte cu contur continuu închis, care poate fi generat

ca solid cu opțiunea Sweep. Opțiunea se poate folosi prin indicarea unei traectorii, care stabilește atât înălțimea de generare, cât și calea la care profilul se poate genera ca fiind tangent. Pentru aceasta avem nevoie de o curbă, care să reprezinte o înfășurătoare pe cilindrul de bază în permanență tangentă la o dreaptă, care să facă un unghi de 9° cu generatoarea cilindrului de bază. Aceasta se realizează folosind comanda Spline.

Prin folosirea comenzii Extrude, cercul de picior devine cilindru solid înfășurat cu un dinte, generat anterior.

Circular Pattern oferă posibilitatea de generare a tuturor dinților, prin indicarea axei centrale, numărului de elemente, care urmează a fi generate, și unghiul pentru care ele să fie echidistant distribuite.

Pentru decuparea în relief, dacă este cazul, putem folosi restul de opțiuni, care au în componență cuvântul Cut. Se vor indica, în principal, adâncimea de decupare și forma de decupare, aceasta realizată anterior într-un Sketch separat.

După același algoritm se vor genera ambele roți, la sfârșit decupându-se gaura centrală corespunzătoare arborelui pe care se vor monta, cu pană sau prin stabilirea de dependențe (Mate-uri).

Acoperirea fluoropolimerică, poate fi generată geometric, având ca bază suprafața roților deja obținute, folosind Move, Copy Offset. Sau se poate realiza ca și corp (Part) separat, prin offset-ul conturului de bază al roții într-un Sketch separat și generarea, asemănător roții, cu Sweep, dar ca Thin Feature, solid de grosime foarte mică.

Arborii se generează ca simpli cilindri, o singură dată, urmând a se importa de doua ori în fișierul ansamblu.

Încă din faza de Part, corp solid, componentelor li se pot atribui materialele din care se presupune că se vor realiza.

Dacă în biblioteca de materiale nu se găsesc cele dorite, se pot crea altele cu denumiri edificatoare. Valorile corespunzătoare parametrilor care caracterizează materialul, se vor completa din literatura de specialitate, standarde, documentație virtuală certificată sau ca rezultat al propriilor experimente.

Asamblarea se face prin deschiderea unui nou fișier de tip Assembler, unde se vor importa piesele deja proiectate.

Acestea pot fi dispuse în locuri apropiate unele de altele, în vederea asamblării prin Move și Rotate.

Assamblarea corectă se va face doar prin dependențele create prin opțiunea Mate între fețele și muchiile de referiță ale pieselor.

În figura 4.1, asamblarea roților prin punerea pe poziții, s-a făcut prin Mate-uri de concentricitate, de coincidență și distanță a muchiilor.

Arborii s-au definit ca fiind ficși, la o distanță axială egală cu distanța reală dintre axe.

Angrenarea roților s-a făcut prin utilizarea unei dependențe de tip mecanic (Mechanical Mates), unde s-a ales opțiunea angrenaj (Gear). Aceasta se poate confirma prin selectarea cercurilor de rostogolire aferente roților, dacă acestea sunt vizibile din proiectare.

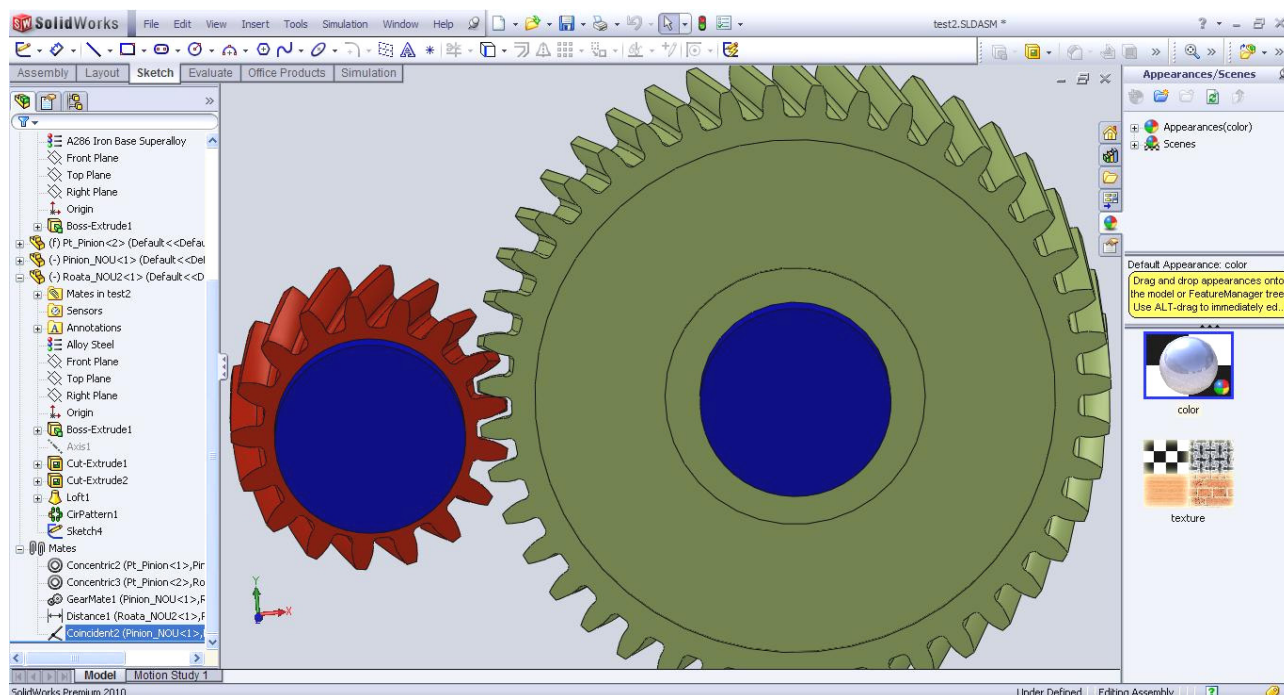


Figura 4.1 Imaginea ansamblului roților dințate aflate în angrenare

Pentru a le face vizibile, deschidem fișierul aferent proiectării geometrice a roților dințate și alegem, dând click dreapta pe Sketch-ul unde a fost prevăzut cercul de rostogolire, ca acesta să fie vizibil. Apoi, salvăm modificarea și închidem fișierul, modificarea va fi confirmată și în fișierul ansamblu, acesta afișând o fereastră corespunzătoare de dialog.

Dacă nu avem desenate cercurile de rostogolire, putem introduce în câmpul Ratio, razele acestora în milimetrii.

4.2.2 Considerații calitative asupra simulării solicitării de contact

Assembler-ul permite realizarea unor simulări în modulul Motion Study, unde nu este necesară discretizarea (Mesh-are) componentelor ansamblului.

Modulul Simulation, necesită, pentru toate cazurile simulate, discretizarea anterioară a componentelor care vor face parte din simulare. Cu cât gradul de discretizare este mai mare, cu

atât numărul de elemente finite, și noduri aferente, este mai mare și simularea are o acuratețe ridicată.

Figura 4.2 relevă imaginea discretizării adaptive fine a roților dințate aflate în angrenare, putându-se observa că în punctele de inflexiune mare, numărul elementelor este mai mare, dimensiunea lor mai mică și, desigur, densitatea crescută.

Fixarea roților s-a făcut ca fiind de tip rulment, adică montate pe rulmenți, mișcarea suprafețelor cilindrice interioare, fiind de rotație în același plan. Contactul a fost ales de tip global, fără posibilitate de penetrare a vreunei suprafețe.

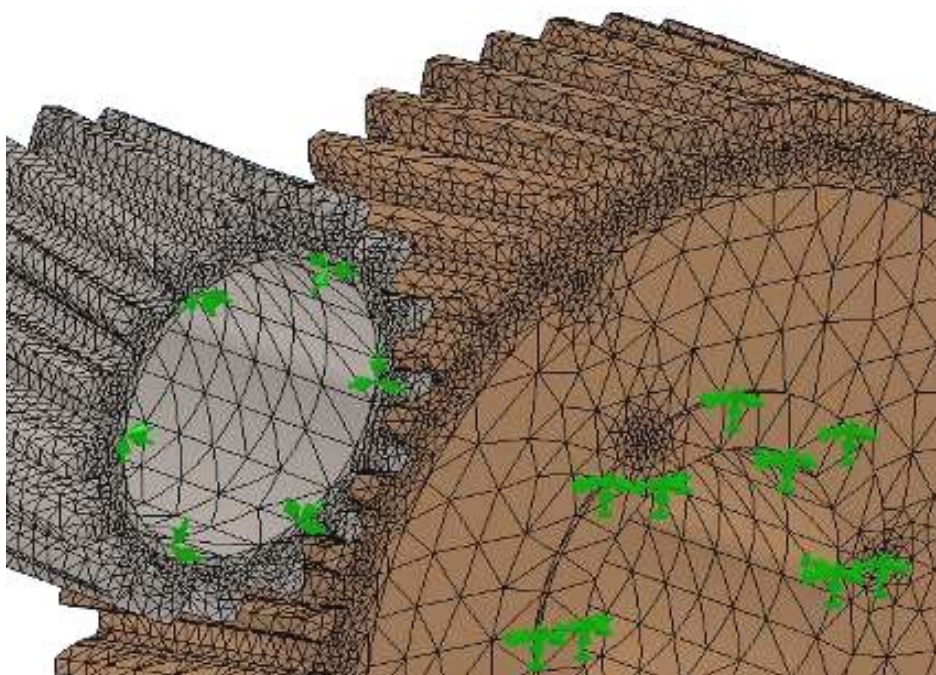


Figura 4.2 Discretizarea adaptivă a ansamblului roților dințate

Cu această ocazie, s-a dedus că datorită diferenței de volum între stratul de acoperire fluoropolimerică, acesta având grosimea de ordinul câtorva zeci de microni ($25 - 40 \mu\text{m}$), și restul corpurilor, acesta nu este discretizat satisfăcător, mărimea elementelor finite fiind mult prea mare pentru ca simularea să aibe rezultate bune.

S-a decis ca simularile pentru solicitarea de contact, să fie făcute prin decuparea unui flanc de dinte, cu grosime de $0,5 \text{ mm}$, pe care se va atașa un strat de material cu o grosime de $0,03 \text{ mm}$ cu caracteristici corespunzătoare materialului polimeric.

Și în cazul contactului sferă - plan, grosimile materialelor folosite ca suport, nu vor fi mai mari de $0,5 \text{ mm}$, pentru ca discretizarea să aibă nivel ridicat.

4.3 Studiu de mișcare pentru determinarea vitezelor relative de alunecare

Modulul Motion Study, oferă posibilitatea simulării studii lor de mișcare. În condițiile stabilirii cu precizie a dependențelor între componentele asamblate, aplicarea corectă a forțelor și momentelor care intervin, prevederea unor contacte corespunzătoare între suprafețele și muchiile aflate în contact, rezultatele vor avea o acuratețe sporită.

În figura 4.3 sunt prezentate rezultatele simulării de mișcare, care a avut ca scop determinarea vitezei relative de alunecare între flancurile omoloage a doi dinți aparținând roților dințate aflate în angrenare, având turații de 500, 1000 și 1500 rot / min.

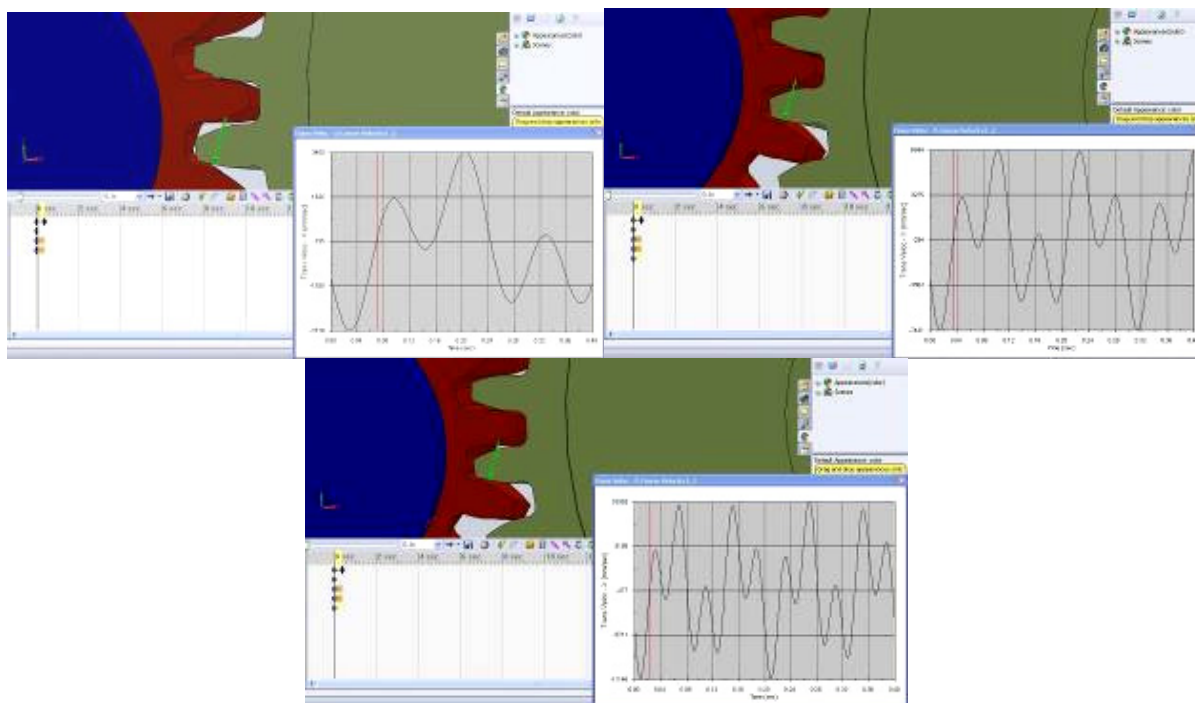


Figura 4.3 Simulare de mișcare pentru determinarea vitezei relative, la viteze de rotație ale pinionului de 500, 1000 și 1500 rot / min

Liniile roșii verticale din graficele evoluției vitezei, aflate în dreapta jos în fiecare imagine, indică momentul la care s-a prelevat valoarea. În imagine se mai poate vedea o săgeată de culoare verde, generată tot în momentul amintit și corespunzătoare locului de înregistrare a vitezei relative.

Pentru antrenarea pinionului, s-a prevăzut o mișcare circulară uniformă, generată de un motor virtual. Locul de aplicare al mișcării s-a stabilit pe partea frontală a pinionului cât mai aproape de arbore.

Pe partea frontală opusă a roții conduse, s-a prevăzut un cuplu rezistiv de acțiune constantă 10 Nm, în sens antagonist, cu locul de aplicație cât mai aproape de arbore, în scopul menținerii contactului între flancuri.

Viteza relativă s-a determinat între muchia de cap a flancului pinionului și muchia de bază a flancului omolog aparținând roții conduse (punctul B, figura 3.12, capitolul 3). Asemănător, viteza relativă s-a determinat și între muchia de bază a flancului pinionului și muchia de cap a flancului omolog aparținând roții conduse (punctul A, figura 3.12, capitolul 3).

Așa cum s-a calculat în capitolul 3, și din simulare a reieșit că, în punctul B viteza este superioară, valorile rezultate fiind cu aproximativ 1,3% mai mari decât cele calculate.

4.4 Simulare cu element finit a contactului între flancurile omoloage

Conform celor stabilite în subcapitolul 4.2, pentru simularea cu element finit solicitării de contact, au fost decupate suprafețele metalice ale roților suport, împreună cu stratul fluoropolimeric aplicat [19, 72].

4.4.1 Simularea statică a solicitării de contact

Pentru simularea statică, porțiunea metalică a flancurilor a fost considerată perfect rigidă. Unul din flancuri a fost fixat, iar pe suprafața concavă a celuilalt s-a distribuit o forță distribuită, astfel încât presiunea maximă pe suprafața de contact să fie de 30, 15, 5 N / mm².

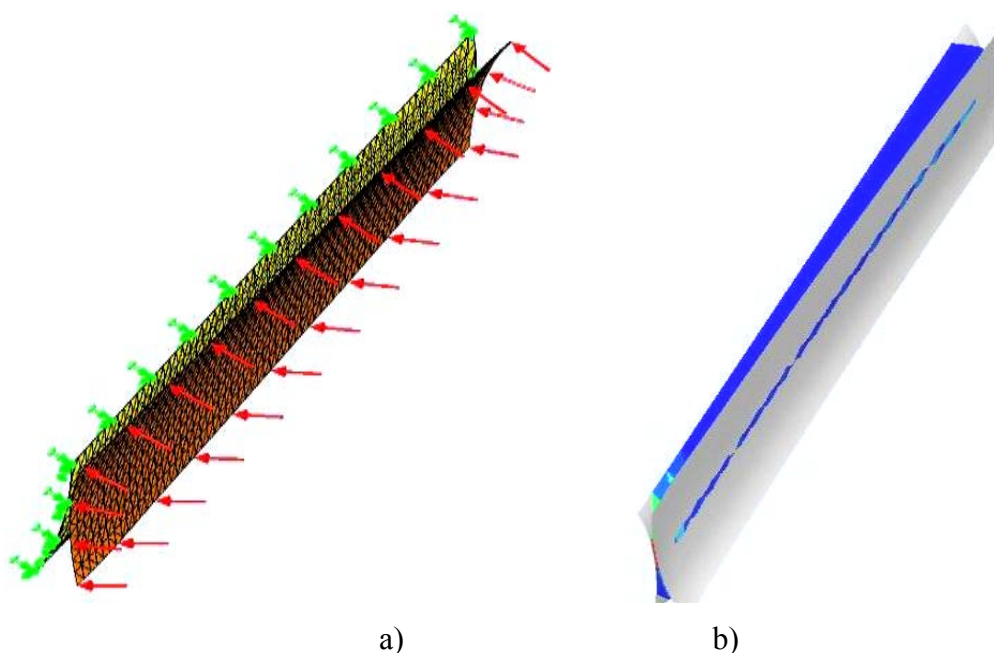


Figura 4.4 a) Discretizarea adaptivă a unei porțiuni subțiri a flancului roților; b) Linia presiunii de contact între flancuri omoloage

Suprafața de contact dintre cei doi fluoropolimeri, s-a definit ca și contact între suprafețe cilindrice, singura direcție pe care a fost permisă deplasarea fiind cea normală la suprafața de contact.

Figura 4.4 a), arată modul cum s-a realizat fixarea, aplicarea presiunii și discretizarea suprafețelor. Suprafața de contact rezultată în urma solicitării se observă în figura 4.4 b).

Deplasarea datorată compresiunii în cazul contactului polimer - polimer a fost de 3,9, 3,15 și 0,7 μm . Pentru metal polimer 1,9, 1,4 și 0,5. Diferența de curbura a suprafețelor, nu a condus la diferențe semnificative ale valorilor.

Având aceste valori, se pot calcula, cu relațiile de la capitolul 3, suprafețele de contact.

S-a încercat o simulare prin modelarea contactului între cilindrii analitici, în Motion Study, discretizându-se doar una dintre suprafețele fluoropolimerice.

Rezultatele au fost destul de aproape de ce se preconiza, însă, prin comparație cu cele determinate anterior prin simularea cu element finit, precizia lor era destul de mică, valorile diferind cu procente între 11 și 35%.

Prin analogie, s-a renunțat ulterior la acest model de simulare rezultatele fiind ignorate, el fiind totuși recomandat în cazul în care nu se dorește o mare acuratețe a valorilor, ci doar ajungerea rapidă la valori orientative. Acest model are avantajul că este rezolvat mai rapid de către program și nu necesită multe resurse.

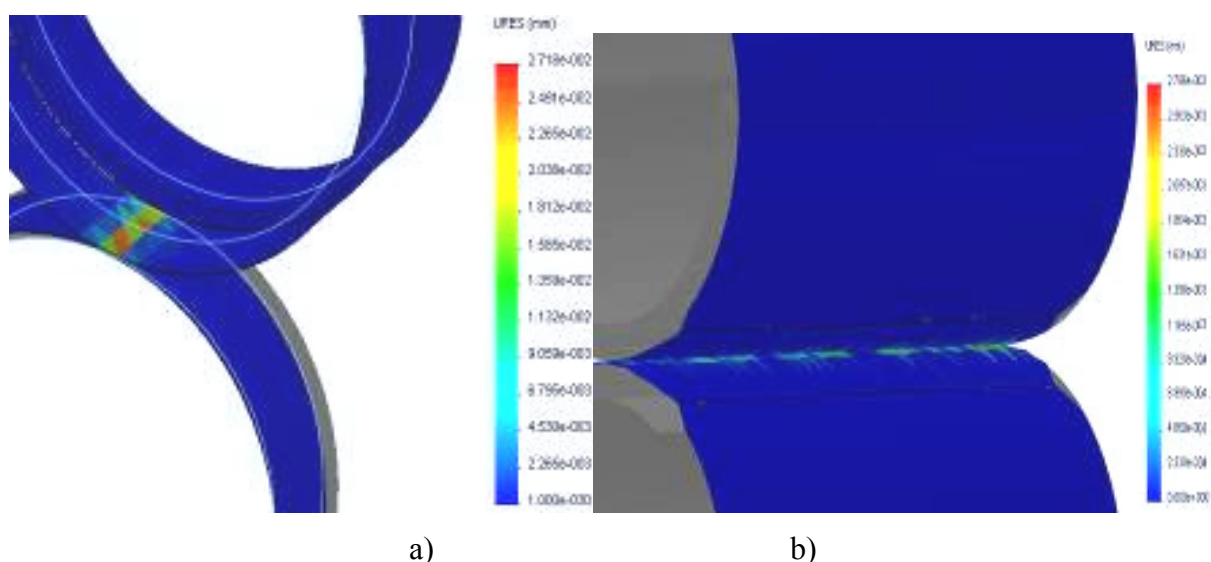


Figura 4.5 Simularea solicitării de contact între cilindrii analitici de raze egale: a) Compresiunea suprafeței; b) Tensiunile dezvoltate în materialul fluoropolimeric

Se apreciază că rezultatele vizibile în figura 4.5 a) și b), au caracter orientativ, cu marjă de eroare de până la 35%.

4.4.2 Simularea dinamică a solicitării de contact

Condițiile solicitării dinamice liniare sunt asemănătoare cu cele de la solicitarea statică, în plus fiind necesar a se defini curba de solicitare, precum și frecvența cu care aceasta se exercită [19, 72].

Curba de progresie a forței de solicitare s-a stabilit după o funcție sinusoidală și cu o frecvență de 8,3, 16,6 și 25 Hz, corespunzătoare celei de angrenare la turații de 500, 1000 și 1500 rot / min.

Solicitările s-au efectuat atât de-a lungul normalei la suprafața de contact, cât și pentru cazul unei scurte alunecări laterale, figura 4.6.

Săgețile de culoare roșie simbolizează direcția și distribuția forței pe suprafața considerată în planul superior.

Vârfurile de săgeți, de culoare albastră, prezintă modul de interacțiune dintre suprafețele fluoropolimerice testate, celelalte corpuri au fost suprimate vizual, pentru a avea o mai bună perspectivă asupra fenomenului.

Prin săgețile de culoare verde, s-a simbolizat fixarea elementului inferior pe cele trei axe.

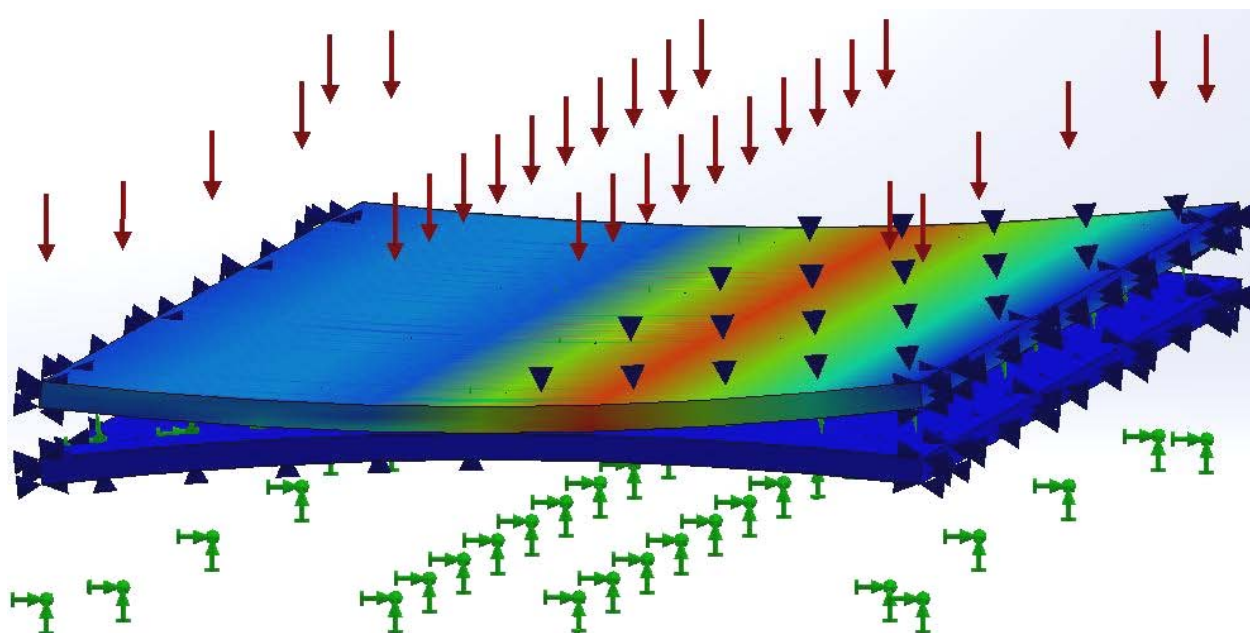


Figura 4.6 Distribuția presiunii pe suprafața de contact, în cazul alunecării spre dreapta a părții superioare

Ca o observație calitativă, s-a constatat că în cazul alunecării laterale, locul presiunii maxime pe suprafața de contact, cât și deplasarea maximă, se modifică în sensul alunecării, pentru partea mobilă, și invers, pentru cea fixată.

4.5 Proiectarea și simularea dispozitivului tribologic de testare Ball - on - Disc

Dispozitivul trebuie să corespundă tipului de testare la uzura prin frecare de alunecare, să asigure vitezele de alunecare necesare și să facă posibilă încărcarea suprafețelor în timpul funcționării.

4.5.1 Conceperea structurală și funcțională a dispozitivului

Pentru testarea uzurii suprafețelor la frecarea de alunecare, s-au dezvoltat, în ultima perioadă, diverse echipamente de testare, dintre acestea, cel mai recent este pin - on - disk –ul [12]. Acesta presupune un disc în mișcare de rotație acoperit cu materialul de testat, asupra căruia apasă un pin, dintr-un material cu un grad de uzură net superior. Discul are o turație variabilă, stabilită prin calcul sau din necesitatea determinată anterior, ca urmare a altor teste. Încărcarea se face prin atașare unor greutăți etalonate, sau alte dispozitive considerate. Gradul de uzură se apreciază după cantitatea de material îndepărtată, în procesul de uzare, prin cântărirea precisă a solidului testat. O altă variantă de apreciere a uzurii, este aceea a măsurării adâncimii uzurii cu dispozitive precise.

Conform necesităților, formulate în capitolele anterioare, cazul acesta presupune realizarea unei turații variabile a discului, stabile în timp. Uzura se va realiza în cercuri concentrice, viteza de alunecare se stabilește prin calculul vitezei tangențiale periferice la cercul de uzare.

Necesitatea încărcării variabile, rezultă din variația suprafeței de contact dintre bilă și suprafața fluoropolimerică, pentru cazul contactului sferă - plan, în timpul procesului de uzare. Pentru bila metalică pe suprafață polimerică, se determină aria de contact conform curburii bilei, înălțimii de comprimare a materialului și adâncimea uzurii. În cazul bilă acoperită pe suprafață acoperită, se va considera aria în funcție de jumătatea adâncimii de comprimare și uzură.

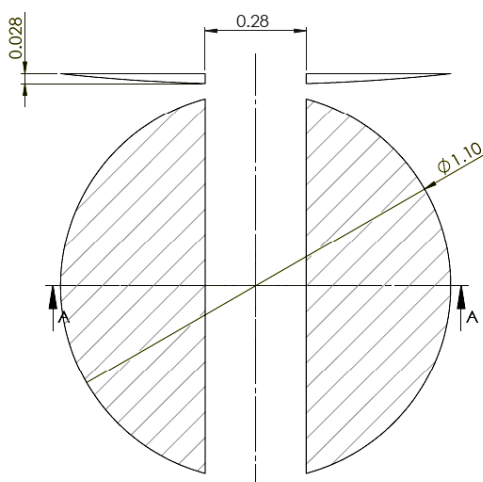


Figura 4.7 Aria suplimentară de contact funcție de adâncimea de uzare

Figura 4.7, prezintă aria suplimentară maximă de contact, care se stabilește, pentru diferențiere, în cazul uzurii complete a unui strat de fluoropolimer considerat de 0,03 mm grosime. Se decide calculul ariei suplimentare, din 5 în 5 μm ai adâncimii de uzare și reîncărcarea corespunzătoare a suprafeței de contact, fără întreruperea procesului.

Datorită necesității abordării unei încărcări variabile, care să poată fi modificată în timpul funcționării, se va adopta varianta încărcării prin intermediul unui arc elicoidal de compresiune, a cărei constantă elastică va fi determinată experimental. Pentru simulare, constanta elastică se va aproxima prin analogie cu valorile arcurilor existente pe piață.

Transmiterea forței de încărcare, se va face prin intermediul unui braț, care trebuie să satisfacă două condiții: să permită doar o mișcare culisantă de-a lungul direcției de exercitare a forței cu frecare minimă și comportare rigidă, în domeniul forțelor de încărcare abordate la testare. Pentru realizarea suprimării celorlalte mișcări, articulația culisantă formată între braț și ax, va prezenta o teșitură, așa cum se poate observa în figura 4.8. Axul va fi fixat împreună cu suportul axului de rotație al discului.

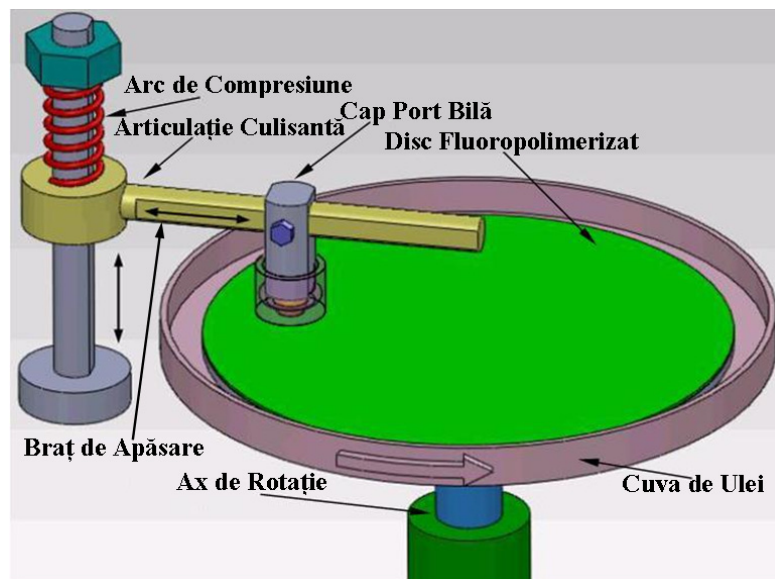


Figura 4.8 Detalierea dispozitivului Ball-on-Disc, cu indicarea direcțiilor și sensurilor de rotație, translație și ajustare

Pentru a permite ajustarea distanței față de centrul de rotație, brațul prezintă o tijă, de asemenea teșită, de-a lungul căreia se fixează dispozitivul de prindere a bilei, numit cap port bilă.

Capul port bilă prezintă o gaură filetată M4, ca prin intermediul unui șurub să se poată stabili raza cercului de testare a uzurii.

Având în vedere grosimea de numai câțiva zeci de microni a stratului fluoropolimeric testat, discul acoperit nu trebuie să prezinte bățai radiale, erorile radiale mici, nu afectează decât distanța radială parcursă de bilă în cadrul testelor de uzare.

Prelucrarea componentelor în privința erorilor, datorită grosimii stratului de testat, rezultă a fi de foarte mare precizie. Tocmai în acest sens, pentru a compensa eventualele erori de prelucrare, s-a prevăzut încărcarea elastică și articulația brațului culisantă. Astfel, în cazul unor mici bățai axiale, bila nu va solicita stratul până la griparea în substratul metalic de bază, arcul de compresiune preluând aceste deplasări foarte mici, fără ca forța de încărcare să sufere modifică semnificative.

4.5.2 Dimensionarea componentelor ansamblului Ball - on - Disc

Dimensionarea componentelor rezultă atât din cerințele stabilite pentru testare, cât și din condițiile funcționale și de rezistență. Din condițiile de testare, s-a stabilit raza bilei la 4,5 mm și forța maximă de compresiune a arcului la 100 N. Conform numărului de încercări, preconizate pentru o etapă de testare, a fost ales diametrul discului metalic, suportul depunerii fluoropolimerice, la 140 mm. Se va folosi, pentru antrenarea discului, un motor de curent continuu cu un raport cuplu - turație, liniar, și o turație de 1500 rot / min.

În cazul testării contactului dintre două suprafețe plane, în câteva locuri, pe suprafața bilei se vor practica teșituri cu diametrul de 0,56 mm, care asigură o suprafață cu aria de 1 mm².

S-au stabilit și corelat cotele de prelucrare și rigozitățile componentelor, luând în considerare aspectul funcțional al acestora. Acestea sunt indicate în desenele tehnice de execuție ale pieselor, de la anexa 2.

Dimensiunile și materialele de execuție pentru axul de culisare a brațului, tija brațului și discul suport, s-au stabilit după simularea statică a diferitelor cazuri de solicitări. Și acestea sunt indicate în desenele tehnice de execuție anexate.

Se dau câteva valori dimensionale, pentru o eventuală evaluare dimensională a ansamblului:

- tija brațului are diametrul de 10 mm, lungimea de 100 mm, cu filet M10 lung de 10 mm. Tija se va înfileta în articulația brațului;
- discul suport are diametrul de 140 mm, grosimea de 5 mm și gaura centrală de 10 mm;
- articulația brațului are diametrul exterior de 50 mm, interior 13 mm, înălțimea 25 mm;
- axul de culisare a brațului are diametrul de 13 mm, lungimea de 180 mm, și filet M12 pe o lungime de 60 mm;
- arcul are diametrul interior de 13,5 mm, exterior 17,5 mm și lungimea de 100 mm;
- bila este de rulment, tratată special împotriva uzurii, cu diametrul de 9 mm.

4.6 Proiectarea și simularea dispozitivului de testare pe generatoarea flancului dintelui Roto-Oscilator

Dispozitivul se dorește a fi un adaptor de mișcare, care să transforme o mișcare de rotație uniform circulară, într-o mișcare de oscilație circulară. Acest lucru va realiza un mare avantaj din punctul de vedere al cercetării experimentale, și anume dacă pe o pereche de roți dințate se poate realiza un singur test, cu un astfel de dispozitiv, numărul de teste posibil de realizat pe o pereche de roți dințate va crește substanțial, el fiind limitat de numărul de dinți ai roții, de modul de adaptare a testării cu condițiile de testare și uzura celorlalte componente necesare angrenării corecte.

Nu în ultimul rând, acesta trebuie să răspundă cerințelor de simplitate constructivă și funcțională, precizie de funcționare și siguranță în exploatare.

Proiectarea unui astfel de dispozitiv a presupus o analiză geometric - funcțională, care determină mișcarea și forma aceteia în funcție de necesități și moduri de testare; o analiză constructiv funcțională, care să țină seama de datele analizei precedente, în funcție de care se proiectează piesele componente și modul de asamblare, pentru a realiza, deopotrivă, prin simulare funcționalitatea ansamblului, determinarea modului și posibilităților de execuție practică a componentelor, de siguranță la operare, prin simularea diferitelor solicitări limită și atribuirea de materiale, precizii de prelucrare și rugozități [10].

4.6.1 Analiza geometric - funcțională a dispozitivului

În această etapă se dorește corelarea geometrică a necesităților funcționale de testare. Acest lucru presupune, într-o primă fază, studierea relocării reductorului, pe vechiul stand, astfel încât să se obțină o distanță între centrele axiale, în planul lateral al reductorului, ale arborelui de intrare în reductor și axul motorului de antrenare. Datorită structurii constructive a suportului principal al standului, distanța dintre axe va putea fi stabilită într-o plajă de 50 - 55 mm.

Mișcarea va fi transmisă plan - paralel, iar axele de rotație vor fi situate paralel la același nivel față de suportul principal al standului.

Pentru a putea realiza teste pe un singur dinte, sau chiar pe o porțiune a flancului acestuia, arborele de intrare în reductor trebuie să se rotească în jurul axei proprii cu un unghi corespunzător.

Astfel, s-a urmărit determinarea unghiului de rotație a pinionului, pentru angrenarea pe suprafața unui flanc înreg, sau a unei porțiuni a acestuia. Se ține cont de faptul că, dantura este înclinată cu $\beta = 9^\circ$ față de generatoarea cilindrului de bază.

Unghiul corespunzător angrenării unui flanc în secțiune după normala la flancul dintelui θ_a , se determină pe baza figurii 3.12 de la capitolul 3:

$$\theta_a = \theta_A - \theta_B \quad (4.3)$$

unde θ_A și θ_B sunt unghiurile dintre raza cercului de bază din punctul de intersecție cu tangenta comună și raza unui cerc care ar intersecta punctul A, respectiv B.

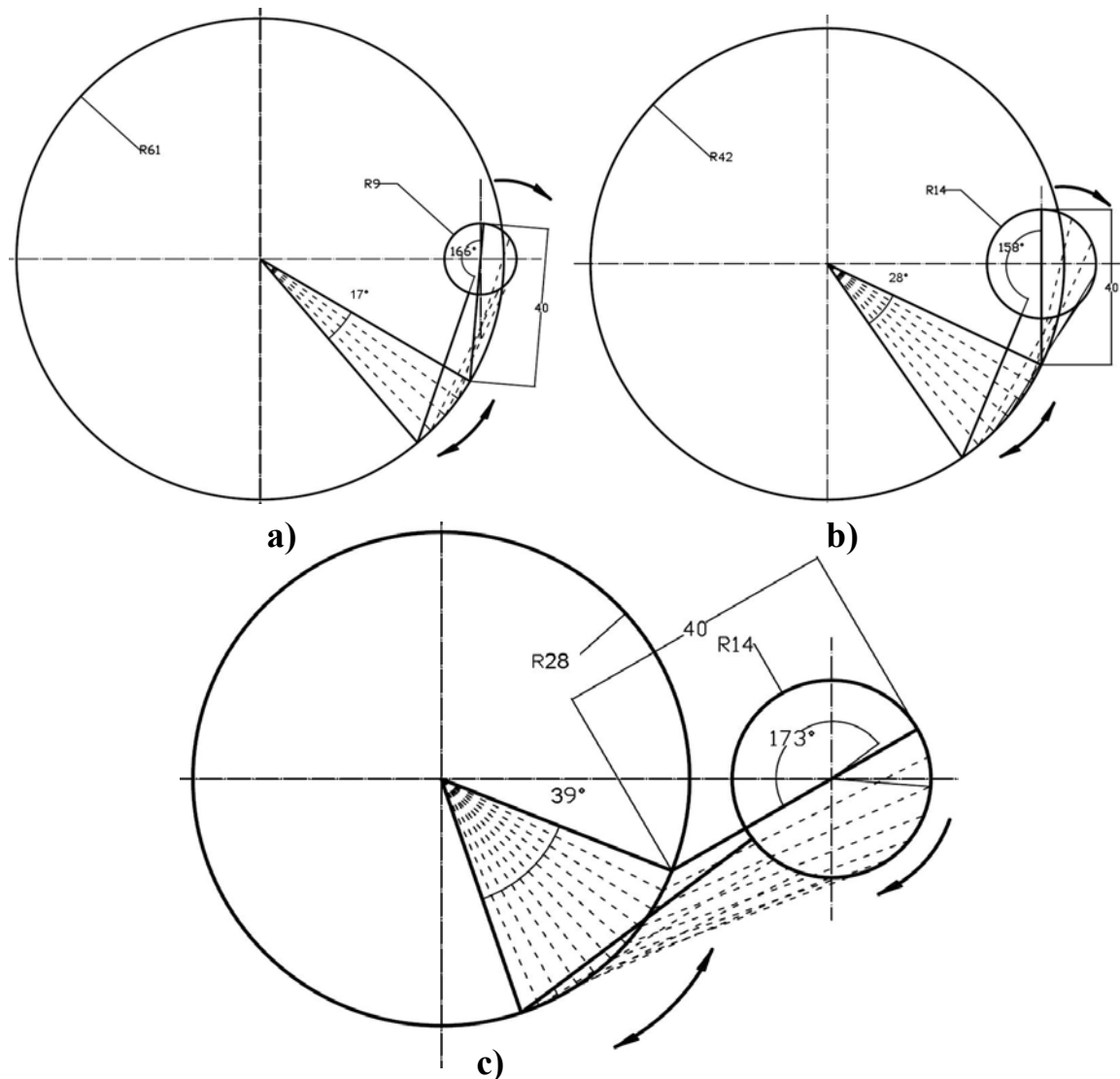


Figura 4.9 Schemele analitice de dimensionare a dispozitivului Roto-Oscilator. Rezultă unghiuri de: a) 17° , b) 28° și c) 39°

Prin folosirea funcției $\arctg$, se determină $\theta_{A,B}$ funcție de raza cilindrului de bază și segmentele deja calculate la capitolul 3. Rezultă $\theta_a = 23,82^\circ$.

Pentru găsirea valorii unghiului corespunzător înclinării dintelui θ_i , se calculează într-o primă fază lungimea arcului corespunzător unghiului la centrul roții s_i , ca fiind cateta triunghiului dreptunghic desfășurat de pe suprafața cilindrului de bază, a cărei ipotenuză este înfășurătoarea

pe cilidru, iar cateta alăturată lățimea roții b . Apoi, în funcție de lungimea arcului, se determină unghiul corespunzător.

$$\theta_i = s_i / r_{1b} \quad (4.4)$$

$$s_i = \operatorname{tg} \beta \cdot b \quad (4.5)$$

Pentru $\theta_i = 14,05^\circ$, rezultă un unghi de angrenare total $\theta_{at} = \theta_a + \theta_i = 37,86^\circ \approx 38^\circ$.

Schemele analitice de dimensionare geometrică au condus la stabilirea cercurilor principale de calcul a unghiurilor de oscilație, lungimii segmentului dintre centrele instantanee de rotație și, implicit la stabilirea valorică a unghiurilor de oscilație. Cu linii punctate au fost delimitate ariile de acoperire corespunzătoare unghiurilor calculate.

Considerând fixă distanța de 55 mm dintre cercurile principale de rotație, distanța de 40 mm dintre centrele instantanee de rotație și raza de 14 mm a cercului mic corespunzător axului motorului de antrenare, s-a determinat plaja de variație a razei cerculi mare, corespunzător axului pinionului, între 28 și 61 mm. Acestei variații de rază, îi corespunde o variație a unghiului de oscilație, între 39° și 17° , figura 4.9.

Astfel, s-a obținut o variație a unghiului de oscilație de la 1, 03 ori mai mare, până la 2, 23 ori mai mică. Având în vedere faptul că, angrenarea pe suprafața unui întreg flanc, reprezintă maximul necesar, iar micșorarea plajei până la mai puțin de jumătate este suficientă pentru studiul unei porțiuni de flanc, rezultatul este apreciat ca fiind în concordanță cu cerința de testare.

4.6.2 Analiza constructiv - funcțională prin simulare a Roto - Oscilatorului

Structura constructivă a dispozitivului trebuie realizată astfel încât să satisfacă modul de mișcare corespunzător transformării mișcării de rotație continuă, într-o mișcare de rotație incompletă sub un unghi variabil (figura 4.10).

Componentele proiectate, vor asigura adaptarea dispozitivului pentru montarea pe axele pinionului și motorului (flanșe), transmiterea mișcării de la un ax la altul (manivela), crearea posibilității de ajustare a unghiului (element de ajustarea unghiului de oscilație), permiterea rotirii relative a axului pinionului față de punctul instantaneu de rotație aferent (element de fixare), transmiterea mișcării de rotație între flanșe și manivelă ca și cuple de rotație plane (bolțuri și rulmenți).

Toate mișcărilor, de rotație sau translație, se execută în planuri paralele, pentru a nu crea premisa dezvoltării altor mișcări perturbatoare, care ar duce la solicitări nedorite, vibrații mari și zgomote în timpul funcționării.

Mișcărilor de rotație relativă, cuplele de rotație plane, sunt proiectate ca lagăre de rostogolire cu bile (rulmenți).

Flanșele asigură prinderea și adaptarea dispozitivului la axele pinionului și motorului de antrenare, fiind solicitate la întindere, în lungul axelor, și forfecare, perpendicular pe acestea. Prinderea acestora se asigură prin șase șuruburi M6, dispuse echidistant, înfiletate în acestea, prin intermediul cărora se fixează de flanșele existente pe arbori. Flanșele existente sunt fixate prin presare și pene.

Manivela este solicitată la întindere și asigură prinderea rulmenților.

Bolțurile sunt ambutisate în flanșe prin încălzire și presare. Ele sunt solicitate la încovoiere, dată fiind încastrarea lor în flanșe.

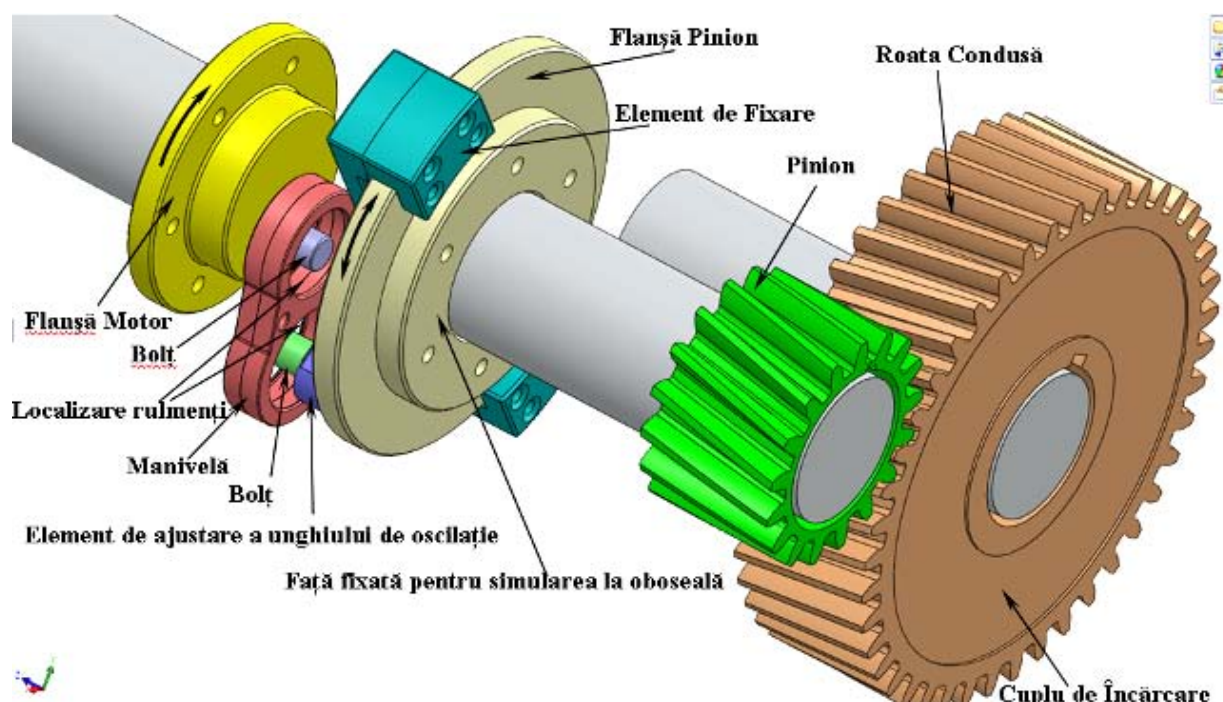


Figura 4.10 Descrierea dispozitivului Roto-Oscilator și indicarea părților componente

Elementul de ajustare a unghiului de oscilație, prezintă un gol central, care permite variația acestui unghi ca distanță față de centrul flanșei pinionului. Astfel, asigură o distanță axială variabilă între 28 și 61 mm.

Elementul de fixare, asigură poziția elementului de ajustare a unghiului, nepermițând rotirea relativă față de axa flanșei pinionului. Însă, datorită șuruburilor de strângere, situate în extremitatea diametrală, permite rotirea flanșei pinionului, când se dorește acest lucru.

Vederea în perspectivă a ansamblului, oferită de figura 4.11 a), permite observarea mișcării de ajustare și rotire relativă, ca sens și direcție, prin săgeți bidirecționale punctate.

Imaginea din figura 4.11 b), permite vizualizarea frontală a dispozitivului, unde se poate observa că centrele axelor de rotație sunt dispuse la același nivel, în plan frontal.

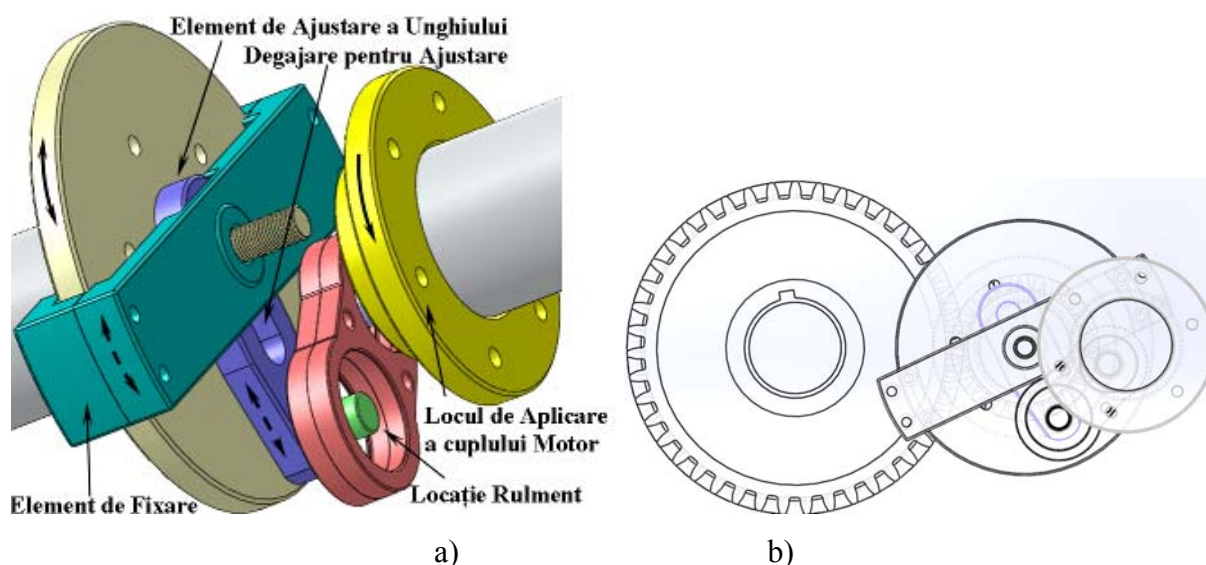


Figura 4.11 a) Vedere de ansamblu a Roto-Oscilatorului, cu indicarea sensurilor de rotație și ajustare; b) Vedere frontală de contur

4.6.3 Simularea solicitărilor la care este supus dispozitivul. Considerații cu caracter practic

Dispozitivul funcționează în anumite condiții dinamice de viteză și accelerație, care creează solicitări complexe asupra pieselor componente.

Presupunând că, accidental, mecanismul se blochează în timpul funcționării, blocajul având loc după dispozitivul proiectat, se pot distruge anumite părți, care vor necesita mult timp și mulți bani pentru remediere, și pot duce chiar la accidente de muncă. De aceea, un pas important, este acela al stabilirii unui element de sacrificiu, care să cedeze într-un mod controlat, pentru a nu exista riscul vătămării corporale sau al pagubelor însemnate. Acesta putând fi executat rapid, datorită complexității scăzute.

Figura 4.12, prezintă o discretizare foarte fină, adaptivă, a ansamblului simplificat. Se observă locul de aplicare al cuplului de antrenare (săgețile violete), fixările rigide dintre elementul de ajustare - elementul de fixare și elementul de fixare - flanșa pinionului, pe suprafața cilindrică exterioară. Suprafața din spate a flanșei pinionului, s-a fixat absolut. Suprafața cilindrică interioară a flanșei axului motorului, s-a fixat ca rulment, permițând doar rotația în jurul axei proprii. Între bolțuri și manivelă, au fost prevăzute, de asemenea, fixări de tip lagăr de alunecare.

Simulările s-au realizat în condiții limită, statice la valoarea cuplului maxim dezvoltat de motor, dinamice pentru frecvențele corespunzătoare angrenării la turațiile cerute pentru testare.

Au fost determinate astfel locul unde dispozitivul este solicitat cel mai puternic și modul în care cedează componenta stabilită pentru sacrificiu.

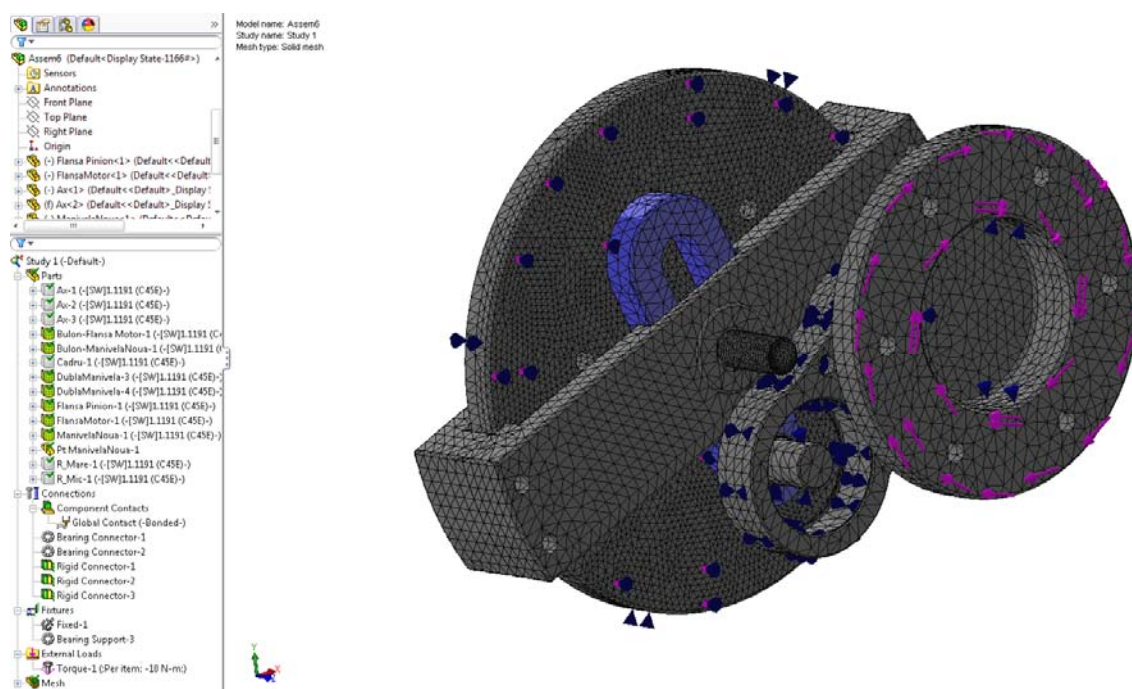


Figura 4.12 Discretizarea adaptivă a ansamblului Roto-Oscilator

În figura 4.13, se indică locul unde apare solicitarea cea mai importantă, adică la baza bolțului flanșei motorului, acolo unde acesta este solicitat la încovoiere. În consecință acesta se va redimensiona, pentru creșterea rezistenței la încovoiere.

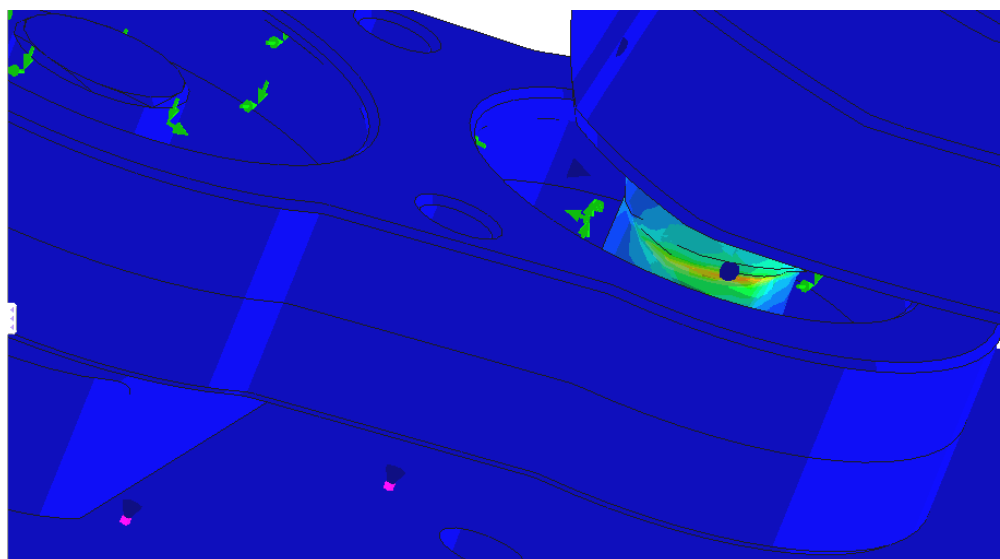


Figura 4.13 Determinarea și localizarea solicitării maxime von Mises

Totodată, razele de racord au fost crescute și s-a procedat la țesirea muchiilor exterioare pe 0,5 mm la 45°.

Componenta de sacrificiu, figura 4.14, a fost aleasă manivela, ea cedând în sensul ruperii sau supraîntinderii în dreptul rulmentului aparținător flanșei pinionului. Acest fapt produce oprirea din funcționare a reductorului, fără ai aduce vreu prejudiciu, și manivela rămâne atașată celuiilalt rulment, necoducând la loviri sau vătămări corporale grave.

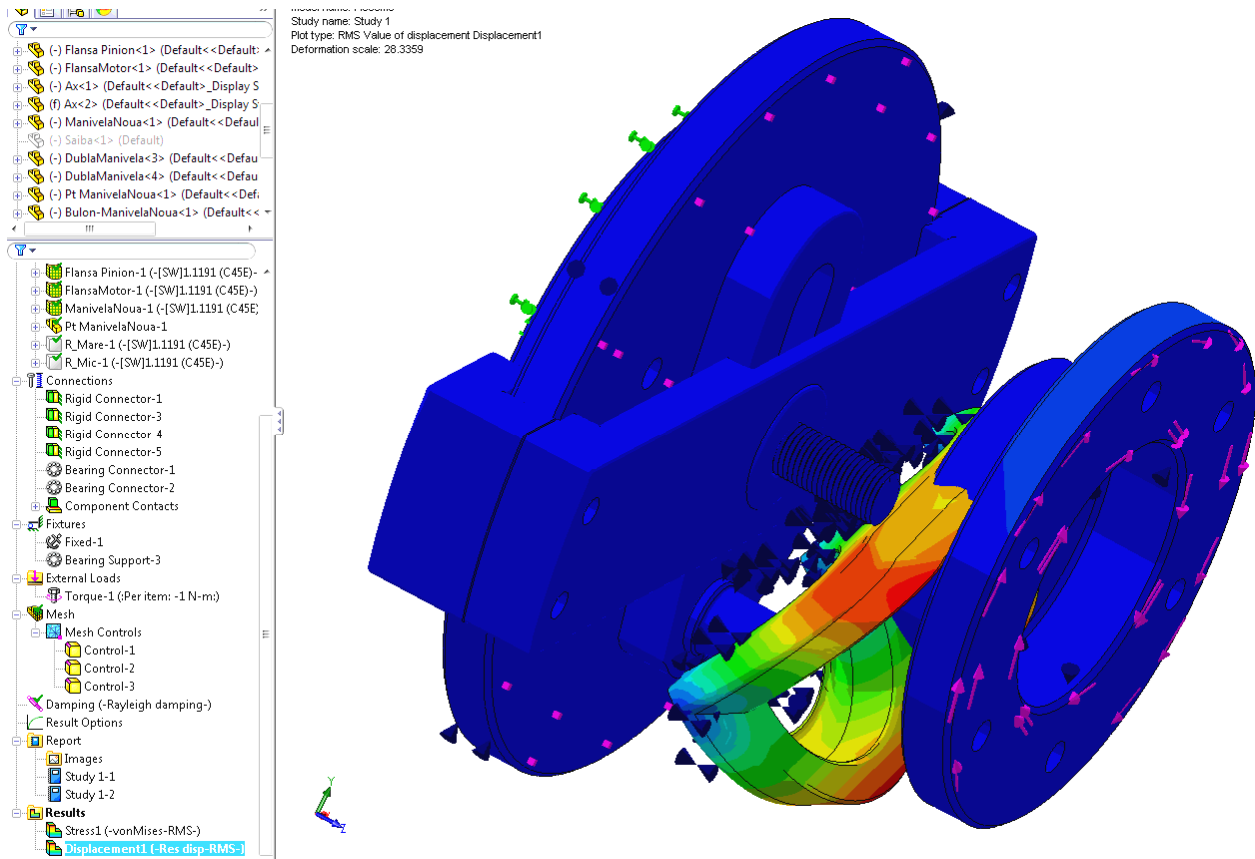


Figura 4.14 Determinarea și localizarea deformației maxime

Teșirea nu ajută doar la diminuarea tensiunilor din punctele concentratoare, ci și, în caz de rupere / desprindere a pieselor, diminuarea pagubelor.

Pentru determinarea unghiului de oscilație, precum și a vitezelor și accelerațiilor aparute la diferite turații ale motorului și roților din reductor, s-a realizat un model de simulare în modulul Motion Study.

Se poate vedea, în figura 4.15, că prin ajustarea razei cu ajutorul elemntului de ajustare a unghiului, s-au obținut cu precizie unghiurile de oscilație necesare.

Odată cu creșterea turației și datorită schimbărilor de sens a rotației, la capetele unghiului de oscilație apar accelerații și decelerații de valori mari, mai ales datorită inerției maselor în mișcare de rotație. Însă, datorită forme sinusoidale de accelerație și decelerație, acestea sunt importante, dar nu distructive.

Locul de manifestare a accelerației, poate fi introdus calitativ în cercetare, sub forma influenței dinamice asupra uzării. Porțiunea pe care viteza variază liniar, poate fi, de asemenea, considerată pentru modul și felul în care influențează procesul de uzură.

Porțiunea aferentă mijlocului unghiului de oscilație, corespunde condiției de angrenare normală, unde viteza este constantă. Turația pinionului, în acel punct, fiind egală cu produsul dintre raportul distanțelor la centru a celor două axe ale bolțurilor și turația axului motorului.

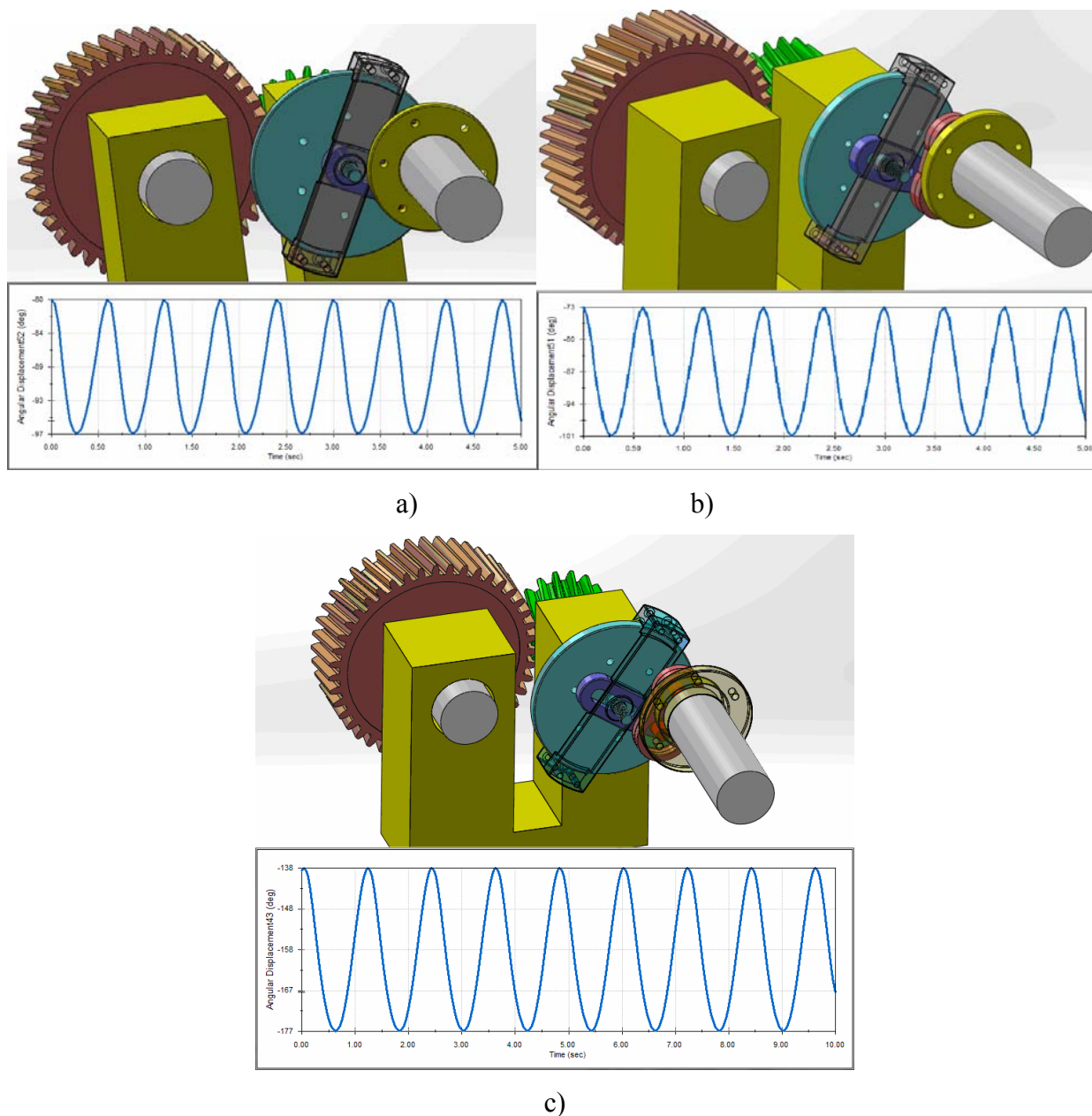


Figura 4.15 Simularea mișcării pentru determinarea variației unghiului de oscilație: a) 17°; b) 28°; c) 39°

Ca și observație practică, la execuție, se va prevedea ca rulmentul flanșei motorului, să fie radial - axial, pentru evitarea solicitărilor axiale, în cazul erorilor de plan - paralelism datorate execuției deficitare a pieselor.

Rulmenții se vor alege după valorile forțelor de solicitare, reieșite din simulare, prin aproximarea superioară a acestora, pentru regimul de oboseală, din cataloagele oferite de producător.

4.7 Concluzii și contribuții și personale

Datorită tipologiei structurale diferite, a acestor roți dințate, a trebuit elaborat un model numeric diferit de analiza, pentru cazul solicitării de contact. Acesta presupune realizarea unui model geometric al roților dințate, cu acuratețe crescută, adică implementarea curbei evolventice a flancurilor, prin ecuațiile parametrice ale acesteia cu ajutorul curbei Spline. Analiza numerică s-a derulat în două etape: Motion Simulation - Simulare de Mișcare și Simulation Study - Simulare cu element finit.

Din simulările de mișcare, unde nu este necesară discretizarea componentelor sau ansamblului care se analizează, s-au obținut parametrii cinetostatici: forțe, momente și presiuni, care determină parametrii cinematici de formă a mișcării și implică parametrii dinamici de viteză și accelerație.

Simulările cu element finit, au condus la obținerea cu precizie a locului și modului de manifestare a presiunii maxime, exprimată ca tensiune von Mises, și efectele acesteia prin deplasări și alungiri.

Ținându-se cont de rezultatele analitice și experimentale, obținute din analizele și simulările cu element finit în SolidWorks, s-au proiectat, două noi dispozitive de testare, menite să satisfacă adaptiv, necesitatea și condițiile de testare complexe, pe care cazul roților dințate fluoropolimerizate îl prezintă:

- primul dispozitiv proiectat și analizat a fost dispozitivul tribologic Ball - on - Disc. Acesta urmând să fie folosit pentru testarea preliminară a materialului fluoropolimeric, în condiții variate. Datele care vor fi obținute, vor constitui punctul de plecare pentru încercările la solicitarea de contact. Un avantaj important, creat de acest dispozitiv, îl constituie posibilitatea de adaptare a forței care crează presiunea de contact, în mod continuu, fără întreruperea procesului de uzare;

- cel de-al doilea dispozitiv, Roto-Oscilatorul, crează un avantaj deosebit, facilitând testarea variată și multiplă a materialului de acoperire, aplicat pe flancul dinților în angrenare. Acest

dispozitiv, face posibilă testarea unui întreg flanc de dinte, sau a unei anumite porțiuni a acestuia, prin simpla modificare a valorii unghiului de oscilație. Un alt mare avantaj al acestui dispozitiv, este acela al simplității structurale și de realizare, precum și al funcționării sigure.

Contribuții personale

Modelul ansamblului roților dințate aflate în angrenare, a fost realizat cu precizie, prin implementarea curbei evolventice cu ajutorul curbei spline definită prin ecuații parametrice.

Partea experimentală a fost structurată și organizată cu precizie, ținându-se cont de cele mai variate forme de manifestare a solicitării de contact. Toate variabilele considerate ca prezentând o implicare importantă în modul de comportare a suprafețelor, au fost considerate condiții de testare în analiza cu element finit.

S-au proiectat două dispozitive de testare practică a capacității de încărcare, primul pentru testarea preliminară, Ball - on - Disc, și al doilea pentru cea propriu-zisă, Roto - Oscilatorul.

Au fost realizate optimizări analitico-experimentale ale dispozitivelor Ball - on - Disc și Roto - Oscilator, în vederea îmbunătățirii calității funcționale ale acestora, având ca scop creșterea acurateții și preciziei de testare experimentală a solicitării de contact.

În cazul dispozitivului Ball - on - Disc, efectul unor eventualele bătaii radiale, datorate unor eroări în prelucrarea suprafețelor, a fost diminuat prin folosirea unor arcuri elicoidale de compresiune, ca și element de creare a forței de apăsare necesară. Compensarea variațiilor presiunii de contact, datorate creșterii suprafeței de contact, odată cu avansarea adâncimii de uzare, a fost realizată prin facilitarea unei modificări continue a forței de apăsare.

Dispozitivul Roto - Oscilator a fost proiectat astfel încât, în cazul deteriorării acestuia sau a altei componente a echipamentului pe care-l deservește, să preia, printr-un element special conceput, solicitările apărute. De aceea, a fost stabilită o componentă cu rol de sacrificiu, care în marea parte a cazurilor de deteriorare presupuse, va ceda fără să provoace daune materiale însemnate sau vătămări corporale persoanelor care operează cu dispozitivul.

Desenele tehnice de execuție a componentelor dispozitivelor, au fost realizate cu precizie și atenție, în vederea unei execuții conforme a acestora.

Capitolul 5. Testarea experimentală preliminară a depunerii fluoropolimerice cu ajutorul dispozitivului tribologic proiectat și realizat Ball - on - Disc

Testarea preliminară a oboselii de contact în cazul materialului fluoropolimeric de acoperire, presupune realizarea condițiilor de testare, stabilirea parametrilor și a valorilor acestora, precum și analiza univariată a datelor rezultate. Interpretarea științifică a datelor rezultate, are ca scop atribuirea fenomenologică a valorilor și determinarea cauzală a acestora.

5.1 Determinarea suprafețelor de contact pentru cele patru cazuri de contact

Acoperirea fluoropolimerică prezintă o tipologie poroasă a suprafeței, ca de altfel toate materialele plastice și polimerice, necesitând o comprimare incipientă a acesteia, pentru a se ajunge la valori determinante ale parametrilor fizico - mecanici.

5.1.1 Rularea inițială a suprafețelor - Rodarea

Necesitatea rulării inițiale a suprafețelor, corespunzătoare rodajului materialelor metalice, rezidă din faptul că, materialele cu o astfel de structură nu reacționează încă de la început cu aceeași rezistență mecanică, ca și cum modulul de elasticitate ar fi altul.

Dacă se exercită o anumită forță de apăsare asupra materialului, semnificativă pentru materialul în cauză, se va observa că, la îndepărtarea acțiunii acesteia, materialul nu revine complet imediat, ci durează o perioadă de timp considerabilă, întrucâtva proporțională cu forța, până ce acesta va recupera poziția inițială în proporție de 100%. Repetându-se acțiunea, cu o frecvență apreciabilă, pentru un contact mecanic, s-a observat că, materialul nu mai revine la stările inițiale anterioare, iar distanța de comprimare se micșorează. După câțiva astfel de cicluri, materialul va începe să recupereze în totalitate poziția inițială, iar adâncimea de comprimare va avea o valoare stabilă.

Acestui comportament și perioadei corespunzătoare, i s-a atribuit denumirea de rodaj. Un lucru foarte important, este acela că în funcție de grosimea stratului, materialul își modifică această perioadă de rodaj. De aceea se concluzionează ca fiind importantă determinarea forței / presiunii și perioadei de rodaj, pentru tipurile diferite de plastice și polimeri, funcție de grosimea stratului.

În cadrul prezentei cercetări, materialul a fost rulat în cicluri de câte un minut, la o presiune de aproximativ zece ori mai mică decât cea statică, sugerată de producător, până când acesta și-a revenit total la starea inițială, după încetarea exercitării presiunii.

Astfel, de la cei 39 μm grosime inițială a stratului, după rodare s-a ajuns la 35 μm .

Necunoscându-se modulul de elasticitate, dar luându-se în considerare unul corespunzător polimerilor rezistenți 2,5 GPa, s-a trecut la experimentarea mărimii suprafeței de contact, prin exercitarea unor forțe și măsurarea adâncimii de comprimare / strivire cu ceasul comparator micrometric etalonat.

5.1.2 Determinarea inițială a suprafețelor în contact

A fost generată o foaie de calcul în Excel, unde s-a implementat algoritmul calculului de contact pentru cele patru cazuri de suprafețe propuse pentru testare, în funcție de adâncimea de strivire: suprafață sferică - suprafață plană (S - P), când ambele suprafețe fluoropolimerizate (F - F), și suprafață plană - suprafață plană (P - P), când sfera este metalică (M - F), conform capitolului 3. Determinarea ariilor suprafețelor inițiale de contact (A), aria discului (S_c) a cărei rază este coarda și aria suprafeței calotei sferice (S_s) corespunzătoare arcului s , s-a făcut pentru valori ale presiunii de contact de 30, 15 și 5 N / mm^2 .

Tabelul 5. 1 Tabelul cu datele dimensionale de contact.

Material	Contact	h (μm)	c (mm)	S_s (mm^2)	S_c (mm^2)	p_M (N/mm^2)	p_{med} (N/mm^2)	F (N)
M - F	S - P	0.002	0.26830	0.05655	-	5.04	2.64	0.38
		0.0025	0.29996	0.07069	-	15.18	7.95	1.43
		0.003	0.32858	0.08482	-	30.07	15.75	3.4
M - F	P - P	0.0015	0.73236	-	0.42125	4.99	4.99	2.1
		0.002	0.76830	-	0.46361	15.10	15.10	7
		0.0025	0.79996	-	0.50260	29.84	29.84	15
F - F	S - P	0.001	0.18973	0.02827	-	5.04	2.64	0.19
		0.0015	0.23236	0.04241	-	15.03	7.87	0.85
		0.002	0.26830	0.05655	-	30.11	15.77	2.27
F - F	P - P	0.00075	0.66431	-	0.34660	5.19	5.19	1.8
		0.0015	0.73236	-	0.42125	15.19	15.19	6.4
		0.00175	0.75097	-	0.44293	30.03	30.03	13.3

Trebuie considerat faptul că, pentru ambele suprafețe fluoropolimerizate (F - F), adâncimea de strivire va fi considerată la jumătate, iar pentru cazul când sfera este metalică (M - F), va fi considerată întreaga valoare.

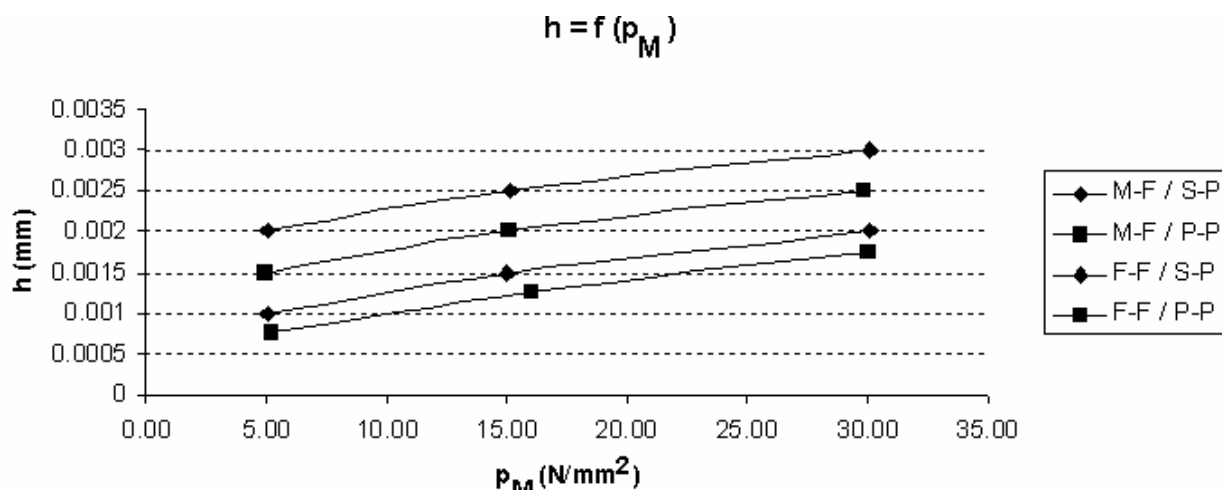


Figura 5.1 Adâncimea de comprimare în funcție de presiunea maximă de contact

Cunoscând forța (F) care a generat deplasarea de comprimare (h) și coarda (c) aferentă acesteia, conform relațiilor de la capitolul 3, s-au determinat presiunea maximă (p_M) de contact și presiunea medie (p_{med}).

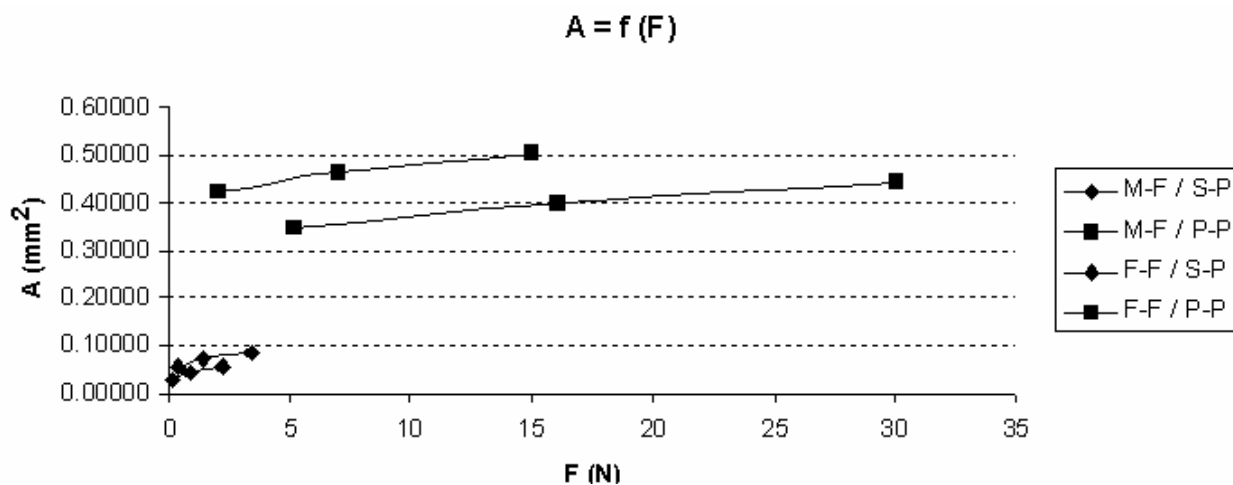


Figura 5.2 Aria inițială de contact în funcție de forța de apăsare

5.1.3 Calculul suprafețelor progresive reale de contact

Așa cum s-a arătat în subcapitolul 4.5.1, necesitatea încărcării variabile, rezultă din variația semnificativă, progresiv cu adâncimea de uzură, a suprafeței de contact între sferă și suprafața fluoropolimerică, pentru cazul contactului sferă - plan (fig. 5.1).

Din necesitatea de a pastra o presiune de contact constantă, s-a hotărât mărirea proporțională a forței de acționare. Această procedură de proporționalizare, a fost efectuată la fiecare pas de 5 μ m adâncime de uzură, fără întreruperea procesului testării. Varianta încărcării prin intermediul unui arc elicoidal de compresiune, facilitează implementarea unei astfel de proceduri.

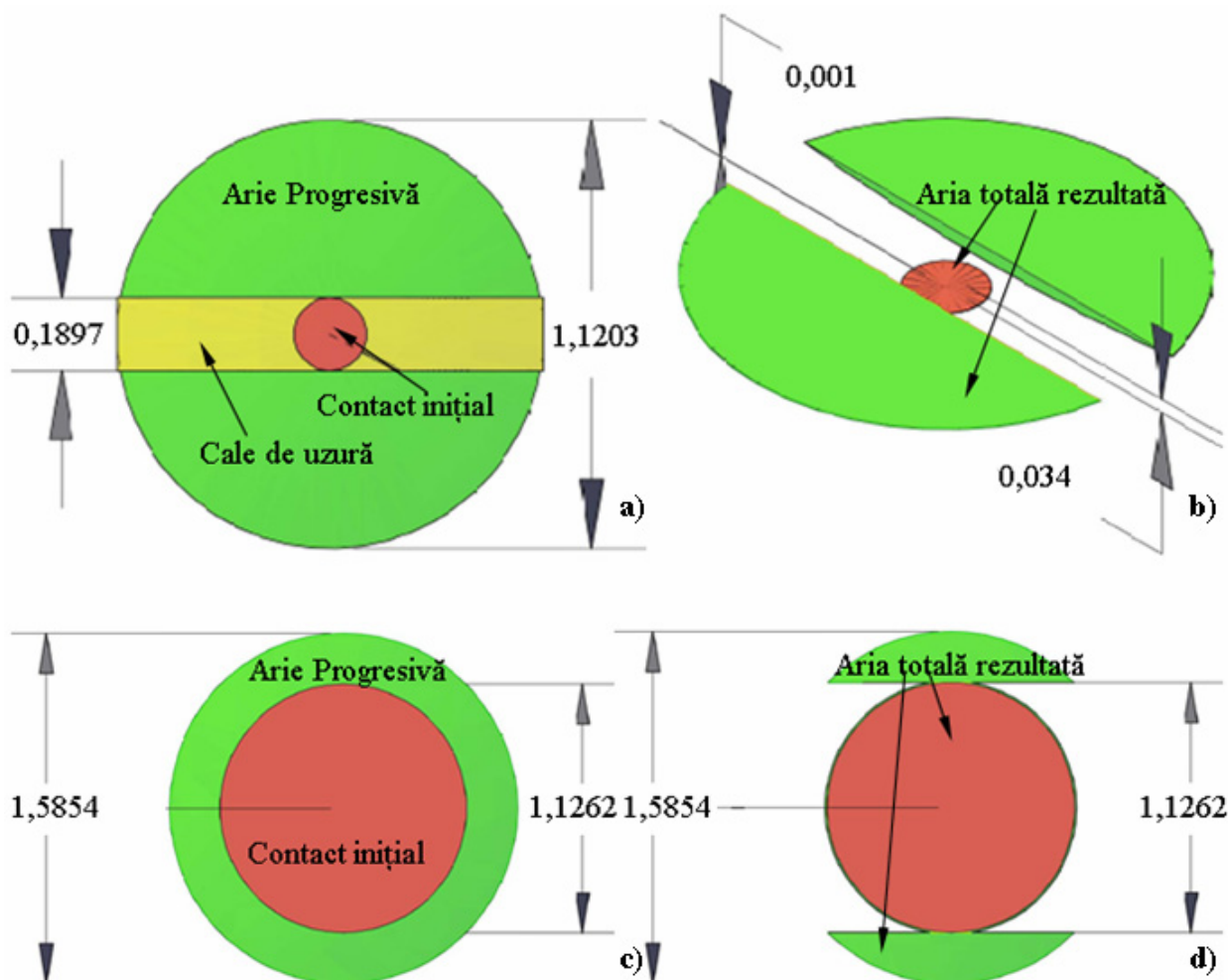


Figura 5.3 Analiza suprafețelor pentru cazurile de contact sferic și plan

Se observă în figura 5.3 modul de uzare a suprafeței, precum și situația limită, în care startul fluoropolimeric este complet uzat. Pentru cazul contactului punctiform, figura 5.3 a) și b), se observă o discrepanță foarte importantă între momentul începutului de testare, căruia-i corespunde situația a), și sfârșitului de testare b). Comparativ, pentru cazul unei presiuni maxime de 5 N/mm², la început, contactul are un diametru de 0,1897 mm, ca la sfârșitul testului, în cazul unui strat de 35 μ m grosime, acesta să ajungă la 1,1203 mm. Particularitatea ariei de contact, este arătată în figura 5.3 b), unde sunt date doar zonele efective de contact, fără aria uzată datorită deplasării relative a suprafețelor. În cazul contactului plan, ponderea evolutivă a suprafeței de contact, datorate adâncimii de uzare, este mult mai puțin semnificativă, în comparație cu aria inițială (figura 5.3 c) și d)).

Tabelul 5. 2 Rezultatele analizei dimensionale a suprafețelor progresive în cazul contactului sferic.

Material	h (mm)	R (mm)	h _t (mm)	h _v (mm)	h _r (mm)	c (mm)	s (mm)	A _s (mm ²)	C (mm)	S (mm)	A _{sm} (mm ²)	A _{ss} (mm ²)	A _r (mm ²)	A _{tr} (mm ²)	P _M (N/mm ²)	P _{med} (N/mm ²)	A _{tr med} (mm ²)	F (N)
F - F	0.0010	4.5	0.035	0.000	0.035	0.1897	0.1897	0.0283	1.1203	1.1232	0.9896	0.2054	0.7842	0.8125	5.02	2.63	0.4254	6.60
	0.0010	4.5	0.035	0.005	0.030	0.1897	0.1897	0.0283	1.0375	1.0398	0.8482	0.1896	0.6586	0.6869	5.06	2.65	0.3597	5.70
	0.0010	4.5	0.035	0.010	0.025	0.1897	0.1897	0.0283	0.9474	0.9491	0.7069	0.1724	0.5345	0.5628	5.00	2.62	0.2947	4.70
	0.0010	4.5	0.035	0.015	0.020	0.1897	0.1897	0.0283	0.8476	0.8488	0.5655	0.1534	0.4121	0.4404	5.05	2.64	0.2306	3.80
	0.0010	4.5	0.035	0.020	0.015	0.1897	0.1897	0.0283	0.7342	0.7351	0.4241	0.1318	0.2923	0.3206	4.96	2.60	0.1679	2.80
	0.0010	4.5	0.035	0.025	0.010	0.1897	0.1897	0.0283	0.5997	0.6001	0.2827	0.1062	0.1766	0.2049	5.05	2.64	0.1073	1.90
	0.0010	4.5	0.035	0.030	0.005	0.1897	0.1897	0.0283	0.4241	0.4243	0.1414	0.0728	0.0686	0.0969	5.04	2.64	0.0507	0.95
	0.0010	4.5	0.035	0.035	0.001	0.1897	0.1897	0.0283	0.1897	0.1897	0.0283	0.0283	0.0000	0.0283	5.31	2.78	0.0148	0.20
	0.0015	4.5	0.035	0.000	0.035	0.2324	0.2324	0.0424	1.1203	1.1232	0.9896	0.2494	0.7402	0.7826	15.06	7.89	0.4098	19.80
	0.0015	4.5	0.035	0.005	0.030	0.2324	0.2324	0.0424	1.0375	1.0398	0.8482	0.2300	0.6182	0.6606	15.08	7.90	0.3459	17.00
	0.0015	4.5	0.035	0.010	0.025	0.2324	0.2324	0.0424	0.9474	0.9491	0.7069	0.2090	0.4979	0.5403	15.00	7.86	0.2829	14.10
	0.0015	4.5	0.035	0.015	0.020	0.2324	0.2324	0.0424	0.8476	0.8488	0.5655	0.1857	0.3798	0.4222	15.02	7.86	0.2211	11.30
	0.0015	4.5	0.035	0.020	0.015	0.2324	0.2324	0.0424	0.7342	0.7351	0.4241	0.1592	0.2649	0.3073	15.06	7.88	0.1609	8.50
	0.0015	4.5	0.035	0.025	0.010	0.2324	0.2324	0.0424	0.5997	0.6001	0.2827	0.1279	0.1549	0.1973	15.14	7.93	0.1033	5.70
	0.0015	4.5	0.035	0.030	0.005	0.2324	0.2324	0.0424	0.4241	0.4243	0.1414	0.0870	0.0544	0.0968	15.39	8.06	0.0507	2.90
	0.0015	4.5	0.035	0.035	0.002	0.2324	0.2324	0.0424	0.2324	0.2324	0.0424	0.0424	0.0000	0.0424	15.03	7.87	0.0222	0.85
	0.0020	4.5	0.035	0.000	0.035	0.2683	0.2683	0.0565	1.1203	1.1232	0.9896	0.2859	0.7037	0.7602	30.05	15.74	0.3980	39.50
	0.0020	4.5	0.035	0.005	0.030	0.2683	0.2683	0.0565	1.0375	1.0398	0.8482	0.2635	0.5847	0.6412	30.16	15.79	0.3357	34.00
	0.0020	4.5	0.035	0.010	0.025	0.2683	0.2683	0.0565	0.9474	0.9491	0.7069	0.2392	0.4677	0.5242	30.32	15.88	0.2745	28.50
	0.0020	4.5	0.035	0.015	0.020	0.2683	0.2683	0.0565	0.8476	0.8488	0.5655	0.2123	0.3532	0.4097	29.91	15.66	0.2145	22.50
	0.0020	4.5	0.035	0.020	0.015	0.2683	0.2683	0.0565	0.7342	0.7351	0.4241	0.1817	0.2424	0.2989	30.11	15.77	0.1565	17.00
M - F	0.0020	4.5	0.035	0.025	0.010	0.2683	0.2683	0.0565	0.5997	0.6001	0.2827	0.1455	0.1372	0.1937	30.54	15.99	0.1014	11.50
	0.0020	4.5	0.035	0.030	0.005	0.2683	0.2683	0.0565	0.4241	0.4243	0.1414	0.0984	0.0430	0.0995	30.26	15.84	0.0521	5.70
	0.0020	4.5	0.035	0.035	0.002	0.2683	0.2683	0.0565	0.2683	0.2683	0.0565	0.0565	0.0000	0.0565	30.51	15.98	0.0296	2.30
	0.0020	4.5	0.035	0.000	0.035	0.2683	0.2683	0.0565	1.1203	1.1232	0.9896	0.2859	0.7037	0.7602	5.02	2.63	0.3980	6.60
	0.0020	4.5	0.035	0.005	0.030	0.2683	0.2683	0.0565	1.0375	1.0398	0.8482	0.2635	0.5847	0.6412	5.06	2.65	0.3357	5.70
	0.0020	4.5	0.035	0.010	0.025	0.2683	0.2683	0.0565	0.9474	0.9491	0.7069	0.2392	0.4677	0.5242	5.00	2.62	0.2745	4.70
	0.0020	4.5	0.035	0.015	0.020	0.2683	0.2683	0.0565	0.8476	0.8488	0.5655	0.2123	0.3532	0.4097	5.05	2.64	0.2145	3.80
	0.0020	4.5	0.035	0.020	0.015	0.2683	0.2683	0.0565	0.7342	0.7351	0.4241	0.1817	0.2424	0.2989	4.96	2.60	0.1565	2.80
	0.0020	4.5	0.035	0.025	0.010	0.2683	0.2683	0.0565	0.5997	0.6001	0.2827	0.1455	0.1372	0.1937	5.05	2.64	0.1014	1.90
	0.0020	4.5	0.035	0.030	0.005	0.2683	0.2683	0.0565	0.4241	0.4243	0.1414	0.0984	0.0430	0.0995	5.04	2.64	0.0521	0.95
	0.0020	4.5	0.035	0.035	0.002	0.2683	0.2683	0.0565	0.2683	0.2683	0.0565	0.0565	0.0000	0.0565	5.04	2.64	0.0296	0.38
	0.0025	4.5	0.035	0.000	0.035	0.3000	0.3000	0.0565	1.1203	1.1232	0.9896	0.3130	0.6766	0.7331	15.06	7.89	0.3839	19.80
	0.0025	4.5	0.035	0.005	0.030	0.3000	0.3000	0.0565	1.0375	1.0398	0.8482	0.2880	0.5603	0.6168	15.08	7.90	0.3229	17.00
	0.0025	4.5	0.035	0.010	0.025	0.3000	0.3000	0.0565	0.9474	0.9491	0.7069	0.2608	0.4461	0.5026	15.00	7.86	0.2632	14.10
	0.0025	4.5	0.035	0.015	0.020	0.3000	0.3000	0.0565	0.8476	0.8488	0.5655	0.2307	0.3348	0.3913	15.02	7.86	0.2049	11.30
	0.0025	4.5	0.035	0.020	0.015	0.3000	0.3000	0.0565	0.7342	0.7351	0.4241	0.1965	0.2276	0.2841	15.06	7.88	0.1487	8.50
	0.0025	4.5	0.035	0.025	0.010	0.3000	0.3000	0.0565	0.5997	0.6001	0.2827	0.1560	0.1267	0.1832	15.14	7.93	0.0959	5.70
	0.0025	4.5	0.035	0.030	0.005	0.3000	0.3000	0.0565	0.4241	0.4243	0.1414	0.1033	0.0381	0.0946	15.13	7.92	0.0495	2.85
	0.0025	4.5	0.035	0.035	0.002	0.3000	0.3000	0.0565	0.2683	0.2683	0.0565	0.0565	0.0000	0.0565	15.12	7.92	0.0296	1.14
	0.0030	4.5	0.035	0.000	0.035	0.3286	0.3287	0.0565	1.1203	1.1232	0.9896	0.3376	0.6521	0.7086	30.05	15.74	0.3710	39.50
	0.0030	4.5	0.035	0.005	0.030	0.3286	0.3287	0.0565	1.0375	1.0398	0.8482	0.3101	0.5381	0.5946	30.16	15.79	0.3113	34.00
	0.0030	4.5	0.035	0.010	0.025	0.3286	0.3287	0.0565	0.9474	0.9491	0.7069	0.2803	0.4265	0.4830	30.32	15.88	0.2529	28.50
	0.0030	4.5	0.035	0.015	0.020	0.3286	0.3287	0.0565	0.8476	0.8488	0.5655	0.2474	0.3181	0.3746	29.91	15.66	0.1961	22.50
	0.0030	4.5	0.035	0.020	0.015	0.3286	0.3287	0.0565	0.7342	0.7351	0.4241	0.2100	0.2141	0.2706	30.11	15.77	0.1417	17.00
	0.0030	4.5	0.035	0.025	0.010	0.3286	0.3287	0.0565	0.5997	0.6001	0.2827	0.1656	0.1171	0.1736	30.27	15.85	0.0909	11.40
	0.0030	4.5	0.035	0.030	0.005	0.3286	0.3287	0.0565	0.4241	0.4243	0.1414	0.1078	0.0335	0.0900	30.26	15.84	0.0471	5.70
	0.0030	4.5	0.035	0.035	0.002	0.3286	0.3287	0.0565	0.2683	0.2683	0.0565	0.0565	0.0000	0.0565	30.11	15.77	0.0296	2.27

În tabelul 5.2, valorile parametrilor geometrici și statici de contact, corespund contactului pseudo-punctiform sferic, pentru cazul ambelor suprafețe polimerice și al sferei metalice pe suprafață polimerică. Ca urmare a diferenței nesemnificative între aria inițială punctiformă de contact, calculată după arcul de suprafață sau după coardă, aceasta se consideră după arc.

Pentru ambele suprafețe fluoropolimerice, o sferă de rază $R = 4,5 \text{ mm}$, asupra căreia se execută o forță $F = 6,6 \text{ N}$, se comprimă pe o distanță de $h = 0,001 \text{ }\mu\text{m}$, generând o suprafață A_s căreia-i corespunde un arc s și o coardă c . Pentru o uzură progresivă h_v cu o adâncime maximă h_t , rezultând h_r adâncimea momentană, se determină coarda suprafeței reale de contact C și arcul S cărora le corespunde aria A_{sm} . Datorită deplasării discului fluoropolimerizat, din A_{sm} se scade aria canalului de uzură A_{ss} , rezultând aria reală de contact A_r corespunzătoare contactului lateral suplimentar datorat pătrunderii sferei în materialul de acoperire. A_{tr} aria totală reală de contact, se obține prin însumarea celor două zone de contact. Pe suprafața reală totală de contact avem o presiune maximă p_M și o presiune medie p_{med} . Pentru testele de transfer de căldură, este necesar să se cunoască suprafața generatoare de căldură. Pentru aceasta, s-a presupus că pe o arie corespunzătoare procentului presiunii medii din presiunea maximă, este distribuită presiunea maximă și la acea arie $A_{tr med}$, se limitează suprafața de contact.

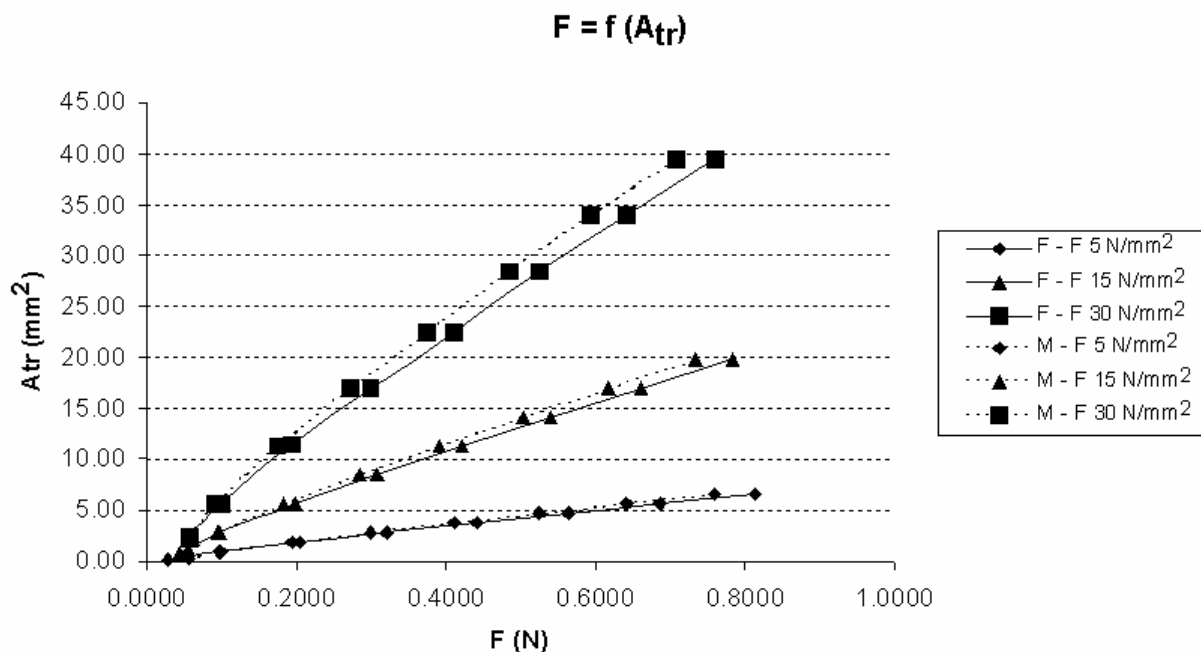


Figura 5.4 Evoluția ariei reale de contact funcție de forța de apăsare pentru a menține valorile presiunii maxime, în condițiile uzurii progresive

Conform analizei geometrice de contact, ponderea ariei suplimentare de contact, în cazul contactului plan, este mai puțin semnificativă, dar nu se poate neglija.

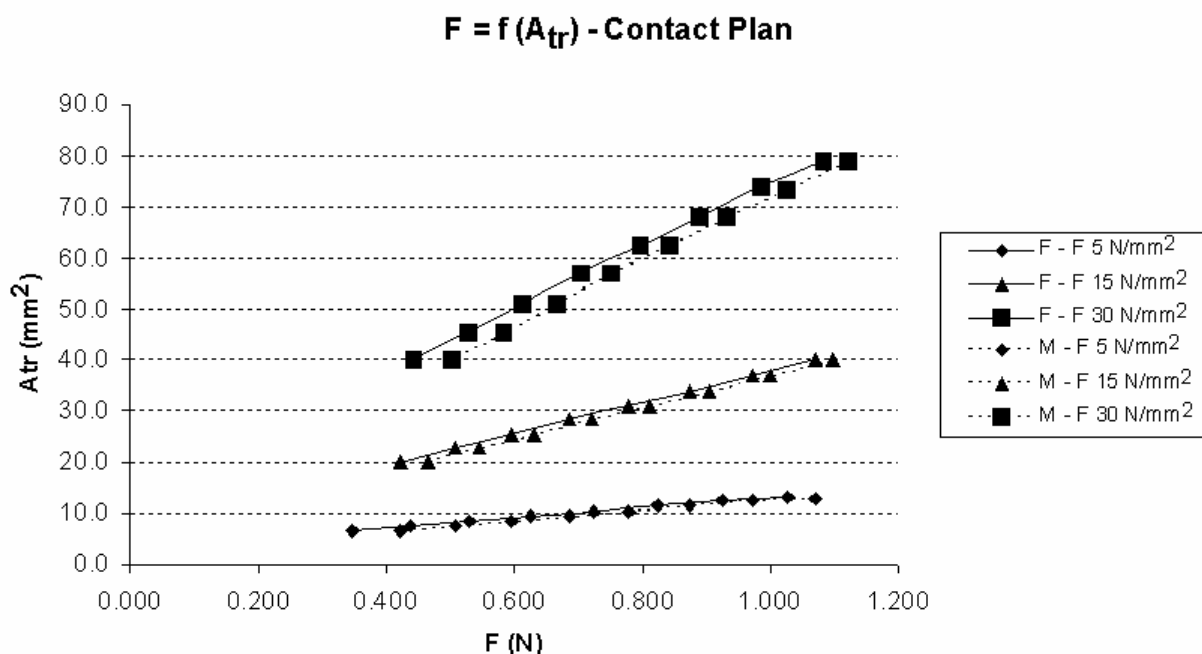


Figura 5.5 Evoluția ariei reale de contact funcție de forța de apăsare pentru a menține valorile presiunii maxime, în condițiile uzurii progresive

Aria totală rezultată A_{tr} se obține din însumarea ariei rămase A_r cu aria de contact efectiv A_s . A_r rezultă prin scăderea ariei datorată căii de uzare A_{ss} din aria corespunzătoare calotei sferice datorate adâncimii de uzură A_{sm} .

$$A_{tr} = A_r + A_s \quad (5.1)$$

$$A_r = A_{sm} + A_{ss} \quad (5.2)$$

A_{sm} și A_s se obțin cu relația 3.10, după ce s-au calculat coarzile c , C și arcele s , S corespunzătoare, în funcție de evoluția adâncimii de uzare h_r și adâncimii de comprimare h , cu relațiile 3.6, 3.8 și 3.9.

Aria rămasă

$$A_r = s \cdot S \quad (5.3)$$

Tabelul 5. 3 Rezultatele analizei dimensionale a suprafețelor progresive pentru contactul plan

Material	h (μm)	R (mm)	h _t (mm)	h _v (mm)	h _r (mm)	c (mm)	s (mm)	A _s (mm ²)	C (mm)	S (mm)	A _{sm} (mm ²)	A _{ss} (mm ²)	A _r (mm ²)	A _{tr} (mm ²)	P _M (N/mm ²)	P _{ned} (N/mm ²)	A _{ir, ned} (mm ²)	F (N)
F - F	0.00075	4.5	0.035	0.000	0.035	0.664	0.665	0.347	1.585	1.594	1.990	1.309	1.681	1.027	5.01	2.63	0.538	13.2
	0.00075	4.5	0.035	0.005	0.030	0.664	0.665	0.347	1.528	1.536	1.848	1.271	1.578	0.924	5.11	2.68	0.484	12.5
	0.00075	4.5	0.035	0.010	0.025	0.664	0.665	0.347	1.469	1.476	1.707	1.231	1.476	0.823	5.09	2.66	0.431	11.5
	0.00075	4.5	0.035	0.015	0.020	0.664	0.665	0.347	1.408	1.413	1.566	1.189	1.377	0.723	5.06	2.65	0.379	10.5
	0.00075	4.5	0.035	0.020	0.015	0.664	0.665	0.347	1.343	1.348	1.424	1.146	1.279	0.625	5.03	2.63	0.327	9.5
	0.00075	4.5	0.035	0.025	0.010	0.664	0.665	0.347	1.275	1.279	1.283	1.100	1.183	0.530	4.99	2.62	0.277	8.5
	0.00075	4.5	0.035	0.030	0.005	0.664	0.665	0.347	1.203	1.206	1.141	1.051	1.090	0.437	4.95	2.59	0.229	7.5
	0.00075	4.5	0.035	0.035	0.000	0.664	0.665	0.347	1.126	1.129	1.000	1.000	0.000	0.347	5.04	2.64	0.181	6.7
	0.0015	4.5	0.035	0.000	0.035	0.732	0.733	0.421	1.585	1.594	1.990	1.341	1.649	1.070	15.20	7.96	0.560	40.0
	0.0015	4.5	0.035	0.005	0.030	0.732	0.733	0.421	1.528	1.536	1.848	1.298	1.550	0.971	15.12	7.92	0.509	37.0
	0.0015	4.5	0.035	0.010	0.025	0.732	0.733	0.421	1.469	1.476	1.707	1.254	1.453	0.874	15.04	7.87	0.458	34.0
	0.0015	4.5	0.035	0.015	0.020	0.732	0.733	0.421	1.408	1.413	1.566	1.208	1.357	0.778	14.94	7.82	0.408	31.0
	0.0015	4.5	0.035	0.020	0.015	0.732	0.733	0.421	1.343	1.348	1.424	1.160	1.264	0.685	15.09	7.90	0.359	28.5
	0.0015	4.5	0.035	0.025	0.010	0.732	0.733	0.421	1.275	1.279	1.283	1.113	1.170	0.613	14.98	7.85	0.311	25.5
	0.0015	4.5	0.035	0.030	0.005	0.732	0.733	0.421	1.203	1.206	1.141	1.058	1.083	0.526	15.18	7.95	0.265	23.0
	0.0015	4.5	0.035	0.035	0.000	0.732	0.733	0.421	1.126	1.129	1.000	1.000	0.000	0.421	15.06	7.88	0.221	20.0
	0.00175	4.5	0.035	0.000	0.035	0.751	0.752	0.443	1.585	1.594	1.990	1.349	1.649	1.083	30.01	15.72	0.567	79.0
	0.00175	4.5	0.035	0.005	0.030	0.751	0.752	0.443	1.528	1.536	1.848	1.306	1.542	0.985	30.25	15.84	0.516	74.0
	0.00175	4.5	0.035	0.010	0.025	0.751	0.752	0.443	1.469	1.476	1.707	1.261	1.446	0.889	30.08	15.75	0.466	68.0
M - F	0.00175	4.5	0.035	0.015	0.020	0.751	0.752	0.443	1.408	1.413	1.566	1.214	1.352	0.795	30.13	15.77	0.416	62.5
	0.00175	4.5	0.035	0.020	0.015	0.751	0.752	0.443	1.343	1.348	1.424	1.164	1.260	0.703	30.19	15.81	0.368	57.0
	0.00175	4.5	0.035	0.025	0.010	0.751	0.752	0.443	1.275	1.279	1.283	1.113	1.170	0.613	29.97	15.69	0.321	51.0
	0.00175	4.5	0.035	0.030	0.005	0.751	0.752	0.443	1.203	1.206	1.141	1.058	1.083	0.526	30.03	15.72	0.276	45.5
	0.00175	4.5	0.035	0.035	0.000	0.751	0.752	0.443	1.126	1.129	1.000	1.000	0.000	0.443	30.12	15.77	0.232	40.0
	0.0015	4.5	0.035	0.000	0.035	0.732	0.733	0.421	1.585	1.594	1.990	1.341	1.649	1.070	4.94	2.59	0.560	13.0
	0.0015	4.5	0.035	0.005	0.030	0.732	0.733	0.421	1.528	1.536	1.848	1.298	1.550	0.971	5.11	2.68	0.509	12.5
	0.0015	4.5	0.035	0.010	0.025	0.732	0.733	0.421	1.469	1.476	1.707	1.254	1.453	0.874	5.09	2.66	0.458	11.5
	0.0015	4.5	0.035	0.015	0.020	0.732	0.733	0.421	1.408	1.413	1.566	1.208	1.357	0.778	5.06	2.65	0.408	10.5
	0.0015	4.5	0.035	0.020	0.015	0.732	0.733	0.421	1.343	1.348	1.424	1.160	1.264	0.685	5.03	2.63	0.359	9.5
	0.0015	4.5	0.035	0.025	0.010	0.732	0.733	0.421	1.275	1.279	1.283	1.110	1.173	0.594	4.99	2.62	0.311	8.5
	0.0015	4.5	0.035	0.030	0.005	0.732	0.733	0.421	1.203	1.206	1.141	1.057	1.085	0.506	4.95	2.59	0.265	7.5
	0.0015	4.5	0.035	0.035	0.000	0.732	0.733	0.421	1.126	1.129	1.000	1.000	0.000	0.421	5.04	2.64	0.221	6.7
	0.002	4.5	0.035	0.000	0.035	0.768	0.769	0.464	1.585	1.594	1.990	1.357	1.632	1.096	15.20	7.96	0.574	40.0
	0.002	4.5	0.035	0.005	0.030	0.768	0.769	0.464	1.528	1.536	1.848	1.313	1.535	0.999	15.12	7.92	0.523	37.0
	0.002	4.5	0.035	0.010	0.025	0.768	0.769	0.464	1.469	1.476	1.707	1.267	1.440	0.904	15.04	7.87	0.473	34.0
	0.002	4.5	0.035	0.015	0.020	0.768	0.769	0.464	1.408	1.413	1.566	1.219	1.347	0.810	14.94	7.82	0.424	31.0
	0.002	4.5	0.035	0.020	0.015	0.768	0.769	0.464	1.343	1.348	1.424	1.168	1.256	0.719	15.09	7.90	0.377	28.5
	0.002	4.5	0.035	0.025	0.010	0.768	0.769	0.464	1.275	1.279	1.283	1.115	1.167	0.631	14.98	7.85	0.330	25.5
	0.002	4.5	0.035	0.030	0.005	0.768	0.769	0.464	1.203	1.206	1.141	1.060	1.082	0.546	15.18	7.95	0.286	23.0
	0.002	4.5	0.035	0.035	0.000	0.768	0.769	0.464	1.126	1.129	1.000	1.000	0.000	0.464	15.06	7.88	0.243	20.0
	0.0025	4.5	0.035	0.000	0.035	0.800	0.801	0.503	1.585	1.594	1.990	1.372	1.617	1.120	30.01	15.72	0.586	79.0
	0.0025	4.5	0.035	0.005	0.030	0.800	0.801	0.503	1.528	1.536	1.848	1.326	1.522	1.025	30.04	15.73	0.537	73.5
	0.0025	4.5	0.035	0.010	0.025	0.800	0.801	0.503	1.469	1.476	1.707	1.278	1.429	0.932	30.08	15.75	0.488	68.0
	0.0025	4.5	0.035	0.015	0.020	0.800	0.801	0.503	1.408	1.413	1.566	1.228	1.338	0.840	30.13	15.77	0.440	62.5
	0.0025	4.5	0.035	0.020	0.015	0.800	0.801	0.503	1.343	1.348	1.424	1.175	1.249	0.752	30.19	15.81	0.394	57.0
	0.0025	4.5	0.035	0.025	0.010	0.800	0.801	0.503	1.275	1.279	1.283	1.120	1.163	0.665	29.97	15.69	0.348	51.0
	0.0025	4.5	0.035	0.030	0.005	0.800	0.801	0.503	1.203	1.206	1.141	1.062	1.079	0.582	30.03	15.72	0.305	45.5
	0.0025	4.5	0.035	0.035	0.000	0.800	0.801	0.503	1.126	1.129	1.000	1.000	0.000	0.503	30.12	15.77	0.263	40.0

În tabelul 5.3, valorile parametrilor geometrici și statici de contact, corespund contactului plan, pentru cazul ambelor suprafețe fluoropolimerice și al sferei metalice pe suprafață fluoropolimerică.

5.2 Considerații de ordin practic pentru pregătirea dispozitivului pentru testare

Dispozitivul tribologic Ball - on - Disk, are o structură aplicată și adaptată cerințelor de testare, de aceea, trebuie acordată o atenție deosebită pregătirii acestuia pentru realizarea testării.

Pentru că în practică, accidental sau voit, se poate ajunge la o lubrifiere săracă, sunt considerate importante încercările în asemenea condiții. Acest tip de test a fost denumit “One - Touch” și se realizează prin umezirea suprafețelor înainte de începerea testului. Prin aceasta se poate deduce și capacitatea de păstrare / menținere a ungerii, de către stratul fluoropolimeric, în timpul funcționării.

Din condițiile de testare, rezultă că: pentru viteze relative mari, se aleg zonele de pe discul fluoropolimerizat, mai îndepărtate; testările pe suprafață nelubrifiată, se realizează înainte celor cu lubrifiere.

Discul s-a împărțit în trei sectoare, corespunzătoare treptelor de viteză relativă de 700, 1400 și 2100 mm/s, fiecareia alocându-i-se, pe raza discului, aproximativ 17 mm.

Pentru ca la comprimarea arcului elicoidal, cuplajul elastic, prin înfiletarea piuliței destinate din faza de proiectare, acesta să nu se tensioneze în lungul spirei, datorită frecării cu piulița, creind astfel un cuplu de torsiune, s-a prevăzut un lagar de alunecare axial, rulment cu un rând de bile de tip 51102 (figura 5.6).

Înainte fiecărei testări, se va rula suprafața de contact timp de 30 secunde, în cazul presiunilor de 15 și 30 N/mm², un minut, în cazul presiunii de 5 N/mm², pentru tasarea suprafeței și obținere grosimii reale de testare.

Folosindu-se cinci discuri, pentru realizarea a cel puțin cinci încercări pentru fiecare caz de testare, iar grosimile straturilor depuse fiind diferite, s-a realizat o proporționalizare între grosimea stratului și durata uzurii, și apoi o corelare a valorilor.

Din cele cinci încercări, se va obține valoarea medie, prin realizarea mediei aritmetice a valorilor obținute.

Măsurătorile adâncimii de uzură, se vor face prin intermediul unui ceas comparator cu unitatea de bază de 1 μm, putând fi apreciată cu o mică eroare atât jumătatea, cât și sfertul acestui domeniu.

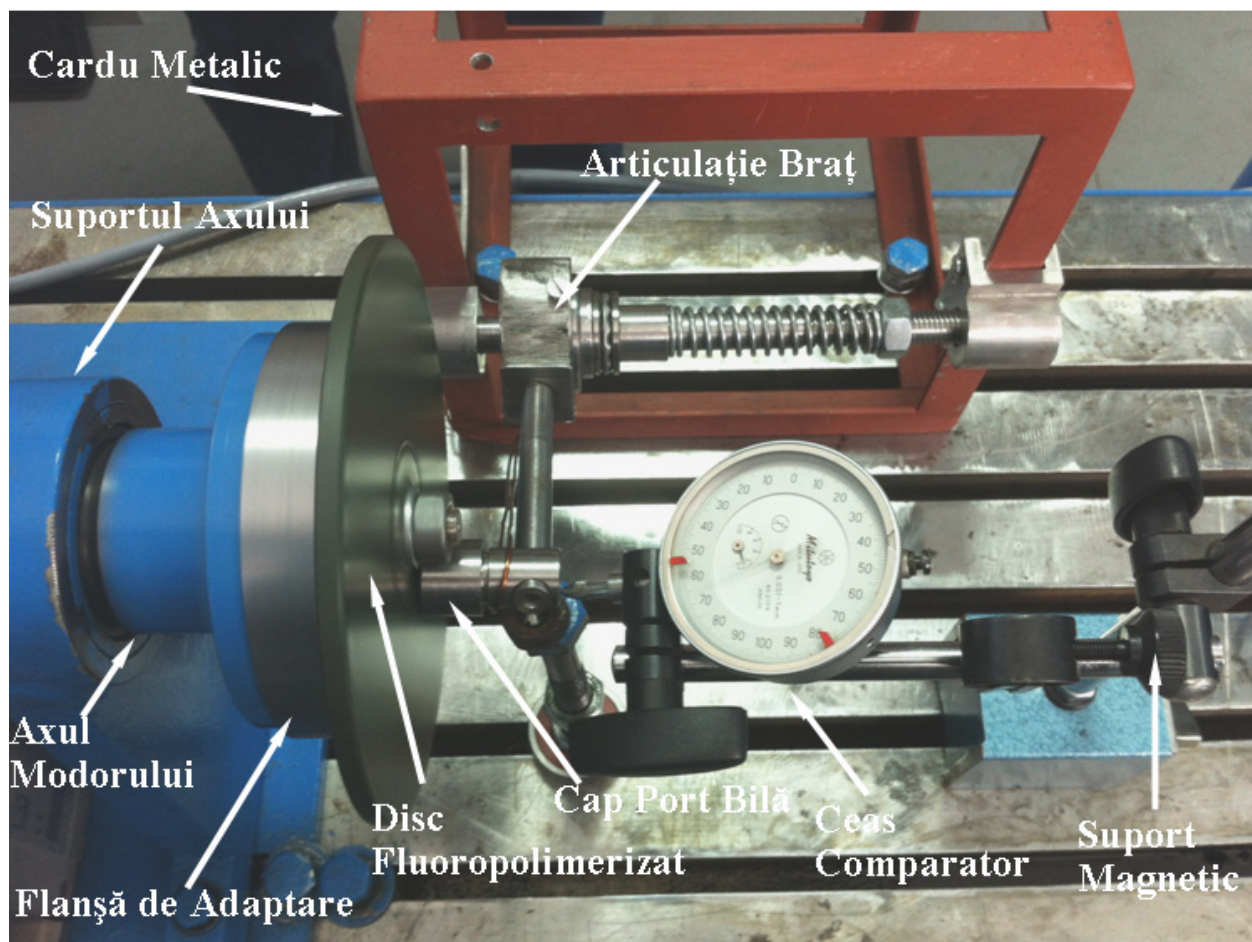


Figura 5.6 Imaginea descriptivă a dispozitivului tribologic experimental Ball - on – Disk
(Anexa 2)

Începutul testării, presupune:

- măsurarea valorii corespunzătoare grosimii incipiente a stratului fluoropolimeric;
- punctele de măsură sunt două, pe capul port bilă și, pe aceeași direcție, dar în sens opus, pe articulația brațului;
- pornirea motorului de antrenare și stabilirea turației corepunzătoare;
- pornirea circuitului de semnalizare a uzurii complete.

5.3 Testarea preliminară propriu-zisă. Prelevarea rezultatelor

La începutul fiecărei testări experimentale, se comprimă arcul la lungimea necesară executării unei forțe de compresiune dorite. Lungimea se masoară cu șublerul, valoarea acesteia se stabilește conform figurii 5.7, corespunzător plajei de forțe se alege unul din arcurile prevăzute. Se menționează că, arcurile sunt de tipul elicoidal cu rigiditate progresivă, adaptate

pentru tipul de testare. Materialul din care s-au realizat arcurile, 1.4568RS, este cu 20% mai puternic decât oțelul inoxidabil. Acest material aparține grupei oțelului inoxidabil 1.4568, cu descrierea scurtă X7CrNiAl17-7, conform EN 10270-3.

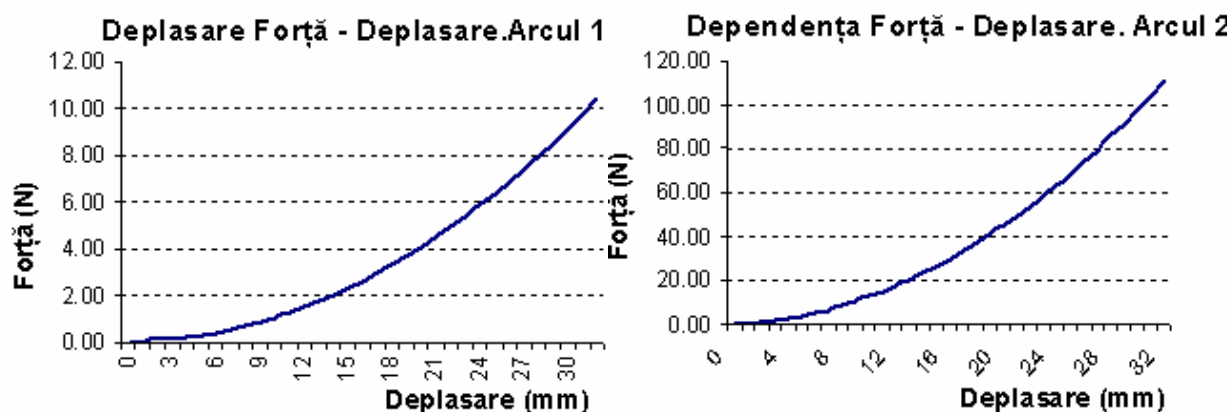


Figura 5.7 Caracteristicile arcurilor elicoidale folosite în cadrul experimentelor

După tasarea incipientă a stratului fluoropolimeric, se masoară relativ la suprafața nesolicitată, adâncimea corespunzătoare începutului de experiment. Măsurătoarea se face în trei locuri, plasate la 120° trigonometrice unul de altul. Cea de-a patra valoare, reiese din măsurarea relativă a deplasării articulației mobile a brațului, față de suportul axului care-l susține. Valoarea considerată ca utilă, reprezintă media aritmetică a valorilor prelevate.

Pentru compensarea valorii presiunii maxime, în funcție de adâncimea uzurii, se menține ceasul comparator pe articulația brațului.

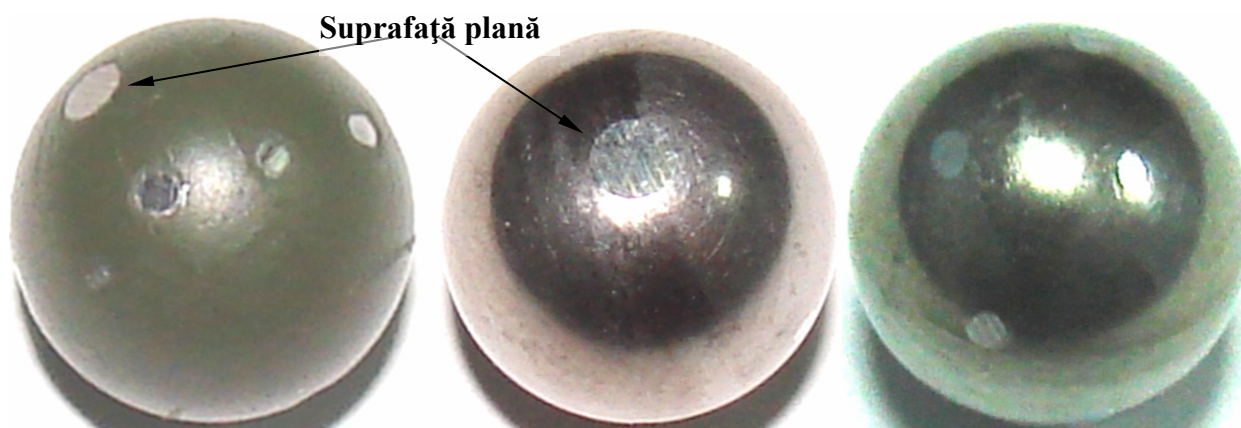


Figura 5.8 Aspectul vizual al bilelor în zonele de contact după utilizare

Figura 5.8, reliefează aspectul vizual al bilelor folosite pentru contactul sferic, după utilizare, și punctele de prelucrare a acestora, pentru obținerea suprafețelor plane.

Uzura completă a stratului, s-a semnalat printr-un circuit electric simplu, alimentat la 3Vcc, care presupune un LED de culoare roșie înseriat cu o rezistență de limitare a curentului. Circuitul electric se închide odată cu uzura materialului depus, realizându-se contactul metalic între bilă și disc, astfel închizându-se și circuitul electric. Circuitul nu prezintă risc de electrocutare, datorită tensiunii foarte scăzute și curentului mic. LED se aprinde, la început periodic, deoarece stratul nu se distruge pe tot perimetrul cercului de uzură în același timp, efectul fiind de pâlpâire, ca după uzura completă, să rămână aprins în permanență.

Testele experimentale au decurs astfel:

- contactul pseudo-punctiform sferic
 - la trei presiuni de contact: 5, 15 și 30 N/mm²;
 - pentru fiecare presiune de contact, s-au testat trei viteze de alunecare relativă: 700, 1400 și 2100 mm/s;
 - corespunzător fiecărei viteze de alunecare, i-au corespuns condițiile de lubrifiere: uscată, One-Touch (săracă) și continuuă.
- contact plan
 - presiune de contact: 5, 15 și 30 N/mm²;
 - viteză de alunecare relativă: 700 mm/s;
 - condițiile de lubrifiere: uscată și continuuă.

Justificarea restricționării numărului de testări în cazul contactului plan, rezidă din ne semnificativele diferențe, observate, ale gradului de uzură, față de contactul sferic. Scopul, declarat de la început, al alegerii contactului plan pentru testare, a fost acela al determinării diferențelor posibile între formele de contact.

5.4 Considerații asupra aspectelor vizuale ale materialului fluoropolimeric după realizarea testelor experimentale

De la bun început, trebuie menționat faptul că imaginile aparțin ultimului disc testat experimental, dar logica și structura de testare este identică ca pentru toate cele cinci discuri supuse experimentelor.

Urmele uzurii, sau căile de uzare, sunt prezentate în figura 5.9 A, numerotate în vederea diferențierii clare în cadrul analizei. Figura prezintă, în imaginea B, discul fluoropolimerizat înaintea începerii testelor, imediat după tratamentul de acoperire fluoropolimerică cu Xylan 1052.

Grosimea inițială măsurată a stratului fluoropolimeric, aparținând discului din imaginea B, a fost de 38,5 μm .

Se observă aspectul poros de culoare verde închis, al materialului de acoperire, și prezența unor gropițe de mici dimensiuni, pe suprafața acestuia. După tasarea inițială, materialul se omogenizează, aspectul acestuia se schimbă, din punctul de vedere al gropițelor și porozității, acestea dispar, iar stratul schimbă nuanța închisă a culorii verzi, cu una semnificativ mai deschisă și un pic lucioasă.

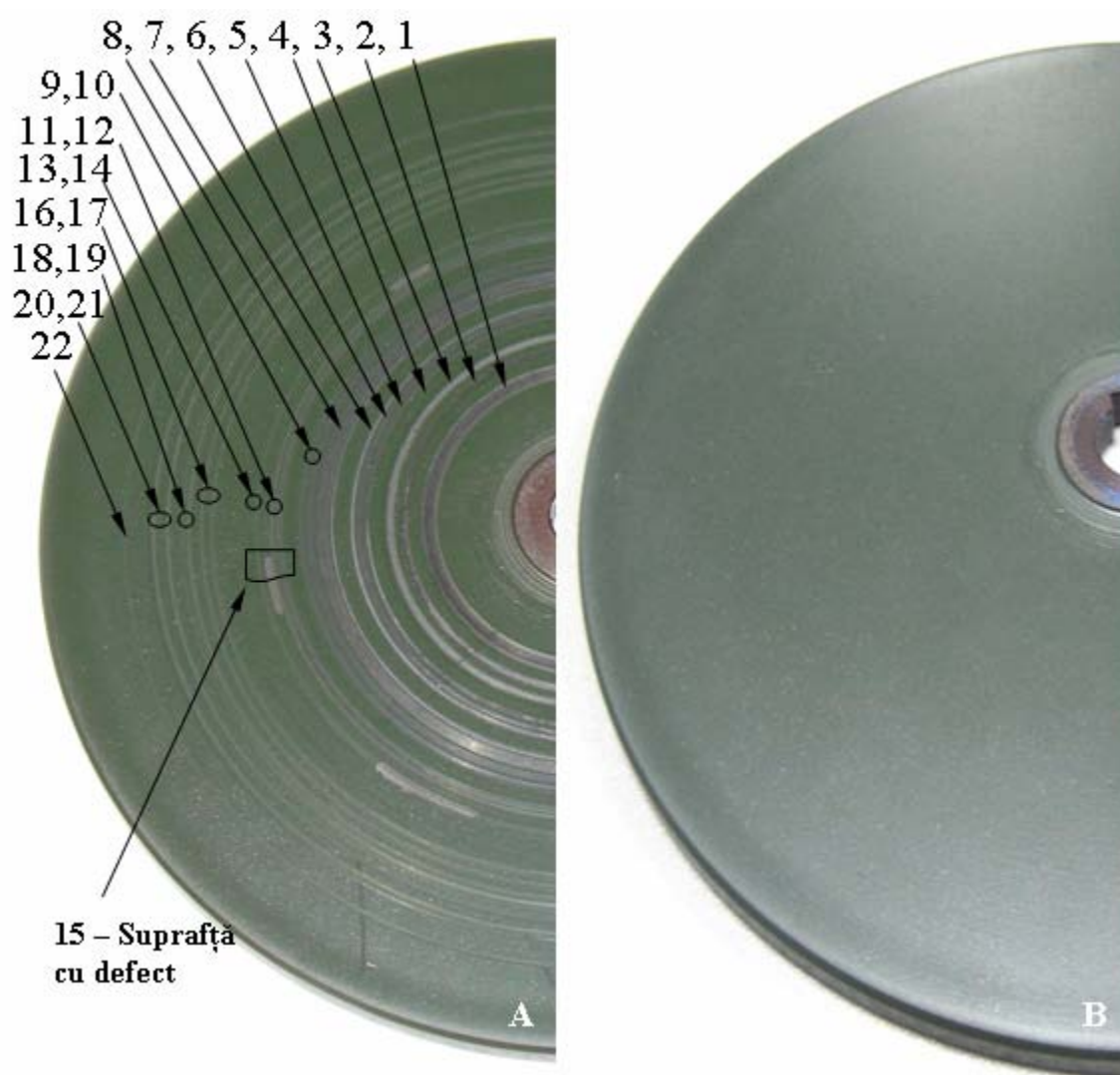


Figura 5.9 A - urmele uzării, B - aspectul inițial al stratului de acoperire

Se observa în figura 5.9 A, aproape de zona centrală a razei discului, trei puncte de exfoliere a suprafeței fluoropolimerizate, de dimensiuni și aspecte diferite. Ele au apărut la primele cicluri de contact, în faza de tasare, fiind puse pe seama unui defect de aplicare a stratului.

În figura 5.10, se realizează o mărire a zonei corespunzătoare defectului semnalat în figura anterioară, de zece ori în imaginea a și cincizeci de ori în b, pentru sublinierea aspectului de exfoliere accidentală și a modului vizual de manifestare a acestuia.

Mărirea vizuală a zonelor de defect și căilor de uzare, s-a făcut cu ajutorul unui microscop optic tip MC6, fabricat de OPTICA ROMÂNĂ din București, aflat în dotarea laboratoarelor Facultății de Mecanică și Știința Materialelor din cadrul universității Eftimie-Murgu Reșița. Imaginile sunt obținute prin aportul calificat al personalului care desrvește aceste laboratoare.

Se poate observa că, modul de uzură a suprafețelor este diferit, în funcție de natura contactului, sferic (S) sau plan (P), natura suprafețelor fluoropolimerizate (F) sau metalice (M), condițiile de testare: uscată, One-Touch sau lubrifiat continuu.

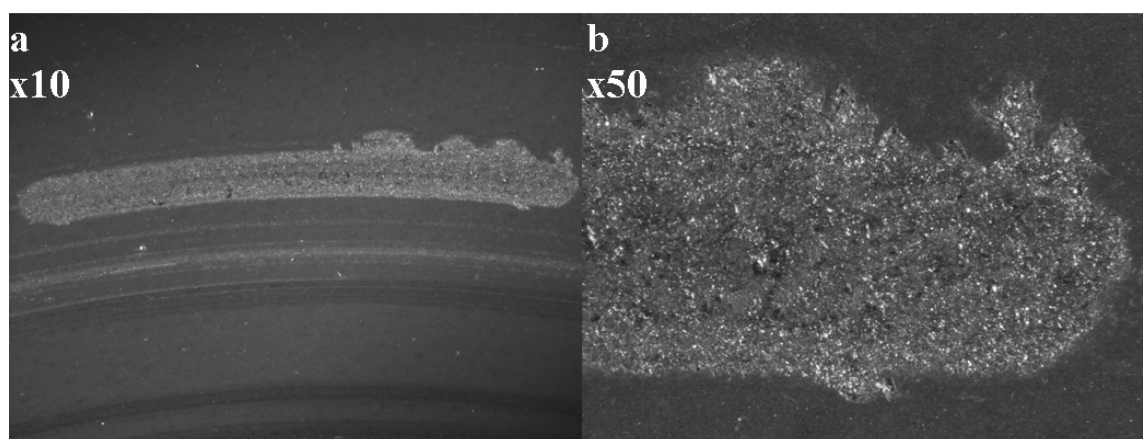


Figura 5.10 Mărirea zonei defectului de aplicare a stratului de Xylan 1052

Contactul plan corespunde urmelor 1, 3, 4, 5, 7 și 8. Se precizează că, urmele 1, 3 și 8 corespund contactului dintre ambele suprafețe acoperite în condițiile frecării de alunecare uscată, iar 4, 5 și 7 lubrifierii continue. Se observă că, alunecării uscate îi corespund urmele mai late și schimbarea nuanței de culoare a materialului de bază. Schimbarea culorii se pune pe seama încălzirii mai accentuate a căii de alunecare în ultima fază de uzare a stratului fluoropolimeric.

Cel mai accentuat fenomen la frecarea uscată, a fost acela de ardere a stratului aflat în contact și transformarea acestuia într-o pulbere de culoare neagră. Bineînțeles, rapiditatea deteriorării stratului este proporțională cu viteza de alunecare și sarcina aplicată.

În același timp, s-a constatat că, pentru sarcini mari, dar viteze reduse, stratul de fluoropolimer, prezintă exfolieri pe zone mici, adiacente traseului de uzare.

Contactul sferic, prezintă, proporțional, celeași caracteristici, doar că, dimensional, ele sunt mai greu de observat. Calitativ, se poate aprecia zona 6 de frecare uscată, în comparație cu zona 13, 14 de frecare lubrifiată continuu.

Zonele cu lubrifiere săracă, au un aspect intermediar, însă, mai apropiat de cele cu lubrifiere continua, decât de cele cu frecare uscată, 18, 19.

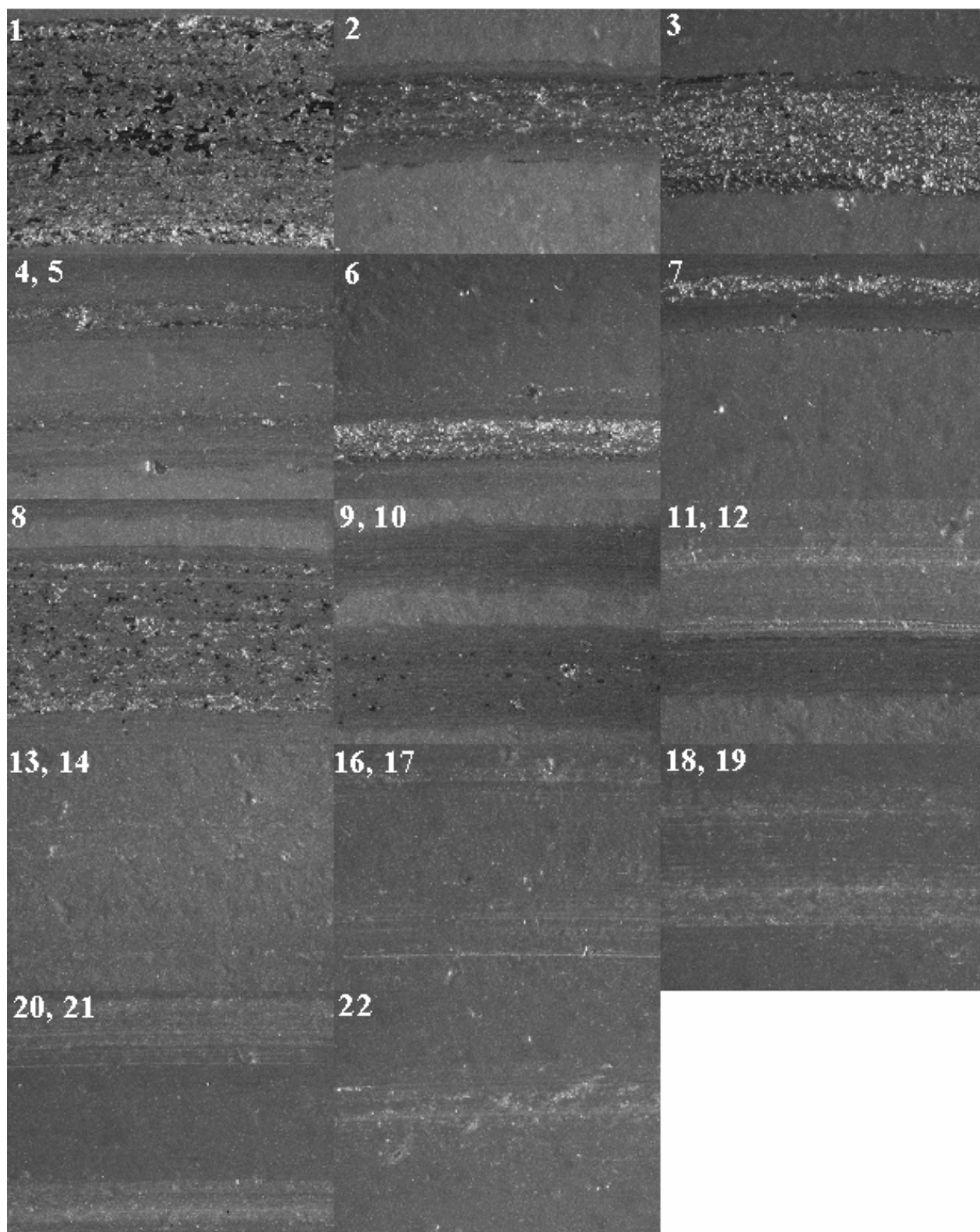


Figura 5.11 Aspectul urmelor de uzare după o mărire de 50 ori

5.5 Prelucrarea și interpretarea datelor experimentale

Toate datele prelevate din experimentele desfășurate, sunt centralizate și prelucrate cu ajutorul programului Excel, care crează, în același timp, graficele de interpretare cantitativă și calitativă a rezultatelor.

Tabelu 5.4, prezintă o structură logică de organizare a rezultatelor, după natura suprafețelor, modul de contact, condițiile de testare. Ca funcție de vitezele de alunecare și presiunea de contact, se prezintă valorile aferente duratelor de uzare.

Valorile corespunzătoare minutelor pentru o corelare corectă, au fost calculate ca procente din ore și luate în considerare ca atare, în cazul afișării în formă grafic-evolutivă.

Tabelul 5. 4 Organizarea și structurarea datelor prelevate din experimente

Căile de Uzare	Felul Contactului	Xylan 1052	Lubrifiere	Viteză de Alunecare (mm/s)	Prisiune de Contact (N/mm ²)			Timp de Uzare (h.min)			Număr de Cicluri (x 10 ⁵)		
2	Sferic	Acoperită	Uscat	700	5	15	30	5.00	1.45	0.25	2.10	0.61	0.11
6				1400	5	15	30	1.15	0.50	0.17	0.97	0.42	0.14
7				2100	5	15	30	0.54	0.27	0.08	0.68	0.34	0.10
11			One-Touch	700	5	15	30	42.4	16.40	2.50	17.81	6.89	1.05
13				1400	5	15	30	18.20	7.40	1.00	15.29	6.22	0.84
16				2100	5	15	30	9.50	4.20	0.40	11.97	5.29	0.50
22			Continuu	700	5	15	30	43.20	17.10	5.40	18.14	7.18	2.27
-				1400	5	15	30	19.10	8.00	2.10	16.04	6.72	1.76
18 20				2100	5	15	30	10.20	4.50	1.20	12.85	5.67	1.51
4		Metalică	Uscat	700	5	15	30	5.20	1.55	0.50	2.18	0.65	0.21
5				1400	5	15	30	1.50	0.40	0.20	1.26	0.34	0.17
9				2100	5	15	30	0.55	0.20	0.10	0.69	0.25	0.13
12			One-Touch	700	5	15	30	42.00	17.40	2.30	17.64	7.31	0.97
14				1400	5	15	30	16.06	7.50	0.55	13.49	6.30	0.46
17				2100	5	15	30	9.20	4.10	0.30	11.59	5.17	0.38
-			Continuu	700	5	15	30	42.50	17.00	2.50	17.85	7.14	1.05
-				1400	5	15	30	17.10	8.30	1.05	14.36	6.97	0.88
19 21				2100	5	15	30	10.00	5.00	0.47	12.60	6.30	0.59
1	Plan	Coated	Uscat	700	5	15	30	5.50	1.05	0.30	2.31	0.44	0.13
10			Continuu	700	5	15	30	40.00	16.10	6.30	16.80	6.76	2.65
3		Uncoated	Uscat	700	5	15	30	5.40	1.50	0.50	2.27	0.63	0.21
8			Continuu	700	5	15	30	36.40	16.20	7.40	15.29	6.80	3.11

Pentru valorile afișate îngroșat, s-au urmarit evoluțiile adâncimii de strivire, în cazul unei singure testări, din cadrul grupei valorice respective. Evoluțiile au fost folosite pentru a

determina caracteristica modului de uzură, aceasta având valoarea unei aprecieri comportamentale calitative a stratului fluoropolimeric testat.

5.5.1 Evoluția uzurii funcție de variația presiunii de contact și vitezei relative de alunecare

În regimul de testare fără lubrifiere, se constată o uzură rapidă a stratului la toate regimurile de viteză și presiune de contact. Oarecum liniară pe porțiunea corespunzătoare vitezelor mari și încărcărilor, uzura stratului fluoropolimeric scade mai ales pentru viteze mici, pentru încărcări reduse.

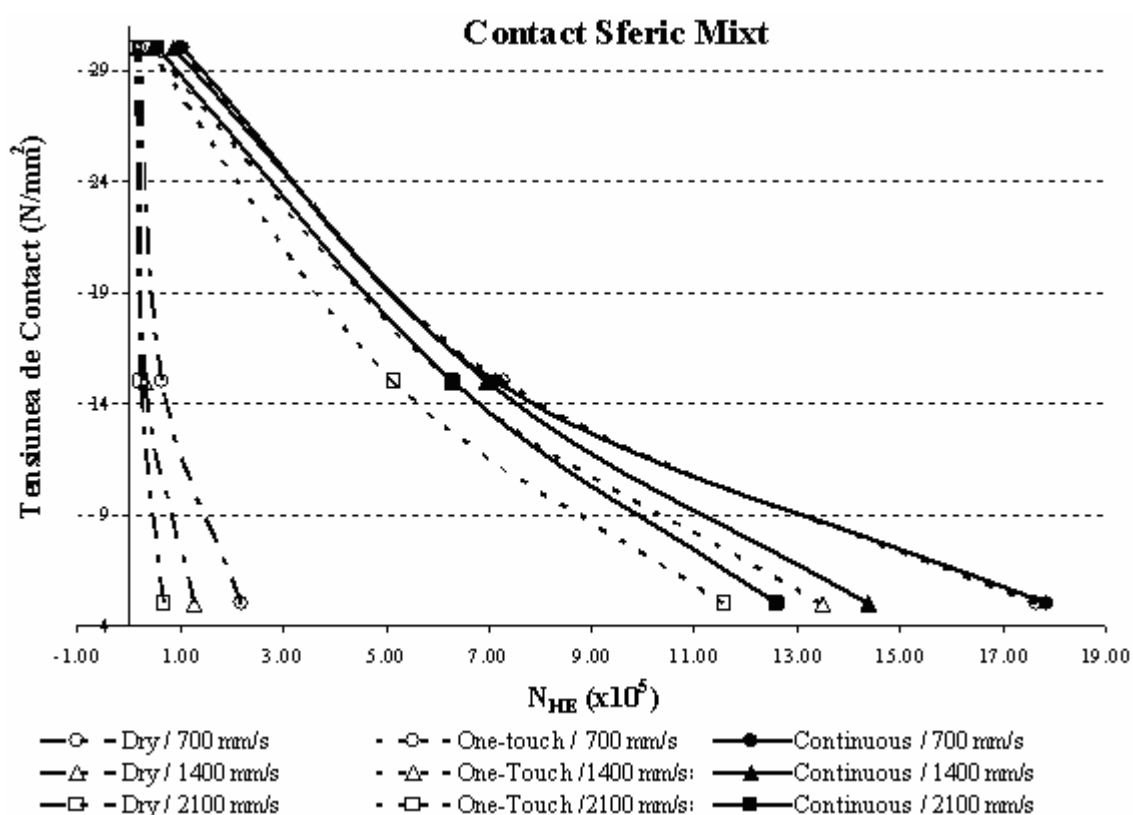


Figura 5.12 Evoluția uzurii pentru contactul sferic mixt

O evoluție bună și grupată, este observată în cazul lubrifierii, chiar și în condiții sărace, fapt care conduce la ideea unei bune aderențe și menținere a uleiului pe stratul fluoropolimeric, care poate fi datorată și porozității acestuia, figura 5.12.

Așa cum este și normal, cea mai bună comportare a stratului fluoropolimeric, se înregistrează pentru cazul lubrifierii continue. Pe lângă scăderea frecării de alunecare, uleiul mai poate acționa și în sensul racirii părții superioare a stratului de acoperire, în zona de contact mecanic.

Acest comportament al materialului studiat, poate fi apreciat mai bine dacă s-ar putea corela aceste rezultate, cu un factor de influență a temperaturii.

Contactul sferic acoperit, nu oferă diferențe majore, față de cel mixt. Mici diferențe se pot observa pentru încărcările de 30 N/mm^2 , unde, în cazurile contactului mixt, valorile sunt mult mai grupate. Pentru încărcările medii, 15 N/mm^2 , valorile prezintă o grupare, oarecum, inversă, față de cazul amintit anterior.

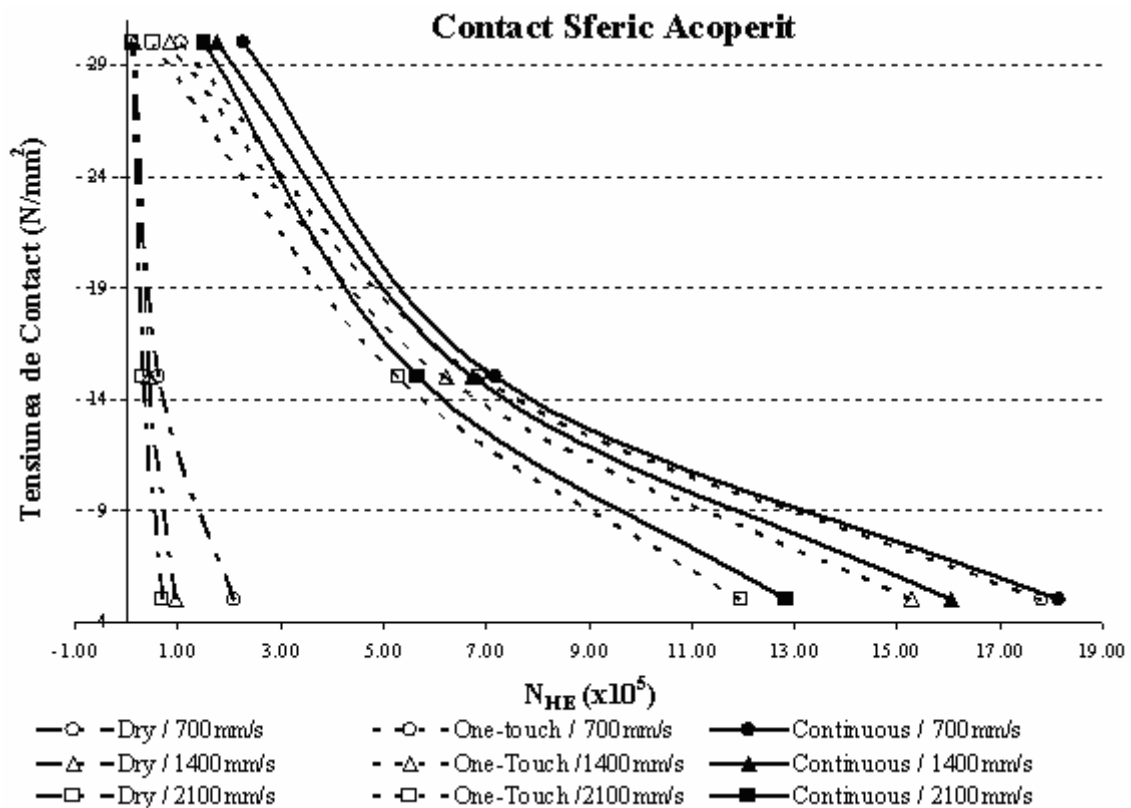


Figura 5.13 Evoluția uzurii pentru contactul sferic acoperit

Se constată o asemănare comportamentală a contactului plan cu cel sferic în ambele variante, acoperit și mixt, figurile: 5.12, 5.13 și 5.14, atât ca formă evolutivă, cât și ca valori absolute. Mici deosebiri apar în cazul încărcărilor și solicitărilor medii, în cazul lubrifierii continue.

Vitezele relative nu oferă o diferențiere majoră în cazurile regimurilor de funcționare cu lubrifiere de tip One - Touch și continuă, mai ales în zonele cu încărcări mari, se observă, însă, o mică departajare pe zona corespunzătoare încărcării scăzute de 5 N/mm^2 .

O diferențiere majoră se manifestă, pentru întreaga plajă de variație a încărcării și vitezelor relative de alunecare, pentru toate cazurile de alunecare uscată și de alunecare cu lubrifiere, indiferent de natura acesteia.

Datorită suprafeței de contact mult mai mare, decât în cazul contactului sferic, era de așteptat ca procesul de uzare să decurgă diferit de cel al contactului pseudo-punctiform, generatorul de

căldură, care conduce la modificarea parametrilor fizico-mecanici ai materialului, fiind suprafața de contact, figura 5.14.

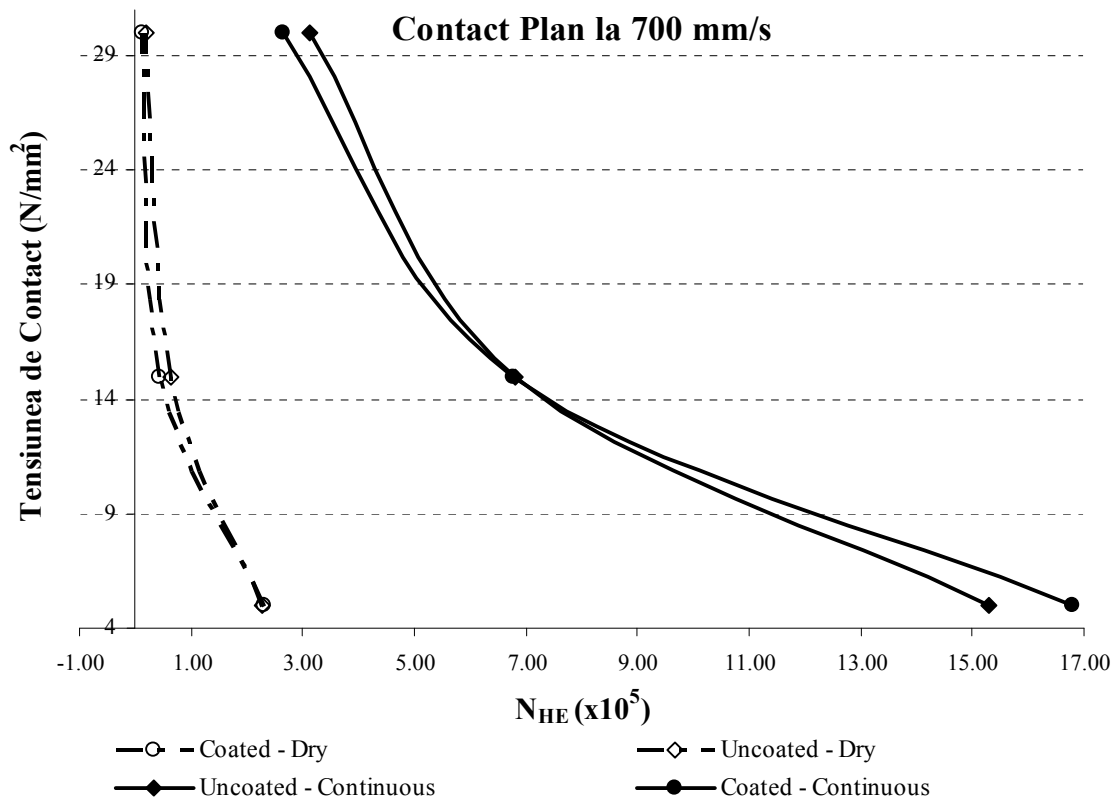


Figura 5.14 Caracteristica evolutivă a uzării pentru solicitările de contact plan

Aportul mai mare de temperatură, prin marime și persistență, adus de contactul plan, în mod normal, nu s-a constatat în experimente.

5.5.2 Caracteristicile evolutive ale uzării la presiune de contact constantă și variația în trepte a vitezei relative de alunecare

Caracteristica tipologic-evolutivă a uzării stratului fluoropolimeric, ca forma de evoluție, prezintă un interes deosebit în stabilirea zonelor de interes.

Astfel, pentru cazurile unei presiuni maxime de contact 30 N/mm^2 , la cele trei trepte de viteză, se prezintă evoluția adâncimii de uzare, la intervale de timp progresive: 0, 0h01m, 0h05m, 0h10m, 0h20m, 0h30m, 0h40m, 0h50m, 1h, 1h20m, 1h40m, 12h, 2h20m, 2h40m, 3h, 3h20m, 3h40m, 4h, 4h20m, 4h40m, 5h, 5h20m, 5h40m (h - ore, m - minute).

În figura 5.15, se observă o detașare a caracteristicii corespunzătoare lubrifierii continue și ambelor suprafețe acoperite, precum și o regroupare, fără diferențe semnificative, a suprafeței neacoperite cu grupul celor puțin lubrificate.

Acest lucru, se pune pe seama presiunii mai mari de contact, care se formează între două suprafețe considerate rigide și un singur strat de acoperire, precum și grosimii stratului.

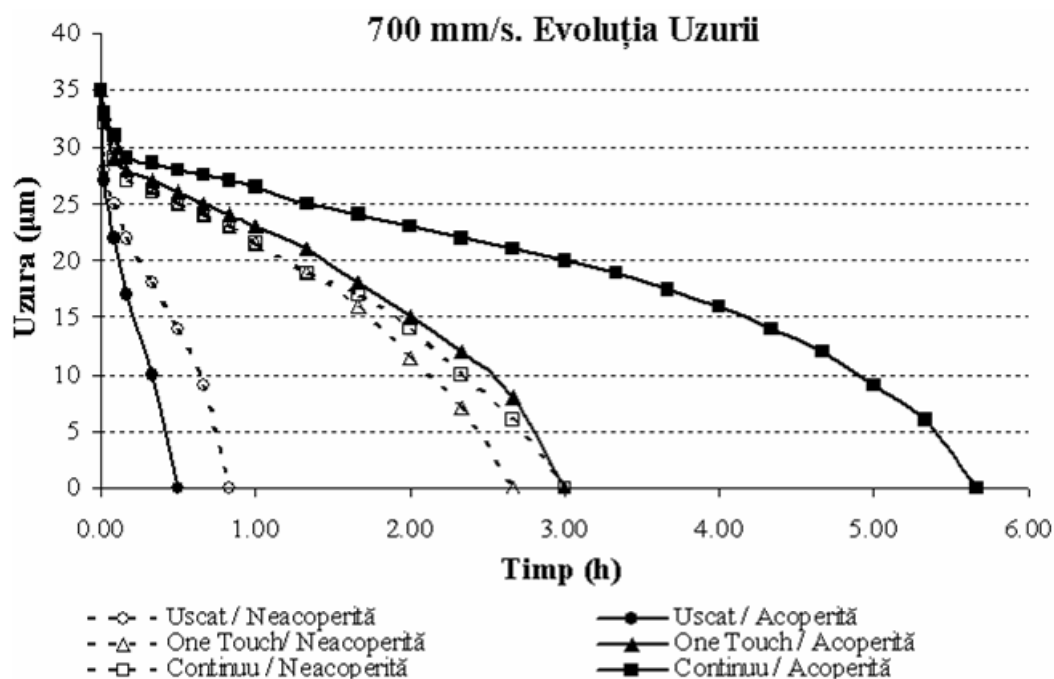


Figura 5.15 Tipologia evolutivă a adâncimii uzurii, la 30 N/mm^2 presiune de contact și 700 mm/s viteză relativă de alunecare

Figura 5.16, prezintă o revenire a suprafeței neacoperite lubrificate continuu, pastrând, totuși, o distanță relativ mare de suprafața acoperită și lubrifiată continuu.

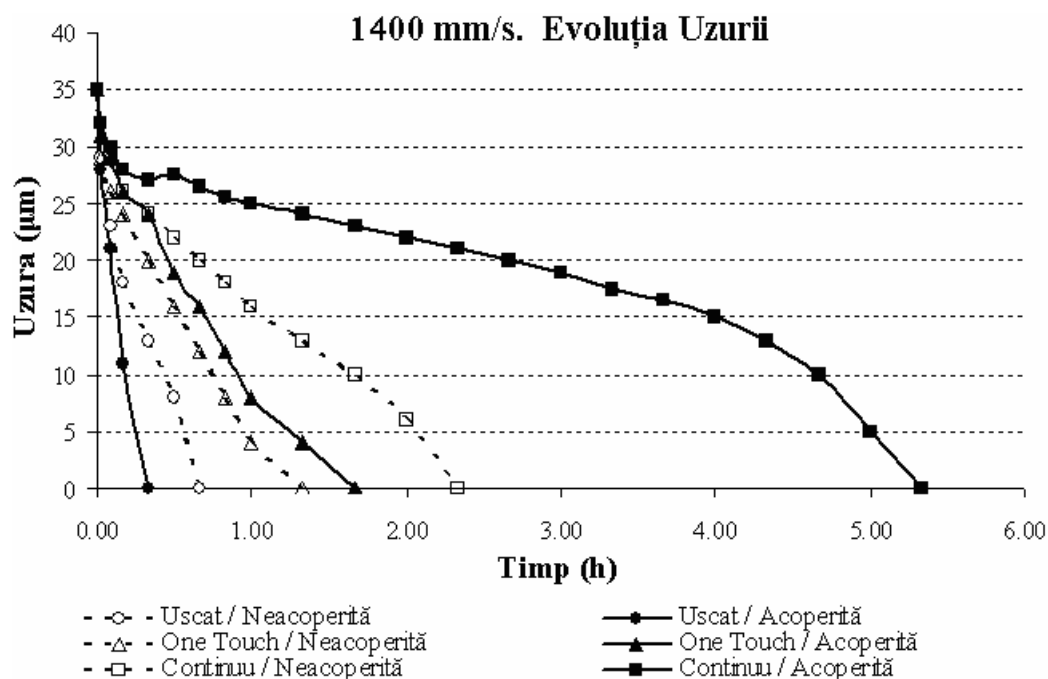


Figura 5.16 Tipologia uzurii, la 30 N/mm^2 presiune de contact și 1400 mm/s viteză relativă de alunecare

Interesant este scăderea semnificativă a duratei de uzare a materialului fluoropolimeric, în cazul caontactului puțin lubrifiat, ea se atribuie exclusiv creșterii vitezei de alunecare.

La 2100 mm/s viteză relativă de alunecare, cumulată cu presiunea de contact de 30 N/mm², chiar și în cazul lubrifierii continue, uzura progresează rapid, pastrându-se, totusi, caracterul tipologic evolutiv al acesteia. Aici, grupurile sunt evidențiate clar și, se constată că, depind doar de modul de lubrifiere, figura 5.17.

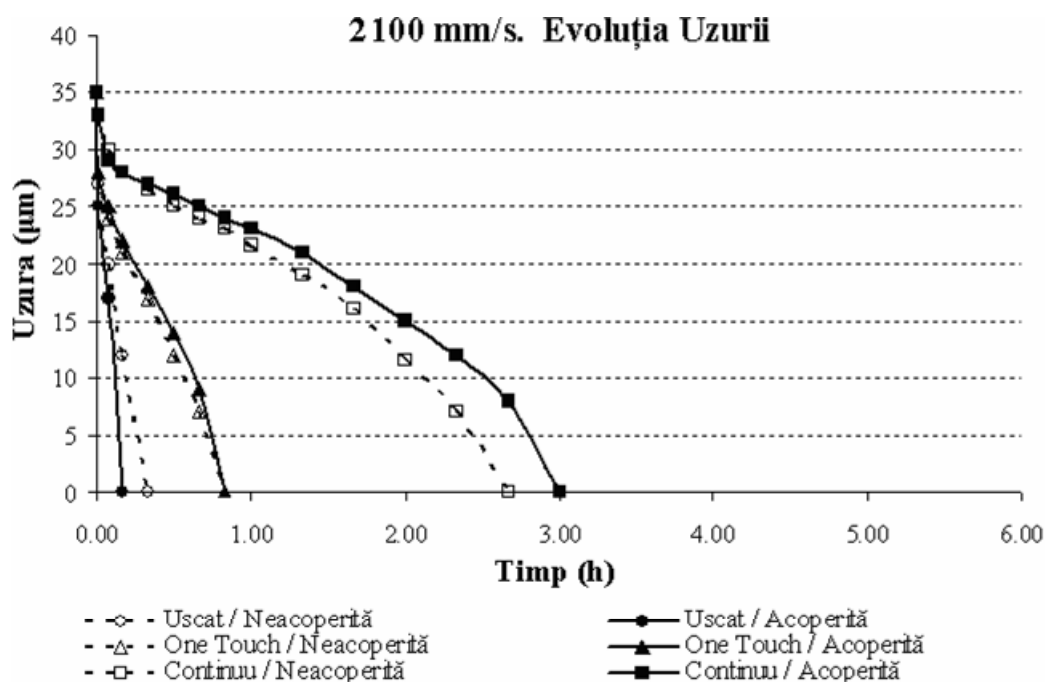


Figura 5.17 Evoluția uzurii stratului fluoropolimeric, la 30 N/mm² presiune de contact și 2100 mm/s viteză relativă de alunecare

Ca o concluzie a celor trei grafice, se poate sesiza faptul că, în primele maxim 5 minute, depinzând de solicitari, condiții și viteză, stratul fluoropolimeric se comportă asemănător metalelor în perioada de rodaj, uzându-se rapid până la aproximativ 85% din grosimea totală.

Apoi urmează o involuție lină, unde viteza de uzare este mult mai mică față de cazul anterior, până la aproximativ 30% din grosimea inițială.

După această perioadă cu uzare relativă lentă, urmează o altă perioadă de scădere bruscă, nu la fel de rapidă ca prima, dar mult mai semnificativă ca cea de dinainte.

O concluzie justă, ar fi aceea că, se poate imagina un tipic evolutiv de uzură a stratului fluoropolimeric, care nu depinde, ca formă, de viteza de alunecare sau presiunea de contact.

Se pot evidenția trei zone: zona de rodaj, zona de funcționare și zona de risc. Zona de funcționare, se poate adopta ca fiind zona normală de lucru, unde stratul are o grosime suficientă pentru a amortiza șocurile specifice angrenării și uzarea se manifestă cu cea mai mică progresie.

În zona de risc, materialul rămâne cu o grosime puțin semnificativă pentru a mai fi eficient în procesul de amortizare, iar progresia uzării se face rapid și cu un declin imprvizibil.

5.5.3 Perioada de uzare funcție de variația vitezei de alunecare și încărcare

Perioada de uzare a unui material, reprezintă o caracteristică importantă și definitorie, care se consideră atât din punct de vedere cantitativ, cât și calitativ în cadrul unei cercetări experimentale.

Cantitativ, pentru timpul efectiv alocat procesului respectiv, cand se urmărește o determinare cât mai exactă a acestuia, pentru a se putea prevedea oprirea accidentală a unui proces și a se lua masuri de înlocuire sau refacere, după caz.

Calitativ, pentru aprecierea importanței și necesității materialului respectiv, pe baza informațiilor structurate din experimentarea în condiții variate de lucru.

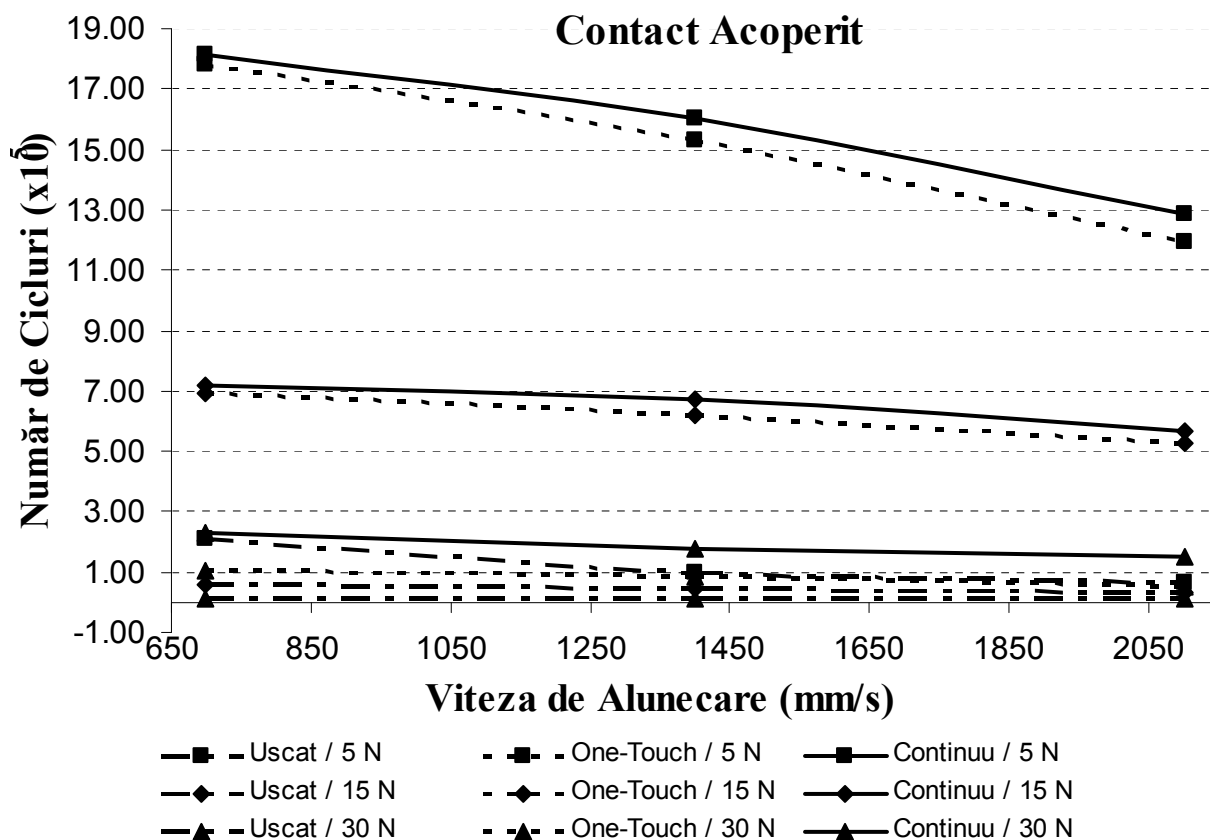


Figura 5.18 Numărul ciclurilor de uzare caracteristic ambelor suprafețe acoperite

În figura 5.18, se poate observa o partajare clară a familiilor de curbe cataacteristice corespunzătoare timpului de uzare, în funcție de condițiile de lucru. Astfel, se disting condiții grele de lucru specifice acestui material, în care uzura se realizează rapid, ele fiind caracteristice unei încărcări mari. Al doilea factor important este viteza relativă de alunecare, care, mai ales în

condițiile lipsei vreunei lubrifieri, determină, cumulativ cu încărcarea, creșterea proporțională a vitezei de uzare.

O altă apreciere cu caracter calitativ, este aceea că, timpul necesar uzurii materialului scade mai mult datorită încărcării de contact, decât vitezei de alunecare. Caracteristică care a fost pusă pe seama unui coeficient de frecare mare, determinând o forță mare de frecare și o încălzire a stratului fluoropolimeric.

Uzarea datorată vitezei de frecare, s-a pus pe seama capacități precare de transmitere a caldurii către materialul de bază, pentru a se putea stabili termic, precum și a calităților tribologice slabe a acestui tip de material fluoropolimeric.

Datorită efectului îmbucurător, pe care ungerea îl are, e necesar să se insiste asupra calității și adaptabilității unui ulei la acest material. Dacă se va dori folosirea lui pe scară largă, un studiu asupra eficienței unei lubrifieri corecte, ar fi de dorit.

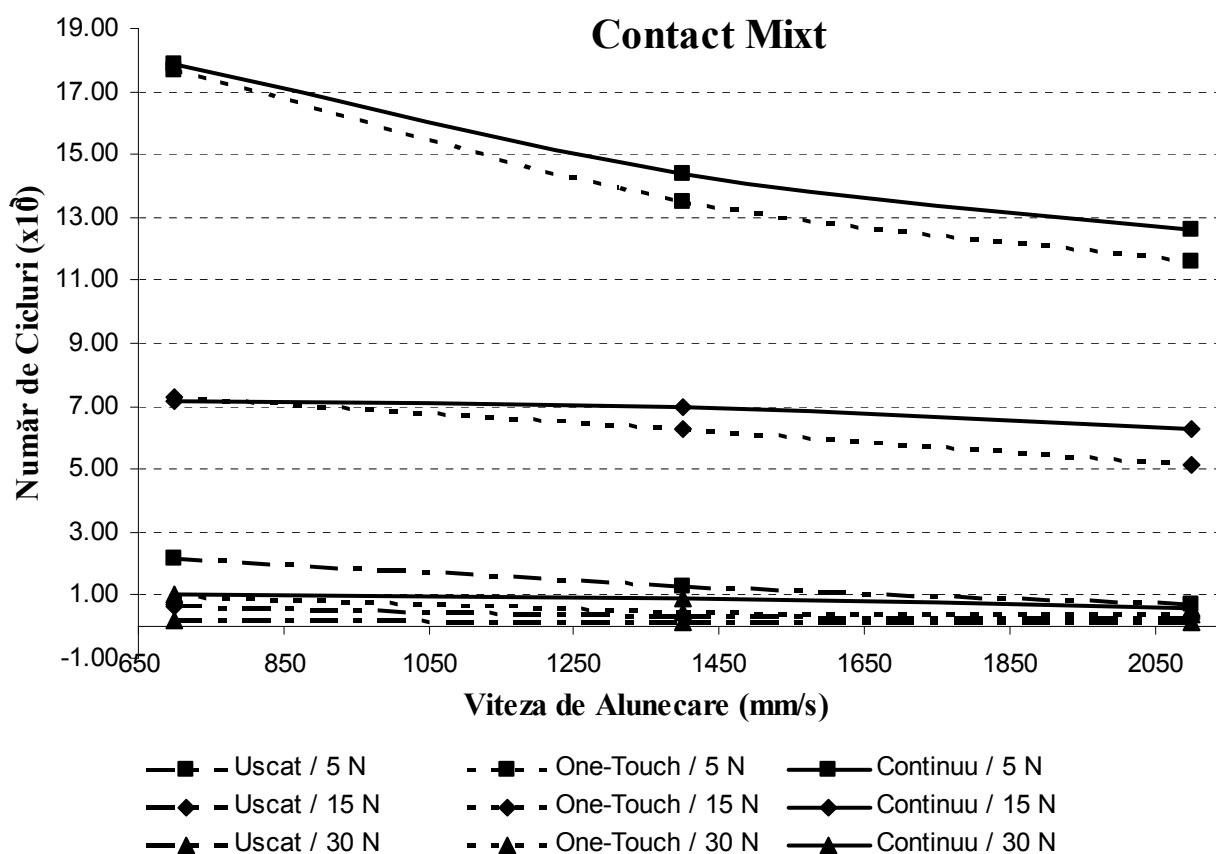


Figura 5.19 Numărul ciclurilor de uzare caracteristic contactului cu bilă neacoperită

Figura 5.19, reliefează un caracter neconform al valorii timpului de uzare, corespunzător ungerii sărace, la încărcare mică 5 N/mm^2 și viteză de alunecare de 1400 mm/s . Celelalte curbe, însă, se înscriu într-o tipologie evolutivă caracteristică.

5.5.4 Aproximarea evoluției uzării prin interpolarea unei curbe de funcție cunoscută

Aproximarea unei curbe caracteristice, oferă posibilitate determinării grafico-analitice, a unor valori în afara domeniului de testare.

Pentru determinarea experimentală a acestora, în funcție de toate condițiile experimentale, ar fi nevoie de o perioadă de timp foarte mare.

Precizia de aproximare, se apreciază în funcție de eroarea pătratică medie a valorilor caracteristice curbei interpolate, față de cele reale.

Figura 5.20, prezintă interpolarea unor curbe exponențiale și afișarea valorilor constantelor specifice.

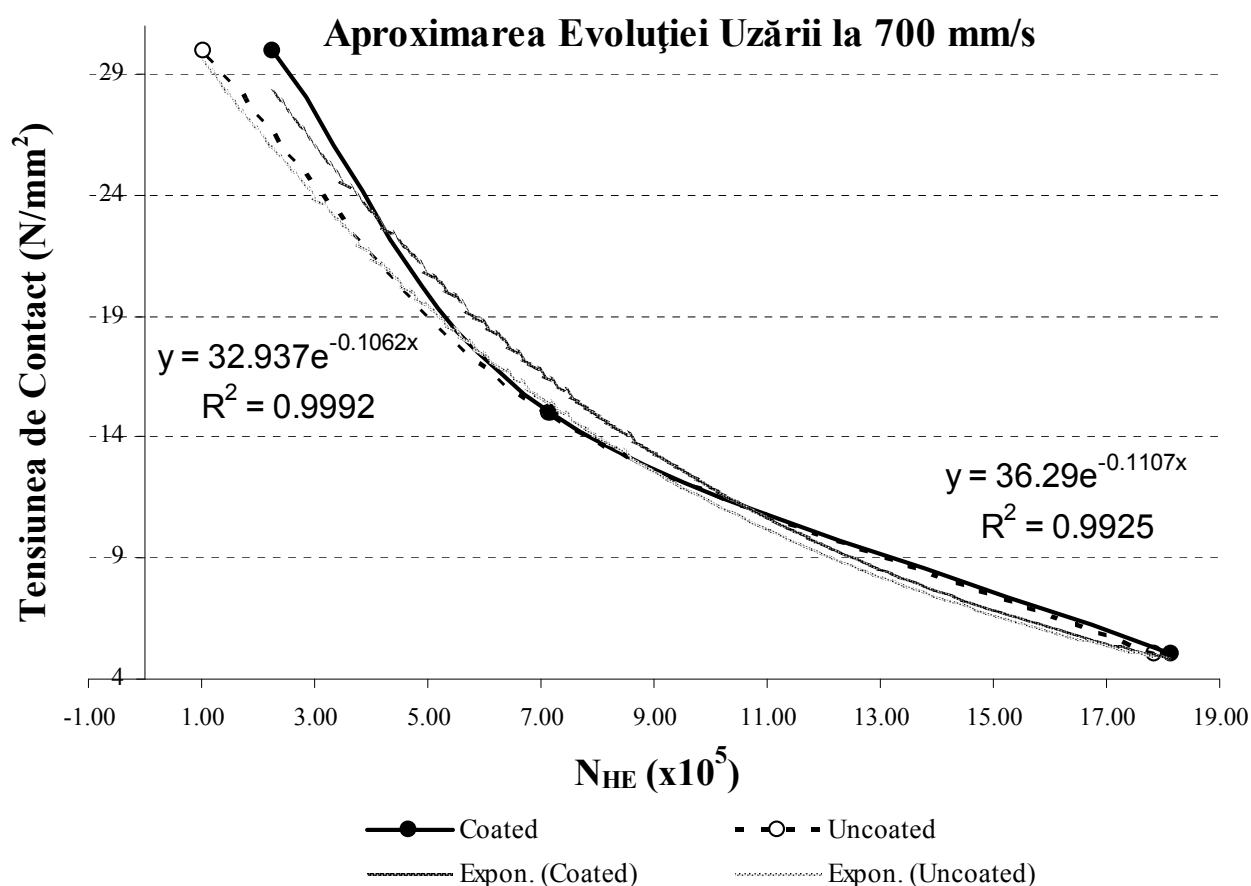


Figura 5.20 Aproximarea prin interpolarea unei curbe exponențiale

Totodată, se precizează că, eroarea patratică medie are valori maxime de: 0,9925, pentru curba corespunzătoare sferei fluoropolimerizate și 0,9992, pentru cea specifică sferei neacoperite fluoropolimeric, acestea fiind apreciate ca foarte mici, crescând, astfel, precizia aproximării.

5.6 Determinarea coeficienților de frecare dinamică pentru cazurile specifice de testare

Determinarea acestor coeficienți, s-a abordat considerând valori variate ale vitezei de frecare relativă, cu modificări ale încărcării de contact.

Astfel, pentru testare, a fost utilizată flanșa torsiometrică a standului de probă cu traductorul electronic aferent, ca indicator indirect al forței de frecare.

Valorile încărcării de contact și vitezele de frecare, s-au folosit cele din testarea propriu-zisă. Condițiile de testare au fost adoptate ca fiind elocvente, tot cele folosite în testare.

Forța de frecare F_f a fost calculată cu

$$F_f = N \cdot \mu \quad (5.4)$$

unde N este normala la suprafață și corespunde forței de apăsare dezvoltate de arcul elicoidal, iar μ coeficientul a cărui valori urmează a fi determinate.

Cunoscându-se distanța până la centru r , determinată prin măsurarea manuală cu șublerul, rezultă cuplul de frecare rezistent M_{fr} necesar învingerii forței de frecare

$$M_{fr} = F_f \cdot r \quad (5.5)$$

Înainte de fiecare măsurătoare, a fost pornit dispozitivul în gol, pentru a se țara valoarea datorată frecării din lagăre.

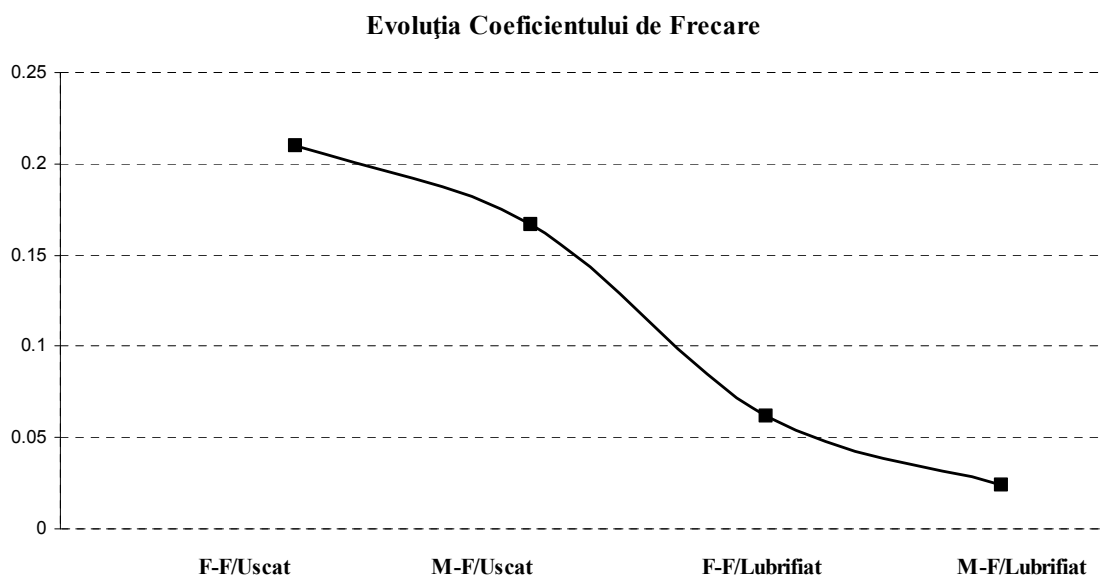


Figura 5.21 Evoluția coeficientului de frecare în funcție de natura contactului și regimul de lubrifiere

Au fost obținute, astfel, următoarele valori pentru coeficientul de frecare dinamic:

- $\mu_{FF} = 0,21$ - specific contactului uscat între materialele fluoropolimerice;

- $\mu_{MF} = 0,167$ - specific contactului uscat bilă de rulment - material fluoropolimeric;
- $\mu_{ff} = 0,062$ - specific contactului lubrifiat între materialele fluoropolimerice;
- $\mu_{mf} = 0,024$ - specific contactului lubrifiat bilă de rulment - material fluoropolimeric.

Se precizează că testele au fost făcute pe perioadă scurtă, pentru ca să nu sufere influența temperaturii acumulate în materialul de acoperire, care să determine modificarea factorilor tribologici și, implicit, coeficientul de frecare.

Vitezele de alunecare, nu au modificat semnificativ rezultatele, ele acționând doar în scurta perioadă de regim tranzitoriu.

5.7 Determinarea influenței temperaturii asupra comportării la uzare a materialului fluoropolimeric

Influența temperaturii asupra materialelor plastice și polimerice, este apreciată ca fiind importantă și hotărâtoare în menținerea parametrilor tribologici și fizico-mecanici ai acestora.

În sensul acestei considerații, s-a realizat o determinare a dependenței uzării de temperatură, în condițiile unor solicitări grele ale suprafeței fluoropolimerizate.

Pentru măsurarea temperaturii, s-a folosit un dispozitiv de măsură în inflorășu cu spot laser Optris LS - E2006-01-A, aflat în dotarea Centrului de Cercetări în Hidraulică, Automatizări și Procese Termice (CCHAPT), aparținând Universității Eftimie Murgu din Reșița.

Aparatul oferă posibilitatea efectuării unor măsurători precise de la distanță, pentru fixare este dotat cu un trepied. Ca facilități, printre altele, posibilitatea de a seta materialul a cărui temperatură urmează a fi înregistrată, memorarea discretă sau continuă a unui șir de valori măsurate.

Determinările s-au făcut prin adoptarea următoarelor condiții:

- măsurarea temperaturii materialului de acoperire la ieșirea din contact și înregistrarea evoluției acesteia, ținându-se cont de temperatura mediului ambiant;
- condițiile de contact au fost alese, ca fiind cele grele, specifice regimului uscat, presiunii maxime și vitezei maxime, avantajul constituindu-l condițiile limită, unde efectul este cel mai semnificativ și timpul cel mai scurt de testare;
- după determinarea evoluției normale a temperaturii, se va încălzi discul progresiv pe partea opusă aplicării materialului, cu un foen electric, până când suprafața materialului va ajunge la o temperatură dublă față de cea maximă înregistrată în condiții normale de lucru. Discul și flanșa adaptoare vor asigura o inerție termică mare, care să nu conducă la o fluctuație bruscă a temperaturii;

- după determinarea influenței la supratemperatură, se va recurge la un spray cu aer comprimat de tip FS5130, cu care se va răci, tot din partea din spate, discul acoperit, astfel încât să se mențină pe cât posibil temperatura după ieșirea din contact, la valorile inițiale.

Tabelul 5. 5 Valorile de temperatură măsurate

p_M (N/mm ²)	v_s (mm/s)	T_{stab} (°C)		t_{stab} (h)		t_u (h)	
		FF	MF	FF	MF	FF	MF
30	2100	100	100	-	-	0.03	0.08
	2100	57	53	-	-	0.13	0.25
	2100	20	20	-	0.3	0.2	0.37

Semnificația mărimilor din tabel:

T_{stab} - temperatura stabilă de funcționare;

t_u - timpul de uzare;

t_{stab} - timpul de stabilizare al temperaturii;

$T_{amb} = 18.8$ °C - temperatura ambiantă.

Temperatura de stabilizare t_{stab} , reprezintă valoarea la care se stabilizează temperatura contact, după perioada sa evolutivă, datorată frecării de alunecare și inerției termice a materialului, precum și capacității acestuia de transmitere a căldurii către materialul metalic de bază.

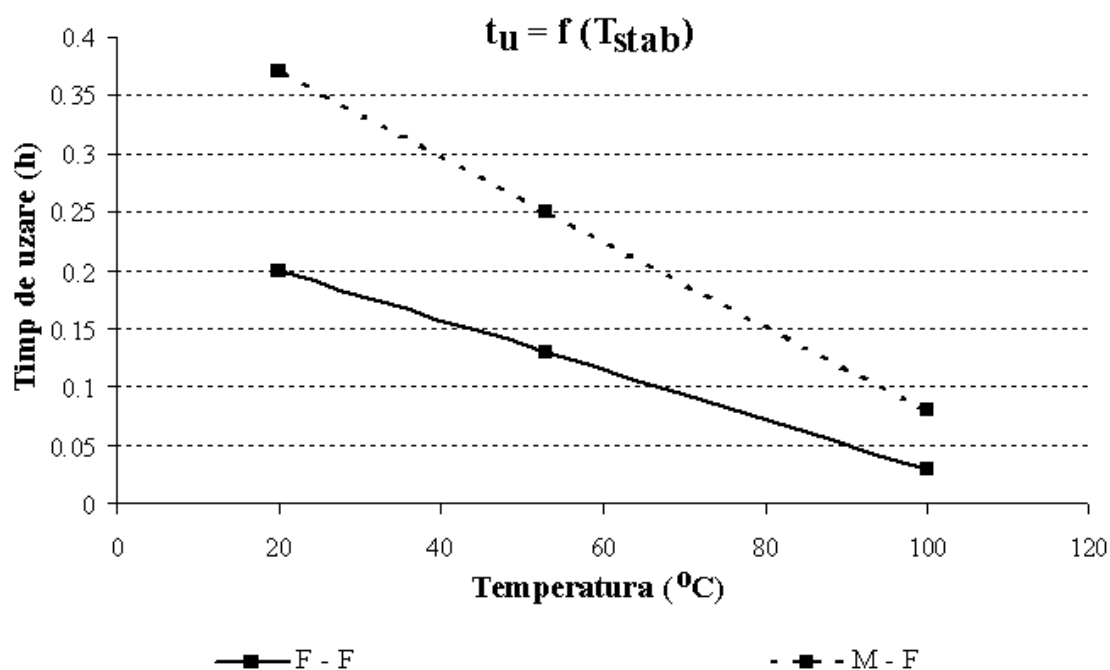


Figura 5.22 Timpul de uzare funcție de temperatura de lucru

Se observă o liniaritate evolutivă a caracteristicii de temperatură, ea se datorează în mare parte conjuncturii valorice a axei orizontale. Însă, căderea timpului de uzare este drastică și mai mult decât semnificativă, ceea ce înseamnă că, corelarea termică a capacității de încărcare, în cazul unor astfel de materiale, este imperios necesară, figura 5.22.

Aceste dependențe de temperatură, conduc la o apreciere asupra influenței temperaturii mediului de lucru, asupra timpului de uzare.

Tabelul 5. 6 Valorile temperaturii și perioada de stabilizare, în funcție de viteza de alunecare, presiunea de contact și regimul de testare.

Regim	v_s (mm/s)	p_M (N/mm ²)		T_{stab} (°C)		t_{stab} (min)	
		M - F	F - F	M - F	F - F	M - F	F - F
Uscat	700	5	5	52	50	30	40
	700	15	15	56	54	27	25
	700	30	30	58	56	21	20
	1400	5	5	53	51	25	25
	1400	15	15	57	54	-	-
	1400	30	30	58	57	-	-
	2100	5	5	53	52	23	21
	2100	15	15	57	53	-	-
	2100	30	30	59	58	-	-
Ulei	700	5	5	46	48	30	30
	700	15	15	48	49	29	30
	700	30	30	50	50	28	28
	1400	5	5	48	49	28	29
	1400	15	15	51	50	28	27
	1400	30	30	52	52	27	26
	2100	5	5	49	52	26	27
	2100	15	15	53	54	24	22
	2100	30	30	54	55	24	21

“-” semnul presupune creșterea temperaturii, până în momentul uzurii complete. Nu se ajunge la un nivel de stabilizare.

5.8 Concluzii și contribuții personale

Realizarea constructivă și optimizarea funcțională a dispozitivului tribologic Ball - on - Disc.

Compensarea descreșterii presiunii de contact, ca urmare a creșterii suprafeței, a fost stabilit să se efectueze după fiecare etapă de 5 μ m uzați, determinându-se analitic valorile forțelor necesare, pentru fiecare tip și formă de contact.

A fost elaborat un procedeu pentru determinarea corectă a grosimii incipiente a stratului fluoropolimeric și a suprafeței de contact inițiale. Acesta presupune rodarea suprafeței, prin

tasarea ciclică a acesteia, până în momentul când, la încetarea exercitării forței de apăsare, nivelul la care revine suprafața este același, pentru trei cicluri succesive.

Ca parametru tribologic, coeficientul de frecare este cel mai reprezentativ, el a fost determinat cu ajutorul flanșelor torsiometrice, în regimurile de funcționare uscată și lubrifiat, corespunzător contactului acoperit sau mixt, rezultând un număr de patru valori. A fost constatat faptul că, acesta nu depinde de viteza de alunecare relativă, dacă alunecarea nu durează o perioadă relativ mare de timp, caz în care suprafața ar acumula căldură și și-ar schimba parametrii fizico-mecanici. Modificări ale coeficientului de frecare, au fost sesizate sub forma unor mici variații de cuplu, doar la tranziția de la o valoare a vitezei la alta și au durat exclusiv cât perioada în sine.

De asemenea, corespunzător tipului de contact, acoperit sau mixt, a fost definit modul de interpretare a adâncimii de uzare. Pentru contactul acoperit, se asumă jumătate din adâncimea de comprimare a depunerii fluoropolimerice, cele două comprimându-se în egală măsură. În cazul contactului mixt, suprafața metalică se consideră perfect rigidă, în comparație cu cea acoperită, adâncimea de comprimare adoptându-se cea total măsurată.

Se face aprecierea că, materialul fluoropolimeric testat, Xylan 1052, prezintă proprietăți fizico-mecanice bune, pentru solicitări relativ scăzute, în privința presiunii de contact.

Odată cu creșterea presiunii de contact și vitezelor relative de alunecare, datorate turației, geometriei flancurilor și forței de acțiune, rezistența materialului de acoperire scade semnificativ.

S-a observat că, cea mai importantă pondere în descreșterea perioadei de uzare, o are presiunea de contact, comparativ cu viteza de alunecare, relativ la valorile acestora, folosite în încercările experimentale.

Capacitatea de rezistență la contact, crește semnificativ prin simpla lubrifiere de la începutul testului, față de regimul de funcționare uscat, fapt considerat foarte important, pe anumite considerente de ordin practic. Diferența dintre regimul de lubrifiere săracă și continuă, nu este la fel de semnificativă, ca în cazul menționat anterior.

Între geometria diferită de contact a suprafețelor, plană sau sferică, nu a fost observată o diferență importantă, în privința capacității de încărcare, și datorită curburii foarte mici a suprafeței sferice, corespunzătoare unui unghi la centru cu valori foarte scăzute.

Prin măsurările efectuate în condițiile unor presiuni de contact și viteze relativ mari, s-au determinat caracteristicile de evoluție în timp ale adâncimii de uzare. Se observă o formă tipologică de evoluție, putându-se, astfel, concluziona că aceasta este caracteristică modului de uzare a acestui material. Caracteristica poate fi împărțită în trei zone distincte: prima zonă aparține modului de uzare inițială și este atribuită perioadei de rodaj, cea de-a doua zonă este cea

corespunzătoare funcționării normale, unde grosimea stratului prezintă interes din punct de vedere al amortizării vibrațiilor, iar celei de-a treia i se atribuie un caracter de risc, materialul se uzează rapid și prezintă o importanță mult diminuată pentru amortizarea vibrațiilor.

Au fost realizate, de asemenea, teste care presupun ca parametru de variație temperatura, se evidențiază clar, modul de influență al acesteia asupra capacității de încărcare, fapt care constituie un avantaj informațional semnificativ, în cazul implementării practice.

Contribuții personale

S-au realizat optimizări tehnico - analitice ale dispozitivului Ball - on - Disc, prin determinarea variației necesare forței de compensare a presiunii cu creșterea suprafeței, în vederea îmbunătățirii calității funcțional-experimentale a acestuia, având ca scop creșterea acurateții și preciziei de testare experimentală a solicitării de contact. Efectul de torsiune, care este introdus la comprimarea sau decompimarea arcului elicoidal, a fost eliminat prin interpunerea unui lagar de alunecare axial, între articulația brațului și șaiba de sprijin a arcului. S-a determinat necesitatea folosirii a două arcuri elicoidale de compresiune având caracteristică rigidă, fără forță inițială și cu limita maximă de 12 și 120 N.

Partea experimentală a fost structurată și organizată cu precizie, ținându-se cont de cele mai variate forme de manifestare a solicitării de contact. Toate variabilele considerate ca prezentând o implicare importantă în modul de comportare la solicitarea de contact a suprafețelor, au fost considerate și introduse ca și condiții de testare. Fiecare valoare admisă ca rezultat al testării, s-a obținut din cel puțin cinci încercări realizate în aceleași condiții, pe discuri diferite, prin calculul mediei aritmetice. După fiecare încercare, valorile se măsurau în două puncte ale dispozitivului, capul port bilă și articulația brațului. Acestea erau prelevate în trei puncte de pe circumferința discului, dispuse la 120° unul față de celalalt. Valoarea adoptată, fiind media aritmetică a celor șase valori, astfel obținute.

Conform fenomenologiei solicitării între suprafețe diferite sau identice, coroborate cu condițiile de testare, s-au atribuit efectele observate, unor factori importanți cu implicare clară în determinarea analitică a solicitării de contact. Astfel, a fost determinată valoarea coeficientul de frecare, corespunzător frecării uscate sau lubrificate și tipurilor de contact acoperit sau mixt.

De asemenea, a fost determinată dependența perioadei de uzare în condiții relativ grele, viteza relativă de alunecare maxim considerată și presiunea maximă de contact, ca funcție de temperatură.

Datele prelevate din încercările experimentale, au fost centralizate și structurate, astfel încât graficele rezultate să conducă la o evaluare corectă și multivariată a fenomenologiei solicitării de contact.

Interpretarea rezultatelor a fost făcută, atât valoric, cât și evolutiv, prezentându-se aspectele cu caracter calitativ și cantitativ, precum și modul cauzal de implicare a acestora în comportamentul suprafeței fluoropolimerizate testate.

Capitolul 6. Încercări experimentale asupra capacității de încărcare a roților dințate fluoropolimerizate, folosind dispozitivul special conceput Roto - Oscilator

Tipologia constructivă specială a roților dințate fluoropolimerizate a necesitat un algoritm de structurare diferențiată a organizării cercetarilor experimentale. Au fost delimitate patru categorii de condiții:

- după natura contactului:
 - o între flancuri omoloage fluoropolimerizate (F - F);
 - o între un flanc fluoropolimerizat și celălalt neacoperit, metalic (M - F).
- după regimul de lucru:
 - o uscat, contactul între flancurile omoloage se realizează fără ungere;
 - o One-Touch (umed - ungere săracă), flancurile se lubrifiază o singură dată, la începutul testului;
 - o continuu, se aplică o lubrifiere continuă a flancurilor.
- după palierul de turații 300, 500 și 700 rot/min;
- după încărcarea angrenajului 5, 10 și 15 N/mm².

Modul de operare cu echipamentul de testare, presupune pregătirea standului în vederea efectuării testelor, realizarea condițiilor de testare, pornirea testului și supravegherea acestuia, finalizarea testului.

Stabilirea capacității de încărcare, în vederea realizării testelor, necesită efectuarea unor proceduri de determinare a suprafeței de contact, între flancurile omoloage ale dinților roților dințate aflate în angrenare, și a forței de acțiune necesare pentru stabilirea presiunii de contact dorite.

Finalizarea testului, presupune uzura materialului fluoropolimeric depus pe suprafața flancului dintelui, în punctele stabilite ca fiind de interes. Uzura acoperirii fluoropolimerice, a fost determinată și semnalată prin intermediul platformei de măsurarea a vibrațiilor Brüel & Kjaer, aflate în dotarea laboratorului Scolii Doctorale a Facultății de Mecanică și Ingineria Materialelor din cadrul Universității Eftimie-Murgu din Reșița. Totodată, s-a făcut și o verificare vizuală asupra aspectului flancului uzat, care este posibilă și în timpul funcționării standului, fără a prezenta vreun pericol de accidentare.

Testele s-au făcut în două etape, prima corespunzătoare contactului între suprafețe acoperite, iar cea de-a doua, după îndepărtarea stratului fluoropolimeric, uzat în prima etapă, de pe suprafața a patru flancuri de dinți consecutivi ai pinionului.

6.1 Aspectele structural-funcționale ale standului de încercări experimentale

Această etapă, presupune efectuarea unor teste funcționale asupra dispozitivului priecatat, care să scoată în evidență anumite inadvertențe de ordin practic, întâlnite adesea la implementarea fizică a unui nou echipament, dacă ele există.

6.1.1 Descrierea funcțională a dispozitivului Roto-Oscilator

Din capitolul IV, unde a fost descrisă structura și modul de funcționare al dispozitivului (Anexa 3), se reamintesc piesele componente și rolul funcțional, sub aspect practic, al subansamblelor acestuia:

- flanșa motorului, cu rol de conectare și fixare, asamblare demontabilă cu șuruburi, a dispozitivului cu axul motorului de antrenare, prezintă și lăcașul de ambutisare la cald, asamblare nedemontabilă, a bolțului excentric radial;
- bolțul flanșei motorului, care va deveni elementul conducător al cuplei de rotație plană, împreună cu manivela;
- manivela, element de rotație și translație în plan, care transmite mișcarea dela axul motorului, la axul reductorului. Aceasta conține două lagare de alunecare de tip rulment radial cu un rând de bile 6301 - RS;



Figura 6.1 Echipamentul de testare asamblat și pregatit pentru efectuarea încercărilor experimentale

- bolțul flanșei pinionului, este presat în lăcașul special conceput al elementului de ajustare a unghiului de oscilație. Acesta este al doilea element al celei de-a doua cupla de rotație plană, realizată împreună cu manivela;
- elementul de ajustare a unghiului de oscilație, cuprinde lăcașul de amplasare a bolțului și un canal interior de culisare și rotație relativă, în jurul axului central al flanșei pinionului;
- elementul de fixare, menține elementul de ajustare a unghiului, solidar cu flanșa pinionului, în poziția și la distanța cerută prin condițiile de testare;
- flanșa pinionului, se fixează demontabil, cu șuruburi, pe axul pinionului, și transmite mișcarea de rotație, de la elementul de ajustare, prin intermediul elementului de fixare, la axul de intrare în reductor.

Pentru crearea și varierea cuplului mecanic rezistiv, la ieșirea reductorului, se va folosi un dispozitiv mecanic simplu cu braț. Acesta are două componente principale:

- brațul radial, perpendicular pe axul de ieșire din reductor, fixat de flanșa acestuia printr-un șurub M10;
- arcul elicoidal de tracțiune, care crează forța elastică.

6.1.2 Punerea în evidență a câtorva aspecte tehnico-practice importante

În acest moment, sunt necesare câteva lămuriri de ordin tehnic, cu caracter practic:

- sunt folosite două arcuri de tracțiune cu caracteristică liniară, unul pentru crearea forțelor de rezistență relativ mici (până la 100N), iar celalalt destinat celor mari (până la 500N);
- arcul 1, are forța inițială 0 și, este indicat să se folosească în deplină siguranță, forță maximă 100N. Arcul 2, are forța inițială 90N și cea maximă, de siguranță, de 500N;
- pentru a se evita tensiunile de întindere în lungul spirei, arcurile sunt fixate de suportul standului printr-o articulație tip articulație sferică, care să permită rotația în jurul celor trei axe.
- prinderea arcului pe brațul axului reductorului, s-a făcut prin intermediul unei bucșe, care se rotește în jurul unui bulon, articulație de rotație plană. Urechea de prindere a arcului, se aplică pe bucșă și se gresează, împreună cu întreaga articulație;
- pentru a fi evitat efectul nedorit al erorilor de paralelism, datorită eventualelor execuții defectuoase ale pieselor componente, lagărul de alunecare aplicat pe bolțul flanșei motorului, a fost prevăzut de tipul radial-oscilant.

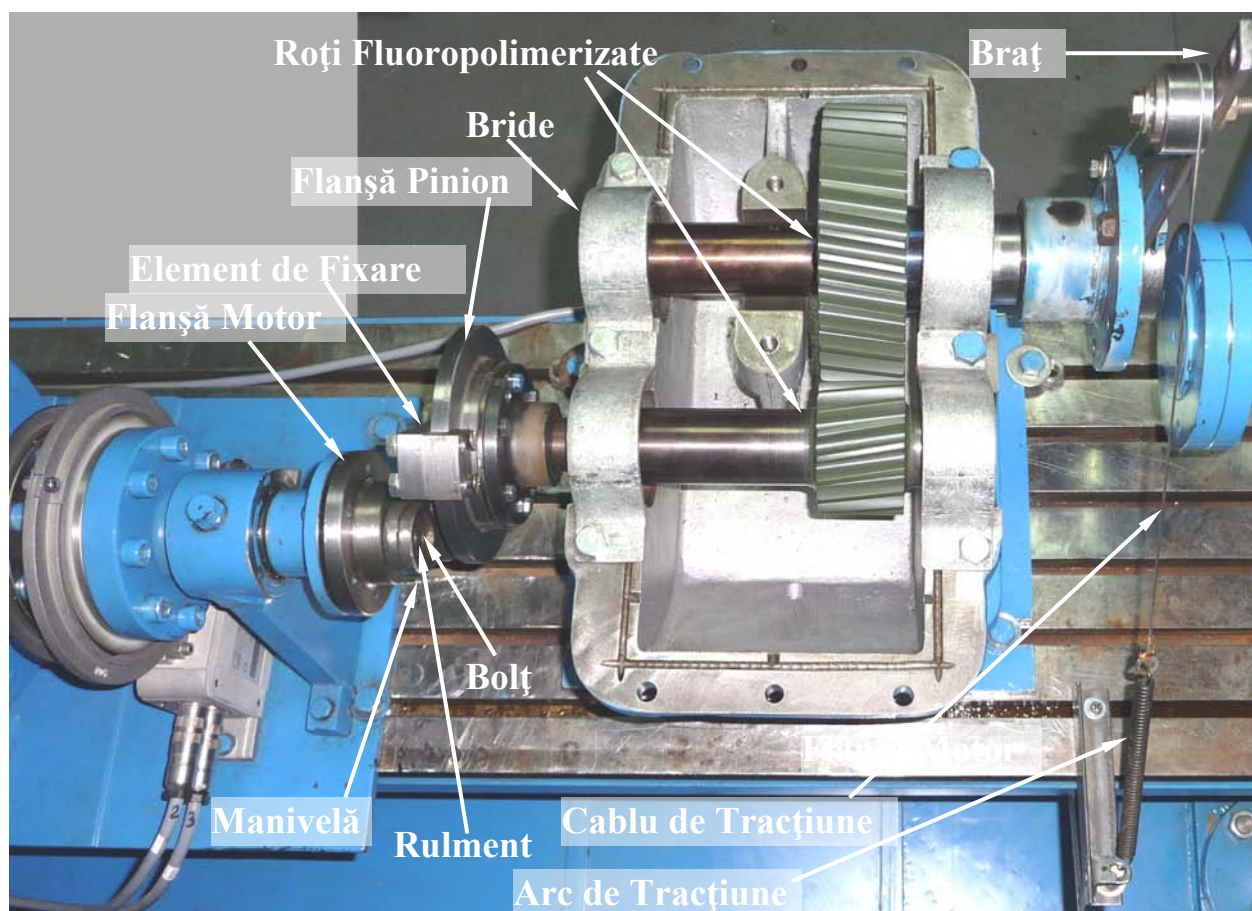


Figura 6.2 Descrierea structurală a instalației experimentale

Ordinea de asamblare a componentelor:

- se montează rulmenții în manivelă;
- se presează la cald, bolțurile în lăcașele prevăzute;
- se vor monta rulmenții pe bolțuri, prin presare la cald;
- se fixează flanșa pe axul motorului, cu ajutorul șuruburilor;
- se introduce, liber, flanșa pinionului în canalul elementului de ajustare și se fixează pe axul pinionului prin șuruburi;
- se vor poziționa pinionul și roată, astfel încât poziția de contact a flancurilor omoloage să corespundă cu cea dorită pentru începutul angrenării;
- se reglează elementul de ajustare, pentru unghiul corespunzător testării;
- se înfiletează piulița M10, de pe filetul axial al flanșei pinionului;
- se poziționează elementul de fixare, prin șuruburile diametrale.

Dispozitivul este pregătit de funcționare, dar se va verifica, în prealabil, vizual, corectitudinea reglării unghiului de oscilație, prin rotirea manuală a axului motorului, figura 6.3.



Figura 6.3 Modul de angrenare a dinților în poziția de mijloc a unghiului de oscilație

6.1.3 Modalitatea de încărcare a standului experimental. Aspecte tehnice cu privire la problematica încărcării elastice

Foarte important este aspectul cu privire la modul de încărcare a reductorului. Acesta cuprinde considerații tehnice extrem de importante. Datorită modului de lucru al întregului echipament de testare, care presupune rotirea parțială oscilatorie a pinionului, la capetele de cursă, au loc accelerații și decelerații, în egală măsură, foarte importante, datorate momentelor de inerție masice, mai ales cel introdus de roata condusă. Efectul acestora, cumulat cu jocul de flanc între dinții aflați în angrenare, la schimbarea sensului de rotație, ar determina, negreșit, distrugerea roților, prin ruperea dinților, și vibrații, însoțite de zgomote, majore. Diminuarea acestora, a fost realizată prin forma de mișcare, care presupune o variație sinusoidală a vitezei, și prin încărcarea cu o forță elastică a reductorului.

Forma de variație sinusoidală a vitezei, determină accelerații și decelerații importante, însă, nu sub formă de șocuri. Momentele de inerție de la limitele unghiului de oscilație, fiind preluate sinusoidal de către dispozitivul Roto - Oscilator.

Cuplul de încărcare elastic, menține flancurile omoloage în contact permanent, atât timp cât, momentul de inerție al roții conduse nu depășește valoarea cuplului rezistent. Astfel, echipamentul este capabil să asigure o funcționare sinuoasă, fără vibrații sau zgomote parazite, depinzând de cuplul rezistent, până la 800 rot/min, respectiv oscilații.

Modalitatea de încărcare a standului experimental, reprezintă procedura sigură de pregătire a standului de testare, fără riscuri, dacă se respectă întocmai recomandările și se acordă atenția necesară, executării operațiunilor.

După verificarea corectitudinii de atribuire a unghiului de oscilație și fixarea sigură a elementului de ajustare, cu elementul de fixare, se va proceda la încărcarea standului prin intermediul forței elastice, creând astfel cuplul de rezistență dorit.

Procedura de încărcare, depinzând de care arc este utilizat, se împarte în două grupe:

1. Încărcarea prin întinderea arcului 1, de 100N, presupune:

- prinderea articulației sferice, fix, pe suportul standului;
- agățarea arcului de articulația sferică;
- atașarea celeilalte urechi a arcului de brida tip șaibă, a cablului oțelit de tracțiune;
- înfășurarea, printr-o singură spirală, a cablului pe flanșa arborelui de ieșire din reductor și fixarea acestuia într-una din găurile prevăzute în flanșă;
- se slăbește șurubul de fixare a cablului și se întinde cablul, cu o forță adaptată, până se obține alungirea dorită, determinată din caracteristica arcului sau valoric, prin măsurarea cu șublerul. Apoi, se restrânge șurubul.

2. Încărcarea prin întinderea arcului 2, de 500N, presupune:

- atașarea articulației sferice, prin intermediul unui mecanism de deplasare cu fricțiune, pe suportul standului;
- agățarea arcului de articulația sferică;
- prinderea celeilalte urechi a arcului de bușca prevăzută pe flanșa roții conduse;
- se fixează slab mecanismul de deplasare cu fricțiune, cu ajutorul unei bride, astfel încât prin tragerea forțată a articulației sferice, să se poată întinde arcul. Mecanismul asigură, în caz de scăpare accidentală a arcului din mână, o amortizare a deplasării acestuia, pentru a nu exista pericol de accidentare;
- după obținerea alungirii dorite, prin măsurarea cu șublerul, cupla sferică se forțează puțin perpendicular pe direcția de deplasare, mecanismul gripându-se în acel loc, și se strânge brida de fixare.

Determinarea caracteristicilor experimentale ale arcurilor, a fost făcută prin intermediul flanșei tensiometrice de torsiune, cunoscându-se brațul sub care acționează forța exercitată de arc și poziționarea acestuia de-a lungul tangentei în punctul respectiv.

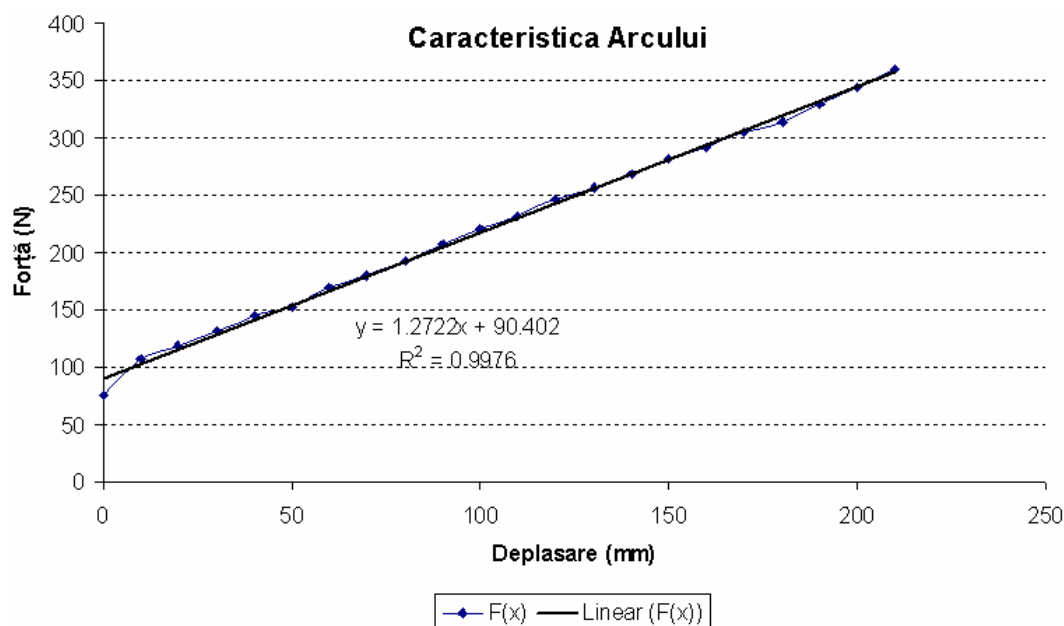


Figura 6.4 Caracteristica experimentală și cea liniarizată a arcului 2 de tracțiune

La schimbarea condițiilor de testare, în primul rând, se relaxează arcurile, printr-o procedură inversă față de cea de la încărcare.

Figura 6.5, prezintă schematic evaluarea dimensională a arcului de tracțiune.

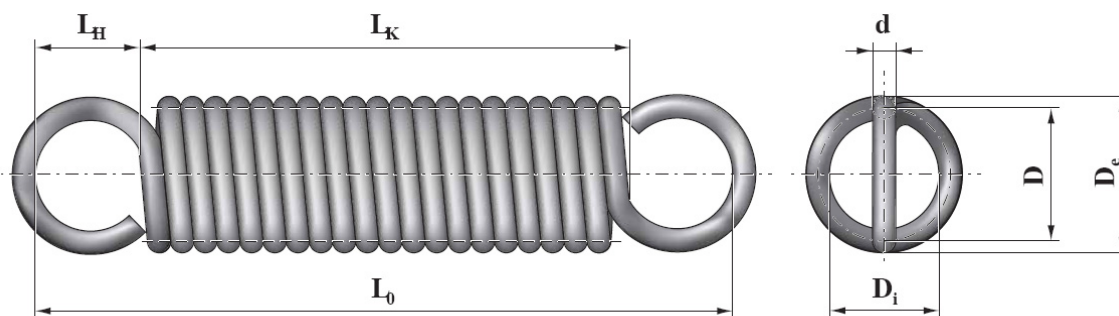


Figura 6.5 Dimensiunile arcului de tracțiune

În tabelul 6.1 se prezintă caracteristicile dimensionale definitorii ale celor două arcuri de tracțiune folosite în cadrul încercărilor experimentale.

Tabelul 6. 1 Caracteristicile dimensionale a arcurilor de tracțiune

Tip	L_0 (mm)	L_H (mm)	L_K (mm)	D (mm)	D_i (mm)	D_e (mm)	d (mm)	N_{sp}
1 (100N)	115	7	100	9,3	7,3	11,3	2	50
2 (500N)	287	20	245	40	36	44	4	58

6.2 Punerea în funcțiune și optimizarea funcțională a dispozitivului Roto - Oscilator

La punerea în funcțiune a unui echipament, pot apare situații practice neprevăzute, care duc la înrăutățirea situației sau, după caz, la îmbunătățirea acesteia. Chiar dacă acestea ne surprind, cele dezavantajoase trebuie rezolvate în cel mai scurt timp și în cele mai bune condiții.

6.2.1 Prepararea roților dințate în vederea utilizării în cadrul testelor

Înainte de fluoropolimerizarea roților dințate, acestea au fost supuse rodajului, după care s-a verificat pata de contact. Urma lăsată se poate evalua în figura 6.6.

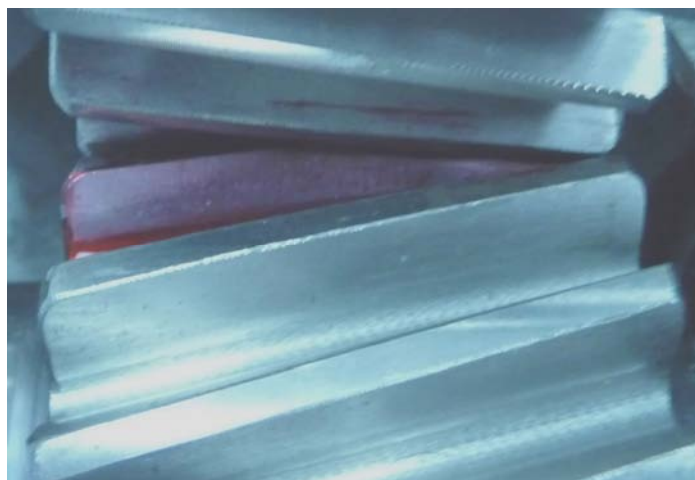


Figura 6.6 Verificarea petei de contact

Fluoropolimerizarea roților dințate cilindrice, a fost făcută în condițiile și la parametrii indicați în subcapitolul 3.1.



Figura 6.7 Roțile dințate fluoropolimerizate pregatite pentru testare

Pregătirea perechii de roți dințate a constat în montarea la cald, prin presare, a rulmenților, figura 6.7. După care, roțile au fost montate în carcasa reductorului și rodiate o perioadă scurtă de timp, 10 minute, la un cuplu scăzut și o viteză de doar 100 rot/min, în ideea omogenizării suprafeței de contact prin tasare.

6.2.2 Determinarea analitic - dimensională a solicitării de contact între flancurile omoloage

Solicitarea de contact implică realizarea unei presiuni maxime de contact, care determină folosirea anumitor caracteristici geometrice, de material și de efort.

Pentru a realiza o presiune de contact, trebuie acționat cu o forță, care se va distribui pe o anumită suprafață a materialului, acesta va reacționa, la rândul său, dezvoltând tensiuni interioare pentru preîntâmpinarea acesteia, ținând seama de omogenitatea și izotropia materialului, precum și de caracteristicile fizico-mecanice ale acestuia.

Suprafața geometrică cu care se acționează la contact, prezintă la rândul ei particularități proprii cu care influențează solicitarea de contact.

Contactul multiplu, în mai multe locuri simultan, introduce un alt grad de complexitate în analiza ce urmează a fi efectuată asupra cazuisticii experimentale.

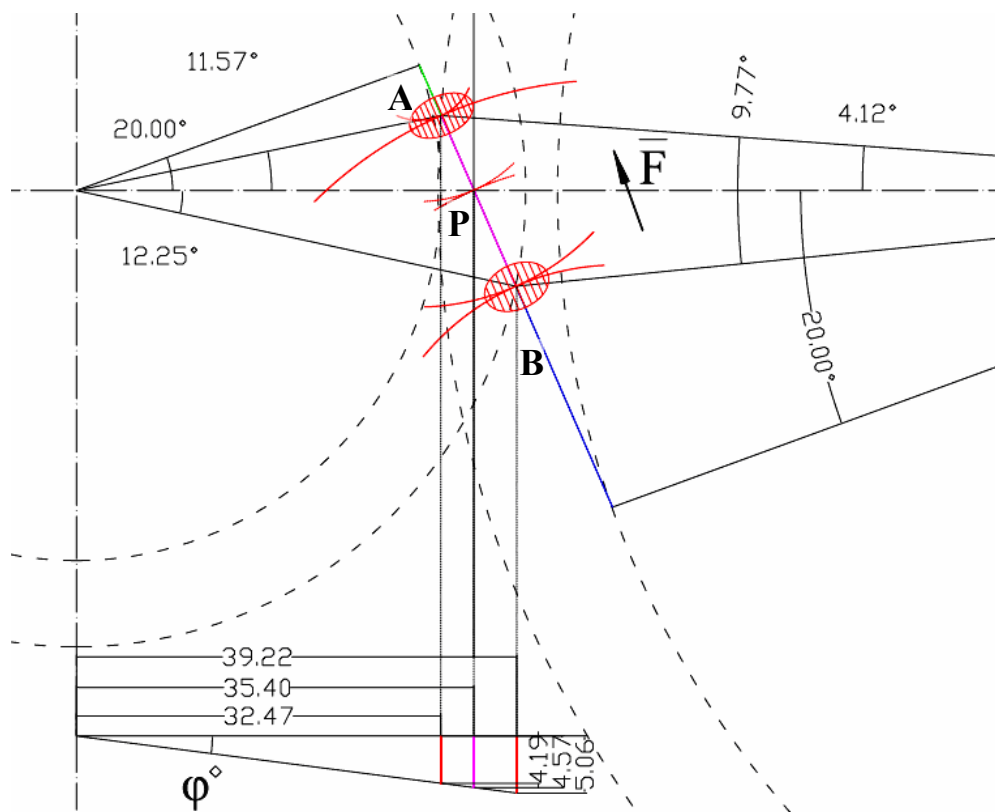


Figura 6.8 Schematizarea analitic-geometrică a modului de evaluare a adâncimii de strivire a suprafețelor aflate în contact, în funcție de forța aplicată

Modul în care se realizează forța de acțiune, precum și felul de acțiune al acesteia, determină o problematică diferențiată, care trebuie luată în considerare sub toate aspectele sale.

Toate aceste situații, se constituie într-o tipologie, care poate fi mai mult sau mai puțin aparținătoare unui caz individual sau poate comporta un anumit grad de generalizare.

Evaluarea analitic-geometrică a aspectelor referitoare la contactul între flancurile omoloage a patru dinți aparținători celor două roți aflate în angrenare, a fost realizată având ca punct de pornire schema analitică din figura 6.8.

Pentru început, trebuie menționat că, pe parcursul a 98% din segmentul de angrenare, se află în contact câte doi dinți ai fiecărei roți dințate, acest fapt rezultă din valoarea acoperirii totale corespunzătoare acestui tip de rotă dințată cu înclinarea axială a dinților de 9° . Locul unde angrenarea este unipară, se găsește în polul angrenării P și în imediata sa vecinătate. Tot datorită modului constructiv, când un dinte al pinionului intră în angrenare, predecesorul său se pregătește să iasă din angrenare, această poziționare a lor este tocmai potrivită analizei noastre.

În vederea determinării presiunii maxime p_M și forței necesare pentru obținerea acesteia, în funcție de adâncimea de comprimare, se introduc următoarele ipoteze de analiză:

- se consideră contactele dintre flancuri, din punctele A și B, ca fiind în polul angrenării P;
- de aceea, lungimea de contact L , se consideră ca fiind dublă și calculată după ipotenuza unui triunghi dreptunghic, pentru un unghi de 9° ;
- adâncimea de comprimare a suprafețelor în punctul de contact, are direcția după un unghi de 20° , unghiul de angrenare în planul normalei la flancul dintelui, și sensul forței normale de apăsare pe dinte, figura 6.8.

Măsurarea experimentală a adâncimii de comprimare, se va face după direcția tangentei în polul angrenării, dar în punctul corespunzător capului dintelui. De aceea, se face o adaptarea a segmentului de comprimare din poziția capului dintelui h_{tA} , la poziția din polul angrenării h_{tP} , iar mai apoi după direcția normalei la flanc h_{nP} , tabelul 6.2.

Tabelul 6. 2 Adâncimea de strivire după normala în polul angrenării.

$h_{tA}(\text{mm})$	$h_{tP}(\text{mm})$	$h_{nP}(\text{mm})$
0.00075	0.00078	0.00083
0.00150	0.00156	0.00166
0.00150	0.00156	0.00166
0.00175	0.00182	0.00194
0.00200	0.00208	0.00221
0.00250	0.00260	0.00277

Cunoscând razele cilindrilor analitici, R_1 și R_2 , se determină raza de curbura a suprafeței rezultate de contact R' și coarda corespunzătoare acesteia c , în concordanța cu adâncimea de comprimare în polul angrenării după direcția normalei h_{nP} , relațiile 3.18.

Pentru presiunile maxime dorite, se va determina valoarea forței de apăsare după normală F_n

$$F_n = p_M \cdot \frac{\pi \cdot L \cdot c}{4} \quad (6.1)$$

Proiecția lui F_n pe tangenta din planul frontal F_t

$$F_t = \cos \beta \cdot F_n \quad (6.2)$$

Tabelul 6. 3 Calculul forței rezultante, care trebuie aplicată pentru obținerea presiunii de contact dorite.

Nr. crt.	h_{nP} (mm)	R_1 (mm)	R_2 (mm)	R' (mm)	c (mm)	p_M (N/mm ²)	F_n (N)	F_t (N)	M_r (N/mm ²)	b_r (mm)	F_r (N)
1	0.00083	12.14	30.7	8.70	0.1700	5	71.03	65.92	5739.7	90	63.77
2	0.00166	12.14	30.7	8.70	0.2404	5	100.44	93.23	8117.1	90	90.19
3	0.00166	12.14	30.7	8.70	0.2404	10	200.89	186.45	16234.2	90	180.38
4	0.00194	12.14	30.7	8.70	0.2596	10	216.99	201.39	17535.0	90	194.83
5	0.00221	12.14	30.7	8.70	0.2775	15	347.95	322.94	28118.5	90	312.43
6	0.00277	12.14	30.7	8.70	0.3103	15	389.02	361.06	31437.4	90	349.30

Cunoscându-se raza cercului corespunzător polului angrenării (87,07mm), rezultă cuplul rezistent necesar M_r . Prin faptul că se cunoaște brațul b_r cu care acționează forța rezultantă F_r , se determină valoarea acesteia corespunzător presiunilor de contact necesare de 5, 10 și 15 N/mm² și tipului de contact: între suprafețe fluoropolimerizate F - F (rândurile 1,3 și 5 din tabelul 6.3), între suprafețe mixte, metal-fluoropolimer M-F (rândurile 2,4 și 6 din tabelul 6.3).

6.2.3 Determinarea experimentală a solicitării de contact între flancurile omoloage

Determinarea s-a făcut prin fixarea rigidă, și verificarea acesteia, a pinionului, cu ajutorul unor dispozitive mecanice de rigidizare. În figura 6.9, se prezintă modul de rigidizare și verificarea cu ceasul comparator micro-metric a corectitudinii fixării.

După ce s-a realizat o fixare corectă a pinionului, se va poziționa ceasul comparator, folosind un suport magnetic, în dreptul polului angrenării, pe axa orizontală, și tangent la cercul de cap al roții, în poziție verticală.

Procedul de măsurare prezintă două etape:

- pregătirea suprafeței, în vederea realizării măsurărilor;
- măsurătoarea propriu-zisă a adâncimii de comprimare, în funcție de valoarea forței aplicate.



Figura 6.9 Verificarea fixării pinionului

Pregătirea suprafeței se face prin aplicarea forței rezultante F_r , calculate în tabelul 6.3, în cicluri succesive, până când, la încetarea aplicării forței, suprafața revine la adâncimea de dinaintea aplicării forței, de cel puțin trei ori.



Figura 6.10 Determinarea adâncimii de strivire a materialului de acoperire

$$6 = 90^2 + 1^2 \quad (6.9)$$

$$8 = 6^2 - 7^2 \quad (6.10)$$

Segmentul 8, s-a calculat pentru determinarea valorii punctului orizontal, până la care se va alungi arcul elicoidal, pentru a rezulta forța reală F_r .

Tabelul 6. 4 Calculul distanțelor și deplasărilor.

θ_{at} (°)	φ_4 (°)	1 (mm)	4 (mm)	5 (mm)	3 (mm)	2 (mm)	6 (mm)	8 (mm)	2+3 (mm)
38.00	15.02	285.00	86.93	3.07	23.32	285.02	298.87	245.81	308.34
38.00	15.02	365.00	86.93	3.07	23.32	365.01	375.93	335.30	388.34
38.00	15.02	355.00	86.93	3.07	23.32	355.01	366.23	324.38	378.34
38.00	15.02	460.00	86.93	3.07	23.32	460.01	468.72	436.81	483.33
38.00	15.02	490.00	86.93	3.07	23.32	490.01	498.20	468.29	513.33

Pentru stabilirea valorii forței de-a lungul angrenării parțiale, se consideră ca $F_{mt} = f(x)$ forța tangențială minimă stabilită în punctul de tangență, să fie forța inițială, ca după descompunerea lui $F_r = f(2+3)$ - forța reală după rotirea cu φ_4 , la limita superioară a unghiului de mișcare, să se diminueze valoarea forței, datorită componentei radiale. Astfel rezultă $F_{Mt} = (\cos(\varphi_4) \cdot F_r)$ forța tangențială maximă funcție de φ_4 și F_r .

Tabelul 6. 5 Calculul variației forței tangențiale.

F_{mt} (N)	F_r (N)	F_{Mt} (N)	i_c (%)	i_i (%)
90.64	120.25	116.14	21.96	24.62
192.13	221.73	214.16	10.29	13.35
179.44	209.05	201.91	11.13	14.16
312.65	342.25	330.55	5.42	8.65
350.70	380.30	367.31	4.52	7.78

Tabelul 6.5, pune în evidență valorile forțelor la cele două limite ale unghiului de oscilație, iar făcând o analogie cu evoluția forței reale, se specifică procentual gradul de corecție datorat optimizării i_c , în comparație cu procentul i_i , care s-ar obține dacă forța reală ar fi valoarea maximă și ar determina solicitarea de contact.

6.3 Testarea experimentală a roților dințate fluoropolimerizate

Partea experimentală propriu-zisă asupra modalității și gradului de uzură a materialului fluoropolimeric aplicat pe flancurile roților dințate cilindrice cu dinți înclinați, cuprinde încercări

la încărcări diferite, cumulate cu varierea turației, în condițiile a două tipuri de contact: metal - fluoropolimer M - F (contact mixt) și fluoropolimer - fluoropolimer F - F (contact acoperit).

Imaginile prezentate în acest capitol, sunt prelevate în timpul încercărilor inițiale, care nu sunt considerate sub aspect valoric, pentru că a fost necesară oprirea echipamentului în timpul testării. În timpul testărilor evaluative, nu este permisă oprirea echipamentului până la uzura completă a materialului fluoropolimeric, în zonele de evaluare, deoarece oprirea prematură determină răcirea stratului superficial de acoperire și, astfel, prelungindu-se artificial durata de uzare.

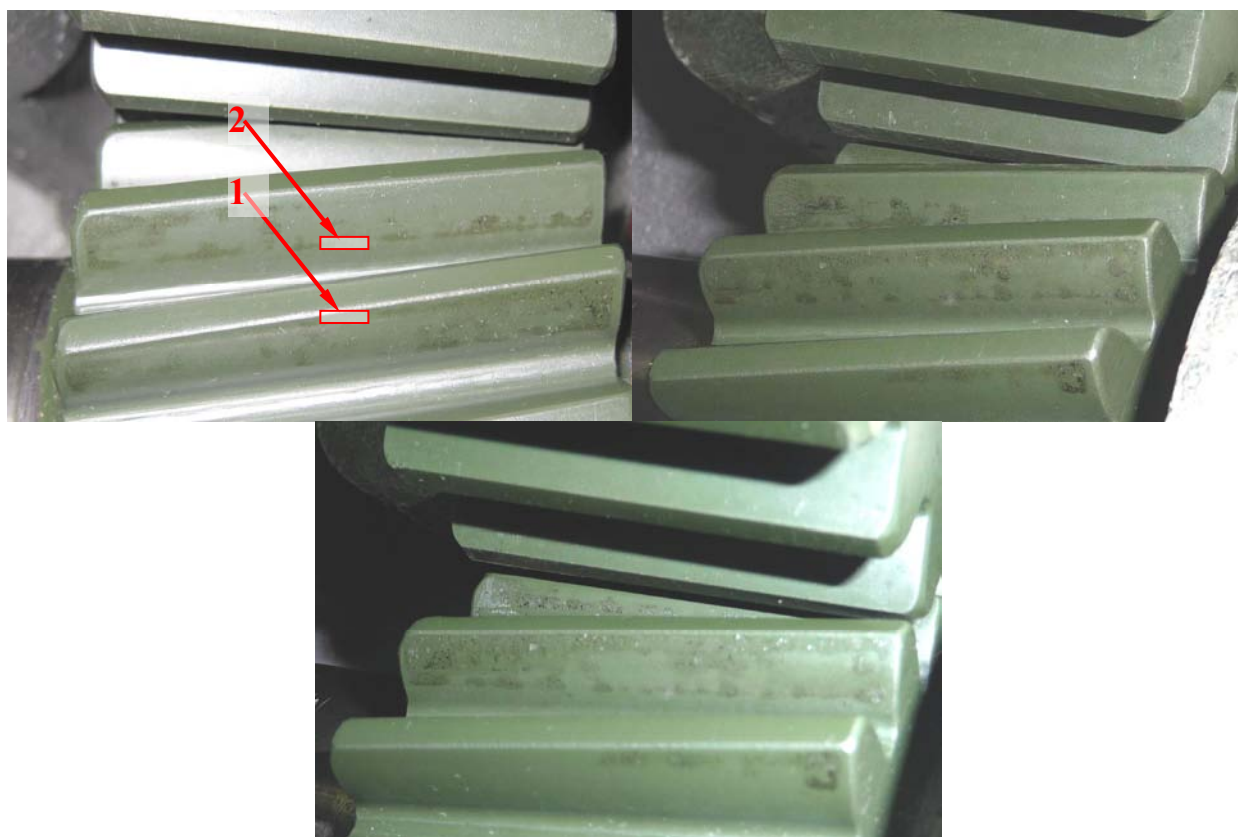


Figura 6.12 Evidențierea uzurii în diferite stadii de evoluție și localizarea zonelor de interes, la o solicitare de contact de 5 N/mm^2

6.3.1 Uzarea la solicitarea de contact în cazul suprafețelor fluoropolimerizate

În figura 6.12, sunt prezentate imagini care reflectă modul de evoluție a uzurii, sub aspect vizual, în etape progresive și de uzură, precum și zonele de interes, unde se evaluează gradul de uzură, cu indicarea locului de amplasare a acestora pe flancul pinionului.

Imaginile se referă la contactul acoperit, în regim de funcționare fără lubrifiere, regim uscat, la o presiune maximă de contact $p_M = 5 \text{ N/mm}^2$ și turația 500 rot/min.

Se observă că, stadiile sunt incipiente, suprafața de contact nefiind complet omogenizată.

Figura 6.13, reflectă modul și gradul de uzură al suprafețelor acoperite fluoropolimeric, la o solicitare de 10 N/mm^2 . Progresia uzurii este evidențiată, atât sub aspectul de lucru a), c) și e), cât și sub aspectul evaluativ b), d) și f), când suprafețele sunt curățate cu grijă, prin îndepărtarea particulelor de material uzat, cu ajutorul unei țesături moi.

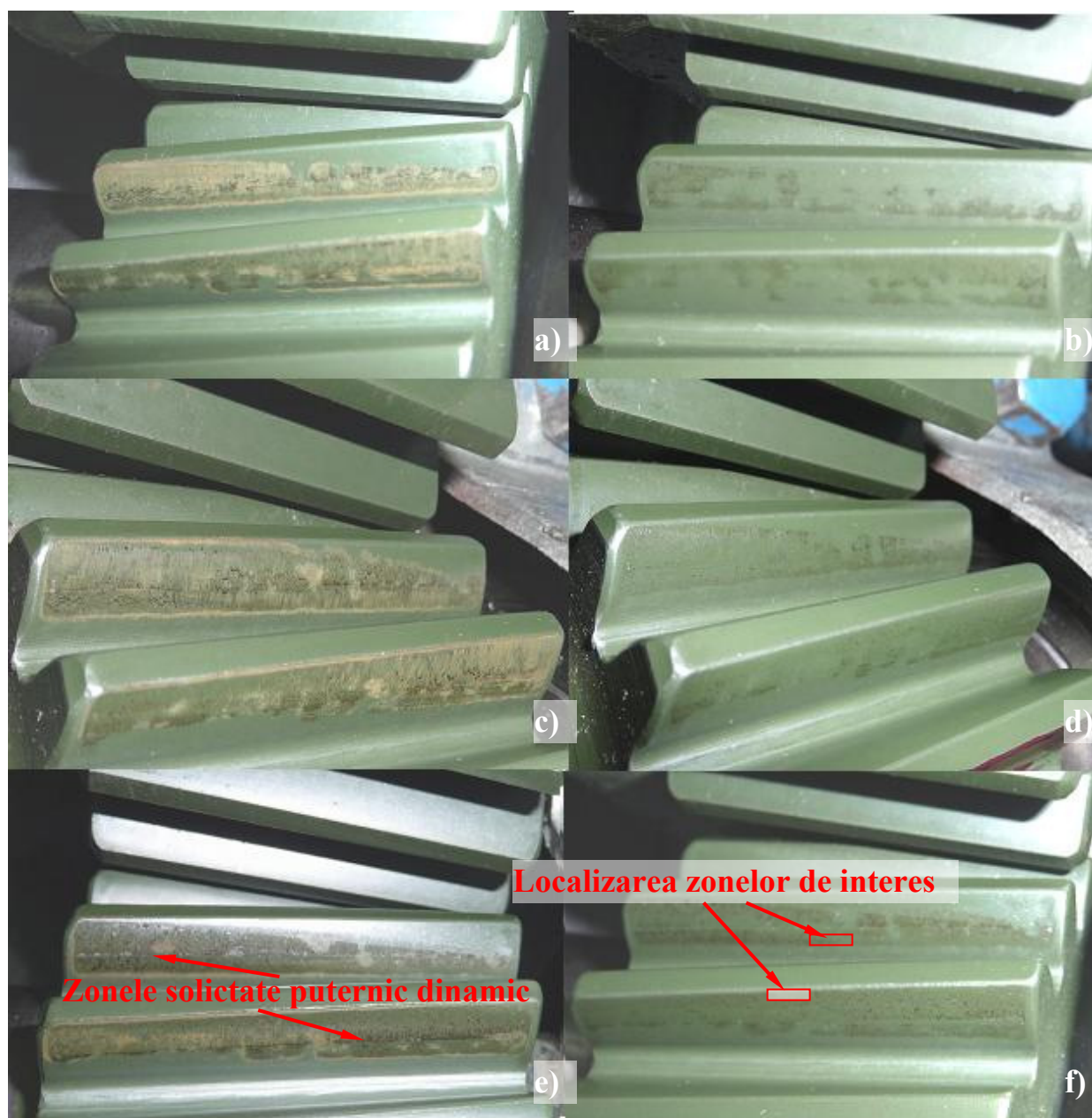


Figura 6.13 Evoluția uzurii materialului de acoperire pentru o solicitare de 10 N/mm^2

Se poate observa cum în timpul funcționării, suprafețele se omogenizează, uzura avansează, în general, dar și în zonele de evaluare. Zonele indicate în figura 6.13 e), sunt solicate dinamic

cel mai mult, acolo având loc accelerațiile / decelerațiile cele mai mari, datorită schimbărilor de sens al oscilației.

Aspectul uzurii acoperirii fluoropolimerice, se schimbă în sensul unei uzuri mai pronunțate, odată cu creșterea turației la 700 rot/min. Stratul depus se uzează mai rapid și mai pronunțat, cu precădere în zona cu dinamică maximă (figura 6.14).

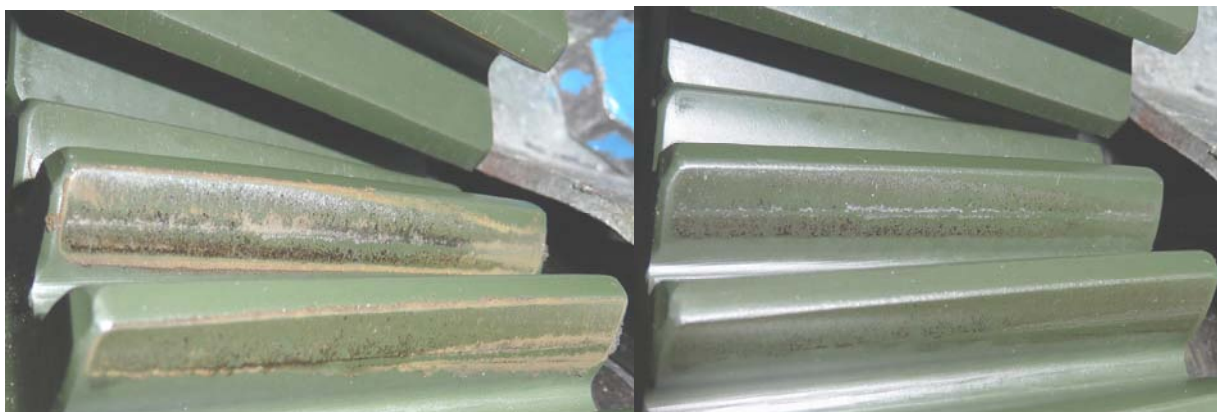


Figura 6.14 Aspectul flancului fluoropolimerizat după creșterea vitezei de rotație

Figura 6.15, prezintă sub aspect vizual, gradul de uzură al materialului fluoropolimeric de acoperire, pentru cazul solicitării maxime de contact 15 N/mm^2 și turației maxime 700 rot/min.



Figura 6.15 Aspectul flancului și materialului de acoperire după creșterea încărcării și vitezei

Deși, zona de mijloc, după înălțimea dintelui, este total uzată, se constată că în zonele de evaluare, materialul încă nu este complet deteriorat.

Făcând o analogie între zonele puternic solicitate dinamic și zonele unde nu avem accelerații și variații de viteză, zona de evaluare, putem concluziona că, acesta este efectul diferențelor de mod de funcționare, corespunzătoare factorului K_A , din relația de calcul a solicitării de contact.

Porțiunea cuprinsă între zona de solicitare dinamică maximă și zona de evaluare, unde accelerația nu este prezentă, viteza variind liniar, o putem atribui influenței factorului dinamic K_V din relația mai sus amintită.



Figura 6.16 Pulbere de culoare neagră situată sub locul angrenării

De-a lungul duratei procesului de uzare, s-au observat două moduri ale manifestării acesteia. Unul dintre ele (Fig. 6.16), presupune arderea materialului fluoropolimeric din zonele de contact, parțial acesta rămânând pe flancuri, în imediata apropiere a contactului, parțial căzând în carcasa reductorului, sub zona de angrenare. Al doilea mod de manifestare (fig 6.13 c)), este cel al unor fragmente de dimensiuni mai mari, de nuanță cărămizie, care rămâne atașată de flancuri, în imediata zonă a contactului și chiar în locurile de contact.



Figura 6.17 Aspectarea flancurilor pentru evaluarea vizuală a uzurii

Figura 6.17, prezintă vizual, aspectul unor flancuri ale pinionului, după realizarea completă a uzurii și aspectarea suprafețelor, prin îndepărtarea materialului uzat.

6.3.2 Procesul de uzare la solicitarea de contact mixt, între o suprafață acoperită și cealaltă neacoperită fluoropolimeric

După realizarea testelor corespunzătoare contactului în regim uscat de funcționare, patru dintre dinții pinionului, uzați anterior, se vor prelucra pentru îndepărtarea stratului fluoropolimeric uzat și aspectarea suprafeței metalice. Astfel, sunt pregătite flancurile pinionului pentru modul de contact mixt.



Figura 6.18 Pinionul după îndepărtarea materialului fluoropolimeric uzat de pe flancul a patru dinți

Pinionul a fost montat, mai apoi, în reductor și poziționat pentru începerea testelor în regim de lucru uscat, fără lubrifiere.



Figura 6.19 Angrenarea între flancurile neacoperite și acoperite fluoropolimeric

Aspectul flancului neacoperit, al pinionului, prezintă urmele lăsate de pulberile de culoare neagră și cărămizie, care s-au atașat de flancuri, datorită presiunii exercitate de flancurile roții conduse, în timpul procesului de uzare.

Totodată, flancurile omoloage, ale roții conduse acoperite fluoropolimeric, nu oferă imaginea unei deteriorări la fel de accentuate, ca în cazul contactului între suprafețe acoperite, în aceleași condiții de testare.

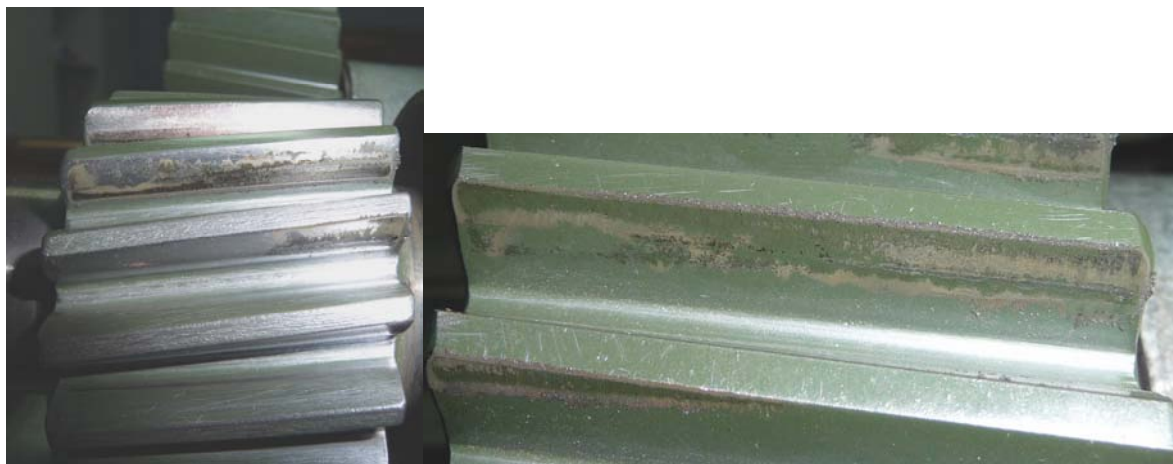


Figura 6.20 Aspectul flancurilor în cazul uzării mixte, metal - fluoropolimer

6.3.3 Uzarea suprafețelor de contact în regim de lubrifiere săracă și continuă

Imaginile uzării stratului fluoropolimeric, în condițiile testelor cu ungere săracă, One-Touch (figura 6.21), arată modul de manifestare a acesteia, care presupune amestecul pulberilor specifice uzurii, cu uleiul de lubrifiere, rezultatul fiind impurificarea acestuia, care determină schimbarea proprietăților de lubrifiere, precum și vâscozității. Desigur, și în acest caz, ar fi interesant de știut în ce măsură fenomen influențează procesul de uzare.



Figura 6.21 Uzarea flancurilor pentru modul de contact mixt la lubrifiere săracă

În condițiile unei lubrifieri continue, în baie de ulei, suprafața flancurilor, așa cum se poate observa în figura 6.22, atât în timpul testelor, cât și după finalizarea acestora, prezintă un aspect relativ curat, fără depuneri semnificative. Pulberile și particolele rezultate în urma uzării suprafețelor acoperite fluoropolimeric, datorită barbotării uleiului, în timpul funcționării, sunt îndepărtate de pe suprafețele flancurilor omoloage și colectate în restul părții inferioare a băii de ulei.

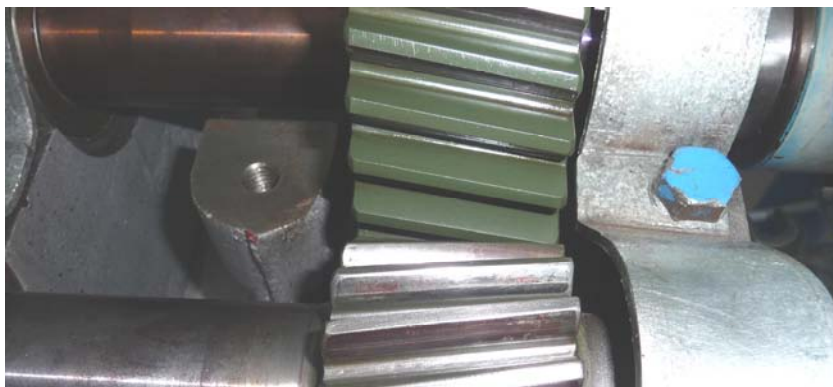


Figura 6.22 Aspectarea flancurilor neacoperite, după finalizarea testelor

Cu timpul, acestea se depun pe partea de jos a carcasei reductorului, decantează, ele putând fi îndepărtate, prin orificiul de golire a uleiului, aflat în partea frontală jos. Astfel, uleiul cu depuneri în concentrație mare, poate fi înlocuit, fără a fi necesară o înlocuire completă a acestuia.

6.3.4 Modul de evaluare a uzării prin intermediul analizei vibrațiilor

Evaluarea gradului de uzare a stratului fluoropolimeric, aplicat pe flancurile dinților roților dințate, se poate face în multe moduri. În cazul prezentat aici, a fost gândită o metodă de evaluare bazată pe amplitudinea vitezei și accelerației vibrației.



Figura 6.23 Echipamentul de determinare a gradului de uzare prin analiza vitezei și accelerației vibrațiilor pe axa Z

Angrenarea roților se realizează prin intermediul dinților acestora, care la contact se constituie în surse de impuls vibratoriu. Acestea se pot evidenția prin intermediul unor echipamente sau dispozitive specializate pentru acest gen de măsurători.

Echipamentul de evaluare a vibrațiilor, folosit în cadrul măsurătorilor prezentate, îl reprezintă o platformă de măsură specializată, Brüel & Kjaer, care cuprinde: un senzor piezoelectric triaxial, conectat la o interfață hardware, care interpretează semnalul senzorului și-i poate aplica anumite filtre acestuia, convertindu-l, în final, într-un șir de date numerice, acestea sunt preluate de către un computer, care are instalat interfața soft specializată de interpretare și analiză a datelor.



Figura 6.24 Locul de amplasare al senzorului piezoelectric triaxial

Locul de aplicare al senzorului de vibrații, figura 6.24, a fost ales după gradul de influență al celorlalte surse posibile de vibrații, în sensul diminuării influenței acestora. Senzorul, presupunând poziționarea pe o componentă fixă, poate fi montat deasupra unor lagăre, care asigură într-o măsură mică separare vibrațiilor introduse de alte componente, sau pe carcasă, care însumează vibrațiile care-i sunt transmise.

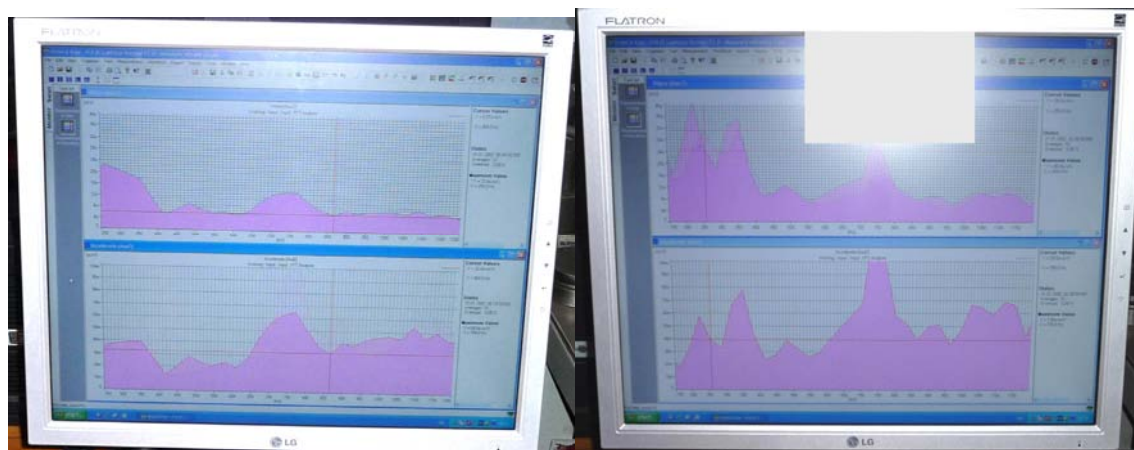


Figura 6.25 Modul de manifestare a vitezei și accelerației pe axa Z (verticală)

Lagărul pe care a fost montat senzorul, a fost ales datorită poziției sale apropiate de sursa considerată de noi, locul angrenării, separarea față de alte surse de vibrații: dispozitivul Roto-Oscilator, ieșirea din reductor, unde se manifestă cuplul rezistent.

Evaluarea vibrațiilor, reprezintă o metodă total neinvazivă, care nu interacționează, în sensul influențării în vreun fel, asupra dispozitivului care va fi astfel evaluat. Aceasta se impune, mai ales pentru situația în care uzarea suprafețelor se va face în regim de lubrifiere continuă, când reductorul trebuie închis. În acel caz, metoda de evaluare vizuală nu va mai putea fi aplicată, iar oprirea echipamentului și demontarea carcasei, ar impune prelungirea timpului și creșterea complexității testului, precum și alterarea valorilor, datorită opririlor multiple.

La stabilirea modului de evaluare a amplitudinilor vitezei (A_v) și accelerației (A_a) vibrațiilor, trebuie luat în considerare modul în care și ponderea influenței frecvenței de rezonanță a standului și armonicilor acesteia.

Tabelul 6. 6 Amplitudinile de accelerație și viteză a vibrației, corespunzătoare armonicilor mai semnificativ influențate de gradul de uzare, în funcție de turație și regimul de lucru.

Contact	Regim	n (rot/min)	f_A (Hz)	AR_f (nr.arm./Hz)	A_v ($\mu\text{m/s}$)	A_a (mm/s^2)	A_v (%)	A_a (%)
F - F	Uscat	300	20.00	37 / 740	38.0	68.0	47.4	26.5
		500	33.33	23 / 768	43.0	88.0	53.5	43.2
		700	46.67	16 / 746	49.0	108.0	59.2	53.7
	One-Touch	300	20.00	37 / 740	21.1	34.0	28.9	11.8
		500	33.33	23 / 768	23.9	44.0	37.2	31.8
		700	46.67	16 / 746	27.2	54.0	44.9	44.4
	Continuu	300	20.00	37 / 740	19.0	27.2	26.3	8.1
		500	33.33	23 / 768	21.5	35.2	34.9	29.0
		700	46.67	16 / 746	24.5	43.2	42.9	42.1
M - F	Uscat	300	20.00	37 / 740	38.8	69.7	48.6	28.3
		500	33.33	23 / 768	44.1	92.4	54.8	45.9
		700	46.67	16 / 746	50.5	113.4	60.7	55.9
	One-Touch	300	20.00	37 / 740	21.5	34.9	29.7	13.9
		500	33.33	23 / 768	24.5	46.2	38.1	35.1
		700	46.67	16 / 746	28.0	57.2	46.0	47.6
	Continuu	300	20.00	37 / 740	19.4	27.9	27.0	10.3
		500	33.33	23 / 768	22.0	37.0	35.8	32.4
		700	46.67	16 / 746	25.2	45.8	43.9	45.4

Apropierea frecvenței fundamentale de angrenare, sau a armonicilor acesteia, de frecvențele la care se manifestă rezonanța standului, va determina pseudo-creșterea amplitudinii acestora. De aceea, trebuie acordată o deosebit de mare grijă la interpretarea datelor, precum și la evaluarea valorică a acestora, din momentul prelevării lor.

Astfel, se vor face încercări anterioare cu privire la modul și gradul influenței presiunii de contact, turației, modului de lubrifiere, zona de uzare, dispozitivul Roto-Oscilator.

Roto-Oscilatorul schimbă sensul de rotație al angrenajului, cu influență asupra accelerației și variației vitezei de rotație, precum și a numărului de dinți aflați în contact pe ciclu de rotație. Unghiul de rotație 38° , presupune contactul succesiv a patru dinți, cu o scurtă angrenare unipară, completată de cea bipară, pe restul segmentului de angrenare.

$$f_A = \frac{n \cdot z_u}{60} \quad (6.11)$$

f_A - frecvența angrenării (Hz);

n - turația (rot/min);

z_u - numărul de dinți, care participă la angrenare, corespunzător unghiului de oscilație;

Important, în determinarea gradului de uzare, este să se determine, nu doar frecvența fundamentală f_A , ci și armonicile acesteia AR_f , care, în funcție de situație, pot suferi un grad mai mare de modificare a amplitudinii, în funcție de uzarea și locul de uzare de pe suprafața flancurilor.

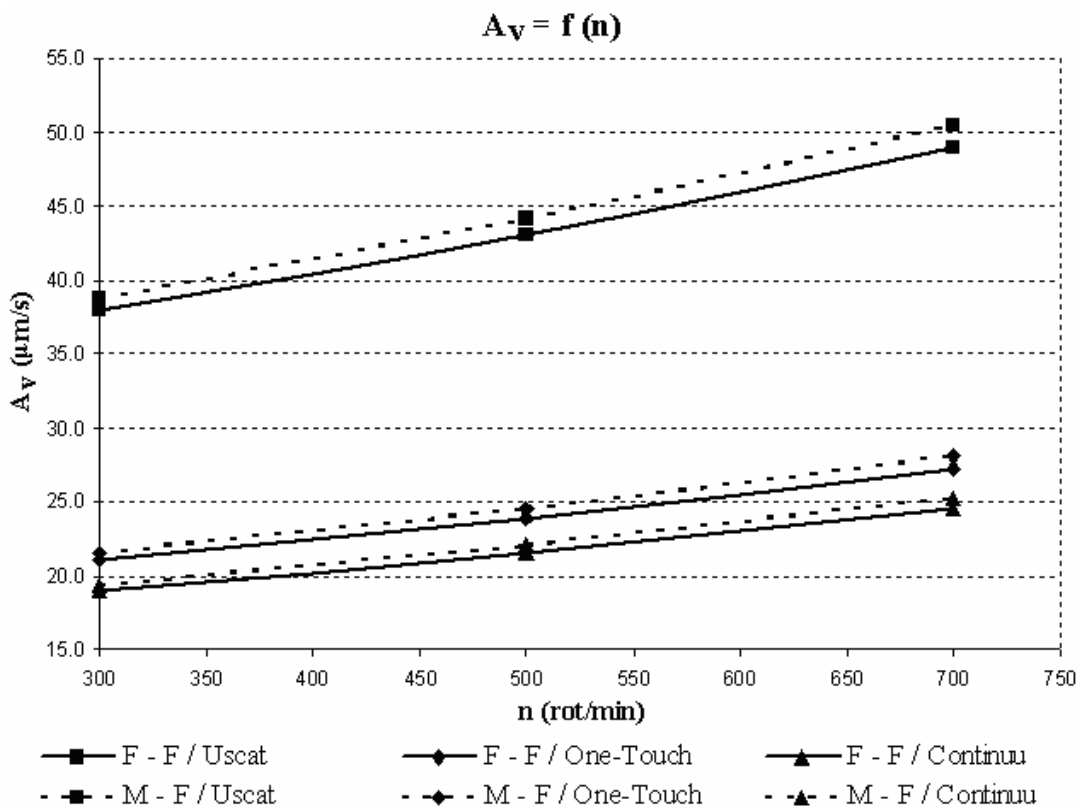


Figura 6.26 Viteza vibrației pe axa Z în funcție de turație

Datorită frecvenței de rezonanță a standului, 600 Hz, frecvențele la care amplitudinile vitezei și accelerației vibrației, au modificările cele mai semnificative, reprezintă benzile laterale ale

acesteia și armonicile de ordin diferit ale frecvenței de angrenare. Numărul armonicii (nr. arm.) și frecvența corespunzătoare, sunt indicate în tabelul 6.6, coloana a cincea.

Amplitudinea vitezei de vibrație pentru o uzare completă a stratului fluoropolimeric, în dreptul zonelor de interes, considerând condițiile de testare, corespunzător armonicii și frecvenței stabilite în tabelul 6.6, se prezintă sub forma unei evoluții grafice, în figura 6.26.

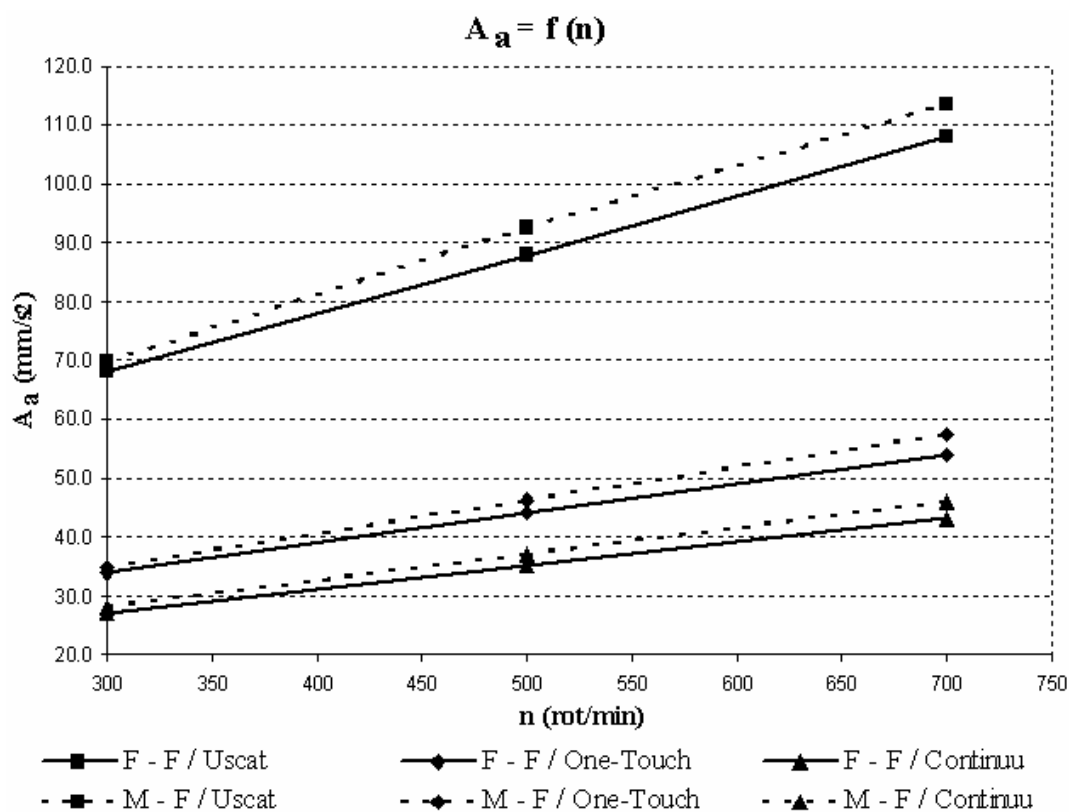


Figura 6.27 Accelația vibrației pe axa Z în funcție de turație

Accelația vibrației a cărei valoare a amplitudinilor pentru o variație a turației este prezentată în figura 6.27, presupune un gradient de creștere aproape linear, care se manifestă odată cu creșterea turației.

6.4 Organizarea structurală a datelor experimentale și interpretarea acestora

Rezultatele experimentale prelevate în urma încercărilor efectuate pe standul de testare, au fost centralizate într-un singur tabel. Tabelul 6.7, permite o interpretare cantitativă, valorică, a datelor și realizarea unor caracteristici grafice definitorii procesului uzării materialului fluoropolimeric depus pe flancurile dinților roților dințate cilindrice.

Tabelul 6. 7 Centralizarea rezultatelor cercetărilor experimentale.

Starea Suprafeței	Regim	Viteza de Rotație (rot/min)	Prisiune de Contact (N/mm ²)			Timp de Uzare (h.min)			Cicluri (x10 ⁵)		
Acoperită	Uscat	300	5	10	15	7.2	5.3	2.1	1.30	0.95	0.38
		500	5	10	15	3	2.1	1.05	0.90	0.63	0.32
		700	5	10	15	1.5	1.15	0.4	0.63	0.48	0.17
	One-Touch	300	5	10	15	56.1	40.2	27.3	10.10	7.24	4.91
		500	5	10	15	27	21.1	10	8.10	6.33	3.00
		700	5	10	15	15.2	13.3	6.1	6.38	5.59	2.56
	Continuu	300	5	10	15	60.3	43.1	32.1	10.85	7.76	5.78
		500	5	10	15	27.2	22.3	16.2	8.16	6.69	4.86
		700	5	10	15	16.3	14.3	10.1	6.85	6.01	4.24
Metalică	Uscat	300	5	10	15	7.3	5.1	2.1	1.31	0.92	0.38
		500	5	10	15	3.1	2.2	1.1	0.93	0.66	0.33
		700	5	10	15	2	1.2	0.35	0.84	0.50	0.15
	One-Touch	300	5	10	15	56.4	41.5	25.4	10.15	7.47	4.57
		500	5	10	15	25.1	20.3	10.4	7.53	6.09	3.12
		700	5	10	15	16	14.2	6.4	6.72	5.96	2.69
	Continuu	300	5	10	15	58.1	42.1	33.2	10.46	7.58	5.98
		500	5	10	15	25.4	21.4	18	7.62	6.42	5.40
		700	5	10	15	16	14.5	12.1	6.72	6.09	5.08

În funcție de modalitatea de interpretare, graficele realizate pe baza valorilor, permit o determinare calitativă a formelor de evoluție a parametrilor uzării în funcție de ceilalți parametri considerați.

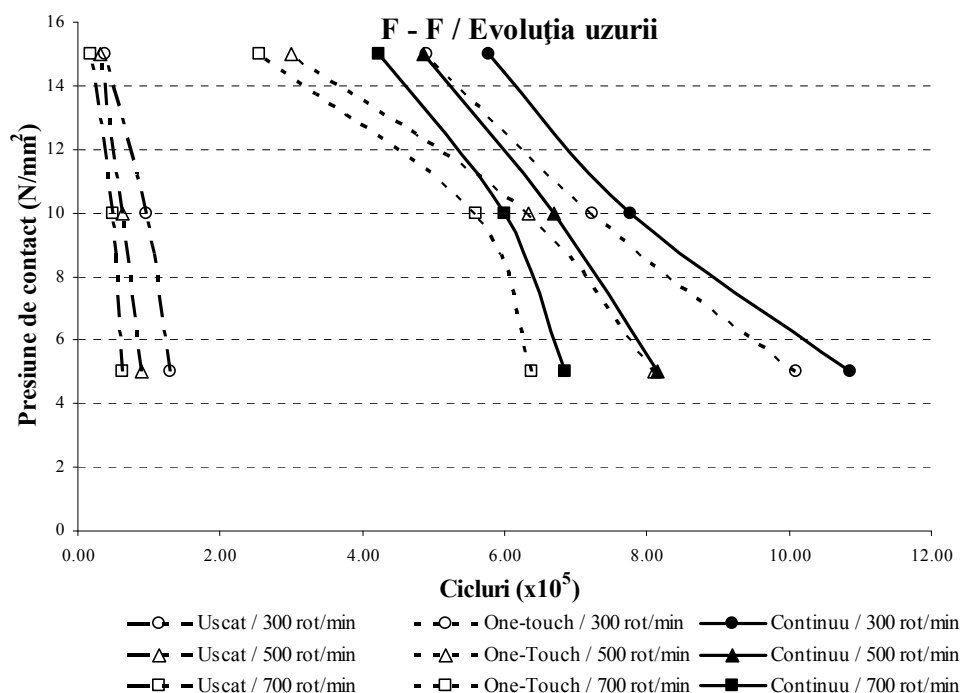


Figura 6.28 Presiunea de contact în funcție de perioada uzurii, pentru contactul fluoropolimeric

Astfel, figura 6.28, reflectă o evoluție a uzurii, considerând valorile presiunii de contact în funcție de perioada de uzare. Se observă o grupare a caracteristicilor obținute pentru regimul de funcționare uscat, care nu depășesc, ca timp, zece ore. Această perioadă putând fi considerată mică, relativ față de perioadele aferente uzării în regim de lubrifiere săracă sau continuă.

Aceeași tipologie evolutivă o au caracteristicile corespunzătoare regimurilor „One-Touch” și „Continuu”, pentru contactul de tip mixt, în comparație cu regimul de funcționare „Uscat”.

Ca forme de evoluție, funcționarea în regim uscat și cu lubrifiere săracă, au o scădere mai lină în prima etapă de creștere a presiunii de contact, decât în cea de-a doua, unde panta de scădere este mai bruscă. În schimb, se observă o identificare a comportamentului evolutiv, în regimurile lubrificate, în etapa a doua de creștere a presiunii de contact.

Se poate aprecia, ca fiind folositoare, comportarea materialului în regimul de lubrifiere săracă, ea putând fi considerată în cazurile practice unde lubrifierea continuă, datorită construcției angrenajului, nu este posibilă.

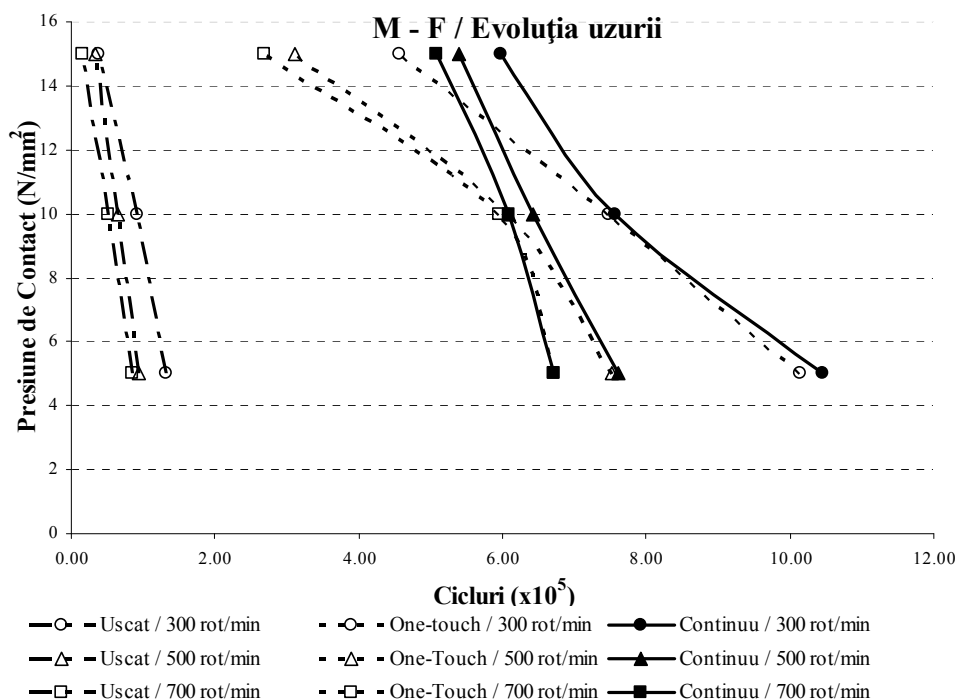


Figura 6.29 Presiunea de contact în funcție de perioada uzurii, pentru contactul mixt

Figura 6.29, care presupune contactul între flancuri omoloage fluoropolimerizate, permite formularea concluziei, conform căreia, presiunea de contact are o pondere mult mai mare, asupra perioadei de uzare, în raport cu turația, în cazul turațiilor relativ mici.

Se observă, de asemenea, că în regim uscat, timpul de uzare este scurt și prezintă o formă caracteristică aproape liniară, iar în regimurile cu lubrifiere, scade mai pronunțat în prima etapă de creștere a turației și mai puțin pronunțat, în cea de-a doua etapă.

Figura 6.30, care prezintă caracteristicile evolutive aferente contactului mixt, suprafață metalică - suprafață acoperită fluoropolimeric, cu mici diferențe, arată forme caracteristice evolutive, conform cu regimurile de lubrifiere, aplicarea presiunii de contact și turației roților dințate, asemănătoare cu cele corespunzătoare contactului fluoropolimeric, din figura 6.28.

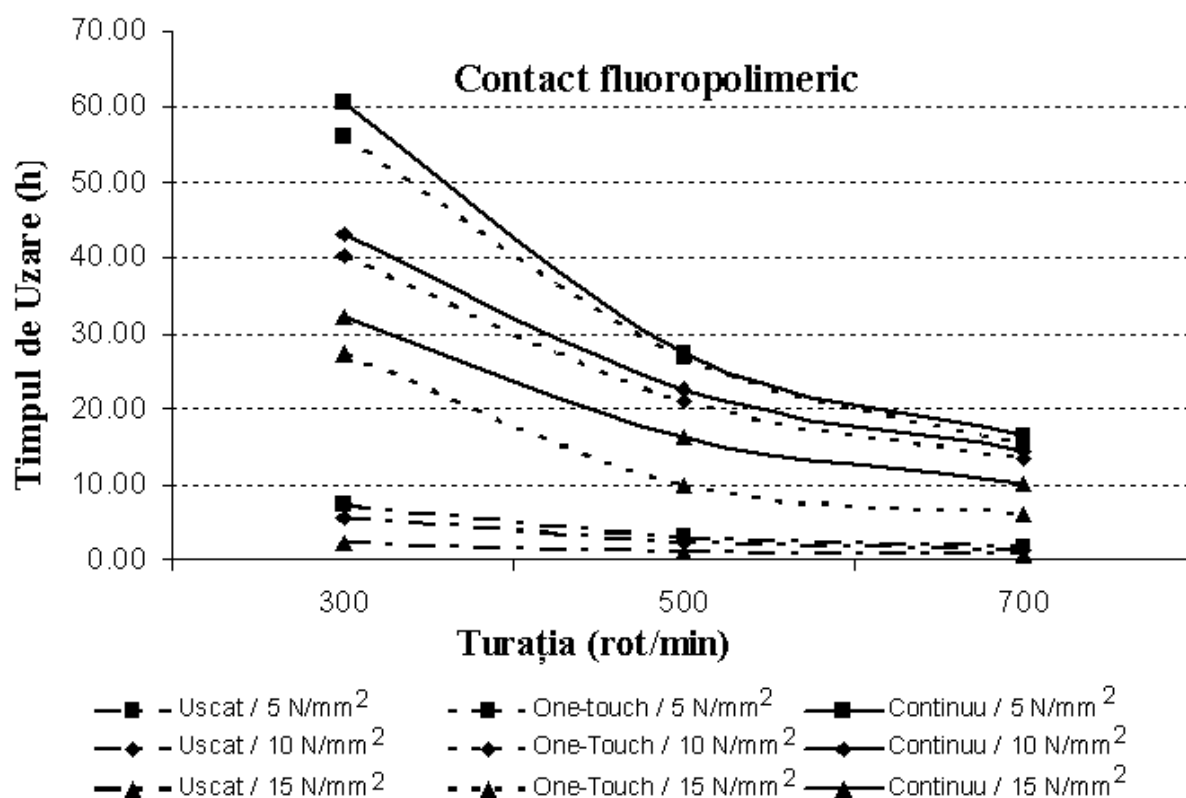


Figura 6.30 Timpul de uzare în funcție de turație, pentru contactul fluoropolimeric

O diferență notabilă, se poate remarca pentru regimul sărac de lubrifiere, în cazul presiunilor de contact 5 și 10 N/mm², și regimului continuu de lubrifiere, pentru presiuni de contact de 10 și 15 N/mm², când evoluția timpului de uzare cu turația este foarte aproape de a fi liniară, în cazul contactului între suprafețe acoperite.

Pentru o lubrifiere continuă la 5 N/mm² și una săracă la 15 N/mm², cazul suprafețelor acoperite, curbele caracteristice prezintă o evoluție similară cu a celor în regim de lubrifiere continuă și săracă, la 5 N/mm², și săracă la 15 n/mm², cazul contactului mixt.

Deși, coeficienții de frecare, ca valoare, sunt foarte diferiți, pentru cele două tipuri de contacte considerate, se observă că valoric și evolutiv, nu sunt diferențe semnificative.

Considerând că, deși frecarea este mai mică și suprafața fluoropolimerică în contact cu cea metalică, îi poate transmite acesteia o parte din căldura acumulată la contact, distribuția presiunii pe suprafața de contact, este mai concentrată în mijlocul acesteia, datorită geometriei și rigidității flancului metalic.

În cazul contactului între suprafețe fluoropolimerizate, acestea prezentând un modul de elasticitate E , mult mai mic, suprafața de contact, chiar pentru raze diferite ale cilindrilor analitici, tinde să fie plană, distribuția presiunii de contact se face mult mai echidistant pe acea suprafață. Nu în ultimul rând, se atrage atenția asupra grosimii stratului, care în acest caz este dublă.

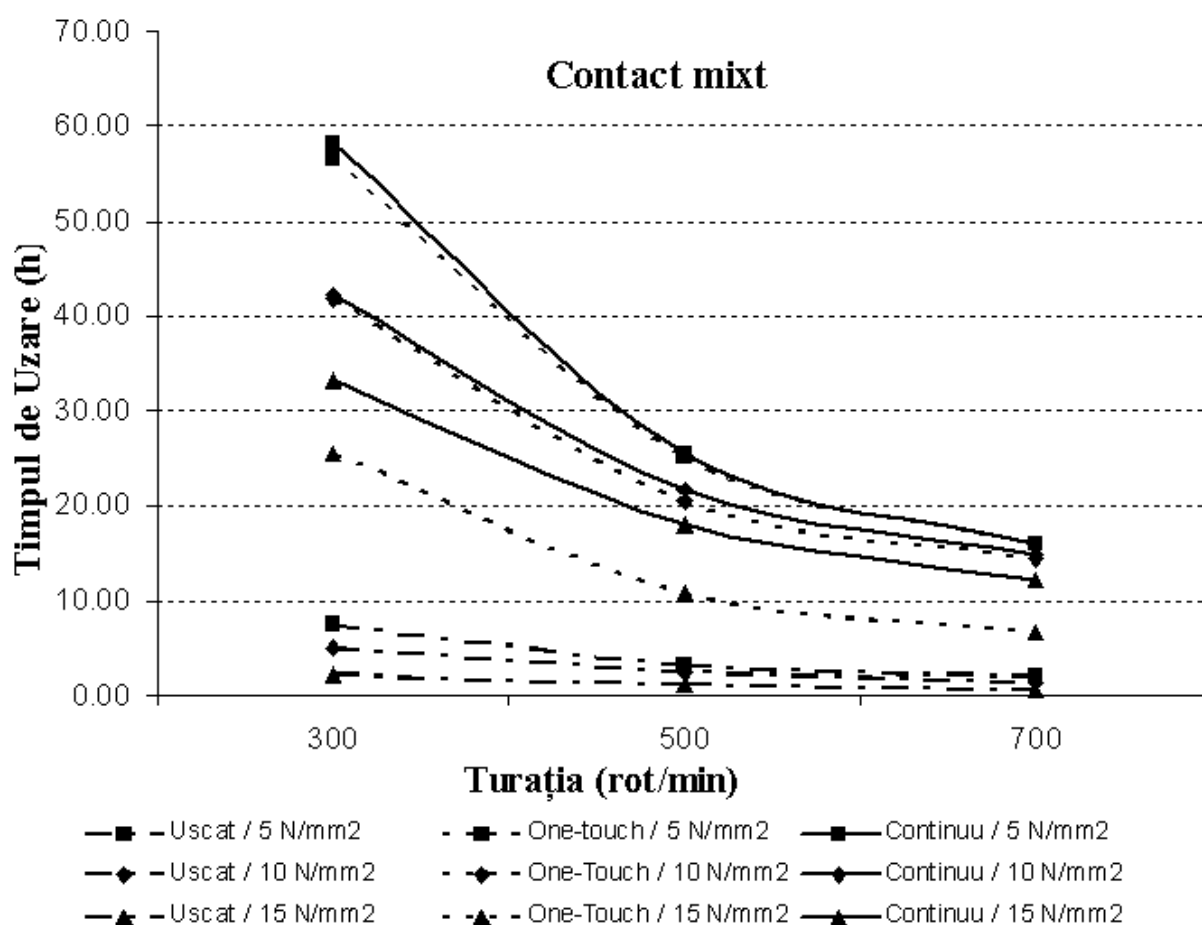


Figura 6.31 Timpul de uzare în funcție de turație, în cazul contactului mixt

Aceste considerații, conduc la ideea că, ar trebui cercetată experimental ipoteza în care, suprafața de contact ar fi mixtă, dar stratul depus pe suprafața acoperită, ar fi de grosime dublă, pentru a vedea influența grosimii stratului, asupra perioadei de uzare.

Totodată, putem considera, în completare, situația testării unui strat de grosime, nu chiar dublă, dar mai mare, și în cazul contactului fluoropolimeric.

Aproximarea evolutivă a unei forme de evoluție caracteristică, cu o curbă de funcție cunoscută, față de care eroarea medie pătratică este foarte aproape de 1, permite extinderea domeniului de apreciere valorică a rezultatelor.

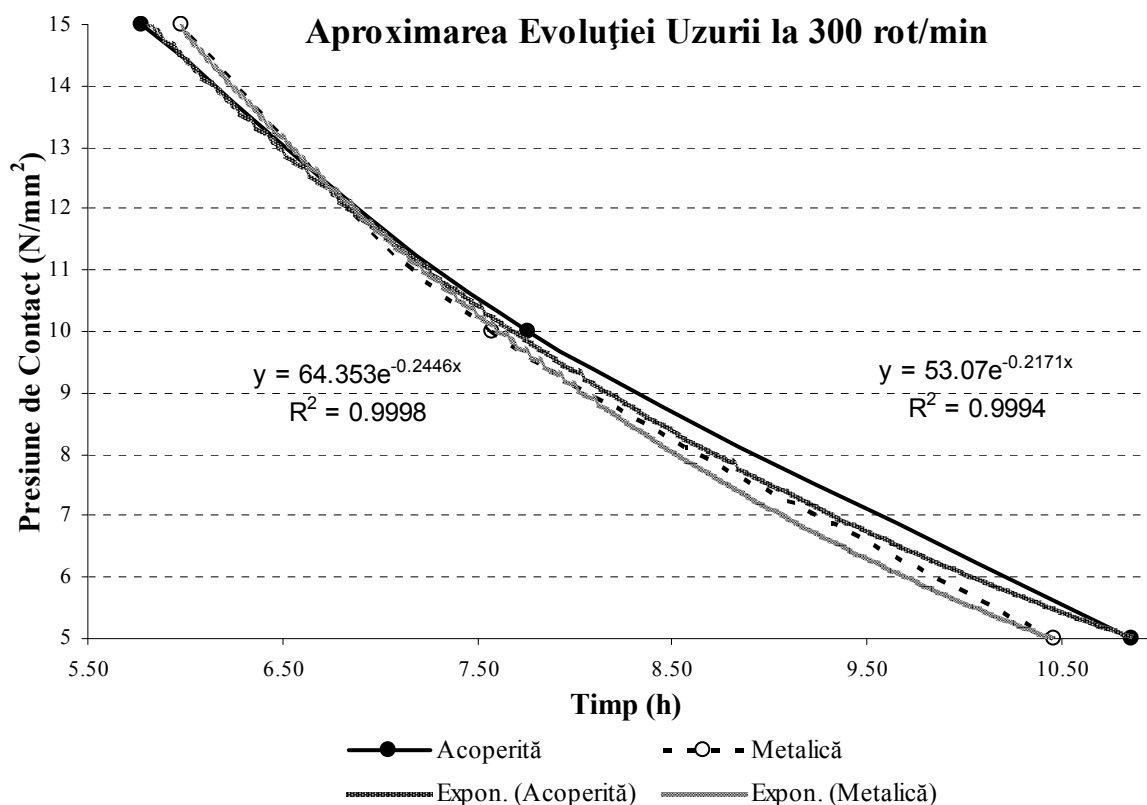


Figura 6.32 Aproximarea evoluției uzurii, prin interpolarea unei curbe de funcție cunoscută

Pentru cazul caracteristicilor din figura 6.32, evoluția a fost apreciată ca fiind exponențială și s-au indicat, tot în figură, valorile constantelor caracteristice unei funcții exponențiale de o asemenea evoluție.

6.5 Determinarea factorului de influență a temperaturii, Z_T

Corelarea solicitării de contact a flancurilor dinților, prin introducerea unui factor care să țină seama de temperatura acumulată în zona de contact, reprezintă o importantă contribuție asupra modelării fenomenologice a solicitării de contact în cazul materialelor plastice sau polimerice, care prezintă modificări importante ale valorilor parametrilor fizico-mecanici de rezistență și tribologici, în raport cu modificarea temperaturii.

Valorile presiunii de contact determinate experimental (σ_c), ca fiind presiunea maximă de contact (p_M), se atribuie tensiunii limită de bază (σ_{Hlimb}), corespunzător ipotezelor folosite în

experimente, referitoare la timpul de uzare sau numărul de cicluri efective (N_{HE}), regimul de lucru K_A , turație n , căreia-i corespunde viteza periferică, regimul de lubrifiere, tipul de contact acoperit.

Prin corelarea solicitărilor de contact, necesară și limită, după aprecierea factorului de temperatură Z_T , în condițiile contactului acoperit, se poate determina și influența factorului raportului de duritate a flancurilor, prin considerarea tipului de contact mixt.

Tensiunea de contact necesară (σ_H), a fost determinată cu relația 2.19, utilizând factorii aferenți, prezentați la capitolul 2.

Tabelul 6. 8 Corelarea valorilor solicitării de contact, prin interpunerea factorului de influență a temperaturii, Z_T .

Regim de Lubr.	n (rot/min)	F_{th} (N)	K_V	Z_T	Z_N	Z_L	Z_V	σ_{Hlim} (N/mm ²)	S_{Hp}	σ_H (N/mm ²)	σ_{HP} (N/mm ²)
Uscat	300	66	1.025	1.35	1.05	1	0.91	4.78	1.15	4.15	4.15
		186.5	1.025	1.91	1.05	1	0.91	9.56	1.15	8.30	8.31
		323	1.025	2.48	1.05	1	0.91	14.33	1.15	12.44	12.46
	500	66	1.05	1.36	1.05	1	0.925	4.86	1.15	4.22	4.22
		186.5	1.05	1.93	1.05	1	0.925	9.71	1.15	8.44	8.45
		323	1.05	2.51	1.05	1	0.925	14.57	1.15	12.67	12.67
	700	66	1.06	1.36	1.05	1	0.93	4.88	1.15	4.24	4.25
		186.5	1.06	1.93	1.05	1	0.93	9.77	1.15	8.48	8.49
		323	1.06	2.51	1.05	1	0.93	14.65	1.15	12.73	12.74
One-Touch	300	66	1.025	1.79	1.1	1.1	0.91	5.31	1.15	4.60	4.61
		186.5	1.025	2.54	1.1	1.1	0.91	10.61	1.15	9.22	9.23
		323	1.025	3.3	1.1	1.1	0.91	15.92	1.15	13.82	13.84
	500	66	1.05	1.81	1.1	1.1	0.925	5.39	1.15	4.68	4.69
		186.5	1.05	2.56	1.1	1.1	0.925	10.79	1.15	9.37	9.38
		323	1.05	3.33	1.1	1.1	0.925	16.18	1.15	14.06	14.07
	700	66	1.06	1.81	1.1	1.1	0.93	5.42	1.15	4.71	4.71
		186.5	1.06	2.56	1.1	1.1	0.93	10.84	1.15	9.42	9.43
		323	1.06	3.33	1.1	1.1	0.93	16.27	1.15	14.12	14.14
Continuu	300	66	1.025	1.86	1.1	1.12	0.91	5.61	1.15	4.87	4.87
		186.5	1.025	2.63	1.1	1.12	0.91	11.21	1.15	9.74	9.75
		323	1.025	3.42	1.1	1.12	0.91	16.82	1.15	14.61	14.62
	500	66	1.05	1.87	1.1	1.12	0.925	5.70	1.15	4.94	4.95
		186.5	1.05	2.66	1.1	1.12	0.925	11.40	1.15	9.91	9.91
		323	1.05	3.45	1.1	1.12	0.925	17.09	1.15	14.85	14.86
	700	66	1.06	1.88	1.1	1.12	0.93	5.73	1.15	4.98	4.98
		186.5	1.06	2.66	1.1	1.12	0.93	11.46	1.15	9.96	9.96
		323	1.06	3.46	1.1	1.12	0.93	17.19	1.15	14.94	14.94

Astfel, s-au stabilit valorile factorilor care nu variază în condițiile de lucru considerate: $K_A = 1$, $K_{H\beta} = 1,154$, $K_{H\alpha} = 1$, $Z_H = 2,45$, $Z_E = 21,4$, $Z_\beta = 0,99$, $Z_\varepsilon = 0,89$. Acestea au fost determinate folosind relațiile de la capitolul 2 și graficele de evoluție din ISO 6336.

Factorul dinamic K_V și Z_V , care sunt dependenți de viteza periferică, au fost determinați conform valorilor acesteia, din graficele ISO 6336. Totodată, au fost stabilite valorile pentru factorul Z_N , funcție de numărul ciclurilor efective, în raport cu fiecare caz considerat.

Pentru cazul factorului de influență a lubrifierii (Z_L), corespunzător lubrifierii sărace, One - Touch, se consideră o valoare corelată în funcție de numărul de cicluri (N_{HE}), situată între valoarea stabilită în cazul lubrifierii continue și cel uscat, fără lubrifiere.

Valorile forței tangențiale (F_t), aferente presiunii de contact experimentale, sunt asumate cele din tabelul 6.8.

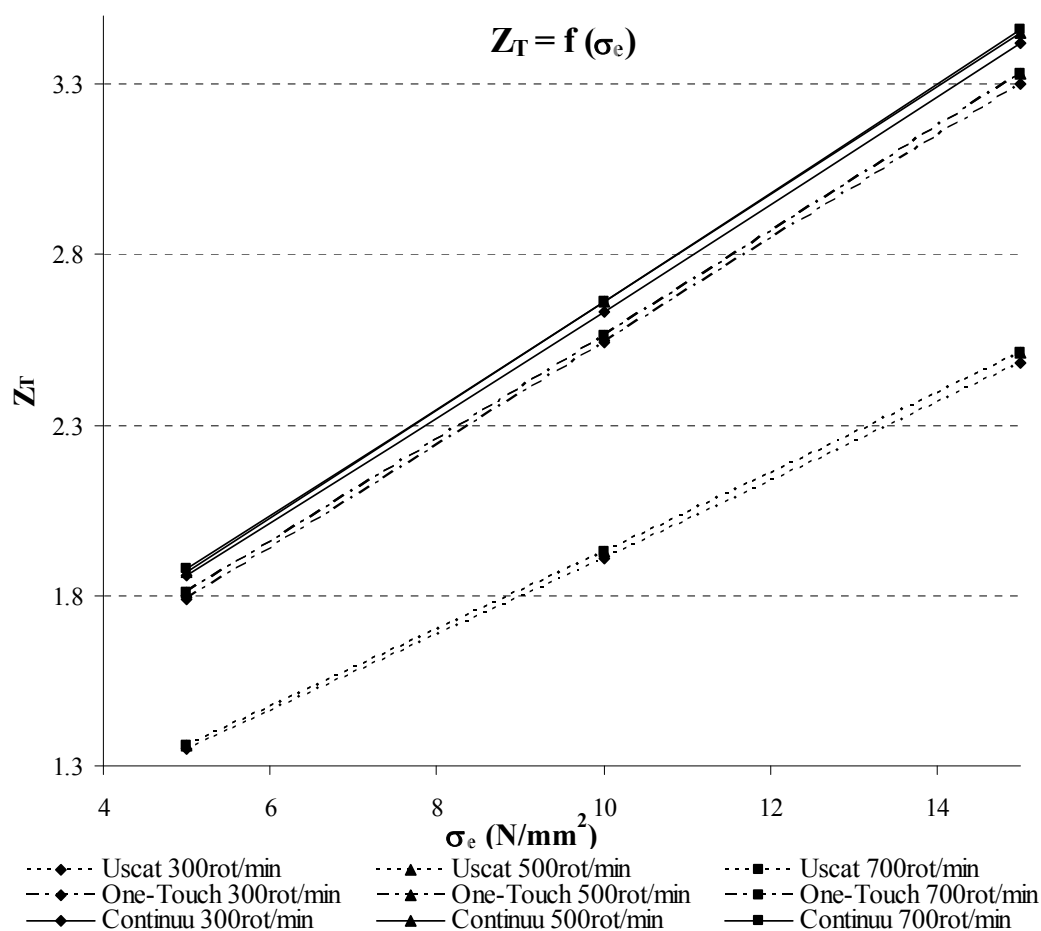


Figura 6.33 Factorul influenței temperaturii exprimat ca funcție de solicitarea de contact, turție și regimul de lubrifiere

Utilizând factorii de viteză, lubrifiere și număr al ciclurilor efective, din tabelele și caracteristicile specifice roților metalice, este determinată valoarea lui σ_{Hlim} , iar prin aplicarea factorului de siguranță S_{Hp} (relația 2.13), corespunzător unei funcționări normale, se determină valoarea lui σ_{HP} , care trebuie să fie mai mare decât cel necesar (σ_H) calculat.

Prin corelarea valorică a lui σ_{HP} cu cea a lui σ_H , a fost realizată o adaptare a valorilor lui σ_H , semnificativ mai mici, punându-se diferența pe seama influenței factorului temperaturii (Z_T), la cele aparținând lui σ_{HP} , pastrându-se dependența $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ și o diferență de maxim o sutime (0,01).

Prin urmare, Z_T crește valoarea lui σ_H , până la o valoare foarte apropiată de cea determinată experimental și supusă influenței condițiilor de funcționare.

Figura 6.33, scoate în evidență caracteristicile de evoluție ale factorului de temperatură, în funcție de valorile presiunii experimentale de contact, turațiile considerate în teste și regimurile de lubrifiere adoptate, cu particularitățile comportamentale aferente condițiilor de funcționare.

Se observă că, evoluțiile factorului de temperatură sunt grupate distinct, corespunzător regimului de lubrifiere și presiunii de contact, diferențierea aferentă variațiilor turației, este mult mai puțin sesizabilă și, ca urmare, relevantă valoric.

Caracteristicile se prezintă sub o formă aproximativ liniară, datorită unei plaje mici de variație a turației și a presiunilor de contact, care prezintă tot o variație relativ mică, considerate. Având în vedere comportamentul materialului fluoropolimeric, la solicitarea de contact, se consideră ca fiind relevante și importante informațiile valorice oferite de interpolarea factorului de influență a temperaturii.

Ținând cont de faptul că, odată cu înăsprirea condițiilor de funcționare, dictate de turații și presiuni de contact mari, factorul de temperatură contribuie la majorarea proporțională a valorii tensiunii de contact rezultate din calcul, pentru valori ale parametrilor caracteristici unor condiții diferite de cele considerate în lucrare, se consideră relevantă prelungirea caracteristicilor de evoluție. Însă, fără o determinare experimentală anterioară, nu se recomandă o prelungire mai mare de 50%, corespunzător celor două limite prezentate grafic în figura 6.33, respectiv valoric în tabelul 6.8.

Sunt prezentate expresiile analitice ale factorului de influență a temperaturii (Z_T), ca funcție de tensiunea de contact determinată experimental (σ_e), corespunzător celor trei regimuri de lubrifiere. S-a observat că, evoluțiile grafice ale factorului de influență a temperaturii, se constituie în grupuri distincte:

- regimul uscat

$$Z_T = 0,783 + 0,115 \cdot \sigma_e \quad (6.12)$$

- regimul de lubrifiere săracă, One - Touch

$$Z_T = 0,973 + 0,141 \cdot \sigma_e \quad (6.13)$$

- regimul de lubrifiere continuă

$$Z_T = 1,087 + 0,158 \cdot \sigma_e \quad (6.14)$$

Prin prezentarea factorului de influență a temperaturii (Z_T), sub formă analitică și grafică, se apreciază că acesta este pe deplin definit și utilizabil în aplicațiile ingineresti, care necesită utilizarea acestuia.

Valorile lui Z_T date în tabelul 6.8, caracteristicile din figura 6.33 și expresiile analitice 6.12 - 14, sunt corespunzătoare numărului de cicluri pentru fiecare tip de contact, regim de lubrifiere, presiune de contact și turație, specificat în tabelul 6.7. Dacă s-ar egala numărul ciclurilor pentru toate condițiile de testare, valorile lui Z_T în cazul regimului uscat, ar fi mult mai mari, iar în cazul regimului One - Touch, de câteva ori mai mari decât în cazul regimului continuu.

6.6 Concluzii și contribuții personale

Conform evaluărilor rezultatelor preliminare, relevate în capitolul 5, s-au stabilit noile condiții de testare. Astfel, considerându-se relevant comportamentul suprafețelor de contact, din punctul de vedere al numărului de cicluri de uzare, pentru valorile mai mici ale turației și presiunii de contact, acestea se stabilesc la 300, 500 și 700 rot/min, ca turație, și 5, 10 și 15 N/mm², ca presiune de contact.

S-a observat o creștere semnificativă a amplitudinii vitezei și accelerației vibrației, mai ales în imediata apropiere a armonicilor frecvențelor de angrenare, benzile laterale, cu creșteri, în funcție de natura contactului și regimul de funcționare, de peste 50%, față de valorile inițiale.

Metoda de evaluare a uzării în funcție de evoluția vibrațiilor, care o însoțesc, este o metodă total neinvazivă, și foarte importantă, mai ales pentru cazul când regimul de lucru presupune lubrifierea continuă, și deci, închiderea carcasei reductorului.

Ca urmare a testărilor, rezultă valori ale perioadei de uzare, corespunzătoare tuturor condițiilor și ipotezelor adoptate, și se consideră că fluoropolimerul considerat, Xylan 1052, prezintă proprietăți fizico-mecanice de contact bune, pentru tensiuni de contact scăzute și turații relativ mici.

S-a observat că, cea mai importantă pondere în scăderea rezistenței de contact, o are presiunea de contact, și aici ca și în cazul testării preliminare, comparativ cu viteza de alunecare, relativ la valorile acestora folosite în încercările experimentale.

Capacitatea de rezistență la contact, crește semnificativ prin simpla lubrifiere de la începutul testului, cazul lubrifierii continue, nediferențiindu-se foarte mult valoric.

Se poate concluziona, totodată, făcând o analogie între testele preliminariei și cele propriu-zise că, în corelație cu condițiile de testare, diferențele sunt foarte mici. Astfel că, o bună apreciere

asupra capacității de încărcare, se poate realiza prin metoda preliminară. Metoda preliminară, nu oferă, însă, posibilitatea creării unor condiții dinamice specifice angrenării reale.

Sunt oferite expresiile analitice și caracteristicile grafice de evoluție ale factorului de influență a temperaturii (Z_T), ca funcție de solicitarea de contact determinată experimental, pentru cele trei regimuri de lubrifiere. Regimurile de contact, au fost considerate edificatoare, datorită grupării grafice evidente a caracteristicilor evolutive ale lui Z_T .

Contribuții personale

Dispozitivul Roto-Oscilator, proiectat în capitolul 4, fost realizat constructiv și , apoi, au fost realizate optimizări tehnico-practice ale acestuia, în vederea îmbunătățirii calității funcțional-experimentale, în scopul creșterii acurateții și preciziei de testare experimentală a solicitării de contact.

Modul de evaluare a adâncimii de uzare, corespunzătoare valorilor adoptate pentru presiunea maximă de contact, este considerat în două etape, pentru a oferi o precizie mai mare măsurătorilor:

- fixarea fermă și sigură a pinionului și tasarea ciclică a stratului, exact în condițiile determinării adâncimii de uzare;
- determinarea valorică a adâncimii de uzare, sub acțiunea unei forțe care să creeze presiunea maximă stabilită.

S-a recurs la optimizarea funcțională tehnico-practică a dispozitivului Roto-Oscilator, care comportă câteva aspecte importante:

- lagărul de alunecare corespunzător flanșei motorului, s-a adoptat de tip radial-oscilant cu două rânduri de bile, pe considerentul preluării unor eventuale abateri axiale datorate unor erori de prelucrare a flanșelor.

- forța elastică, creată de arcul elicoidal de tracțiune, care produce cuplul rezistent, a fost considerată tangentă la segmentul de cerc, care descrie mișcare oscilatorie de la ieșirea din reductor, în punctul de minim al alungirii arcului. Acest fapt presupune că, la începutul mișcării toată forța arcului se va transforma în cuplu de rotație, iar pe măsură ce acesta se va alungi, o parte din forță se distribuie radial, diminuând, astfel, gradul de creștere al forței datorat alungirii.

- arcul de tracțiune folosit, a fost ales pentru a produce cuplul rezistent, acționând asupra unui braț cât mai scurt, un braț lung determinând o modificare mai mare a forței. Totodată, arcul a fost ales cu un diametru exterior cât mai mare și număr cât mai mare de spire, pentru ca modificarea forței în raport cu alungirea să fie cât mai mică. Alungirea maximă a arcului, corespunzătoare forței maxime necesare testelor, nu va fi mai mare de 60% din alungirea maximă permisă, considerație tehnică importantă pentru cazul solicitărilor multiple, la oboseală.

Corespunzător plajei de solicitare necesară pentru crearea cuplului rezistent, au fost folosite două arcuri de tracțiune, unul de maxim 100 N, fără forță inițială, iar celălalt de până la 500 N, având, însă, o forță inițială de 90 N.

Datorită formei de mișcare oscilatorii introduse de Roto-Oscilator, rezultă o variație sinusoidală a vitezei pe durata unui ciclu de angrenare, care face ca în limitele laterale ale unghiului de oscilație, să apară accelerații / decelerații semnificative, care ar da un caracter neverosimil rezultatelor încercărilor experimentale. Ca urmare, a fost adoptată ca zonă de evaluare a gradului de uzare, zona corespunzătoare mijlocului unghiului de oscilație și în imediata apropiere a acestuia, acolo unde viteza se menține aproape constantă pentru o scurtă perioadă de timp.

Pentru determinarea uzurii complete a materialului fluoropolimeric, au fost realizate teste, în urma cărora s-au stabilit frecvențele la care uzura este completă, în zonele considerate relevante.

Datele prelevate din încercările experimentale, au fost centralizate și structurate, astfel încât graficele rezultate să conducă la o evaluare corectă și multivariată a fenomenologiei solicitării de contact. Interpretarea rezultatelor a fost făcută, atât valoric, cât și evolutiv, prezentându-se aspectele cu caracter calitativ și cantitativ, precum și modul cauzal de implicare a acestora în comportamentul suprafeței fluoropolimerizate testate.

Pentru corelarea valorică a tensiunii de contact calculată prin intermediul factorului de influență a temperaturii (Z_T), propus în capitolul 2, se oferă familiile de curbe caracteristice și expresiile analitice. Acesta majorează valoarea tensiunii de contact necesare, corespunzător cu înăsprirea condițiilor de lucru, creșterea turației și a solicitării de contact, precum și a influenței lubrifierii, pentru cazul contactului acoperit.

Capitolul 7. Concluzii finale. Contribuții Personale. Perspective de cercetare.

Diseminarea rezultatelor

7.1 Concluzii finale

În această lucrare se prezintă într-o structură completă, abordarea conceptuală a capacității de încărcare a roților dințate cilindrice fluoropolimerizate. Ca urmare a lipsei informațiilor despre capacitatea de încărcare, a unei astfel de structuri hibride de roți dințate, teza oferă o structură algoritmică de testare a acestora, rezultate importante și interpretări relevante, precum și influența condițiilor și ipotezelor de lucru, asupra solicitării de contact. Lucrarea nu se constituie într-un mod unilateral de tratare a unui singur material, în speță Xylan 1052, ci o abordare largă cu structură modulară de testare și formulare a unor condiții complete și definitorii de cercetare științifică experimentală.

Începând cu o **analogie bibliografică** asupra materialelor din care sunt realizate roțile dințate, și caracteristicilor definitorii ale acestora în privința capacității de încărcare, **se abordează succesiv modalitățile de uzare a flancurilor dinților roților metalice sau din materiale plastice și compozite, ca urmare a solicitărilor de contact, variantele de diminuare a efectelor uzării și implicațiile tribologice.**

Datorită efectului important al temperaturii asupra solicitării de contact, în cazul materialelor plastice și polimerilor s-a propus o **corelare analitică a unei formule de calcul specifice roților dințate metalice, prin introducerea unui factor Z_T , care să reprezinte influența temperaturii asupra celorlalți parametri fizico-mecanici.**

Pentru o formulare cât mai corectă și adecvată a problematicii experimentale, s-a realizat o testare inițială, care să ofere informații asupra posibilităților și modalităților viitoare de cercetare. Cu această ocazie, au fost identificate zonele de manifestare accentuată a uzării, la ieșirea și intrarea dinților în angrenare, fapt care a permis concluzionarea implicării deosebite a vitezei de alunecare relativă.

Analiza numerică a fost structurată în două etape:

- **simulări de mișcare**, de unde s-au obținut parametrii cinetostatici forțe, momente și presiuni, care determină parametrii cinematici de formă a mișcării, și implică parametrii dinamici de viteză și accelerație;

- **simulări cu element finit**, pentru obținerea cu precizie a locului și modului de manifestare a solicitărilor maxime, exprimate ca tensiuni von Mises, și efectelor acestora, sub forma deplasărilor și alungirilor.

Pentru restrângerea plajelor valorice necesare cercetării experimentale, a fost proiectat un dispozitiv tribologic numit Ball - on - Disc, care să determine, într-o etapă preliminară, valori ale solicitării de contact și parametrilor implicați în ipotezele experimentale. Acesta permite realizarea cercetărilor experimentale asupra solicitării de contact în condiții variate și compensează diminuarea presiunii de contact, ca urmare a avansării uzurii, printr-o modificare continuă a forței de acționare. **Ca urmare a necesității importante de efectuare a mai multor teste pe o singură pereche de roți acoperite fluoropolimeric, a fost proiectat un dispozitiv care să ofere aceste facilități, numit Roto - Oscilator.** Acesta este un dispozitiv adaptabil, care se interpune între axul motorului de antrenare și axul de intrare în reductor, corespunzător pinionului, și se fixează cu ajutorul unor flanșe. Dispozitivul realizează rotirea parțială a pinionului, conform cu unghiul de oscilație ales, astfel încât, angrenarea să se rezume la suprafața unui flanc sau pe o porțiune a acestuia.

După proiectarea, realizarea și optimizarea celor două dispozitive experimentale, s-au realizat încercări considerându-se condiții și ipoteze de lucru pertinente, specifice structurii roților dințate hibride, modalității de contact și regimului de lubrifiere, pentru valori variate ale vitezelor relative, turațiilor și presiunilor de contact.

Testele preliminare realizate cu ajutorul dispozitivului Ball - on - Disc, au scos în evidență:

- **o uzare rapidă a suprafețelor acoperite**, în condițiile unor presiuni mari de contact 30 N/mm^2 și viteze de alunecare relativă mari de 1400 și 2100 mm/s, corespunzătoare turațiilor de 1000 și 1500 rot/min;
- **între tipurile de contact acoperit și mixt, diferențele sunt minime**, datorită unei concentrări mai mari a presiunii pe o suprafață mai mică de contact, pentru contactul mixt, și unei frecări mai mari între suprafețe, în cazul contactului acoperit;
- **regimul de funcționare cu lubrifiere One - Touch, prezintă un avantaj considerabil față de regimul uscat și un dezavantaj mult diminuat, față de cel cu lubrifiere continuă;**
- în condiții de presiune de contact și viteză relativă de alunecare, mari, **s-au determinat caracteristicile de evoluție a adâncimii de uzare în funcție de timp:**
 - o a fost observată **o formă de evoluție asemănătoare în toate cazurile**, putându-se, astfel, concluziona că aceasta este caracteristică modului de uzare a acestuia;

- **caracteristica se poate împărți în trei zone distincte:** prima zonă aparține modului de uzare inițială și este atribuită perioadei de rodaj, **cea de-a doua zonă este cea corespunzătoare funcționării normale, unde grosimea prezintă interes din punct de vedere al amortizării vibrațiilor**, iar celei de-a treia i se atribuie un caracter de risc, materialul se uzează rapid și prezintă o importanță mult diminuată pentru amortizarea vibrațiilor.
- un lucru foarte important îl constituie **formele de evoluție ale curbelor caracteristice**, realizate pentru cazurile evoluției **uzării în funcție de presiunea de contact sau viteza de alunecare relativă**, acestea **au un caracter exponențial, fapt care permite aprecierea valorică a perioadei de uzare, pentru cazurile de diminuare sau creștere a presiunii de contact sau vitezei de alunecare relativă.**

Ca urmare a testelor preliminare, pentru **testele realizate pe roțile dințate prin intermediul dispozitivului Roto - Oscilator**, se consideră oportună reducerea presiunii de contact, prin reconsiderarea treptelor de variație a presiunii de contact la 5, 10 și 15 N/mm², iar pentru turații se adoptă valorile de 300, 500 și 700 rot/min. Încercările experimentale efectuate au scos în evidență:

- **o tipologie evolutivă a perioadei de uzare**, conform corelării condițiilor și ipotezelor formulate, **comparabilă cu cea rezultată din experimentele realizate folosind dispozitivul tribologic Ball - on - Disc;**
- **în cazul presiunilor de contact și turațiilor mici, comportamentul la uzare al materialului fluoropolimeric, în regimul de lubrifiere săracă și continuă, este considerat ca fiind bun;**
- la fel ca și în cazul testării pe Ball - on - Disc, **curbele caracteristice realizate pentru cazurile evoluției uzării în funcție de presiunea de contact sau viteza de alunecare relativă, au un caracter apropiat de cel exponențial**, fapt care permite aprecierea valorică a perioadei de uzare, pentru cazurile de diminuare sau creștere a presiunii de contact sau vitezei de alunecare relativă.
- **au fost semnalate două tipuri distincte de manifestare a uzării**, sub forma unei pulberi de culoare neagră, care se detașează de suprafața flancurilor și se depune sub zona de angrenare, și a unor particule de dimensiuni mai mari, fragmente de culoare cărămidă, așezate în imediata apropiere a zonelor de contact:
- **pulberea de culoare neagră, se apreciază ca fiind rezultatul arderii complete a unor mici fragmente de pe suprafața flancului**, din cauza frecării, ea fiind mult mai evidentă în cazul funcționării în regim uscat, fără lubrifiere. Aceasta se depune sub zona de angrenare, pe fundul carcasei reductorului;
- **particulele de culoare cărămidă**, apar cu preponderență la funcționarea cu lubrifiere săracă, One - Touch, și mai puțin la cea continuă. Acestea **apar datorită unei exfolieri și**

temperaturi mari, a unor fragmente de material fluoropolimeric din suprafața flancului, care nu ajung însă la o valoare a temperaturii, la fel de mare ca în cazul regimului uscat. Fragmentele rămân atașate de flanc, în imediata apropiere a zonei de contact, fiind apreciat că au o influență benefică.

Se poate aprecia că, **valori ale capacității de încărcare, pentru solicitări de contact în regimuri de funcționare cu dinamică scăzută, se pot obține mai ușor și repede, cu ajutorul dispozitivului tribologic Ball - on - Disc, însă, pentru solicitări cu dinamică crescută, dispozitivul Roto - Oscilator oferă un avantaj semnificativ**, prin simpla apreciere a rezultatelor și aspectelor oferite de uzarea stratului fluoropolimeric din zonele adiacente centrului unghiului de oscilație:

- **porțiunii plasate între centrul unghiului de oscilație și limitele laterale**, acolo unde **viteza variază aproape liniar**, i se poate atribui un regim de lucru corespunzător și pot fi interpretate rezultatele în consecință;
- **porțiunea din imediata apropiere a limitelor unghiului de oscilație**, se poate atribui unor regimuri de lucru cu o **dinamică ridicată**, interpretarea făcându-se în acel sens.

Prin intermediul factorului de influență a temperaturii Z_T , a fost corelată valoarea tensiunii de contact necesare (σ_H) cu cea rezultată experimental (σ_e), pentru cazul contactului acoperit, ținându-se cont de toți ceilalți factori, considerați în condițiile specifice de testare. Valorile aferente factorului de temperatură, pot fi apreciate grafic și analitic, în funcție de σ_e .

7.2 Contribuții personale

În cazul roților dințate cu structură hibridă, fluoropolimerizate, a fost realizată **o sintetizare a materialului bibliografic aplicată pe fenomenologia și comportamentul solicitării de contact**. Au fost scoase în evidență, astfel, caracteristicile capacității de încărcare ale materialelor folosite în construcția roților dințate metalice și din plastic sau polimeri. Calitățile tribologice de contact ale materialelor, au o implicare deosebită, acestea fiind evidențiate prin factorii tribologici care influențează uzarea.

Analogia dintre modul analitic de tratare a solicitării de contact, în cazul materialelor metalice și a celor polimerice, a condus la **adoptarea unui model analitic de calcul al solicitării de contact, în cazul roților cu structură hibridă, prin introducerea unui factor de corelație dependent de temperatură**.

Printr-o testare inițială, au fost identificate zonele de manifestare accentuată a uzării, la ieșirea și intrarea dinților în angrenare.

Modelul de analiză numerică, a fost adaptat tipologiei roților dințate acoperite fluoropolimeric, care presupune aplicarea unui strat cu grosimea de doar câțiva zeci de micrometrii pe suprafața danturii unei roți de dimensiuni mult mai mari, prin crearea unei structuri de modelare și simulare organizată pe grupe de simulări parțiale. Pentru **studiul de mișcare, s-au considerat roțile în angrenare, iar pentru simulările cu element finit, s-au decupat porțiuni din flancurile omoloage ale dinților, în poziția de angrenare, solicitându-se static și dinamic, sub acțiunea unor forțe sau impunându-se deplasări, care să coincidă situațiilor reale.**

Au fost proiectate și dimensionate structural și rezistiv, două dispozitive experimentale, care să ofere posibilitatea unor încercări variate, puțin costisitoare, cu un grad de precizie ridicat și manipulare simplă:

- **primul dispozitiv proiectat, poartă numele de Ball - on - Disc**, reprezintă un dispozitiv tribologic derivat din Pin - on - Disc, care diferă de acesta prin structură și utilitate. Dispozitivul **oferă posibilitatea realizării unui număr mare de teste cu caracter preliminar**, folosind un disc acoperit cu materialul de testat, antrenat de un motor rotativ, **asupra materialului depus pe disc** se exercită o presiune prin intermediul unei sfere metalice rigide, bilă de rulment, aflată sub acțiunea unei forțe elastice create de un arc elicoidal de compresiune. Prin **fluoropolimerizarea bilei, se oferă posibilitatea testării contactului între două suprafețe acoperite**, iar prin aplatizarea unei porțiuni a bilei, se crează facilitatea formei de contact plane. **Dispozitivul a fost creat pentru a fi adaptabil, astfel că oferă posibilitatea unei modificări continue a forței de acțiune, chiar în timpul efectuării testelor;**
- **dispozitivul Roto - Oscilator, a fost proiectat pentru testarea propriu-zisă a roților dințate.** Acest dispozitiv, în principal, crește numărul de încercări experimentale pe aceeași pereche de roți dințate și oferă posibilitatea interpretării uzării în trei moduri dinamice distincte de funcționare, în cadrul aceluiaș test. În plus, testele se pot realiza în toate condițiile și sub toate ipotezele enunțate și în cazul dispozitivului Ball - on - Disc.

Adoptarea platformei de vibrații Brüel&Kjaer, pentru folosirea în completarea dispozitivului Roto - Oscilator, și **identificarea frecvențelor și valorilor amplitudinii vitezei și accelerației de vibrație**, corespunzătoare locului și modului de manifestare a uzurii, **determină un mod total neinvaziv și avantajos**, mai ales în cazul testelor în regim de lubrifiere continuă, **de evidențiere a uzării complete a materialului fluoropolimeric depus pe flancurile roților dințate.**

În practică, **temperatura de lucru poate avea o influență semnificativă asupra modului de lucru și perioadei de funcționare a echipamentelor. În acest sens a fost determinată**

influența temperaturii asupra depunerii fluoropolimerice, determinându-se variația perioadei de uzare a acestora pentru condiții relativ limită de temperatură.

Deosebit de relevantă se consideră și **corelarea tensiunii de contact necesare (σ_H), cu cea rezultată experimental (σ_e), prin intermediul factorului de influență a temperaturii (Z_T)**. Aceasta a fost realizată pentru cazul contactului acoperit, corespunzător cu ceilalți factori de influență, **determinându-se valorile lui Z_T în funcție de σ_e , atât grafic cât și prin expresiile analitice aferente**.

7.3 Perspective de cercetare

În primul rând se consideră relevantă testarea experimentală a altor tipuri de polimeri și compozite, cu coeficienți mai mici de frecare, chiar dacă presiunea de contact a acestora, este valoric mai scăzută.

O îmbunătățire a tehnologiei de aplicare a acoperirii, în cel puțin două direcții:

- aderența la suportul metalic, așa cum s-a observat în capitolul 5, stratul a cedat prin exfoliere, pe suprafețe semnificative;
- grosimea stratului depus prezintă variații relative semnificative, de la un reper la altul, precum și pe suprafața aceluiași reper.

Pentru cazul lubrifierii, se consideră relevantă testarea unor tipuri de lubrifianți sintetici, care să fie adaptați materialului de acoperire.

În regimul de lubrifiere One - Touch, lubrifiere săracă, o vaselină adaptată tipului de material aplicat, ar putea avea consecințe îmbucurătoare, în urma unei mai mari aderențe pe materialul fluoropolimeric.

Cele două tipuri semnalate de manifestare a uzurii, pulberea de culoare neagră, depusă sub zona de angrenare, și fragmentele de culoare cărămizie, așezate în imediata apropiere a zonelor de contact, pot influența procesul de uzare în mod diferit, putând avea o influență benefică sau nu, în funcție și de lubrifiere. Această influență poate fi, de asemenea, determinată prin cercetări experimentale viitoare.

Pentru încărcarea reductorului se poate folosi o metodă, care s-ar dovedi revoluționară, și anume un solenoid fix, cu miez mobil, care să creeze forța de rezistență. Astfel, câmpul magnetic ar putea fi modelat, pentru a se obține o acțiune sub diverse forme de evoluție, determinând curbe de evoluție complexe ale cuplului rezistent. Acest dispozitiv prezintă multiple și importante avantaje, el putând fi folosit, atât ca element de rezistență, cât și ca element motor.

Aplicarea unui strat fluoropolimeric inițial suplimentar, folosit la omogenizarea suprafeței flancului metalic, mai ales în cazul prelucrărilor cu clasă de precizie scăzută, VIII sau mai puțin, și în cazul tipului de contact mixt.

Considerând tasarea materialului depus, în perioada de rodare, care la polimeri este foarte scurtă în raport cu materialele metalice folosite în mod obișnuit la fabricarea roților dințate, se poate considera necesară aplicarea unui strat de omogenizare superficială.

Aceste straturi suplimentare recomandate, nu sunt menite diminuării nivelului de zgomot sau vibrații, care s-a apreciat ca optim pentru două straturi, ci doar pe considerente de capacitate de încărcare și, implicit, uzare.

Dispozitivul Roto - Oscilator, ar putea deveni foarte folositor pentru încercările la oboseală a piciorului dintelui roții dințate metalice, facilitând, ca și în cazul cercetării prezentate, un număr mult mai mare de încercări și o diminuare a duratei de testare, prin mărirea frecvenței de lucru, dacă se adaugă un element motor electromagnetic, de tipul celui sugerat mai sus.

7.4 Diseminarea rezultatelor cercetării

Pe parcursul desfășurării cercetărilor corespunzătoare prezentei tezei de doctorat, s-au elaborat următoarele materiale, publicate în cadrul unor reviste, conferințe naționale și internaționale de profil:

1. **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Korka Z., *New Research stand design for the testing of Xylan 1052 Coated helical gears performed by software simulation*, Robotica & Management, vol 18, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2013 (indexată BDI)
2. **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Korka Z., Tufoi M., *Lubrication influence on Wear Evolution of Xylan 1052 Coated Disk Tested at Various Rotational Speed and High Contact Stress*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula de Inginerie, anul XX, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2013 (indexată BDI)
3. **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Gillich R. G., Tufoi M., *Researches on Wear Evolution of Xylan 1052 Two-Layer Coating Under Hard Working Loads or Different Rotational Speeds*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula de Inginerie, anul XX, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2013 (indexată BDI)
4. Hațiegan C., Tufoi M., Răduca E., Protocsil C., **Mitulețu I. C.**, *Modal Analysis Through Solidworks Software Of Clamped Thin Plates With Damages*, Constanta Maritime University Annals, Anul XIV, Volum 19, ISSN: 1582-3601, 2013 (indexată BDI)

5. **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Gillich R. G., Amariei D., Tufoi M., *Researches Regarding Determination of Sliding Velocity Between Two Xylan 1052-Coated Homologous Flanks at Helical Gear Wheels*, Proceedings of the 1st International Conference on Circuits, Systems, Communications, Computers and Applications (CSCCA '12), Latest Advances in Information Science, Circuits and Systems, "G. Enescu" University, Iași, Romania, June 13-15, ISSN 1790-5109, ISBN 978-1-61804-099-2, 2012 (indexată BDI)
6. Tuță I. A., Vela I., Tufoi M., Miloș O., **Mitulețu I. C.**, *Consideration about Optimized Functionality of Natural Gas Regulator Type RTG25 by Changing its Internal Command Membrane*, International Conference on Environment, Economics, Energy, Devices, Systems, Communications, Computers, Mathematics, Drobeta Turnu Severin, 2012 (indexată BDI)
7. **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Cărmădaru V. D., *Load Torque and Speed Rotation Influence on the Vibration and the Noise of One Step Helical Gear Equipped with Teflonized Cylindrical Toothed Wheels*, Robotica & Management, vol 16, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2011 (indexată B+)
8. Bizău V. I., Vela I., Miloș O., Vișan A., **Mitulețu I. C.**, *Functional Simulation of Harmonic Drive with S.M.A. Wave Generator*, 7th WSEAS International Conference on Dynamical Systems and Control (CONTROL '11) Iasi, Romania, July 1-3, 2011 (indexată BDI)
9. **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Cărmădaru V. D., Bizău V. I., *Accomplishment of a Load Capacity Test-Stand for the Xylan 1052-layers Testing*, Analele Universității "Eftimie Murgu" Reșița, Fascicola de Inginerie, anul XVIII, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2011 (indexată B+)
10. Tufoi M., Vela I., Marta C., Amariei D., Tuță I. A., **Mitulețu I. C.**, *Optimization of Withdrawing Cylinder at Vertical Continuous Casting of Steel Using CAD and CAE*, INTERNATIONAL JOURNAL of MECHANICS, Issue 1, Volume 5, ISSN: 1998-4448, 2011 (indexată BDI)
11. Ruja I., Augustinov L., **Mitulețu I. C.**, *Study Regarding the Identification of the Induction Motor*, Analele Universității "Eftimie Murgu" Reșița, Fascicola de Inginerie, anul XVIII, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2011 (indexată B+)
12. **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Tufoi M., Amariei D., *Mathematical Model for the Contact Stress Calculation of Fluoropolymerized Toothed Wheels*, Analele Universității "Eftimie Murgu" Reșița, Fascicola de Inginerie, anul XVII, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2010 (indexată B+)
13. Amariei D., Micloșină C., Vela I., **Mitulețu I. C.**, Vela D., *Researches about Parameters Stabilization for Long-time Functionality of Shape Memory Alloy Active Elements*, 3rd WSEAS

International Conference on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology (EMESEG '10) International Conference on Geography and Geology 2010 (WORLDGEO '10) Corfu Island, Greece, July 22-24, 2010 (indexată ISI)

14. Amariei D., Gillich G. R., Vela I., Negru I., **Mitulețu I. C.**, *Researches about Structures Exposed to Vibrations Reinforced with Shape Memory Alloy Bracings*, 3rd WSEAS International Conference on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology (EMESEG '10) International Conference on Geography and Geology 2010 (WORLDGEO '10) Corfu Island, Greece, July 22-24, 2010 (indexată ISI)

15. Tufoi M., Vela I., Marta C., Suciu L., Tuță I. A., **Mitulețu I. C.**, *Comparative Study of Contact Stresses and Strains at Horizontal and Vertical Continuous Casting Using Conventional and Innovative Methods of Withdrawing Profiles*, 3rd WSEAS International Conference on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology (EMESEG '10) International Conference on Geography and Geology 2010 (WORLDGEO '10) Corfu Island, Greece, July 22-24, 2010 (indexată ISI)

16. Hațiegan C., Gillich G. R., **Mitulețu I. C.**, Suciu L., Bizău V. I., Nedeloni M. D., Cablea A., *Generalized calculus of lamb waves dispersion curves in multi-layered planar structures*, Conferința Internațională de Fizică, „TIM - 10”, Universitatea de Vest Timișoara, Facultatea de Fizică, 2010

17. **Mitulețu I. C.**, Vela I., Lindenmeier S., Barie D., *Investigation of detection circuits for fast level detection within a SDARS diversity system*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula de Inginerie, anul XV, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2008 (indexată B+)

18. **Mitulețu I. C.**, Răduca E., *Studii pentru Îmbunătățirea Performanțelor Etajului Final Linii la Receptoarele TV*, Sesiune de Comunicari Științifice Studentești - „35 de Ani de Învățământ Superior Hunedorean”, Secțiunea T1: Electrotehnica, Electronica, Automatizări și Informatica, Hunedoara 20-21 Mai, 2005

Bibliografie

- [1] AGMA 2001- C95, *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, 2001
- [2] Alexandru C., *Modelarea și Prototiparea Virtuală a Mecanismelor pe Baza Softurilor Performante Tip MBS*, Annals Of The Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, 2006
- [3] Amariei D., Gillich G. R., Vela I., Negru I., **Mitulețu I. C.**, *Researches about Structures Exposed to Vibrations Reinforced with Shape Memory Alloy Bracings*, 3rd WSEAS International Conference on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology (EMESEG '10) International Conference on Geography and Geology 2010 (WORLDGEO '10) Corfu Island, Greece, July 22-24, 2010
- [4] Amariei D., Micloșină C., Vela I., **Mitulețu I. C.**, Vela D., *Researches about Parameters Stabilization for Long-time Functionality of Shape Memory Alloy Active Elements*, 3rd WSEAS International Conference on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology (EMESEG '10) International Conference on Geography and Geology 2010 (WORLDGEO '10) Corfu Island, Greece, July 22-24, 2010
- [5] Andrei L., Andrei G., Epureanu Al., Oancea N., Walton D., *Numerical simulation and generation of curved face width gears*, 20th International Danube Adria Association for Automation and Manufacturing Symposium, Int. J. Machine Tools Manufact., 2002
- [6] Andrei L., Walton D., Andrei G., Mereuță E., *Influence of a Non-Standard Geometry of Plastic Gear on Sliding Velocities*, The Annals of University “Dunărea de Jos “ of Galați, Fascicle VIII, Tribology, ISSN 1221-4590, 2004
- [7] Andrei L., *Sinteza, Analiza și Prelucrarea Unor Noi Angrenaje Nestandardizate din Nanocompozite Polimerice* - Grant, Raport de Cercetare, Universitatea Dunărea de Jos din Galați, Revista de Politica Științei și Scientometrie, Numar Special, ISSN 1582-1218, 2005
- [8] Arafă M. H., Megahed M. M., *Evaluation of Spur Gear Mesh Compliance Using the Finite Element Method*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1999 213: 569, DOI: 10.1243/0954406991522509, 2011
- [9] Ashwini J., Vijay K. K., *Effect on Strength of Involute Spur Gear by Changing the Fillet Radius Using FEA*, International Journal Of Scientific & Engineering Research Volume 2, Issue 9, ISSN 2229-5518, September-2011

- [10] Atanasiu V., Leohchi D., *On the Tooth Contact Loads Under Dynamic Conditions in Spur Gear Transmissions*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [11] Baker A., Callus P.J., Georgiadis S., Falzon P.J., Dutton E., Leong K. H., *Composites, Part A*, 33, 2002
- [12] Bergström J. S, Hilbert Jr. L.B., *A Constitutive Model for Predicting the Large Deformation Thermomechanical Behavior of Fluoropolymers*, Mechanics of Materials, 37, pag. 899-913, 2005
- [13] Benvenuti E., Tralli A., *Simulation of Finite-Width Process Zone in Concrete-Like Materials by Means of a Regularized Extended Finite Element Model*, Comput Mech 50:479-497, 2012
- [14] Bizău V. I., Vela I., Miloș O., Vișan A., **Mitulețu I. C.**, *Functional Simulation of Harmonic Drive with S.M.A. Wave Generator*, 7th WSEAS International Conference on Dynamical Systems and Control (CONTROL '11) Iasi, Romania, July 1-3, 2011
- [15] Bîrleanu C., Sucală F., *Tribology - New Scientific Aspects and Challenges*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [16] Bojan Ș., Sucal F., Căzilă A., Bîrleanu C., *The Gearing Of Head Cutter Holder With Cylindrical Wheel With Curve Teeth*, Universitatea Transilvania din Brașov, Catedra Design de Produs și Robotică, Simpozionul național cu participare internațională, PROiectarea ASIstată de Calculator, P R A S I C ' 02, Vol. II - Organe de mașini. Transmisii mecanice, 7-8 Noiembrie, Brașov, România, ISBN 973-635-075-4, 2002
- [17] Bojan Ș., Tătaru O., Bîrleanu C., Antal T., *The Equation of the Teeth Flanks Surfaces of the Curved Spur Wheels Determination*, Universitatea Transilvania din Brașov, Catedra Design de Produs și Robotică, Simpozionul național cu participare internațională, PROiectarea ASIstată de Calculator, P R A S I C ' 02, Vol. II - Organe de mașini. Transmisii mecanice, 7-8 Noiembrie, Brașov, România, ISBN 973-635-075-4, 2002
- [18] Botelho E. C. , Rezende M. C. , Mayer S. , Voorwald H., *Journal of Materials Science*, 43, nr. 9, 2008
- [19] Bratu P., *Analiza Structurilor Elastice. Comportarea la Acțiuni Statice și Dinamice*, Ed. Impuls, București, 2011
- [20] Brândușan L., Batin G., Mureșan R., *Studii Asupra Procesului de Rupere a Materialelor Sinterizate*, Buletinul Institutului Politehnic Din Iași, Published By „Gheorghe

Asachi” Technical University Of Iasi, Editura POLITEHNIUM, Tomul LVII (LXI), Fasc. 3, 2011

[21] Bute M. K., *Influence of Lubricants on the Performance of Gears*, 5th International Meeting of the Carpathian Region Specialists in the Field Of Gears, The North University of Baia Mare, 2004

[22] Butilă E. V., Jula A., *CAD System to Design Gears Subsystem of Mechanical Transmission*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007

[23] Cammarata R.C., *Stresses in Thin Films, Surface Modification and Mechanisms*, Marcel Decker, New York, USA, pag. 17-29, 2004

[24] Cananau S., *3D Contact Stress Analysis For Spur Gears*, University “Politehnica” of Bucharest, Romania, pag. 349-351, 24-25 September 2003

[25] Castellanos-Gomez A., *Elastic Properties of Freely Suspended MoS₂ Nanosheets*, *Advanced Materials*, vol. 24, issue 6, pag. 772-775, 2012

[26] Cărămădaru V. D., “*Cercetari Privind Comportamentul Angrenajelor cu Roți Dințate Teflonate*”, Teza de Doctorat, Universitatea “Eftimie Murgu” Resita, Facultatea de Mecanică și Ingineria Materialelor, 2012

[27] Chanda M., Roy S.K., *Plastics Technology Handbook*, 4th Edition, CRC Press, Taylor & Francis Group, New York, 2006

[28] Changming Z., Hui Z., *Straight-tooth Bevel Gear Parametric Design and Rapid Prototype Manufacturing*, Shaanxi University of Technology, Hanzhong City, China, pag. 480-483, 2010

[29] Chira D., Radu Gh., Măries E., *Influence of the Grind Percentage on Mechanical Properties of Some Polymers used in the Automotive Industry, by Determining Mechanical Resistances*, *Materiale Plastice*, 49 No. 3 2012

[30] Chira F., Bănică M., *A Design Method for the Transmissions With Asymmetrical Spur Gears*, 7th International Multidisciplinary Conference Baia Mare, Romania, May 17-18, ISSN-1224-3264, 2007

[31] Chișu E., Moldovean Gh., Velicu D., *Consideratii Privind Influenta Geometriei Danturii Cilindrice Drepte Asupra Tensiunii de Contact*, Universitatea Transilvania din Brașov, Catedra Design de Prods și Robotică, Simpozionul național cu participare internațională, PROiectarea ASIstată de Calculator, P R A S I C ' 02, Vol. II - Organe de mașini. Transmisii mecanice, 7-8 Noiembrie, Brașov, România, ISBN 973-635-075-4, 2002

- [32] Choi S., Park S., Stubbs N., *Nondestructive Damage Detection in Structures Using Changes in Compliance*, International Journal of Solids and Structures 424494-4513, 2005
- [33] Chow C.L., Wang J., *A finite Element Analysis of Continuum Damage Mechanics for Ductile Fracture*, International Journal of Fracture 38, 3-16, 1988
- [34] Christos A., Spitas V., Spitas A., *Generating Interchangeable 200 Spur Gear Sets with Circular Fillets to Increase Load Carry-ing Capacity*, International Conference on Gears, Vol. I, VDI -Verlag, Dusseldorf, Germany, pag. 927-941, July/August-2006
- [35] Cicone T., *Gear Terminology*, Machine Elements & Mechanisms, 2004 - 2005
- [36] Ciobanu C, Koncsag C.I., *Compozite si Nanocompozite Polimerice*, Ed. Pim, Iasi, 2007
- [37] Ciocîrlea-Vasilescu A., Constantin M., *Organe de Mașini și Mecanisme*, Editura AII Educațional, București, 2002
- [38] Ciocîrlea-Vasilescu A., Constantin M., *Mecanică Aplicată*, Editura Cvasidocumentația PROSER&Printech, București, 2005
- [39] Constantin M., Ciocîrlea-Vasilescu A., *Asamblări și Transmisii Mecanice*, Editura Cvasidocumentația PROSER&Printech, București, 2007
- [40] Constantin V., *Montaje Hidrostatice - Calitatea Asamblării*, Ed. Fundației Univ. Dunărea de Jos Galați, 2004
- [41] Constantin V., Palade V., *Organe De Mașini și Mecanisme*, Vol. I, Editura Fundației Universitare, „Dunărea de Jos” Galați, ISBN 973-627-164-1, 2004
- [42] Constantin V., Palade V., *Organe De Mașini Și Mecanisme*, Transmisii Mecanice, Vol. II, Editura Fundației Universitare, „Dunărea de Jos” Galați, ISBN 973-627-164-1, 2005
- [43] Dascălu D., *New Aspects of Pitting Phenomenon at the Antifriction Alloys*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [44] Davoli, P., Gorla, C. *Meshing Conditions of Loaded Plastic Gears: Numerical Analysis and Experimental Tests*, Berichte no. 1230, 1996
- [45] Deleanu L., RâpăM., *Elemente de Tribologie*, Univ. din Galați, 2005
- [46] Deleanu L., Andrei G., Maftai L., Georgescu C., Cantaragiu, A., *Journal of the Balkan Tribological Association*, 17, nr. 3, 2011
- [47] Demas N. G., *Tribology of Carbon Dioxide Including Instrumentation for Testing at Extreme Pressures and Characterization of Advanced Protective Tribological Materials*, ProQuest, 2008

- [48] DIN 3990, *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnräder*, Teil 1-5, Deutscher Normenausschuss Köln
- [49] Dobre G., Mirică R. F., *On the Internal Excitations of the Spur and Helical Gears and the Active Protection Measures*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [50] Eberst O., Pop S., Kalacska G., *Posibilități de Utilizare a Materialelor Plastice Performante la Transmisii Mecanice cu Angrenaje*, North University of Baia Mare, Scientific Buletin, Series C, Faculty of Engineering Fascicle Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology, Volume: XVI, Part: 1, 1224-3264, 2002
- [51] Eberst O., Keresztes R., Pop S., *Investigation of Tribological Properties of Engineering Plastics in Gear Transmissions*, 5th International Meeting of the Carpathian Region Specialists in the Field Of Gears, The North University of Baia Mare, 2004
- [52] Eberst O., Pop S., Kalácska G., Keresztes R., Zsidai L., Szie G., DeBaets P., *Abrasive Wear of Engineering Polymer Gears*, 6th International Multidisciplinary Conference, The North University of Baia Mare, 2005
- [53] Eberst O. P., Keresztes R., Pop E. A., Pop S., *Experimental Research About Toothed Gears Made of Plastic Materials Under Adhesive And Abrasive Conditions*, The International Conference of the Carpathian Euro-Region Specialists in Industrial Systems 6th Edition, The North University of Baia Mare, 2006
- [54] Elshafey A. A., Marzouk H., Haddara M. R., *Experimental Damage Identification Using Modified Mode Shape Difference*, J. Marine Sci. Appl. 10: 150-155, DOI: 10.1007/s11804-011-1054-5, 2011
- [55] Faulstich De Paiva J. M., Mayer S., Rezende M. C., *Materials Research*, 8, nr. 1, 2005
- [56] Faulstich De Paiva J. M., Mayer S., Rezende M. C., *Materials Research*, 9, nr. 1, 2006
- [57] Feng G. Q., Li G., Liu Z. H., Niu H. L., Li F. C., *Numerically Simulating the Sandwich Plate System Structures*, J. Marine Sci. Appl. 9: 286-291, 2010
- [58] Feng X., *Analysis of Field of Stress and Displacement in Process of Meshing Gears*, International Journal of Digital Content Technology and its Applications. Volume 5, Number 6, June 2011
- [59] Ferreira A.J.M., Fasshauer G.E., Batra R.C., Rodrigues J.D., *Static Deformations and Vibration Analysis of Composite and Sandwich Plates Using a Layerwise Theory and RBF-PS Discretizations with Optimal Shape Parameter*, Composite Structures, 86, 328-343, 2008

- [60] Fetecău C., *Injectarea Maselor Plastice*, Curs, Universitatea “Dunărea de Jos”, Galați, 2008
- [61] Filipoiu I. D., Tudor A., *Proiectarea Transmisiilor Mecanice*, Editura BREN, București, ISBN 973-8143-26-8, 2001, 2002, 2004, 2005, 2006
- [62] Florea R. M., Carcea I., *Materiale compozite—sinteză*, Buletinul Institutului Politehnic Din Iași, Published By „Gheorghe Asachi” Technical University Of Iasi, Editura POLITEHNIUM, Tomul LVII (LXI), Fasc. 1, 2011
- [63] Gafițanu M., Bostan I., Racoccea C., Dulgheru V., Hagi Gh., Jula A., Chișu E., Moldovean Gh., *Organe de Mașini*, vol.II., București, Editura Tehnică, 2002
- [64] Ghimiși Ș., Gîrniceanu Gh., *Experimental Investigation 10 of the Fretting Phenomenon-Dependence of Numbers Cycles*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [65] Ghita E., Gillich G. R., Bordeasu I., Voda M., Troi C., “*Aspecte ale comportarii polimerilor la sollicitari de tractiune*”, Revista Materiale Plastice, 44 (2), pag. 158-162, 2007
- [66] Gillich G. R., *Dinamica Mașinilor-Vibrații*, Ed. AGIR, București, 2006
- [67] Gillich G. R., Samoilescu Gh., Berinde F., *Experimental Determination of the Rubber Dynamic Rigidity and Elasticity Module by Time-Frequency Measurements*, Materiale Plastice, Vol. 44, No. 1, pag. 18-21, 2007
- [68] Glema A., Lodygowski T., Sumelka W., *The Numerical Analysis of the Intrinsic Anisotropic Microdamage Evolution in Elasto-Viscoplastic Solids*, International Journal of Damage Mechanics, 10.1177/1056789508097543, 2009
- [69] Gold P.W., *Basics of Tribology*, Institut fur Maschinenelemente der RWTH, Aachen, 2002
- [70] Grigorenko Ya. M., Shevchenko Yu. N., Vasilenko A. T., et al., *Numerical Methods*, A.S.K., Kiev, 2002
- [71] Gupta B., Choubey A., Varde G. V., *Contact Stress Analysis of Spur Gear*, International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT) Vol. 1 Issue 4, June, ISSN: 2278-0181, 2012
- [72] Hadar A., Bordeasu I., Mitelea I., Vlasceanu D., *Validarea Experimentală a Unui Model Teoretic Folosit în Calculul de Rezistență al Structurilor Realizate din Materiale Compozite*, Mat. Plast, 43, 1, 2006
- [73] Hassan A. R., *Contact Stress Analysis of Spur Gear Teeth Pair*, World Academy of Science, Engineering and Technology 58, pag. 611-616, 2009

- [74] Hațiegan C., Suci L., *Fizică Tehnologică. Teorie și Aplicații*, Editura Eftimie Murgu, Reșița, ISBN 978-973-1906-77-5, 2010
- [75] Hațiegan C., Gillich G. R., **Mitulețu I. C.**, Suci L., Bizău V. I., Nedeloni M. D., Cablea A., *Generalized calculus of lamb waves dispersion curves in multi-layered planar structures*, Conferința Internațională de Fizică, „TIM - 10”, Universitatea de Vest Timișoara, Facultatea de Fizică, 2010
- [76] Hațiegan C., Tufoi M., Răduca E., Protocsil C., **Mitulețu I. C.**, *Modal Analysis Through Solidworks Software Of Clamped Thin Plates With Damages*, Constanta Maritime University Annals, Anul XIV, Volum 19, ISSN: 1582-3601, pag. 121-124, 2013
- [77] Herscovici S., *Increased Fatigue Life and Power Density with Megagears and Unimegears*, Technical Awareness Seminar, 16-17 Nov., 2006
- [78] Holmberg K., Ronkainen H., Laukkanen A., Wallin K., Hogmark S., Jacobson S., Wiklund U., Souza R. M., Ståhler P., *Residual Stresses in TiN, DLC and MoS₂ Coated Surfaces with Regard to Their Tribological Fracture Behaviour*, Elsevier, Wear 267, pag. 2142-2156, 2009
- [79] Ianus G., Olaru D., Lorenz P., *Applications of Analytical Models for Adhesion in the Micro-Rolling Linear Systems*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [80] ISO 6336, *Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears*, part 1-5, 1996
- [81] Jacques N., Czarnota C., Mercier S., Molinari A. , *A Micromechanical Constitutive Model for Dynamic Damage and Fracture of Ductile Materials*, Int J Fract 162:159-175, DOI 10.1007/s10704-009-9436-2, 2010
- [82] Jiang J.T., Zhen L., Xu C.Y., Shao W.Z., *Surface and Coatings Technology*, 201, pag.6059, 2007
- [83] Jula A., Chișu E., Lates M.-T., *Organe de Mașini*, Editura Universității Transilvania, Brașov, ISBN 978-973-635-218-8, 2004
- [84] Jula A., Chișu E., Lates M.-T., *Organe de Mașini și Transmisii Mecanice*, Editura Universității Transilvania, Brașov, ISBN 978-973-635-444-1, 2005
- [85] Kahraman A., Houser D. R., Xu H., *Development of a Generalized Mechanical Efficiency Prediction Methodology for Gear Pairs*, Year 1 Progress Report, The Ohio State University Department of Mechanical Engineering, AGMA Foundation, October 15, 2005
- [86] Kalácska G., Keresztes R., Zsidai L., DeBaets P., *Friction Research of Polymer Gears*, The International Conference of the Carpathian Euro-Region Specialists in Industrial Systems 6th Edition, The North University of Baia Mare, 2006

- [87] Kapelevich A. L., Shekhtman Z. V., *Direct Gear Design: Bending Stress Minimization*, Gear Technology, September/October 2003
- [88] Kim J., Shioya M., Kobayashi H., Kaneko J., Kido M., *Composites Science and Technology*, 64, 2004
- [89] Kissling U., *Festigkeitsberechnung von Stirnräder- Unterschiede zwischen ISO 6336, DIN 3990 und AGMA 2001*, Der Konstrukteur, Nr. 1/ 2, 2000
- [90] Koilraj M., Muthuveerappan G., Pattabiraman J., *An Im-provement in Gear Teeth Methodology Using Finite Element Me-thod*, IE Journal MC, Vol.88, Octomber-2007
- [91] Korka Z., *Norme și Standarde de Calcul de Rezistență a Transmisiilor cu Roți Dințate*, Tehnică și Tehnologie, Nr. 3, 2008
- [92] Korka Z., Vela I., “*Design and Execution of a Test Rig for Studying the Vibrations of a Gearbox*”, Analele Universitatii “ Eftimie Murgu”, Nr.1, pag. 134-140, 2008
- [93] Korka Z. I., “*Cercetari privind reducerea vibratiilor in functionarea reductoarelor cu roti dintate cilindrice*”, Teza de Doctorat, Universitatea “Eftimie Murgu” Resita, Facultatea de Inginerie, 2009
- [94] Boncheol K., Youngdo P., Chiun S., Ypungchul H., Junghoon P., Yujin H., Jungeun L., Jaekeun L., Hyeongseok K., Sungyoung A., Soo H. K., *Comparison of Tribological Characteristics Between Aluminum Alloys and Polytetrafluoroethylene Composites Journal Bearings Under Mineral Oil Lubrication*, Springer, Journal of Mechanical Science and Technology 24 (8), pag. 1631-1635, 2010
- [95] Kwon I. K., Kidoaki S., Matsuda T., *Electrospun Nano- to Microfiber Fabrics Made of Biodegradable Copolyesters: Structural Characteristics, Mechanical Properties and cell Adhesion Potential*, Elsevier, Biomaterials, Vol. 26, Issue 18, pag. 3929-3939, 2005
- [96] Le Blanc J., *Filled Polymers*, Science and Industrial Applications, CRC Press, New York, 2010
- [97] Lee S.H., Nakayama K., Cho H. H., *Fibers and Polymers*, 9, nr. 6, 2008
- [98] Liloiu R. I., Gălușcă D. G., *Comportamentul Dimensional sub Solicitare Termică a unor Composite Polimerice*, Buletinul Institutului Politehnic Din Iasi, Published By „Gheorghe Asachi” Technical University Of Iași, Editura POLITEHNIUM, Tomul LVII (LXI), Fasc. 2, 2011
- [99] Lin Z., Lingcang C., Yinglei L., Jianxiang P., Fuqian J., Dongquan C. , *Simplified Model for Prediction of Dynamic Damage and Fracture of Ductile Materials*, Int J Solids Struct 41:7063-7074, 2004

- [100] Litvin F. L., Fuentes A., *Gear Geometry and Applied Theory*, Second Edition, Published by the Press Syndicate of the University of Cambridge, ISBN 0 521 81517 7, 2004
- [101] Macarișin S., Sochireanu A., Malcoci I., *Teoria Mecanismelor și Mașinilor*, Universitatea Tehnică a Moldovei Facultatea „Inginerie și Management în Construcția de Mașini”, Catedra „Teoria Mecanismelor și Organe de Mașini”, Îndrumar de proiectare, Chișinău, ISBN 978-9975-45-124-6, 2009
- [102] Mallesh G. V., Shankarmurthy H. J., Shiva P., *Parametric Analysis of Asymmetric Spur Gear Tooth*, NIT, Durgapur, India, December 17-18, pag.398-403, 2009
- [103] Machinery's Handbook 27th Edition, Industrial Press, Inc., New York, 2004
- [104] Maniu I., Ciupe V., *The Use of Pneumo-Hydraulic Multipliers in Robot in Industrial Applications*, Scientific Bulletin of the „Politehnica” University of Timișoara. Transactions on Mechanics, International Conference on Mechanisms and Mechanical Transmissions, MTM 10, Timișoara, 2008
- [105] Mayer S., *Polímeros: Ciencia e Tecnologia*, 13, nr. 3, 2003
- [106] Mănescu T. Ș., Jiga G. G., Zaharia N. L., Bîtea C. V., *Noțiuni Fundamentale de Rezistența Materialelor*, Editura Eftimie Murgu Reșița, Orizonturi Tehnice, ISBN 973-8286-79-4, 2008
- [107] Melick HGH., Dijk HK., *High-Temperature Testing of Stanyl Plastic Gears: A Comparison with Tensile Fatigue Data*, Gear Technology, issue March/April 2010
- [108] Mikitaev M.A., Musaev I.Y., Musaeva E.B, Kvashin V.A., Fotov R.B., Eid À.I., Korshak Y.V., *Polymers, Polymer Blends, Polymer Composites and Filled Polymers: Synthesis, Properties and Applications*, Nova Science Publishers Inc., New York, 2006
- [109] Militaru R., Dreucean A., *Optimization of the Computer-Assisted Designing Process in the Mechanical Transmissions Domain*, Universitatea Transilvania din Brașov, Catedra Design de Produs și Robotică, Simpozionul național cu participare internațională, PROiectarea ASistată de Calculator, P R A S I C ' 02, Vol. II - Organe de mașini. Transmisii mecanice, 7-8 Noiembrie, Brașov, România, ISBN 973-635-075-4, 2002
- [110] Mirci L., Grant: *Modele Moleculare Polifunctionale pentru Procesarea Polimerilor si Aplicatii Tribologice*, Revista de Politica Stiintei si Scientometrie, Numar Special, ISSN 1582-1218, 2005
- [111] **Mitulețu I. C.**, Vela I., Lindenmeier S., Barie D., *Investigation of Detection Circuits for Fast Level Detection within a SDARS Diversity System*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula de Inginerie, anul XV, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, pag. 269-272, 2008

[112] **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Tufoi M., Amariei D., *Mathematical Model for the Contact Stress Calculation of Fluoropolymerized Toothed Wheels*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula de Inginerie, anul XVII, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, pag. 221-226, 2010

[113] **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Cărmădaru V. D., Bizău V. I., *Accomplishment of a Load Capacity Test-Stand for the Xylan 1052-layers Testing*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula de Inginerie, anul XVIII, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2011

[114] **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Cărmădaru V. D., *Load Torque and Speed Rotation Influence on the Vibration and the Noise of One Step Helical Gear Equipped with Teflonized Cylindrical Toothed Wheels*, Robotica & Management, vol 16, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, pag. 221-226, 2011

[115] **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Gillich R. G., Amariei D., Tufoi M., *Researches Regarding Determination of Sliding Velocity Between Two Xylan 1052-Coated Homologous Flanks at Helical Gear Wheels*, Proceedings of the 1st International Conference on Circuits, Systems, Communications, Computers and Applications (CSCCA '12), LATEST ADVANCES in INFORMATION SCIENCE, CIRCUITS and SYSTEMS, "G. Enescu" University, Iasi, Romania, June 13-15, ISSN 1790-5109, ISBN 978-1-61804-099-2, 2012

[116] **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Gillich R. G., Tufoi M., *Researches on Wear Evolution of Xylan 1052 Two-Layer Coating Under Hard Working Loads or Different Rotational Speeds*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula de Inginerie, anul XX, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2013

[117] **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Korka Z., Tufoi M., *Lubrication Influence on Wear Evolution of Xylan 1052 Coated Disk Tested at Various Rotational Speed and High Contact Stress*, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula de Inginerie, anul XX, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2013

[118] **Mitulețu I. C.**, Ion VELA, Korka Z., *New Research Stand Design for the Testing of Xylan 1052 Cated Helical Gears Performed by Software Simulation*, Robotica & Management, vol 18, nr.1, Editura Eftimie Murgu Reșița, ISSN 1453-7397, 2013

[119] Modler K. H., Lovasz E. C., Mărgineanu D., Margineanu E., Maniu I., *Load Distribution on Spline Joints*, Tianjin, 2004

[120] Modrea A., Goia I., Vlase S., Burcă I., *An Analysis of the Variation of the Mechanical Properties of Some Compozite Materials*, Universitatea Transilvania din Brașov, Catedra Design de Produs și Robotică, Simpozionul național cu participare internațională, PROiectarea ASIstată

de Calculator, P R A S I C ' 02, Vol. II - Organe de mașini. Transmisii mecanice, 7-8 Noiembrie, Brașov, România, ISBN 973-635-075-4, 2002

[121] Modrea A., Goia I., Vlase S., Thalmann I., *Asupra Utilizării Legii Amestecurilor La Calculul Proprietăților Elastice ale Compozitelor*, Universitatea Transilvania din Brașov, Catedra Design de Produs și Robotică, Simpozionul național cu participare internațională, PROiectarea ASIstată de Calculator, P R A S I C ' 02, Vol. II - Organe de mașini. Transmisii mecanice, 7-8 Noiembrie, Brașov, România, ISBN 973-635-075-4, 2002

[122] Mogan G., Buti E. V., *Expert System for the Total Design of Mechanical Systems with Gears*, Product Engineering, Springer, pag. 143-162, 2004

[123] Moya J.L., Machado A.S., Velásquez J.A., Goytisolo R., Hernández A.E., Fernández A.E., Sierra J.M., *A Study in Asymmetric Plastic Spur Gears*, *Gearsolution*, Gear Technology, issue APRIL 2010

[124] Moldovean Gh., Velicu D., Velicu R., Jula A., Chișu E., Huidan L. Vișa I., Gavrilă C. C., *Aangrenaje Cilindrice și Conice. Metode de Proiectare*, Editura Lux Libris, Brașov, 2002

[125] Musat M., Stoica G., *Transmisii Mecanice cu Reductoare Într-o Treaptă*, Îndrumar de proiectare, 2004

[126] Myshkin N.K. Petrokovets M.I., Kovalev A.V., *Tribology International*, 38, 2005

[127] Neale M., Gee M., *Guide to Wear Problems and Testing for Industry*, Professional Engineering Publishing Limited, London and St. Edmunds, UK, 2000

[128] Nedelcu D., *Stress Analyse of an Admission Valve with Finite Element Method*, Analele Universitatii „Eftimie Murgu”, Resita, Fascicola 1, Facultatea de Inginerie, 2007

[129] Nejeru C., Perju M. C., Lărgescu A. E., Axinte M., *Determinarea Rugozității Pentru Straturile Depuse prin Metoda ESD pe Suport de Fontă și Oțel*, Buletinul Institutului Politehnic Din Iasi, Published By „Gheorghe Asachi” Technical University Of Iași, Editura POLITEHNIUM, Tomul LVII (LXI), Fasc. 4, 2011

[130] Nicknam A., Hosseini M. H., Bagheri A., *Damage Detection and Denoising in Two-Dimensional Structures Using Curvelet Transform by Wrapping Method*, Arch Appl Mech 81:1915-1924, 2011

[131] Nicknam A., Hosseini M. H., *Structural Damage Localization and Evaluation Based on Modal Data via a New Evolutionary Algorithm*, Arch Appl Mech 82:191-203 DOI 10.1007/s00419-011-0548-6, 2012

[132] Niemann G., ș.a., *Maschinenenelemente*, Berlin, Heidelberg, New York, Tokio, Springer Verlag, 1983

- [133] Olariu M., Arădoei S., Cetiner S., Ciobanu R., Sarac S. A., *Evoluția Proprietăților Dielectrice a Unor Filme Polimerice Nanoconductive*, Buletinul Institutului Politehnic Din Iasi, Published By „Gheorghe Asachi” Technical University Of Iași, Editura POLITEHNIUM, Tomul LVII (LXI), Fasc. 5, 2011
- [134] Quality Transmission Components, *Handbook of Metric Gears Q420*, New York 11040 USA, This catalog is published in cooperation with Kohara Gear Industry Co. Ltd., 2007
- [135] Palade V., Constantin V., Hapenciu M., *Reductoare cu roți dințate*, Editura ALMA Galați, 2003
- [136] Palade V., *Reductor de Turație cu o Treaptă*, Îndrumar de Proiectare, Galați, 2008
- [137] Patibandla V. P.S., Abanto-Bueno J. L., *In-situ Deformation Measurements of Plastic Spur Gears Using Digital Image Correlation*, Proceedings of the XIth International Congress and Exposition, Orlando, Florida USA, ©2008 Society for Experimental Mechanics Inc., June 2-5, 2008
- [138] Pazderova M., Bradac M., Vales M., *Tribological Behaviour of Composite Coatings*, Elsevier, ICM 11, Procedia Engineering 10, pag. 472 – 477, 2011
- [139] Popa C. O., *Modern State in Modeling Rolling Contact Fatigue Phenomenon*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [140] Popovici Gh. A., *Mecanisme cu Legături Superioare*, Note de Curs, Universitatea Tehnică “Gh. Asachi” Iași, 2000
- [141] Puiu V., Bontaș D., Dumitru Olaru D., George Constantin Puiu C. G., Puiu C., *Experimental Results Regarding Oils Influence on Load, Friction and Efficiency of Helical Couplings*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [142] Radeș M., *Vibrații Mecanice*, Ed. Printech, București, 2008
- [143] Radu M., Mogan G., *Maxim Torque's Determination which may be Transmitted in Case Taking Over Offsetting by Elastic Coupling with Normal Bolts and Nonmetallic Elements*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [144] Radzimovsky E. I., *Stress Distribution and Strength Condition of Two Rolling Cylinders Pressed Together*, University Of Illinois Engineering Experiment Station, Bulletin Series No. 408, Published by the University of Illinois, Urbana, 2007
- [145] Raea P.J., Dattelbaum D.M., *The Properties of Poly (tetrafluoroethylene) (PTFE) in Compression*, Elsevier, Polymer, 45, 7615-7625, 2004

- [146] Rasheva Z., Zhang G., Burkhart Th., *Tribology International*, 43, pag. 1430, 2010
- [147] Ravainagy S., *Contribuții la Dimensionarea, Testarea și Execuția Roților Dințate cu Dinți Asimetrice*, Teză de Doctorat, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Centrul Universitar Nord din Baia Mare, Facultatea De Inginerie, 2012
- [148] Renfro M., *Modelling Gear Teeth in Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 "Macmillan"*, National Kaohsiung University of Applied Sciences, Taiwan, pag. 398-403, 27/5/2010
- [149] Rudnik E., Kokoshka K., Lapsa Y., *Surface and Coatings Technology*, 202, pag. 2584, 2008
- [150] Scarcella J. A., *Contact Stress Concentration due to Surface Irregularity in Cylindrical Rolling Element Bearings*, Rensselaer Polytechnic Institute Hartford, CT, December, 2008
- [151] Schubel P. J., Johnson M. S., Warrior N. A., Rudd C. D., *Composites Part A*, Applied Science and Manufacturing, 37, nr. 10, 2006
- [152] Sheridan D., *Molded Plastic Gear Design*, issue of Gear Solutions December 2010
- [153] Sheveleva G. I., Volkov A. E., Medvedev V. I., *Algorithms for Analysis of Meshing and Contact of Spiral Bevel Gears*, Moscow State University of Technology, Stankin, Russia, pag. 198-215, February, 2007
- [154] Sinha S.K., Briscoe B.J., *Polymer Tribology*, Imperial College Press, London, 2009
- [155] Skrzat A., *Modeling of Elasto-Plastic Materials in Finite Element Method*, Buletin Științific, Seria C, Volumul XXIII, Fascicola: Mecanică, Tribologie, Tehnologia Construcțiilor de Mașini, ISSN 1224-3264, 2009
- [156] Spinu S., *Numerical Simulation of Elastic-Plastic Contact*, A Journal on the Science of Contact Mechanics, Friction, Lubrication, Wear, Micro/Nano Tribology, and Biotribology, Acta Tribologica, vol. 18, University "Stefan cel Mare" of Suceava Publishing House, ISSN 1220-8434, 2010
- [157] Spitas V., Costopoulos Th., Spitas C., *Increasing the Strength of Standard Involute Gear Teeth with Novel Circular Root Fillet De-sign*, American Journal of Applied Sciences, Science Publication, pag. 1058-1064, 2005
- [158] Stănășel I., Cherman I., Mihăilă I., Pantea I., *Considerații Privind Bombarea Danturii Cilindrice Curbe Cicloidale*, Annals Of The Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, 2005
- [159] Ștefănescu, I., Chiriță, G., Milea, F., *Transmisii și asamblări cu șuruburi*, Editura Fundației universitare „Dunărea de Jos” Galați, 2004

- [160] Tabacu Ș., Hadar A., Marinescu D., Ivănescu M., Balasoiu V., *Numerical Procedures for the Improvement of the Structural Response of Thermoplastic Manufactured Parts*, Materiale Plastice, 46, Nr. 2, 2009
- [161] Tripa P., Hlușcu M., *Rezistența Materialelor. Noțiuni Fundamentale și Aplicații*, Editura Mirton, Timișoara, 2007
- [162] Tsai M. H., Tsai Y. C., *A Method for Calculating Static Transmission Errors of Plastic Spur Gears Using FEM Evaluation*, Finite Elements in Analysis and Design 27, 1997
- [163] Tudor A., *Frecarea și Uzarea Materialelor*, Editura Bren, București, 2002
- [164] Tudor A., *The Effect of Contact Pressure Distribution on the Tribological Behavior in the Natural and Artificial Joint*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [165] Tudose L., Pop D., Buiga O., Codre C., *Minimal Mass Approach of Helical Gear Design*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [166] Tudose L., Buiga O., Stefanache C., Sóbester A., *Automated Optimal Design of a Two-Stage Helical Gear Reducer*, Struct Multidisc Optim, Springer-Verlag, Vol. 42, No. 1, pp. 429-435, 2010
- [167] Tufoi M., Vela I., Marta C., Suciu L., Tuță I. A., **Mitulețu I. C.**, *Comparative Study of Contact Stresses and Strains at Horizontal and Vertical Continuous Casting Using Conventional and Innovative Methods of Withdrawing Profiles*, 3rd WSEAS International Conference on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology (EMESEG '10) International Conference on Geography and Geology 2010 (WORLDGEO '10) Corfu Island, Greece, July 22-24, 2010
- [168] Tufoi M., Vela I., Marta C., Amariei D., Tuță I. A., **Mitulețu I. C.**, *Optimization of Withdrawing Cylinder at Vertical Continuous Casting of Steel Using CAD and CAE*, INTERNATIONAL JOURNAL of MECHANICS, Issue 1, Volume 5, ISSN: 1998-4448, 2011
- [169] Tuță I. A., Vela I., Tufoi M., Miloș O., **Mitulețu I. C.**, *Consideration About Optimized Functionality of Natural Gas Regulator Type RTG25 by Changing its Internal Command Membrane*, International Conference on Environment, Economics, Energy, Devices, Systems, Communications, Computers, Mathematics, Drobeta Turnu Severin, 2012
- [170] Universitatea Dunărea De Jos Galați, Universitatea Politehnica Din București - Cems, S.C. Sudotim As S.R.L. Timișoara, S.C. Tehnomag Cluj - Napoca, S.C. Icepronav Galați, *Cercetări Fundamentale și Aplicative Privind Realizarea Bronzurilor CuNiAl Destinate Recondiționării Elicelor Navale - ELNAV -CEEX 322 / 2006*

- [171] Unal H., Sen U., Mimaroglu A., *Applied Composite Materials*, 14, 2007
- [172] Vela I., *Proiectarea Dispozitivelor*, Vol. I, ISBN 973 - 98496 - 5 - 2, Editura „EFTIMIE MURGU” Reșița, 1998
- [173] Vereš M., Bošanský M., *New Method in Determination of Correct Mating Teeth Flanks Profiles of Cylindrical Gearing*, Acta Technica Napocensis Of The Technical University Of Cluj - Napoca, No. 50, Vol. II, Series: Applied Mathematics And Mechanics, 2007
- [174] Wei Z., *Determination and Development of Appropriate Models of Contact Element*, University “Politehnica” of Bucharest, Romania, October 2009
- [175] Winey I., Karen Vaia A. R., *Polymer Nanocomposites*, MRS Bulletin, 32, 2007
- [176] Yakut R., Düzcükoğlu H., Demirci M.T., *The Load Capacity of PC/ABS Spur Gears and Investigation of Gear Damage*, Archives of Materials Science and Engineering, Volume 40, Issue 1, Pages 41-46, November 2009
- [177] Yue Q., Kangb J., Shao Z., Zhang X., Chang S., Wang G., Qina S., Li J., *Mechanical and Electronic Properties of Monolayer MoS₂ Under Elastic Strain*, Elsevier, Physics Letters A, 376, pag. 1166-1170, 2012
- [178] Zhang X., Liao G., Jin Q., Feng X., Jian X., *Tribology International*, 41, 2008
- [179] *** SR EN ISO 868:2003, *Materiale Plastice și Ebonită. Determinarea Durității prin Penetrare cu un Durometru (Duritate Shore)*
- [180] *** SR EN ISO 180:2001, *Materiale Plastice. Determinarea Proprietăților de Șoc Izod*
- [181] *** ASM Hand Book, Vol. 21 Composites, 2001, USA, ISBN: 0-87170-703-9
- [182] *** <http://www.leonardocentre.co.uk/Media/Default/Documents/Tribology%20of%20machine%20elements.pdf>
- [183] *** <http://www.mec.upt.ro/rezi/e-books.html> (Faur N., *Mecanica Materialelor, Noțiuni Fundamentale, Statică, Sollicitări Simple*, Politehnica University of Timisoara Faculty of Mechanical Engineering Department Strength of Materials, 2012)
- [184] *** <http://www.whitfordww.com/industrial/low-friction-table.html>
- [185] *** <http://www.omtr.pub.ro/didactic/fsm/fsm05.pdf> (Tudor A. *Fiabilitatea Sistemelor Mecanice*, Curs, U. P. București, Departamentul Organe de Mașini și Tribologie, 2007)

ANEXA 1

A Stirnraddaten			B Verzahnungsqualität, –fehler		
DIN 3960					
1 Bezugsprofil – Toleranzfeld	DIN 867 DIN 3967 25CD		1 Norm-Qualität	11 Rundlaufabweichung	
2 Normalengriffswinkel	α_n 20° 0' 0"		DIN 3961–63 8	12 Flankenlinien-Gesamtabw.	Fr 0.045
3 Schrägungswinkel	β 9° 0' 0"		2 Teilungs-Gesamtabweichung	FPS	F β 0.025
4 Achsabstand/Abmaß	a (125.00)		3 Spannen / Zähne	f β	f β 0.018
5 Zahnbreite	b (1* 50.00)		4 Spannenabweichung	F ρ_k	F i'' 0.063
6 Normalmodul	m_n 4.00		5 Teilungs-Einzelabweichung	f p	f i'' 0.028
7 Stirnmodul	m_t 4.05		6 Teilungssprung	f u	F i''' 0.050
8 Zähnezahl	17		7 Eingriffsteilungsabweichg.	f p_e	f i''' 0.020
9 Profilverschiebung	$x \cdot m_n$ 1.94		8 Profil-Gesamtabweichung	F α	
10 Kopfkreisdurchmesser	d_a (80.04)		9 Profil-Lageabweichung	f H_a	f H_B
11 Teilkreisdurchmesser	d 68.85		10 Profil-Formabweichung	f r_a	f b_w f t_w
12 Meßkreisdurchmesser	d_y 68.85		11 Norm-Qualität	12 Flankenlinien-Gesamtabw.	
13 Fußkreisdurchmesser	d_f 61.73		2 Teilungs-Gesamtabweichung	FPS	F β 0.025
14 Grundkreisdurchmesser	d_b 64.601		3 Spannen / Zähne	f β	f β 0.018
15 Zahnhöhe	h 9.156		4 Spannenabweichung	F ρ_k	F i'' 0.063
16 Zahnkopfhöhe-/Zahnfußhöhe	h_a/h_f 5.60 / 3.56		5 Teilungs-Einzelabweichung	f p	f i'' 0.028
17 Zahnkopfhöhe-Sehne	h_{ny} 5.808		6 Teilungssprung	f u	F i''' 0.050
18 Zahndicke-Sehne	s_{ny} 7.679		7 Eingriffsteilungsabweichg.	f p_e	f i''' 0.020
19 Zahndicke-Abmaße	A_{sn} –0.070 –0.110		8 Profil-Gesamtabweichung	F α	
20 Meßzähnezahl/Zahnweite	k/W 3 / 31.834		9 Profil-Lageabweichung	f H_a	f H_B
21 Zahnweite-Abmaße	A_{Wn} –0.066 –0.103		10 Profil-Formabweichung	f r_a	f b_w f t_w
22 Diametrales Zweikugelmäß	M_{dK} 84.168		11 Norm-Qualität	12 Flankenlinien-Gesamtabw.	
23 Diam. Zweikugelm. – Abmaße	A_M –0.124 –0.195		2 Teilungs-Gesamtabweichung	FPS	F β 0.025
24 Meßstückdurchmesser	D_{MK} 8.000		3 Spannen / Zähne	f β	f β 0.018
25 Diametrales Zweirollenmaß	M_{dR} 84.494		4 Spannenabweichung	F ρ_k	F i'' 0.063
26 Diam. Zweirollenm. – Abmaße	A_M –0.124 –0.195		5 Teilungs-Einzelabweichung	f p	f i'' 0.028
27 Meßrollendurchmesser	D_{MR} 8.000		6 Teilungssprung	f u	F i''' 0.050
28 Verdrehflankenspiel-theor.	i_t 0.15 / 0.27		7 Eingriffsteilungsabweichg.	f p_e	f i''' 0.020
29 Drehzahl	n (1500.0)		8 Profil-Gesamtabweichung	F α	
30 Umfangsgeschwindigkeit	v (5.4)		9 Profil-Lageabweichung	f H_a	f H_B

D Zahnbreitenkorrektur, Längsdiagramm

E Zahnprofil – Stirnschnitt (ZAN 24301)

F Hinweise

Arbeitsflanken in Einzelteilzeichnung beachten.

Kantenbruch und Fasenlänge ZAN 31 108

① Siehe Gehäusezeichnung

② Siehe Einzelteilzeichnung

③ Siehe Profildiagramm

④ Kleinstwerte

⑤ konkaver Verlauf nicht zulässig

*** Meßbedingung ungünstig

39923641-2/5

VERZ.-DATEN NR.

Blatt

Bl.

Verzahnungsdaten–Stirnrad

Fertigzustand

39923641-2/5

30

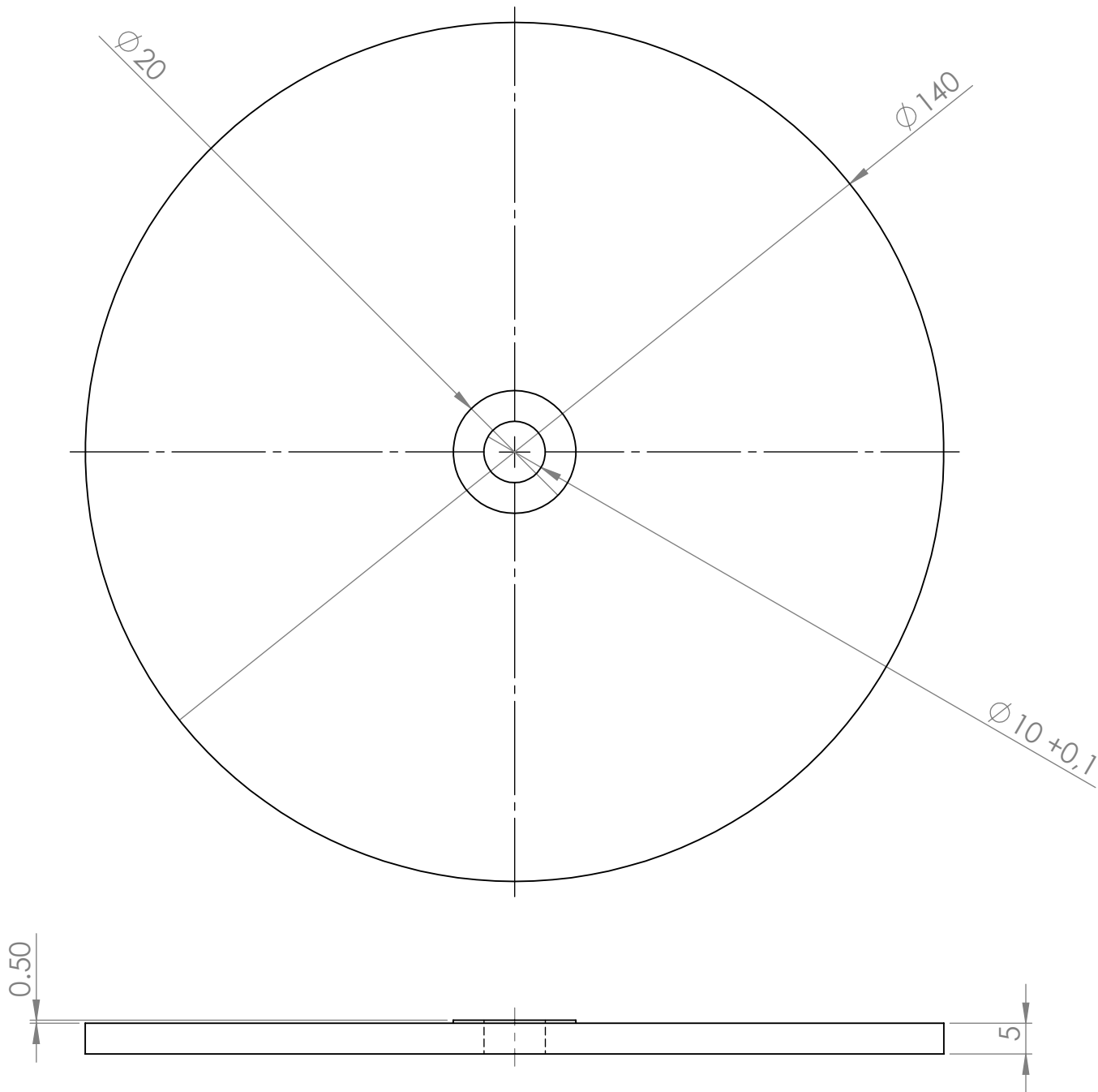
39923641-2/5

30

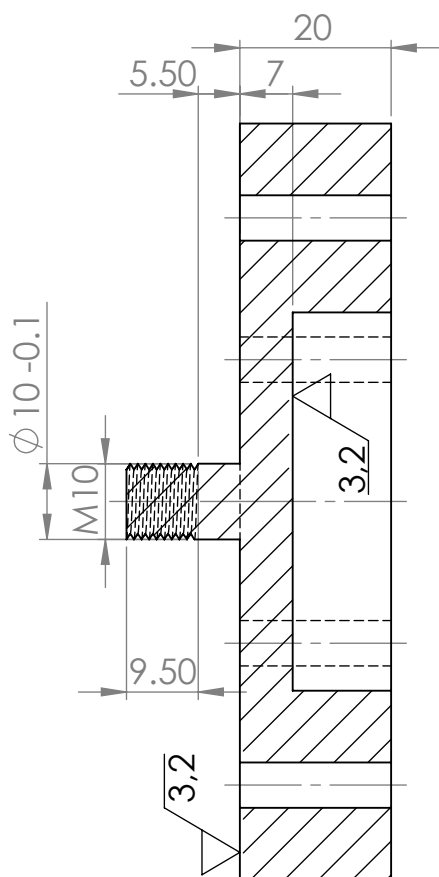
39923641-2/5

30

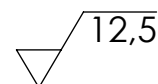
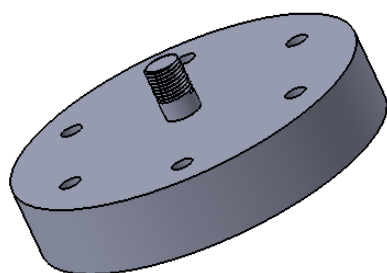
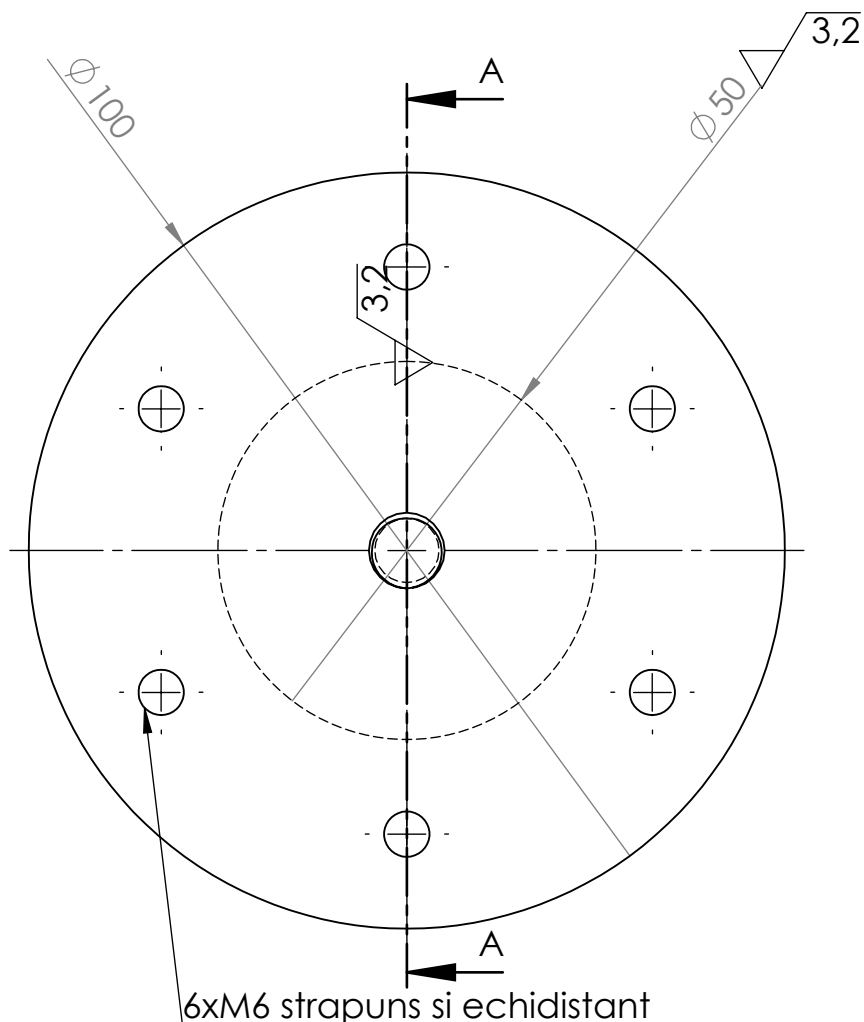
ANEXA 2



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:			
DRAWN						Disc			
CHK'D									
APPV'D									
MFG									
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.	
						C45E		D01-0	
								A4	
						WEIGHT:		SCALE:1	
								SHEET 1 OF 1	



SECTION A-A
SCALE 1 : 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			C45E		
			WEIGHT:		

TITLE:

Flansa Disc

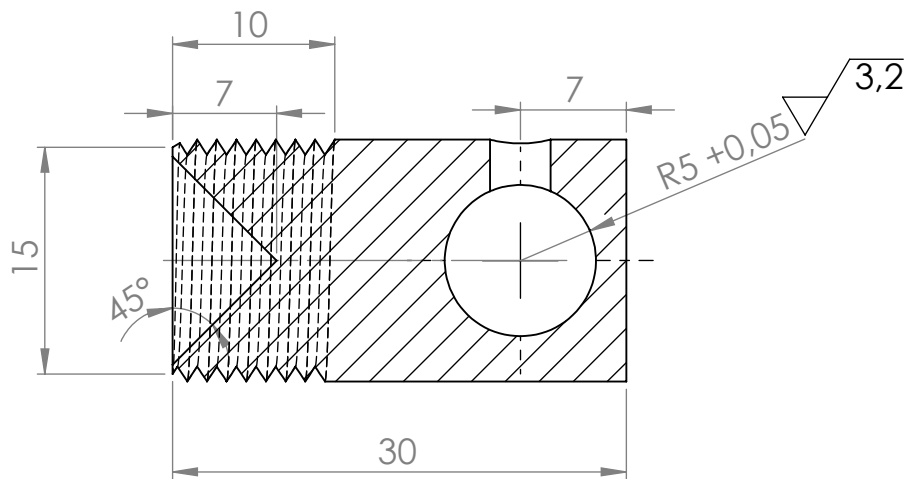
DWG NO.

D01-1

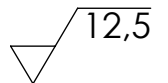
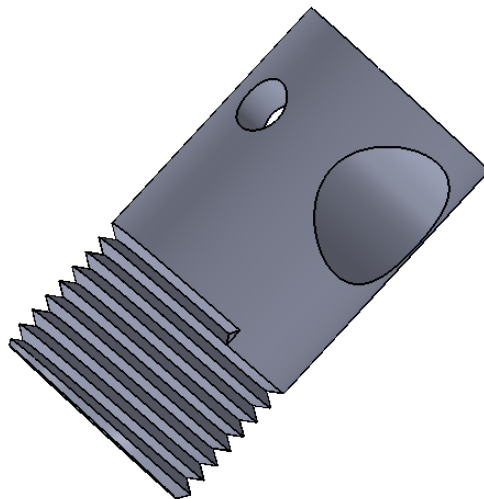
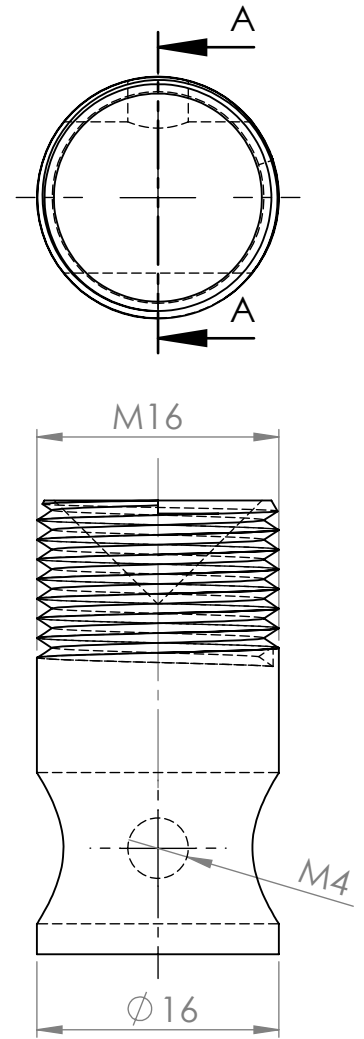
A4

SCALE:1

SHEET 1 OF 1



SECTION A-A



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
				MATERIAL:	
					C45E
				WEIGHT:	

TITLE:

Cap Port Bila - 1

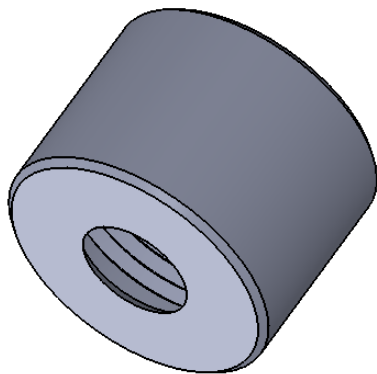
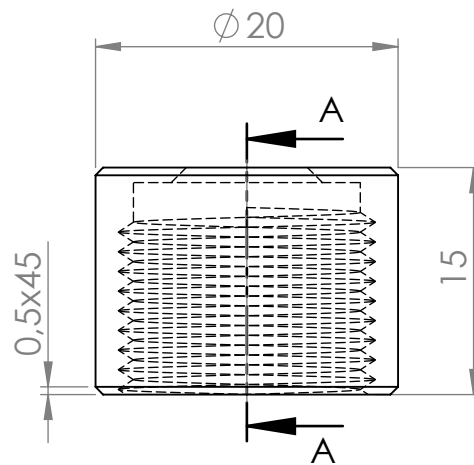
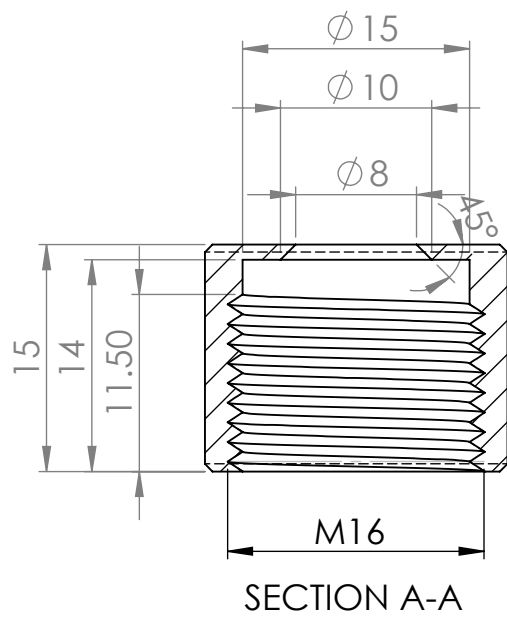
DWG NO.

D01-2

A4

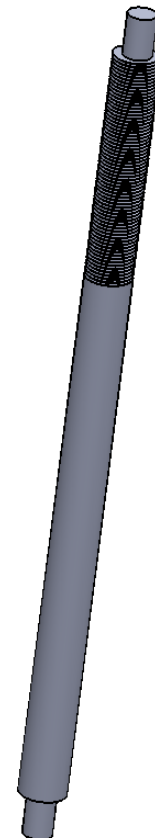
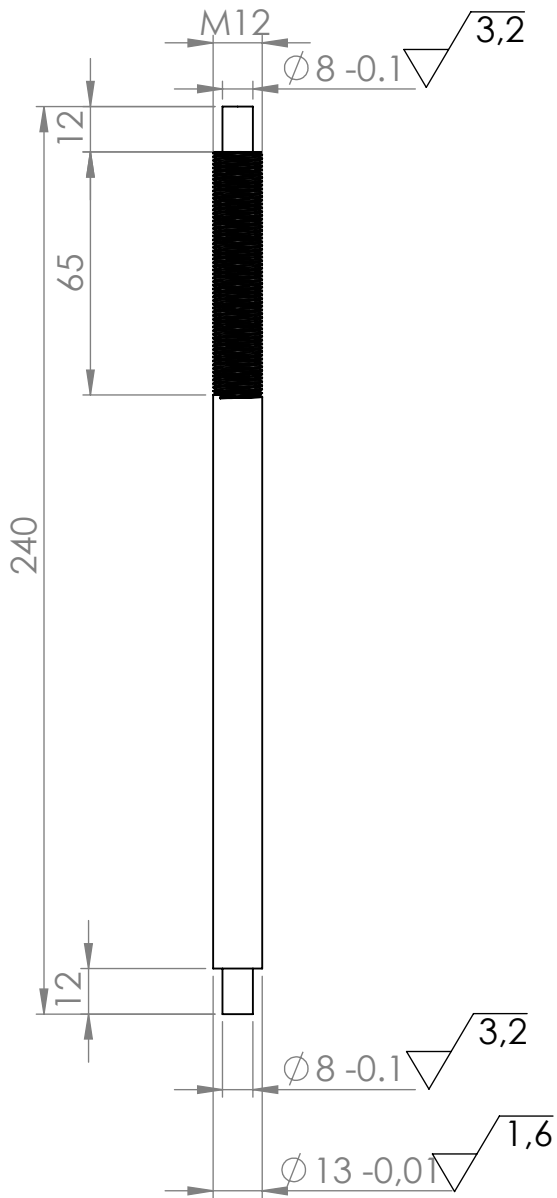
SCALE:2:1

SHEET 1 OF 1



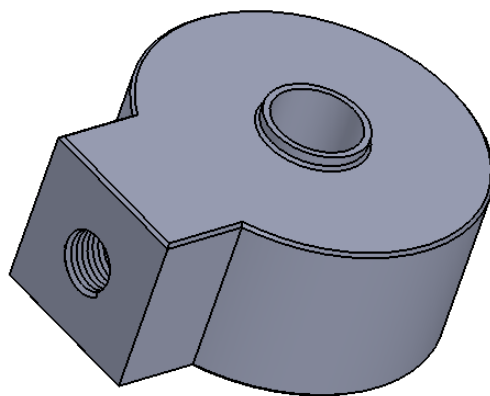
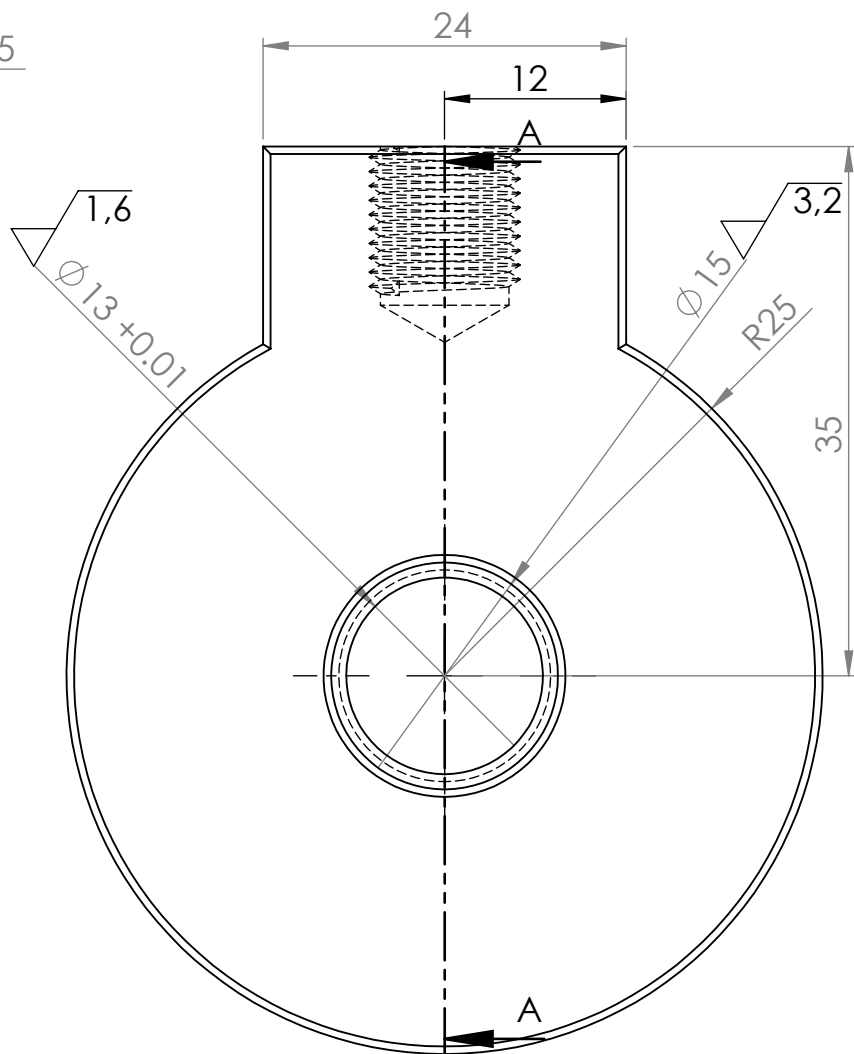
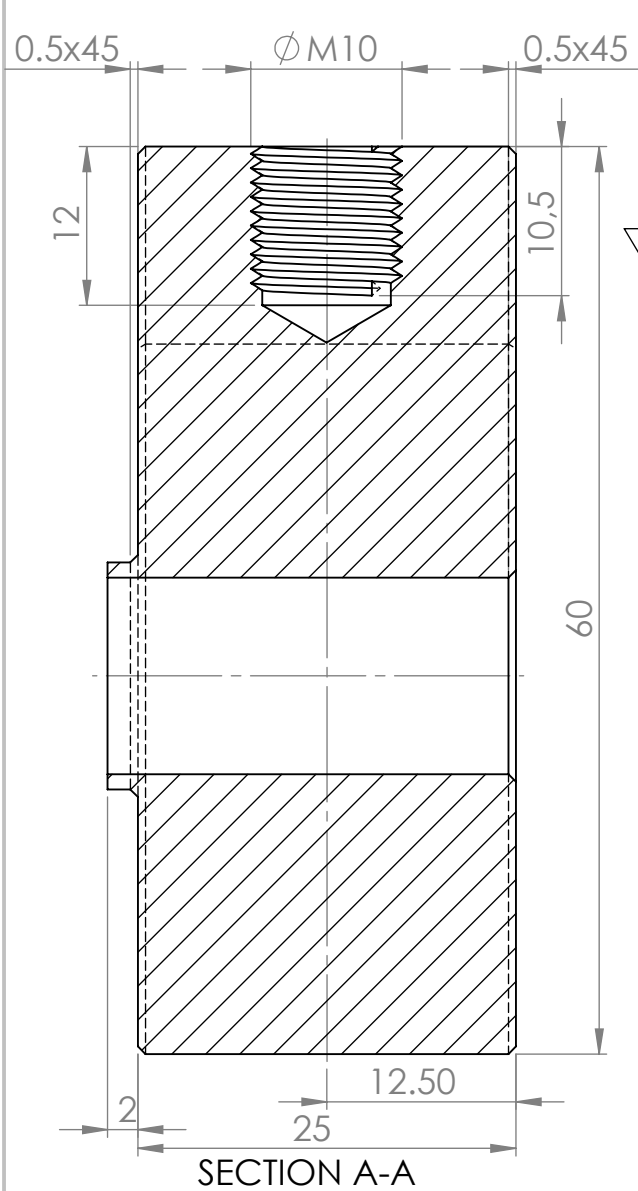
12,5

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION			
								TITLE: Cap Port Bila - 2					
DRAWN				NAME		SIGNATURE						DATE	
CHK'D													
APPV'D													
MFG													
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4			
						C45E		D01-3					
						WEIGHT:		SCALE:2:1		SHEET 1 OF 1			



12,5

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D								Ax Sustinere Brat	
APPV'D									
MFG									
Q.A									
						MATERIAL:		DWG NO.	
						C45E		D01-4	
								A4	
						WEIGHT:		SCALE:1:2	
								SHEET 1 OF 1	



12.5

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			C45E		
			WEIGHT:		

TITLE:

Articulatie Brat

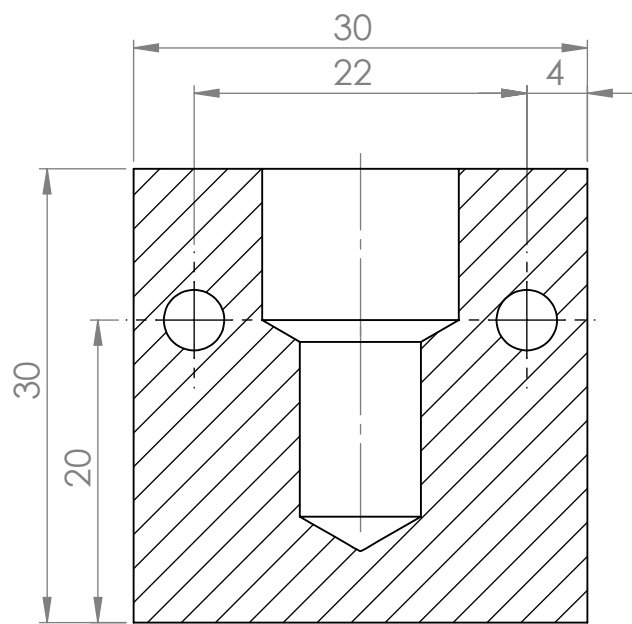
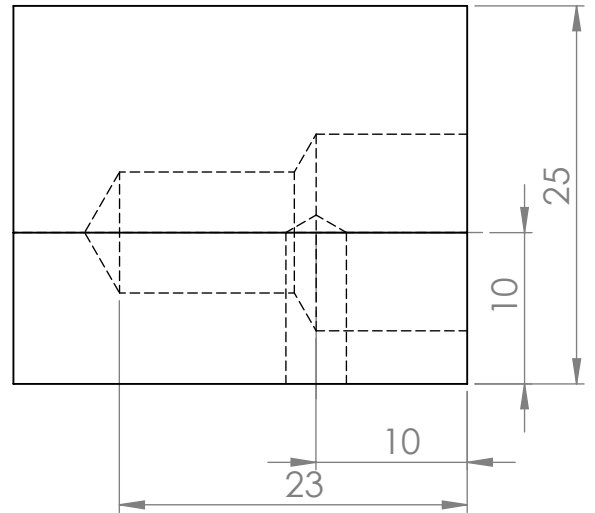
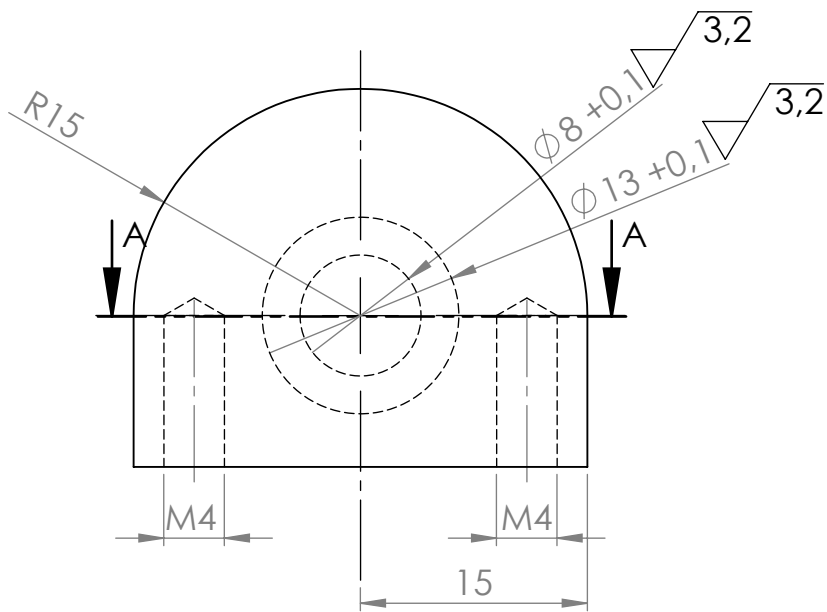
DWG NO.

D01-5

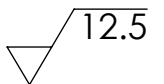
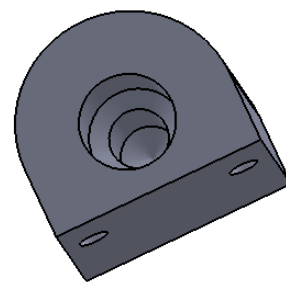
A4

SCALE:1:1

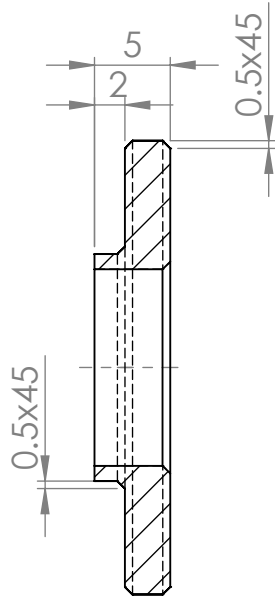
SHEET 1 OF 1



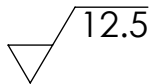
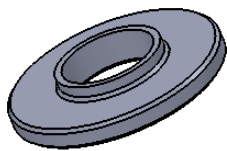
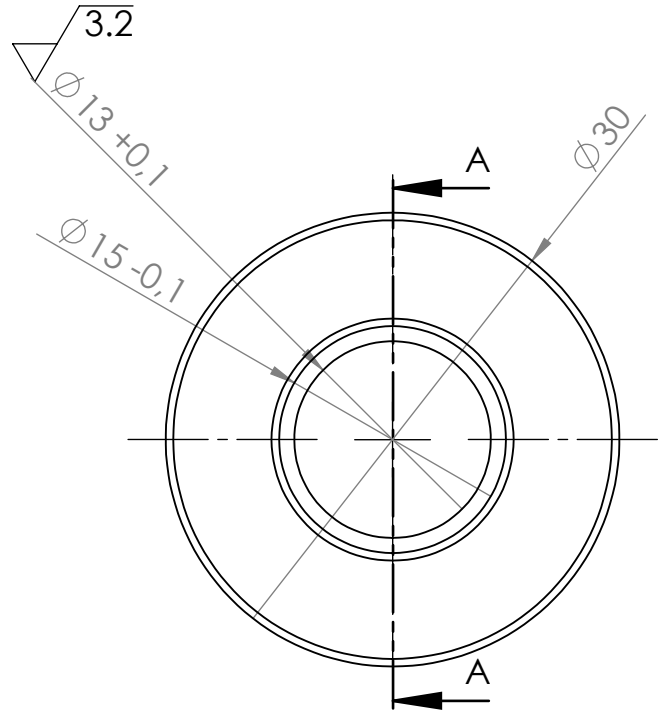
SECTION A-A



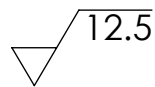
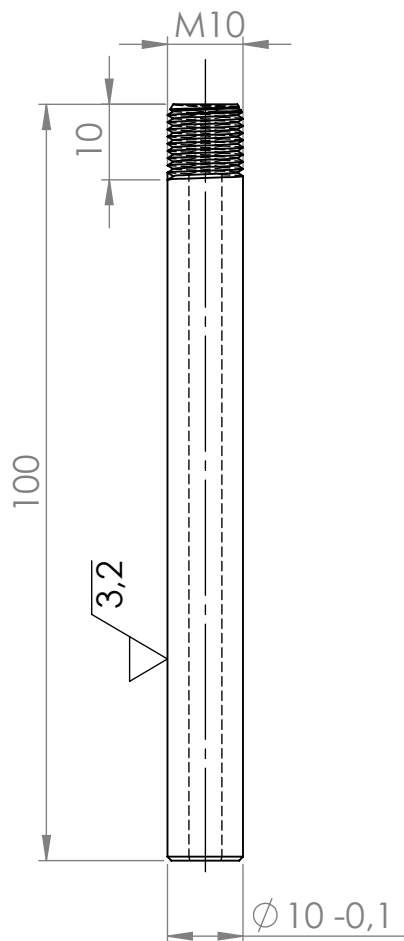
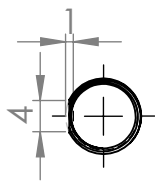
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D										Prindere Jos	
APPV'D											
MFG											
Q.A											
								MATERIAL:		DWG NO.	
								C45E		D01-6	
								WEIGHT:		A4	
								SCALE:1:1		SHEET 1 OF 1	



SECTION A-A

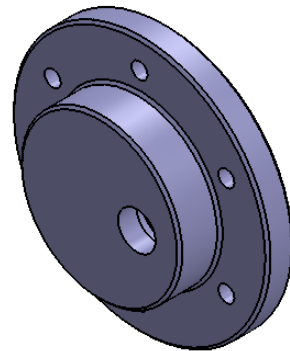


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D								Saiba Rulment Axial	
APPV'D									
MFG									
Q.A									
						MATERIAL:		DWG NO.	
						C45E		D01-8	
						WEIGHT:		SCALE: 2:1	
								SHEET 1 OF 1	
								A4	

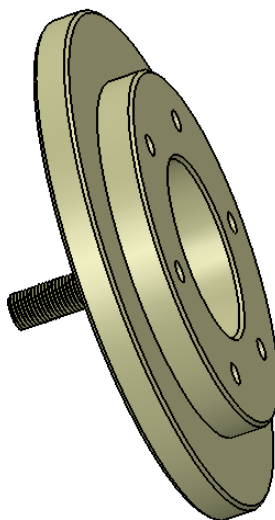
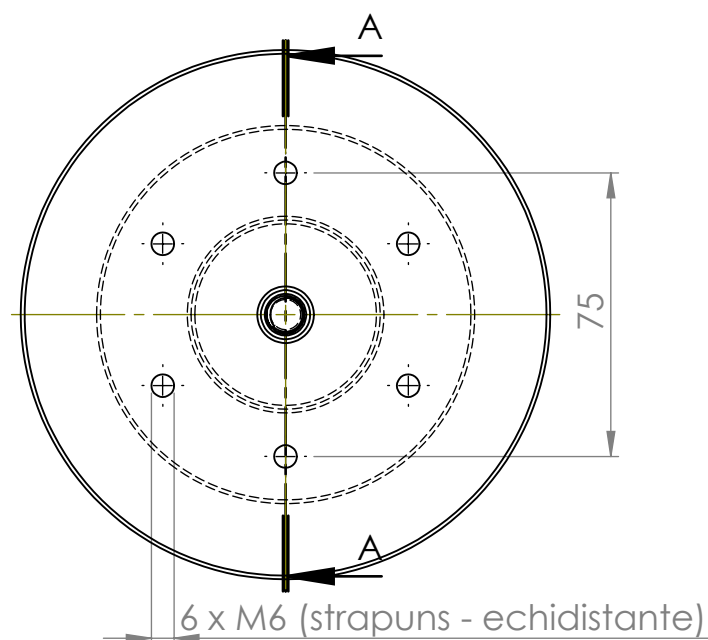


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D										Tija Brat	
APPV'D											
MFG											
Q.A											
								MATERIAL:		DWG NO.	
								C45E		D01-9	
								WEIGHT:		A4	
								SCALE:1:1		SHEET 1 OF 1	

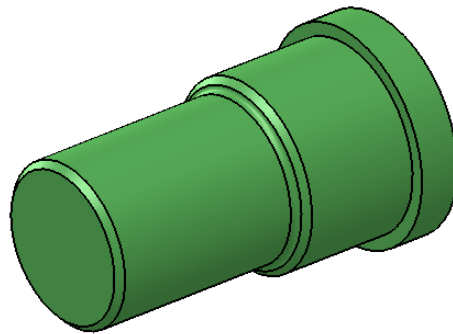
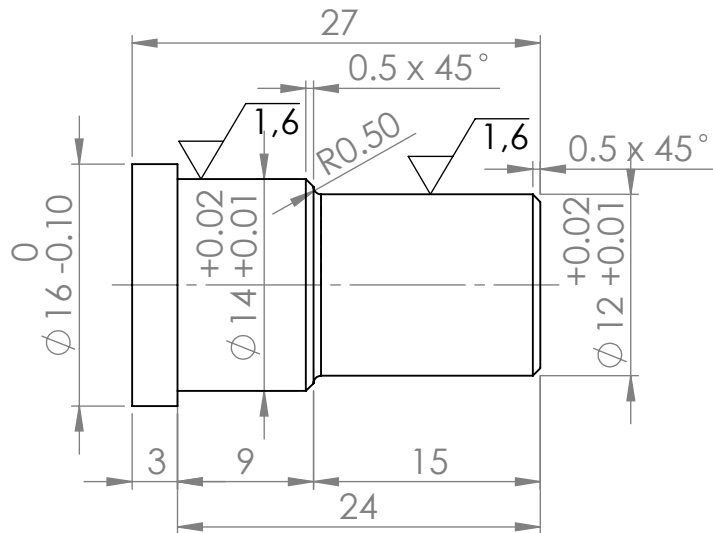
ANEXA 3



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
	NAME		SIGNATURE		DATE				TITLE: Flansa Motor		
DRAWN											
CHK'D											
APP'VD											
MFG											
Q.A											
							MATERIAL:		DWG NO.		A4
							C45E		D02-1		
							WEIGHT:		SCALE:1:2		SHEET 1 OF 2

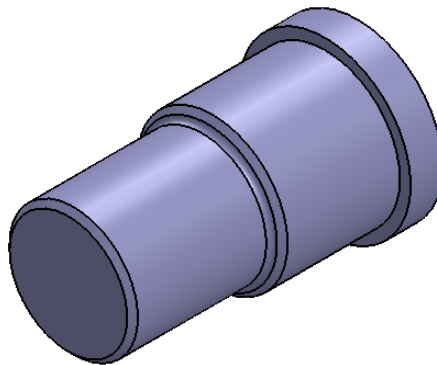
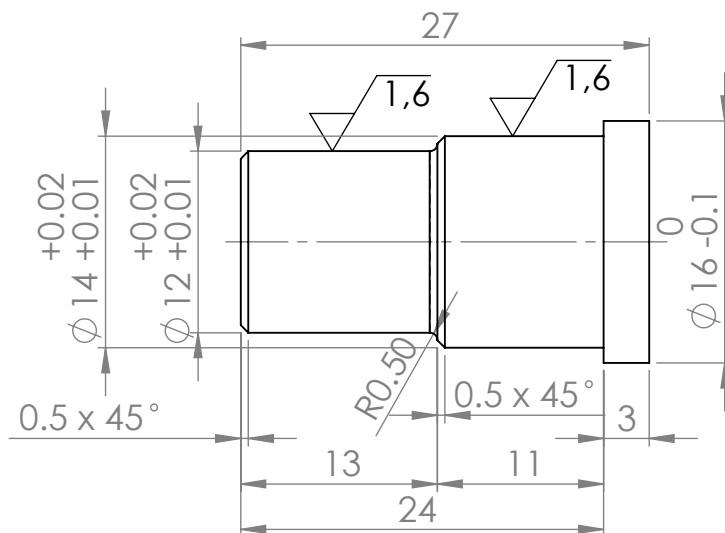


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE: Flansa Pinion					
DRAWN											
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A											
				MATERIAL: C45E			DWG NO. D02-2		A4		
				WEIGHT:			SCALE:1:2		SHEET 1 OF 1		



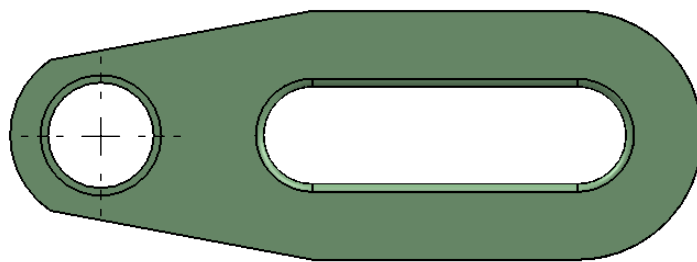
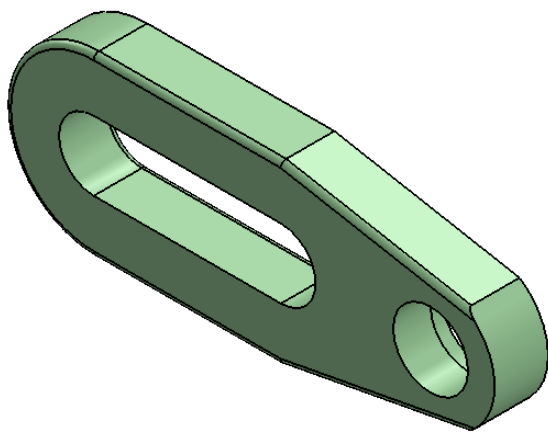
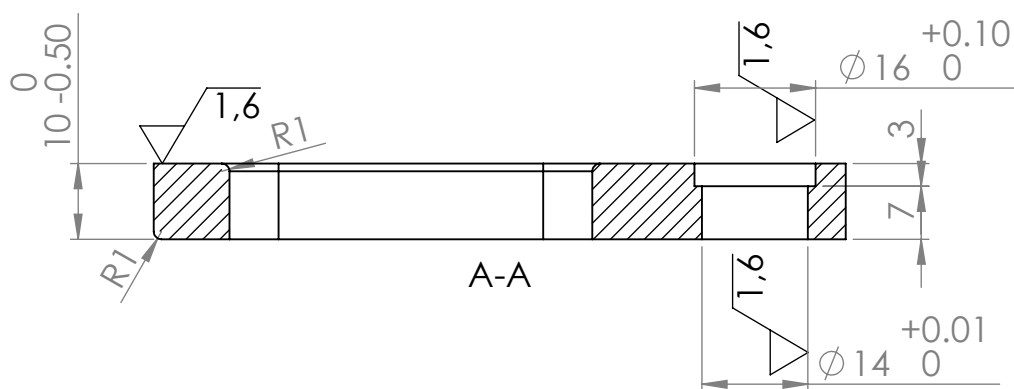
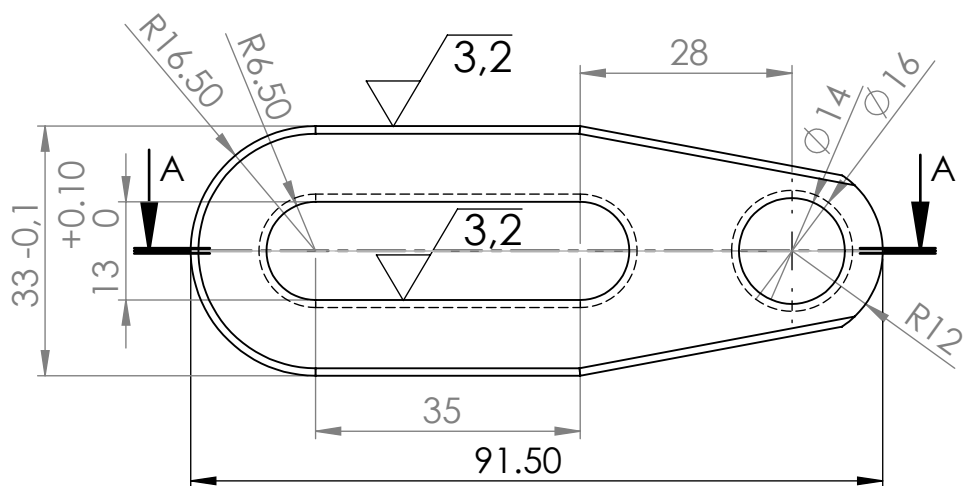
12,5

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D								Bulon Flansa Pinion	
APPV'D									
MFG									
Q.A									
						MATERIAL:		DWG NO.	
						C45E		D02-3	
						WEIGHT:		SCALE:2:1	
								SHEET 1 OF 1	
								A4	



12,5

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
NAME		SIGNATURE		DATE				TITLE:			
DRAWN								Bulon Flansa Motor			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:		DWG NO.		A4	
						C45E		D02-4			
						WEIGHT:		SCALE:2:1		SHEET 1 OF 1	



12,5

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			C45E		
			WEIGHT:		

TITLE:

Ajustare Unghi

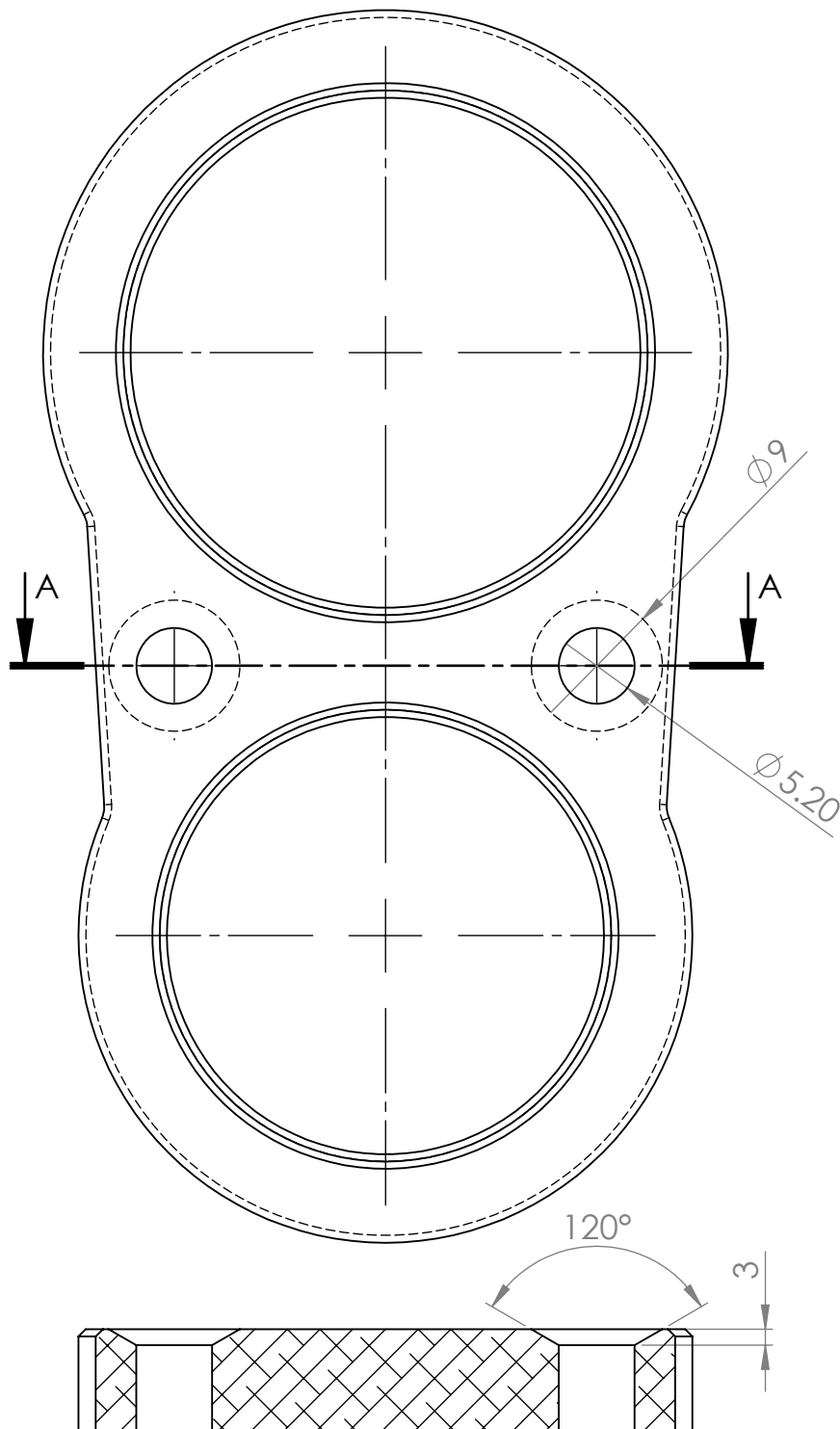
DWG NO.

D02-5

A4

SCALE:1:1

SHEET 1 OF 1

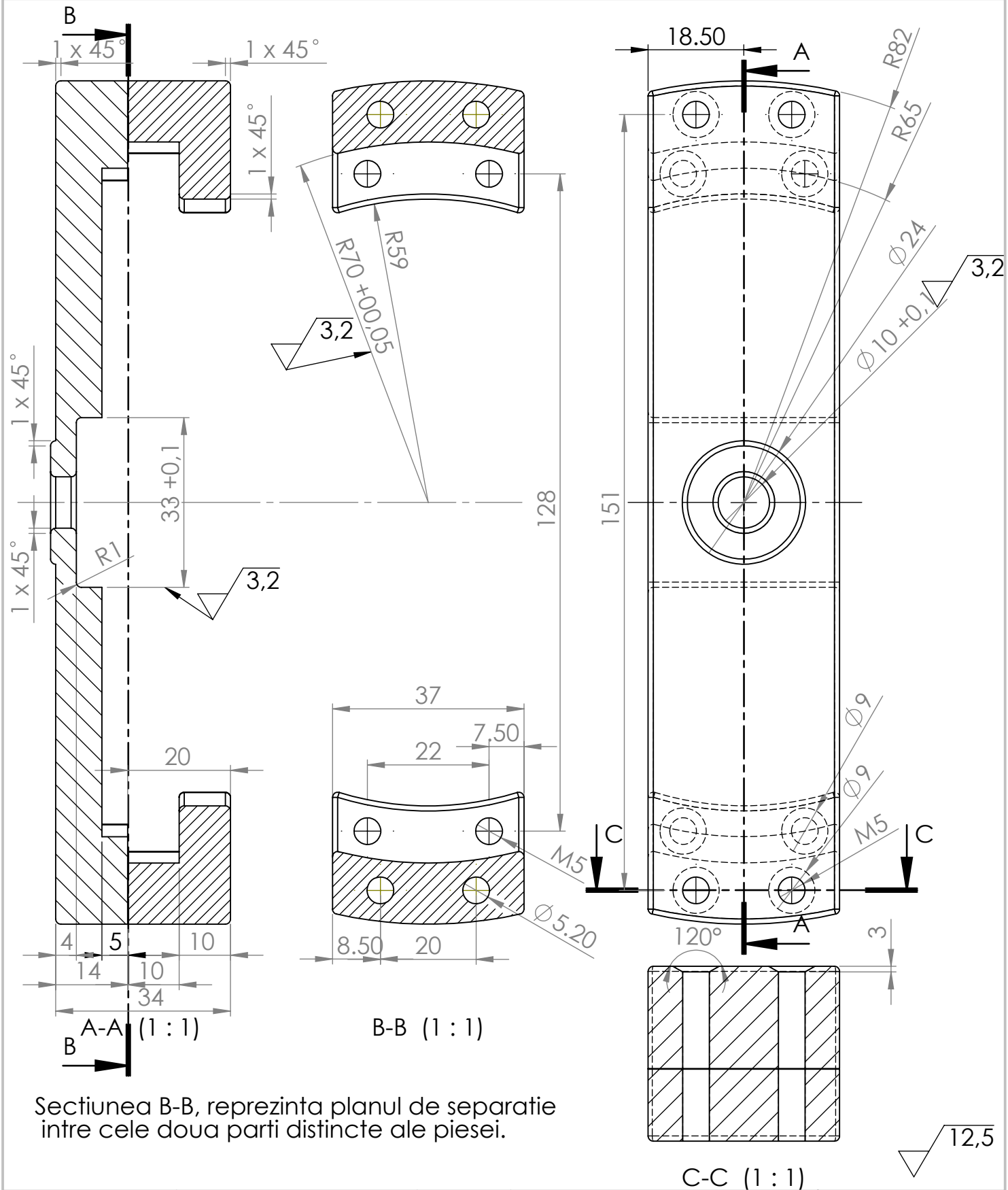


A-A (2 : 1)

Se indica doar diferentele fata de " DublaManivela".

12,5

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D								Manivela_2	
APPV'D									
MFG									
Q.A									
						MATERIAL:		DWG NO.	
						C45E		D02-7	
								A4	
								SCALE:1:1	
								SHEET 1 OF 1	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			C45E		
			WEIGHT:		

TITLE:

Fixare Element Ajustare

DWG NO.

D02-8

A4

SCALE:1:2

SHEET 1 OF 1