

Ing. FLAVIUS A. ARDELEAN

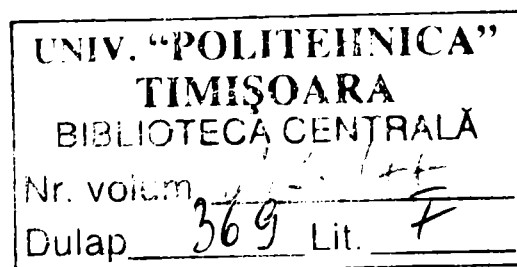
TEZĂ DE DOCTORAT

„CONTRIBUȚII PRIVIND STUDIUL TRANSMISIILOR ARMONICE
DINȚATE DESTINATE ACȚIONĂRII ÎN SPAȚII HERMETIZATE”

CONDUCĂTOR

Prof.dr.ing. ȘTEFAN ANGHEL

Prof.dr.ing. IOAN NICOARĂ



2006

Prefață

Prezenta teză de doctorat este rodul unei cercetări asidue în ceea ce privește transmisiile armonice dințate, în general, și transmisiile armonice dințate ermetizate în mod particular.

Obiectivul principal al lucrării este studierea transmisiei armonice dințate ermetizate, o transmisie prea puțin cercetată și cu o aplicabilitate foarte importantă în domenii cum sunt cele în care se manipulează substanțe periculoase.

Lucrarea îmbină atât studiul teoretic realizat cu ajutorul programelor cu element finit cunoscute (CATIA sau COSMOS) cât și cercetarea experimentală materializată prin realizarea a două standuri folosite la încercări.

Doresc pe această cale să aduc mulțumiri celor care mi-au fost alături de-a lungul procesului de elaborare a acestui doctorat și care m-au sprijinit și suportat în toată această perioadă. Doresc în primul rând să mulțumesc familiei, părinților, surorii și soției mele că au insistat atât de mult ca această lucrare să fie finalizată și că sprijinul, atât moral cât și financiar, pe care mi l-au oferit s-a materializat în cele din urmă.

Mulțumesc de asemenea conducătorilor științifici, fără de care lucrarea de față n-ar fi avut „greutatea” de acum, prof.dr.ing. Ștefan Anghel și domnul prof.dr.ing. Ioan Nicoară, oameni de un mare profesionalism și de o înaltă ținută morală, cărora le port o profundă recunoștință pentru felul în care au avut grijă de mine, m-au sfătuit și m-au încurajat să finalizez acest doctorat.

Le mulțumesc de asemenea domnilor profesori de la Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița, domnului prof.dr.ing. Ion Vela, Rectorul Universității și prof.dr.ing. Sava Ianici, Decanul Facultății de Inginerie din cadrul Universității din Reșița pentru sfaturile și atenția cu care m-au înconjurat și pentru sprijinul concret și necondiționat în momentul susținerii examenelor și referatelor precum și în realizarea unuia dintre standurile experimentale.

Calde mulțumiri le aduc și colegilor de la Universitatea din Oradea, prof.dr.ing. Petru Ungur și conf.dr.ing. Tiberiu Vesselenyi care au analizat foarte atent atât referatele susținute pe parcurs cât și teza și m-au sprijinit în realizarea acestora.

Tuturor celor care într-un anumit moment au fost alături de mine și m-au ajutat să finalizez această teză de doctorat și pe care din cauza lipsei de spațiu nu i-am menționat aici, le mulțumesc.

Oradea, la 12 aprilie 2006

AUTORUL

Cuprins

1. Introducere	4
1.1 Elemente conceptuale. Repere istorice	4
1.2 Obiectivele tezei	10
2. Stadiul actual al cercetărilor privind transmisiile armonice dințate	11
2.1 Evoluția transmisiilor armonice dințate	11
2.1.1 Prezentare TAD	11
2.1.2 Transmisia armonică dințată derivată din transmisia planetară cu o roată centrală	12
2.1.3 Transmisia armonică dințată derivată din transmisia planetară cu două roți centrale	15
2.2 Domenii de utilizare și tipuri constructive	16
2.3 Cinematica și dinamica transmisie armonice dințate	17
2.3.1 Principiul de funcționare al TAD	17
2.3.2 Raportul de transmitere al TAD	19
2.3.3 Elemente constructive ale TAD	25
2.4 Transmisii armonice ermetizate (TAE)	37
2.5 Analiza și măsurarea experimentală a deformațiilor și tensiunilor în cazul TAD	40
2.6 Contribuții și concluzii	42
3. Algoritmi originali de proiectare a elementului flexibil al transmisiei armonice dințate	43
3.1 Considerații generale	43
3.2 Program pentru realizarea calculelor de dimensionare și verificare a principalelor elemente ale transmisiei armonice dințate	44
3.2.1 Considerații generale	44
3.2.2 Modulul principal („armonic1”)	45
3.2.3 Modulul de calcul („m_calc”)	47
3.2.4 Interfața grafică a programului „armonic1”	63

3.2.5 Modulul de calcul cu elemente finite	65
3.3 Algoritmi de calcul pentru verificare elementelor danturii	70
3.4 Concluzii și contribuții	78
4. Analiza cu elemente finite a roții flexibile de la transmisiile armonice dîntate ermetizate	79
4.1 Introducere	79
4.2 Definirea parametrilor constructivi supuși analizei	79
4.3 Analiza cu elemente finite utilizând programul CATIA	83
4.4 Analiza cu elemente finite utilizând programul COSMOS	85
4.5 Concluzii și contribuții	101
5. Contribuții privind cercetarea experimentală a transmisiilor armonice dîntate ermetizate	104
5.1 Considerații generale	104
5.2 Descrierea standului experimental	104
5.3 Prelucrarea datelor experimentale	115
5.4 Stand pentru determinarea experimentală a preciziei cinematice de orientare	124
5.4.1 Influența momentului de torsiune asupra preciziei cinematice a TAE	127
5.4.2 Stand pentru determinarea experimentală a forțelor din TAE	131
5.5 Concluzii și contribuții	141
6. Concluzii și contribuții personale	142
Bibliografie	150
Anexe	159

1. INTRODUCERE

1.1 Elemente conceptuale. Repere istorice

Principala tendință a actualei etape de dezvoltare și modernizare a industriei o constituie mecanizarea și automatizarea proceselor de producție, urmărindu-se integrarea acestor procese în sisteme comandate și coordonate de unități de calcul.

Astfel s-au creat noi mașini, agregate și instalații în componența cărora intră mecanisme din ce în ce mai eficiente care, în construcții compacte, pot realiza parametri de performanță foarte ridicați. Aceștia s-au obținut atât prin îmbunătățirea caracteristicilor cinematice, energetice și dinamice ale transmisiilor mecanice clasice, cât și prin apariția unor noi tipuri de transmisii mecanice.

În acest mod a apărut transmisia armonică dințată (TAD) –brevetată în anul 1959 (după o propunere din 1955) de către inginerul american C.Walton Musser [79]. Firma UNITED SHOE MACHINERY [112] a prezentat primul reductor armonic în 1960 la o expoziție de la New York vânzând apoi licența unei firme japoneze HASEGAWA GEAR WORKS Ltd.. În scurt timp s-a început producția în serie a reductoarelor armonice de uz general sau pentru utilizări speciale - la avioane, nave cosmice, sateliți, antene radar, roboți industriali, reactoare atomice, acționări în spații ermetizate din industria chimică și petrolieră, mecanisme navale, mașini-unelte etc. - în țări ca SUA, Japonia, Rusia, Elveția, Germania ș.a.

Transmisia armonică dințată precum și celelalte transmisii moderne au fost integrate pe scară tot mai largă în sisteme comandate și coordonate de calculatoare.

Sistemele de acționare trebuie să corespundă unor pretenții foarte severe, legate în principal de fiabilitate și precizie. Acest lucru se poate realiza prin asigurarea unei precizii cinematice foarte ridicate, masă și gabarit cât mai reduse pentru sistemul de acționare, ceea ce asigură o comportare dinamică optimă a

sistemului prin adaptabilitate, precizie și promptitudine. Mai mult, ele trebuie să asigure o durabilitate mare, siguranță deplină în exploatare și costuri minime de întreținere.

Pentru rezolvarea problemelor legate de performanțele cinematice, dinamice și energetice, precum și a celor vizând precizia propriu-zisă a sistemelor mecanice, cercetătorii și-au îndreptat atenția spre transmisiile mecanice prin angrenare existente, pe care le-au îmbunătățit până la limitele posibile, dar nu și suficiente.

S-au dezvoltat în mare măsură TAD reductoare cu două unde, cu roată flexibilă lungă sau scurtă, folosindu-se preponderent generatoare cu camă și rulment flexibil pentru îmbunătățirea caracteristicilor elementului flexibil. Pentru astfel de transmisii s-au elaborat cataloage cu serii de tipodimensiuni uzuale [100], [111], [112], [113], [114], [115], [116], [117], [118], [124].

Transmisia armonică ermetizată (TAE), spre deosebire de celelalte transmisii armonice, trebuia să apară ca urmare a dezvoltării tot mai accentuate a industriei chimice, petro-chimice, respectiv a unor laboratoare cu medii toxice sau biologice etc., unde erau necesare instalații de mare precizie, care trebuiau totodată să compartimenteze etanș diferitele medii între ele. Utilitatea acestor transmisii era dovedită, fiind impusă studierea deformațiilor și tensiunilor care pot apărea în procesul de angrenare la diverse regimuri de funcționare.

Lucrarea de față reprezintă o contribuție la studiul acestor tipuri de transmisii, cercetarea fiind finalizată cu rezultate care pot fi aplicate direct în practică. În urma cercetărilor efectuate, transmisia armonică ermetizată se dovedește a fi astăzi o transmisie extrem de fiabilă.

Particularitățile constructive ale transmisiei armonice ermetizate țin mai mult de forma constructivă a roții dințate flexibile – pahar prevăzut la un capăt cu o flanșă de prindere, care se fixează pe corpul carcasei asigurând astfel etanșeizarea – decât de celelalte componente - generatorul de unde sau roata rigidă.

Din punct de vedere funcțional, aceste transmisii asigură aproximativ aceiași parametri și aceleași condiții de funcționare ca și TAD clasice, fapt dovedit de încercările pe care autorul le-a făcut în cursul elaborării acestei teze de doctorat.

Ca tehnologie de fabricație, elementele acestor transmisii se pot obține prin mai multe procedee industriale cum ar fi: ambutisarea (se ambutisează „paharul” pe care se prinde un inel dințat), turnarea, deformarea plastică, prelucrarea prin așchiere, randalinarea [90], [91], [92]. Dintre mărcile de oțel utilizate frecvent, se menționează [6], [12], [59],:

- Pentru roata flexibilă: OLC 50, OLC 60, 41 CrNi 12, 18 CrNi 20, 41 MoCrNi 11, 31 MoCrNi 20, 18 MoCrNi 13, 35 MoCr 11, 34 MoCrNi 15 etc.
- Pentru roata rigidă: OLC 45, OLC 50, OLC 60 etc.
- Pentru discurile generatorului de unde: OLC 45, OLC 50, OLC 60 etc.

cu durități cuprinse între (32 – 54)HRC.

Transmisia armonică dințată (TAD) prezintă următoarele avantaje:

- gabarit și greutate reduse;
- precizie cinematică ridicată;
- rapoarte mari de transmitere pe o singură treaptă ($i=60...360$);
- funcționare silențioasă comparativ cu angrenajele clasice;
- randamente superioare la același raport de transmitere;
- uzare redusă a dinților datorată vitezelor mici de alunecare între profilele conjugate aflate în contact;
- tehnologie simplă de execuție a danturii;
- erorile privind abaterile de profil precum și subțierea dintelui sunt neglijabile.

Dintre dezavantajele acestor transmisii se amintesc:

- scăderea rezistenței la oboseală a roții dințate flexibile precum și a rulmentului flexibil (în cazul generatorului cu camă) datorită variației alternant simetrice a solicitărilor;
- dificultățile tehnologice de execuție a corpului danturii în stare deformată a elementului flexibil, necesitând scule din materiale cu caracteristici mecanice ridicate pentru prelucrare;
- apariția patinării între generatorul de unde și roata dințată flexibilă la cupluri mari;
- exigențe tehnice la montaj.

În dezvoltarea TAD, principalele repere istorice sunt:

- 1960-1970: apar primele serii de TAD și încep cercetările cu privire la principiul angrenării armonice, urmărindu-se noi tipuri constructive;
- 1970-1980: o etapă caracterizată prin:
 - diversificarea variantelor constructive;
 - cercetarea cinematicii și geometriei;
 - îmbunătățirea metodelor de calcul;
- după 1980 a început utilizarea TAD în construcția roboților industriali.

S-au făcut cercetări privind mărirea durabilității elementelor portante ale transmisiei, și în special a roții dințate flexibile.

În țara noastră studiul TAD a început în mod sistematic în 1965, iar în 1967, un grup de cadre didactice de la catedra de O.M.M. a Universității Tehnice din Timișoara [9], [63] a proiectat primul reductor armonic dințat. Acesta a fost realizat în anul 1969 cu sprijinul întreprinderii „Electromotor” din Timișoara, în vara aceluia an realizându-se și primele încercări experimentale. Ulterior, s-au executat și cercetat alte câteva modele de transmisii armonice la Institutul Politehnic București, Institutul Politehnic Brașov, Institutul Politehnic Cluj-Napoca, Întreprinderea Mecanică Ștei, Întreprinderea Neptun Câmpina, R.R.Reșița.

Preocuparea pentru studiul și dezvoltarea acestor transmisii armonice s-a concretizat și prin elaborarea și susținerea unor teze de doctorat [20], [24], [30], [46], [59],[67], [87], [96].

Problemele care apar în cadrul acestor transmisii armonice sunt legate în primul rând de mărirea durabilității roții flexibile, element puternic solicitat al transmisiei, așa cum s-a arătat până acum. Preocupările în acest sens sunt intense, propunerile de îmbunătățire a caracteristicilor roții flexibile vizând fie găsirea unor materiale care să aibă proprietăți mecanice și de rezistență ridicate, fie conceperea unor forme constructive care să asigure o fiabilitate corespunzătoare roții flexibile. Un exemplu de astfel de formă constructivă reprezintă și roata flexibilă ermetizată. Se justifică astfel continuitatea cercetărilor teoretice și experimentale în domeniul acestor transmisii.

Lucrarea de față urmărește și completează de-a lungul celor 6 capitole atât evoluția diacronică cât și sincronică a TAD, cercetând îndeaproape transmisia armonică ermetizată.

În capitolul 1 se sintetizează evoluția acestor transmisii armonice ermetizate, arătându-se totodată varietatea tipurilor constructive și funcționale, avantajele și dezavantajele pe care TAD le au în raport cu celelalte transmisii. Interesul suscitât de astfel de transmisii în țara noastră este relevat prin tezele de doctorat ce s-au realizat în acest domeniu, precum și de întreprinderile implicate în executarea reductoarelor armonice.

În capitolul 2 se prezintă stadiul actual al transmisiilor armonice dințate, rezultate din transmisia planetară cu una sau două roți centrale, domeniile de utilizare și elementele constructive ale transmisiei (roata rigidă, roata flexibilă, generatorul de unde), elemente de cinematică și dinamică, măsurările experimentale ale deformațiilor și tensiunilor efectuate de către cercetători în acest domeniu și descrierea transmisiei armonice ermetizate prezentându-se două tipuri de roți flexibile.

Capitolul 3 conține contribuțiile autorului privind algoritmi de proiectare a elementului deformabil al transmisiilor armonice dințate. S-a vizat realizarea unui program pentru calculele de dimensionare și verificare a principalelor elemente ale reductoarelor armonice. Scopul acestor algoritmi este crearea unor instrumente moderne de proiectare în domeniul transmisiilor armonice ermetizate. Pe baza modelării pe calculator s-a obținut dimensionarea elementelor angrenajului armonic respectiv verificarea acestora. Toate acestea au avut ca rezultat optimizarea proiectării, prin realizarea într-un timp scurt a calculelor necesare mai multor variante de angrenaje armonice pentru a se putea alege o variantă adecvată și a se verifica tensiunile ce apar în elementul flexibil. Se pot cunoaște astfel valorile forțelor ce se aplică pe elementele deformatoare, în vederea generării unor deformații în conformitate cu dimensiunile geometrice ale danturii respectiv se poate verifica modul de angrenare a dinților elementului deformabil cu cei ai elementului rigid.

În capitolul 4 se prezintă contribuțiile privind analiza cu elemente finite a corpului deformabil la transmisiile armonice ermetizate. Această analiză s-a efectuat cu ajutorul mediilor de proiectare asistată, CATIA și Solid Works. În cazul studiului realizat cu ajutorul programului COSMOS, s-au înregistrat tensiunile, deformațiile și deplasările maxime, și s-au reprezentat sub forma unor diagrame. Scopul acestor studii cu elemente finite este realizarea unei baze de informații (diagrame, funcții de aproximare) care se poate utiliza în cazuri practice de proiectare a transmisiilor armonice ermetizate. S-au studiat două tipuri de roți flexibile ermetizate - una cilindrică și alta conică - la care s-au urmărit modificările ce apar în urma solicitărilor, acestea variând în funcție de lungimea roții, grosimea peretelui și forma elementului deformabil.

În capitolul 5 se prezintă studiul experimental al transmisiei armonice ermetizate. Cercetările s-au efectuat pe două standuri – originale - vizând determinarea tensiunilor și deformațiilor care apar la roata flexibilă ermetizată,

respectiv precizia cinematică de orientare. Rezultatele experimentale obținute au stat la baza trasării unor grafice și diagrame care redau comportamentul elementelor studiate și mai apoi, au fost comparate cu cele obținute prin analiza cu elemente finite pentru a se putea valida cercetarea fundamentală.

Ultimul capitol prezintă concluziile finale.

1.2 Obiectivele tezei

Datorită funcționării unor TAD în medii agresive (periculoase) se impune o etanșeizare perfectă a spațiilor de lucru. Acest fapt a determinat realizarea unor transmisii armonice cu formă constructivă diferită de cea a TAD clasice, apărând astfel transmisiile armonice ermetizate (TAE).

Teza are ca obiectiv principal cercetarea fundamentală și experimentală a acestor transmisii armonice ermetizate, din punct de vedere al formei constructive, a cinematicii transmisiei, respectiv a deformațiilor și tensiunilor care apar în roata flexibilă armonică ermetizată, precum și din punct de vedere al funcționării TAE.

Confirmarea rezultatelor teoretice obținute prin analiza cu element finit a venit în urma cercetărilor experimentale efectuate pe două standuri, unul pentru studiul deformațiilor și tensiunilor în transmisia armonică ermetizată și altul pentru determinarea experimentală a erorii cinematice de orientare.

Calculul de dimensionare și verificare a principalelor elemente ale TAE au avut la bază un program original.

S-au conceput și s-au realizat și alte programe pentru interpretarea rezultatelor experimentale obținute prin folosirea timbrelor tensometrice, rezultate care să poată fi utilizate ulterior în proiectarea de TAE.

2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND TRANSMISIILE ARMONICE DINȚATE

2.1 Evoluția transmisiilor armonice dințate

2.1.1 Prezentare TAD

Transmisia armonică dințată a apărut ca o alternativă la celelalte transmisii mecanice pentru cazurile când se dorește obținerea unor randamente ridicate, rapoarte mari de transmitere ($i > 80$ pe o treaptă), construcții compacte și o precizie cinematică foarte ridicată.

O schemă, în secțiune axonometrică, a unei transmisi armonice dințate este prezentată în figura 2.1.

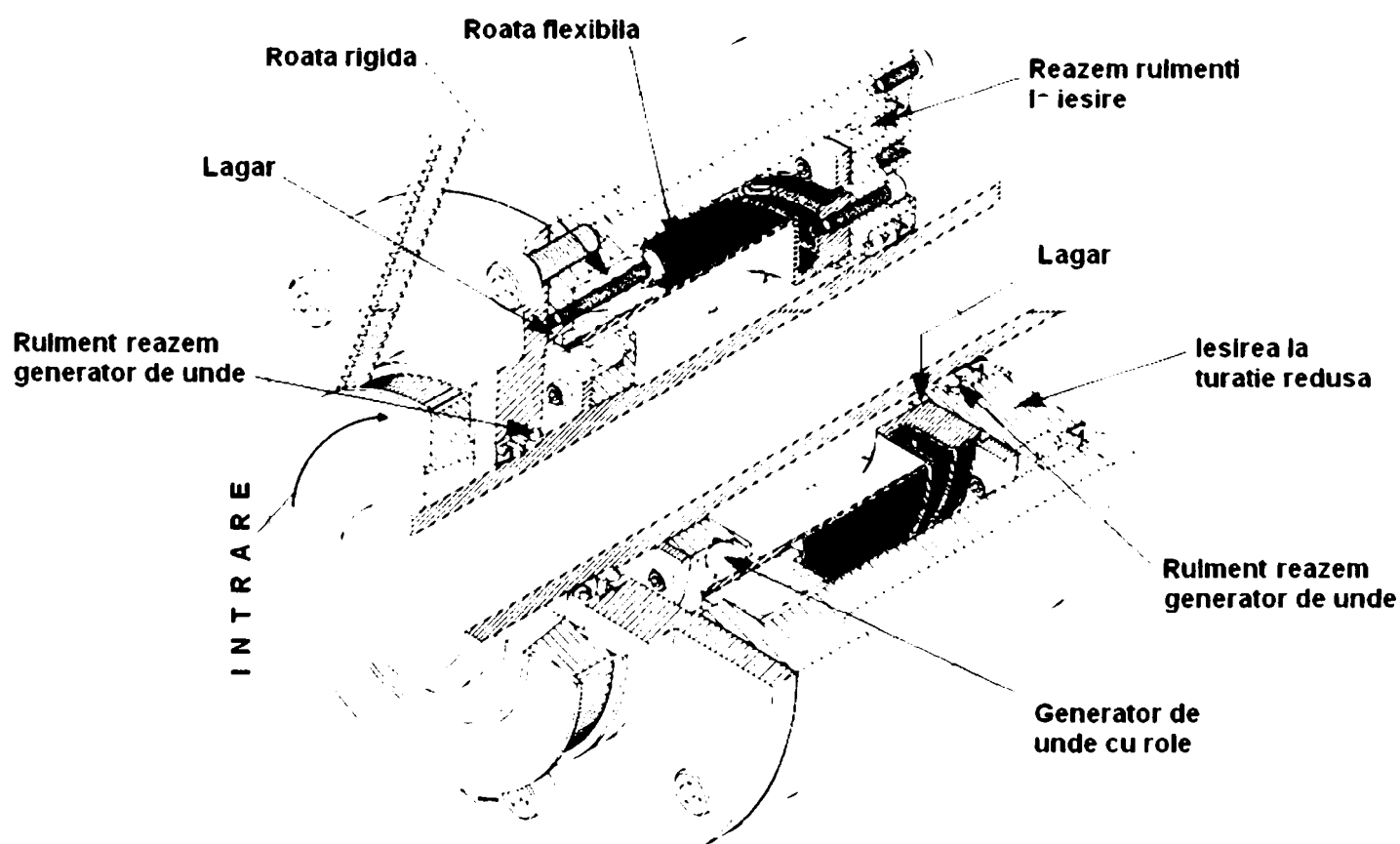


Fig. 2.1 Reprezentare în secțiune axonometrică a TAD

Transmisia planetară poate fi considerată ca fiind la baza apariției transmisiilor moderne [6], [12], [22], [59], [67], [76], [96]. Pornind de la transmisia planetară cu o roată centrală (care pare să fie soluția ce corespunde cel mai bine cerințelor impuse), sau cu două roți centrale, s-a ajuns la o serie de noi transmisii mecanice cum ar fi:

- transmisia planetară Ferguson;
- transmisia cicloidală cu bolțuri;
- transmisia precesională;
- transmisia armonică.

2.1.2 Transmisia armonică dințată derivată din transmisia planetară cu o roată centrală.

TAD poate fi considerată (cu generatorul de unde simplu) ca fiind derivată din transmisia planetară cu o roată centrală (fig. 2.2).

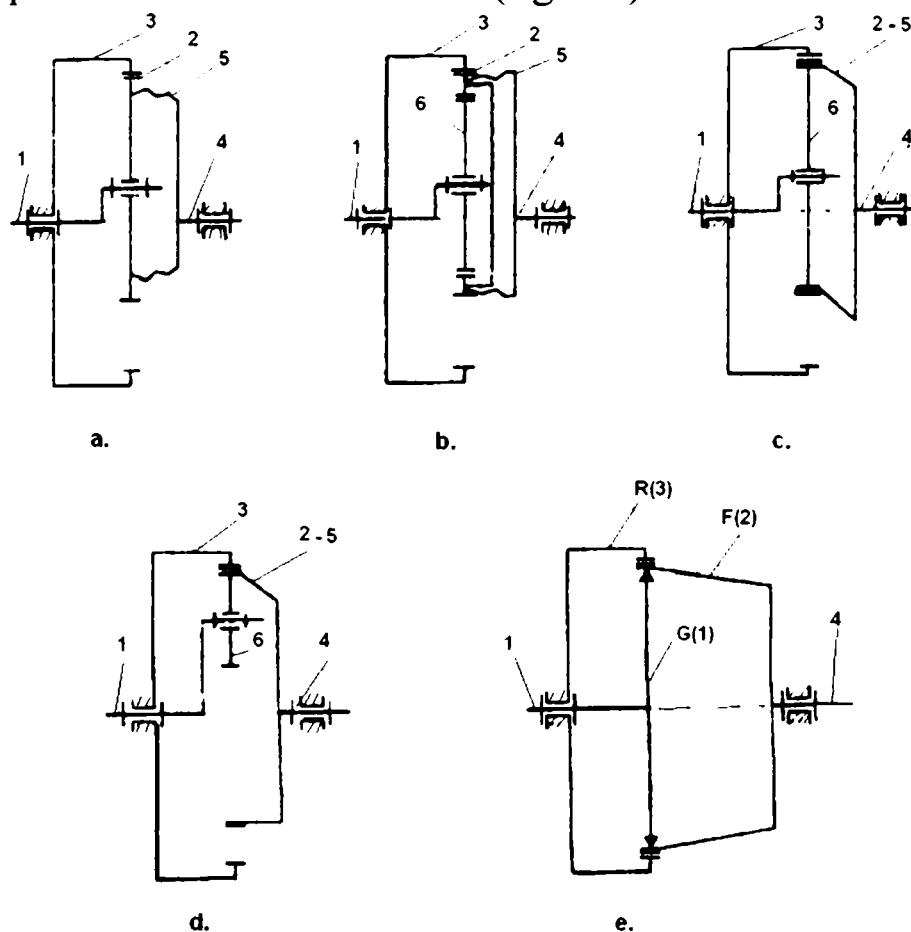


Fig. 2.1 Transmisia armonică derivată din transmisia planetară cu o roată centrală

Etapele de transformare ale transmisiei plantare cu o roată centrală în varianta armonică, sunt prezentate în fig. 2.2 a, b, c, d, e. Constructiv, transmisia armonică are următoarele componente: 1- arbore de intrare-braț portsatelit; 2- satelit; 3- roata centrală cu dantura interioară; 4- arbore de ieșire; 5- cuplaj compensator-tub flexibil; 6- rolă, R- element rigid, F- element elastic (flexibil)

Mărimea raportului de transmitere depinde, practic, numai de diferența dintre numerele de dinți ale roții flexibile și ale roții rigide. Rola excentrică 6 se poate înlocui cu un deformatoare, materializat în diferite forme.

În structura transmisiei armonice dințate există un element flexibil, (F) cuplajul 5 - folosit la transmisia planetară (fig. 2.2,a), realizat sub forma unui tub flexibil.

Dacă satelitul (2) se dispune pe brațul port satelit (1) prin intermediul rolei (6) (fig. 2.2,b) se poate mări diametrul rolei până când satelitul devine un inel flexibil, care poate fi corp comun cu tubul cuplajului, fără să se modifice nimic din punct de vedere cinematic (fig. 2.2,c). Astfel, rola (6) are rolul de a obliga elementul flexibil (3-5) să ruleze pe roata centrală, (2) obținându-se transmisia armonică dințată cu o zonă de angrenare (fig. 2.2,d)

Particularitățile constructive și funcționale ale transmisiilor armonice dințate sunt prezentate în figura 2.3, care reprezintă soluția constructivă cu cea mai mare răspândire în fabricația actuală.

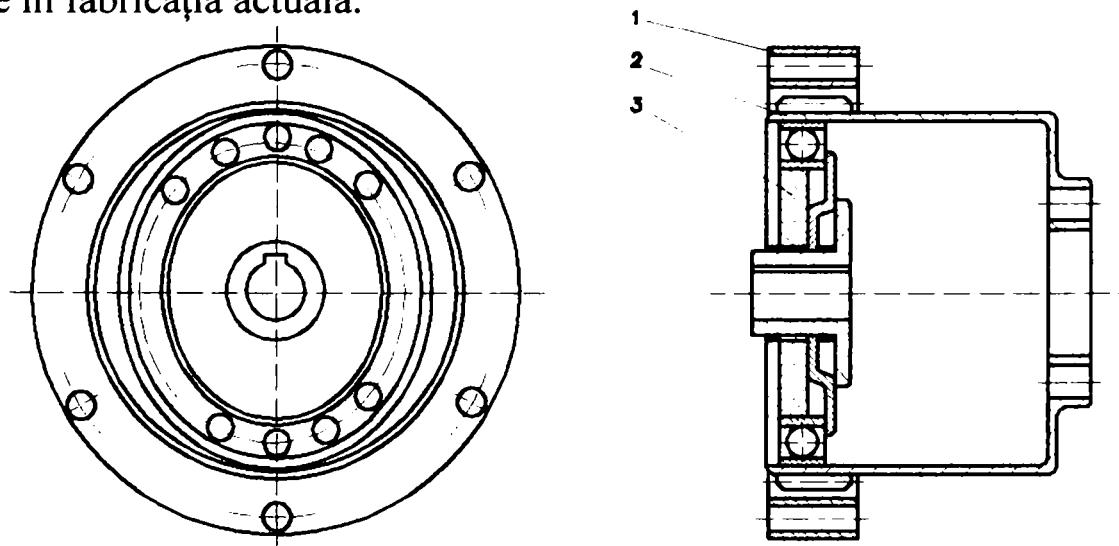


Fig. 2.3 Elemente constructive ale TAD

Elementele componente de bază sunt:

- 1- roata rigidă cu dantură interioară și z_r dinți;
- 2- roata dințată flexibilă în sens transversal, coaxială cu roata rigidă și z_f dinți;
- 3- generator de unde, cu unul sau două brațe deformatoare.

Principiul de funcționare al TAD, prezentat în figura 2.4 a, b, c, d, este următorul: în urma asamblării, roata dințată flexibilă cu număr de dinți $z_f < z_r$ (diferența fiind riguros determinată) va fi deformată de generatorul de unde. Datorită deformării radiale simetrice (în zone diametral opuse pentru generator de unde cu două brațe), roata flexibilă de formă inițială circulară, ia forma eliptică, figura 2.4 a (zona diametrului vertical). Pe porțiunea brațelor deformatoare – cu unghi de contact de aproximativ 40° - 80° – razele exterioare maxime ale generatorului de unde sunt mai mari decât raza interioară a roții dințate flexibile, astfel încât, pe aceste porțiuni, dantura roții flexibile intră forțat în angrenare cu dantura roții rigide.

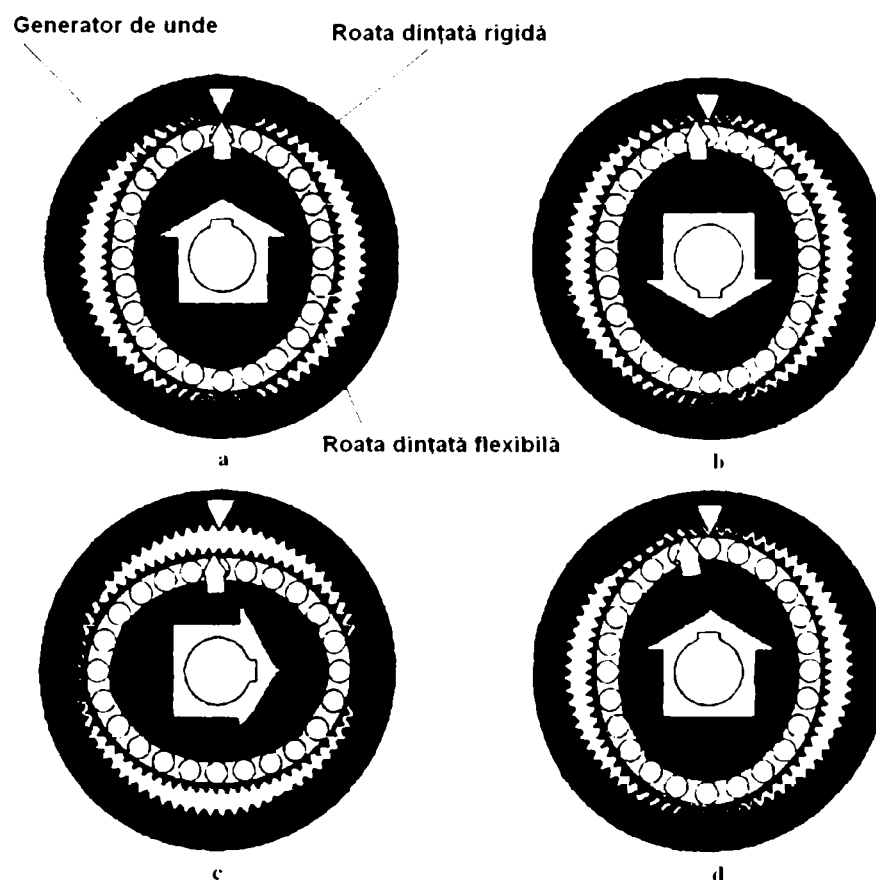


Fig. 2.4 Principiul angrenării transmisiilor armonice

Întrucât lungimea fibrei neutre a roții flexibile rămâne constantă, celelalte porțiuni se apropie de centrul roții și astfel, în aceste zone, danturile celor două roți ies din angrenare – figura 2.4 b (zona diametrului orizontal). În cazul antrenării generatorului de unde în mișcare de rotație, deformația se va propaga în fază cu rotirea generatorului de unde. Prin aceasta se asigură un contact forțat al roții flexibile cu roata rigidă în zonele de angrenare, rezultând că fibra medie deformată a roții flexibile va rula fără alunecare pe circumferința de rostogolire a roții rigide.

Deoarece lungimile celor două circumferințe diferă – diferența dintre lungimi fiind direct proporțională cu diferența numerelor de dinți – roata rigidă se va roti în sens invers sensului de rotire al generatorului de unde, conform figurii 2.3 b, c, d, ce prezintă succesiunea pozițiilor dinților în contact corespunzătoare rotirii cu câte 90° a generatorului.

2.1.3 Transmisia armonică dințată derivată din transmisia planetară cu două roți centrale.

Transmisia planetară cu două roți centrale, figura 2.5 a, în urma unor etape de transformare asemănătoare cu cele de la punctul 2.1.1, devine o transmisie armonică cu roată dințată flexibilă scurtă, figura 2.5.b.

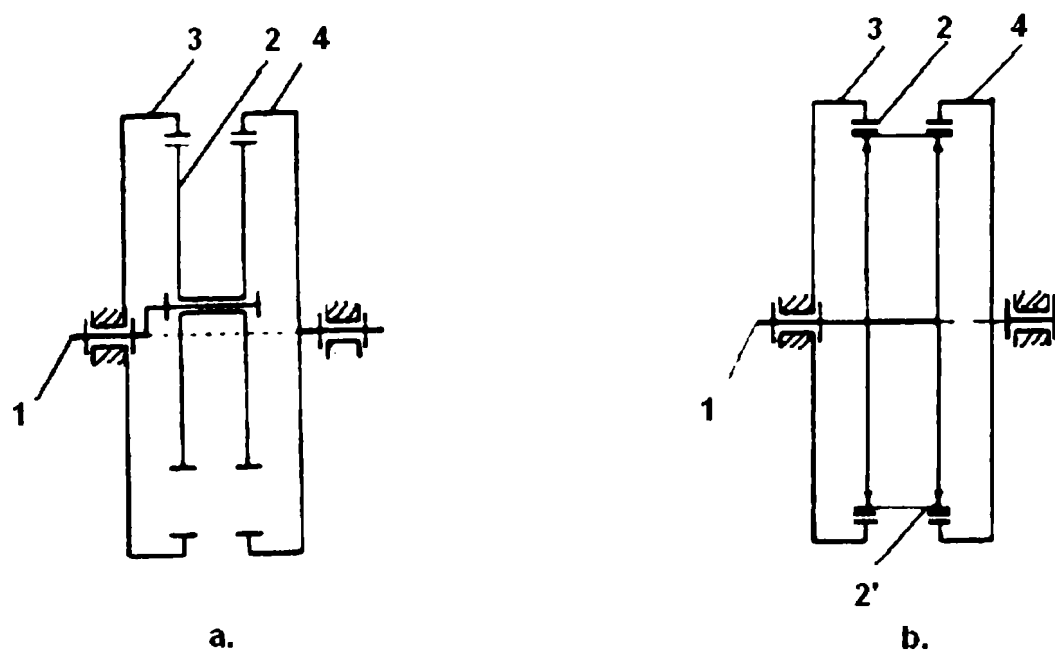


Fig. 2.5 Transmisia armonică derivată din transmisia planetară cu două roți centrale

Soluția constructivă principală, (variantă frecvent utilizată actualmente) este prezentată în figura 2.5, în care s-au folosit următoarele notații: 1-roată rigidă fixă – roată cuplaj – cu dantură interioară cu z_r dinți; 2- roată dințată flexibilă scurtă cu dantura exterioară pe toată lungimea, cu z_f dinți; 3- roată rigidă mobilă –roată angrenaj – cu dantură interioară, cu z_{rx} dinți; 4 – generator de unde (în figura 2.5, cu două brațe deformatoare). Practic, roata flexibilă are lungimea astfel încât să acopere lățimile celor două roți rigide [58], [60], [61], [62].

Întrucât $z_r=z_f$ aceste două roți materializează, de fapt un cuplaj, (numit “armonic dințat”) pe jumătatea lățimii roții flexibile, iar în același timp roata dințată flexibilă 2 (pe jumătate) și roata rigidă mobilă (3) materializează un angrenaj armonic.

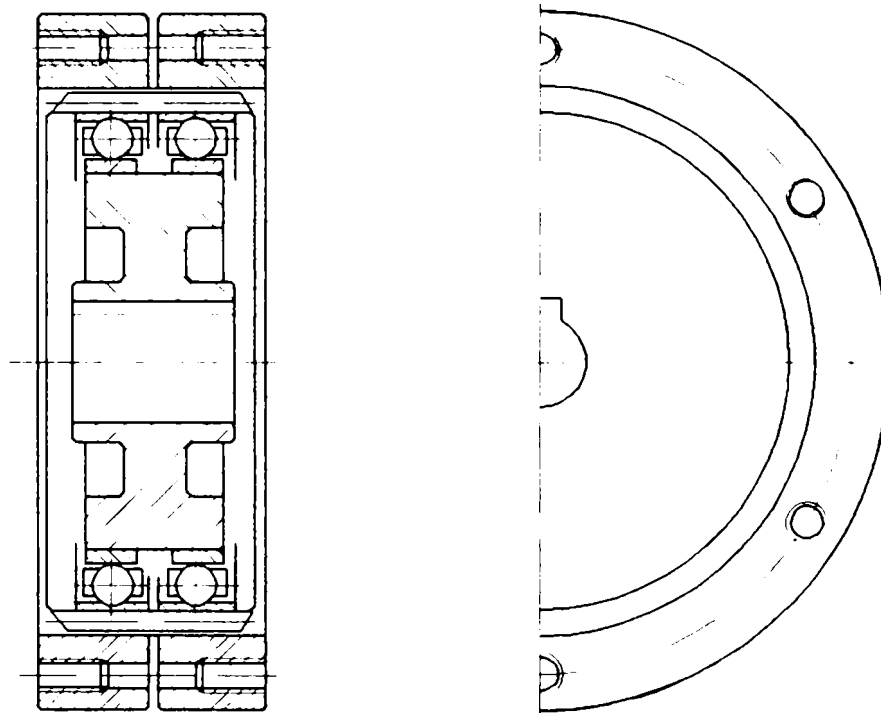


Fig. 2.6 Transmisie armonică cu roată rigidă lungă

2.2 Domenii de utilizare și tipuri constructive

Așa cum s-a arătat, transmisiile armonice au un mare impact asupra dezvoltării transmisiilor actuale, utilizările acestora regăsindu-se în domenii foarte variate de la roboți industriali, nave cosmice, sateliți, până în domenii de mecanică

fină. Interesul față de aceste transmisii a făcut ca un număr tot mai variat de TAD să apară pe piață spre a putea satisface o gamă cât mai largă de utilizări. Astfel, pe lângă clasicele, de acum, transmisii armonice cu element flexibil tip inel sau pahar, au apărut transmisii armonice frontale, transmisii armonice ermetizate, precum și diferite tipuri de actuatori cu elemente armonice. Multe firme din lume cum sunt „Harmonic Drive Technologies” [108], „Zeiss” [114], „Heason Technologies Group” [115], „Bachmann” [116], „Bosch” [117] etc. atât din Statele Unite cât și din Europa, mai ales din Germania, dar și din Japonia, se ocupă intens de cercetarea și de îmbunătățirea caracteristicilor acestor transmisii.

2.3 Cinematica și dinamica transmisiei armonice dințate

2.3.1 Principiul de funcționare al transmisiei armonice dințate.

Există o mare varietate de forme constructive de transmisii armonice dințate dar toate au la baza lor următoarele trei elemente (fig. 2.6):

1. generatorul de unde care produce deformația roții dințate flexibile în vederea angrenării acesteia cu roata dințată rigidă.
2. elementul flexibil, care este o roată dințată cu pereți subțiri, coaxială cu roata dințată rigidă, numit roată dințată flexibilă.
3. elementul rigid, care este o roată cu dantură interioară, numit roata dințată r.g.dă.

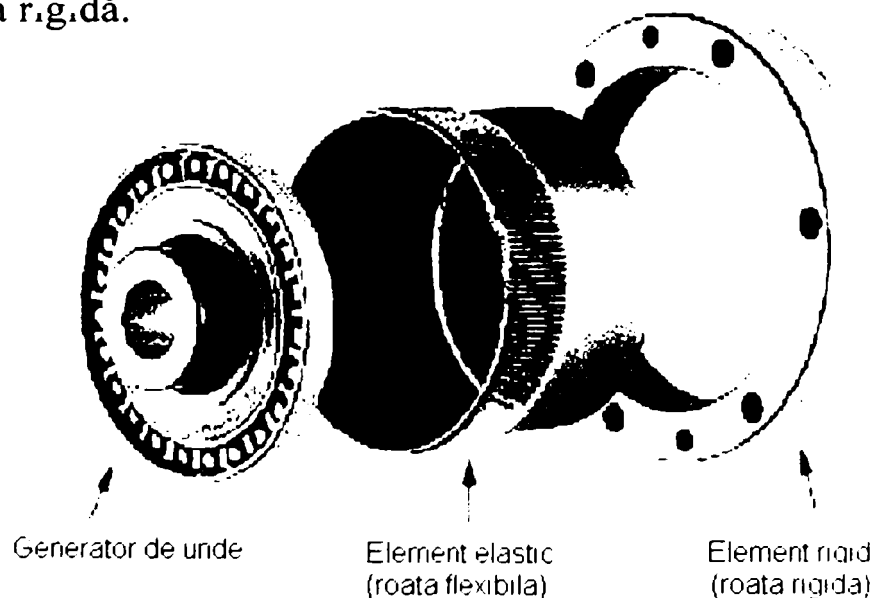


Fig. 2.6 TAD – elemente constructive

Transmisia armonică dințată formată din două roți dințate: rigidă (3) și flexibilă (2), cu $z_3 > z_2$, funcționează pe principiul înfășurării cercului de rostogolire al roții dințate flexibile peste cercul de rostogolire al roții dințate rigide, în urma rotirii generatorului de unde (1) în interiorul roții dințate flexibile.

Roata dințată flexibilă (2) cu dantura exterioară are, în general, doi dinți mai puțin decât roata dințată rigidă (3) și este deformată de generatorul de unde eliptic (1). Dinții roții flexibile, situați în apropierea axei mari ai elipsei, vor angrena cu dantura interioară a roții rigide.

La rotirea generatorului de unde, zonele de angrenare se deplasează simultan cu deplasarea unghiulară a axei mari a elipsei, iar la o rotație a generatorului de unde cu 180° se produce o deplasare unghiulară relativă de un dinte în sensul opus între roata flexibilă și cea rigidă. După o rotație completă a generatorului de unde, roata flexibilă se rotește în raport cu roata rigidă cu doi dinți în sens opus.

În figura 2.7 se prezintă schema cinematică a transmisiei armonice dințate cu o roată dințată flexibilă scurtă, cu coroanele dințate pe fețe opuse.

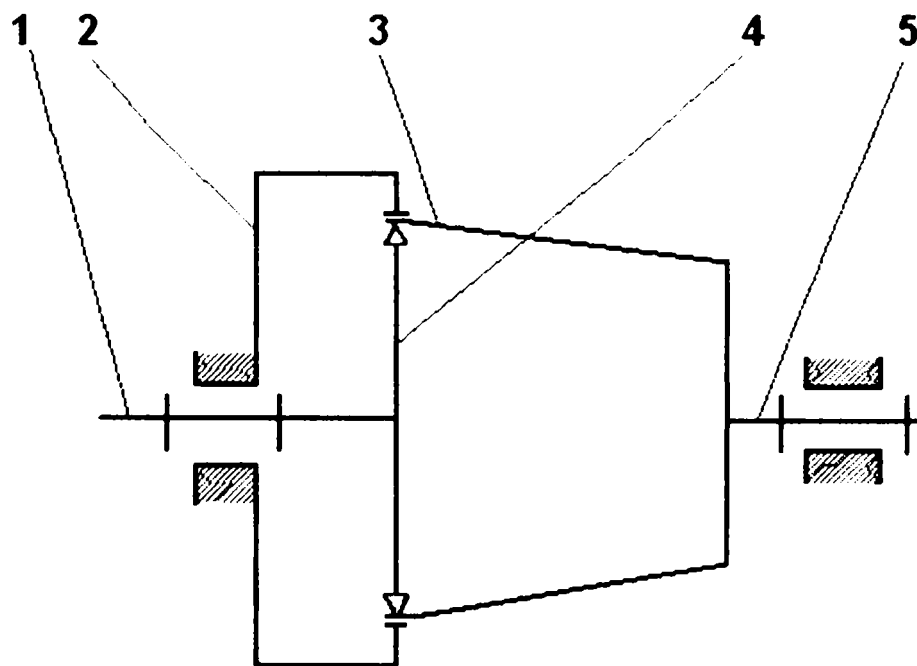


Fig. 2.7 Schema cinematică a TAD

Notățiile din figură sunt:

- 1- arbore intrare;
- 2- roata rigidă fixă (z_3);

- 3- roata dințată flexibilă cu dantură exterioară (z_2);
- 4- generatorul de unde;
- 5- arborele condus.

În acest caz, prezentat în figura 2.7, mișcarea se transmite de la arborele conducător (1) la roata flexibilă (3), deformată de generatorul de unde (4), la arborele condus (5) prin intermediul unui cuplaj cu caneluri.

Schema cinematică a transmisiei armonice ermetizate se prezintă în figura 2.8, în care:

- 1- arbore conducător (arbore de intrare);
- 2- roată rigidă fixă cu dantură interioară;
- 3- generator de unde;
- 4- roată flexibilă ermetizată;
- 5- arbore condus (arbore de ieșire).

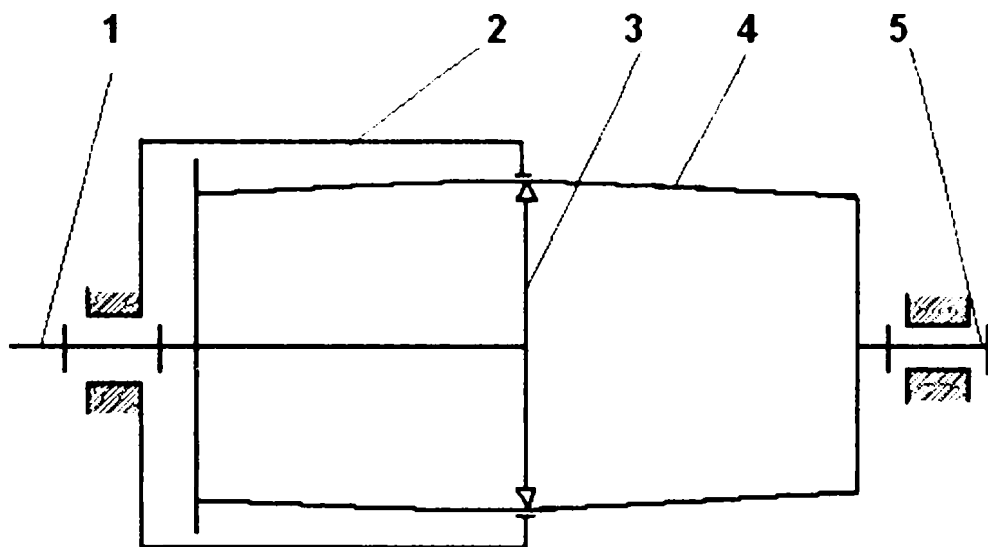


Fig. 2.8 TAD ermetizată – elemente constructive

2.3.2 Raportul de transmitere al transmisiilor armonice dințate

Ținând seama de faptul că transmisia armonică dințată derivă din transmisia planetară, prin analogie, se poate utiliza simbolizările de la transmisiile planetare și în cazul transmisiilor armonice dințate dacă se admit următoarele notări [59]: G (1)- generatorul de unde, E (2)- elementul elastic (roata flexibilă), R (3)- elementul rigid (roata dințată rigidă).

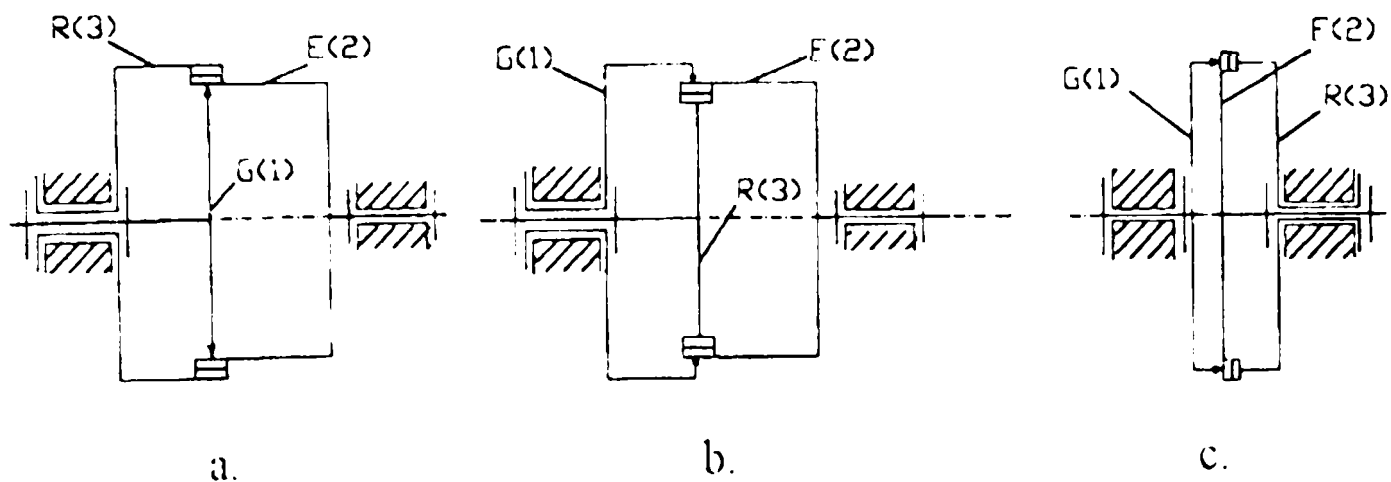


Fig. 2.9 Simbolizările TAD analog cu simbolizările transmisiilor planetare din care derivă

Astfel, pentru cele mai simple transmisii armonice dințate care pot fi cu generator de unde interior (fig. 2.9, a), cu generator de unde exterior (Fig. 2.9, b) sau chiar transmisia armonică frontală (Fig. 2.9, c) se poate utiliza simbolizarea R-E-G.

Datorită asemănării dintre schemele structurale ale transmisiilor armonice dințate și schemele structurale ale transmisiilor planetare putem utiliza relațiile cinematice pentru calculul raportului de transmitere, prin analogie, și în cazul transmisiei armonice dințate.

Astfel, raportul de transmitere pentru transmisiile armonice dințate de tipul R-E-G este același cu raportul de transmitere al mecanismelor planetare din care au derivat:

$$i_{GE}^R = \frac{1}{1 - i_{ER}^G} \quad ; \quad i_{GR}^E = \frac{1}{1 - i_{RE}^G} \quad (1.1)$$

în care indicele de sus ne arată care dintre elemente este fix, primul indice de jos reprezintă elementul conducător, iar al doilea indice de jos - elementul condus.

În funcție de rolul îndeplinit de fiecare element component al transmisiei armonice dințate de tipul R-E-G se pot obține șase variante constructive cu raport de transmitere diferit, astfel (fig. 2.9, a, b, c):

$$\begin{aligned}
 i_{12}^3 &= \frac{z_2}{z_2 - z_3} & ; & \quad i_{21}^3 = \frac{z_2 - z_3}{z_2} \\
 i_{13}^2 &= \frac{z_3}{z_3 - z_2} & ; & \quad i_{31}^2 = \frac{z_3 - z_2}{z_3} \\
 i_{23}^1 &= \frac{z_3}{z_2} & ; & \quad i_{32}^1 = \frac{z_2}{z_3}
 \end{aligned}
 \tag{1.2}$$

unde: z_2 și z_3 reprezintă numerele de dinți ale roții flexibile, respectiv ale roții rigide.

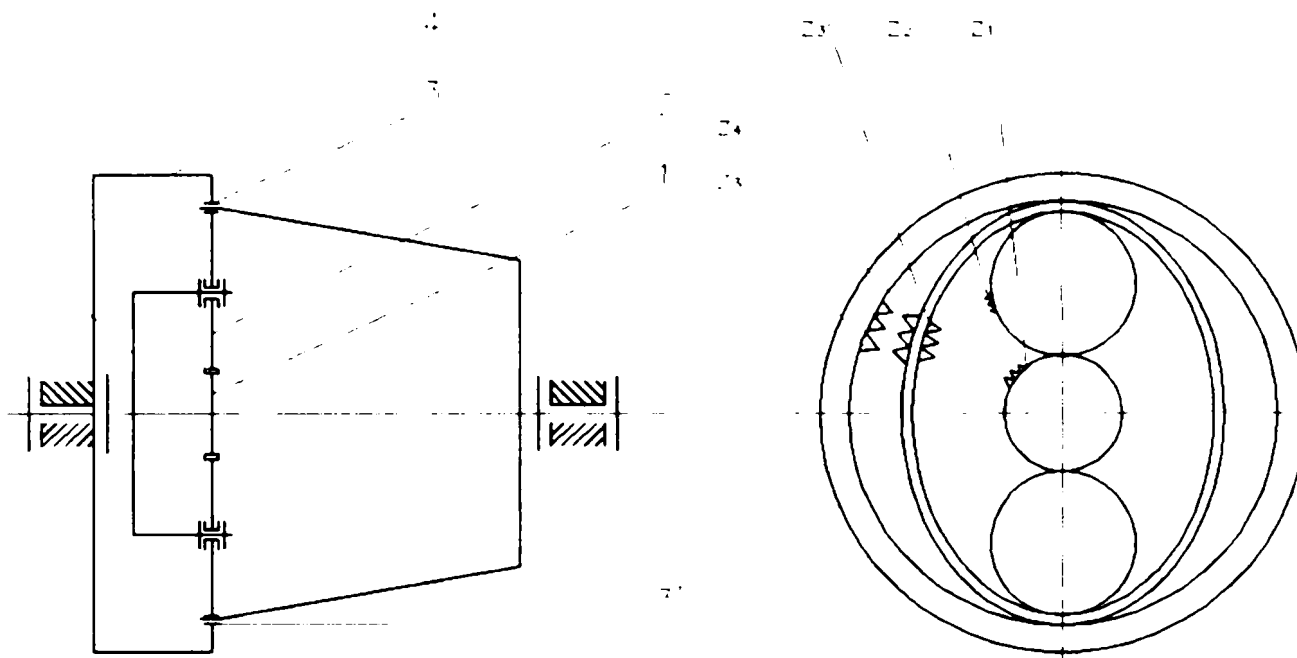


Fig. 2.10 Transmisie armonică cu generator planetar

La transmisia armonică cu generator planetar [117] (fig. 2.10) roata dințată flexibilă va avea pe lângă dinții exteriori z_3' și dinții interiori z_3 . În acest caz rolul generatorului de unde este preluat de brațul port-satelit (5), pe care se montează doi sau trei sateliți (2), satelitul dințat (1) cu z_1 dinți, roata dințată flexibilă (3) cu numărul de dinți pe suprafața exterioară, z_3' și pe suprafața interioară, z_3 și roata rigidă (4) cu z_4 numărul de dinți.

Mișcarea se transmite de la satelitul dințat (1), prin sateliții (2), la brațul port-satelit (5). Ca urmare, roțile satelit intră în angrenare cu dinții interiori ai roții dințate flexibile (3) și totodată deformează roata flexibilă, asigurând angrenarea dinților interiori ai roții rigide (4) în zonele deformate.

Aceste transmisii au avantajul că, pe lângă eliminarea generatorului de unde, turația brațului port-satelit este mai mică decât cea a generatorului și frecvența flexiunilor elementului deformabil este scăzută. Dezavantajul acestor mecanisme constă în faptul că, roata flexibilă, având dantură pe ambele fețe, în zona de angrenare prezintă concentratori de tensiune suplimentari care-i reduc durabilitatea.

Cu toate acestea există unele firme (de ex. BOSCH [117], Germania) care produc astfel de transmisii. Transmisiile sunt folosite pentru puteri mici și rapoarte de transmitere foarte mari, în construcții compacte. Roata dințată flexibilă este confecționată din material plastic prin injectare în matriță.

Un alt tip de transmisii sunt transmisiile dezvoltate de firma BACHMANN [116] tot din Germania, care au la bază același principiu de funcționare ca și transmisiile armonice clasice chiar și aceleași elemente, dar se deosebesc prin modul de realizare a roții flexibile, confecționată dintr-o bandă inelară prevăzută cu dantură pe una sau pe ambele fețe.

Aceste transmisii se mai numesc și transmisii armonice cu element pseudoflexibil în cazul în care banda este de forma unui element flexibil continuu (fig. 2.11), respectiv transmisii armonice cu element articulat când banda este de forma unui lanț (fig. 2.12).

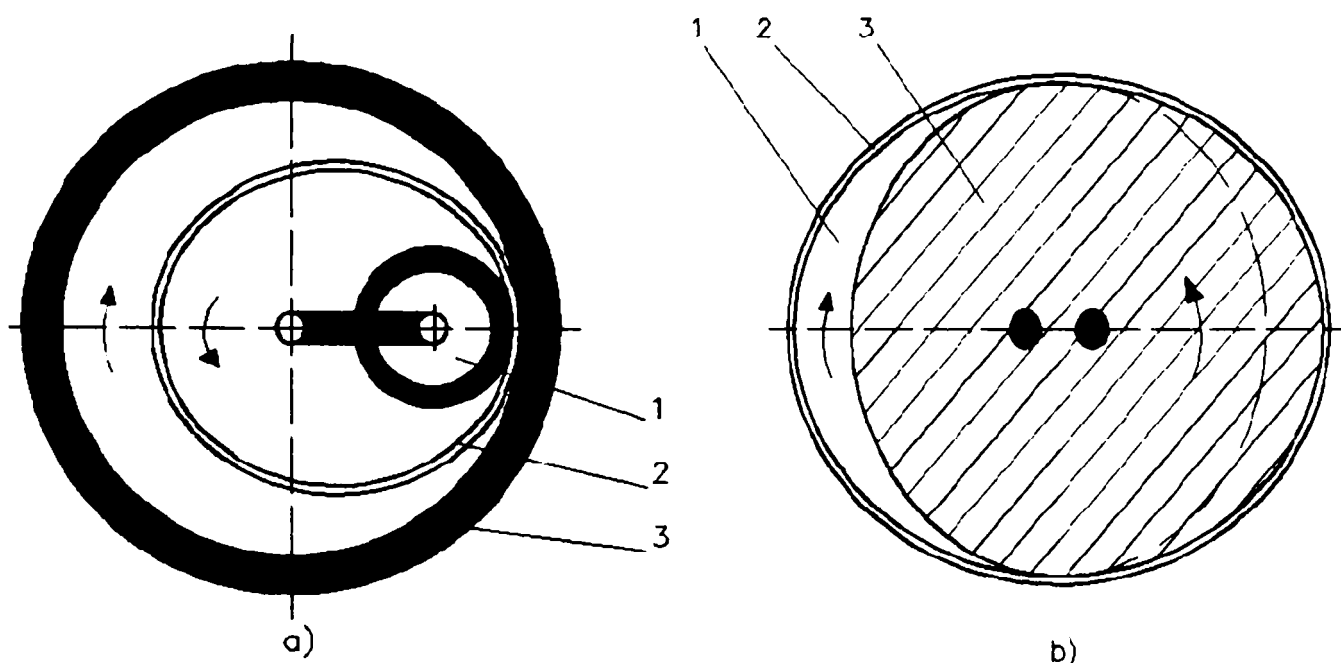


Fig. 2.11 Transmisie armonică cu element pseudoflexibil

Caracteristica de bază a acestor transmisii pseudoflexibile o constituie banda inelară flexibilă fără sfârșit, care joacă rolul elementului flexibil de la transmisiile armonice clasice și transmite sarcina între două roți dințate centrale coaxiale dintre care una este fixă. Cele două roți coaxiale pot avea danturile dispuse pe interior (fig. 2.11, a) sau pe exterior (fig. 2.11, b).

Elementul pseudoflexibil are forma unei curele cu contur închis, prevăzut cu zone dințate (2 sau 3) pe fața interioară sau pe fața exterioară, în funcție de varianta de transmisie în componența căreia intră.

La ambele variante cureaua va fi rulată pe roată respectiv rolă, pe partea opusă feței cu dantură.

Raportul de transmitere este dependent de diferențele dintre numerele de dinți ale celor două zone dințate ale curelei și anume cu cât această diferență este mai mică cu atât raportul de transmitere este mai mare.

Figura 2.12 prezintă varianta în care se utilizează ca element flexibil un lanț cu contur închis, cu elemente articulate. Arborele conducător (1) antrenează o roată de lanț excentrică (2) pe care este lăgăruită o roată de lanț (3). Concentrică față de aceasta se găsește o altă roată de lanț (4) care este legată de arborele condus (5). Roata de lanț (3) este fixă și are același număr de dinți ca și roata excentrică.

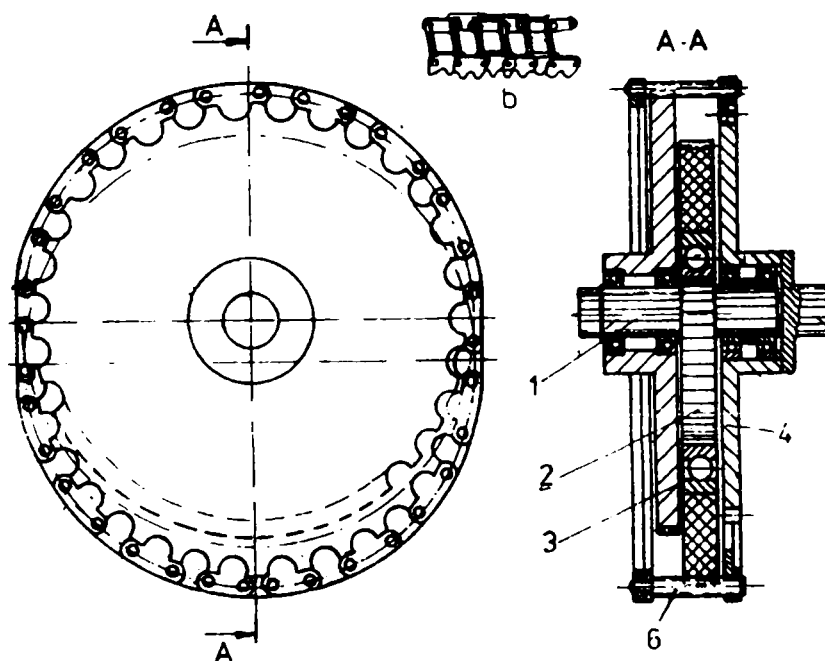


Fig. 2.12 Transmisie armonică cu element articulat

Soluțiile prezentate mai au o serie de dezavantaje specifice lanțurilor, ca de exemplu: precizie cinematică mică, randamente reduse, zgomote și vibrații, raport de transmitere variabil datorită efectului poligonal, necesitând o ungere abundentă, precum și dezavantaje specifice curelelor sincrone (în cazul cu element pseudoflexibil).

Se observă, din literatura de specialitate [6], [8], [24], [67], [108], [112], [119] că apare o mare varietate de forme constructive a TAD care au la baza construcției lor, dar și a funcționării, principiul transmisiilor planetare cu una sau două roți centrale din care acestea derivă în urma unor etape de echivalări structurale.

Transmisiile armonice dințate, deși au apărut mai târziu în cadrul transmisiilor mecanice, au atras atenția specialiștilor datorită avantajelor pe care le au față de celelalte transmisii, cum ar fi: raport de transmitere foarte mare pe o treaptă, gabarit redus și precizie cinematică relativ ridicată.

Specific transmisiilor armonice dințate este faptul că diferența dintre numerele de dinți ale satelitului (cu dantură exterioară) respectiv ale roții centrale (cu dantură interioară) este de 1 sau 2 [76] (cu mult mai mică decât cea posibilă de obținut în cazul transmisiilor dințate clasice), ceea ce asigură realizarea unor rapoarte de transmitere mari.

Caracteristic transmisiilor armonice este numărul foarte mare de dinți aflați simultan în angrenare – (15~25)% din numărul de dinți al roții flexibile (maxim 40% la cele clasice și chiar 75% în cazul transmisiilor armonice cu contact mărit)-acest fapt fiind determinant pentru calitățile favorabile ale acestora. Prin urmare, gradul de acoperire este mult mai mare decât al tuturor celorlalte transmisii prin angrenare cunoscute, având implicații în creșterea capacității portante și a preciziei cinematice, neexistând practic jocuri de flanc pe arcul de angrenare.

Alte avantaje ale acestor transmisii, care de altfel au făcut ca ele să fie utilizate în tehnica de vârf, sunt: gabarit foarte redus, funcționare silențioasă, transmiterea

mișcării și într-un mediu ermetic închis; concomitent acestea au un randament de neegalat de celelalte tipuri de transmisii mecanice, la același raport de transmitere.

Cercetările care s-au făcut au avut în vedere diversificarea și perfecționarea continuă a acestor transmisii armonice dințate, astfel că în scurta perioadă trecută de la apariția lor s-au realizat numeroase variante de forme constructive și de soluții în principiu noi, dar derivate din acestea.

2.3.3 Elemente constructive ale TAD

În încercarea de a realiza performanțe cât mai bune și de a diminua cât mai mult dezavantajele legate de durabilitatea limitată a roții flexibile, s-au imaginat și construit numeroase variante de transmisii armonice dințate [9], [11], [30], [59], [67], [68].

Acestea diferă, în principiu, prin construcția roții dințate flexibile și tipul generatorului de unde.

În cele ce urmează se procedează la o clasificare a TAD după mai multe criterii.

A. După tipul generatorului de unde, TAD pot fi clasificate astfel:

- a) În funcție de numărul zonelor de contact:
- TAD cu o singură zonă de contact (cu o undă)
 - TAD cu două zone de contact (cu două unde)
 - TAD cu trei zone de contact (cu trei unde)

Schema de principiu a transmisiei armonice dințate cu o undă este prezentată în figura 2.13. Această transmisie prezintă avantajul că realizează cel mai mare raport de transmitere, astfel pentru $k=1$ se obține $i_{12}^{(3)}=z_2$, (k – numărul de unde).

Transmisia armonică dințată cu o undă prezintă dezavantajul că generatorul de unde nu este echilibrat dinamic, iar roata dințată flexibilă este deformată asimetric.

Echilibrarea dinamică parțială se poate realiza prin adăugarea unei contragreutăți în partea opusă zonei de contact pe generatorul de unde (fig. 2.13, a) sau se poate utiliza un generator de unde cu două discuri (fig. 2.13, b). Discurile se fixează pe generator cu excentricități diferite ($e_1 > e_2$), astfel încât discul cu excentricitatea e_1 va deforma roata dințată flexibilă și va asigura angrenarea acesteia cu roată dințată rigidă. Celălalt disc cu excentricitatea e_2 va deforma foarte puțin roata dințată flexibilă, astfel încât să rămână un joc j între vârfurile dinților roții flexibile și rigide. În acest mod, discul de excentricitate e_2 are doar rolul de a asigura echilibrarea generatorului de unde, angrenarea efectivă realizându-se într-o singură zonă de contact.

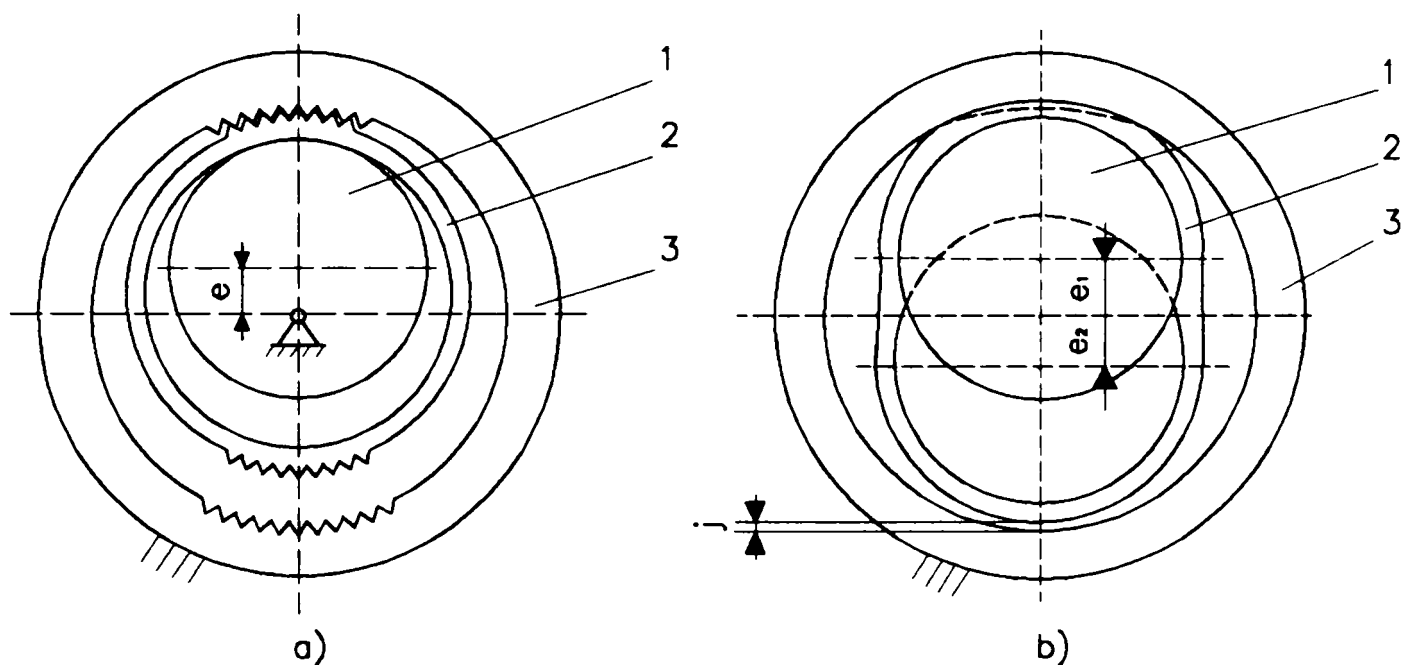


Fig. 2.13 Echilibrarea dinamică

Cele mai utilizate transmisii armonice dințate sunt cele cu două unde, datorită avantajelor rezultate din considerente dinamice (generator de unde echilibrat) și din punct de vedere al deformării simetrice a roții flexibile.

Transmisiile armonice dințate cu trei unde (fig. 2.14) sunt utilizate mai ales la gabarite mari, deoarece în cazul gabaritelor mici sunt dificultăți legate de amplasarea în spațiu a brațelor generatorului. Ele sunt echilibrate dinamic, deoarece cele trei brațe sunt dispuse la 120° și au raze identice.

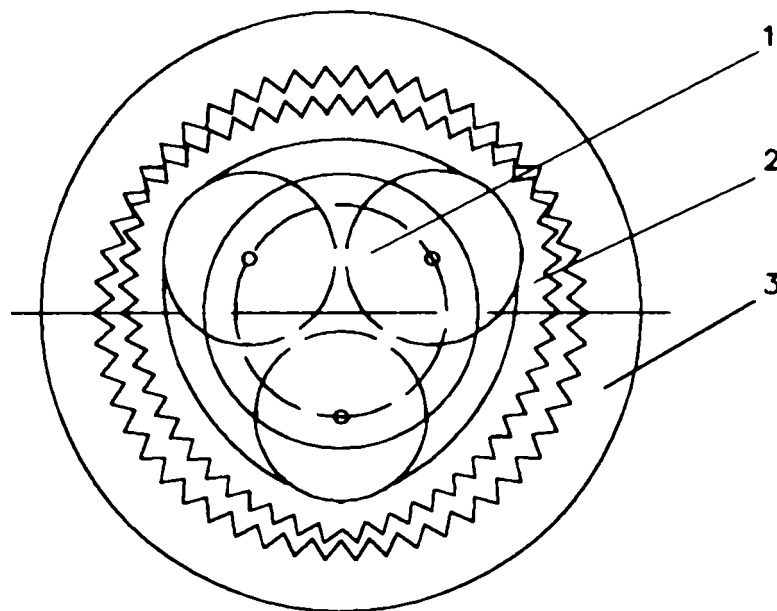


Fig. 2.14 Transmisie armonică cu trei unde de deformație

Aceste transmisii prezintă dezavantajul că frecvența solicitărilor la oboseală este mai mare cu 50% în raport cu transmisiile cu două unde, deci prezintă o durabilitate mai scăzută.

Nu se folosesc TAD cu un număr de unde mai mare decât trei din cauza numărului mare de cicluri de solicitare la oboseală, a înălțimii mici a dinților și a dificultăților legate de amplasarea generatorului de unde.

b) După principiul de acționare a generatorului de unde:

- cu acționare mecanică;
- cu acționare hidromecanică;
- cu acționare pneumomecanică;
- cu acționare electromagnetică.

Cele mai răspândite sunt generatoarele cu acționare mecanică în construcția transmisiilor armonice dințate, datorită simplității constructive și a execuției relativ ușoare a acestora. Generatoarele cu acționare mecanică pot avea diferite forme constructive.

c) După numărul de brațe (de regulă este egal cu numărul zonelor de contact, cu excepția exemplului din figura 1.12, b, unde un braț are rol numai în echilibrarea dinamică a generatorului) se deosebesc:

- generator cu un singur braț;
- generator cu două brațe;
- generator cu trei brațe.

Din punct de vedere al alcătuirii zonei de contact între arborele generatorului de unde și roata dințată flexibilă, în construcția acestor generatoare se utilizează: rulmenți radiali cu bile sau cu role, discuri mari montate cu o anumită excentricitate (fig. 2.15), came (fig. 2.16).

În figura 2.15 sunt prezentate două variante de generator de unde cu discuri excentrice, care asigură transmisiei randament mare. Varianta constructivă din figura 2.15, prezintă dezavantajul că discurile (1) deformează roata dințată flexibilă (2) în plane diferite și sistemul nu este echilibrat dinamic. De asemenea, această variantă constructivă provoacă o deformare asimetrică a roții dințate flexibile cu dezavantajele care decurg de aici în legătură cu starea de tensiune din roata flexibilă, capacitatea portantă și durabilitatea transmisiei. În cazul generatorului cu trei discuri (fig. 2.15, b) se micșorează echilibrul dinamic al generatorului de unde, deformarea roții flexibile se ameliorează în sensul unor sollicitări simetrice, dar crește gabaritul axial al întregului mecanism.

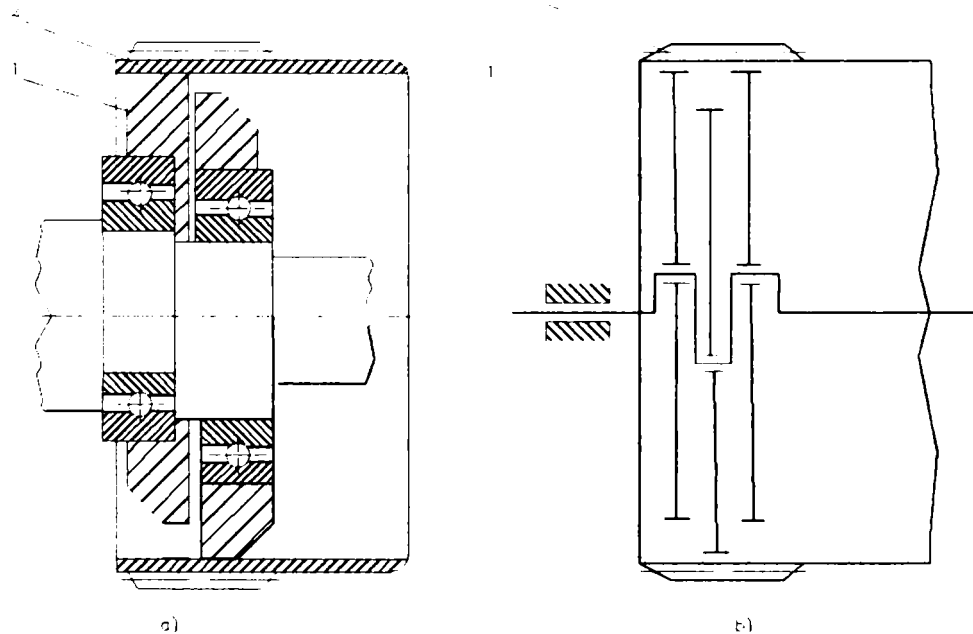


Fig. 2.15 TAD cu generator de unde cu discuri excentrice
a. două discuri excentrice;
b. trei discuri excentrice.

Dezavantajul generatoarelor cu role și discuri constă în faptul că acestea pot asigura o deformare a roții dințate flexibile numai după un arc de cerc - în zona de contact dintre rolă sau disc și suprafața interioară a roții dințate flexibile.

În cazul acestor generatoare există zone ale roții flexibile care se deformează liber, acest fenomen având consecințe nefavorabile asupra stării de tensiune din elementul flexibil.

Utilizarea generatorului de tip camă oferă transmisiei armonice dințate posibilitatea obținerii celor mai bune rezultate din punct de vedere al randamentului, momentului de torsiune și durabilității roții dințate flexibile.

În figura 2.16 se prezintă schematic generatorul de unde tip camă. Acesta poate avea diferite forme [12], [59]. În scopul asigurării unei rostogoliri pure între camă și roata dințată flexibilă se montează un rulment flexibil (fig. 2.16, a), la care inelul exterior este cu pereți subțiri și adâncimea căilor de rulare micșorată (deoarece lipsesc forțe axiale) iar inelul interior se montează presat pe camă. Inelul interior al rulmentului, deși de formă necirculară (are profilul camei), rămâne fix pe camă în timpul funcționării transmisiei. Inelul exterior se deformează odată cu roata flexibilă, din această cauză el se confecționează de grosime mică, fiind puternic solicitat la oboseală.

La acest-rulment-flexibil-special separatorul poate fi rigid dar cu locașe pentru bile mărite, în vederea asigurării deplasării bilelor, corespunzător deformației radiale a roții dințate flexibile. Se pot utiliza și rulmenți flexibili fără separatoare, dar în acest caz numărul corpurilor de rostogolire crește și este necesar să se asigure un joc tangențial de 0.02...0.03 mm între corpurile de rostogolire pentru evitarea frecărilor și a blocărilor.

Varianta de generator prezentat în figura 2.16, b permite realizarea contactului cu roata dințată flexibilă prin intermediul unui strat de ulei introdus sub presiune. În această situație se elimină dezavantajele legate de existența rulmentului flexibil, dar, este necesară o instalație care să asigure permanent circulația uleiului

sub presiune în așa fel încât, între camă și suprafața interioară a roții flexibile să existe filmul de lubrifianț necesar pentru realizarea frecării lichide și evitarea gripării.

În figura 2.16, c se prezintă un generator de tip camă care se caracterizează prin dimensiuni mici și moment de inerție redus. Cama (1) acționează pe corpurile interioare (2) așezate în separatorul (3) și le modifică poziția. În acest caz se pune problema asigurării ungerii la cuplele de alunecare formate între camă și corpurile interioare.

Generatoarele de undă cu camă prezintă avantajul unor curbe de deformare a roții dințate flexibile după dorință, acest lucru realizându-se prin modificarea convenabilă a profilului camei. Se remarcă de asemenea faptul că, suprafața interioară a roții flexibile este în contact cu generatorul de unde, de-a lungul întregului profil neexistând zone de deformare liberă a roții flexibile.

Acest lucru are efecte favorabile asupra stării de tensiune din roata flexibilă deformată, și implicit asupra capacității portante și durabilității transmisiei.

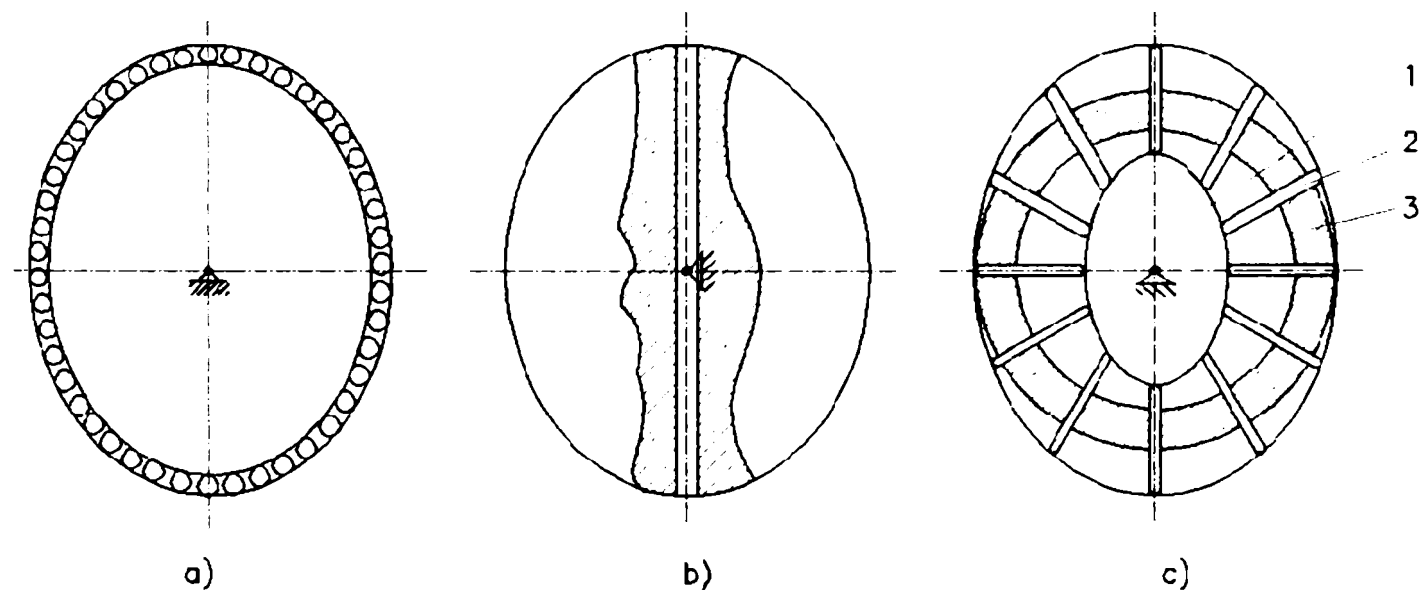


Fig. 2.16 Generatoare de unde tip camă

Două variante constructive de generator de unde cu acționare hidromecanică sunt prezentate în figura 2.17.

Deformarea roții dințate flexibile de către generatorul cu acționare hidromecanică se poate face direct sub acțiunea presiunii fluidului (Fig. 2.17, a) sau prin intermediul pistonășelor (2) acționate de agentul fluid aflat sub presiune, ca urmare a rotirii distribuitorului (1). Distribuitorul are o construcție care permite (pe o direcție) trecerea fluidului sub presiune spre elementul flexibil, respectiv spre pistonășe iar pe direcția perpendiculară permite golirea fluidului.

Aceste generatoare prezintă avantajul că momentul de inerție este mic dar au randament scăzut datorită consumului de energie, atât pentru acționarea arborelui de intrare, cât și pentru realizarea presiunii de lucru a fluidului.

Generatoarele de acționare pneumatică au același principiu de funcționare ca și cele hidromecanice, cu deosebire că pentru realizarea deformației roții dințate flexibile este utilizat aerul comprimat.

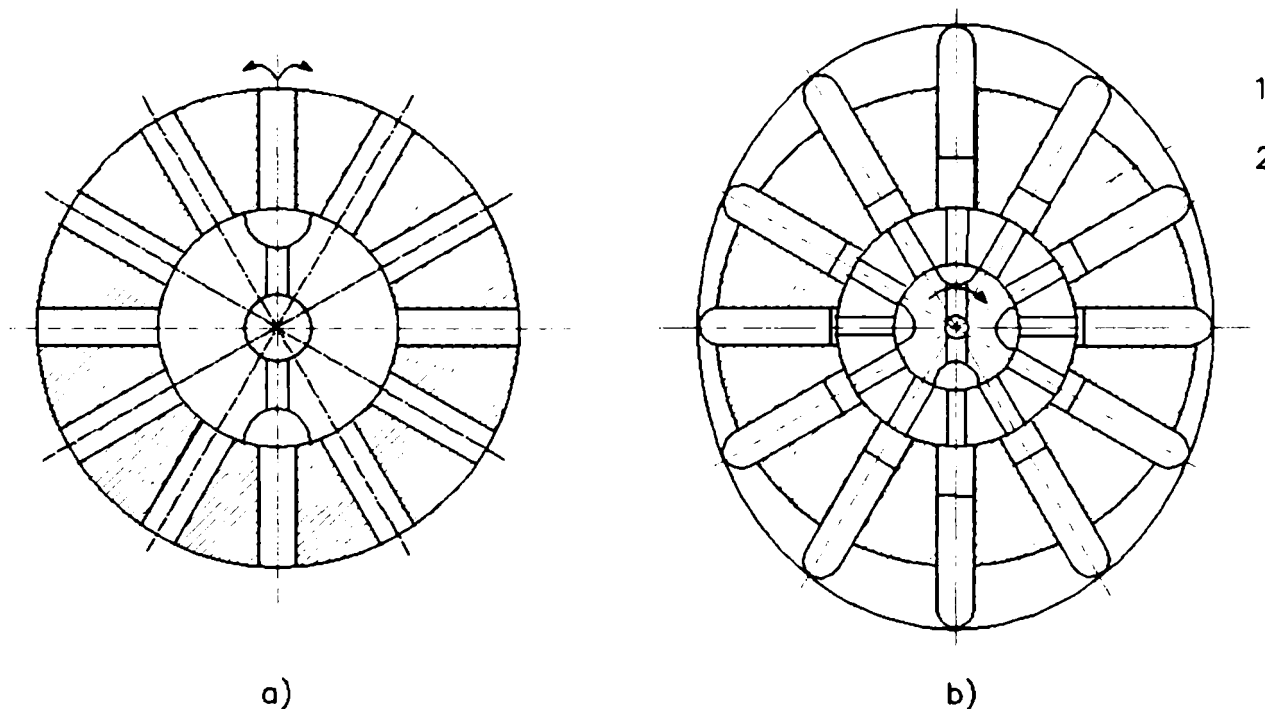


Fig. 2.17 Generatoare de unde cu acționare hidromecanică

Deformarea roții dințate se poate realiza și cu ajutorul unor electromagneți așezați radial pe conturul roții și fixați pe batiu (fig. 2.18).

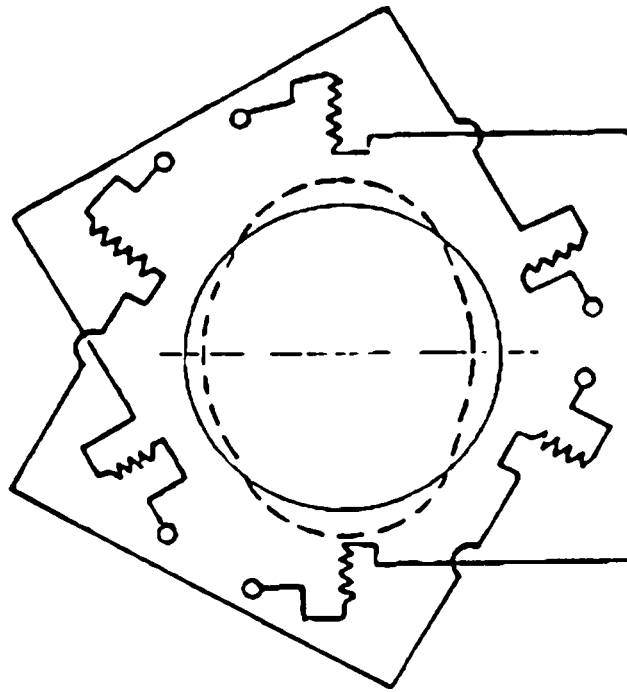


Fig. 2.18 Generator de unde electromagnetic

Legarea electromagneților la instalația de alimentare și tensiune electrică este realizată în așa fel încât să funcționeze simultan doi câte doi situați pe același diametru. Prin comutarea la curent a celor doi electromagneți diametral opuși, roata dințată flexibilă va fi atrasă către miezul electromagneților, iar prin conectarea succesivă a bobinelor se produce propagarea deformației pe periferia roții.

Generatorul electromagnetic prezintă o construcție compactă, produce deformații mici ale roții flexibile și se utilizează la puteri mici.

d) După natura frecării în cupla cinematică de unde-roată dințată flexibilă poate fi:

- cu frecare de rostogolire
- cu frecare de alunecare

e) După tipul deformației:

- generatoare cu deformație continuă a elementului flexibil (de regulă cele mecanice);
- generatoare cu deformație pulsatorie (de exemplu deformatoarele cu acționare hidromecanică și cele cu acționare electromagnetică).

B. După roata dințată flexibilă TAD se clasifică astfel:

a) După forma geometrică a părții active a roții dințate flexibile.

- cu roată dințată flexibilă cilindrică;
- transmisie armonică dințată frontal (cu roată dințată flexibilă plană);
- cu roată dințată flexibilă tronconică.

Un exemplu de transmisie armonică dințată frontal este prezentat în figura 2.19 [67]. Elementul flexibil (2) se prezintă sub forma unei diafragme circulare plane subțiri, prevăzută cu dinți frontali așezați spre exteriorul diafragmei. Această formă a roții dințate flexibile determină și forma roții rigide (3), care va fi prevăzută de asemenea cu dantura frontală.

Aceasta TAD prezintă dezavantajul încărcării suplimentare a lagărelor axiale datorită forțelor axiale de deformare.



Fig. 2.19 TAD frontală

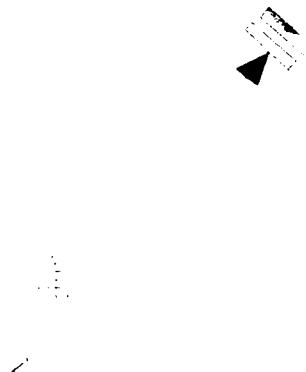


Fig. 2.20 TAD tronconică

În figura 2.20 se prezintă schema structurală a transmisiei armonice dințate tronconice, care este o variantă intermediară între TAD cilindrică și cea frontală.

Transmisiile armonice dințate frontale și cele tronconice prezentate în figurile 2.19 și 2.20, sunt în general, mai puțin folosite.

b) După poziția roții armonice:

- TAD cu roată dințată flexibilă interioară;

- TAD cu roată dințată flexibilă exterioară;
- c) După forma geometrică de ansamblu a roții dințate flexibile:
 - cilindru deschis la ambele capete (fig. 2.21 a și b);
 - cilindru închis la un capăt cu disc plan (fig. 2.21, c);
 - cilindru închis la un capăt cu emisferă (fig. 2.21, d);
 - cilindru racordat la un alt cilindru concentric, printr-o suprafață semitoroidală (fig. 2.21, e);
 - cilindru racordat la ambele capete prin suprafețe toroidale la două discuri inelare (fig. 2.21, f);
 - cilindru închis la un capăt cu o suprafață toroidală, la care s-a racordat un disc plan (fig. 2.21, g);
 - disc plan (fig. 2.21, h);
 - tronconică, închisă la un capăt cu un disc plan (fig. 2.21, i);

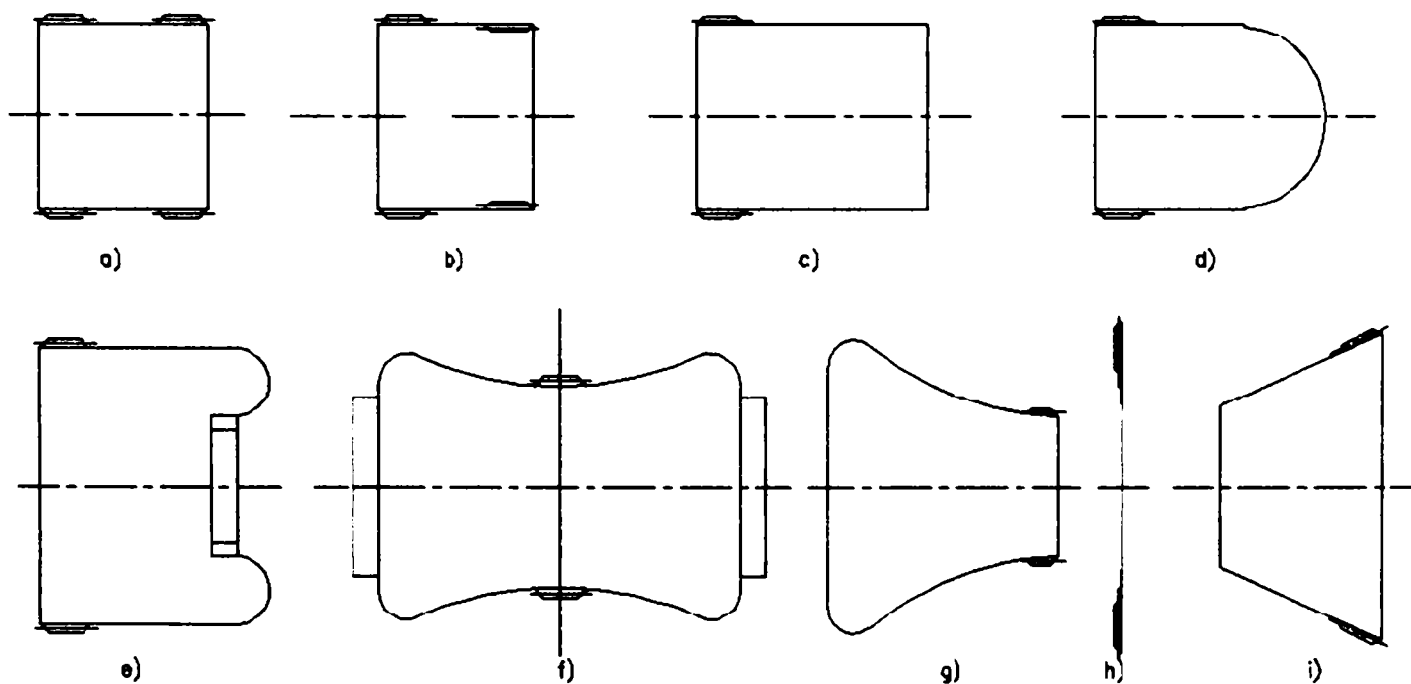


Fig. 2.21 Tipuri de roți flexibile

a., b. cilindru deschis la ambele capete; c. cilindru închis la un capăt cu disc plan; d. cilindru închis la un capăt cu o emisferă; e. cilindru racordat la un capăt cu suprafață semitoroidală; f. cilindru racordat la ambele capete cu suprafețe toroidale; g. cilindru închis la un capăt cu suprafață toroidală și la celălalt capăt cu disc plan; h. disc plan; i. tronconic închis la un capăt cu disc plan

Modul de cuplare a roții dințate flexibile cu arborele de ieșire influențează funcționarea și parametrii transmisiei. În cazul cuplării rigide a roții dințate flexibile (fig. 2.21, c, d, g, f) este limitată deplasarea axială și radială.

Îmbinarea rigidă se realizează prin seraj, cu șurub, prin sudură sau prin cuplaj dințat (fără joc) (fig. 2.22).

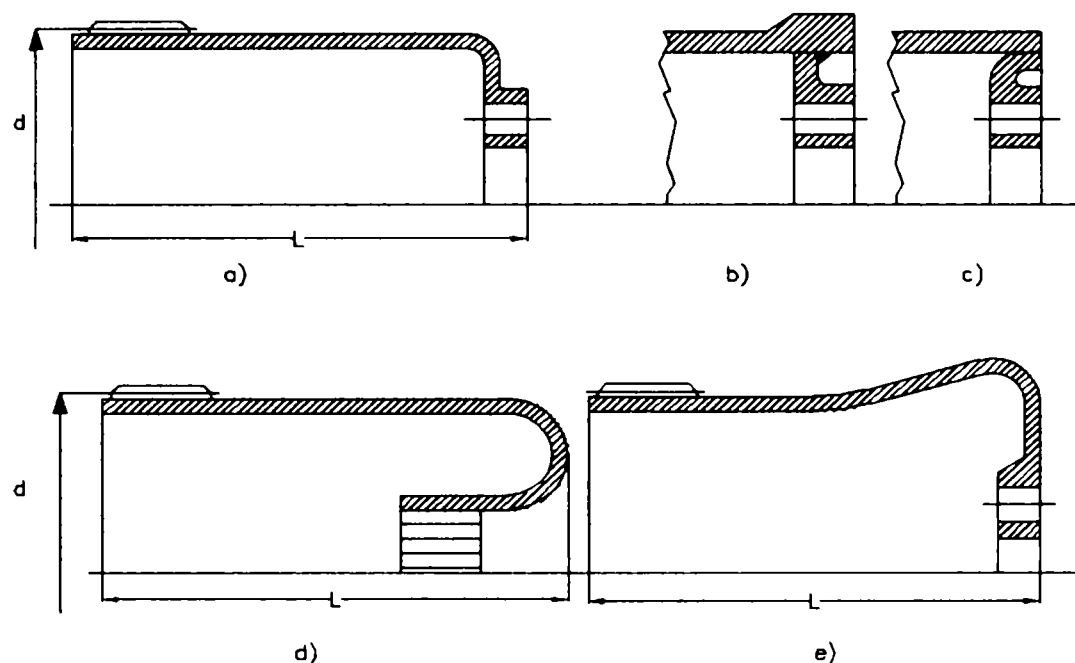


Fig. 2.22 Tipuri de îmbinări rigide prin seraj, sudură, sau cuplaj dințat

Cuplarea mobilă a roții dințate flexibile (fig. 2.23) permite deplasări radiale și axiale, lungimea roților fiind mică și poate fi de diferite tipuri::

$$L = (0,3 \dots 0,4)d$$

Pentru cuplare se pot folosi următoarele soluții:

- cuplarea prin folosirea danturii (fig. 2.23, a și b), care impune o precizie de prelucrare ridicată;
- cuplarea prin știfturi (fig. 2.23, d);
- cuplarea prin lame (fig. 2.23, c).

Transmisiile armonice dințate care conțin roți dințate flexibile cu îmbinare mobilă au randament mai scăzut decât cele cu roți dințate flexibile cu îmbinare rigidă, dar au avantajul unui gabarit longitudinal mai mic.

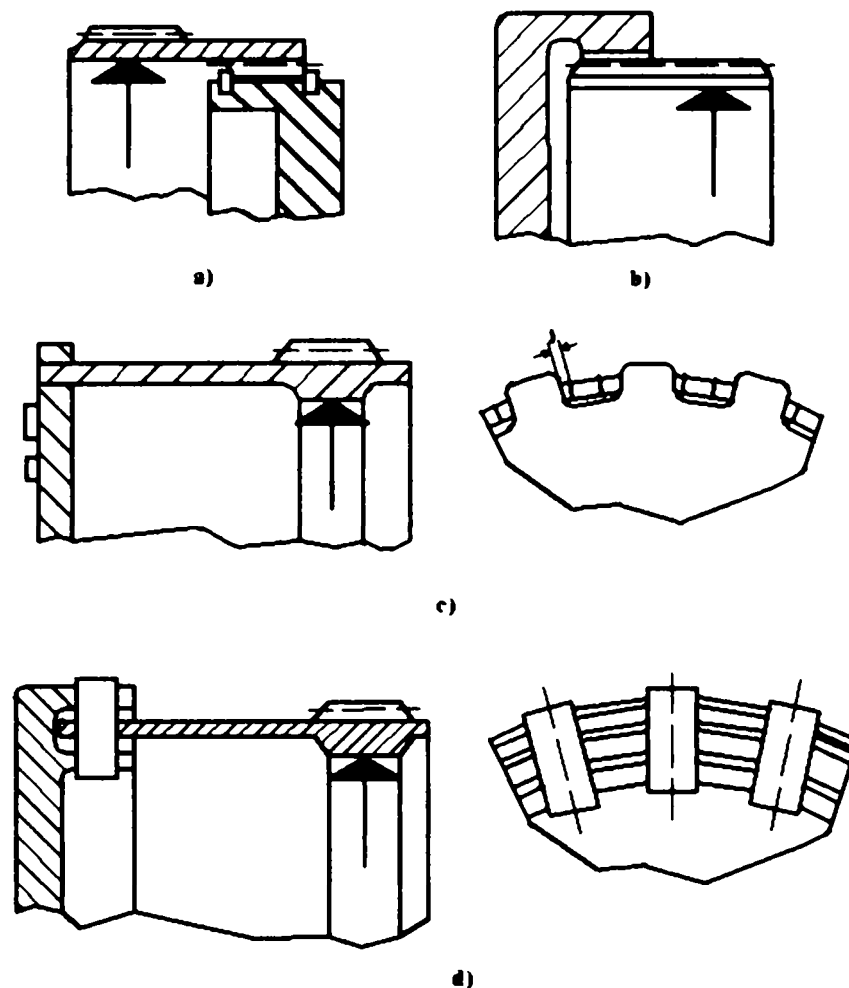


Fig. 2.23 Cuplarea mobilă a roții dințate flexibile

d) După materialul roților dințate flexibile:

- roți armonice din metal;
- roți armonice din material plastic.

Oțelurile folosite la construcția roții flexibile trebuie să fie caracterizate prin rezistența ridicată la oboseală prin încovoiere, sensibilitate redusă la concentratori de tensiune, limită de elasticitate ridicată. Din punct de vedere al solicitării la oboseală, cele mai puțin afectate sunt elementele flexibile alcătuite din segmente rigide articulate care nu sunt supuse la oboseală prin încovoiere. Această soluție constructivă nu s-a răspândit datorită execuției foarte dificile a acestor segmente care sunt pretențioase în privința preciziei.

Roțile dințate flexibile din materiale plastice se folosesc la transmisii cinematice de putere foarte mică.

e) După etanșare:

- roți armonice fără etanșare;
- roți armonice cu etanșare.

2.4 Transmisii armonice ermetizate (TAE)

Spre deosebire de celelalte transmisii armonice (radiale, frontale, etc.) care sunt cu destinații foarte variate începând de la utilizarea lor la roboții industriali, la antene satelit, avioane, nave cosmice, robineți pentru magistrale etc., transmisiile armonice ermetizate au o aplicabilitate foarte precisă. Aceste transmisii sunt cu precădere recomandate în locuri care necesită o ermetizare față de mediul înconjurător, față de alte medii de lucru, cum ar fi de exemplu în industria chimică, în laboratoare în care se manipulează substanțe toxice, la roboți care lucrează în medii toxice etc., trebuind să separe zona activă de lucru de zona pasivă.

Aceste transmisii ermetizate pot să facă acea separare între cele două medii, oricare ar fi acestea, și asta datorită în primul rând elementului flexibil al transmisiei. Spre deosebire de transmisiile armonice clasice la care elementul flexibil este sub formă cilindrică de inel, de pahar deschis la un capăt sau la ambele capete, diafragmă circulară (la cele frontale), precum și alte forme rezultate din combinațiile acestora, la cele ermetizate roata flexibilă asigură ermetizarea datorită faptului că este închisă la un capăt iar la celălalt capăt are o flanșă care se prinde ermetic pe carcasa transmisiei, în acest fel asigurând etanșeitatea.

Un exemplu de astfel de roată, care a servit cercetările din teză, se prezintă în figura 2.24 în care s-au introdus următoarele notații:

- 1 flanșă de prindere a roții pe carcasă;
- 2 corpul roții flexibile ermetizate;
- 3 dantura practică pe suprafața roții flexibile.

Lungimea totală a roții flexibile ermetizate folosite a fost de 165 mm și diametrul exterior este de 60 mm tolerat în zecimi.

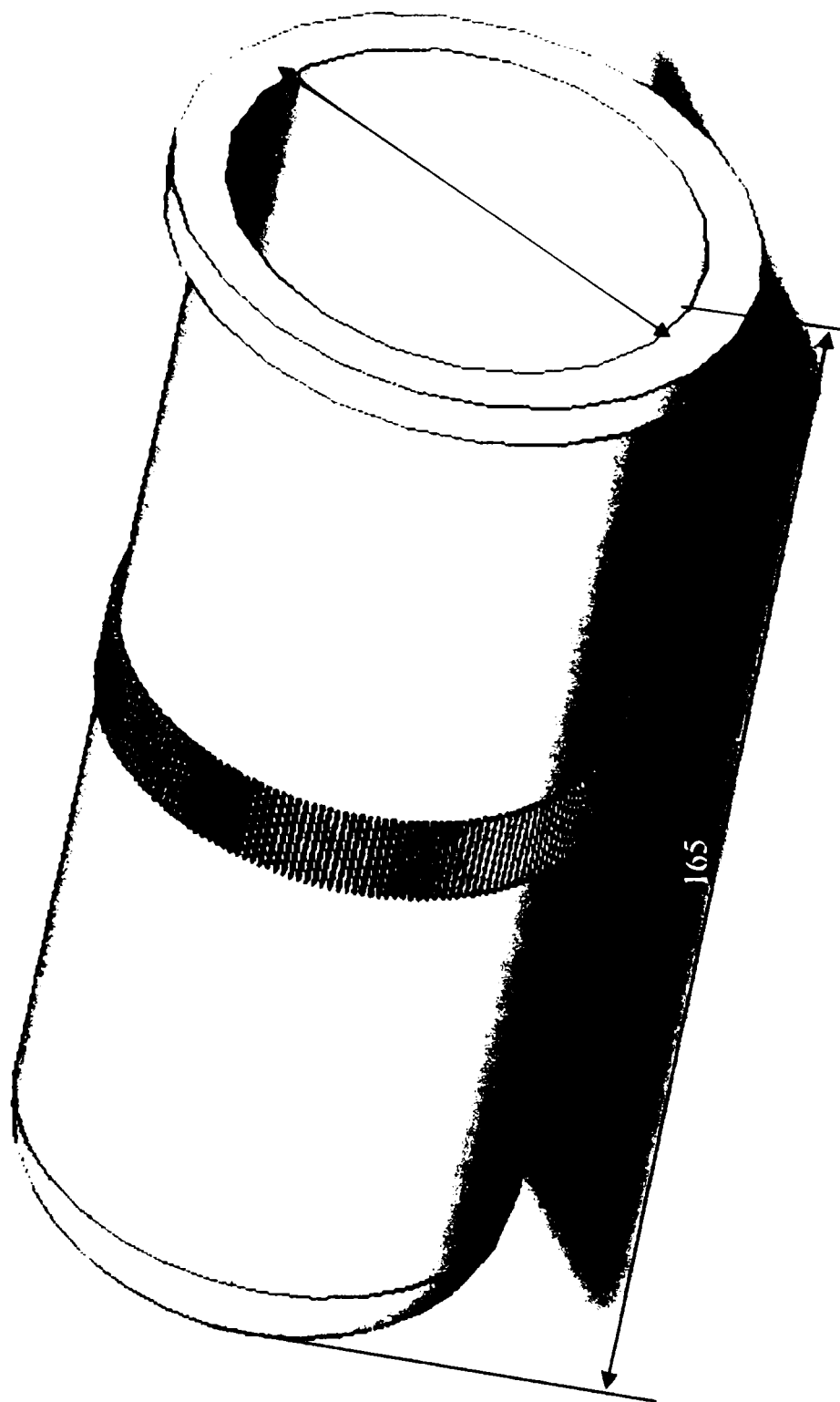


Fig. 2.24 Roată flexibilă ermetică cilindrică

Transmisia armonică dințată etanșă se mai deosebește de toate celelalte transmisii armonice prin faptul că roata dințată flexibilă are o lungime dublă față de roțile dințate flexibile cu îmbinare rigidă, la care $L=D/2$ sau $L=D$, și anume $L=2D$, în care L este lungimea iar D este diametrul roții [9], [59], [76].

Evident, există mai multe tipuri constructive de roți dințate flexibile ermetizate. Un astfel de tip de roată flexibilă ermetizată foarte des întâlnită este cea din figura 2.25:

Fig. 2.25 Roată dințată ermetică tronconică

Datorită faptului că în literatura de specialitate există prea puține date despre acest tip de transmisie, a fost necesară o cercetare mai amplă asupra transmisiilor ermetizate, construcției lor, comportării acestora în sarcină, studiul deformațiilor, ceea ce a dus la realizarea a două standuri pentru aceste determinări, standuri ce vor fi prezentate în capitolul 5 al prezentei teze de doctorat.

În urma cercetării transmisiei armonice ermetizate s-a putut observa o comportare asemănătoare a acesteia cu cea clasică în ceea ce privesc tensiunile ce apar pe dinți la angrenare, neexistând diferențe notabile în acest sens. Diferențele observate sunt în ceea ce privește forma roții și tensiunile ce apar pe roată la deformarea cu generatorul de unde. Se poate de asemenea face o observație în ceea ce privește forma constructivă a generatorului de unde. Dacă se folosește un generator cu două role care deformează roata după diametrul exterior al rotelor, acest tip de generator introduce o tensiune mai mare în zona de contact decât dacă ar fi, de exemplu, un generator tip camă sau electromagnetic. Dar aceste situații vor

face o temă de cercetare ulterioară, încercând să se găsească soluția cea mai bună pentru mărirea timpului de funcționare a roții flexibile prin micșorarea tensiunilor care apar în urma deformării cu diferite tipuri de generatoare de unde.

Standurile ce s-au realizat în vederea cercetării experimentale a acestor transmisii au vizat pe de o parte studiul tensiunilor care apar la angrenarea roții flexibile cu cea rigidă, și pe de altă parte, determinarea deformațiilor asociate roții dințate flexibile ermetizată.

2.5 Analiza și măsurarea experimentală a deformațiilor și tensiunilor în cazul TAD

Pentru a se putea cunoaște comportamentul acestor transmisii, care este forma constructivă cea mai fiabilă, în măsură să satisfacă toate cerințele de siguranță și precizie, au fost necesare studii aprofundate care s-au efectuat fie în cadrul unor teze de doctorat, fie în cadrul unor programe de cercetare, prin diferite metode experimentale, utilizându-se standuri de încercare a transmisiei în diferite regimuri de lucru, achiziție computerizată a datelor, prelucrarea datelor, programe cu element finit, determinându-se caracteristicile generale ale transmisiei, deformațiile și tensiunile ce apar în special în elementul flexibil dar și în celelalte elemente constructive.

Astfel, s-au studiat stările de tensiuni din roata dințată flexibilă scurtă, forțele din transmisia armonică dublă (încărcată sau neîncărcată), soluții privind mărirea durabilității roții dințate flexibile scurte prin studiul influenței materialului roții, utilizându-se un stand experimental care a permis cercetarea acestor factori ce influențează TAD, folosind timbre tensometrice și plăci de achiziție a datelor, rezultatele fiind prelucrate apoi computerizat. [59]

S-au făcut încercări experimentale privind determinarea deplasărilor, și s-au analizat rezultatele obținute pe modele cu forțe concentrate sau forțe distribuite. S-au făcut comparații între cercetări analitice și analiză statică neliniară, între analiza

statică neliniară și încercări experimentale ale TAD radial cu deformatoare cu două brațe. Rezultatele care s-au obținut au arătat similitudinile ce apar între cele două metode de analiză cu elemente finite, atât analiza statică liniară cât și cea neliniară. [20]

Alte cercetări au vizat analiza structurală a mecanismelor transmisiilor armonice prin determinarea gradului de mobilitate a transmisiilor armonice și analiza desmodromiei, precizia cinematică de orientare a transmisiei armonice dințate prin realizarea unui stand pe care s-au putut determina erorile de poziție datorate jocului de flanc din angrenaj sau erorii de poziție determinate de deformațiile elastice la torsiune ale roții flexibile. [96]

De o cercetare mai amplă au beneficiat transmisiile armonice frontale care au apărut mai târziu și al căror studiu este deschis multor posibilități. Studiile experimentale care s-au făcut au vizat starea de tensiuni și deformații statice și dinamice a elementului flexibil, legat de capacitatea de transmitere s-a studiat încărcarea maximă și randamentul transmisiei, turația limită, durabilitatea la oboseală. S-a urmărit, referitor la precizia cinematică, precizia angrenării forțate și precizia legăturii intrare/ieșire. [67]

Toate aceste cercetări au ca element comun, studiul roții dințate flexibile, fie ea radială sau frontală. Experimentele efectuate au vizat în primul rând posibilitățile de mărire a durabilității roții flexibile, micșorarea tensiunilor ce apar la deformare precum și forme constructive variate care să îmbunătățească aceste performanțe ale roții flexibile.

2.6 Contribuții și concluzii

Cercetările teoretice, rezultate din studiul bibliografiei actualizate cu privire la stadiul actual al TAD, au dus la următoarele contribuții:

- întocmirea unei sinteze cuprinzătoare a materialului bibliografic, cu sublinierea principalelor caracteristici ale TAD;
- descrierea domeniilor de utilizare precum și prezentarea firmelor interesate pe plan mondial de producerea de TAD;
- prezentarea unor elemente vizând taxonomia acestor transmisii;
- studiul comparativ al diverselor variante constructive de TAD
- sinteza comparativă a formelor de deformare a roții dințate flexibile în funcție de tipul generatorului de unde;
- sinteza comparativă a TAD în funcție de roata flexibilă;
- prezentarea și evidențierea unei clase de TAD, foarte puțin studiată în raport cu celelalte transmisii, și anume *transmisia armonică ermetizată*, care are o aplicabilitate determinată în sfera transmisiilor armonice dințate în general
- o sinteză comparativă privind analiza și măsurarea experimentală a deformațiilor și tensiunilor în cazul TAD făcute până acum.

3. ALGORITMI ORIGINALI DE PROIECTARE A ELEMENTULUI FLEXIBIL AL TRANSMISIILOR ARMONICE DINȚATE.

3.1 Considerații generale

Capitolul de față se axează pe studiul posibilităților de modelare matematică computerizată a unor elemente din construcția reductoarelor armonice cât și a posibilităților de automatizare a calculelor de dimensionare și verificare a principalelor componente ale acestora [15], [16], [17], [18], [21], [26], [31], [36], [37], [38], [39], [53], [54], [55], [56], [57], [74], [85], [102].

Elementul central al reductoarelor armonice este elementul flexibil, care realizează angrenarea cu elementul rigid prin deformare elastică.

Studiul deformării elementului deformabil este dezvoltat în concepția clasică prin aproximarea formei deformate a acestuia cu ajutorul unor relații analitice. Aceste relații sunt deduse în mod empiric sau prin extrapolare din experimentări, ceea ce conferă rezultatelor o precizie mai puțin ridicată. Odată cu dezvoltarea metodelor numerice, în calculele inginerești, în care este necesară analiza deformațiilor și tensiunilor, se impune ca metodă modernă universal acceptată, metoda elementului finit (MEF). Din aceste considerente în cadrul acestui capitol și a capitolului următor s-a considerat util să se abordeze problemele legate de deformarea elementului flexibil cu ajutorul acestei metode. Pentru realizarea automatizării calculelor de dimensionare și verificare în cadrul tezei de doctorat, s-a conceput și realizat un program în mediul MATLAB [102], [124], denumit "armonic1" ce cuprinde în afară de calculele elementelor danturii și un modul de analiză cu element finit pentru studiul orientativ al tensiunilor și deformațiilor în plan a elementului flexibil. Acest tip de analiză a fost realizat cu ajutorul unui modul MEF care funcționează în cadrul mediului MATLAB. Problematika analizei MEF și bazele teoretice ale acesteia se prezintă în cele ce urmează.

3.2 Program pentru realizarea calculului de dimensionare și verificare a principalelor elemente ale transmisiilor armonice dințate.

3.2.1 Considerații generale

Algoritmul propus pentru dimensionare și verificare are la bază metodele și relațiile date în [6], [9], [20], [22], [59], [76], care conțin și valori concrete ale parametrilor și coeficienților folosiți.

Datorită diversității mari a tipurilor constructive de reductoare armonice, în cadrul tezei de doctorat s-a abordat un singur tip de transmisie armonică și anume cu element deformabil cilindric și cu doi deformatori.

Programul realizează calculul dimensional al principalelor elemente ale transmisiei armonice. Ca mediu al acestui program s-a folosit limbajul MATLAB, limbaj utilizat în cercetare și medii academice la soluționarea problemelor ingineresti.

Pe lângă facilitățile de calcul de dimensionare, programul conține un modul de analiză cu elemente finite pentru calculul și afișarea grafică a stărilor de tensiuni și deformații ce apar în elementul deformabil în cadrul solicitărilor de apăsare a roților și a forței tangențiale care reprezintă încărcarea transmisiei. Schema logică de principiu a programului este arătată în figura 3.1. Numele modulelor utilizate în program sunt scrise în paranteze.

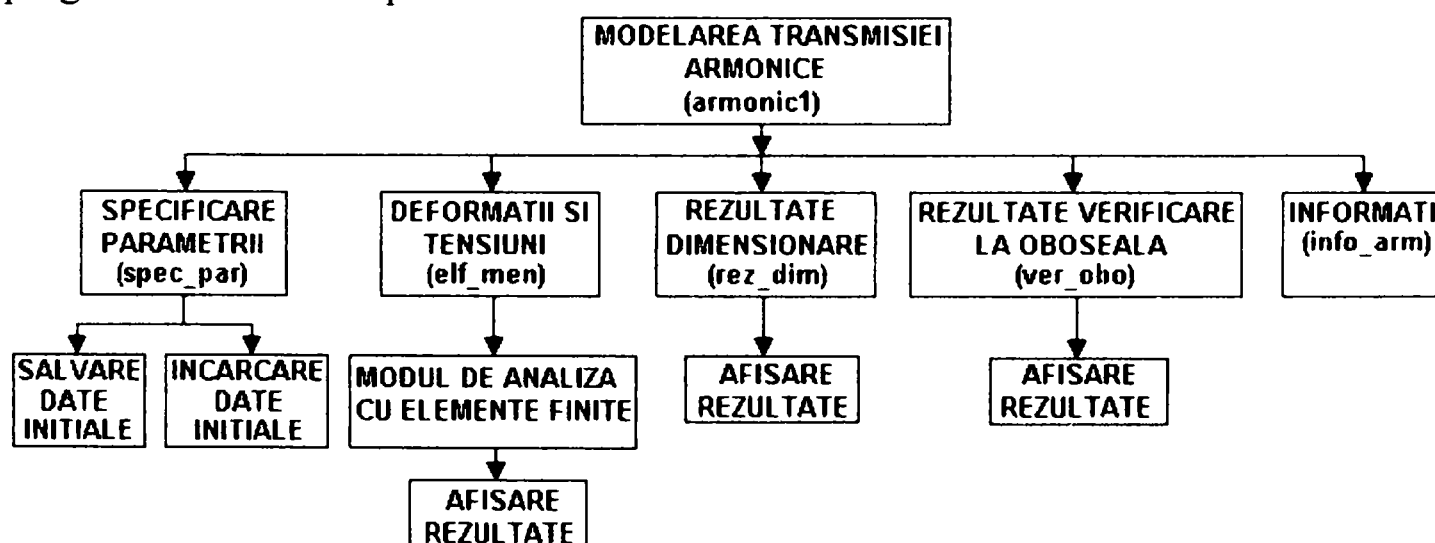


Fig.3.1. Schema logică de principiu a programului.

La lansarea în execuție a programului se activează interfața grafică principală ce dă posibilitatea utilizatorului să inițieze diverse acțiuni.

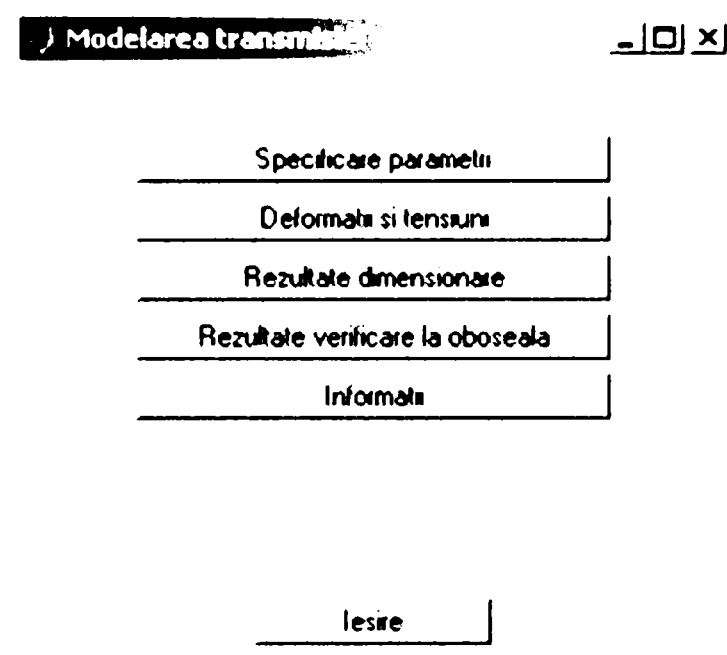


Fig.3.2. Interfața grafică a modului principal.

Interfața grafică principală a programului conține următoarele opțiuni (figura 3.2) :

- Specificare parametri, modulul „spec_par”;
- Deformații și tensiuni, modulul „elf_mem”;
- Rezultate dimensionare, modulul „rez_dim”;
- Rezultate verificare la oboseală, „ver_obo”
- Informații, modulul „info_arm”.

În continuare sunt descrise în detaliu modulele programului.

3.2.2 Modulul principal („armonic1”).

Datele inițiale declarate în cadrul programului și active la pornirea acestuia sunt specificate în modulul “constante” după cum se arată în tabelul 3.1.

Tabel 3.1

Nr. crt.	Denumire parametru	Notație	Notație în cadrul programului	Valoare de inițializare	Unitate de măsură
1	Turația la arborele de intrare element deformator	n_d	n_d_num	1500	rot/min
2	Raport de transmitere	i	i_trans_num	200	
3	Regimul de lucru	regl	reg_lucr	2	
4	Momentul la arborele de turație mică	M_2	m_2_num	30000	Nm
5	Coeficient de suprasarcină	c_{supras}	c_supras	1	
6	Durata de funcționare în ore	dur_{func}	dur_func	6300	ore
7	Clasa de precizie	cl_{prec}	clas_prec	7C	
8	Limita la curgere a materialului elementului deformabil	σ_c	sigma_c_num	9500	daN/mm ²
9	Grupa de material pentru elementul deformabil	gr_{mat}	gr_mat	1	
10	Coeficient de siguranță	c_{sig}	c_sig	1.4	
11	Lungime/diametru de divizare element deformabil	l/d_{df}	l_pe_d	1	
12	Coeficientul înălțimii dinților	k_h	k_h	1.3	
13	Coeficientul numărului de dinți cuprinși în angrenare	k_z	k_z	0.2	
14	Coeficientul lățimii dinților;	ψ_b	psi_b	0.15	
15	Presiunea specifică admisibilă pe dinte	p_a	p_a	200	daN/mm ²
16	Raportul dintre d_{df} și grosimea peretelui elementului flexibil	ψ_g	psi_g	80	
17	Diferența dintre numerele de dinți ai elementului rigid și ai elementului flexibil	Δz	delta_z	2	

Datele inițiale specificate în tabelul 3.1 se pot modifica odată cu introducerea de către utilizator a unor noi valori în modulul „spec_par”.

După inițializarea parametrilor, în cadrul modulului „constante” se lansează în execuție modulul „m_calc” ce realizează calculele de dimensionare și verificare. Același modul „m_calc” se apelează de fiecare dată când se modifică un parametru prin interfața grafică „spec_par”. În figura 3.3. se arată schema logică a modulului „armonic1”.

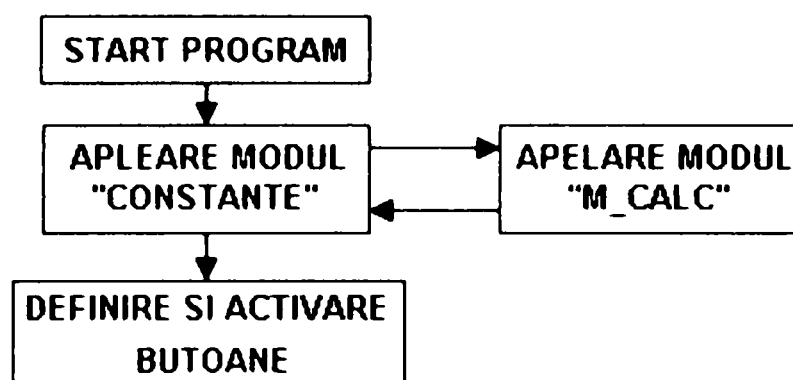


Fig.3.3. Schema logică a modulului „armonic1”.

După executarea modulului „armonic1” (figura 3.3) programul așteaptă selectarea uneia dintre opțiunile arătate în schema logică din figura 3.1 (respectiv pe interfața grafică din figura 3.2).

3.2.3 Modulul de calcul („m_calc”).

Modulul de calcul „m_calc” realizează calculele de dimensionare și verificare, implementând un algoritm conceput în cadrul tezei de doctorat. S-au avut în vedere relațiile de calcul date de [6], [9], [20], [22], [59], [76].

Aceste calculele de dimensionare și verificare se realizează în trei etape:

- A. calculul tensiunii tangențiale admisibile τ_{adm} ;
- B. calculul de dimensionare și verificarea la oboseală.
- C. calculul elementelor profilului danturii de referință

Valorile tabelare sunt încadrate în program prin intermediul unor matrici ce constituie baze de date care se pot accesa prin intermediul indicilor de coloană respectiv de linie. Valorile specificate ca domenii sunt alese prin intermediul unor relații de interpolare liniară. Pentru calculul unghiurilor de referință din valoarea cunoscută a involutei unghiului respectiv s-a realizat un modul de rezolvare numerică prin căutarea soluției ecuației transcendente folosind metoda de aproximare a lui Newton (metoda tangentei).

A. Calculul tensiunii tangențiale admisibile τ_{adm} :

A.1. Alegerea coeficientului c_3

Coeficientul c_3 se alege în funcție de durata de funcționare și regimul de lucru. Durata de funcționare poate lua cinci valori prescrise care se înscriu într-un vector dur_{func_t} :

$$dur_{func_t} = [1000, 2500, 6300, 10000, 25000] \quad (3.1)$$

Durata de funcționare aleasă (dur_{func}) trebuie corectată în funcție de turație cu ajutorul relației :

$$dur_{func_c} = \frac{dur_{func}}{n_d} 1000 \quad (3.2)$$

Calculând valoarea absolută a diferenței dintre dur_{func_t} și dur_{func_c} :

$$ddur_{func_c} = |dur_{func_t} - dur_{func_c}| \quad (3.3)$$

Rezultatul relației (3.3) este deasemenea un vector ($ddur_{func_c}$) în care se caută elementul de valoare minimă.

Parametrul „regim de lucru” (reg_l) poate lua trei valori. Selectând o anumită valoare a regimului de lucru se selectează și indicele „n” al acesuia în cadrul vectorului, corespunzând regimurilor „ușor”, „mediu” și „greu”.

Valorile coeficientului c_3 sunt date în cadrul programului sub forma unei matrici în care liniile definesc valori pentru o anumită durată de funcționare iar coloanele pentru un anumit regim de lucru.

$$c_{3l} = \begin{bmatrix} 1.22 & 1.17 & 1.10 \\ 1.10 & 1.05 & 1.00 \\ 1.00 & 0.95 & 0.90 \\ 0.95 & 0.90 & 0.85 \\ 0.85 & 0.81 & 0.77 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Astfel pentru valorile indicilor „m” și „n” care corespund unei matrici cu „m” linii și „n” coloane se regăsește coeficientul c_3 căutat :

$$c_3 = c_{3t}(m,n) \quad (3.5)$$

A.2. Calculul coeficientului de concentrare a eforturilor k_τ

Coeficientul k_τ se calculează cu relația:

$$k_\tau = 1,7 + \frac{0,5}{300}(i - 100) \quad (3.6)$$

în care i este raportul de transmitere specificat în tabelul 3.1.

În final valoarea tensiunii tangențiale admisibile este dată de relația:

$$\tau_{adm} = \frac{0,22\sigma_c c_3}{c_a k_\tau} \quad (3.7)$$

B. Dimensionare și verificare la oboselă

B.1. Calculul coeficientului de servicii c_s

Coeficientul de servicii c_s se definește ca produs a doi coeficienți c_1 care exprimă severitatea suprasarcinii, și c_2 care exprimă influența clasei de precizie a execuției elementelor :

$$c_s = c_1 c_2 \quad (3.8)$$

Coeficientul c_1 depinde de coeficientul de suprasarcină ales inițial în funcție de aplicație (c_{supras} , tabelul 3.1) corectat cu influența raportului de transmitere. Pentru alegerea coeficientului c_1 se declară matricea 3x3:

$$c_{1t} = \begin{bmatrix} 1.0 & 1.1 & 1.2 \\ 1.1 & 1.2 & 1.3 \\ 1.2 & 1.3 & 1.4 \end{bmatrix}; \quad (3.9)$$

Liniile acestei matrici (indicele „m”) reprezintă dependența de coeficientul de suprasarcină c_{supras} iar coloanele (indicele „n”) reprezintă dependența de domeniul raportului de transmitere. Delimitarea domeniului raportului de transmitere este dată în tabelul 3.2.

Tabelul 3.2.

Raport de transmitere i	Indicele raportului de transmitere n
100-160	1
160-250	2
250-400	3

Având definiți indicii m și n , coeficientul de suprasarcină se alege din matricea c_{1t} :

$$c_1 = c_{1t}(m,n) \quad (3.10)$$

Alegerea coeficientului c_2 se face în funcție de clasa de precizie și domeniul de turații al aplicației. Se definește matricea coeficienților c_{2t} , ca fiind:

$$c_{2t} = \begin{bmatrix} 1.00 & 1.15 & 1.40 \\ 1.07 & 1.20 & 1.50 \\ 1.20 & 1.33 & 1.60 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

în care pe linii (indice „m”) se reprezintă dependența de clasa de precizie selectată inițial (tabelul 3.1). Corespondența dintre indicele „m” și clasa de precizie este dată în tabelul 3.3.

Tabel 3.3.

Clasa de precizie	Indicele clasei de precizie m
7C	1
7X	2
8X	3

Coloanele matricii c_{2t} (indice „n”) reprezintă dependența coeficientului c_2 de domeniul de turații (tabela 3.4).

După definirea valorilor indicilor m și n , se realizează selectarea coeficientului c_2 din matricea c_{2t} (relația 3.11):

$$c_2 = c_{2t}(m,n) \quad (3.12)$$

Tabel 3.4.

Domeniul de turații	Indicele domeniului de turații n
0-1000	1
1000-1500	2
1500-3000	3

B.2. Calcul momentului rezistent corectat

Momentul rezistent specificat inițial (tabelul 3.1) se corectează prin valoarea coeficientului de servicii c_s (calculat anterior), utilizând relația:

$$M_{2c} = c_s M_2 \quad (3.13)$$

Momentul rezistent corectat se utilizează în continuare pentru calculul tensiunii tangetiale efective și pentru calculul diametrului de divizare al elementului deformabil.

B.3. Alegerea coeficientului ψ_g .

Raportul dintre diametrul de divizare al elementului deformabil d_{df} și grosimea peretelui g este exprimat prin coeficientul ψ_g . Baza de date a coeficienților ψ_g este definită prin matricea:

$$\psi_{gt} = \begin{bmatrix} 80 & 85 & 90 \\ 85 & 90 & 95 \\ 90 & 95 & 100 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Selectarea unei valori a coeficientului ψ_g se realizează pe baza relației :

$$\psi_g = \psi_{gt}(n,k) \quad (3.15)$$

în care indicele n reprezintă domeniul de turații conform tabelului 3.4, iar indicele k reprezintă grupa de material selectată în cadrul specificării parametrilor inițiali ai programului. Indicele k poate lua valorile 1,2 sau 3, corespunzător grupei de material selectate, conform tabelului 3.5.

Tabel 3.5.

Grupa de material	Indicele grupei de material k
19CrNi15, 40MoCrNi15	1
Arc2, Arc4, 41CrNi12	2
40Cr10	3

B.4. Alegerea coeficientului de repartizare a eforturilor în elementul deformabil: c

Coeficientul de repartizare a eforturilor este selectat de către program din matricea :

$$c_i = \begin{bmatrix} 14 & 13 & 12 \\ 16 & 15 & 14 \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

pe baza relației :

$$c = c_i(m,n) \quad (3.17)$$

Indicele m din relația (3.17) este selectat de către program pe baza raportului l/d_{df} specificat inițial, conform tabelului 3.6 iar indicele n este obținut pe baza domeniului raportului de transmitere (tabelul 3.2).

Tabel 3.6

Raportul l/d_{df}	Indicele raportului l/d_{df} m
$\geq 0,5$	1
0,15-0,3	2

B.5. Calculul diametrului de divizare a elementului flexibil d_{df} .

Calculul diametrului de divizare a elementului deformabil d_{df} se realizează cu ajutorul relației:

$$d_{df} = \left(10 \frac{M_{2c}}{p_a \psi_b} \right)^{1/3} 10 \quad (3.18)$$

În relația (3.18), momentul rezistent corectat M_{2c} s-a calculat pe baza relației (3.13), p_a presiunea specifică admisibilă pe dinte și ψ_b coeficientul lățimii dinților, s-au specificat în cadrul valorilor inițiale.

B.6. Tensiunea tangențială efectivă τ_{ef}

Se calculează valoarea tensiunii tangențiale admisibile cu ajutorul relației:

$$\tau_{ef} = \frac{M_{2c} c^3 \psi_g}{d_{df}^3} \quad (3.19)$$

în care:

M_{2c} - momentul rezistent corectat, calculat pe baza relației (3.13)

c - coeficientul de repartizare a eforturilor, relația (3.17)

ψ_g - Raportul dintre diametrul de divizare al elementului deformabil d_{df} și grosimea peretelui g , relația (3.15)

d_{df} - diametrului de divizare a elementului deformabil, relația (3.18)

Valoarea obținută se compară apoi cu valoarea tensiunii tangențiale admisibile τ_{adm} , dată de relația (3.7). Dacă se îndeplinește condiția $\tau_{adm} > \tau_{ef}$ atunci parametrii constructivi au fost bine selectați.

B.7. Calculul modulului danturii din condiții de rezistență.

Se calculează modulul danturii elementului deformabil cu relația:

$$m_{calc} = \frac{d_{df}}{i \Delta z} \quad (3.20)$$

în care:

d_{df} - diametrul de divizare al elementului deformabil, relația (3.18);

i - raport de transmitere specificat în datele inițiale (tabela 3.1);

Δz - diferența dintre numărul de dinți al elementului rigid și numărul de dinți al elementului deformabil specificat în datele inițiale (tabela 3.1).

Modulul astfel calculat se va corela cu seria de module realizabile din punct de vedere tehnologic.

B.8. Calculul numărului de dinți al elementului deformabil.

Numărul de dinți ai elementului deformabil se calculează cu relația:

$$z_f = i\Delta z \quad (3.21)$$

în care:

i - raport de transmitere specificat în datele inițiale (tabela 3.1);

Δz - diferența dintre numărul de dinți al elementului rigid și numărul de dinți al elementului deformabil specificat în datele inițiale (tabela 3.1)

B.9. Calculul numărului de dinți ai elementului rigid

Numărul de dinți ai elementului rigid se calculează cu ajutorul relației:

$$z_r = z_f + \Delta z \quad (3.22)$$

în care:

z_f - numărul de dinți ai elementului deformabil (flexibil) dat de relația (3.21);

Δz - diferența dintre numărul de dinți al elementului rigid și numărul de dinți al elementului deformabil specificat în datele inițiale (tabela 3.1)

B.10. Calculul diametrului de divizare al elementului rigid

Diametrul de divizare al elementului rigid se calculează cu relația:

$$d_{dr} = m_{calc}z_r \quad (3.23)$$

în care:

m_{calc} – modulul calculat cu relația (6,20);

z_r – numărul de dinți ai elementului rigid, calculat cu relația (3.22).

B.11. Alegerea diametrului de divizare nominal al cuțitului roată

Algoritmul de alegere a diametrului de divizare a cuțitului roată (d_{ds}), selectează valoarea cea mai apropiată de diametrul de divizare a elementului rigid (d_{dr}), calculând diferența dintre cele două mărimi (relațiile 3.24 și 3.25) și apoi indicele minimului diferențelor (relația 3.).

$$\Delta d_{dr}(1) = |40 - d_{dr}| \quad (3.24)$$

$$\Delta d_{dr}(2) = |64 - d_{dr}| \quad (3.25)$$

$$m = \text{index}(\min(\Delta d_{dr}(1), \Delta d_{dr}(2))) \quad (3.26)$$

Valoarea căutată a diametrului d_{ds} se regăsește în tabelul 3.7 utilizând indicele „m” calculat.

Tabel 3.7

Indicele m	Diametrul de divizare sculă d_{ds}
1	40
2	64

B.12. Alegere modulului cuțitului roată

În cadrul programului de calcul s-au definit două matrici (matricea $m_{stdes40}$, relația 3.27 și matricea $m_{stdes64}$, relația 3.28) cu elementele cuțitului roată (sculă): modul sculă (m_s , coloana 1), număr de dinți sculă (z_s , coloana 2) și diametru exterior sculă (d_{es} , coloana 3), definite în coloanele acestor matrici (indice „n”). Liniile matricilor (indice „m”) reprezintă variantele de dimensiuni selectabile (realizabile din punct de vedere tehnologic).

Pentru diametrul de divizare nominal al cuțitului roată de 40 mm:

$$\begin{aligned}
 m_{stdes40} = & [0.14 \ 286 \ 40.51 \\
 & 0.15 \ 266 \ 40.40 \\
 & 0.18 \ 222 \ 40.56 \\
 & 0.20 \ 220 \ 40.67 \\
 & 0.22 \ 182 \ 40.77 \\
 & 0.25 \ 160 \ 40.83 \\
 & 0.28 \ 144 \ 41.25 \\
 & 0.30 \ 132 \ 40.60 \\
 & 0.35 \ 114 \ 41.06 \\
 & 0.40 \ 100 \ 41.33 \\
 & 0.45 \ 90 \ 42.00
 \end{aligned} \quad (3.27)$$

0.50 80 41.66
 0.55 72 41.43
 0.60 66 41.60
 0.70 56 41.53
 0.80 50 42.66
 0.90 44 42.60
 1.00 40 43.30]

Pentru diametrul de divizare nominal al cuțitului roată de 64 mm:

$$\begin{aligned}
 m_{stdes64} = [& 0.20 \ 320 \ 64.67 \\
 & 0.22 \ 290 \ 64.53 \\
 & 0.25 \ 256 \ 64.83 \\
 & 0.28 \ 228 \ 64.77 & (3.28) \\
 & 0.30 \ 214 \ 65.20 \\
 & 0.35 \ 182 \ 64.86 \\
 & 0.40 \ 160 \ 65.33 \\
 & 0.45 \ 144 \ 66.30 \\
 & 0.50 \ 128 \ 65.66 \\
 & 0.55 \ 116 \ 65.63 \\
 & 0.60 \ 108 \ 66.80 \\
 & 0.70 \ 90 \ 65.33 \\
 & 0.80 \ 80 \ 66.66 \\
 & 0.90 \ 72 \ 67.80 \\
 & 1.00 \ 64 \ 67.33]
 \end{aligned}$$

Selectarea uneia dintre matrici (3.27 sau 3.28) se realizează conform tabelului 3.7. După selectarea matricii, se caută linia din matrice care conține valoarea modulului cea mai apropiată de cea a modului calculat m_{calc} , cu ajutorul relațiilor:

$$\Delta m_s(n) = |m_{stdes}(n,1) - m_{calc}| \quad (n=1 \dots k) \quad (3.29)$$

$$n_0 = \text{index}(\min(\Delta m_s)) \quad (3.30)$$

În relația (3.29) „n” reprezintă indicele de linie a matricilor m_{stdes} , cu $k = 18$ pentru matricea $m_{stdes40}$ și $k = 15$ pentru matricea $m_{stdes64}$. După găsirea indicelui n_0 ce corespunde valorii minime a mărimii Δm_s se alocă valorile modulului, numărului de dinți și diametrului exterior al sculei:

$$m_{ales} = m_{stdes}(n_0, 1) \quad (3.31)$$

$$z_s = m_{stdes}(n_0, 2) \quad (3.32)$$

$$d_{es} = m_{stdes}(n_0, 3) \quad (3.33)$$

B.13. Recalcularea diametrului de divizare al elementului deformabil în funcție de m_{ales} .

Datorită modificării modulului danturii, se va recalcula diametrul de divizare al elementului deformabil:

$$d_{df} = z_f m_{ales} \quad (3.34)$$

în care:

m_{ales} – modulul calculat cu relația (3.31);

z_f - numărul de dinți al elementului deformabil (flexibil) dat de relația (3.21);

B.14. Recalcularea diametrului de divizare al elementului rigid în funcție de m_{ales} .

Se recalculează deasemenea și diametrul de divizare al elementului rigid:

$$d_{dr} = z_r m_{ales} \quad (3.35)$$

în care:

m_{ales} – modulul calculat cu relația (3.31);

z_r – numărul de dinți al elementului rigid, calculat cu relația (3.22).

C. Calculul elementelor profilului danturii de referință

C.1. Grosimea peretelui de sub dantură g_l .

Grosimea peretelui elementului deformabil se calculează cu relația:

$$g_l = 0.01d_{df} \quad (3.36)$$

*C.2. Coeficientul înălțimii utilizabile a profilului h_u^**

Coeficientul înălțimii utilizabile a profilului este specificat în datele inițiale ale programului :

$$h_u^* = 1.45 \quad (3.37)$$

C.3. Diametrul interior al elementului flexibil nedeformat d_{ind}

Diametrul interior al elementului flexibil se calculează cu relația:

$$d_{ind} = d_{df} - (g_l + h_u^* m_{ales}) \quad (3.38)$$

în care:

d_{df} – diametrul de divizare al elementului flexibil, calculat cu relația (3.34);

g_l – grosimea peretelui elementului flexibil, dat de relația (3.36);

h_u^* – coeficientul înălțimii profilului, relația (3.37);

m_{ales} – modulul danturii, relația (3.31).

C.4. Calculul deplasării specifice de profil a elementului deformabil ξ_f

Coeficientul capului dintelui de referință h_a^* , este specificat în datele inițiale ale programului:

$$h_a^* = 1 \quad (3.39)$$

Coeficientul jocului radial de referință c^* , este deasemenea specificat în datele inițiale ale programului:

$$c^* = 0,35 \quad (3.40)$$

Cu aceste elemente se calculează deplasarea specifică de profil:

$$\xi_f = \frac{0,51d_{ind}}{m_{ales}} - \frac{z_f}{2} + 2h_a^* c^* \quad (3.40)$$

în care:

d_{ind} - diametrul interior al elementului deformabil, din relația (3.38);

z_f - numărul de dinți al elementului deformabil, calculat cu relația (3.21);

h_a^* - coeficientul înălțimii profilului, din relația (3.37);

m_{ales} - modulul danturii, din relația (3.31);

c^* - coeficientul jocului radial de referință, din relația (3.40).

C.5. Recalcularea coeficienților de profil pentru încadrarea în limitele prescrise.

În funcție de deplasarea specifică de profil calculată în etapa anterioară, se aleg o serie de parametri ai danturii conform celor specificate în tabelul 3.8.

Tabel 3.8.

Parametru dantură	Domeniul de valori a deplasării de profil		
	-3...-1	-1...3	3...4
ξ_1	-3	-1	3
ξ_2	-1	3	4
α_0	30°	20°	20°
h_a^*	1	0,35	1
h^*_1	1,6	1,35	1,65
h^*_2	1,8	1,35	1,95
c^*	0,2	0,35	0,35
$h_u^*_1$	1,4	1	1,3
$h_u^*_2$	1,6	1	1,6

Selectarea domeniului deplasării de profil, se realizează ca și în cazul celorlate tabele cu ajutorul unor structuri decizionale de tip : *if..(condiție)..end*.

C.6. Coeficientul înălțimii de referință a dintelui h^ .*

Coeficientul h^* se calculează cu relația:

$$h^* = \frac{\xi_f - \xi_1}{\xi_2 - \xi_1} (h^*_2 - h^*_1) + h^*_1 \quad (3.41)$$

în care parametrii sunt cei specificați în tabelul 3.8.

*C.7. Coeficientul înălțimii utilizabile a profilului h_u^**

Coeficientul h_u^* se calculează cu relația:

$$h_u^* = \frac{\xi_f - \xi_1}{\xi_2 - \xi_1} (h_u^*{}_{2} - h_u^*{}_{1}) + h_u^*{}_{1} \quad (3.42)$$

în care parametrii sunt cei specificați în tabelul 3.8.

C.8. Calcul : Deplasarea specifică de profil a elementului dințat rigid ξ_r

Deplasarea radială maximă Δr_0 , se calculează cu relațiile:

$$\Delta r_0 = 1,05 m_{ales} \quad (3.43)$$

$$\xi_r = \xi_f - 1 + 1,05 \quad (3.44)$$

în care ξ_f este calculat cu relația (3.40).

C.9. Diametrul interior al elementului flexibil

Parametrul d_{if} se calculează cu relația:

$$d_{if} = m_{ales}(z_f - 2h_a^* - 2c^* + 2\xi_f) \quad (3.45)$$

în care:

z_f – numărul de dinți al elementului deformabil, calculat cu relația (3.21);

h_a^* – coeficientul înălțimii profilului, relația (3.37);

m_{ales} – modulul danturii, relația (3.31);

ξ_f – este deplasarea specifică de profil, calculată cu relația (3.40)

c^* - coeficientul jocului radial de referință, relația (3.40).

C.10. Calculul diametrului interior al elementului rigid

Coeficientul înălțimii utilizabile a profilului cuțitului roată:

$$h_{as}^* = h_a^* + c^* \quad (3.46)$$

în care h_a^* și c^* sunt aceeași ca și pentru relația (3.45).

Deplasarea de profil a cuțitului roată ξ_s , este dată de relația:

$$\xi_s = \frac{d_{es}}{2m_{ales}} - \frac{(z_s - 2h_{as}^*)}{2} \quad (3.47)$$

în care:

z_s – numărul de dinți al sculei, calculat cu relația (3.32);

h_{as}^* – coeficientul înălțimii profilului cuțitului roată, relația (3.46);

m_{ales} – modulul danturii, relația (3.31);

d_{es} – diametrul exterior al sculei, relația (3.33).

Unghiul profilului de referință α_0 (în radiani), este dat de relația:

$$\alpha_{0, rad} = \alpha_{0, grad} \frac{\pi}{180^\circ} \quad (3.48)$$

în care α_0 se alege din tabela 3.8 iar involuta acestui unghi este:

$$inv(\alpha_0) = tg(\alpha_0) - \alpha_0 \quad (3.49)$$

Valoarea involutei calculate cu relația (3.49) se utilizează pentru a calcula involuta unghiului α_s :

$$inv(\alpha_s) = 2 \frac{\xi_r - \xi_s}{z_r - z_s} tg(\alpha_0) + inv(\alpha_0) \quad (3.50)$$

în care:

z_r – numărul de dinți al elementului rigid, relația (3.22);

z_s – numărul de dinți al sculei, calculat cu relația (3.32);

ξ_r – deplasarea de profil a elementului rigid, relația (3.44);

ξ_s – deplasarea de profil a sculei, relația (3.47).

Unghiul profilului cutitului roata α_s se calculează în cadrul programului utilizând o metodă de aproximare numerică, prezentată în continuare.

Se definește un unghi inițial α_p exprimat în radiani (pornindu-se de la valoarea de 1°):

$$\alpha_p = 1 \frac{\pi}{180^\circ} \quad (3.51)$$

Se calculează apoi valoarea dif_{α_p} definită prin relația:

$$dif_{\alpha_p} = tg(\alpha_p) - \alpha_p - inv_{\alpha_s} \quad (3.52)$$

Variabilele notate cu indicele „p” definesc valori „precedente” iar variabilele notate cu indicele „c” definesc valori curente. Aceste valori permit calculul „din

aproape în aproape” a valorii unghiului α_s . Se definesc deci valorile curente:

$$\alpha_c = \alpha_p \quad (3.53)$$

$$dif_ \alpha_c = dif_ \alpha_p \quad (3.54)$$

Începând cu relația (3.53) se definește o buclă de program ce se execută până când se realizează condiția de ieșire din program :

$$|dif_ \alpha_c| \geq \varepsilon \quad (3.55)$$

Valoarea lui ε se alege în așa fel încât precizia de calcul să fie satisfăcută, și definește cât de mult se apropie valoarea aproximată a involutei față de cea calculată cu relația (3.50). Practic în cadrul rulărilor programului s-a ales $\varepsilon = 10^{-8}$. Se definesc apoi relațiile de calcul ce se vor executa ciclic :

$$\alpha_p = \alpha_c \quad (3.56)$$

$$dif_ \alpha_p = dif_ \alpha_c \quad (3.57)$$

$$\alpha_c = \alpha_p - (tg(\alpha_p) - \alpha_p - inv_ \alpha_s)tg(\alpha_p) \quad (3.58)$$

$$dif_ \alpha_c = tan(\alpha_c) - \alpha_c - inv_ \alpha_s \quad (3.59)$$

La satisfacerea condiției (3.55) se obține valoarea aproximată a unghiului α_s pentru care involuta este calculată cu o precizie de 10^{-8} :

$$\alpha_s = \alpha_c \quad (3.60)$$

Valoarea unghiului α_s se utilizează în continuare la calcul distanței dintre axe.

Distanța dintre axe la prelucrarea elementului rigid cu cuțit roată a_{s0} se calculează cu relația:

$$a_{s0} = \frac{m_{ales}}{2} (z_r - z_s) \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_s)} \quad (3.61)$$

Pentru diametrul interior al elementului rigid se utilizează relația :

$$d_{ir1} = 2(a_{s0} + 0.5d_{es}) \quad (3.62)$$

C.11. Coeficientul h_f

Înălțimea dintelui elementului deformabil se calculează cu relația:

$$h_f = h^* m_{ales} \quad (3.63)$$

C.12. Diametrul exterior al elementului flexibil

Diametrul exterior al elementului deformabil este dat de relația:

$$d_{ef} = d_{if} + 2h_f \quad (3.64)$$

C.13. Recalcularea diametrului interior al elementului rigid

Diametrul interior final al elementului rigid:

$$d_{ir} = d_{ef} + 2\Delta r_0 \quad (3.65)$$

C.14. Recalcularea distanței dintre axe la prelucrarea elementului rigid cu cuțit roată a_{s0} .

Distanța dintre axe recalculata este dată de relația:

$$a_{s0} = \frac{d_{ir}}{2} + \frac{d_{es}}{2} \quad (3.66)$$

C.15. Diametrul exterior al elementului rigid

În final diametrul exterior al elementului rigid este:

$$d_{er} = d_{ef} + 2(\Delta r_0 - h_u^*) m_{ales} \quad (3.67)$$

3.2.4 Interfața grafică a programului „armonic1”

Datele de intrare se introduc în fereastra de specificare a parametrilor prin intermediul unor obiecte de editare și a meniurilor (figura 3.4.). Pentru informații suplimentare sunt prevăzute butoane ce permit accesul la obiecte de tip text.

După introducerea parametrilor, valorile acestora pot fi salvate într-un fișier prin apelarea opțiunii <Salvare fișier>, pentru a putea fi folosite la o rulare ulterioară (figura 3.5).

La pornirea programului sunt încărcate valorile de inițiere corespunzătoare unui reductor de putere medie (0,5 kW).

Parametrii funcționali reprezintă datele de intrare necesare efectuării calculelor.

Fig.3.4. Interfața grafică de introducere a datelor.

Datele sunt introduse în obiectele de editare prin tastarea cifrelor și apăsarea tastei <Enter> sau în meniuri prin selectarea uneia dintre opțiuni.

Salvarea și încărcarea datelor inițiale sunt funcții utile în cazul rulării programului de mai multe ori și schimbarea unui singur parametru.

Fig.3.5. Interfața grafică de salvare a datelor introduse.

După introducerea unui set de date, programul realizează automat toate

calculele necesare reactualizării tuturor mărimilor, fără a fi necesară apăsarea altui buton, prin apelarea modulului „m_calc” descris anterior.

În cadrul parametrilor de material trebuie specificată valoarea rezistenței la curgere a materialului elementului flexibil independent de grupa de material. Într-o versiune ulterioară, se preconizează alegerea automată a parametrului σ_c (“sigma_c”), dintr-o bază de date cu materiale recomandate.

3.2.5 Modulul de calcul cu elemente finite.

Modulul de calcul cu elemente finite realizează calculul și afișarea grafică a stărilor de tensiuni și deformații ce sunt utile pentru calculul orientativ al elementului deformabil, al elementului deformat (mărimea rozelor) și al forței de apăsare a deformatului, precum și încărcarea tangențială pe elementul flexibil. Modelarea a fost realizată conform elementelor specificate în schița explicativă (fig. 3.6). Relațiile de bază pentru analiza cu elemente finite au fost prezentate în capitolul . Modulele utilizate în acest program au la bază aceste relații.

Semnificația mărimilor prezentate în figura 3.6 este următoarea:

R_{ef} - raza exterioară a corpului elementului flexibil;

R_{if} - raza interioară a corpului elementului flexibil;

R_r - raza rolei elementului deformat;

β - unghiul de acțiune a rozelor;

F_d - forță de deformare;

F_t - forța tangențială;

Tensiunile și deplasările reprezentate au ca unități de măsură $[N/m^2]$ pentru tensiuni, respectiv $[m]$ pentru deplasări. În cadrul realizării modelului s-a considerat că rola inferioară nu se deplasează, pentru ca sistemul de ecuații ce survin în calculul cu elemente finite să fie determinat (orice model geometric trebuie să aibe un punct fix). Acest fapt nu schimbă stările de tensiuni aferente elementului flexibil.

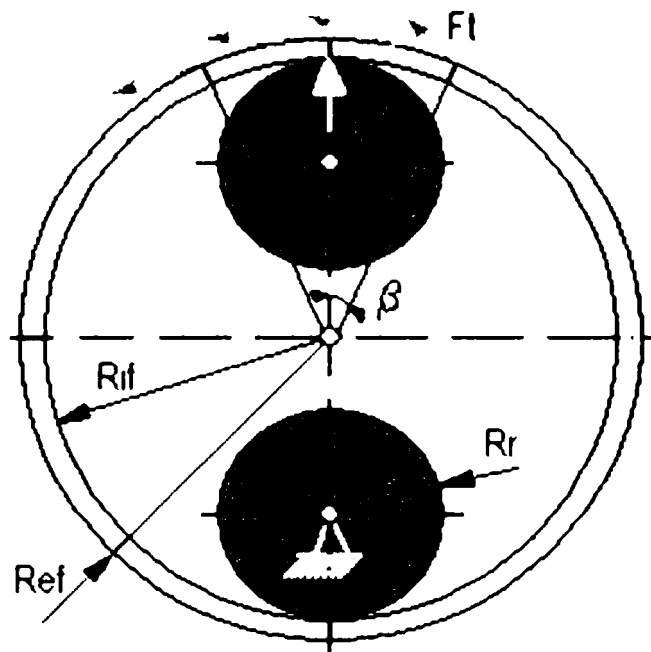


Fig. 3.6 Schița explicativă a elementelor pentru analiza cu elemente finite.

Modulul de analiză cu elemente finite cuprinde următoarele opțiuni (figura

- Inițializare variabile;
- Parametrii geometrici și parametri de încărcare;
- Informații asupra parametrilor geometrici;
- Schița explicativă;
- Graficul deplasărilor pe direcția x;
- Graficul deplasărilor pe direcția y;
- Graficul tensiunii σ_1 ;
- Graficul tensiunii σ_2 ;
- Graficul tensiunii σ_3 ;
- Starea de tensiuni în planul xy;
- Graficul tensiunii conform criteriului Tresca;
- Graficul tensiunii conform criteriului Von Mises

Opțiunile specificate apelează următoarele module :

- modulul meniului principal de calcul cu elemente finite :

elf_men;

- modulul de definire al parametrilor geometrici : elf_par;
- modulul de calcul cu elemente finite : elf_sol_bas;
- module de afișare grafică a rezultatelor modelării.

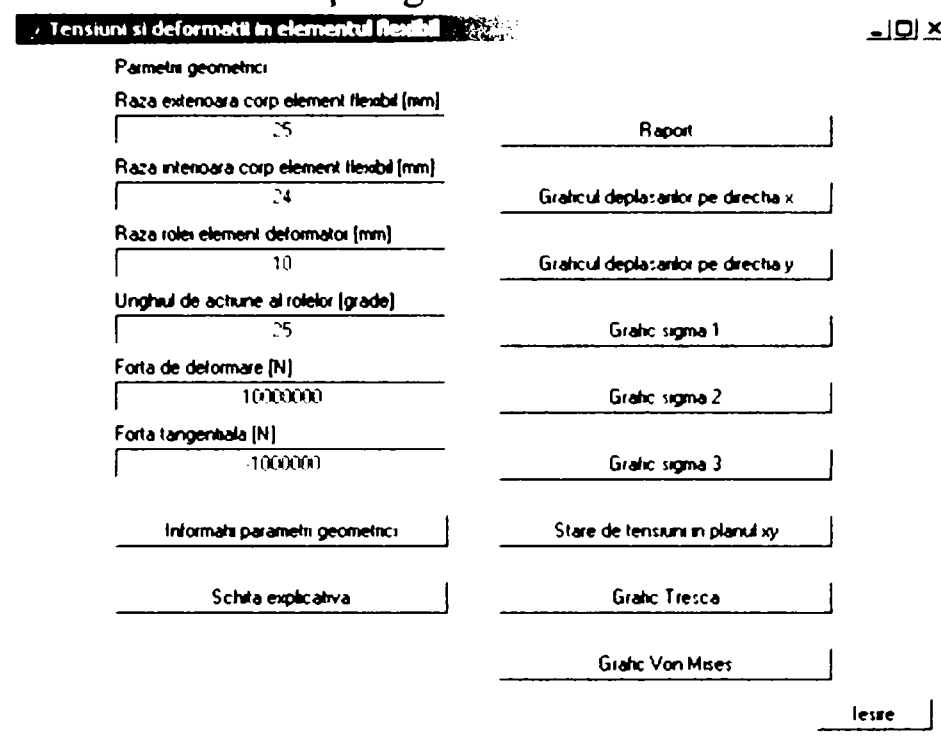
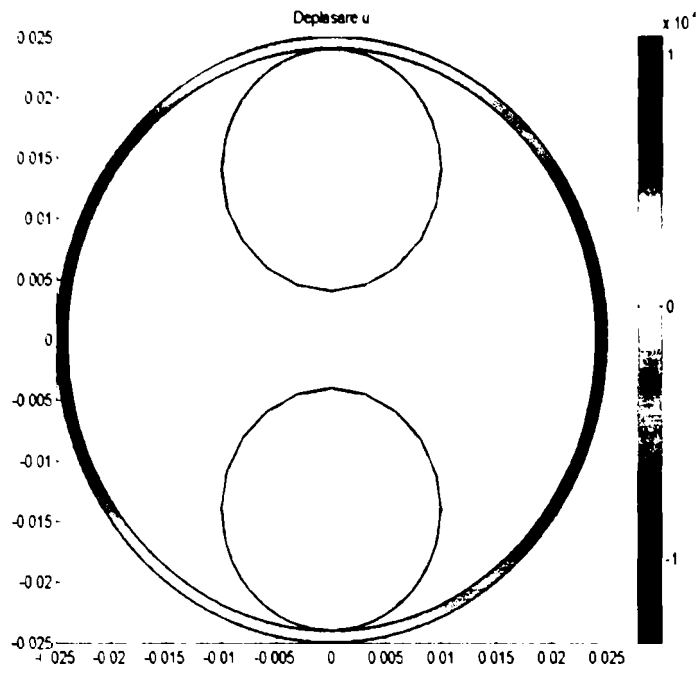
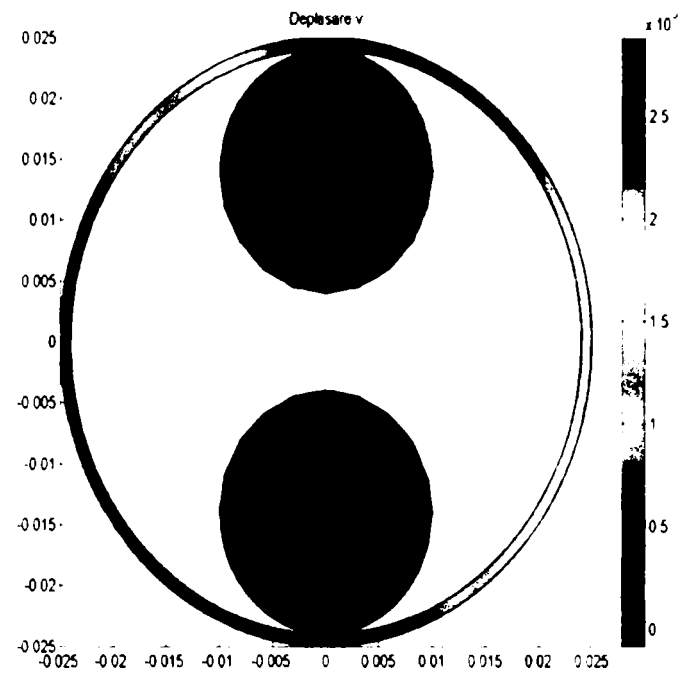


Fig.3.7 Interfața grafică de specificare a parametrilor și afisare a rezultatelor.

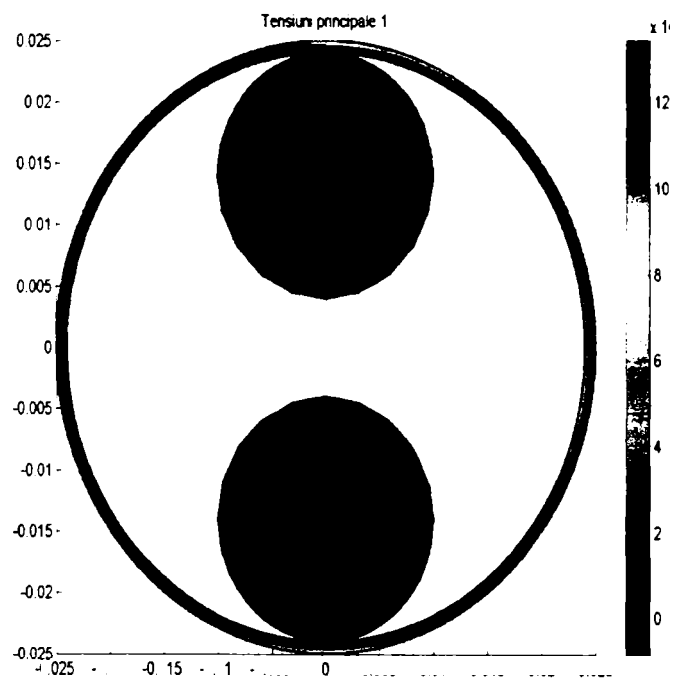
Diagramele reprezentând rezultatele analizei cu elemente finite sunt redată cu ajutorul unei scale a culorilor corespunzând valorilor tensiunii sau a deplasărilor (figura 3.8. a...h). Pe axele x și y ale diagramelor sunt reprezentate dimensiunile în metri. În diagramele din figurile 3.8. a și b sunt prezentate diagramele deplasărilor. Deplasările pe direcția Ox (axa orizontală) (figura 3.8. a) a deformatoarelor au valoarea 0, din această cauză deformatorii fiind prezentați cu culoare verde deschis. Pe direcția Oy (axa verticală, figura 3.8. b.) deformatorele superior se deplasează pe direcția Oy pozitivă și este reprezentat cu culoare roșie (corespunzătoare unei valori a deplasării de $2,5 \times 10^{-4}$ mm) iar deformatorele inferior este fixat și este reprezentat cu culoare albastru închis (corespunzătoare unei valori 0 a deplasării).



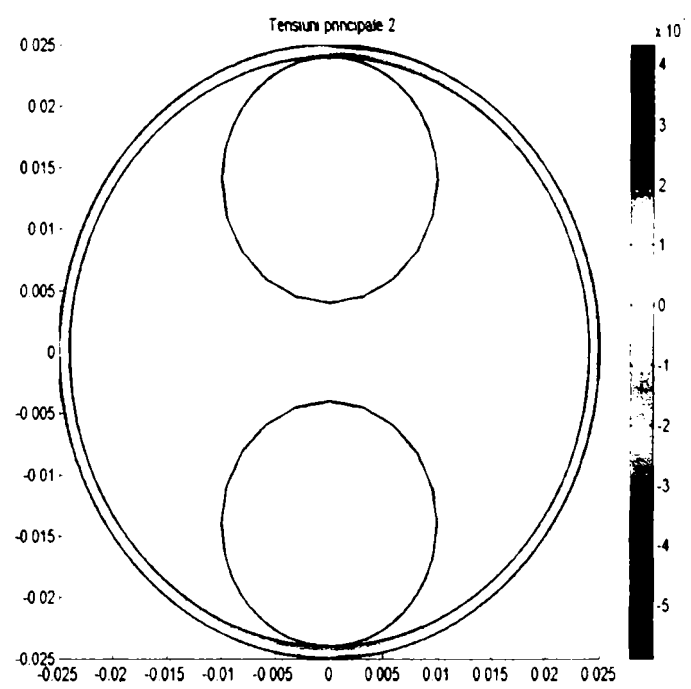
a.



b.



c.



d.

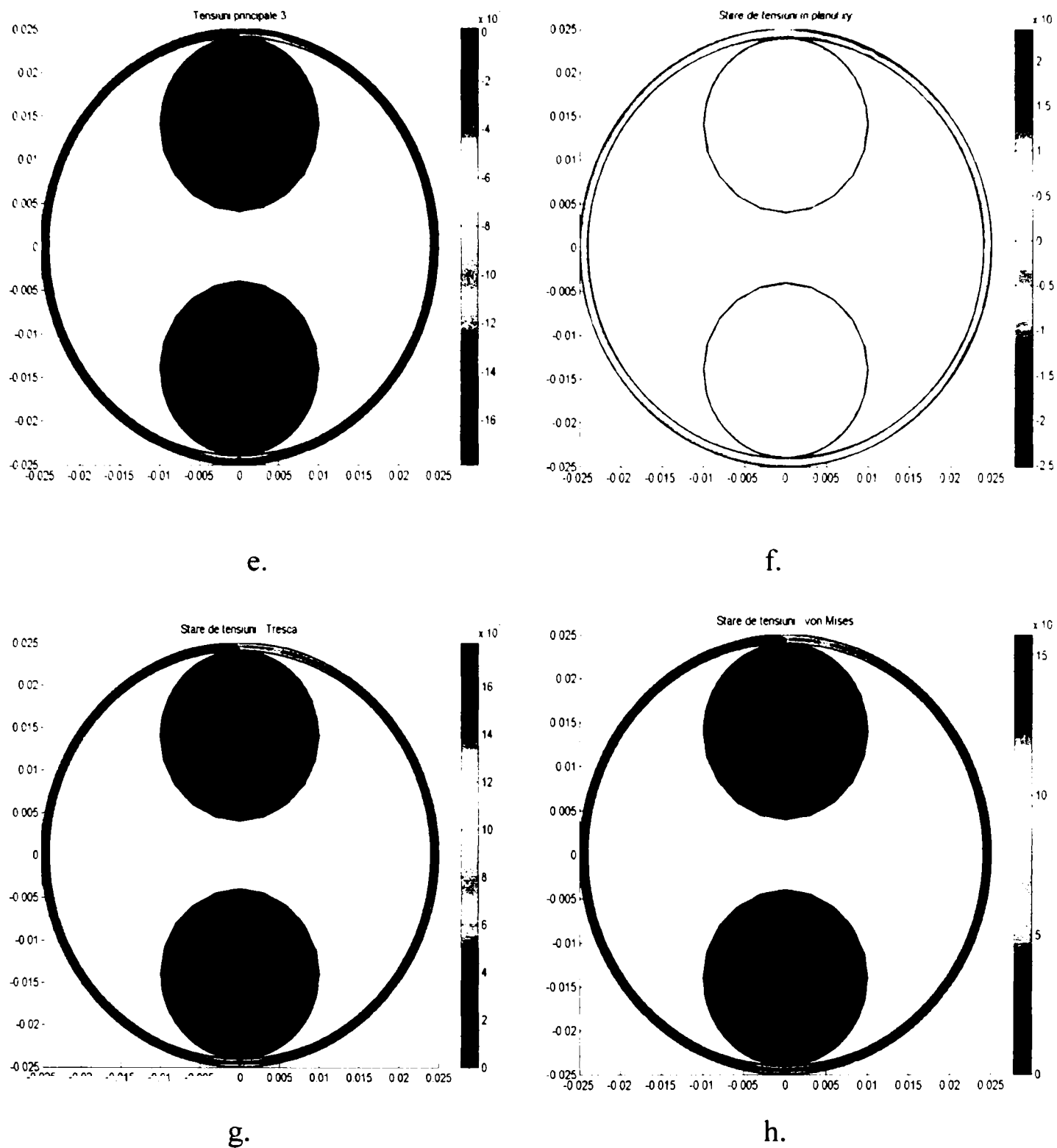


Fig.3.8 Diagrame reprezentând rezultatele analizei cu elemente finite.

Interpretarea codurilor de culoare se realizează pentru fiecare diagramă în parte în mod similar cu cele specificate pentru diagramele din figura 3.8. a și b.

Codul sursă al programului “armonic1” este prezentat în ANEXA 3.1. În această listă s-au omis modulele secundare aferente preluării parametrilor de la

obiectele grafice de tip editare și meniu.

3.3 Algoritmi de calcul pentru verificarea elementelor danturii.

În cadrul paragrafului precedent s-a abordat analiza deformării elementului flexibil cu ajutorul unui model cu elemente finite, în mediul de programare MATLAB®. Modelul prezentat anterior are ca scop verificarea aproximativă a unor deformații și tensiuni în cadrul proiectării transmisiei armonice (deoarece rolul hotărâtor în evoluția tensiunilor și deformațiilor îl are corpul elementului deformabil și mai puțin dantura acestuia) și din această cauză nu s-a luat în considerare dantura elementului flexibil. În acest paragraf s-a continuat dezvoltarea modelului anterior prin includerea danturii elementului deformabil și s-a realizat modelul arătat în figura 3.9.

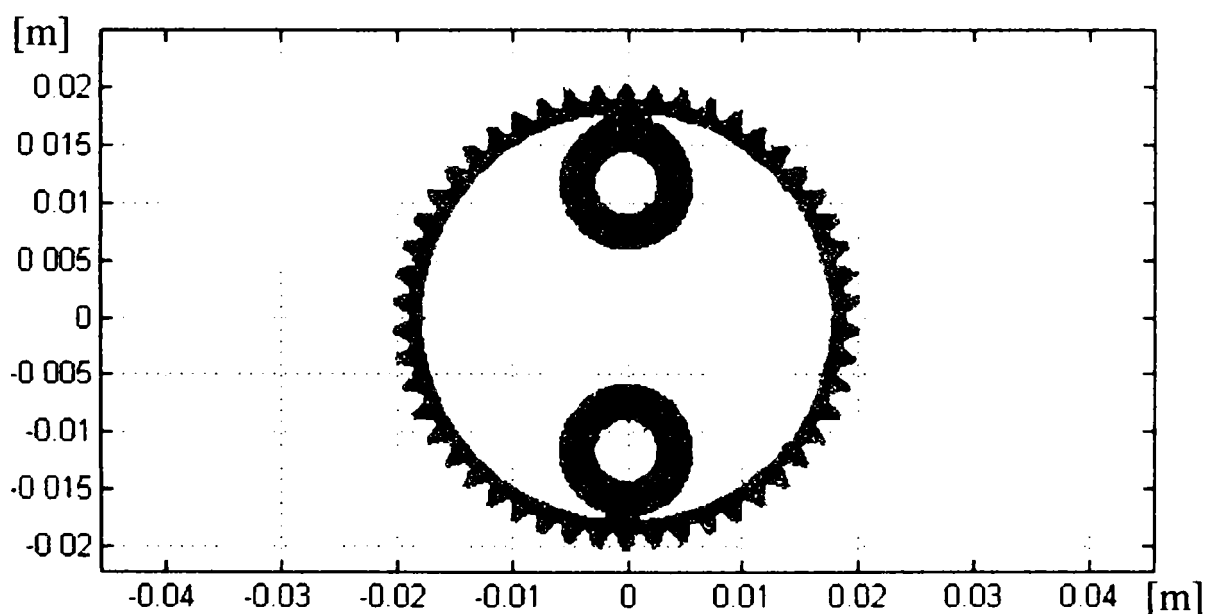


Fig. 3.9 Modelul elementului flexibil danturat.

Realizarea modelului presupune parcurgerea pașilor de calcul descriși în continuare.

a. Alegerea elementelor de profil și calculul dimensiunilor caracteristice ale elementului flexibil și ale elementului rigid.

Acest pas se realizează potrivit algoritmului specificat în [6], [9], [20], [22],

[59], [76]. Pentru exemplificare s-a ales un profil de referință al elementului flexibil cu caracteristicile prezentate în ANEXA 3.3.

b. Realizarea modelului geometric al elementului flexibil și al elementului rigid.

Utilizând parametrii calculați la pasul anterior se realizează profilul dintelui.

Se exportă profilul dintelui ca obiect de sine stătător din mediul modelului de calcul cu elemente finite în mediul MATLAB. Se realizează dinții elementelor prin „copiere circulară” cu ajutorul următoarelor linii de cod :

```

geometry1=CO2;
for i=1:51
    geometry1=geometry1+ rotate(CO2,(i)*pi/26);
end

```

Dantura astfel obținută se importă (structura „geometry1” este încărcată cu ajutorul funcției „load geometry”) în modulul de calcul cu elemente finite și se completează cu inelul corespunzător (baza de așezare a danturii), obținându-se astfel modelul elementului deformabil (figura 3.9) respectiv modelul elementului rigid (figura 3.10).

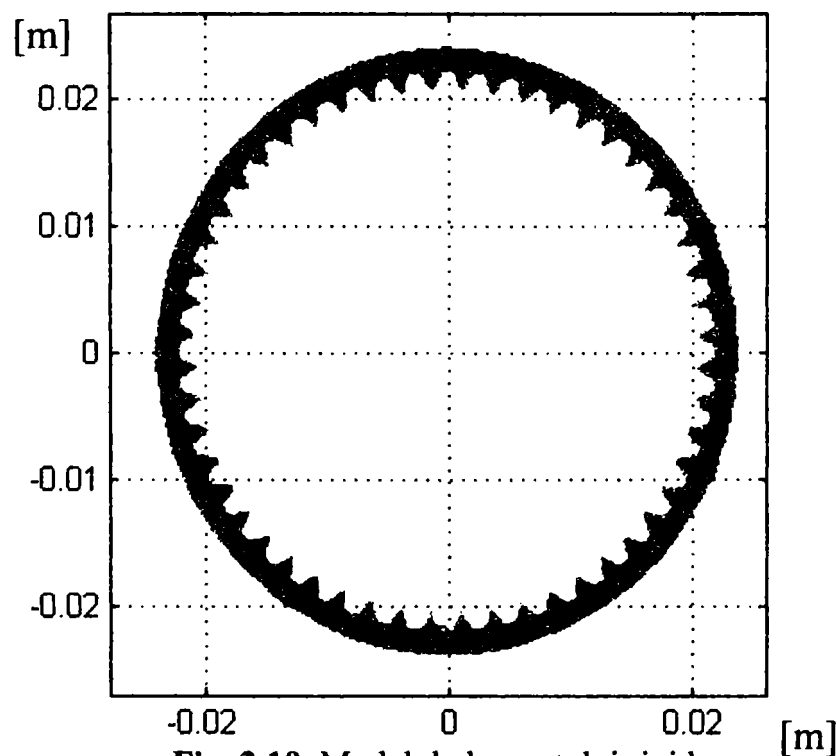


Fig. 3.10. Modelul elementului rigid.

Modelele astfel obținute sunt reprezentări la scară a danturii elementului

deformabil respectiv a elementului rigid. Dimensiunile pe diagramele din figurile 3.9 și 3.10 sunt date în metri.

c. Analiza cu elemente finite.

Datorită faptului că cele două elemente (deformabil și rigid) nu pot fi modelate simultan cu elemente finite și deoarece numai elementul flexibil este deformat în timpul funcționării angrenajului, doar acest element va fi analizat.

Aplicând succesiv încărcări din ce în ce mai mari și verificând de fiecare dată deformația produsă se ajunge la o deformație a elementului flexibil ce corespunde funcționării corecte a angrenajului. Rezultatul analizei cu elemente finite este arătat în figura 3.11 (deformații) și în figura 3.12 (tensiuni). Pe lângă obținerea formei deformată a elementului flexibil, din analiza cu elemente finite se pot obține informații asupra tensiunilor care apar, cât și asupra mărimii forței ce trebuie aplicată de role pentru a obține o deformație corespunzătoare bunei funcționări a transmisiei armonice dințate. Ca și în cazul celorlalte diagrame, axele de coordonate în figurile 3.11 și 3.12 reprezintă dimensiunile domeniului modelat și sunt date în metri.

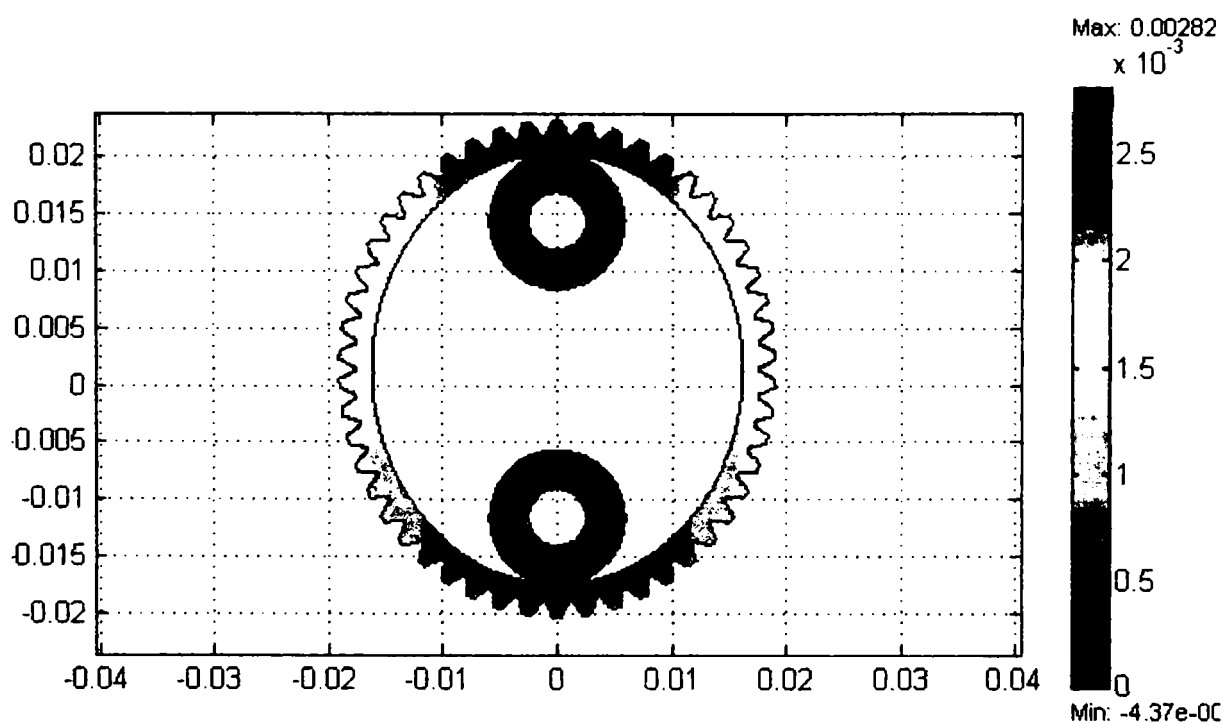


Fig.3.11. Diagrama de deformații a elementului flexibil

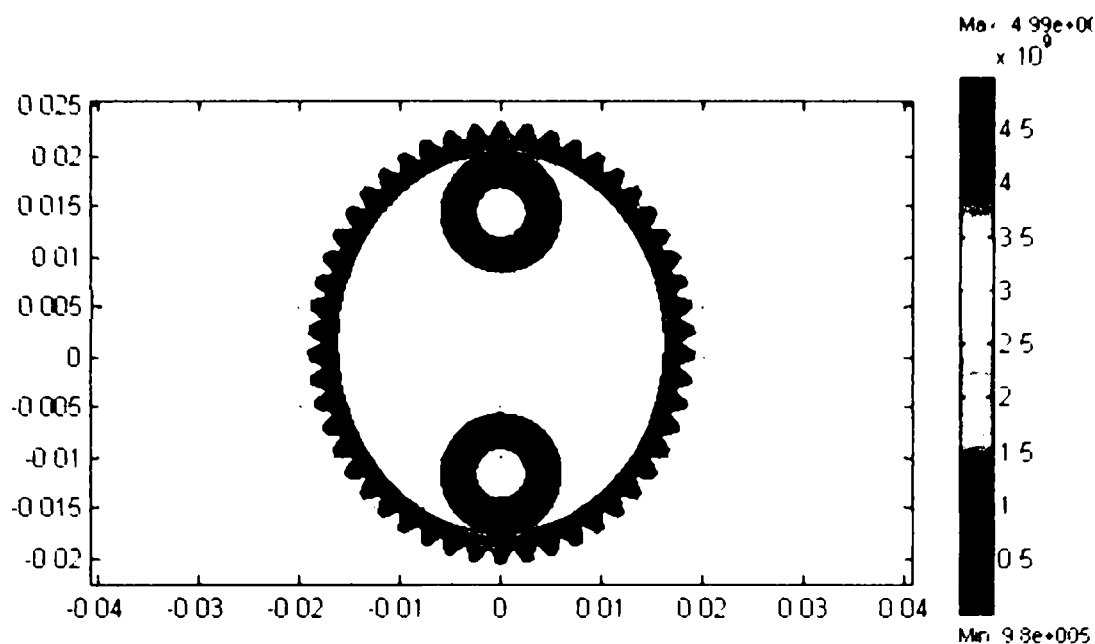


Fig. 3.12. Diagrama de tensiuni (Von Mises) a elementului flexibil.

Odată realizată analiza cu elemente finite, se salvează valorile deformațiilor obținute și coordonatele nodurilor rețelei în programul MATLAB, deoarece în modulul de analiză cu elemente finite nu este posibilă cuplarea elementului flexibil cu cel rigid.

În detaliul din figura 3.13 se observă cele mai periculoase zone de tensiuni, care se situează la racordările de la piciorul dintelui.

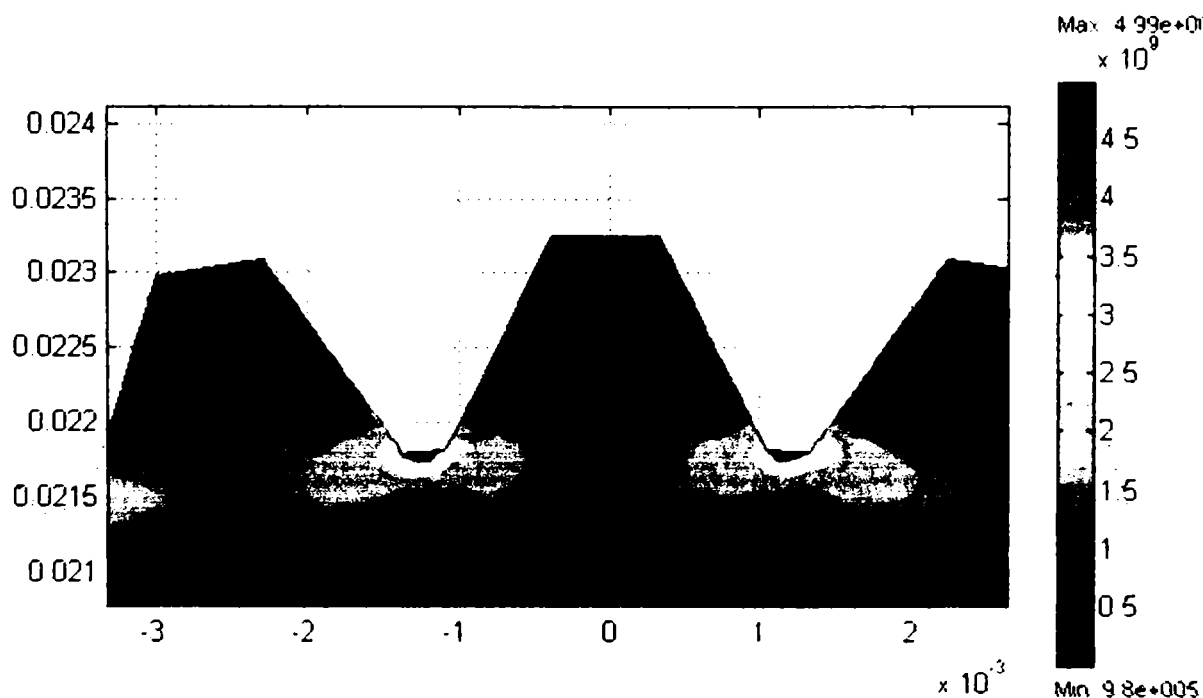


Fig. 3.13. Detaliu al diagramei de tensiuni, element flexibil.

Modul în care este divizat modelul elementului flexibil în elemente este arătat în figura 3.14, respectiv în detaliu în figura 3.15, iar împărțirea în elemente finite a elementului rigid este arătată în figura 3.16, respectiv în detaliu în figura 3.17.

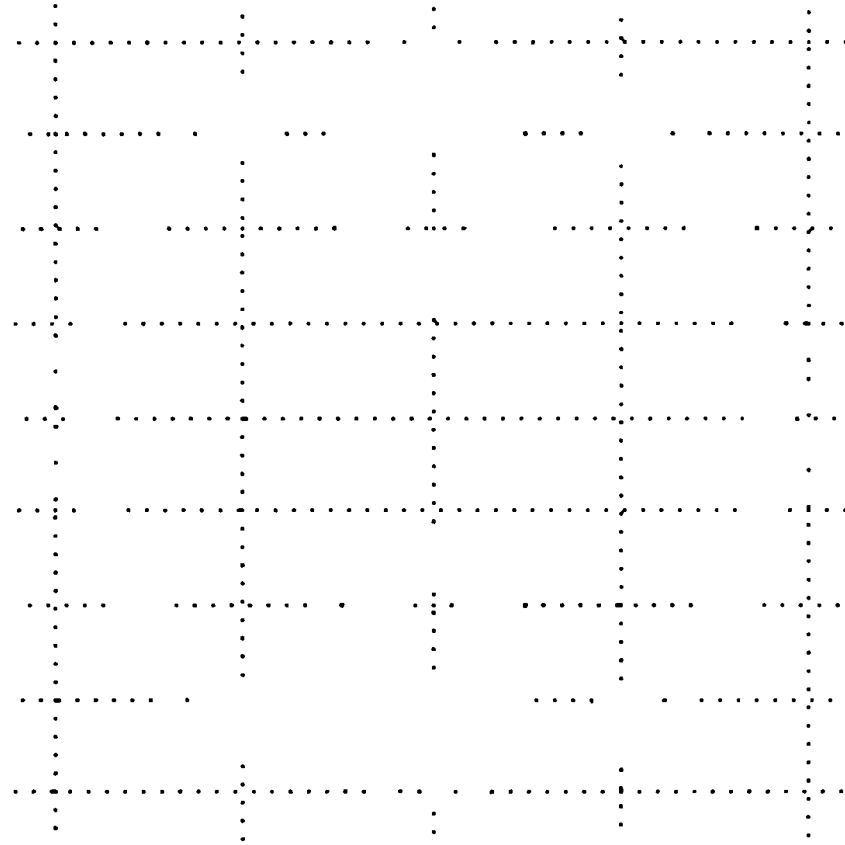


Fig. 3.14 Împărțirea în elemente a elementului flexibil.

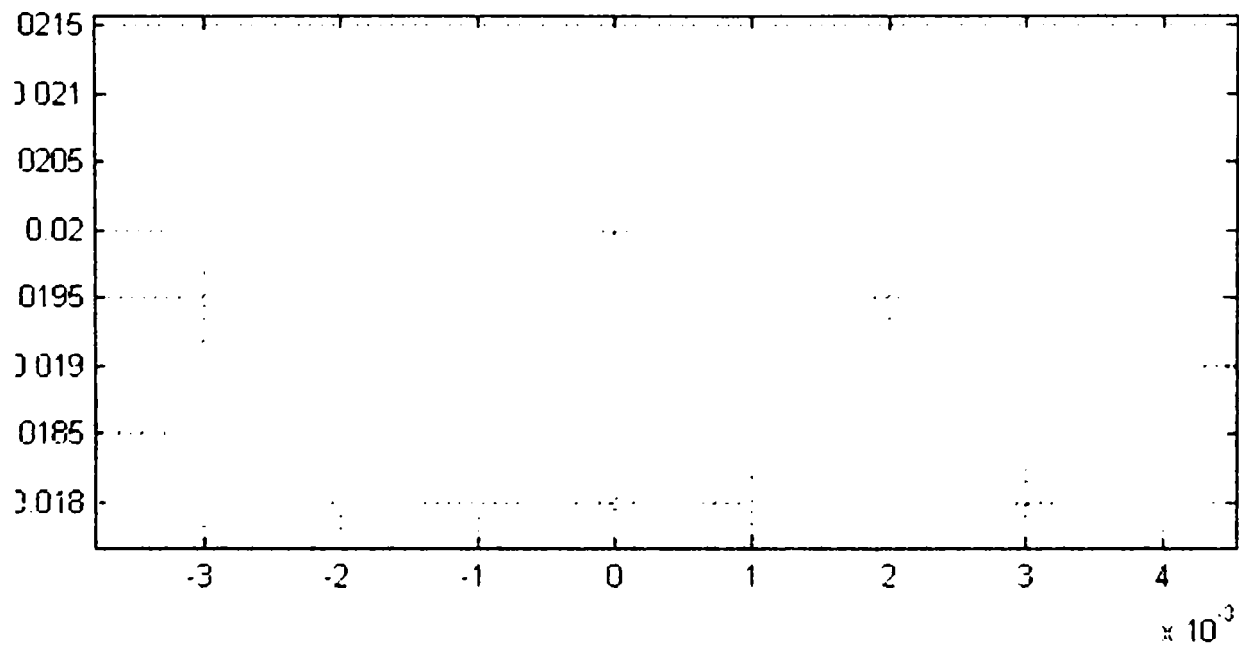


Fig.3.15. Împărțirea în elemente finite a elementului flexibil (detaliu).

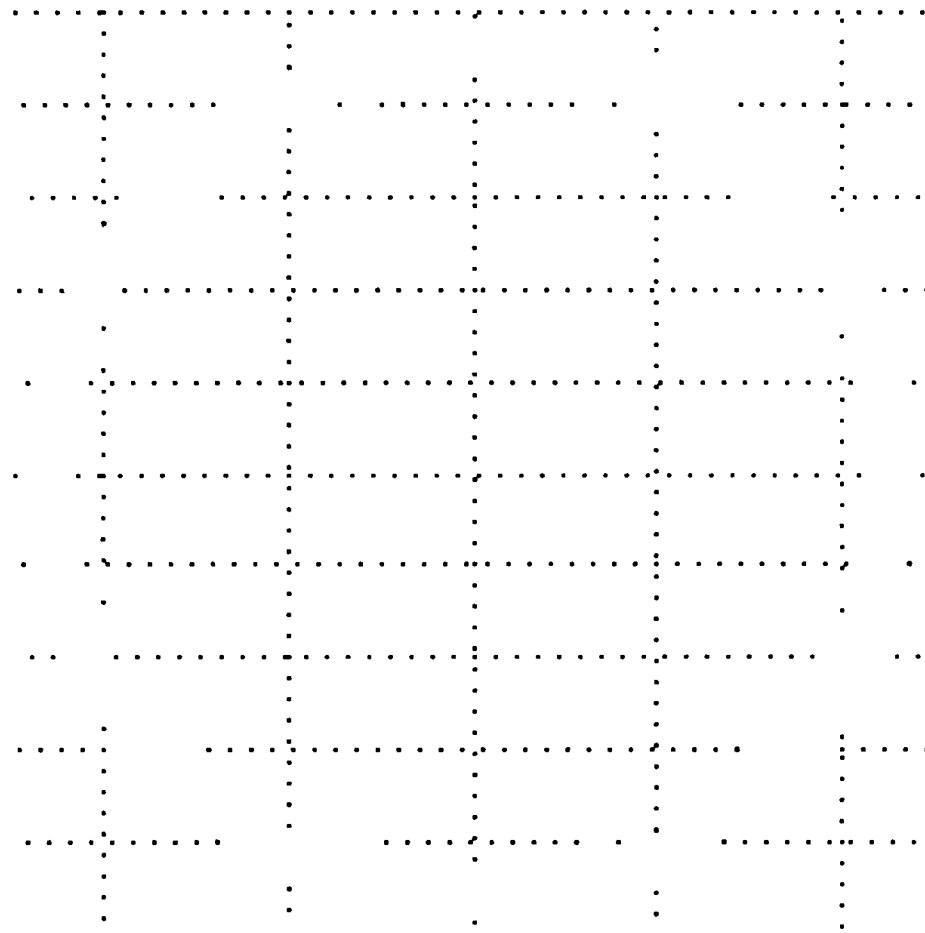


Fig. 3.16. Împărțirea în elemente finite a elementului rigid.

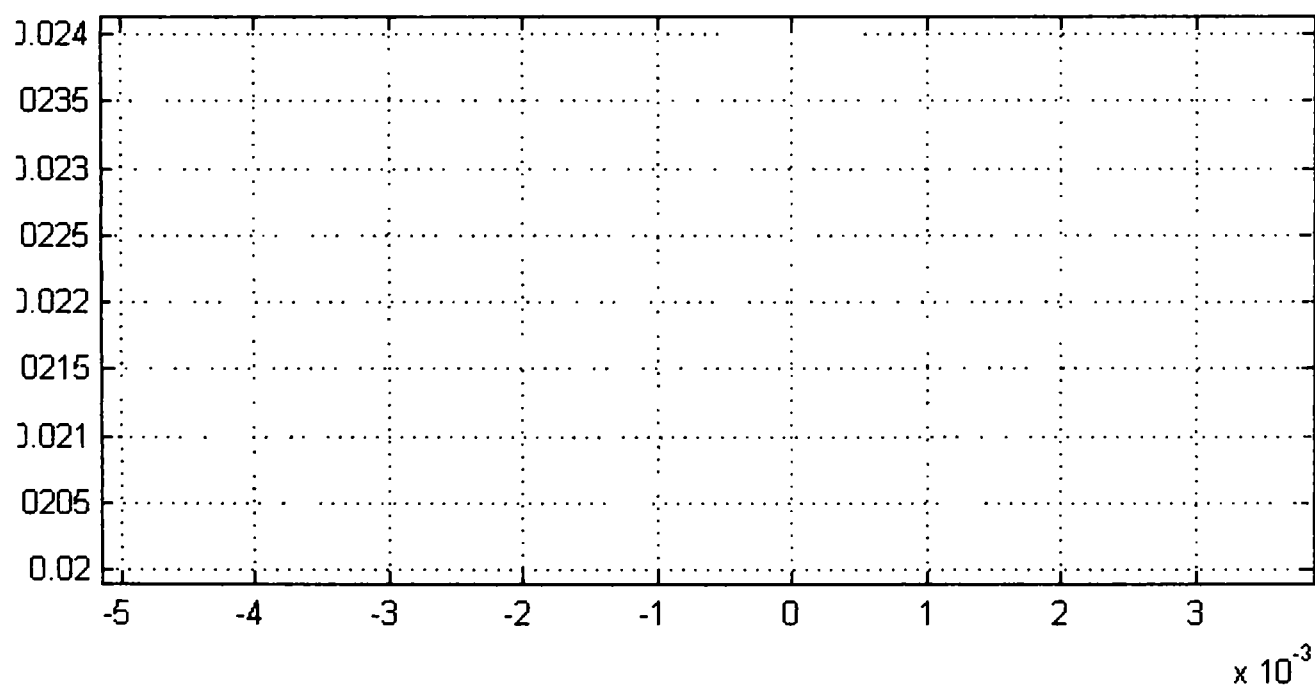


Fig. 3.17. Împărțirea în elemente finite a elementului rigid (detaliu).

„Asamblarea” elementului rigid cu elementul flexibil se realizează cu ajutorul unui program MATLAB care este prezentat în ANEXA 3.2.

Rezultatul asamblării celor două elemente este arătat în figura 3.18. și în detaliu în figurile 3.19 și 3.20.

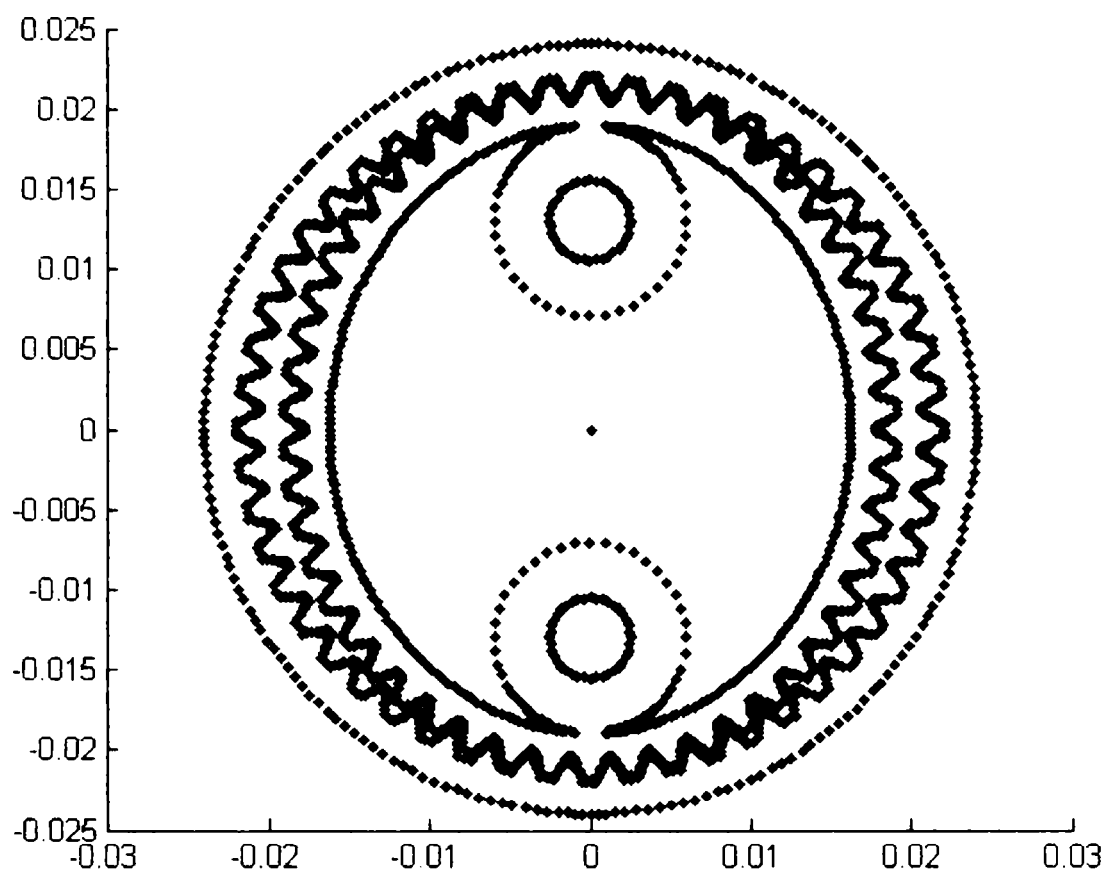


Fig. 3.18. Ansamblul element flexibil – element rigid.

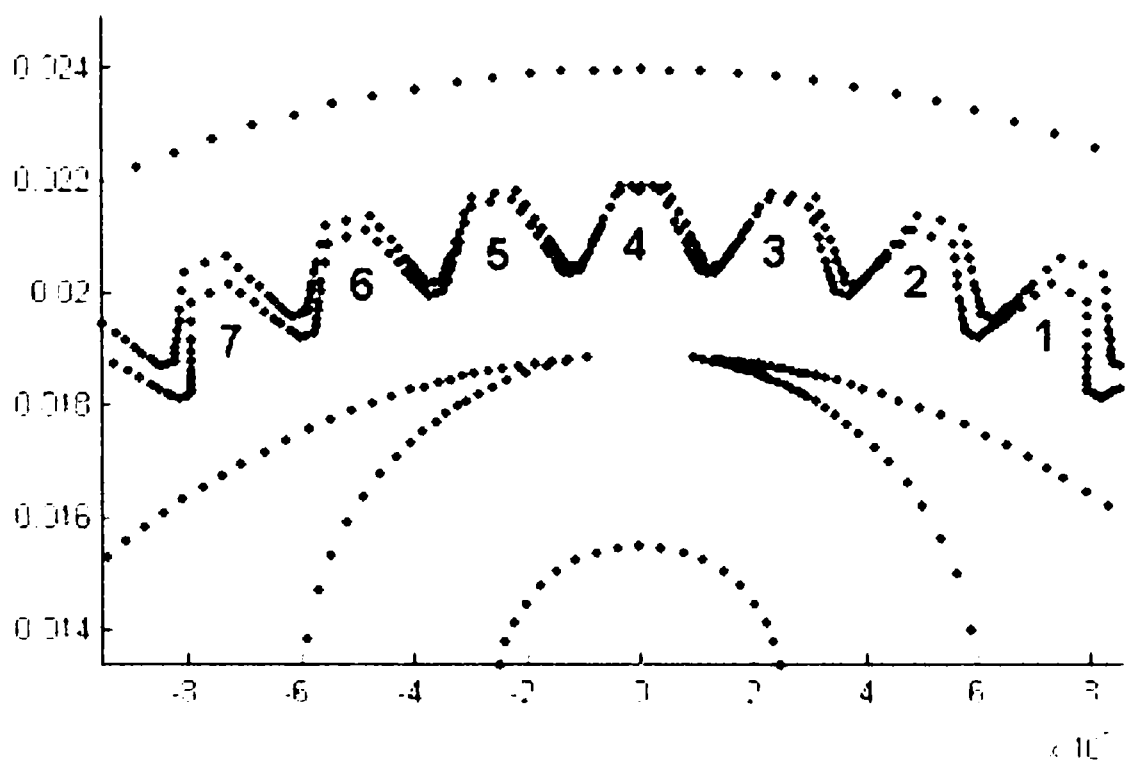


Fig. 3.19. Ansamblul element flexibil – element rigid.

În figura 3.19 se observă că diagramele de asamblare obținute pe baza analizei cu elemente finite descrise anterior, se pot utiliza pentru studiul contactului dintre dinți. Dinții 3 și 4 ai elementului flexibil sunt în contact total (și în figura 3.20), dintele 2 este în contact doar în zona piciorului dintelui iar dintele 5 doar în zona capului dintelui. Punctele afișate pe diagrame se pot lista și sub formă tabelară, iar rezultatele astfel obținute se pot utiliza pentru calculul gradului de acoperire în cadrul angrenajului.

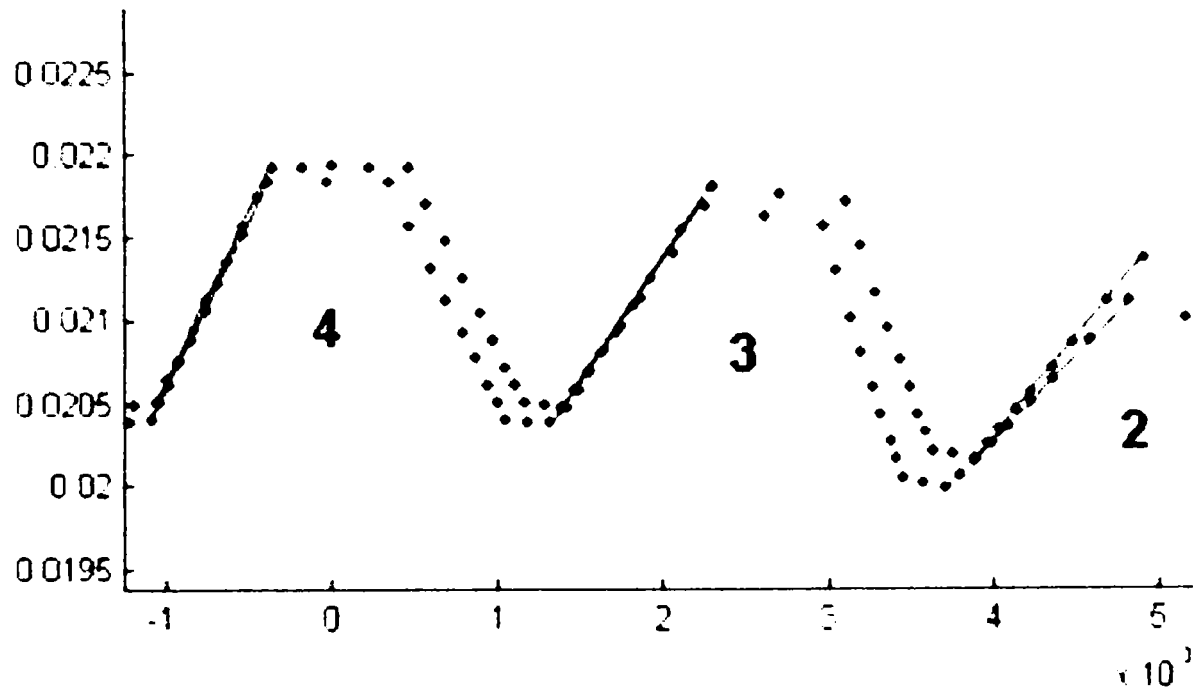


Fig. 3.20. Detaliu reprezentând dinții în contact.

3.4 Concluzii și contribuții.

Programul proiectat și realizat în cadrul tezei de doctorat este o contribuție originală a autorului și implementează modelarea complexă a unui angrenaj armonic, bazat pe analiza cu elemente finite a deformațiilor și tensiunilor. Proiectarea elementelor flexibile respectiv rigide, realizată în acest fel având următoarele avantaje:

- dimensionarea elementelor agrenajului armonic asistată de calculator;
- calcularea parametrilor de rezistență, necesari verificării elementelor angrenajului armonic asistate de calculator;
- scăderea timpului de realizare al proiectării angrenajelor armonice prin utilizarea programului;
- realizarea într-un timp scurt a calculelor necesare mai multor familii de TAD, după care se alege varianta optimă;
- verificarea tensiunilor ce apar în elementul flexibil cu ajutorul calculatorului;
- obținerea de valori ale forțelor necesare ce se aplică pe elementele de acționare în vederea generării unor deformații în conformitate cu dimensiunile geometrice ale danturii;
- verificarea angrenării dinților elementului deformabil cu cei ai elementului rigid, sub formă grafică sau prin compararea cordonatelor.

4. ANALIZA CU ELEMENTE FINITE A ROȚII FLEXIBILE DE LA TRANSMISIILE ARMONICE DINȚATE ERMETIZATE.

4.1 Introducere

Studiul și analiza deformațiilor elementului deformabil al transmisiei armonice prezentate în capitolul anterior, acoperă doar necesitățile unor calcule de proiectare și verificare generale dar nu oferă posibilitatea unui studiu mai amănunțit pentru cazul transmisiilor armonice ermetizate. Pentru aceasta este nevoie de modelarea și analiza tridimensională a elementului deformabil.

Există la ora actuală o serie de programe care au posibilitatea modelării și analizei MEF tridimensionale a corpurilor, precum : COSMOS, ANSYS, CATIA.

Dintre acestea, în cadrul tezei s-au folosit programul CATIA și programul COSMOS, acestea fiind adecvate scopului propus. Cu ajutorul acestor programe s-a studiat posibilitatea modelării unui element deformabil de tip cilindric, închis pe una din părțile frontale, ce poate fi folosit în cadrul construcției transmisiilor armonice ermetizate.

4.2 Definirea parametrilor constructivi suspuși analizei

Modelul cu elemente finite al roții flexibile ermetizate s-a realizat în două variante constructive : un model de formă cilindrică (figura 4.2) și un model cu o porțiune tronconică (figura 4.6). Ambele modele au fost prevăzute cu două „semielemente” deformatoare pentru a se aplica încărcările specifice (figura 4.1.). La modelul de formă cilindrică s-a realizat simularea pentru un set de lungimi ($L = 10; 25; 40; 55$ și respectiv 70 mm) și un set de grosimi a peretelui de la 2 la 1 mm cu un pas de $0,1$ mm. Grosimea variabilă a peretelui a fost obținută prin modificarea diametrului interior (D_i) al elementului deformabil, această modificare neinfluențând

rezultatele cercetării (figura 4.2).

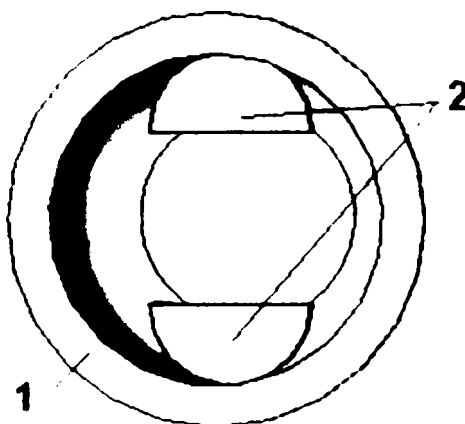


Fig.4.1. Modelul geometric tridimensional.

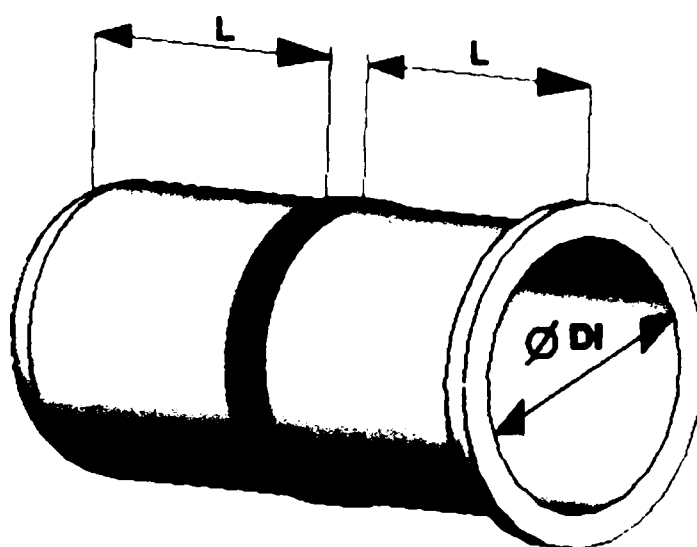


Fig.4.2. Parametrii dimensionali variabili ai modelului.

După realizarea modelului geometric s-au definit condițiile de frontieră (încărcări și fixări ale diferitelor suprafețe), modelul considerându-se blocat pe partea frontală, corespunzător condițiilor reale de funcționare (figurile 4.3. și 4.4).

În ceea ce privește încărcarea cu forțe a modelului s-au luat în considerare două cazuri, și anume:

- cazul „deplasării constante”, în care se impune elementelor deformatoare o deplasare egală cu înălțimea dintelui (în cazul studiat 1 mm), această deplasare impusă, se aplică pentru toate grosimile și lungimile analizate (figura 4.3). Acest caz a fost studiat doar cu ajutorul programului „COSMOS”;

- cazul „încărcării constante” (sau „forței constante”) în care se impune o forță care se păstrează pentru toată gama de lungimi și grosimi studiate (în cazul studiat $F = 500\text{daN}$) (figura 4.4).

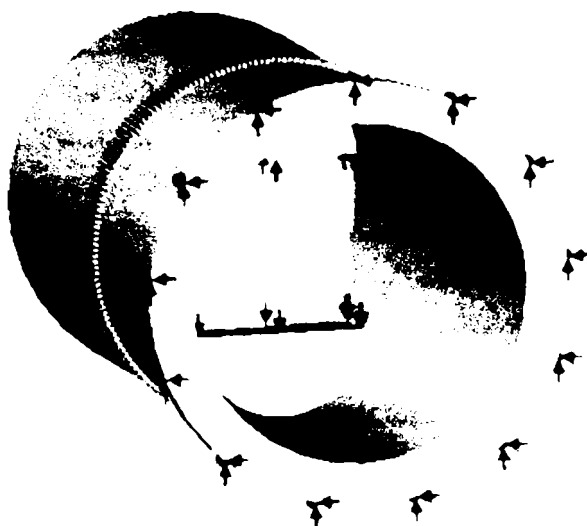


Fig.4.3. Condițiile de frontieră și tipul de încărcare cu deplasare constantă.

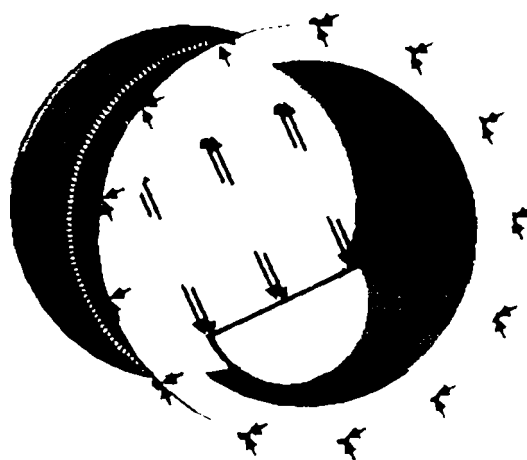


Fig.4.4. Tipul de încărcare cu forță constantă.

Cazul „deplasării constante” s-a luat în considerare fiind mai util din punct de vedere practic (în aplicațiile practice se tensionează deformatorii până când aceștia generează o deplasare corespunzătoare întrepătrunderii dinților).

O caracteristică importantă a programelor de analiză cu elemente finite este rețeaua de elemente. Atât în cazul programului CATIA cât și în cazul programului COSMOS s-au utilizat elemente finite tip tetraedru cu patru noduri. Din punctul de vedere al preciziei cu programul COSMOS s-a lucrat în medie cu 100000 de noduri iar în programul CATIA s-a lucrat în medie cu 10000 de noduri.

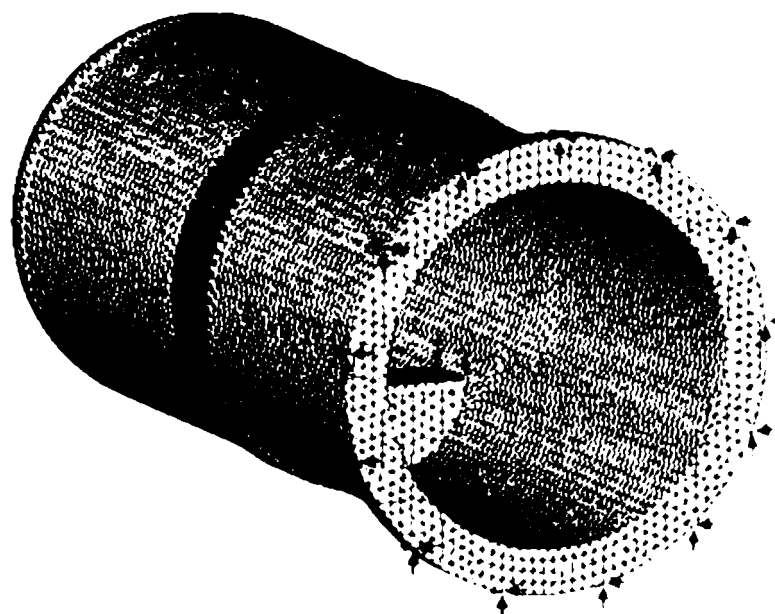


Fig.4.5. Rețeaua de elemente finite.

Pentru acest tip constructiv au fost analizate:

- 55 de cazuri (5 valori de lungimi x 11 valori de grosimi) cu ajutorul programului CATIA, pentru aplicarea unei forțe constante, prezentate în ANEXA 4.1;
- 55 de cazuri (5 valori de lungimi x 11 valori de grosimi) cu ajutorul programului COSMOS, pentru aplicarea unei „forțe constante”;
- 55 de cazuri (5 valori de lungimi x 11 valori de grosimi) cu ajutorul programului COSMOS, pentru aplicarea unei deplasări constante, prezentate în ANEXA 4.3.

Forma constructivă de element deformabil cu porțiune tronconică a fost analizată din punctul de vedere al influenței unghiului conului asupra stării de tensiuni și deformații. Pentru acest caz s-a luat în considerare un domeniu de variație al unghiului $\alpha = 5^\circ - 30^\circ$ cu un pas de 1° .

Pentru acest tip constructiv au fost analizate:

- 26 de cazuri cu ajutorul programului CATIA, pentru aplicarea unei forțe constante (26 de valori ale unghiului proțiunii tronconice), prezentate în ANEXA 4.2;
- 26 de cazuri cu ajutorul programului COSMOS, pentru aplicarea unei

deplasări constante (26 de valori ale unghiului proiecției tronconice), prezentate în ANEXA 4.4;

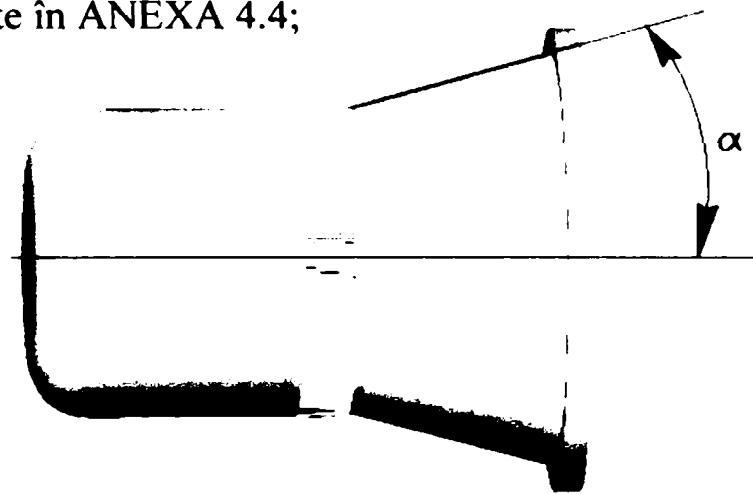


Fig.4.6. Varianta constructivă cu porțiune tronconică (α – semiunghiul conului).

4.3 Analiza cu elemente finite utilizând programul CATIA

În cadrul analizei realizate cu ajutorul programului CATIA s-a studiat doar cazul de încărcare cu foță constantă. Rezultatele analizei sunt prezentate în ANEXA 4.1 pentru forma constructivă cilindrică și în ANEXA 4.2 pentru forma constructivă cu porțiune conică. Pentru varianta constructivă de formă cilindrică s-au înregistrat valorile maxime ale deplasărilor și ale tensiunilor (Von Mises). Cu ajutorul unui program scris în limbaj MATLAB s-au realizat graficele tridimensionale prezentate în figurile 4.7 și 4.8.

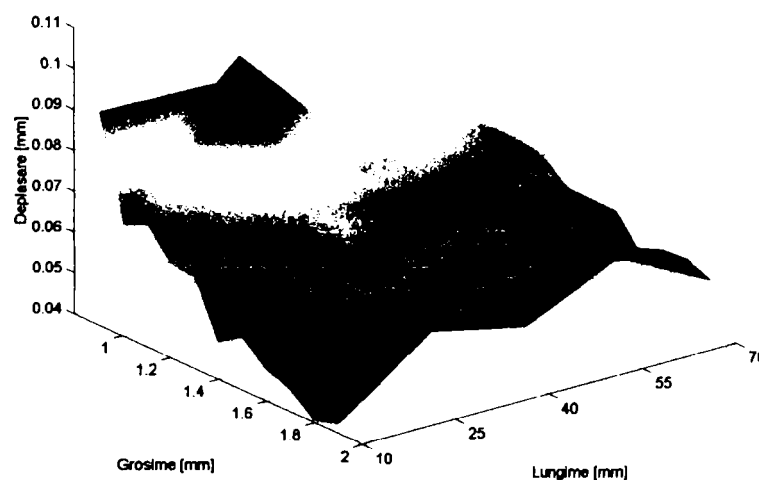


Fig.4.7. Diagrama deplasărilor maxime pentru o încărcare constantă.

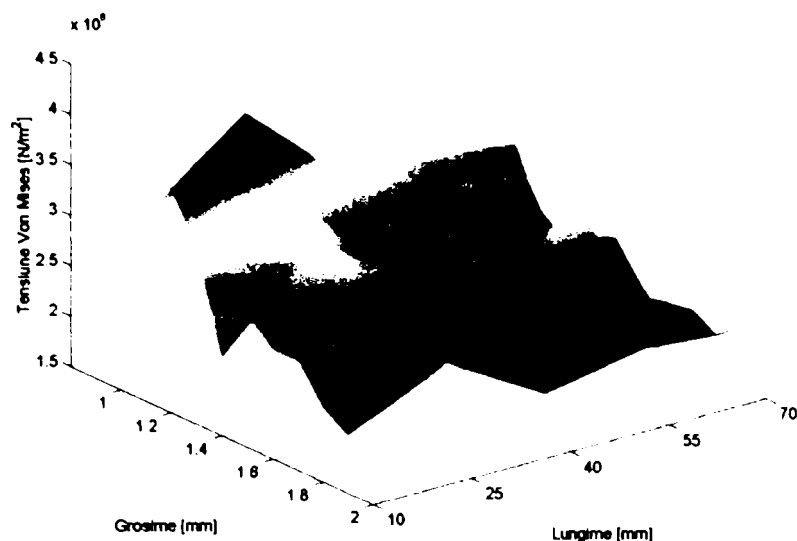


Fig.4.8. Diagrama tensiunilor maxime pentru o încărcare constantă.

După cum se observă din aceste figuri, dependența tensiunilor și deplasărilor în funcție de grosimea peretelui elementului deformabil și în funcție de lungimea acestuia nu este foarte bine conturată (datorită numărului mai mic de noduri utilizate în acest caz). Se observă tendința că la valori mici ale grosimii atât tensiunile cât și deformațiile sunt mai mari. Rezultatele obținute sunt concludente doar în cazul unui studiu preliminar și demonstrează că este utilă o cercetare mai aprofundată.

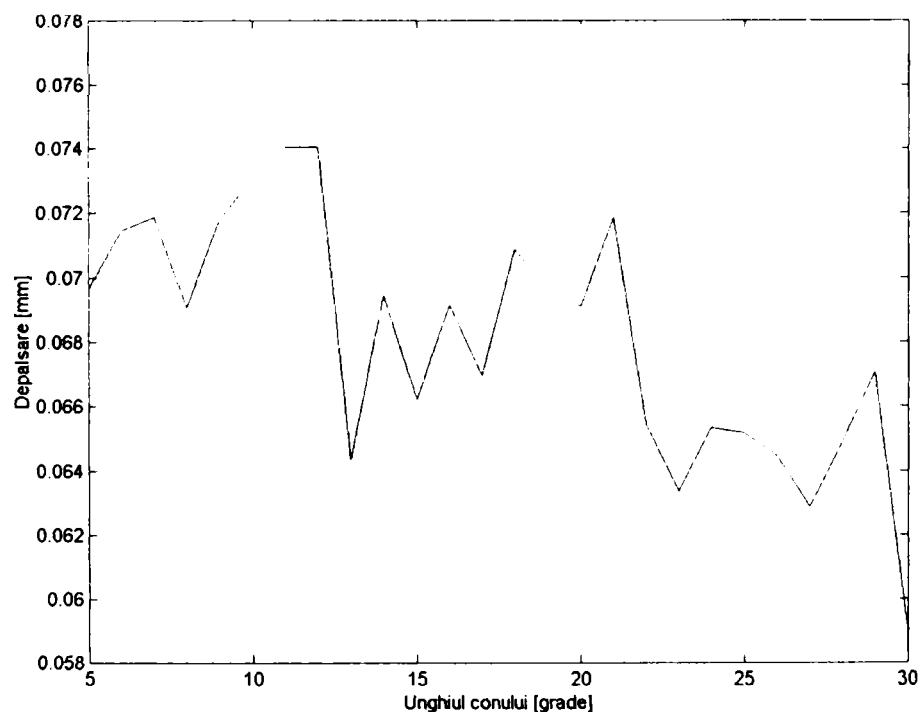


Fig.4.9. Diagrama deplasărilor maxime pentru o forță constantă în funcție de unghiul α .

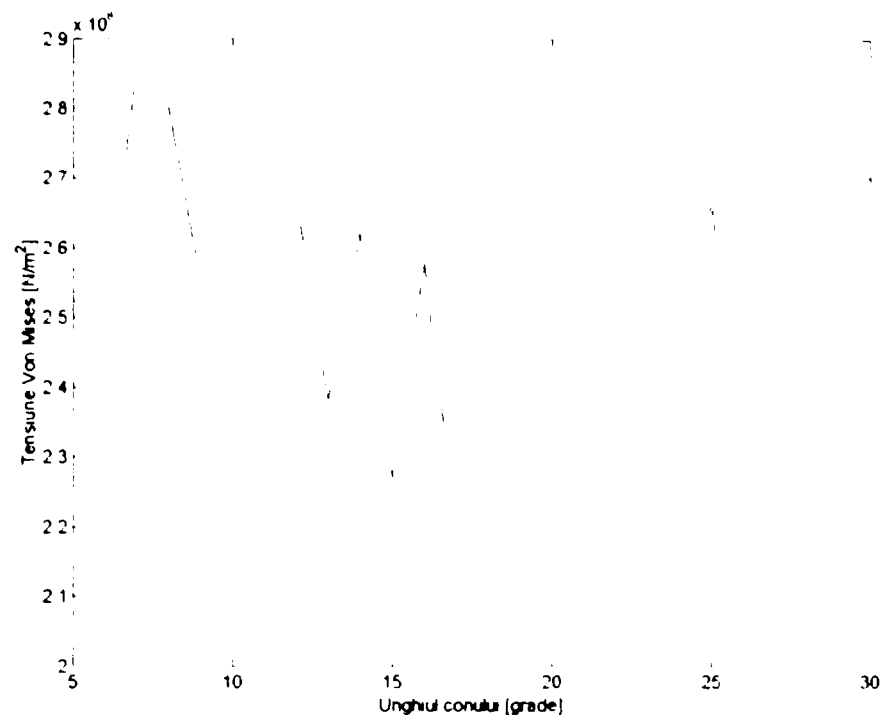


Fig.4.10. Diagrama tensiunilor maxime pentru o forță constantă în funcție de unghiul α .

Aceeași observație este adevărată și pentru diagramele din figurile 4.9 și 4. 10. În aceste diagrame se observă o tendință de scădere a valorilor tensiunilor și deformațiilor odată cu creșterea unghiului α , dar nici aici rezultatele nu sunt pe deplin concludente.

4.4 Analiza cu elemente finite utilizând programul COSMOS

În urma aplicării programului CATIA s-au observat anumite neconcordanțe în interpretarea rezultatelor și astfel s-a optat la realizarea analizei cu elemente finite cu ajutorul programului COSMOS pentru a se putea face o sinteză pertinentă a simulării. S-a tras concluzia că pentru determinări simple, care nu necesită o precizie ridicată, utilitatea programului CATIA este suficientă. De altfel, pentru o observare cât mai rapidă a comportării dinamice a roții flexibile, este indicat să folosim CATIA, acest mediu de lucru având avantajul că include atât partea de proiectare cât și partea de simulare. Rezultatele analizei pentru diferitele situații studiate sunt prezentate în

ANEXA 4.3 (pentru cazul elementului deformabil cilindric) și ANEXA 4.4 (pentru cazul elementului deformabil tronconic).

Din diagramele prezentate în anexele 4.3. și 4.4. s-au citit valorile maxime pentru deformații, deplasări și tensiuni și s-au realizat diagrame în care se prezintă variația acestor mărimi în funcție de grosimea peretelui elementului deformabil și de lungimea „L” definită în figura 4.2.

Cazurile studiate sunt prezentate în tabelul 4.1. Fiecare caz a fost codificat pentru o identificare mai ușoară a acestuia. Pentru cazul „Deplasare constantă” s-a studiat doar deformațiile și tensiunile, deoarece deplasările sunt impuse inițial la o valoare cunoscută de 1 mm (dată de condiția de angrenare a dinților elementului deformabil cu dinții elementului rigid).

Tabel.4.1.

Nr.drt.	Tipul încărcării	Mărimea reprezentată	Codul cazului studiat
1	Deplasare constantă	Deformație	dcdf
2		Tensiune	dct
3	Forță constantă	Deformație	fcdf
4		Deplasare	fcdp
5		Tensiune	fct

Pentru fiecare caz valorile obținute din analiza cu elemente finite a deformațiilor, deplasărilor și respectiv a tensiunilor maxime au fost reprezentate pe diagrame (3D) în funcție de grosimea peretelui și lungimea „L”, respectiv în diagrame (2D) în funcție de grosimea peretelui și separat în funcție de lungimea „L”.

Deformațiile echivalente (ε_{ech}) analizate sunt calculate cu relația:

$$\varepsilon_{ech} = \frac{1}{1+\nu} \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2 \right]} \quad (4.1)$$

în care ε_1 , ε_2 și ε_3 sunt deformațiile pe direcțiile principale ale unui sistem de coordonate cartezian.

Tensiunile analizate sunt calculate după criteriul de tensiuni echivalente Von Mises pentru cazul tridimensional și sunt date de relația:

$$\sigma_{\text{ech}} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (4.2)$$

în care σ_1 , σ_2 și σ_3 reprezintă tensiunile principale într-un sistem de coordonate cartezian.

Valorile deformațiilor, deplasărilor și tensiunilor rezultate din analiza cu elemente finite au fost approximate cu funcții polinomiale de gradul 2 - pentru dependența în funcție de grosimea peretelui - și cu funcții polinomiale de gradul 3 - pentru dependența în funcție de lungimea „L”, aceste funcții fiind cele mai apropiate de valorile obținute în urma analizei cu elemente finite.

Expresia funcției de aproximare pentru dependența în funcție de grosimea peretelui (parametrul x_{ai}) este dată de relația:

$$y_{ai} = a_1 \cdot x_{ai}^2 + a_2 x_{ai} + a_3 \quad (4.3)$$

iar expresia funcției de aproximare pentru dependența în funcție de lungimea „L” (parametrul x_{ai}) este dată de relația:

$$y_{ai} = a_1 \cdot x_{ai}^3 + a_2 x_{ai}^2 + a_3 x_{ai} + a_4 \quad (4.4)$$

Pentru calculul coeficienților funcției de aproximare s-a utilizat metoda celor mai mici pătrate implementată în mediul MATLAB cu ajutorul funcției „polyfit”.

Metoda celor mai mici pătrate se bazează pe minimizarea funcției de eroare dată de relația:

$$E = \sum_{i=1}^n (y_{ai} - y_{ei})^2 \quad (4.5)$$

în care :

n – este numărul de valori rezultate în urma analizei cu elemente finite, $n=5$ pentru lungimile „L” și $n=11$ pentru grosimea peretelui

y_{ai} – valoarea aproximată a tensiunii, deformației sau deplasării;

y_{ei} – valoarea maximă a tensiunii, deformației sau deplasării citită din analiza cu elemente finite.

Pentru calculul coeficienților funcției de aproximare în cazul dependenței în funcție de grosimea peretelui se rezolvă sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} \frac{\partial E}{\partial a_1} = 0 \\ \frac{\partial E}{\partial a_2} = 0 \\ \frac{\partial E}{\partial a_3} = 0 \end{cases} \quad (4.6)$$

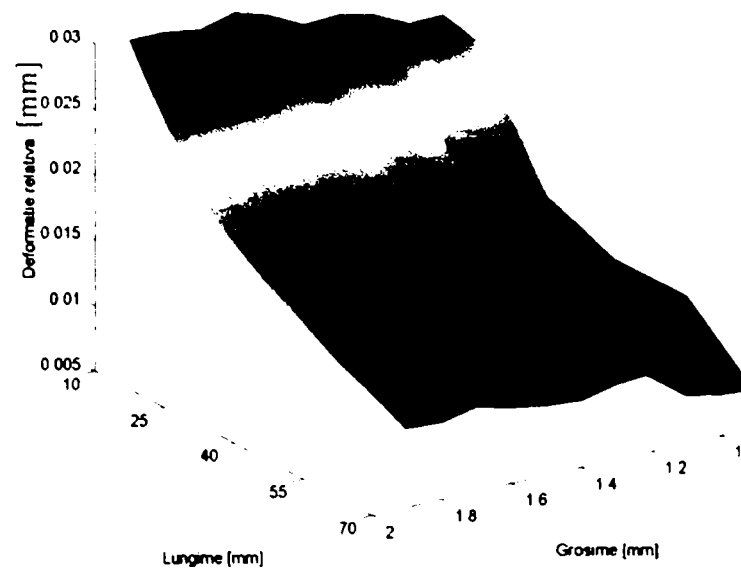
iar pentru calculul coeficienților funcției de aproximare în cazul dependenței în funcție de lungimea „L” se rezolvă sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} \frac{\partial E}{\partial a_1} = 0 \\ \frac{\partial E}{\partial a_2} = 0 \\ \frac{\partial E}{\partial a_3} = 0 \\ \frac{\partial E}{\partial a_4} = 0 \end{cases} \quad (4.7)$$

Pe diagramele din anexele 4.7.-4.16 s-au prezentat atât punctele citite în urma analizei cu elemente finite (reprezentate cu cerceulețe negre) cât și curbele approximate, pentru fiecare caz în parte. Valorile coeficienților funcțiilor de aproximare și erorile de aproximare exprimate în procente față de valoarea medie a mărimii studiate sunt date în tabele pentru fiecare caz în parte.

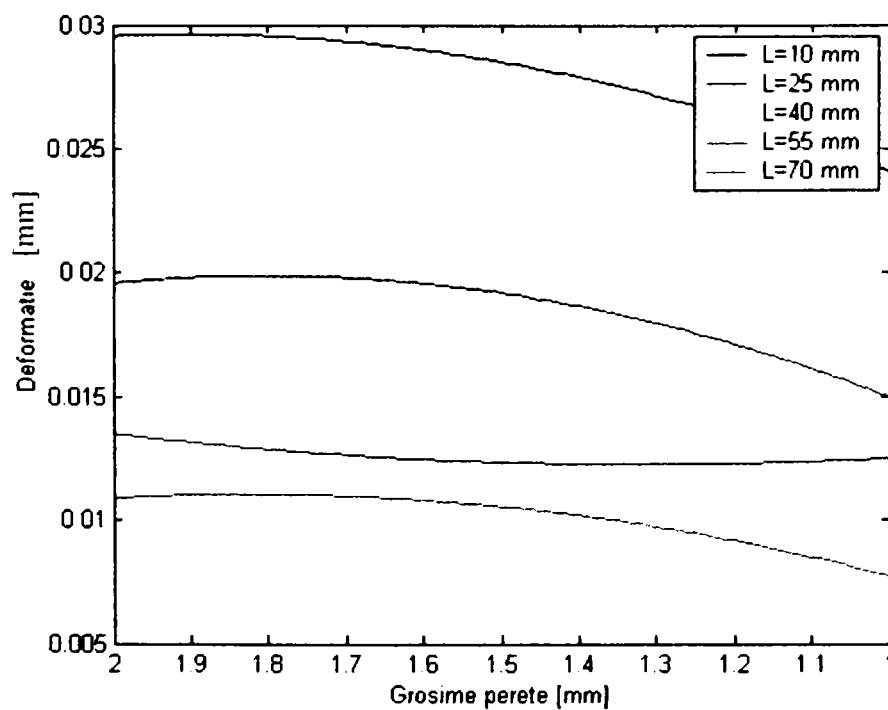
a. Cazul „dcdf”.

Diagrama 3D a dependenței deformațiilor în funcție de lungimea „L” și grosimea peretelui pentru cazul de încărcare „deplasare constantă” este prezentată în figura 4.11, iar curbele de aproximare sunt prezentate în figurile 4.12. și 4.13 și în ANEXELE 4.7. și 4.8. Valorile coeficienților funcției de aproximare cât și erorile de aproximare sunt date în tabelele 4.2. și 4.3.


Fig.4.11. Diagrama 3D a deformațiilor pentru deplasare constantă.

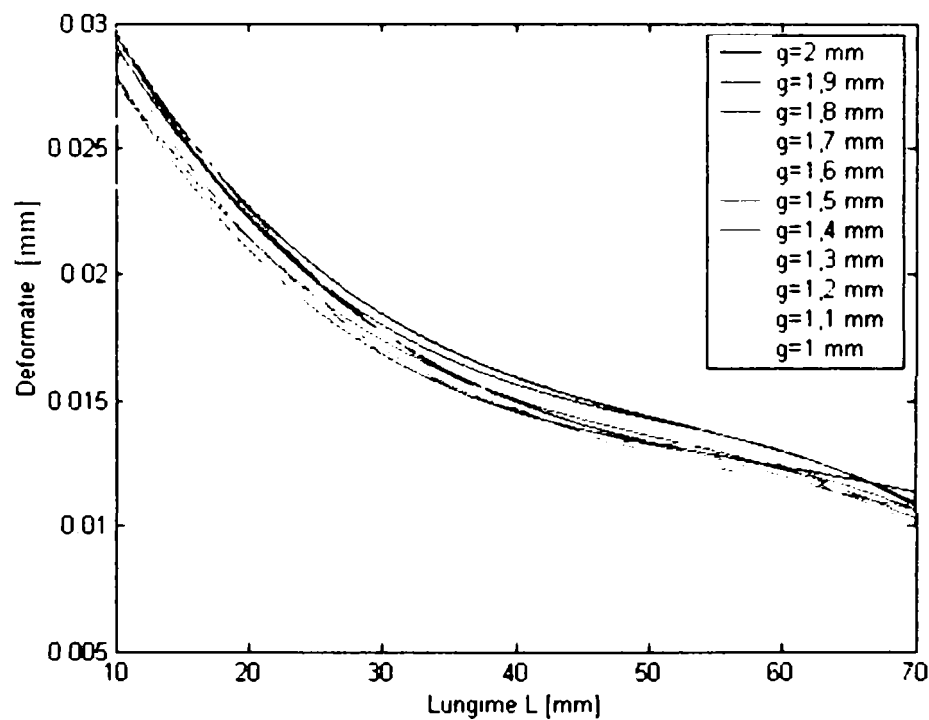
Tabel. 4.2.

Lungimea L [mm]	Coeficienții funcției de aproximare			Eroarea de aproximare [%]
	a_1	a_2	a_3	
10	-0.0068164801864	0.014955313286	0.0214198221445	0.3086
25	-0.0077291142191	0.018548069930	0.0087806044289	1.0332
40	0.0005091724941	-0.005277344755	0.0211337344988	1.1093
55	0.0025406876456	-0.086136356643	0.0195600466200	1.4004
70	-0.0049453846153	0.011700793846	0.0041296648951	1.1330


Fig.4.12. Diagrama deformațiilor maxime pentru deplasare constantă

Tabel. 4.3.

Grosimea g [mm]	Coeficienții funcției de aproximare				Eroarea de aproximare [%]
	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	
2,0	-1.318641e-007	2.059805e-005	-0.001206	0.039697	2.073
1,9	-1.570617e-007	2.389347e-005	-0.001328	0.040659	0.775
1,8	-9.624938e-008	1.741427e-005	-0.001140	0.038921	1.972
1,7	-9.787654e-008	1.784613e-005	-0.001188	0.0400290	2.176
1,6	-1.504320e-007	2.343918e-005	-0.001330	0.0399965	7.477
1,5	-1.302197e-007	2.015332e-005	-0.0011651	0.0377744	7.000
1,4	-1.368320e-007	2.164826e-005	-0.0012388	0.0382540	1.642
1,3	5.710370e-008	1.168571e-007	-0.0006091	0.0335112	5.895
1,2	-3.168365e-007	4.265652e-005	-0.0018973	0.0411744	2.734
1,1	-2.151032e-007	2.916436e-005	-0.0014069	0.0374087	1.775
1,0	-2.859535e-007	3.798203e-005	-0.0016689	0.0367108	1.163

**Fig.4.13.** Diagrama deformațiilor maxime pentru o deplasare constantă

b. Cazul „dct”.

Diagrama 3D a dependenței tensiunilor în funcție de lungimea „L” și grosimea peretelui pentru cazul de încărcare „deplasare constantă” este prezentată în figura 4.14, iar curbele de aproximare sunt prezentate în figurile 4.15. și 4.16 și în ANEXELE 4.9. și 4.10. Valorile coeficienților funcției de aproximare cât și erorile de aproximare sunt date în tabelele 4.4. și 4.5.

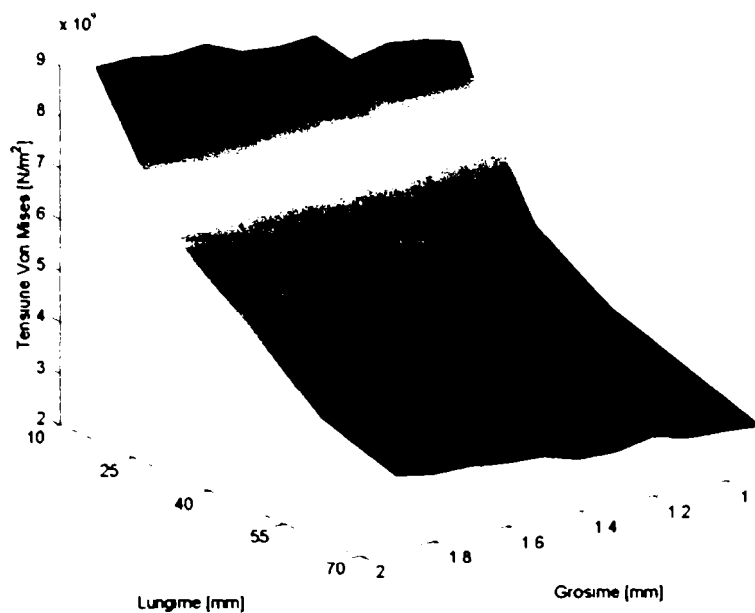


Fig.4.14. Diagrama 3D a tensiunilor maxime pentru o deplasare constantă.

Tabel. 4.4.

Lungimea L [mm]	Coeficienții funcției de aproximare			Eroarea de aproximare [%]
	a_1	a_2	a_3	
10	-549230769.230752	576074125.874075	8862625664.3357	3.754
25	-380391608.391605	-50637902.0979133	6488448951.0489	3.247
40	77778554.7785577	-1112484755.24476	5999260256.4102	5.376
55	-164445221.445214	115133846.153826	3933463682.9837	4.301
70	312564102.564106	-1408635944.05595	4500994638.6946	3.821

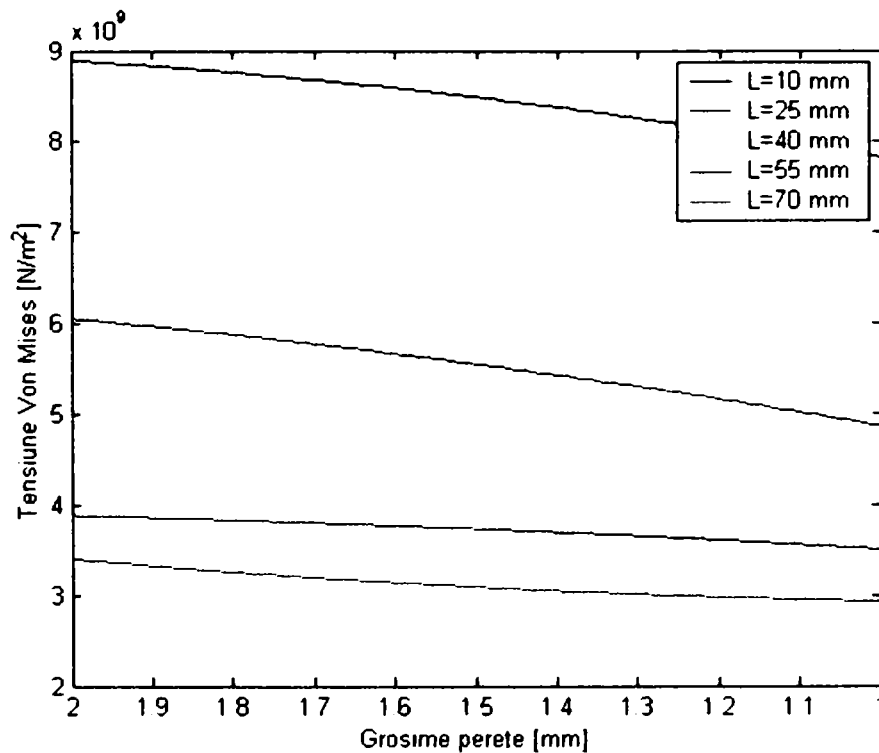


Fig.4.15. Diagrama tensiunilor maxime pentru o deplasare constantă

Tabel. 4.5.

Grosimea g [mm]	Coeficienții funcției de aproximare				Eroarea de aproximare [%]
	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	
2,0	-22203	4011655	-284555939	11254547527	4.005
1,9	-45289	7046893	-398305542	12158814818	2.495
1,8	-27972	4950279	-327603404	11529043417	3.772
1,7	-38026	6138547	-367840193	11896585992	3.152
1,6	-36998	6054237	362626648	-11587916049	1.645
1,5	-42512	6552153	-373485589	11610932109	0.221
1,4	-61194	8867867	-453585621	12217609908	6.253
1,3	-22768	4207756	-286990010	10401013982	1.084
1,2	-63046	9133440	-457187957	11827671403	1.670
1,1	-57911	8464388	-431655494	11521831897	5.809
1,0	-48088	7438766	-403312439	11176587601	1.578

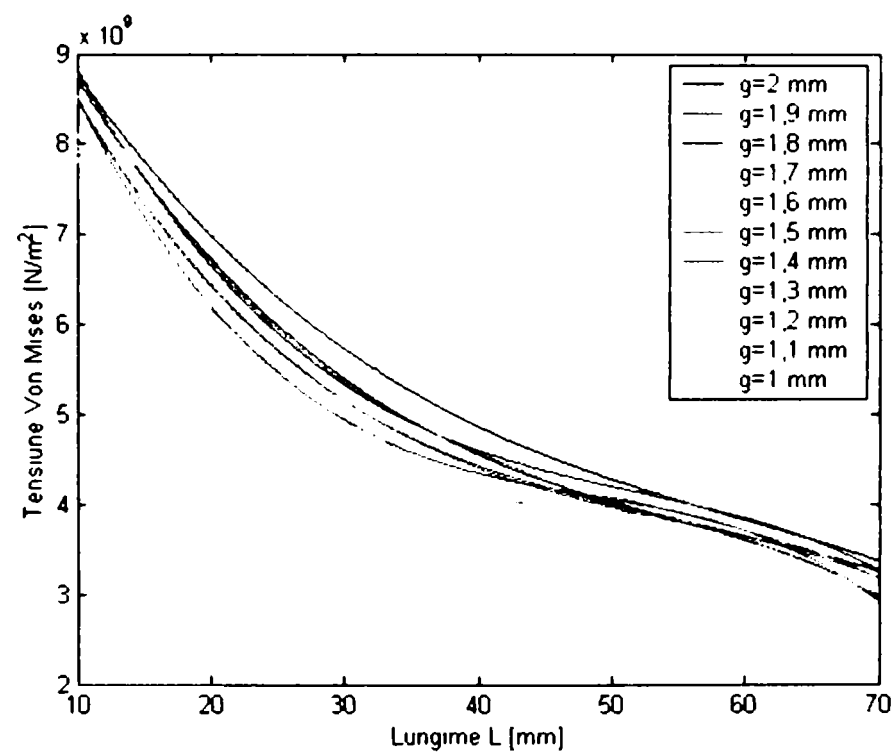


Fig.4.16. Diagrama tensiunilor maxime pentru o deplasare constantă

c. Cazul „fcdf”.

Diagrama 3D a dependenței deformațiilor în funcție de lungimea „L” și grosimea peretelui pentru cazul de încărcare „forță constantă” este prezentată în figura 4.17, iar curbele de aproximare sunt prezentate în figurile 4.18. și 4.19 și în ANEXELE 4.11. și 4.12. Valorile coeficienților funcției de aproximare cât și erorile de aproximare sunt date în tabelele 4.6. și 4.7.

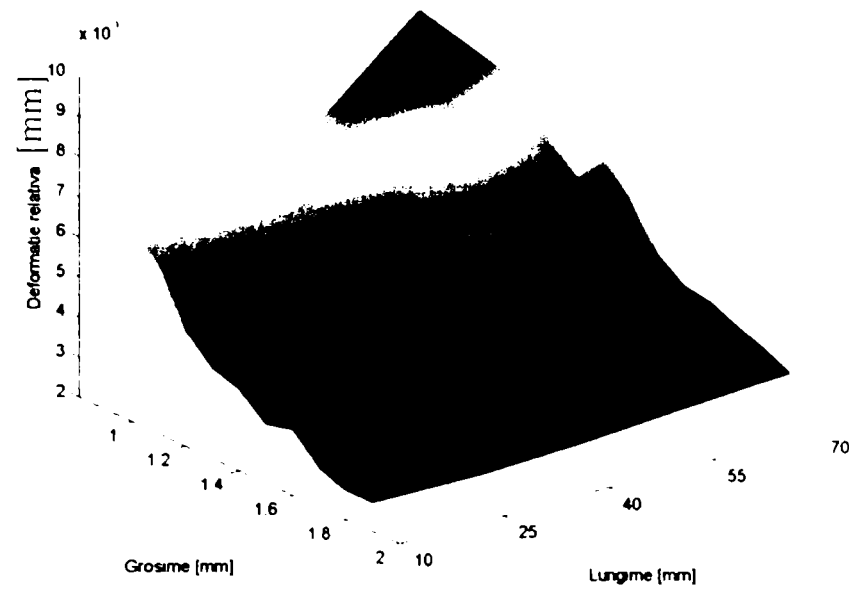


Fig.4.17. Diagrama 3D deformațiilor maxime pentru o forță constantă.

Tabel. 4.6.

Lungimea L [mm]	Coeficienții funcției de aproximare			Eroarea de aproximare [%]
	a_1	a_2	a_3	
10	0.0036602634032	-0.0065152774825	0.0055427544988	6.187
25	0.0031538426573	-0.0041910743356	0.0036628039860	6.854
40	0.0047142505827	-0.0091505362937	0.0073736328438	1.500
55	0.0073012144522	-0.0156670215384	0.0116022119813	2.335
70	0.0009225839160	0.0012249764335	0.0009.30359510	1.452

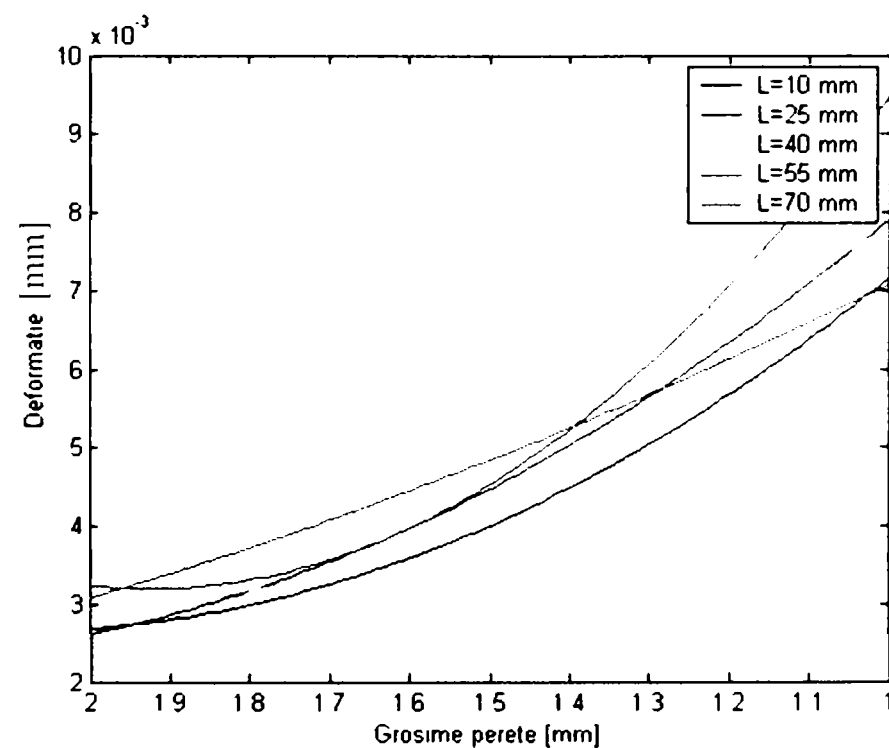


Fig.4.18. Diagrama deformațiilor maxime pentru o forță constantă în funcție de grosimea peretelui.

Tabel. 4.7.

Grosimea g [mm]	Coeficienții funcției de aproximare				Eroarea de aproximare [%]
	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	
2,0	-4.823209e-009	7.238137e-007	-2.353847e-005	0.002885	0.049
1,9	-6.780246e-010	7.768677e-008	9.901465e-006	0.002615	0.836
1,8	7.424444e-009	-8.450761e-007	3.822459e-005	0.002645	1.795
1,7	2.470864e-009	1.014486e-007	-1.543432e-005	0.003761	0.157
1,6	-8.377777e-010	-1.164571e-007	2.540440e-005	0.003166	5.012
1,5	-9.386913e-009	9.465978e-007	-1.213425e-005	0.004117	5.241
1,4	1.804024e-008	-2.340664e-006	0.000109	0.003389	4.576
1,3	9.602913e-008	-1.100478e-005	0.000359	0.002233	3.731
1,2	-8.205827e-008	9.293881e-006	-0.000283	0.008159	9.439
1,1	-2.822469e-008	1.792467e-006	9.287656e-006	0.006500	3.019
1,0	-1.009437e-007	1.063852e-005	-0.000268	0.008693	6.055

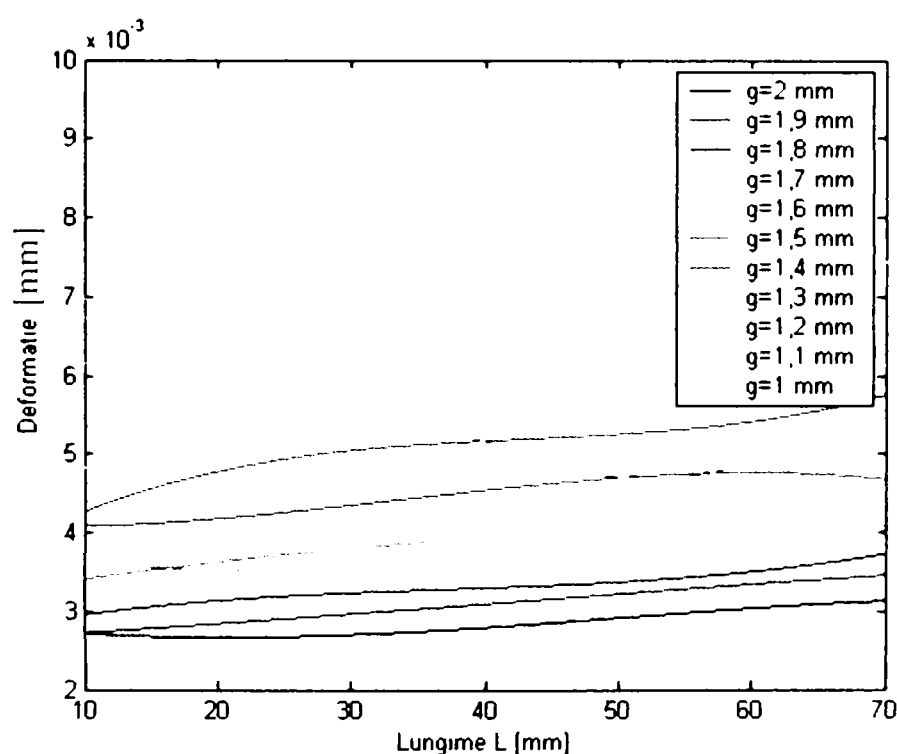


Fig.4.19. Diagrama deformațiilor maxime pentru o forță constantă

d. Cazul „fcdp”.

Diagrama 3D a dependenței deplasărilor în funcție de lungimea „L” și grosimea peretelui pentru cazul de încărcare „forță constantă” este prezentată în figura 4.20, iar curbele de aproximare sunt prezentate în figurile 4.21. și 4.22 și în ANEXELE 4.13. și 4.14. Valorile coeficienților funcției de aproximare cât și erorile de aproximare sunt date în tabelele 4.8. și 4.9.

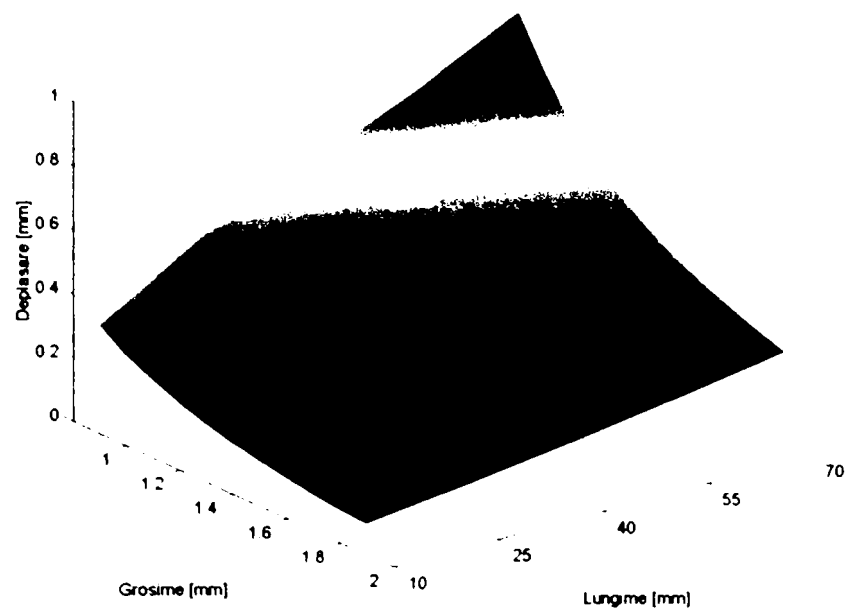


Fig.4.20. Diagrama 3D a deplasărilor maxime pentru o forță constantă.

Tabel. 4.8.

Lungimea L [mm]	Coeficienții funcției de aproximare			Eroarea de aproximare [%]
	a_1	a_2	a_3	
10	0.0232427272727	-0.0469520363636	0.0340248000000	4.520
25	0.0384819463869	-0.0783987755244	0.0550240074592	5.535
40	0.0484886130536	-0.0996568300699	0.0706826044289	5.427
55	0.0549264335664	-1.1133997342657	0.0811474503496	5.376
70	0.0609821095571	-1.1918971958042	0.0884770037296	4.628

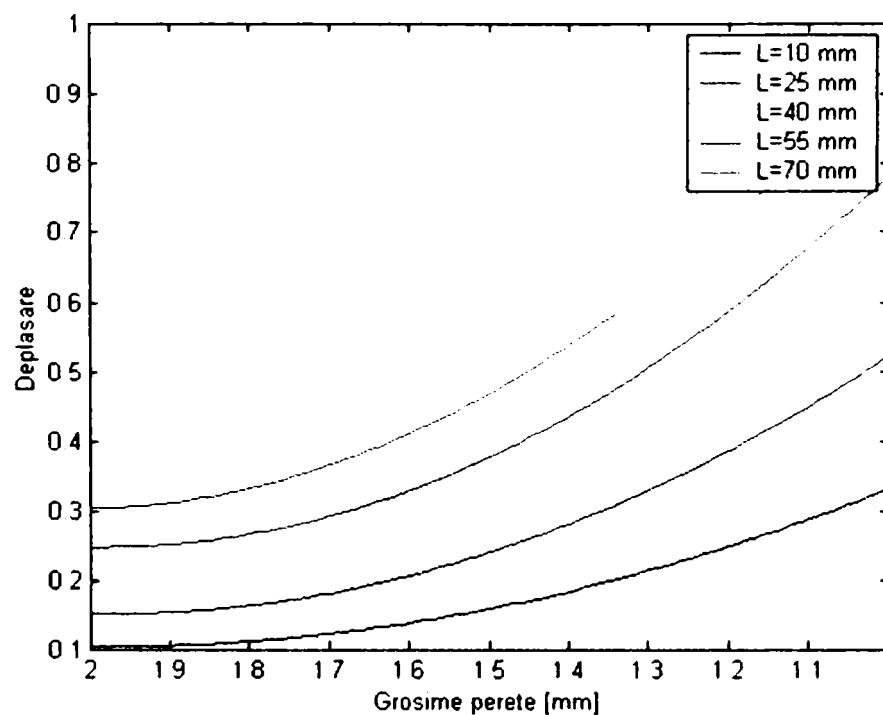


Fig.4.21. Diagrama deplasărilor maxime pentru o forță constantă în

Tabel. 4.9.

Grosimea g [mm]	Coeficienții funcției de aproximare				Eroarea de aproximare [%]
	a_1	a_2	a_3	a_4	
2.0	1.0414e-007	-1.8599e-006	2.6759e-003	7.1781e-002	0.698
1.9	3.1599e-007	-2.8418e-005	3.9409e-003	6.7726e-002	0.767
1.8	4.5303e-007	-4.3414e-005	4.7202e-003	7.2068e-002	0.830
1.7	5.2469e-007	-5.1749e-005	5.3631e-003	7.9081e-002	0.888
1.6	6.9602e-007	-7.2811e-005	6.5250e-003	8.3974e-002	0.692
1.5	8.6237e-007	-9.3576e-005	7.7633e-003	9.1788e-002	0.600
1.4	1.0670e-006	-1.1993e-004	9.3483e-003	9.9844e-002	0.503
1.3	1.3182e-006	-1.5391e-004	1.1423e-002	1.0859e-001	0.561
1.2	1.6268e-006	-1.9673e-004	1.4048e-002	1.1956e-001	0.545
1.1	1.8749e-006	-2.3643e-004	1.7032e-002	1.3595e-001	0.144
1.0	2.2131e-006	-2.9054e-004	2.1056e-002	1.5585e-001	0.386

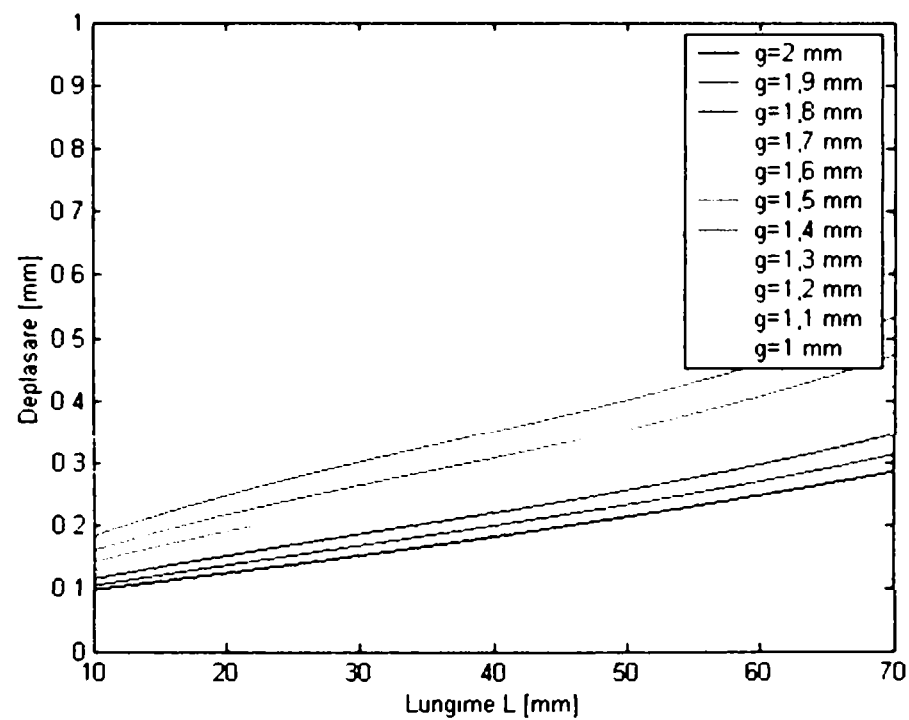


Fig.4.22. Diagrama deplasărilor maxime pentru o forță constantă

e. Cazul „fct”.

Diagrama 3D a dependenței tensiunilor în funcție de lungimea „L” și grosimea peretelui pentru cazul de încărcare „forță constantă” este prezentată în figura 4.23, iar curbele de aproximare sunt prezentate în figurile 4.24. și 4.25 și în ANEXELE 4.15. și 4.16. Valorile coeficienților funcției de aproximare cât și erorile de aproximare sunt date în tabelele 4.11. și 4.12.

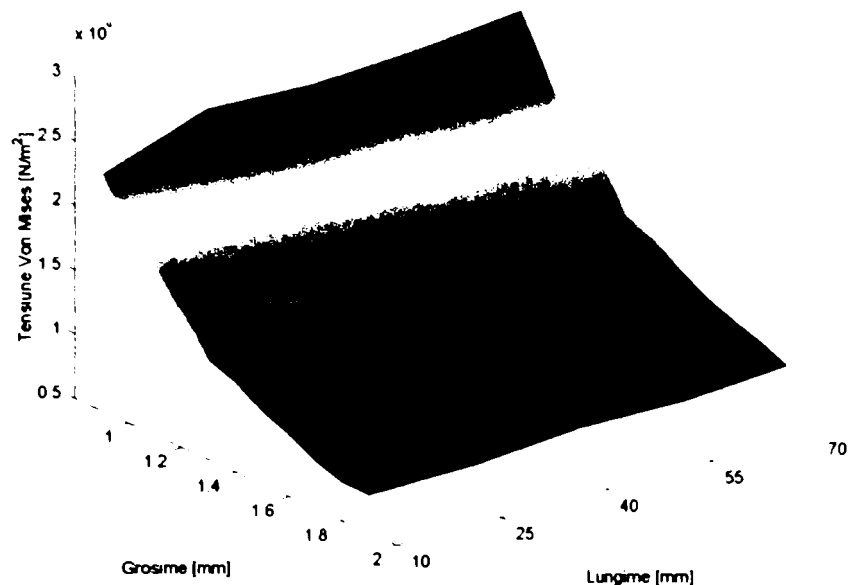


Fig.4.23. Diagrama 3D a tensiunilor maxime pentru o forță constantă

Tabel. 4.10.

Lungimea L [mm]	Coeficienții funcției de aproximare			Eroarea de aproximare [%]
	a ₁	a ₂	a ₃	
10	1.5328064102e+009	-3.1088620489e+009	2.3823836456e+009	4.747
25	1.7536379953e+009	-3.5849285314e+009	2.6952053263e+009	7.182
40	1.7343512820e+009	-3.5183998461e+009	2.6891506200e+009	6.553
55	1.5931862470e+009	-3.0542371048e+009	2.3605017948e+009	5.082
70	1.6180728438e+009	-3.1526889860e+009	2.5022640236e+009	5.169

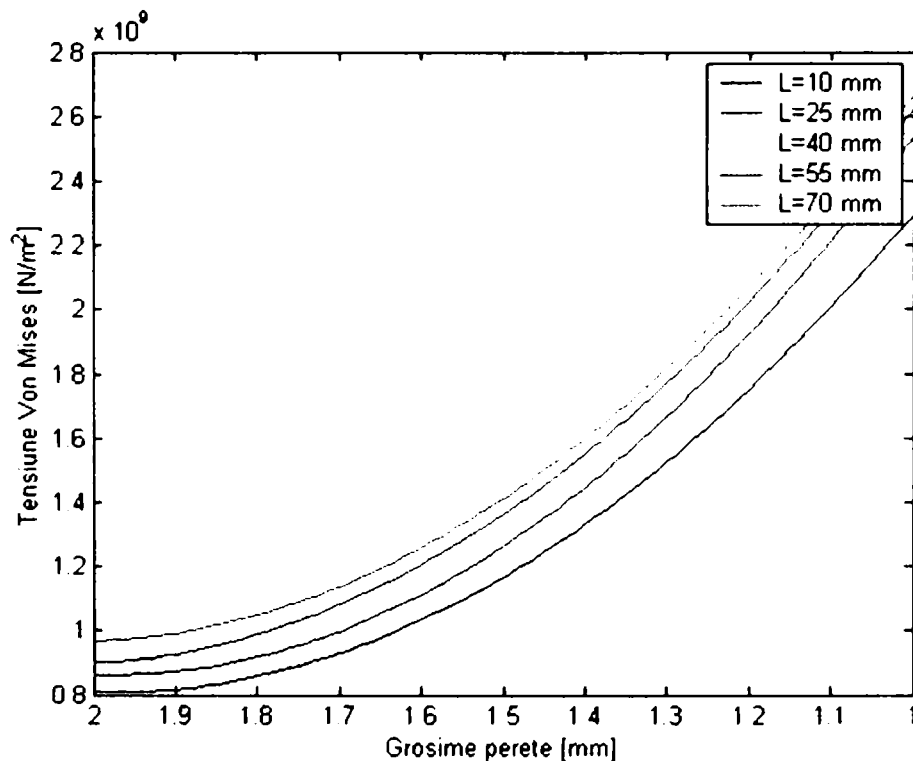


Fig.4.24. Diagrama tensiunilor maxime pentru o forță constantă

Tabel. 4.11.

Grosimea g [mm]	Coeficienții funcției de aproximare				Eroarea de aproximare [%]
	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	
2,0	9.34074e+001	-6.80603e+003	2.14934e+006	7.68576e+008	2.775
1,9	2.33441e+003	-2.77412e+005	1.23125e+007	7.05080e+008	0.999
1,8	2.89054e+003	-3.85094e+005	1.79466e+007	7.18240e+008	0.630
1,7	1.65479e+003	-2.13967e+005	1.09031e+007	8.82816e+008	0.739
1,6	1.30790e+003	-1.74760e+005	1.03263e+007	9.65088e+008	1.475
1,5	1.07925e+003	-1.26996e+005	7.90780e+006	1.12915e+009	2.567
1,4	1.14197e+003	-2.84570e+005	2.04115e+007	1.09116e+009	0.617
1,3	6.44691e+003	-7.08908e+005	2.59573e+007	1.32604e+009	1.197
1,2	-5.72913e+003	6.44042e+005	-1.49518e+007	1.86641e+009	1.187
1,1	3.63358e+003	-6.50159e+005	3.73637e+007	1.63705e+009	1.477
1,0	8.49679e+003	-1.11599e+006	4.72873e+007	1.97827e+009	1.449

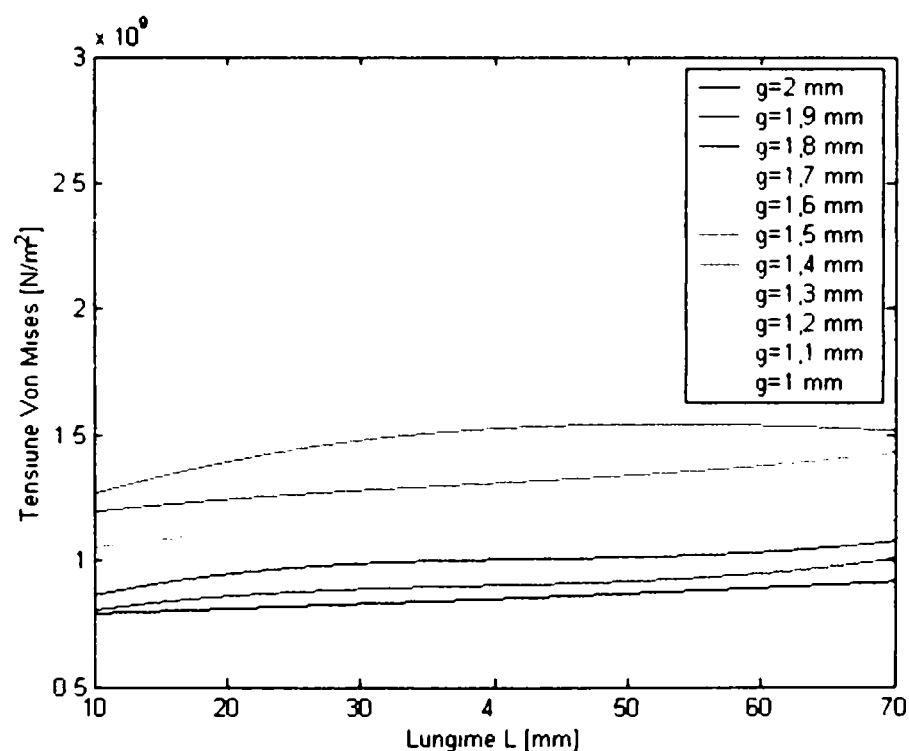


Fig.4.25. Diagrama tensiunilor maxime pentru o forță constantă

În afară de cazurile prezentate anterior s-a realizat studiul influenței unghiului conului (α – figura 4.6), în cazul în care elementul deformabil posedă o porțiune tronconică. Tensiunile maxime și deformațiile maxime, rezultate din analiza cu element finit, pentru acest caz, sunt prezentate în figurile 4.26 și respectiv 4.28, iar detalii ale acestor diagrame sunt prezentate în figurile 4.27 și respectiv 4.29.

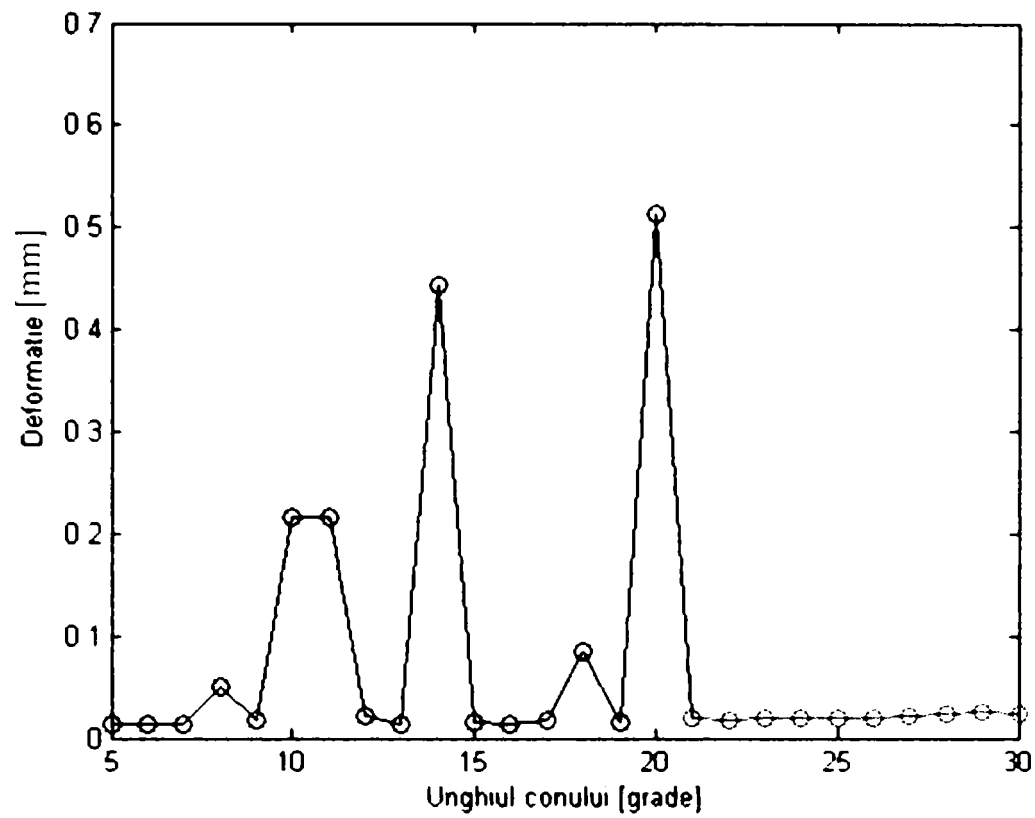


Fig.4.26. Diagrama tensiunilor maxime pentru o forță constantă

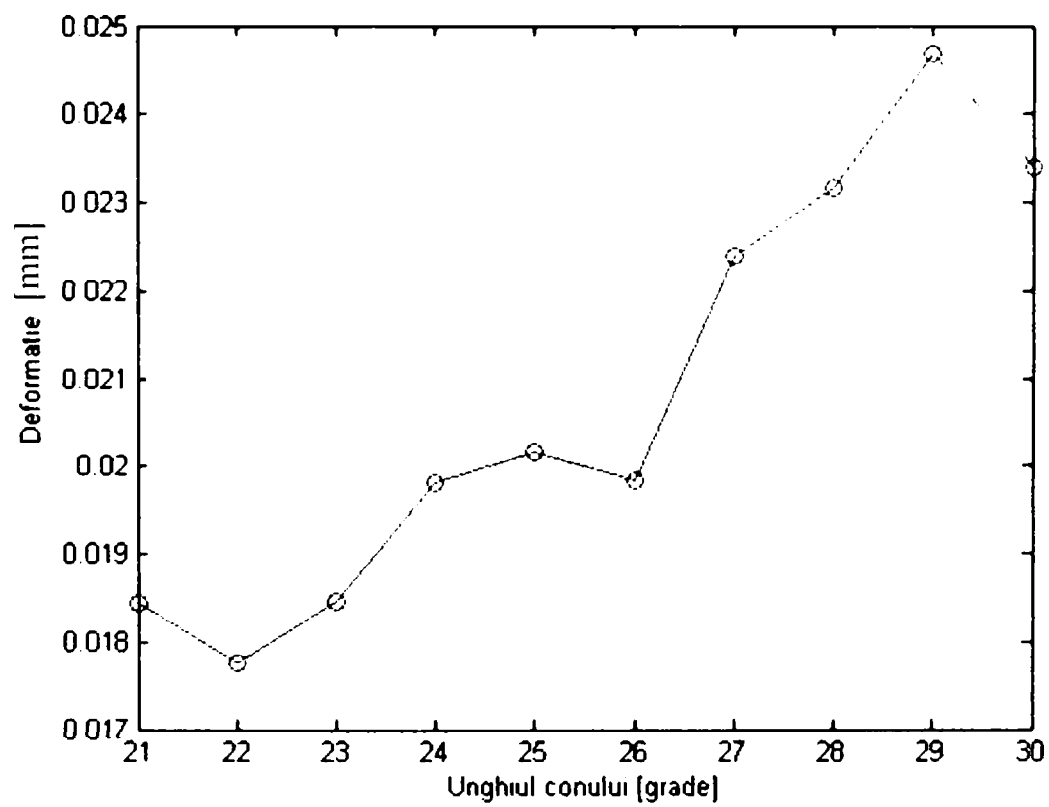


Fig.4.27. Diagrama deformațiilor maxime pentru o forță constantă

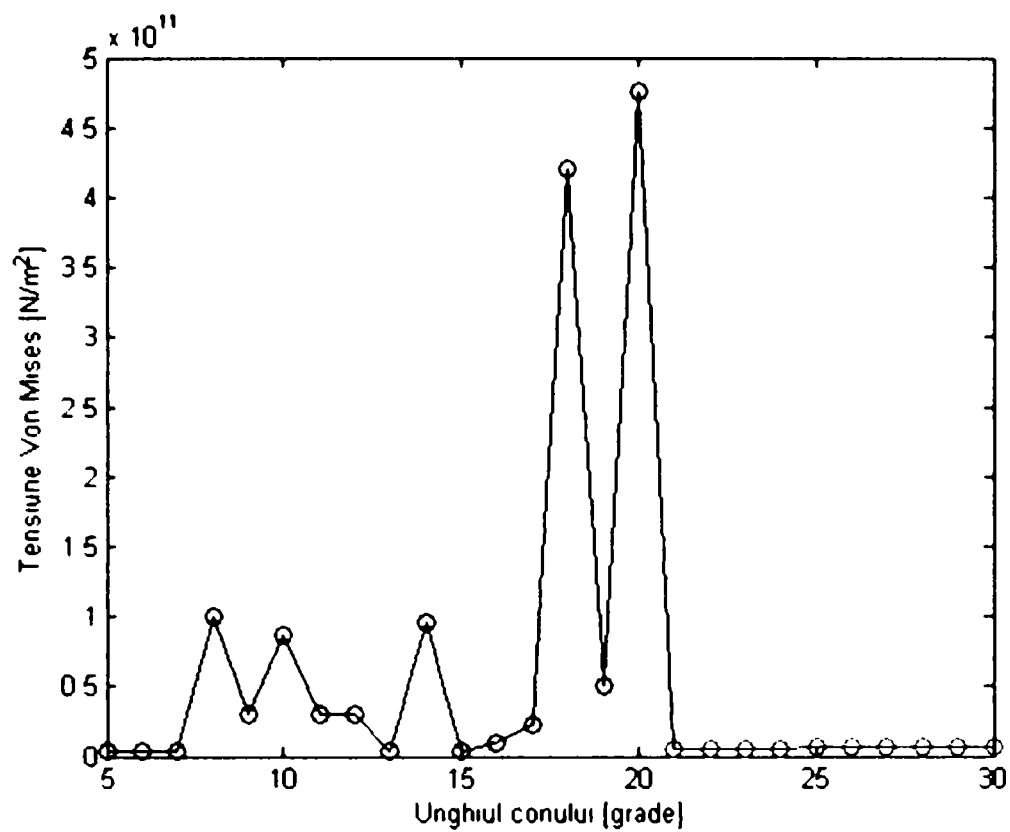


Fig.4.28. Diagrama tensiunilor maxime pentru o forță constantă

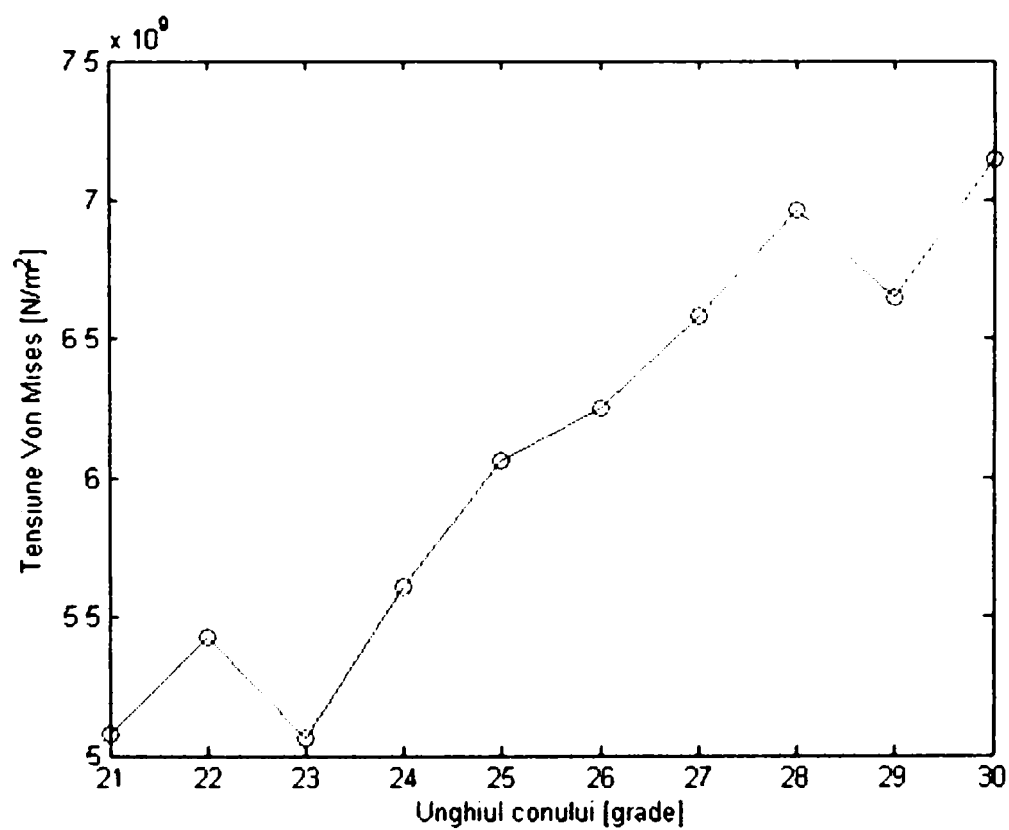


Fig.4.29. Diagrama tensiunilor maxime pentru o forță constantă

4.5 Concluzii și contribuții

Acest capitol reprezintă de asemenea o contribuție originală a autorului în ceea ce privește studiul transmisiei armonice ermetizate. Acest studiu s-a făcut cu ajutorul programelor cu element finit, CATIA și COSMOS, rezultatele obținute fiind mai apoi prelucrate și interpretate. Se urmărește comportarea elementului puternic deformabil al acestor transmisii armonice din punctul de vedere al tensiunilor și deplasărilor la ungimi și grosimi variabile a roții flexibile.

Ca și în cazul programului CATIA, și în cazul studiului realizat cu ajutorul programului COSMOS, s-au înregistrat tensiunile, deformațiile și deplasările maxime și s-au reprezentat sub forma unor diagrame. Scopul realizării studiului cu elemente finite este realizarea unei baze de informații (diagrame, funcții de aproximare) ce se pot utiliza în cazuri practice de proiectare a transmisiilor armonice ermetizate.

Deși s-au analizat deformațiile, funcție de deplasare constantă sau forță constantă, studiul acestora este mai puțin important deoarece în aplicații practice de proiectare sunt necesare deplasările pentru realizarea angrenării (poziționării dinților elementului deformabil față de dinții elementului rigid) și sunt importante tensiunile pentru realizarea calculelor de rezistență.

Aproximarea deplasărilor și tensiunilor cu funcții polinomiale de gradul 2 în cazul studierii dependenței în funcție de grosimea peretelui și de gradul 3 în cazul dependenței în funcție de lungimea „L” este satisfăcătoare, după cum rezultă din tabele. Funcțiile de aproximare stabilite se pot utiliza în cazuri concrete de proiectare fiind utile proiectanților de transmisii armonice ermetizate ce doresc să utilizeze elemente deformabile de formă cilindrică similare celor studiate în teza de doctorat.

În toate cazurile se observă că mărimile studiate (deformații, deplasări și tensiuni) depind într-o mai mare măsură de lungimea „L” și mai puțin de grosimea peretelui elementului deformabil. Deci modificarea lungimii „L” influențează mai puternic variația mărimilor studiate decât modificarea grosimii peretelui. Acest fapt

5 Concluzii și contribuții

cest capitol reprezintă de asemenea o contribuție originală a autorului în ceea ce privește studiul transmisiei armonice ermetizate. Acest studiu s-a făcut cu ajutorul programelor CATIA și COSMOS, rezultatele obținute fiind mai apoi verificate și interpretate. Se urmărește comportarea elementului puternic deformabil în timpul transmisiei armonice din punctul de vedere al tensiunilor și deplasărilor la grosimi variabile a roții flexibile.

De asemenea și în cazul programului CATIA, și în cazul studiului realizat cu ajutorul programului COSMOS, s-au înregistrat tensiunile, deformațiile și deplasările maxime reprezentate sub forma unor diagrame. Scopul realizării studiului cu elemente finite este realizarea unei baze de informații (diagrame, funcții de aproximare) ce se pot utiliza în cazuri practice de proiectare a transmisiilor armonice ermetizate.

Deși s-au analizat deformațiile, funcție de deplasare constantă sau forță constantă, studiul acestora este mai puțin important deoarece în aplicații practice de proiectare sunt necesare deplasările pentru realizarea angrenării (poziționării dinților elementului deformabil față de dinții elementului rigid) și sunt importante tensiunile realizate în vederea calculului de rezistență.

Aproximarea deplasărilor și tensiunilor cu funcții polinomiale de gradul 2 în cazul studiului dependenței în funcție de grosimea peretelui și de gradul 3 în cazul dependenței în funcție de lungimea „L” este satisfăcătoare, după cum rezultă din comparații. Funcțiile de aproximare stabilite se pot utiliza în cazuri concrete de proiectare pentru proiectanților de transmisii armonice ermetizate ce doresc să utilizeze elemente deformabile de formă cilindrică similare celor studiate în teza de doctorat.

În toate cazurile se observă că mărimile studiate (deformații, deplasări și tensiuni) depind într-o mai mare măsură de lungimea „L” și mai puțin de grosimea elementului deformabil. Deci modificarea lungimii „L” influențează mai mult variația mărimilor studiate decât modificarea grosimii peretelui. Acest fapt

ste valabil pentru modificări în domeniile studiate ce au fost alese în așa fel încât să copere necesitățile aplicațiilor practice.

Din figura 4.17. se observă că există un domeniu de grosimi a peretelui (1,5...1,2 mm) și de lungimi „L” (40...70) în care variația deformațiilor este amplă, ceea ce duce la concluzia că în acest domeniu estimarea valorilor deformațiilor este nesigură. În acest domeniu se recomandă, în cadrul proiectării, un studiu aprofundat al fiecărui caz în parte.

În general este valabilă observația potrivit căreia tensiunile maxime (diagrama din figura 4.16) sunt mai reduse la valori mai mari ale lungimii „L”, deci se poate recomanda proiectanților de transmisii armonice ermetizate, utilizarea unor lungimi cât mai mari în limitele de gabarit acceptabile pentru aplicația concretă.

În cazul analizei elementului deformabil cilindric s-a observat o îmbunătățire substanțială a rezultatelor, când s-a utilizat programul COSMOS față de programul CATIA, din care cauză se recomandă utilizarea programului COSMOS în cadrul proiectării transmisiilor armonice ermetizate.

În ce privește elementul deformabil cu proțiune tronconică, dependența tensiunilor și deformațiilor de unghiul conului α , valori acceptabile ale variației deformațiilor și tensiunilor s-au obținut pe domeniul unghiului $\alpha = 21^\circ \dots 30^\circ$ (diagramele din figurile 4.27 și 4.29).

Un rezultat interesant se obține dacă se studiază forma deformată a elementului deformabil cilindric. Contrar altor tipuri de elemente deformabile (de exemplu cele de tip inel) care după deformare au o formă eliptică, în acest caz se obține o curbă închisă cu 4 lobi. Acest tip de deformație s-a observat în toate cazurile studiate și se poate explica prin faptul că elementul deformabil ermetizat are un capăt al părții cilindrice închis (ceea ce mărește rigiditatea acestei zone) iar celălalt capăt este rigid din cauza flanșei de fixare. Capetele cilindrului fiind rigide, deformarea cilindrului va fi constrânsă ducând la forma arătată în figura 4.29.

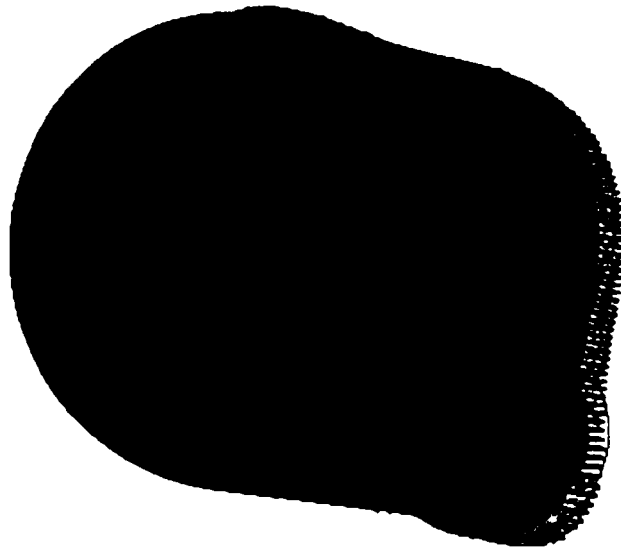


Fig.4.29. Reprezentarea tridimensională a deformării elementului deformabil în secțiune radială (deformațiile sunt reprezentate la scara 10:1).

Sintetizat, contribuțiile importante din acest capitol sunt:

- s-a realizat studiul cu elemente finite al modelului 3D a elementului flexibil;
- s-au determinat relații matematice pentru studiul deformațiilor, deplasărilor și tensiunilor în funcție de lungimea „ L” și grosimea peretelui;
- s-au determinat coeficienții funcțiilor de aproximare (reprezentări tabelar);
- s-au trasat diagramele de tensiuni, deplasări și deformații;
- s-au trasat diagramele în funcție de unghiul porțiunii tronconice;

5. CONTRIBUȚII PRIVIND CERCETAREA EXPERIMENTALĂ A TRANSMISIILOR ARMONICE DINȚATE ERMETIZATE.

5.1 Considerații generale

Un factor important care trebuie luat în considerare la studiul funcționării transmisiilor armonice ermetizate îl constituie deformațiile elementului flexibil. În cadrul tezei de doctorat s-a studiat în primul rând deformația corpului flexibil, acesta fiind elementul principal prin care se deosebește transmisia armonică ermetizată de celelalte tipuri de TAD. Pentru experimentele ce s-au realizat în cadrul tezei de doctorat, s-au utilizat mijloace de măsurare a deformațiilor elementului flexibil. În acest capitol se prezintă atât standul experimental, sistemul de măsurare a deformațiilor bazat pe utilizarea traductorilor tensometrici și a achiziției de date computerizate cât și prelucrarea datelor experimentale cu ajutorul metodelor numerice de calcul.

Măsurarea deformațiilor elementului flexibil se realizează pentru elaborarea unor algoritmi de calcul al transmisiilor armonice cu o mai mare acuratețe, și de asemenea pentru validarea modelărilor cu elemente finite prezentate anterior [1], [10], [18], [33], [52], [85], [102]. De asemenea, rezultatele măsurătorilor vor putea fi utilizate în proiectarea transmisiilor armonice ermetizate, fără a mai fi necesare studii sau cercetări în acest domeniu.

5.2 Descrierea standului experimental

Prezentarea schemei de principiu a standului experimental este redată în figura 5.1.

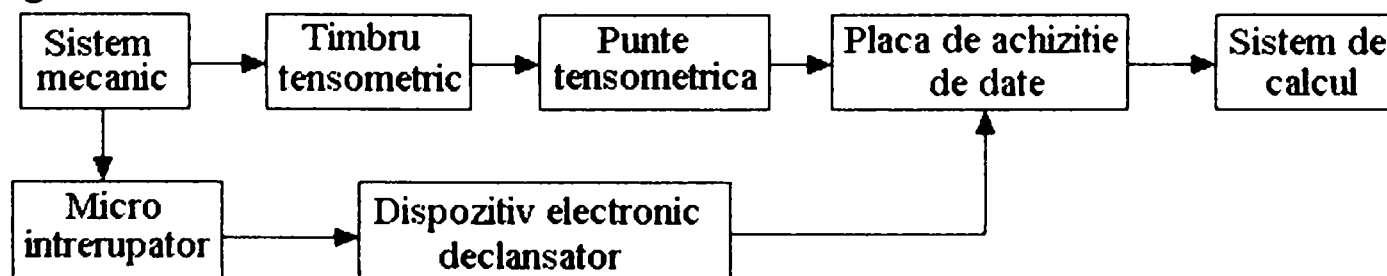


Fig.5.1. Schema de principiu a sistemului de măsurare al deformațiilor.

Realizarea fizică a standului experimental pentru măsurarea deformațiilor elementului deformabil este arătată în fotografia din figura 5.2. În fotografia din figura 5.3 sunt arătate detaliat elementele standului experimental.

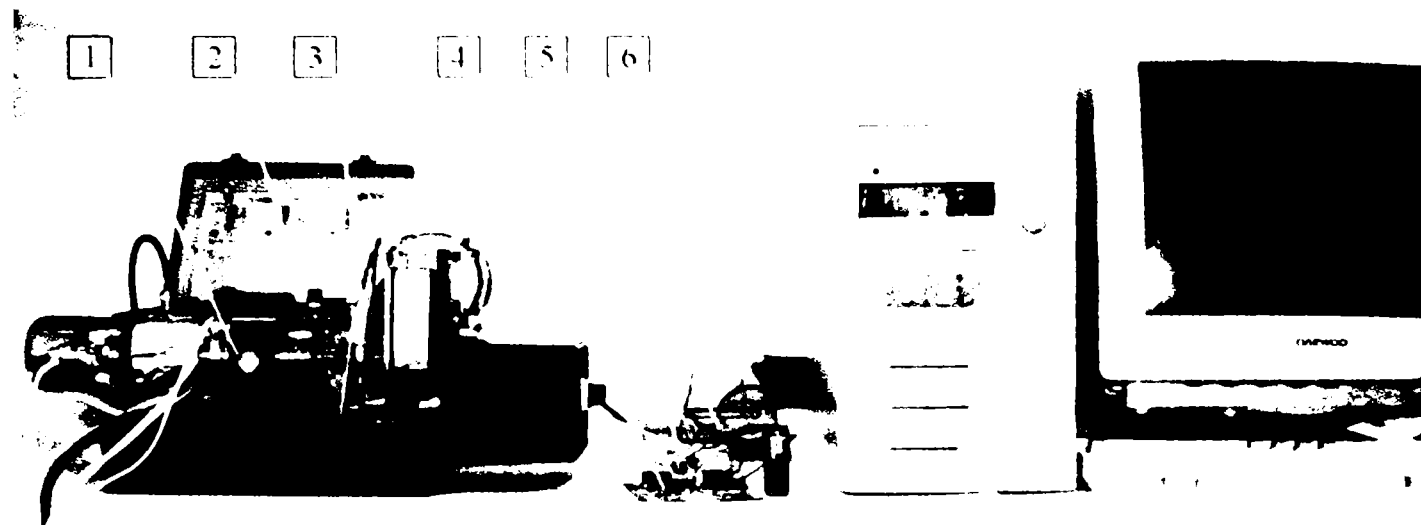


Fig.5.2. Stand experimental pentru măsurarea deformațiilor elementului deformabil al transmisiei armonice ermetizate (vedere de ansamblu):1) sistem mecanic; 2) punte tensometrică; 3) micro-întrerupător; 4) circuit electronic de declanșare a achiziției de date; 5) blocul de conectori al plăcii de achiziție a datelor; 6) sistem de calcul.

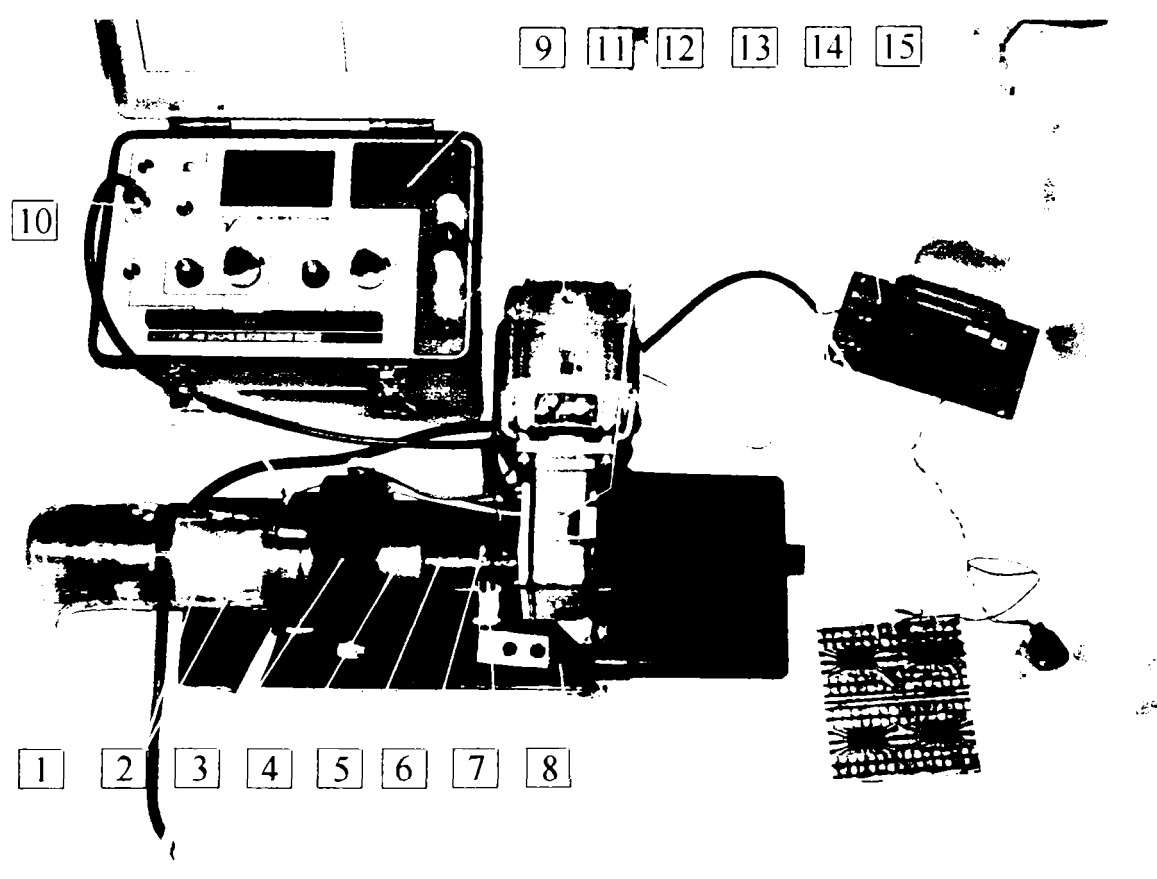


Fig.5.3. Stand experimental (detalii).

Standul experimental (figura 5.3) este acționat de către motorul electric (11) care transmite, prin intermediul reductorului (12) mișcarea de rotație axului (5) a elementului deformat, susținut de lagărul (4) și suportul lagărului (3), asamblat pe carcasa (8) a standului. Elementul deformabil (1) este fixat de asemenea pe suportul lagărului. Pe elementul deformabil sunt aplicate timbrele tensometrice (2) acoperite cu folie metalică pentru protecție împotriva zgomotelor electrice. Semnalul dat de către timbrul tensometric este preluat de către puntea tensometrică (9) și prin intermediul conectorului BNC, este legat la blocul de conectori ai plăcii de achiziție (14). Placa de achiziție este montată în sistemul de calcul (15). Achiziția de date se realizează separat de la fiecare timbru tensometric în parte, iar pentru sincronizarea datelor în cadrul prelucrării este important ca fiecare achiziție să înceapă în aceeași poziție unghiulară a elementului deformabil. Din această cauză s-a utilizat declanșarea automată a achiziției utilizând o funcție specială a plăcii de achiziție („Start_Trigger”). Pentru startul achiziției în acest mod este nevoie de un semnal treaptă pe pinul 38 al blocului de conectori (14). Acest semnal este generat de către circuitul declanșator (13) în momentul în care micro-întrerupătorul (7) este acționat de către un tchet solidar cu axul elementului deformat.

a. Ansamblul mecanic.

Schema de principiu a ansamblului mecanic este arătată în figura 5.4. Elementele ansamblului notate în schema de principiu sunt următoarele:

- 1 – elementul flexibil ermetizat cu diametrul $\varnothing 60$ mm; $L = 150$ mm; $g = 1$ mm;
- 2 – element deformat cu două role;
- 3 – semi-inele de fixare a elementului deformabil;
- 4 – bride de fixare;
- 5 – suport lagăr;
- 6 – șurub de fixare a lagărului în suport;
- 7 – corp lagăr;

8 – cuplaj;

9 – reductor în două trepte : treapta melcată $i=1:25$; treapta cilindrică $i=1:4$;

10- motor electric: tensiune de alimentare 220V; $n_{nom} = 1400\text{rot}/\text{min}$;

11- carcasa standului experimental;

12- panou electric;

13- buton de pornire-oprire;

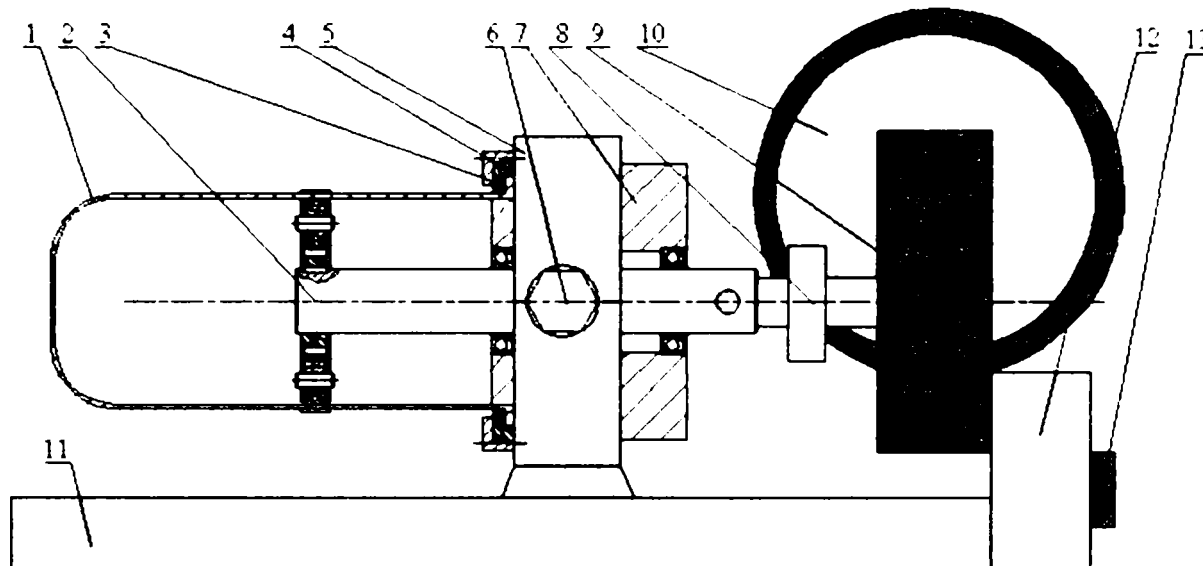


Fig.5.4. Schema ansamblului mecanic.

b. Timbre tensometrice utilizate.

Pentru realizarea măsurărilor deformației elementului deformabil s-au luat în considerare dispozitivele de măsurare tensometrice disponibile în laboratoarele Universității din Oradea.

În cazul elementelor tensometrice, domeniul de măsurare este dat de dimensiunile și caracteristicile elastice ale elementului pe care se fixează timbrul.

Materialul acestui element trebuie să asigure o deformare elastică în domeniul de măsurare. În cazul de față elementul flexibil este reprezentat chiar de către elementul deformabil al reductorului armonic, iar timbrele tensometrice urmează să fie lipite pe acest element. Timbrul tensometric utilizat are o rezistență electrică de 350Ω , factorul GF (Gauge Factor) al timbrului este de 2,09%, baza de

10 mm și este fabricat de firma Hottinger Baldwin Messtechnik, Germania. În capitolul 4 au fost prezentate modelele cu elemente finite ale corpului deformabil. În aceste modele se evidențiază zonele cu deformații maxime ce trebuie studiate în vederea analizei stărilor de tensiune și deformații. În urma studiului modelelor cu elemente finite, se observă că este indicat ca timbrele tensometrice să fie amplasate în aceste zone, conform figurii 5.5. S-au reprezentat prin culori : albastru – intensitate mică a deformațiilor, galben, roșu – intensitate mare a deformațiilor.

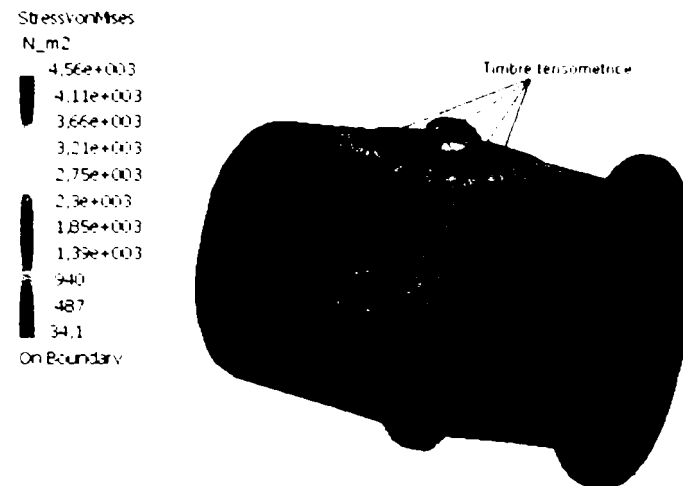


Fig.5.5. Amplasarea timbrelor tensometrice pe elementul flexibil.

Pentru a avea o vedere mai clară asupra amplasării timbrelor, se poate realiza schema de amplasare pe desfășurata cilindrului elementului flexibil, așa cum se arată în figura 5.6.

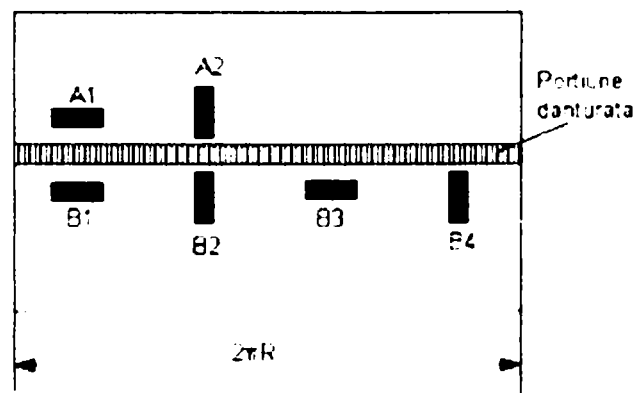


Fig.5.6. Schema de amplasare a timbrelor tensometrice

În figura 5.7. este prezentat în detaliu modul de fixare prin lipire a timbrului tensometric pe suprafața elementului elastic.

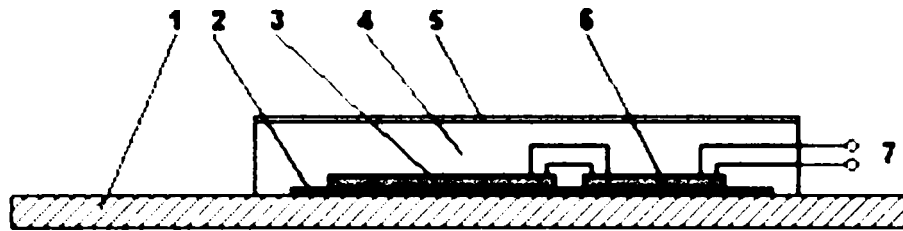


Fig.5.7. Modul de fixare a timbrului tensometric.

Timbrul tensometric (3) este lipit pe suprafața elementului elastic (1) cu ajutorul unui adeziv pe bază de ciano-acrilat (2). În prealabil suprafața pe care se lipește timbrul este finisată ($R_a = 0,8$), și curățată de orice impurități. După lipire timbrul este acoperit cu un strat de rășină epoxidică (4) peste care se aplică o folie metalică (5) în scopul de protecție mecanică și electrică. În afară de timbru pe suprafața finisată este lipit și elementul de cuplare (6) facilitând legarea conductorilor electrici (7) care transmit semnalul dat de către timbru, la puntea tensometrică.

c. Puntea tensometrică.

Timbrul tensometric este cuplat la o punte tensometrică, P-3500 fabricată de firma Vishay Measurements Group, a cărei fotografie este arătată în figura 5.8.

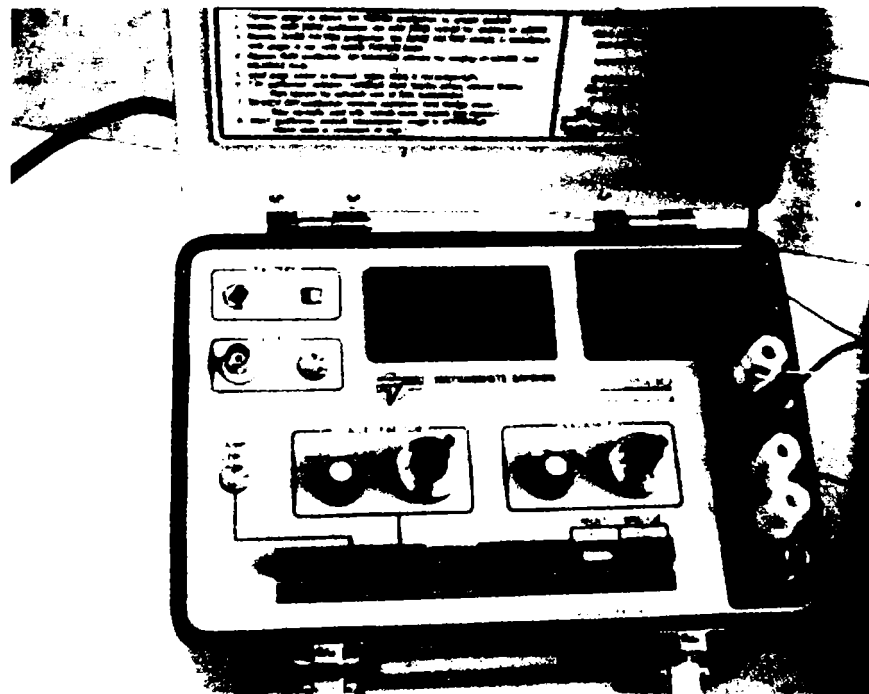


Fig.5.8. Punte tensometrică, P-3500. Vishay Measurements Group

Valorile măsurate pot fi citite pe afișajul digital al instrumentului. În scopul achiziției de date computerizate se folosește ieșirea analogică a unității P-3500, care se realizează prin cupla de tip BNC. Pentru o anumită măsurare timbrul tensometric a fost legat în circuit în sfert de punte conform schemei arătate în figura 5.9 (rezistențele R_1 , R_2 și R_3 fiind existente în modulul P-3500). În figură ΔR reprezintă modificarea rezistenței timbrului datorată deformațiilor la care este supus, V_0 este tensiunea măsurată la bornele de ieșire (conectorul BNC și implicit placa de achiziție) iar V_{EX} este tensiunea de alimentare a punții (9V). Rezistențele R_0 , R_1 , R_2 , R_3 au toate aceeași valoare de 350Ω

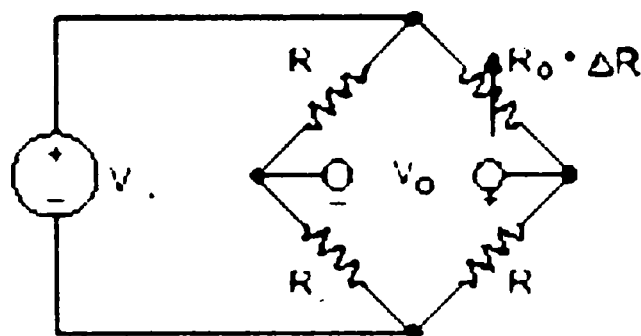


Fig.5.9. Schema de legare în sfert de punte a timbrului tensometric

Relația dintre deformație și tensiunea de ieșire V_0 (mărimea măsurată de placa de achiziție) este data de relația:

$$\frac{V_0}{V_{EX}} = \frac{GF\varepsilon}{4} \left(\frac{1}{1 + GF \frac{\varepsilon}{2}} \right) \quad (5.1)$$

în care : ε este deformația, iar GF este constanta timbrului tensometric dat în documentația producătorului ($GF=2,09$).

Valoarea deformației este dată de relația:

$$\varepsilon = \frac{-V_0}{4,18V_0 - 18,81} \quad (5.2)$$

În timpul măsurărilor temperatura ambiantă a fost de 20°C , iar în standul experimental nu s-a constatat o creștere a temperaturii. Din diagrama de etalonare a timbrului tensometric, dată de către producător, rezultă ca domeniul de temperatură

de funcționare normală este în jurul valorii de 20°C. Din această cauză se consideră că efectele termice nu influențează rezultatele măsurărilor.

d. Dispozitivul electronic declanșator.

Măsurarea deformațiilor elementului deformabil se realizează pe fiecare timbru tensometric în parte. În acest fel eșantionarea datelor se poate realiza cu 100.000 de achiziții pe secundă oferind o rezoluție de timp foarte bună a mărimilor achiziționate. Pentru ca baza de timp necesară achiziției să fie aceeași pentru toate măsurătorile efectuate s-a realizat intercalarea în circuitul de măsurare a unui dispozitiv electronic care să declanșeze achiziția datelor, în mod automat de către un micro-întrerupător acționat de o camă. Acest micro-întrerupător declanșează achiziția numai în momentul când arborele conducător realizează contactul cu cama, cu ajutorul unui element fixat pe arbore. În acest scop în programul de achiziție parametrul *iStartTrig* se setează pe valoarea 1 prin care se introduce comanda „start” dată plăcii de achiziții de date.

Scenariul dat de către declanșator plăcii de achiziție este sub forma unui impuls de tensiune tip treaptă (fig. 5.10) de durată foarte scurtă (de ordinul microsecundelor, pe diagrama din figura 5.10, tranziția se realizează într-un interval de 0,00003 secunde). Legarea declanșatorului la placa de achiziții s-a făcut prin intermediul pinilor 13 și 38 a blocului de conectori.

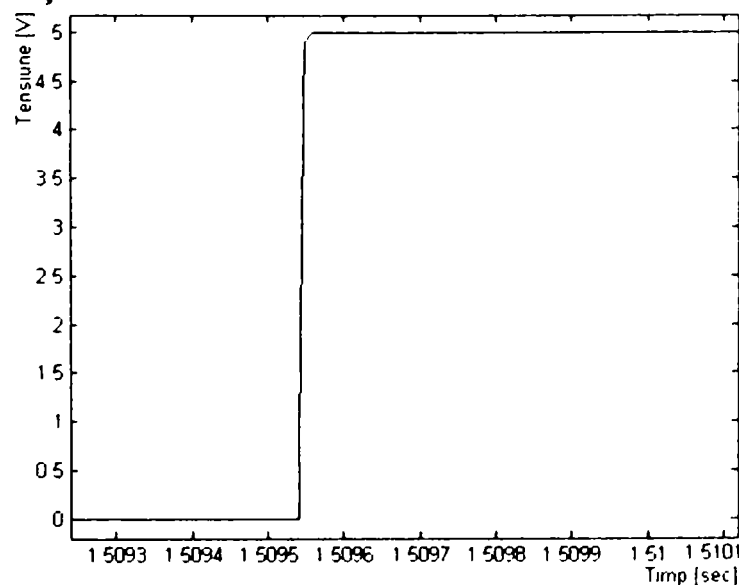


Fig.5.10. Impulsul de comandă dat de către declanșator .

Schema electronică de principiu a dispozitivului de declanșare este prezentată în figura 5.11.

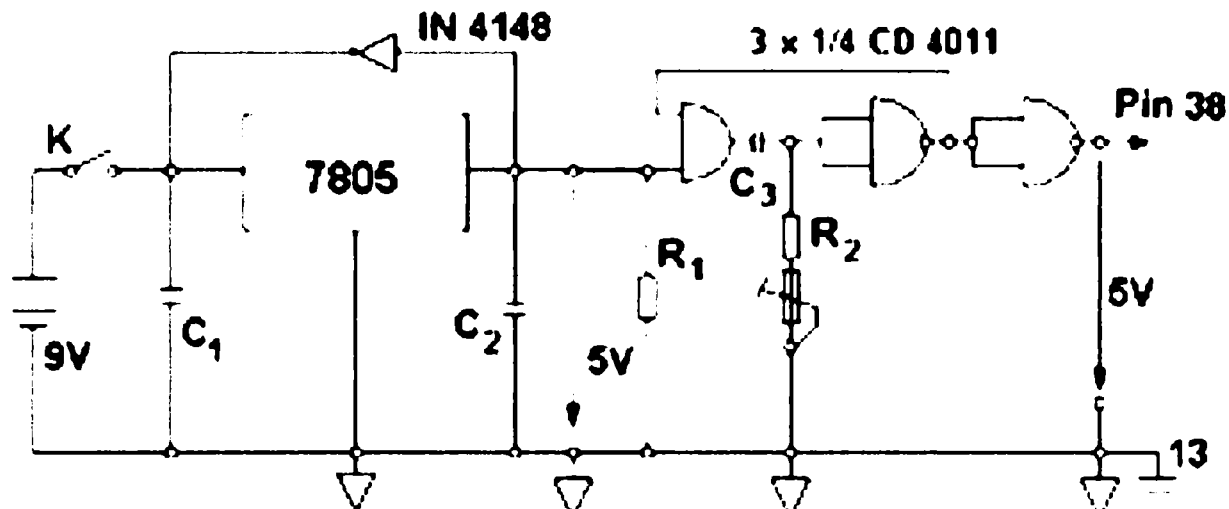


Fig.5.11. Schema electronică de principiu dispozitivului de declanșare.

În figura 5.12. se prezintă fotografia circuitului electronic de declanșare a achiziției de date.

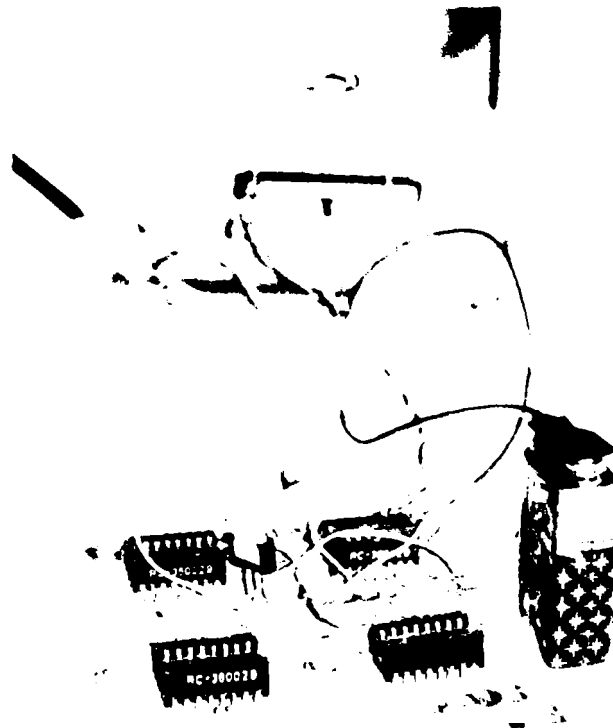


Fig.5.12. Fotografia dispozitivului electronic de declanșare a achiziției de date.

e. Placa de achiziții de date.

Semnalul dat de unitatea P-3500 este preluat de o placă de achiziție tip PCI 1200 produsă de firma National Instruments, integrată într-un sistem de calcul

Pentium III, prin intermediul slotului PCI, al plăcii de bază. Placa de achiziție are în componența sa un convertor A/D pe 12 biți, care funcționează la frecvențe de eșantionare de până la 100kHz..

Caracteristicile plăcii de achiziție sunt :

Moduri de funcționare :

- cu nul de referință (referenced single ended);
- cu nul fără referință (nonreferenced single ended);
- diferențial (în care traductorul este legat pe două canale ale plăcii de achiziție).

Amplificarea internă : 2; 5; 10; 20; 50; 100.

Domeniul de măsurare a tensiunii (în funcție de amplificare) :

- unipolar : 0...10 V (neamplificat);
- bipolar : ± 5 V (neamplificat).

Intrări analogice :

- 16 – pentru modul de lucru cu nul;
- 8 – pentru modul de lucru diferențial.

Ieșiri analogice : 2 cu un domeniu de funcționare de (0...10) V;

Rata de achiziție, programabilă : până la 100.000 eșantioane / secundă;

Cuantificarea convertorului A/D : 12 bit.

Integrare în sistemul de calcul : slot PCI.

Placa mai dispune de 8 intrări și ieșiri digitale, 2 contoare precum și temporizatoare.

Intrările analogice ale plăcii de achiziție au un domeniu de măsurare ce depinde de amplificarea folosită. Deoarece în cazul timbrelor tensometrice, semnalele sunt destul de puternice se folosește factorul de amplificare 1x, pentru care domeniul de măsurare este de ± 5 V (10 V în valoare absolută). Pentru a reduce nivelul de zgomot, se poate lucra în mod diferențial, măsurarea realizându-se între două canale de intrare. În acest mod de lucru placa de achiziție dispune de 4 canale

de intrare analogică, dintre care pentru măsurarea deformațiilor se utilizează primul canal. Placa de achiziție este livrată de către producător împreună cu un pachet de programe, care conține funcțiile necesare integrării plăcii și o bibliotecă de funcții în limbaj C++. Aceste funcții se folosesc în cadrul scrierii programelor de achiziție. Programul de achiziție a datelor este listat în ANEXA 5.1.

Schema logică a programului de achiziție este arătată în figura 5.13.

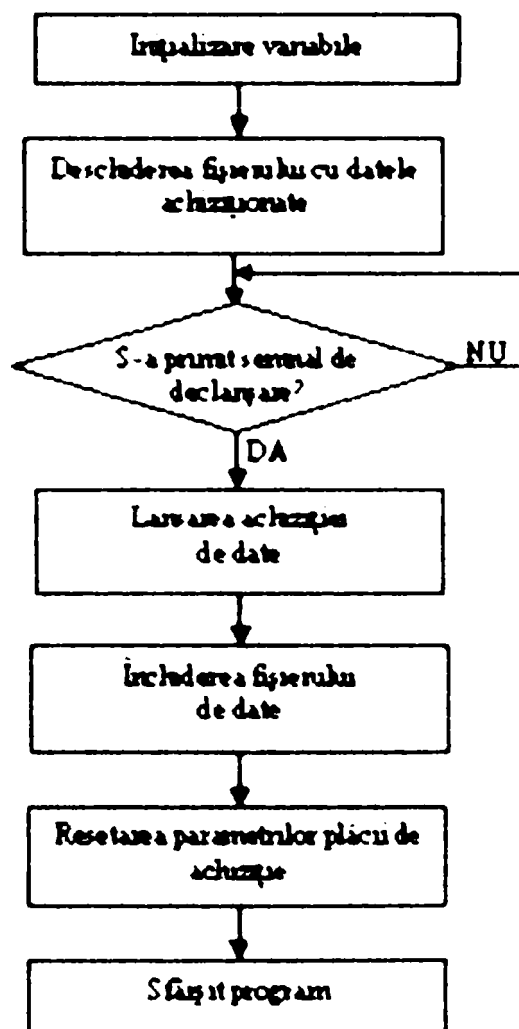


Fig.5.13. Schema logică a programului de achiziții de date.

Programul realizează achiziția semnalelor cu o rată de achiziție de 100 kHz, ceea ce implică o perioadă de eșantionare de $1/100000 = 0,00001$ secunde. Durata achiziției pentru măsurarea deformațiilor se alege de 8 secunde. Datele achiziționate sunt salvate în fișiere binare în formatul „întreg pe 16 biți”.

Intervalul de cuantizare se calculează cu relația $10V/2^{12} = 10V/4096 = 2,44$

mV, pentru achiziții la care nu se folosește amplificarea internă a plăcii.

f. Sistemul de calcul.

Sistemul de calcul folosit este de tip PC (Pentium III). Acesta este utilizat pentru :

- integrarea plăcii de achiziție;
- rularea programului de achiziție de date;
- stocarea datelor pe memorii magnetice (hard-disk);
- prelucrarea datelor achiziționate, afișarea rezultatelor și trasarea diagramelor.

După stocarea fișierelor care conțin datele experimentale s-a trecut la prelucrarea acestora și interpretarea rezultatelor.

5.3 Prelucrarea datelor experimentale

Datele achiziționate au fost prelucrate cu ajutorul unor programe scrise în limbajul MATLAB. Prelucrarea datelor a fost realizată în trei etape :

- filtrarea;
- prelucrarea;
- afișarea rezultatelor.

În continuare sunt descrise etapele prelucrării datelor experimentale.

a. Filtrarea datelor achiziționate

În cadrul analizei semnalelor achiziționate s-a observat că aceste sunt afectate de zgomote având o frecvență mai înaltă decât semnalul propriu-zis. Pentru a elimina aceste semnale s-a decis utilizarea unei filtrări a semnalului.

Filtrarea semnalelor achiziționate a fost realizată cu ajutorul unui filtru median prin metoda convoluției. Filtrul utilizat s-a realizat pe 2000 de valori, ceea

ce nu afectează domeniul frecvențelor joase în care se găsește semnalul ce reprezintă deformațiile elementului deformabil, deoarece achiziția s-a realizat cu o rată de eșantionare de 100.000 achiziții pe secundă.

Convoluția utilizată calculează fiecare valoare a semnalului filtrat prin media a 2000 de valori apropiate. La marginile intervalului filtrat apare o zonă afectată de lipsa unor valori efective (valorile lipsă sunt înlocuite cu 0), din care cauză primele 2000 și ultimele 2000 de valori sunt eliminate. Acest fapt nu influențează diagramele rezultate deoarece s-au achiziționat valori corespunzătoare la mai mult de o rotație completă a deformatoarei.

Semnalul afectat de zgomote (reprezentat prin culoare albastră), obținut după filtrare (reprezentat prin culoare roșie) este arătat în figura 5.14 respectiv 5.15.

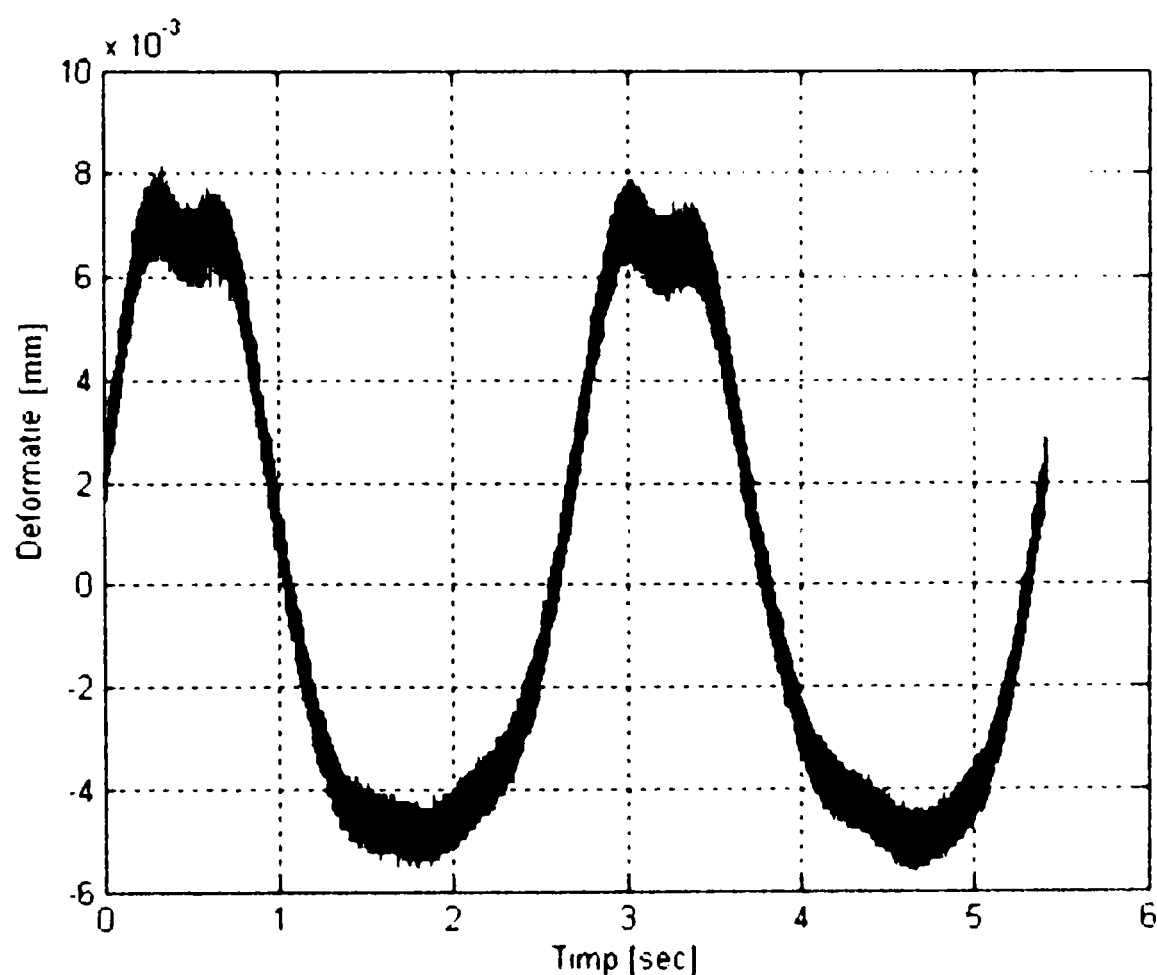


Fig.5.14. .Semnalul inițial (culoare albastră) și filtrat (culoare roșie).

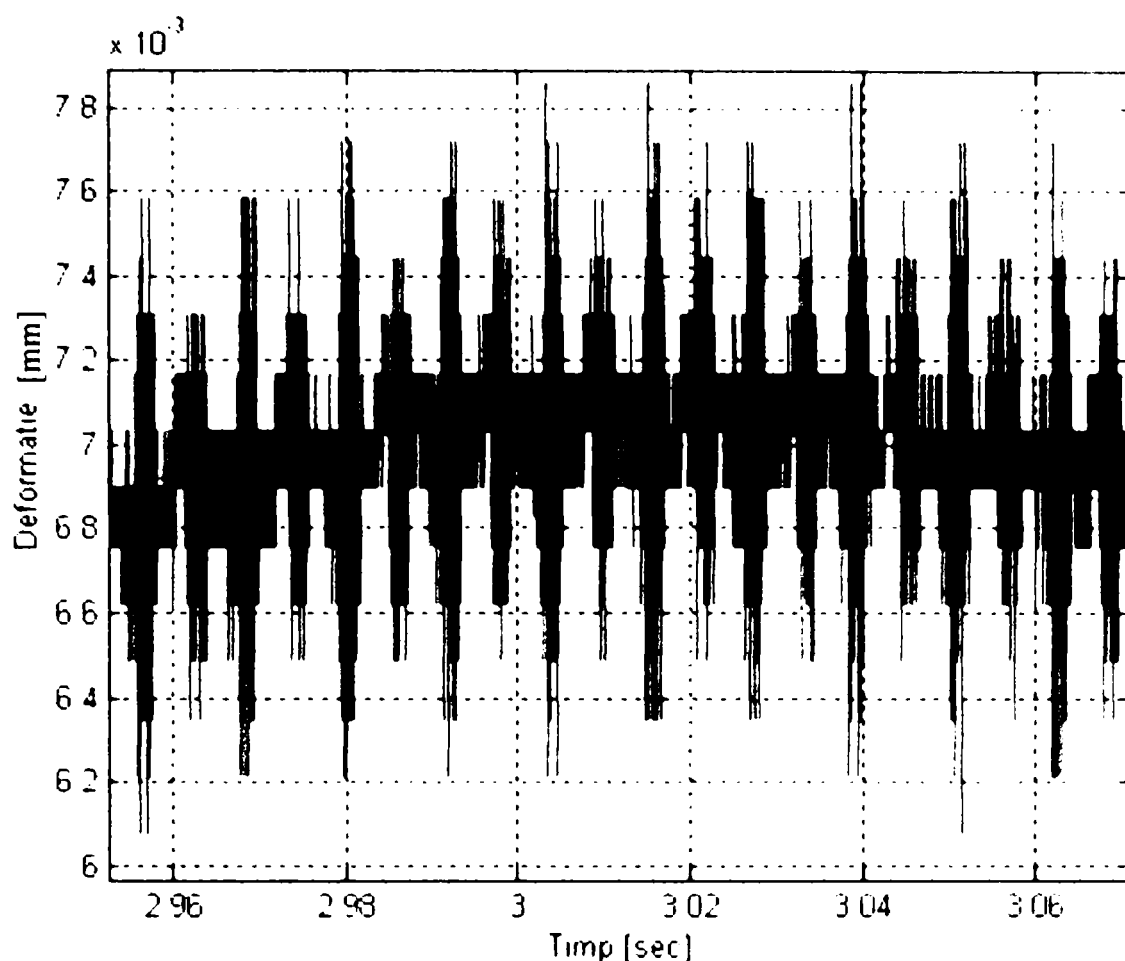


Fig.5.15. Semnalul inițial (culoare albastră) și filtrat (culoare roșie)- detaliu.

Programul de prelucrare a datelor, scris în limbajul MATLAB este arătat în ANEXA 5.2.

b. Afișarea grafică și interpretarea rezultatelor

După filtrare semnalele au fost afișate în coordonate carteziane (deformație în funcție de timp), iar pentru o prezentare mai sugestivă semnalele au fost afișate și în coordonate polare. Pentru reprezentarea în coordonate polare, intervalul de date achiziționate ($N = 543525$ de achiziții) corespunzător unei rotații complete a deformatorului, s-a prelucrat pe intervalul $0 \dots 2\pi$, utilizându-se funcția MATLAB: „*polar*” în care raza vectorie reprezintă deformația. La diagramele polare s-a aplicat o transformare prin adăugarea la valoarea deformației a unei cantități de 0,01 (maximul valorilor negative obținute experimental) pentru a se evita valorile negative ce ar denatura forma curbelor obținute.

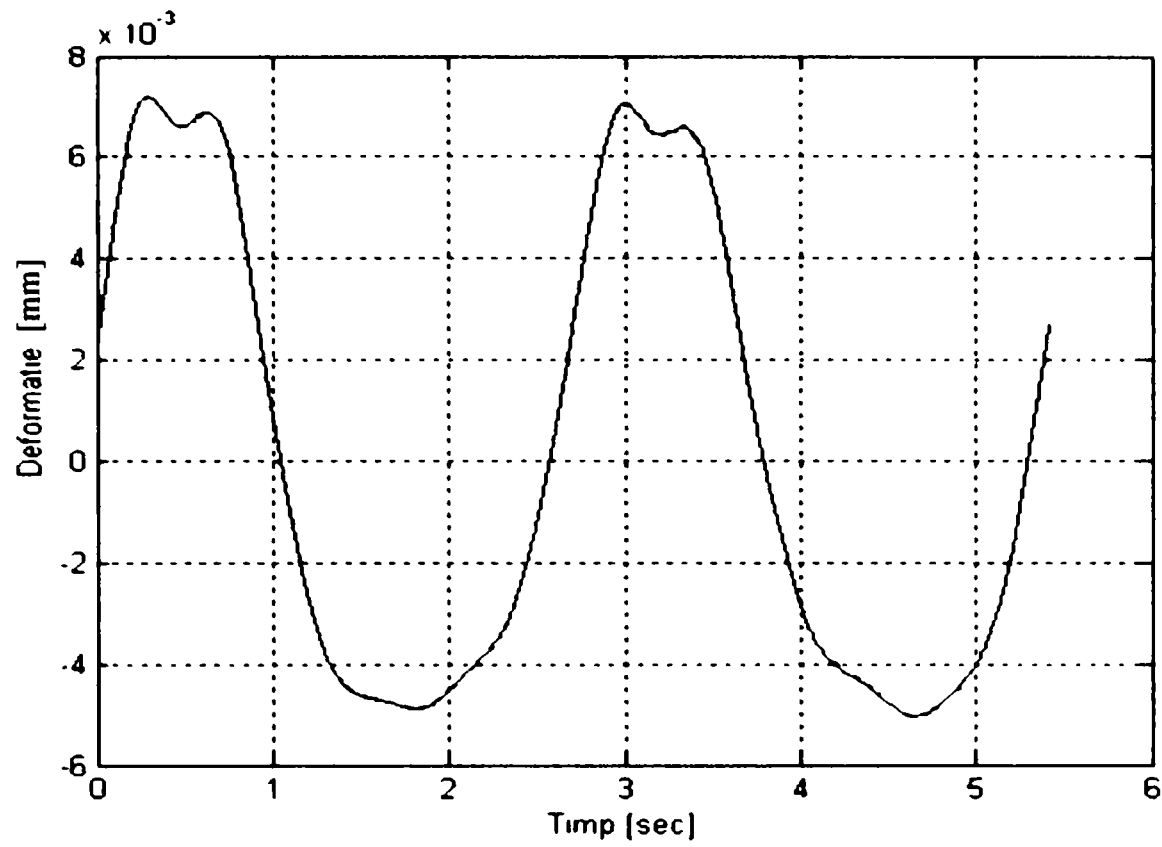


Fig.5.16. Deformația măsurată cu timbrul A1.

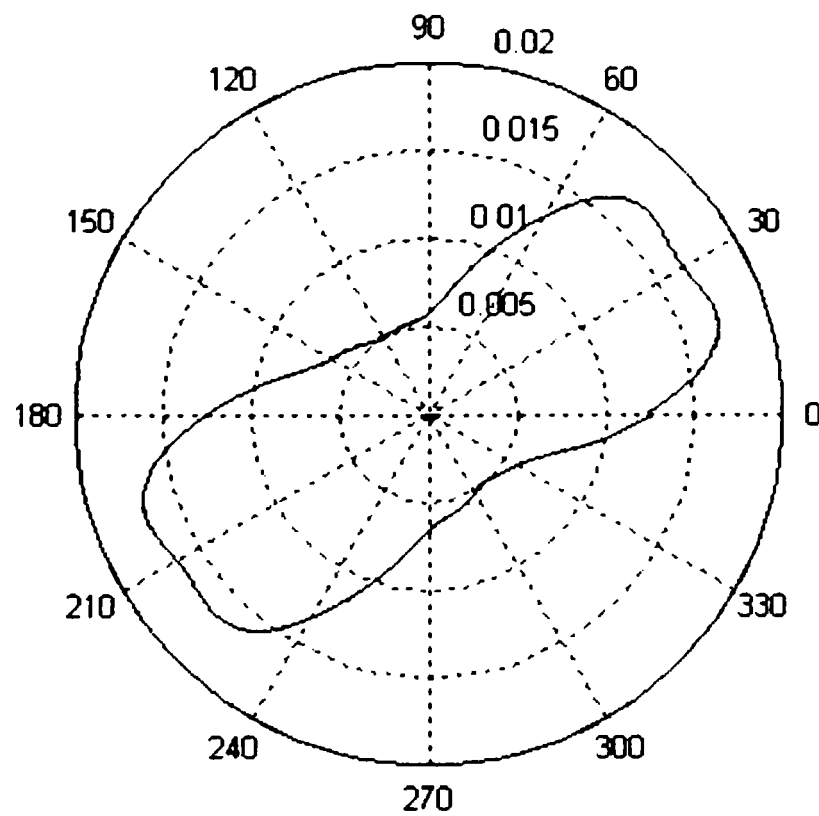


Fig.5.16. Deformația măsurată cu timbrul A1 (reprezentare polară).

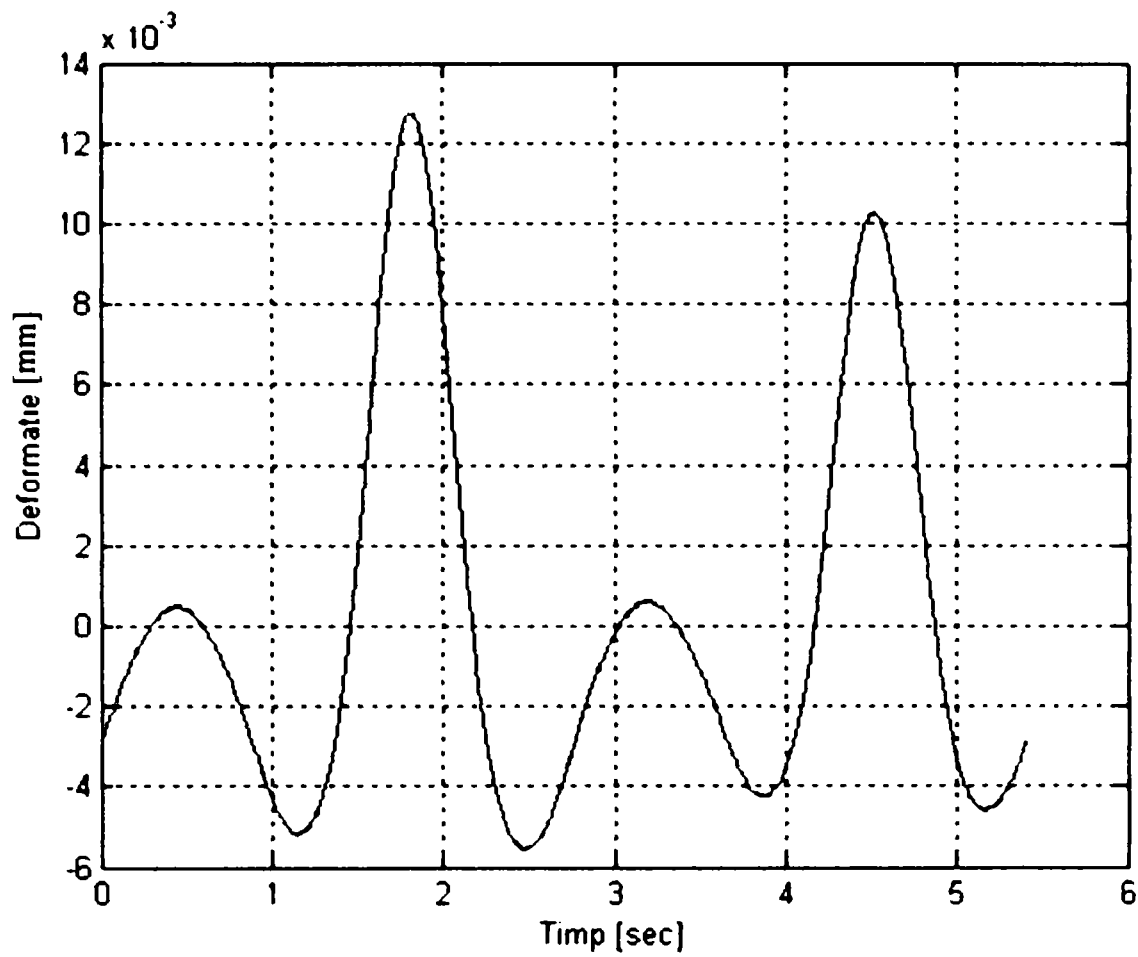


Fig.5.17. Deformația măsurată cu timbrul A2.

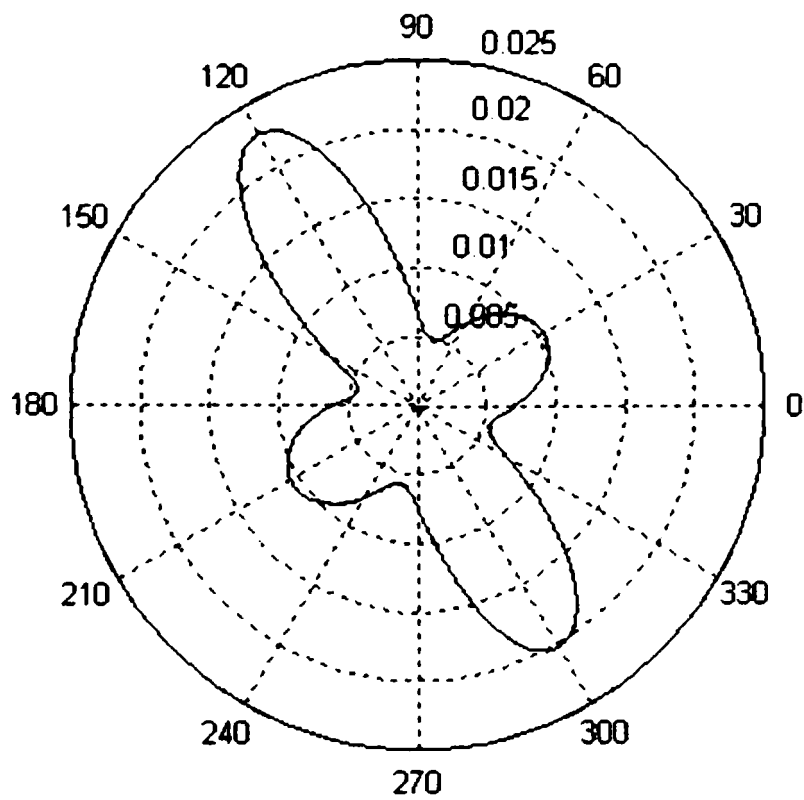


Fig.5.18. Deformația măsurată cu timbrul A2 (reprezentare polară).

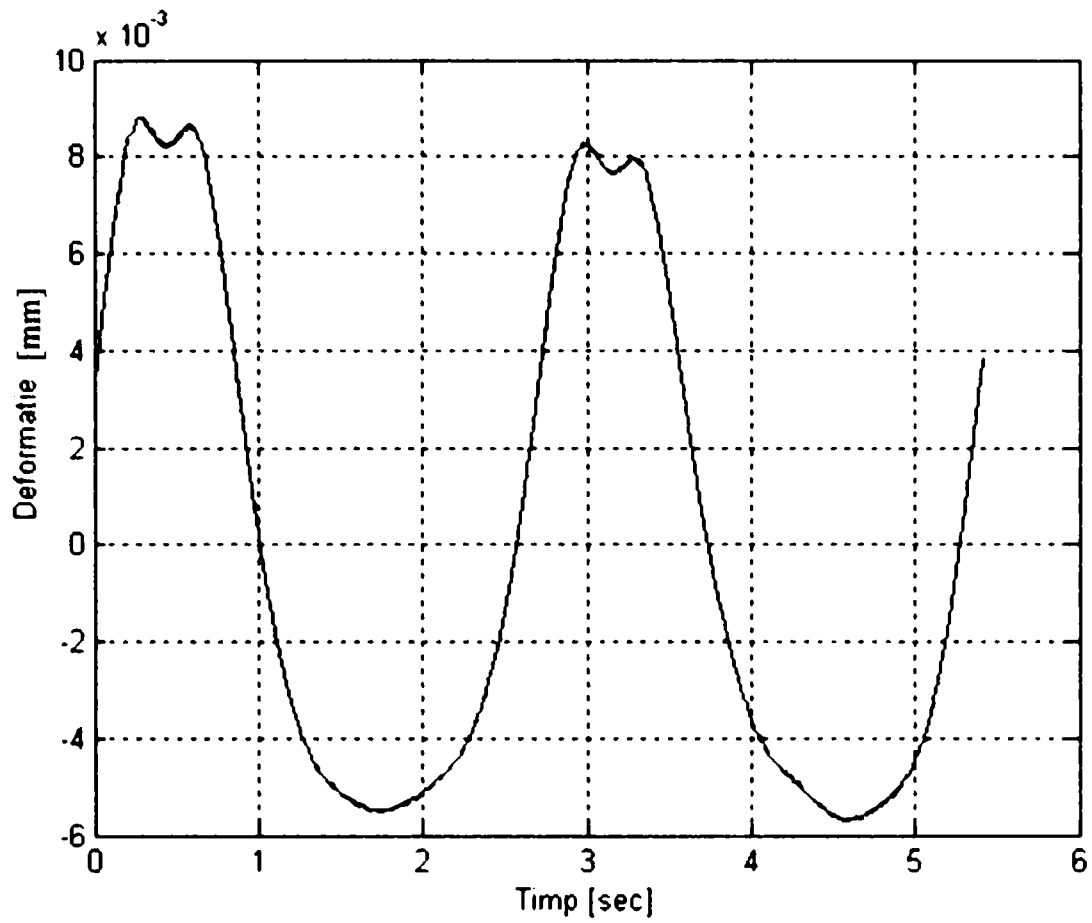


Fig.5.19. Deformația măsurată cu timbrul B1.

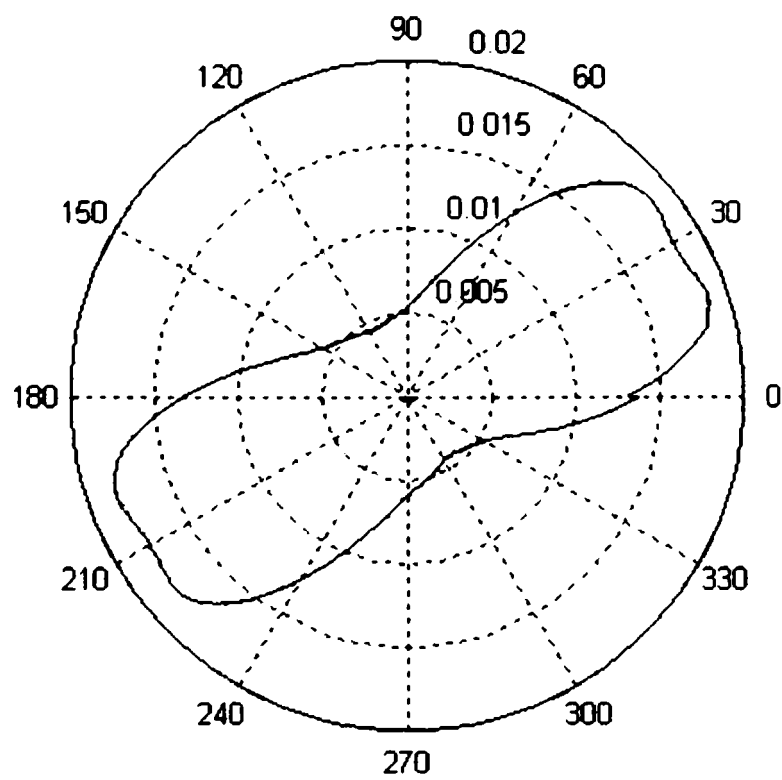


Fig.5.20. Deformația măsurată cu timbrul B1 (reprezentare polară).

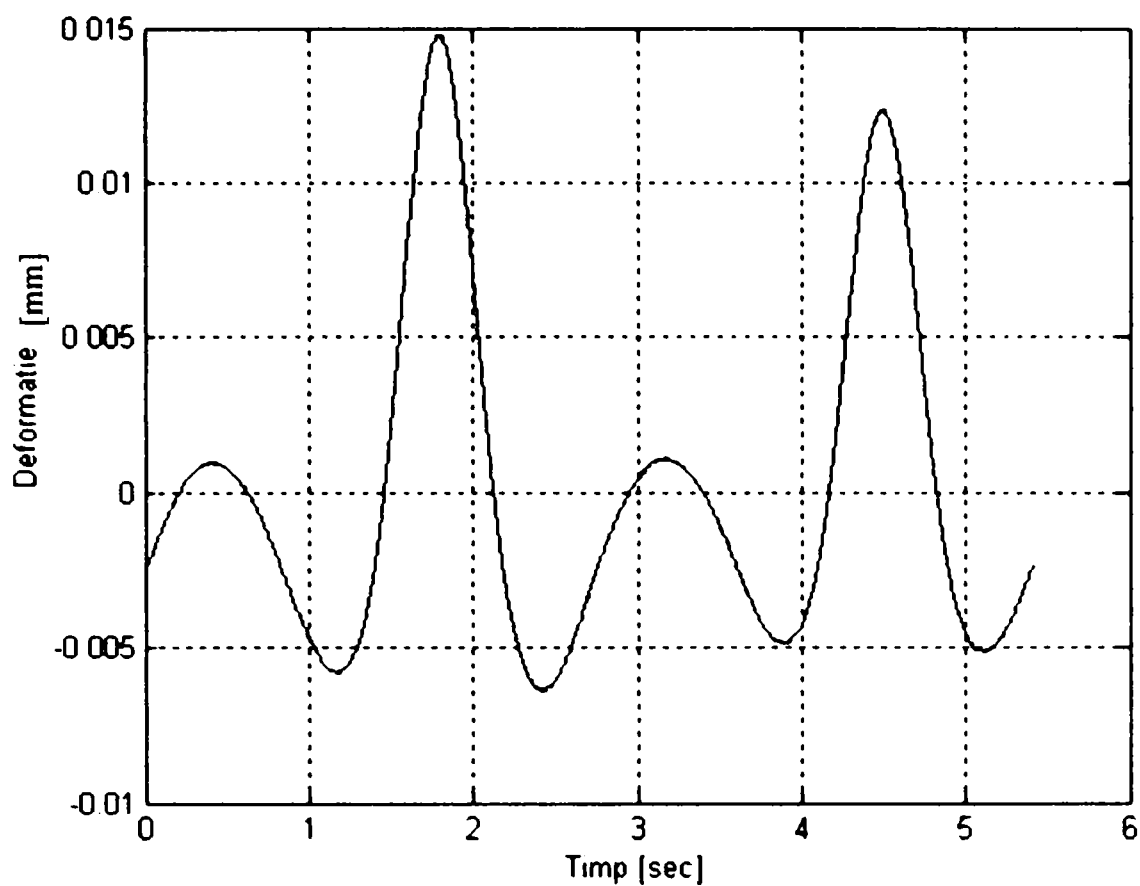


Fig.5.21. Deformația măsurată cu timbrul B2.

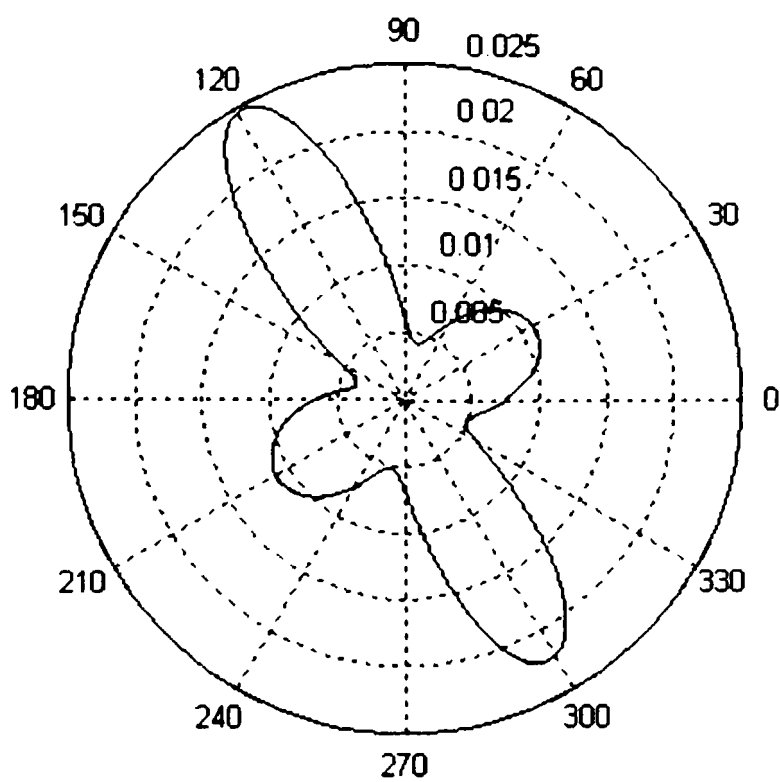


Fig.5.22. Deformația măsurată cu timbrul B2 (reprezentare polară).

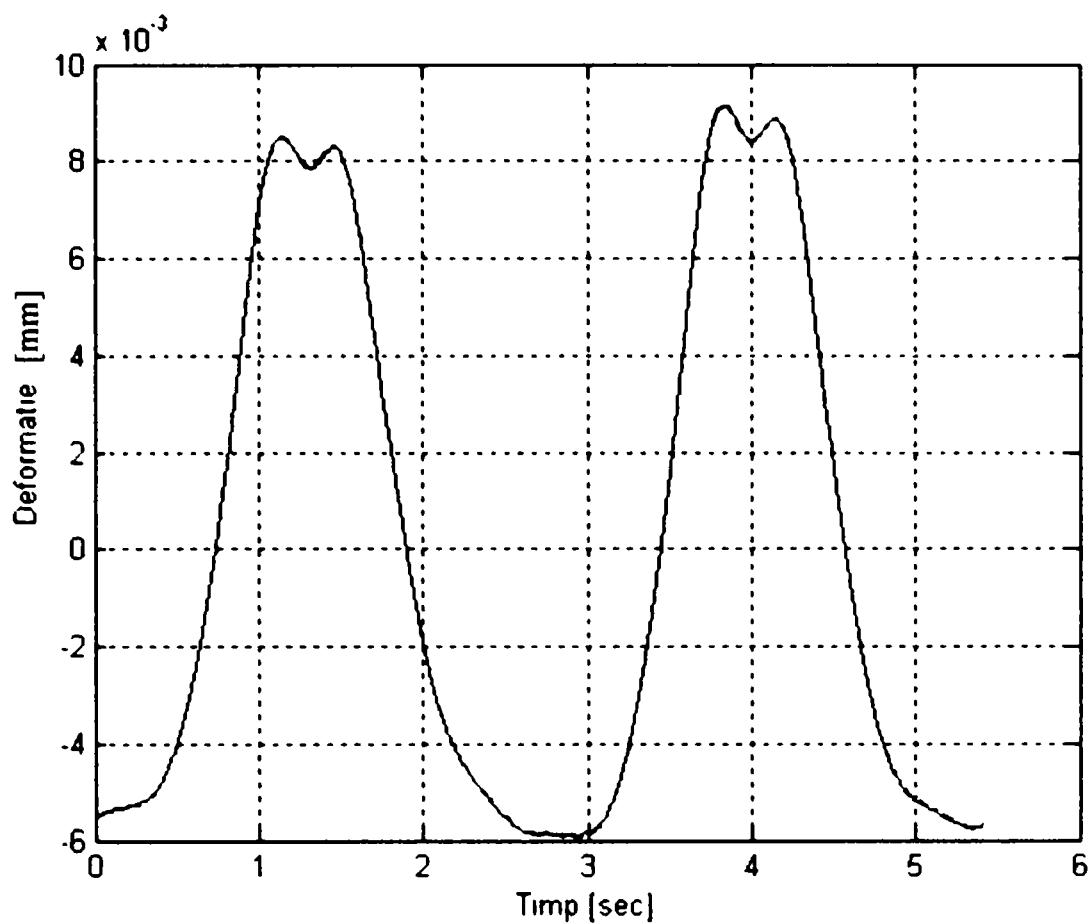


Fig.5.23. Deformația măsurată cu timbrul B3.

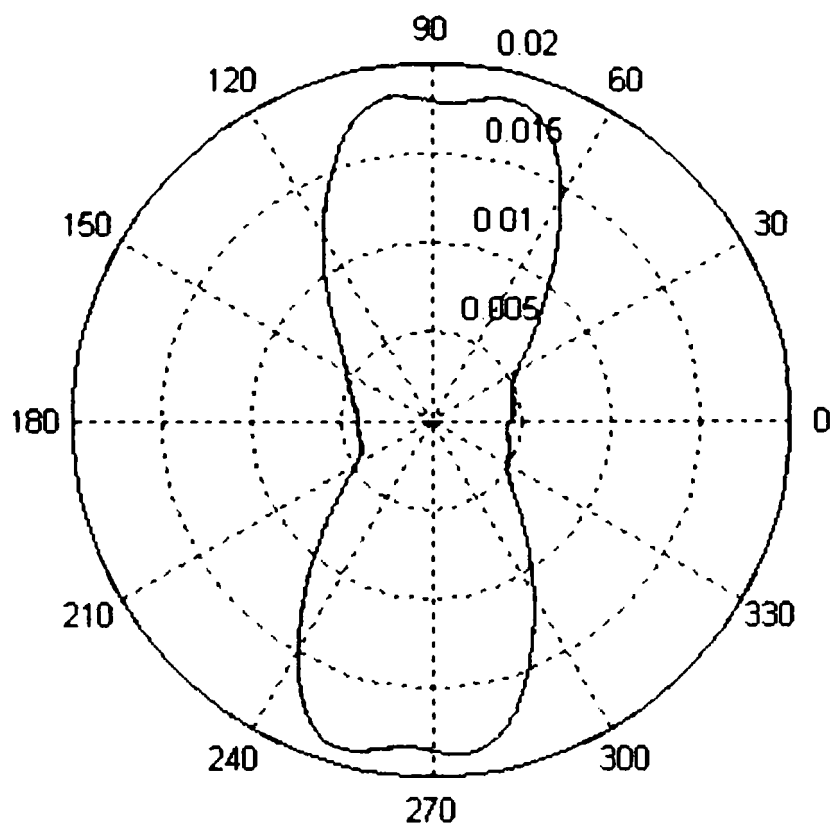


Fig.5.24. Deformația măsurată cu timbrul B3 (reprezentare polară).

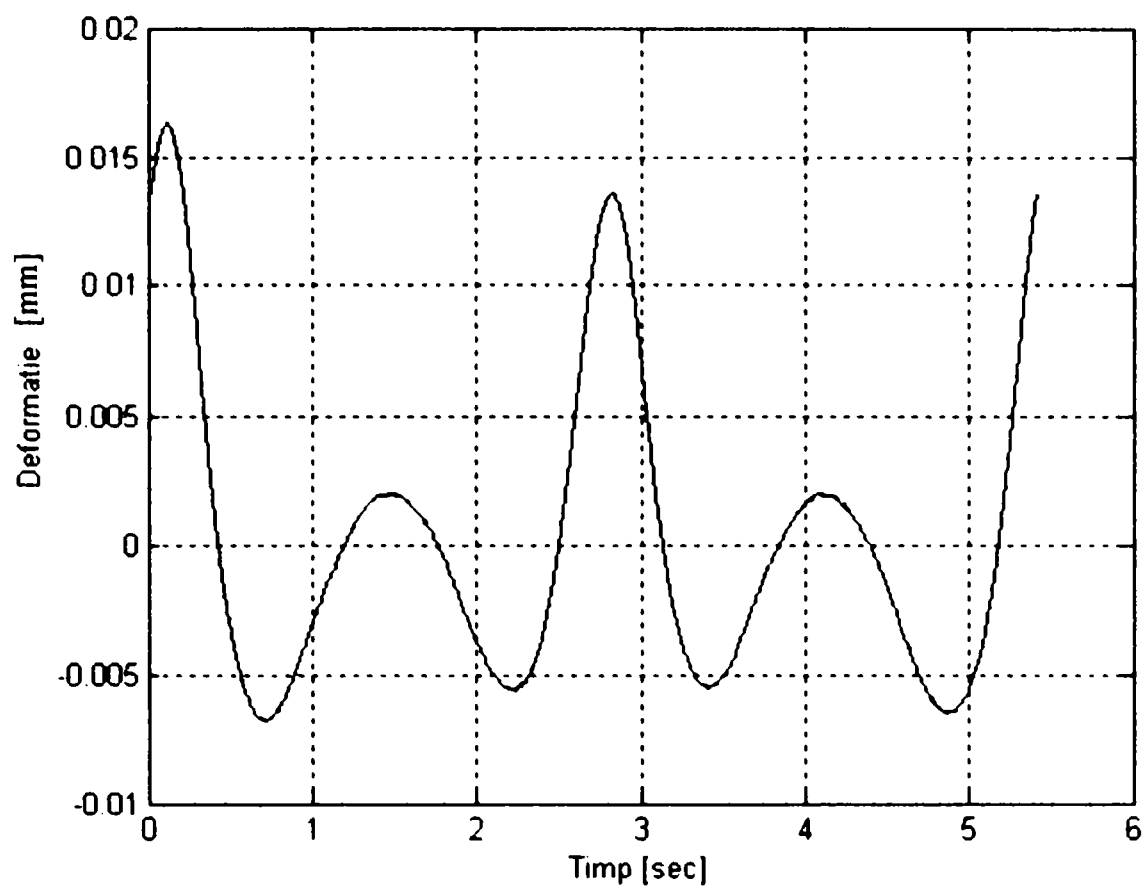


Fig.5.25. Deformația măsurată cu timbrul B4.

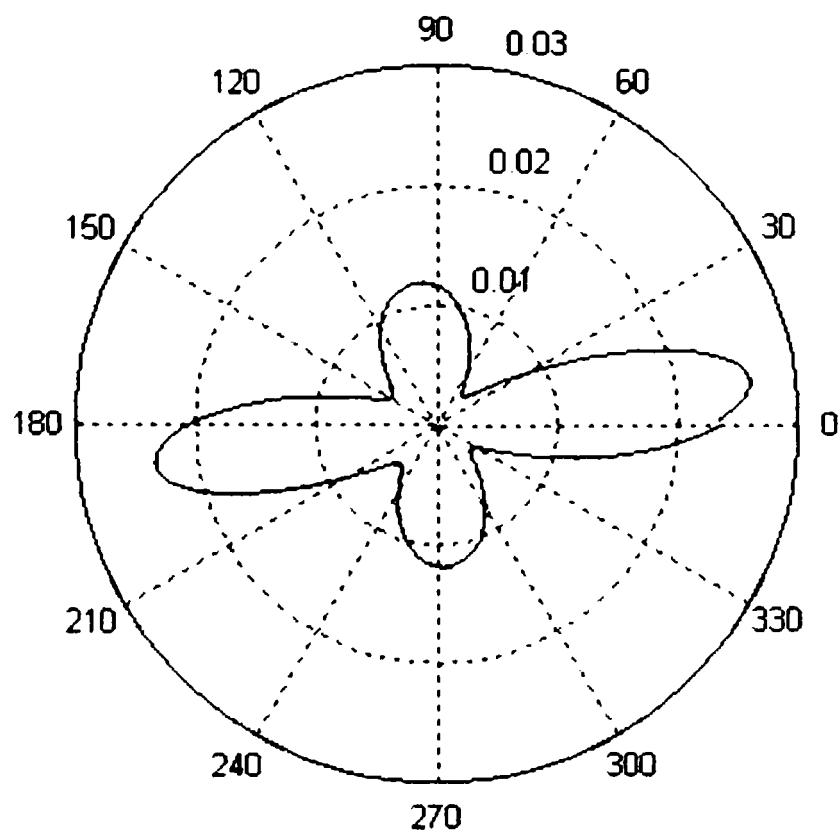


Fig.5.26. Deformația măsurată cu timbrul B4 (reprezentare polară).

5.4 Stand pentru determinarea experimentală a preciziei cinematice de orientare

Ținând cont de complexitatea determinării prin calcul a erorii cinematice a TAD, datorită diversității factorilor ce o determină și a ipotezelor simplificatoare ce trebuie acceptate, se impune necesitatea determinării ei pe cale experimentală [1], [10], [59], [60].

Pentru determinarea experimentală a erorii cinematice de orientare a TAD s-a utilizat un stand experimental existent [59], [96] care a fost modificat pentru a corespunde cerințelor acestei teze de doctorat și a cărei schemă cinematică este prezentată în figura 5.9.

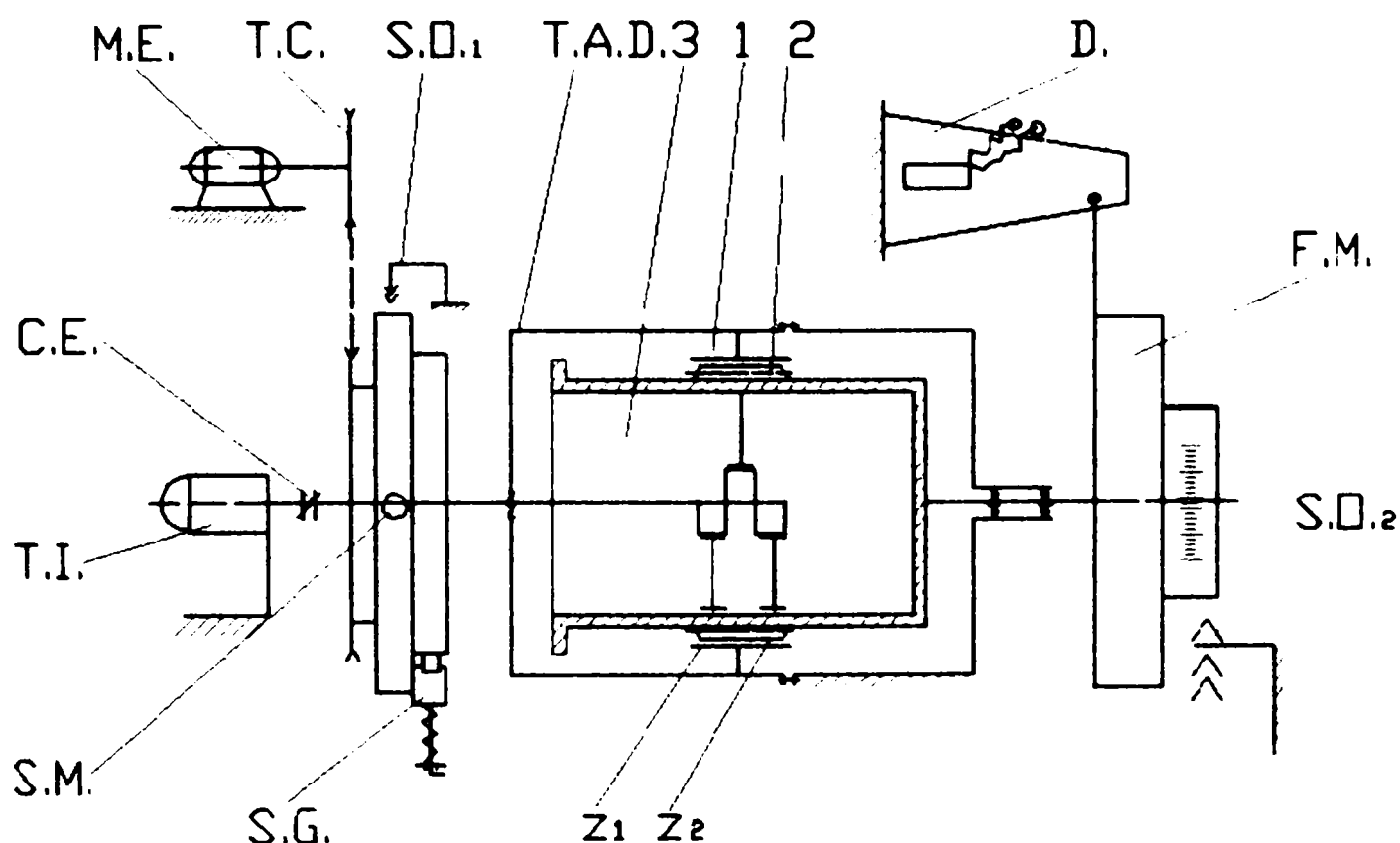


Fig. 5.9 Stand experimental. Schemă cinematică

Unde:

M.E.- motor electric de curent continuu pentru acționare, având posibilitatea reglării turației;

T.C.- transmisie prin curea trapezoidală;

C.E.- cuplaj de construcție specială ce nu permite transmiterea vibrațiilor la traductorul incremental de poziție;

F.M.- frână mecanică cu saboți;

D.- dinamometru pentru determinarea momentului de torsiune la ieșirea din TAD;

T.I.- traductor incremental de poziție, tip ROD1/457 cu 7854 impulsuri pe rotație, producție Germania;

TAE- transmisie armonică ermetizată;

S.O.₁- sistem optic pentru vizualizarea poziției inițiale a arborelui de intrare;

S.O.₂- sistem optic de citire a unghiului de rotire la arborele de ieșire (1 div.=6", Carl Zeiss Jena);

S.G.- scala gradată (1 div.=0,02 mm), montată pe arborele de intrare;

S.M.- sistem mecanic de frânare ce realizează un moment de frecare mai mare decât momentul de frecare și inerție ce apare la arborele motorului electric, M.E., la oprire;

1- generatorul de unde;

2- (z_1)- roată flexibilă ermetică (200 dinți);

3- (z_2)- roată rigidă fixă, (202 dinți).

Pentru a putea obține rezultate cât mai bune s-a montat traductorul incremental tip ROD1, direct pe arborele generatorului de unde al TAD eliminând astfel deformația altor elemente componente ale instalației de încercat. Astfel că transmisia mișcării de la motorul electric la arborele generatorului de unde se realizează printr-o transmisie cu curea trapezoidală îngustă.

Încercările experimentale au urmărit:

- influența momentului de torsiune de la arborele de ieșire asupra raportului de transmitere, respectiv unghiul de defazaj între arborele de intrare și cel de ieșire;

- influența opririlor repetate și apoi continuarea mișcării asupra erorii cinematice de orientare;
- eroarea cinematică de orientare la arborele de ieșire din TAE, când arborele de intrare a revenit la poziția inițială, la diferite momente de torsiune ce solicită arborele de ieșire.

În figura 5.10 este prezentată poza standului utilizat pentru determinarea experimentală a erorii cinematice de orientare a T.A.D în care se observă părțile componente.

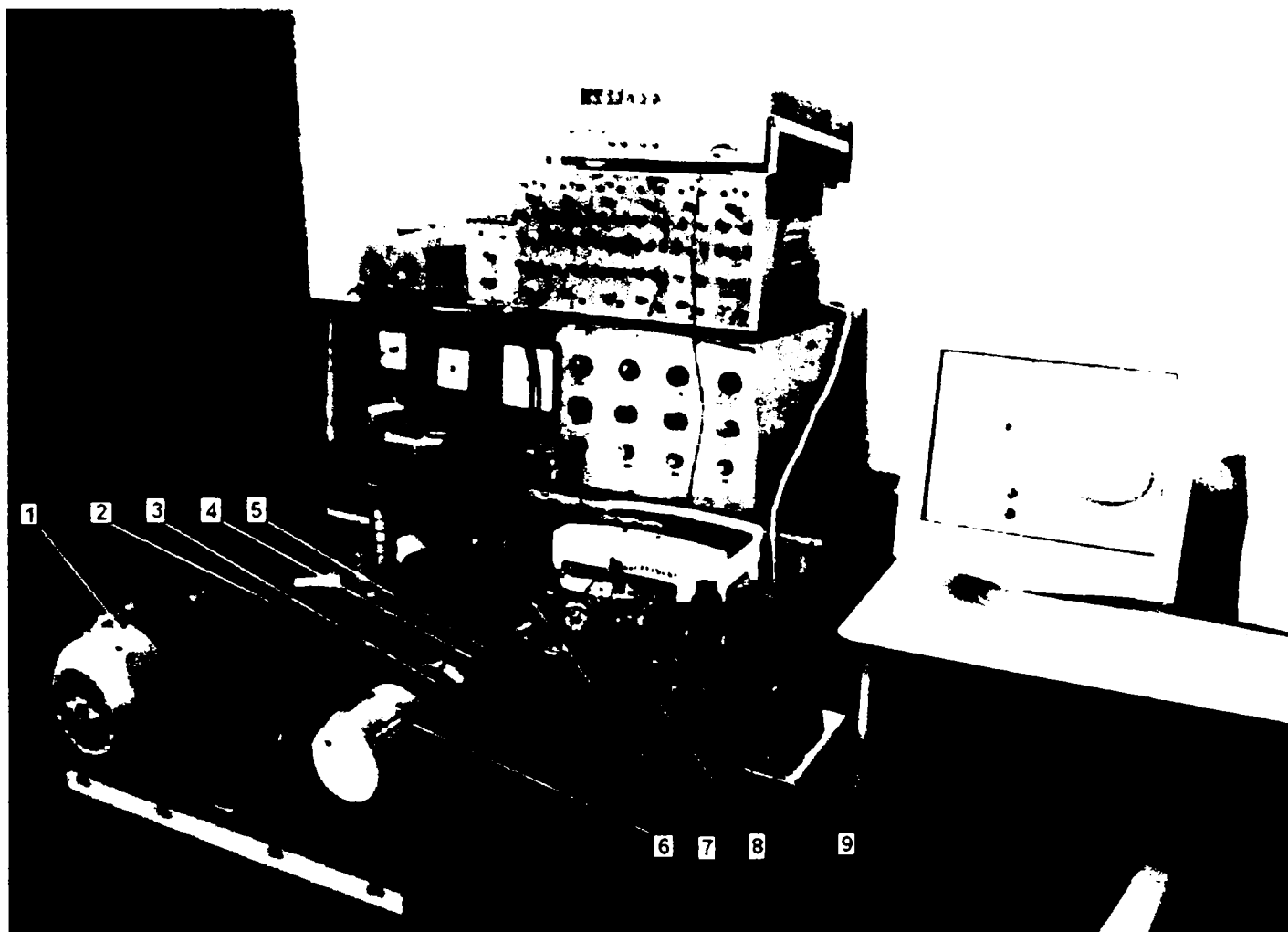


Fig. 5.10 Stand experimental pentru determinarea experimentală a erorii cinematice de orientare a T.A.D

Astfel, mișcarea este transmisă de la motorul (1) la arborele de intrare cu ajutorul curelei trapezoidale (2) care este prinsă pe fulia ce este comună sistemului mecanic format ce cuprinde scala gradată și sistemul optic (4). Cu ajutorul unui cuplaj de construcție specială (3) (ce nu permite transmiterea vibrațiilor), mișcarea

data de motor este preluată și de traductorul incremental de poziție (6) tip ROD1/457 cu 7854 de impulsuri. Pe arborele de ieșire a TAE (5) este montată o frână mecanică cu saboți (7) pe care se află o scală gradată ce permite sistemului optic (9) să citească unghiul de rotire la arborele de ieșire. Cu (8) se notează dinamometrul pentru determinarea momentului de torsiune la ieșirea din TAE.

5.4.1 Influența momentului de torsiune asupra preciziei cinematice a TAE

Creșterea momentului de torsiune determină ca elementele componente ale TAE să fie supuse unor deformații elastice, care duc la modificarea raportului de transmitere și la scăderea erorii cinematice de orientare a TAE. În cazul curelei trapezoidale, pentru eliminarea tensiunilor din aceasta arborele de intrare este frânată cu un moment de frecare (fig. 5.9).

Încercările au fost efectuate pe o transmisie armonică ermetizată cu roata flexibilă având $m=0,5$ mm, $l=165$ mm, $z_1=200$ dinți, $z_2=202$ dinți și $i=-48.2$, figura 5.11.

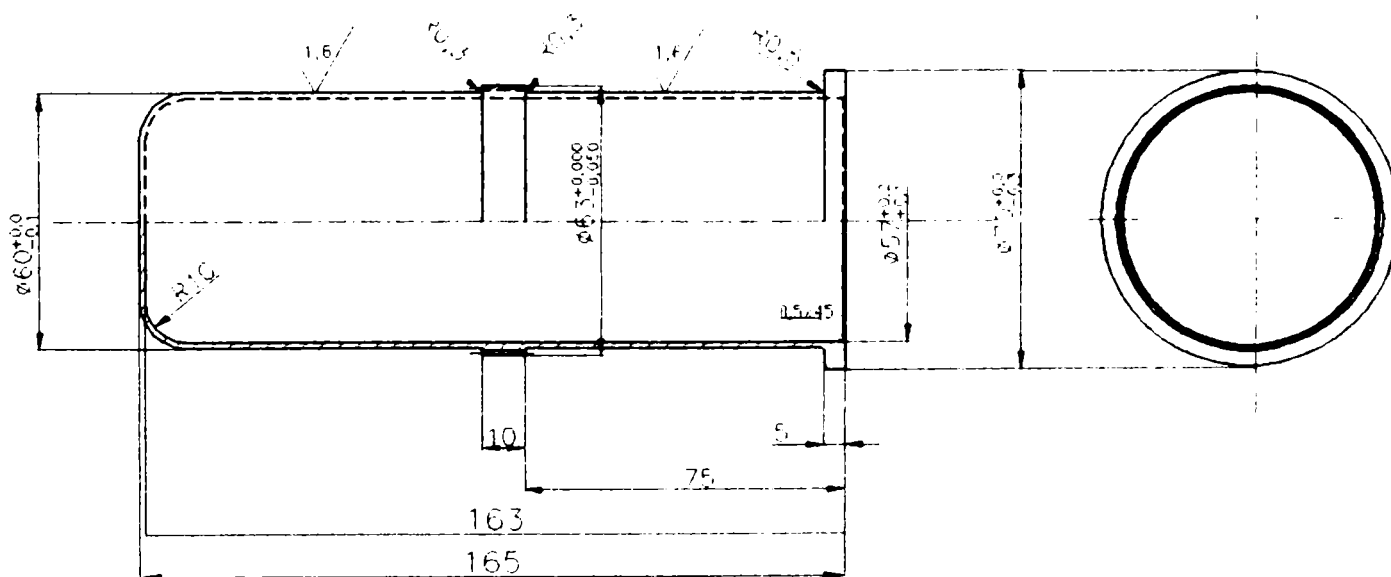


Fig. 5.11 Roata flexibilă ermetizată utilizată pentru încercări

Arborele de intrare, în stare neîncărcată, se aduce în poziția de „zero” la sistemul optic (S.O.₁), iar la sistemul optic (S.O.₂) se citește poziția arborelui de

ieșire. Se aplică diferite momente de torsiune sistemului, de fiecare dată aducând arborele de intrare la poziția de „zero”, iar la sistemul optic (S.O.₂) se citește poziția arborelui de ieșire.

Se menține același sens de rotație pentru a elimina jocurile din cuplele cinematice.

Rezultatele obținute în urma cercetărilor experimentale sunt redată în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1

1	0	0°0'12"	186°47'13"	196.350	9000	500	48,184098	0	48,185
2		0°0'06"	186°46'41"				48,185962		
3		0°0'32"	186°46'58"				48,186607		
4		0°0'18"	186°46'35"				48,187252		
5		0°0'08"	186°47'07"				48,184242		
1	2000	0°0'26"	186°45'28"	196.350	9000	500	48,192627	0	48,192
2		0°0'18"	186°45'41"				48,193057		
3		0°0'10"	186°44'58"				48,193631		
4		0°0'16"	186°45'15"				48,192842		
5		0°0'32"	186°45'34"				48,191910		
1	5000	0°0'36"	186°44'54"	196.350	9000	500	48,195781	0	48,195
2		0°0'16"	186°44'49"				48,194706		
3		0°0'22"	186°44'47"				48,195280		
4		0°0'27"	186°44'40"				48,196140		
5		0°0'15"	186°44'34"				48,195710		
1	7500	0°0'12"	186°44'49"	196.350	9000	500	48,198721	0	48,198
2		0°0'13"	186°43'56"				48,198291		
3		0°0'35"	186°44'09"				48,198930		
4		0°0'07"	186°43'35"				48,199366		
5		0°0'18"	186°44'22"				48,196785		
1	10000	0°0'42"	186°43'16"	196.350	9000	500	48,203239	0	48,203
2		0°0'17"	186°42'41"				48,203956		
3		0°0'34"	186°43'02"				48,203669		
4		0°0'25"	186°42'56"				48,204171		
5		0°0'21"	186°42'55"				48,203239		

Analiza datelor experimentale ne arată că raportul de transmitere nu se modifică semnificativ prin creșterea momentului de torsiune pășuând același sens de rotație și aceeași turație.

Determinările experimentale care s-au efectuat au urmărit și cazul în care dacă prin opriri și apoi continuări ale mișcării se realizează o cumulare a erorii cinematice de poziționare și modul în care variază raportul de transmitere.

Încercările experimentale s-au făcut pe TAE prezentată în figura 5.11 care are roata flexibilă cu $m=0,3$ mm, $l=66$ mm, $z_1=200$ dinți, $z_2=202$ dinți și $i=-48.2$.

Încercările experimentale s-au efectuat la momente de torsiune constante ($M_{14}=0; 2; 5; 7.5; 10$ N·m) turație constantă ($n=500$ rot/min) și același sens de rotație, iar prin rotirea arborelui de intrare cu diferite unghiuri (ρ_1) s-au citit la sistemul optic (SO_2) valorile unghiului de rotire (ρ_{4j}) ale arborelui de ieșire.

Analiza rezultatelor experimentale ne arată că prin opriri și porniri repetate, în același sens, se realizează o ușoară creștere a raportului de transmitere (Fig. 5.12). Această ușoară creștere se apropie foarte mult de valoarea teoretică a raportului de transmitere dovedind că eroarea nu se cumulează, ci doar se elimină erorile de citire prin creșterea numărului de rotații la arborele de intrare, respectiv unghiul de rotire la arborele de ieșire.

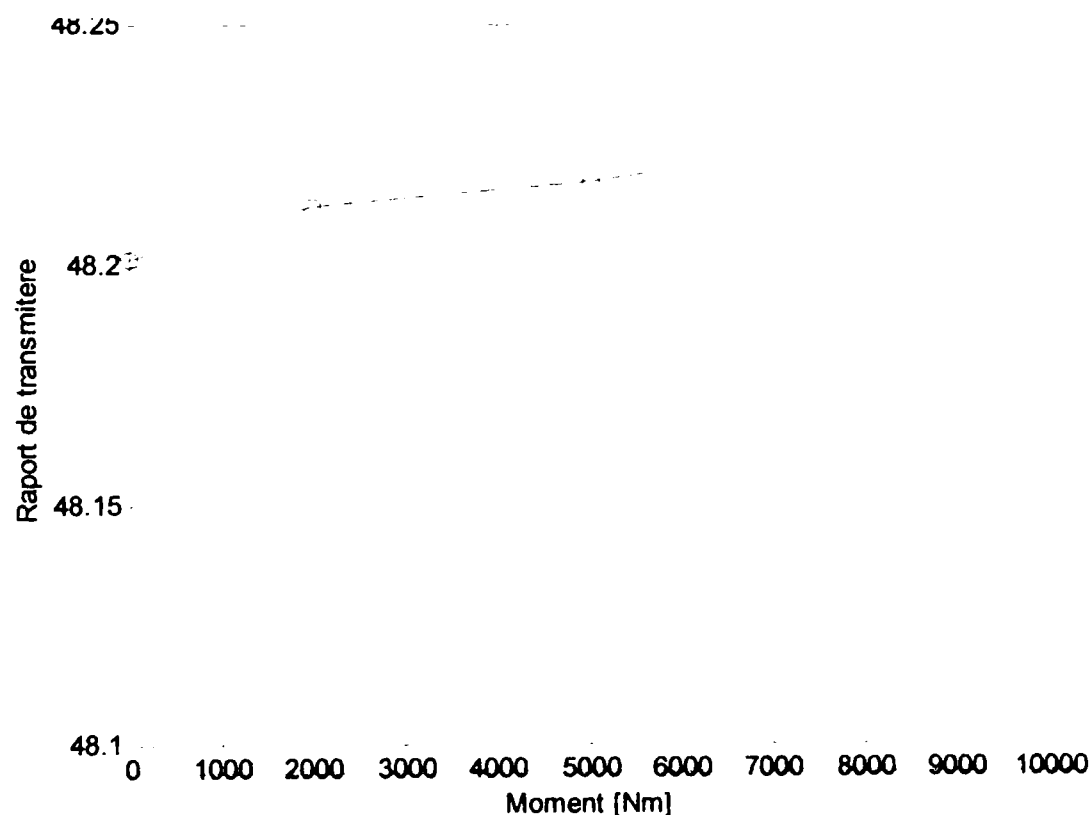


Fig. 5.12 Variația raportului de transmitere

Se observă că raportul de transmitere nu se modifică semnificativ prin creșterea momentului de torsiune. Curba marcată cu negru pe grafic este curba obținută prin încercări experimentale, ea fiind aproximată cu o curbă funcție de gradul II, marcată pe grafic cu roșu. Această curbă aproximează punctele obținute experimental. Se vede că raportul este aproape constant în funcție de moment. Se poate observa că nu sunt diferențe notabile în ceea ce privește eroarea cinematică de poziționare a transmisiilor armonice ermetizate față de transmisiile armonice clasice, aceste TAE comportându-se în angrenare aproximativ identic cu TAD clasice.

Reprezentarea grafică a erorii cinemate de poziționare este prezentată mai jos în urma studiului experimental. S-a urmărit comportarea TAE la porniri și opriri repetate, la valori constante a momentului de torsiune ($M_t=0; 2; 5; 7,5; 10$ Nm), turație constantă ($n=500$ rot/min) și la același sens de rotație, citindu-se la sistemul optic (S.O.₂) ([81], [82]) valorile unghiului de rotire (φ_2) a arborelui de ieșire pentru diferite unghiuri (φ_1) a arborelui de intrare.

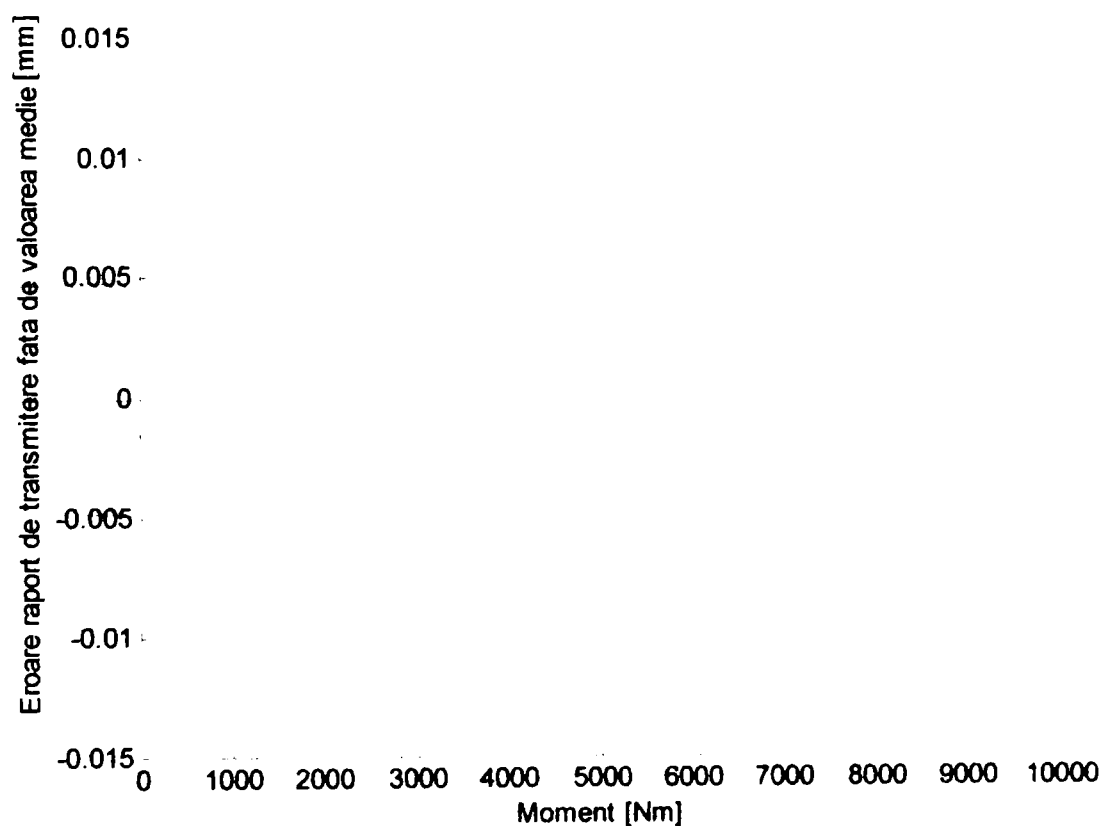


Fig. 5.13 Eroarea raportului de transmitere

Eroarea raportului de transmitere în funcție de moment (figura 5.13) este o curbă crescătoare influențată de creșterea momentului de torsiune, dar variația momentului rămâne într-un domeniu restrâns ce nu influențează în mod hotărâtor funcționarea TAE.

5.4.2 Stand pentru determinarea experimentală a forțelor din TAE

TAE face parte din categoria sistemelor mecanice încărcate “inițial”. Forțele care apar “inițial” sunt datorate deformării roții flexibile ermetizate de către generatorul de unde în momentul asamblării transmisiei. Aceste forțe de deformare radială a roții dințate flexibile ermetizate sunt în funcție de tipul constructiv al generatorului de unde (cu doua deformații, trei deformații, patru deformații, cu role, cu camă, cu discuri excentrice etc.).

Pentru determinarea forței de deformare (P_{\max}) a roții dințate flexibile a transmisiei armonice ermetizate cu generator de unde cu discuri excentrice sau cu role se pornește de la calculul deplasărilor elastice ale unui punct de pe curba dinamică de referință a roții flexibile, în cazul unei transmisii armonice cu generator de unde tip camă (realizat după forma inelului care este deformat de patru forțe), figura 5.14 Prin aplicarea metodei forțelor și a dezvoltării în serii Fourier, expresia deformației radiale devine [66], [59]:

$$w = \frac{4P \cdot r_0^3}{\pi \cdot E \cdot l_x} \cdot \sum_{n=2,4,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2 - 1)^2} \cdot \cos n\varphi \quad (5.1)$$

Prin rezolvarea ecuației în cazul în care $\varphi=0$ și $w=w_0$ se obține expresia pentru forța de deformare maximă:

$$P_{\max} = \frac{\pi \cdot E \cdot l_x \cdot w_0}{\left[4r_0^3 \cdot \sum_{n=2,4,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2 - 1)^2} \right]} \quad (5.2)$$

unde: $E \cdot l_x$ – reprezintă rigiditatea unui inel echivalent cu roată dințată flexibilă;

r_0 - reprezintă raza curbei dinamice de referință a roții nedeformate;

w_0 – reprezintă deformația radială maximă a roții flexibile.

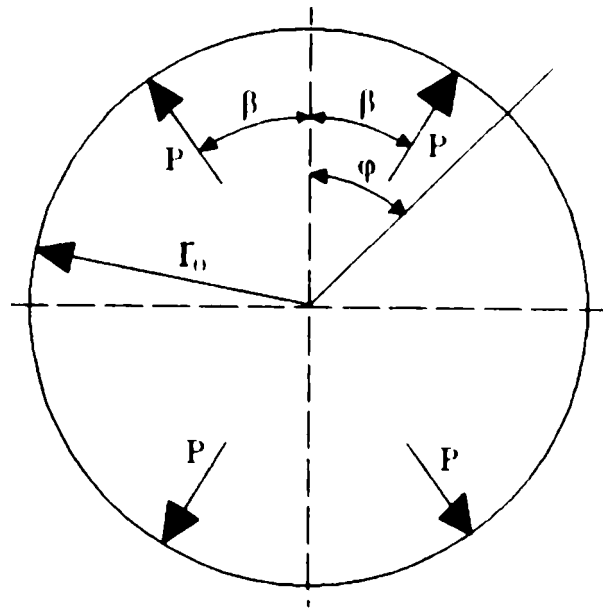


Fig. 5.14 Schema inelului deformat de generatorul tip camă și forțele ce acționează asupra lui

În cazul în care transmisia este încărcată, pentru a putea să determinăm forțele care apar, trebuie să ținem cont de cercetările experimentale obținute pentru TAE încărcată cu următorii parametri constructivi și funcționali:

$z_1=200$ dinți; $z_2=202$ dinți; $i=-48,2$; $l=165$ mm; $I_x=5$ mm⁴; $E=2,1 \cdot 10^5$ MPa; $m=0,5$ mm; $w_0=0,3$ mm.

Analizăm comportarea dinamică a roții dințate flexibile ermetizată admițând următoarele ipoteze pentru a simplifica datele problemei:

1. Roata flexibilă se deplasează în planul de acțiune al forțelor exterioare;
2. Forțele de frecare care apar în timpul alunecării elementelor ce se deformează sunt neglijabile;
3. Contactul roții dințate flexibile cu generatorul de unde, un contact superficial, se reprezintă printr-un sistem de puncte de contact.

În figura 5.15 se prezintă modelul fizic al TAE, prin considerarea secțiunii transversală I-I din prima treaptă de angrenare. Asupra roții dințate flexibile ermetizate (z_1) acționează forțele de deformare provenite de la generatorul de unde, P_r (forțe radiale) și P_t (forțe tangențiale) pe curba dinamică de referință a roții

flexibile, forțele de angrenare F_r (forțe radiale) și F_t (forțe tangențiale) pe profilul dintelui înlocuite prin rezultanta F și forțe de inerție a masei roții flexibile și a inelului exterior al rulmentului Q_r, Q_t .

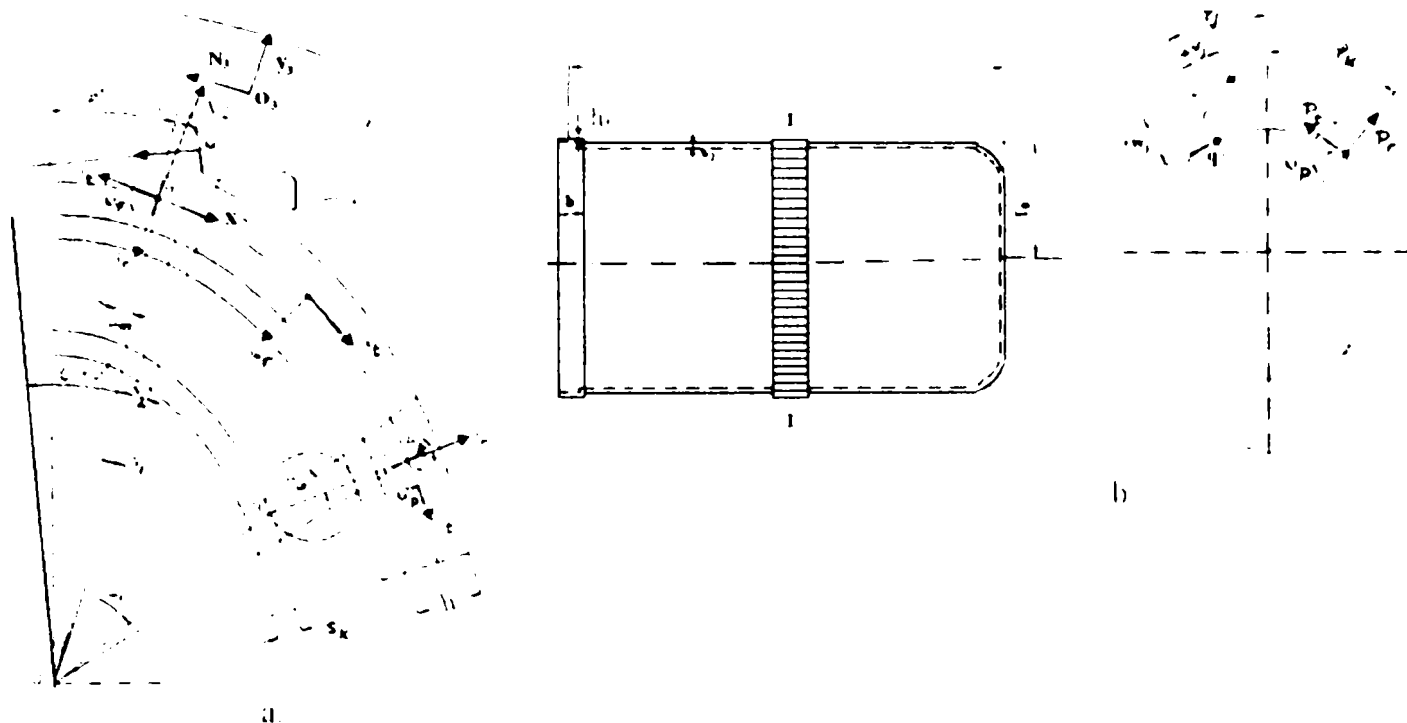


Fig. 5.15 Model fizic al TAE, secțiune transversală I-I

Prin reducerea forțelor în raport cu punctele m și k de pe curba dinamică de referință a roții flexibile, din condiția de echilibru referitoare la moment se determină momentul de torsiune la roata flexibilă:

$$M_t = \sum_1^m [(F_{tm} + Q_{tm}) \cdot \rho_m \cdot \cos \mu_m + (F_{rm} + Q_{rm}) \cdot \rho_m \cdot \sin \mu_m + M_{t,m}] - \sum_1^k [(P_{tk} \cdot \cos \mu_k + P_{tk} \cdot \sin \mu_k) \cdot \rho_k - M_{pk}] \quad (5.3)$$

unde: F, P, Q, M - modulele vectorilor de forță și a momentelor în secțiunile m și k
 ρ_m - raza curbei dinamice de referință a roții flexibile corespunzătoare punctului m
 ρ_k - raza curbei dinamice de referință a roții flexibile corespunzătoare punctului k
 μ_m, μ_k - unghiurile dintre normalele duse la curba dinamică de referință în punctele m și k și razele corespunzătoare

Mărimile care se folosesc în relația (5.3) se determină conform dependențelor geometrice din figura 5.15, a:

$$\begin{aligned}
 \rho &= r_0 + w(\varphi) \\
 \mu &= -dw / r_0 \cdot d\varphi \\
 F_t &= F \cdot \cos(\alpha_2 + \varphi' + \gamma_2 - \psi_1 + \mu) \\
 F_r &= F \cdot \sin(\alpha_2 + \varphi' + \gamma_2 - \psi_1 + \mu) \\
 P_t &= f_1 \cdot P_r \\
 M_p &= f_1 \cdot P_r (s_k + 0,5 \cdot h_1) \\
 M_f &= F \cdot \rho \cdot \left[\overline{OM} / \rho \cdot \cos(\alpha_2 + \varphi') - \cos(\alpha_2 + \varphi' + \gamma_2 - \psi_1 + \mu) \right]
 \end{aligned} \tag{5.4}$$

în care:

r_0 - raza curbei dinamice de referință a roții flexibile nedeformate;

$w(\varphi)$ - deformația radială a curbei dinamice de referință,

φ' - unghiul de frecare din angrenaje;

γ_2 - unghiul care corespunde jumătății din grosimea dintelui;

ψ_1 - unghiul dintre razele originilor sistemelor legate de roțile z_1 și z_2 ;

\overline{OM} - raza punctului de contact;

f_1 - coeficientul de frecare convențional în rulmentul generatorului de unde;

s_k - grosimea inelelor rulmentului;

h_1 - grosimea peretelui roții flexibile la baza danturii.

Datorită numărului foarte mare de factori care alcătuiesc ecuația (5.3) și îngreunează rezolvarea problemei ridicării nedeterminării statice folosind metode tradiționale de calcul, se poate rezolva această problemă pentru cazul forțelor aplicate numai într-o singură secțiune a roții dințate flexibile $L=2D$ (fig. 5.15, b; I-I).

Unui punct oarecare q , ce se deplasează pe curba dinamică de referință a roții dințate flexibile, deplasare produsă de deformarea P aplicată în punctul k , i se poate calcula această deplasare prin cele două componente (radială respectiv tangențială).

$$\begin{aligned}
 w_q &= P_{rk} \cdot L \cdot S_1(\varphi_q - \varphi_k) = P_{rk} \cdot L \cdot S_{1qk} \\
 v_q &= -P_{rk} \cdot L \cdot S_{2qk} \\
 w_q &= P_{tk} \cdot L \cdot S_{2qk} \\
 v_q &= P_{tk} \cdot L \cdot S_{3qk}
 \end{aligned} \tag{5.5}$$

în care: w_q, v_q - deplasările radiale și tangențiale produse de P_{rk} și P_{lk} ;

L - factorul de elasticitate al obadei roții și inelului exterior al rulmentului, ($L=2r_0^3/\pi E l_x$);

E - modulul de elasticitate longitudinal;

l_x - momentul total de inerție al obadei roții și inelului exterior al rulmentului;

S_1, S_2, S_3 - coeficienți de influență;

φ_q, φ_k - unghiurile secțiunilor obadei unde se determină deplasarea Δq și unde se aplică forța P_k .

Expresiile coeficienților de influență pentru incl ($B=0$), sunt date în literatura de specialitate [59],76] ca fiind:

$$\begin{aligned} S_1 &= \sum_{n=2,4}^n \frac{n^2 \cdot \cos n\varphi}{n^2(n^2-1)^2 + B} \\ S_2 &= \sum_{n=2,4}^n \frac{n \cdot \sin \varphi}{n^2(n^2-1)^2 + B} \\ S_3 &= \sum_{n=2,4}^n \frac{\cos n\varphi}{n^2(n^2-1)^2 + B} \\ S_7 &= -dS_1/d\varphi - S_2; \quad S_8 = dS_2/d\varphi - S_3 \end{aligned} \quad (5.6)$$

Deplasările produse de forțele de angrenare (F_r, F_l) au formă similară cu cele din relația (5.5).

În figura 5.16 se prezintă schema montării timbrelor tensometrice pe cele două roți pe dinții de control. Deoarece este dificil să se măsoare forțele de pe roțile dințate ale transmisiei armonice ermetizate, s-au făcut două degajări în jurul dintelui de control roții rigide pentru a avea acces la timbrele tensometrice lipite pe părțile laterale a dintelui. S-a renunțat la câte un dinte de o parte și de alta a dintelui de control.

Se notează cu h înălțimea dintelui de control iar cu l canalul prelucrat pentru accesul facil la timbrele tensometrice.

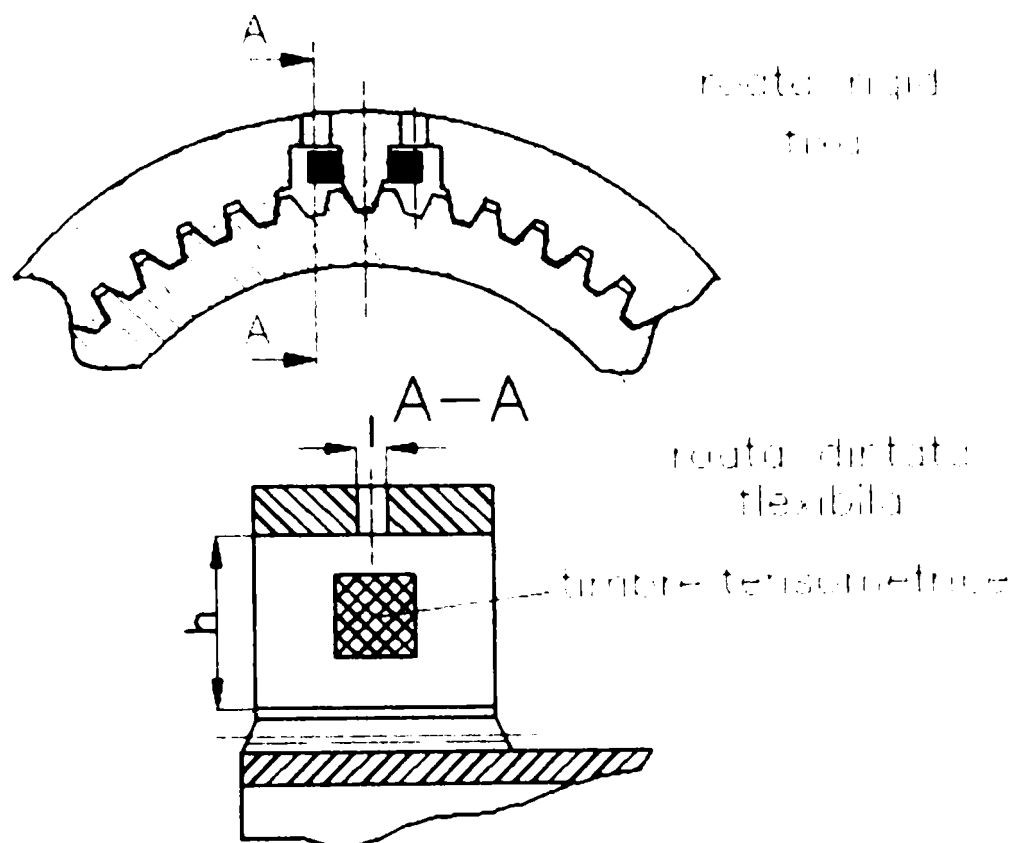


Fig. 5.16 Schema montării timbrelor tensometrice pe dinții roții dințate

În figura 5.17 se prezintă fotografia roților dințate prevăzute cu traductoare tensometrice rezistive, care au fost supuse încercărilor experimentale.

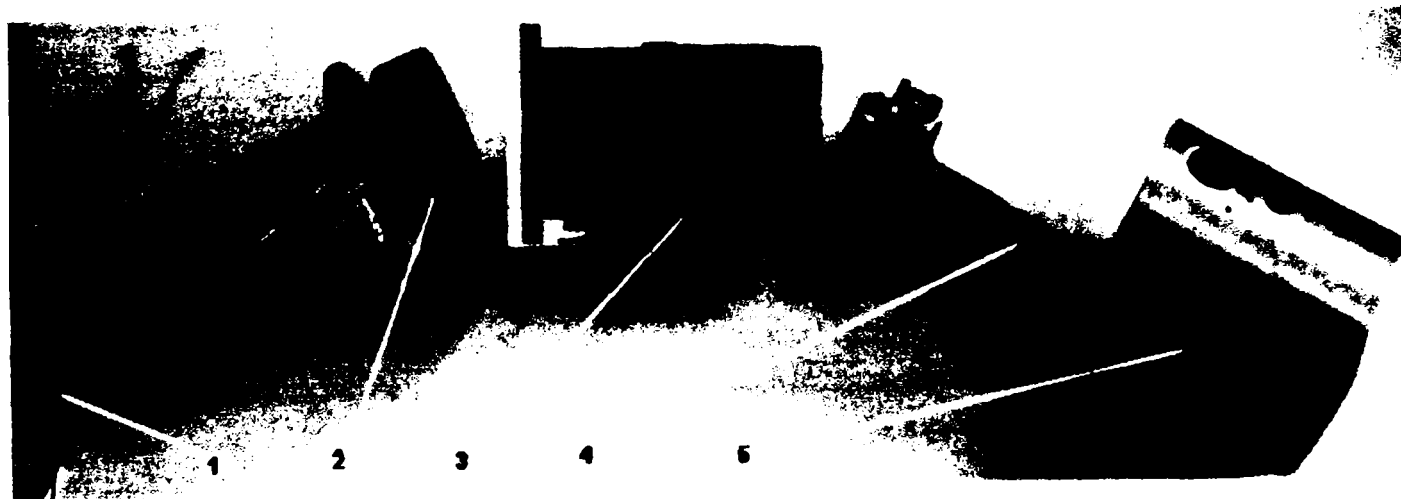


Fig. 5.17 Fotografia roților dințate prevăzute cu traductori tensometrici

Se poate observa necesitatea unei soluții constructive pentru a putea scoate firele timbrelor tensometrice (1) afară, aceste timbre fiind montate pe un dinte al roții rigide (2), pentru a putea fi conectate la amplificatorul tensometric. Pentru

acest lucru s-a făcut o gaură în carcasa (5). Cu (3) s-a notat roata flexibilă ermetizată rigidă iar cu (4) generatorul de unde. La funcționarea TAE dinții de control ai roții rigide angrenează „armonic” cu dinții roții flexibile suferind deformații proporționale cu forța normală din angrenare, deformații care se pot evidenția cu ajutorul unui aparat de înregistrare respectiv pe un PC.

Pentru măsurarea forțelor din TAE s-au mai folosit, în componența standului executat, un traductor inductiv de impulsuri (TI) - montat pe direcția excentricității maxime a generatorului de unde – care indică o rotație completă, un amplificator tensometric (tip N2301 și N2302), un atenuator de semnal (tip 8M W -1), un adaptor (tip AD 102), precum și un sistem de achiziții de date, un PC 586 și un înregistrator cu 8 canale (tip 8 LS-1, RFT). Schema bloc a acestei construcții este reprezentată în figura 5.18

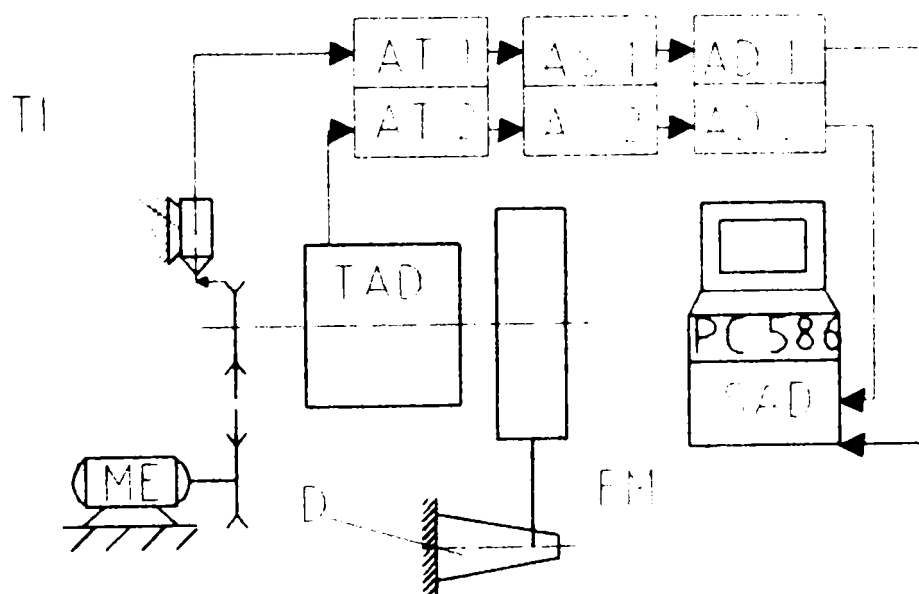


Fig. 5.18 Schema bloc a instalației și aparaturii folosite pentru determinarea forțelor din angrenare

În figura 5.19 se prezintă oscilogramele, înregistrate pe oscilograf, care redau repartițiile forțelor tangențiale pe dinții roții flexibile, aflați în angrenare „armonică”, la turația $n=500\text{rot/min}$ și la momente de torsiune $M_t=0$, $M_t=50$, $M_t=100\text{ Nm}$.

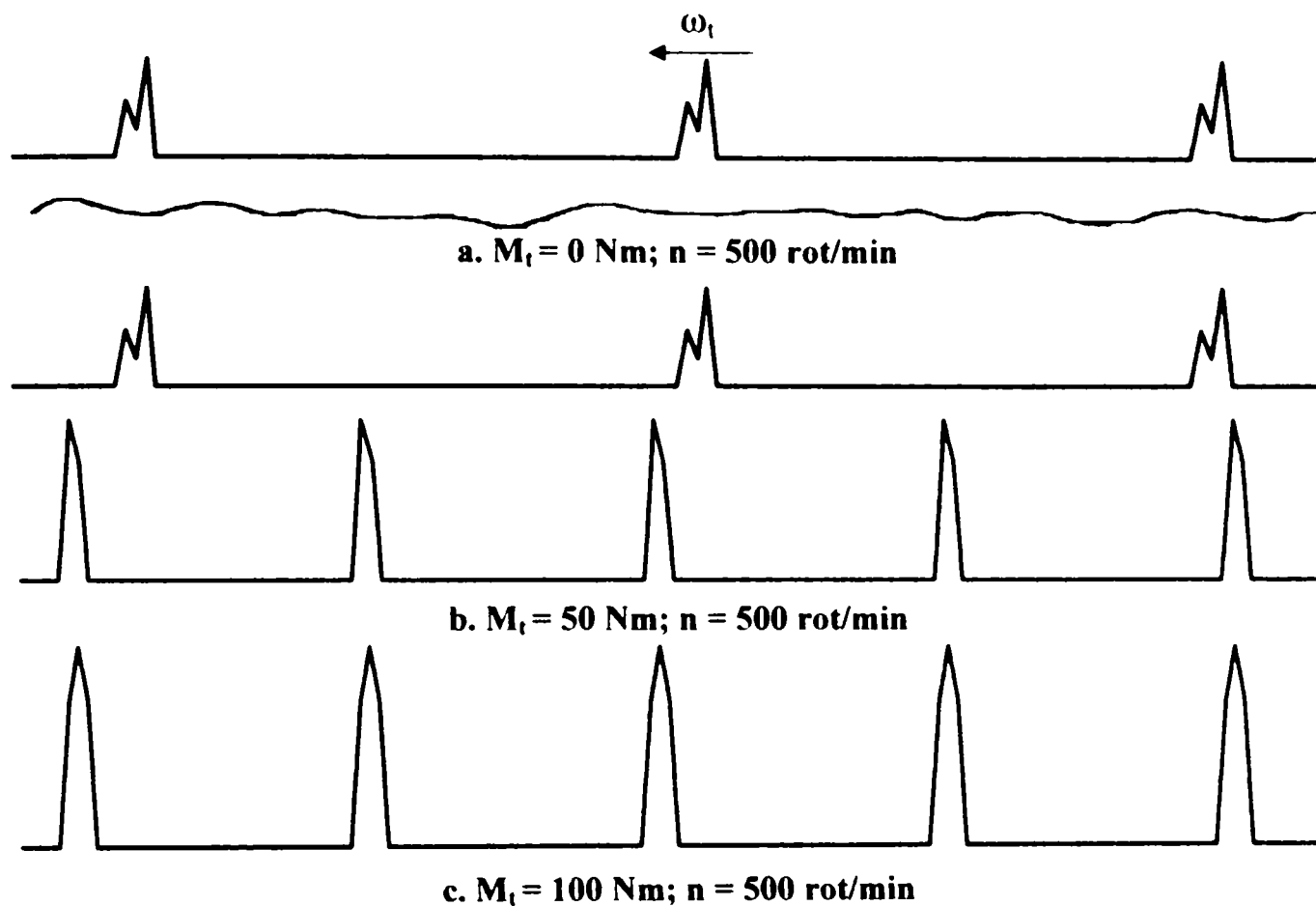


Fig. 5.19 Oscillograme care redau legile de repartiție a forțelor tangențiale pe dinții roții flexibile

Din figura 5. 20, care prezintă o secvență corespunzătoare unei rotații complete a generatorului de unde, se poate stabili coordonata unghiulară φ_0 corespunzătoare poziției începutului angrenării „armonice” față de poziția inițială a reperului raportată la generatorul de unde.

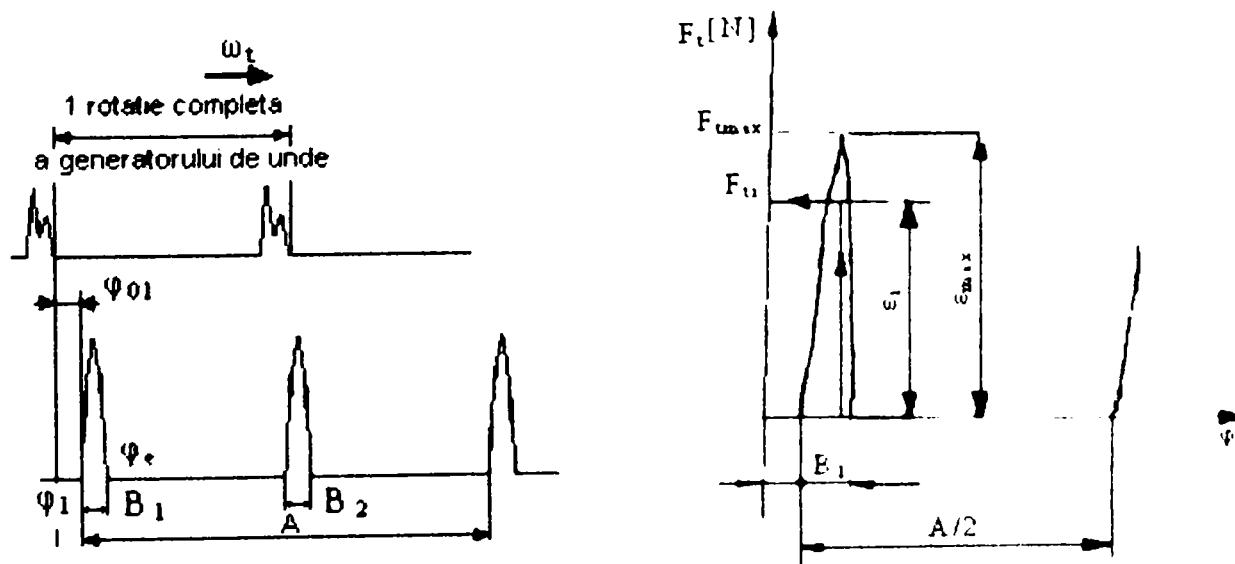


Fig. 5.20 Secvență corespunzătoare unei rotații complete a generatorului de unde

Dinții aflați în angrenare „armonică” sunt pe porțiunile B_1 și B_2 iar punctul φ_0 marchează începutul angrenării iar φ_e sfârșitul acesteia. Segmentul A corespunde unei rotații complete a generatorului de unde.

Din analiza secvențelor oscilogramelor se stabilesc [59], [66]:

- φ_a reprezentând unghiul de angrenare;
- Z_Σ , numărul de dinți aflați simultan în angrenare;
- F_{tmax} , forța tangențială maximă pe dinte.

Numărul de dinți aflați simultan în angrenare „armonică” și forța tangențială F_{ti} ce acționează pe dintele i , situat în zona de angrenare, se calculează folosind relațiile:

$$Z_\Sigma = \frac{B_1 + B_2}{A} \cdot 100\% \quad [\text{dinți}] \quad (5.7)$$

$$Z_\Sigma = \frac{B_1 + B_2}{A} \cdot z$$

$$F_{ti} = \varepsilon_i \cdot K \cdot A / z \quad [N]$$

în care:

- z , numărul total de dinți ai roții rigide;
- ε_i , citirea deformației dintelui [mm];
- K , coeficient determinat în urma etalonării;
- A , segmentul corespunzător unui ciclu cinematic [mm].

Precizia cinematică a TAD, caracterul de repartiție a sarcinii tangențiale între dinții angrenați sunt influențate de numărul total de dinți aflați în angrenare „armonică”.

În tabelul 5.2 se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale obținute la încărcarea TAD făcându-se o medie a secvențelor considerate.

Tabelul 5.2

Turația n_i [rot/in]	Moment M_t [Nm]	φ_0 [°]	φ_i [°]	φ_e [°]	φ_M [°]	F_{tM} [N]	Z_Σ [%]
500	50	18.47	18.47	45.86	33.16	104.5	14.92
	100	10.34	10.34	45.86	30.10	137.6	19.12

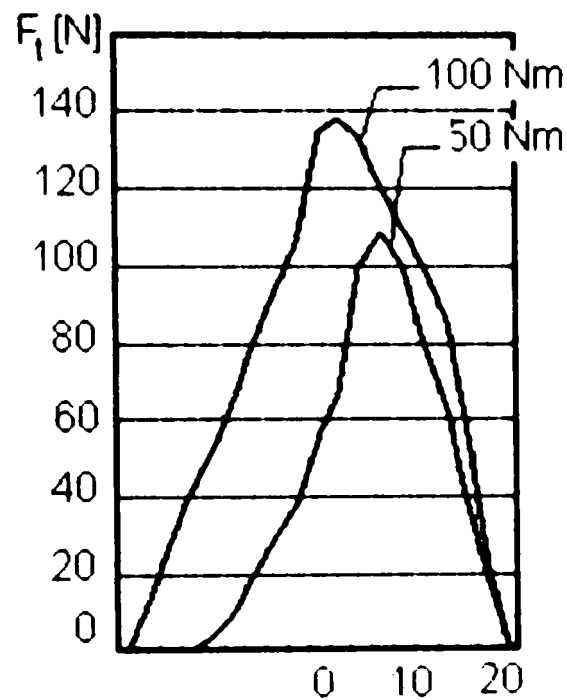


Fig. 5.21 Legea de distribuție a forțelor tangențiale de pe dinții roții dințate flexibile

Din analiza graficelor determinate experimental se poate observa că, caracterul curbei de distribuție a forței tangențiale de pe dinții aflați în angrenare este analog celui cunoscut de la transmisia armonică simplă [59], [66]. Pe măsură ce crește sarcina de la 0 la 100 Nm crește și numărul dinților aflați în angrenare cu mai mult de 1.3 ori (de la 27° la 35°). Pentru sarcini mai mari de 100 Nm, zona de interacțiune a dinților nu prezintă modificări semnificative.

5.5 Concluzii și contribuții

Din diagramele prezentate se observă că deformațiile măsurate pentru timbrele A2, B2, B4, după direcție axială, prezintă două perioade pe rotație în timp ce diagramele deformațiilor tangențiale, timbrele A1, B1, B3, prezintă patru perioade. Deformațiile tangențiale sunt în corelație directă cu curbura suprafeței exterioare a elementului deformabil (suprafața pe care sunt aplicate timbrele tensometrice), Alura deformației tangențiale este în perfectă concordanță cu rezultatele obținute în cazul analizei cu elemente finite (figura. 4.18 capitolul 4). Rezultatele obținute prin analiza cu elemente finite și confirmate prin experimente arată că elementul deformabil emetizat prezintă 4 cicluri de deformare pentru un element deformatoare cu două role. Acest fapt duce la concluzia că solicitarea la oboseala a elementului deformabil va fi mult mai mare (teoretic de două ori mai mare) decât în cazul elementului deformabil inelar sau cilindric deschis la ambele capete, la care după deformare se obține o formă elipsoidală. Cercetările viitoare trebuie să vizeze proiectarea unor geometrii ale elementului deformabil care să reducă numărul de cicluri de solicitare. Două propuneri de astfel de geometrii sunt arătate în figurile 5.22 respectiv 5.23.

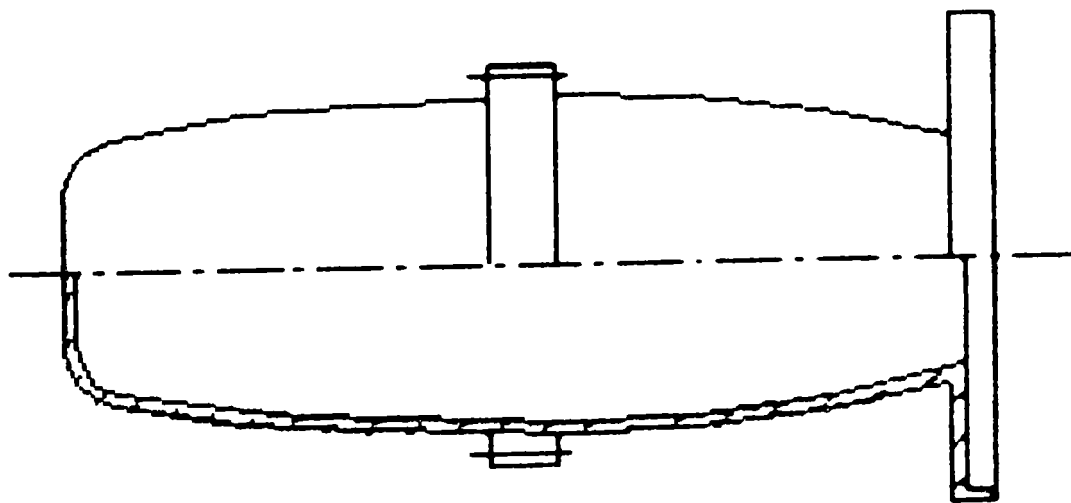


Fig. 5.22 Propunere nouă de geometrie a roții dințate flexibile - tip butoi

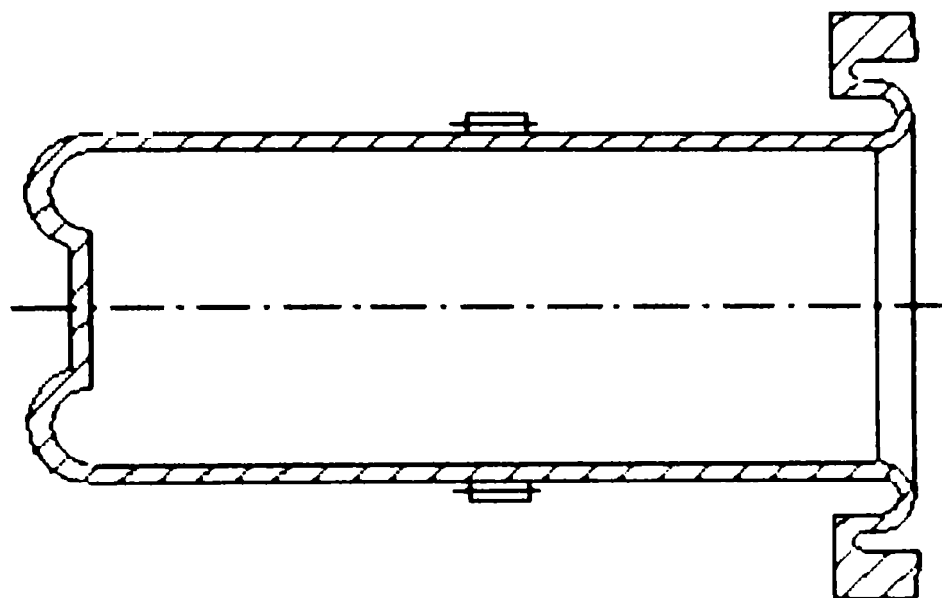


Fig. 5.23 Propunere nouă de geometrie a roții dințate flexibile - construcție cilindrică elastică

Datorită faptului că în literatura de specialitate sunt prea puține date referitoare la acest tip de transmisii (TAE), fiecare etapă de studiu teoretic sau experimental care s-a realizat în cadrul acestui capitol reprezintă contribuții fundamentale respectiv aplicative. Câteva exemple din aceste contribuții sunt:

- conceperea și realizarea a două standuri experimentale destinate încercării roților dințate flexibile ermetice;
- conceperea planului de măsurare prin aplicarea timbrelor tensometrice două câte două pe suprafața roții ermetice pentru măsurarea deformațiilor și tensiunilor în plan longitudinal și transversal;
- măsurarea deformațiilor și tensiunilor din elementul flexibil ermetizat cu ajutorul timbrelor tensometrice;
- achiziționarea datelor măsurate cu ajutorul timbrelor tensometrice aflate pe roata flexibilă ermetizată și prelucrarea acestora pe calculator;
- trasarea diagramelor și graficelor rezultate în urma cercetărilor experimentale și interpretarea rezultatelor;
- observarea similitudinilor dintre TAD și TAE în ceea ce privește eroarea cinematică de orientare;
- observarea similitudinilor dintre TAD și TAE privind forțele din

transmisia armonică;

- interpretarea științifică a comportării dinamice a roții dințate flexibile ermetice din TAE având în vedere rezultatele cercetărilor experimentale.

6. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Prezenta teză de doctorat este rezultatul unor preocupări ample cu privire la transmisiile armonice dințate și cu precădere la transmisiile armonice ermetizate. Parcurgerea unei bibliografii actualizate, cuprinzătoare, a permis o cunoaștere aprofundată a realizărilor recente din domeniul TAD și formularea unor concluzii cu privire la dezvoltarea acestor transmisii.

Aceste tipuri de transmisii moderne au suscitat interesul mai ales datorită avantajelor pe care le au în comparație cu transmisiile clasice. Utilizarea lor pe scară tot mai largă în domenii care necesită o atenție sporită în ceea ce privește precizia cinematică, construcția compactă (de exemplu în cazul roboților industriali care efectuează operații și mișcări de o precizie ridicată în spații de lucru restrânse), au făcut ca aceste TAD să fie studiate, îmbunătățite și diversificate spre mai multe sfere de interes.

În cadrul transmisiilor armonice dințate, transmisia armonică ermetizată a fost prea puțin studiată. Ca urmare, obiectivul principal al tezei de doctorat a constat în realizarea unei astfel de TAE și studierea comportamentului acestui tip de transmisie respectiv emiterea unor ipoteze și concluzii pertinente bazate atât pe cercetare fundamentală (cu metoda elementului finit) cât și practice.

S-a conceput și realizat un program care implementează modelarea complexă a unui angrenaj armonic bazat pe analiza cu elemente finite a deformațiilor și tensiunilor. Utilizarea acestui program prezintă următoarele avantaje :

- sinteza dimensională și verificarea elementelor angrenajului armonic;
- diminuarea timpului de realizare a proiectării angrenajelor

armonice;

- obținerea într-un timp scurt a calculelelor necesare mai multor variante de angrenaje armonice, după care se poate alege varianta optimă;
- cunoașterea stărilor de tensiuni specifice elementului flexibil;
- stabilirea forțelor necesare ce se aplică pe elementele deformatoare în vederea generării unor deformații în conformitate cu dimensiunile geometrice ale danturii;
- se poate realiza verificarea angrenării dinților elementului deformabil cu cei ai elementului rigid, sub formă grafică sau prin compararea coordonatelor.

S-a efectuat un studiu cu ajutorul programelor cu element finit, CATIA și COSMOS, rezultatele obținute fiind prelucrate și apoi interpretate. S-a urmărit comportarea elementului deformabil al acestor transmisii armonice din punctul de vedere al tensiunilor și deplasărilor la lungimi și grosimi variabile a roții flexibile.

Atât în cazul programului CATIA cât și în cazul studiului realizat cu ajutorul programului COSMOS, s-au înregistrat tensiunile, deformațiile și deplasările maxime și s-au reprezentat sub forma unor diagrame. Scopul realizării studiului cu elemente finite este realizarea unei baze de informații (diagrame, funcții de aproximare) ce se pot utiliza în cazuri practice de proiectare a transmisiilor armonice ermetizate.

Aproximarea deformațiilor (tabelele 4.2 și 4.6) este adecvată deoarece erorile de aproximare nu depășesc maximul admis din valoarea mărimii studiate. Studiul deformațiilor este mai puțin important, deoarece în aplicații practice de proiectare se cer deplasările, necesare realizării angrenării, precum și tensiunile care apar în momentul deformării.

Aproximarea deplasărilor și tensiunilor cu funcții polinomiale de gradul 2, în cazul studierii dependenței față de grosimea peretelui și de gradul 3, în cazul dependenței de lungimea „L” este satisfăcătoare, erorile de aproximare fiind în limitele admise. Funcțiile de aproximare stabilite se pot utiliza în cazuri concrete de proiectare fiind utile proiectanților de transmisii armonice ermetizate care doresc să utilizeze elemente deformabile de formă cilindrică similare celor studiate în teza de doctorat.

În toate cazurile se observă că mărimile studiate (deformații, deplasări și tensiuni) depind într-o mai mare măsură de lungimea „L” și mai puțin de grosimea peretelui elementului deformabil. Acest fapt este valabil pentru modificări în domeniile studiate care au fost alese în așa fel încât să acopere necesitățile aplicațiilor practice.

În figura 4.17. se vede că există un domeniu de grosimi ale peretelui (1,5...1,2 mm) și de lungimi „L” (40...70)mm în care variația deformațiilor este amplă, ceea ce duce la concluzia că în acest domeniu estimarea valorilor deformațiilor este nesigură. Acest fapt permite deschiderea unor noi perspective de cercetare. În acest domeniu se recomandă, în cadrul proiectării, un studiu aprofundat al fiecărui caz în parte.

În general este valabilă observația potrivit căreia tensiunile maxime (diagrama din figura 4.16) sunt mai reduse la valori mai mari ale lungimii „L”, deci se poate recomanda proiectanților de transmisii armonice ermetizate, utilizarea unor lungimi cât mai mari în limitele de gabarit acceptabile pentru aplicația concretă.

În cazul analizei elementului deformabil cilindric s-a observat o îmbunătățire a rezultatelor, când s-a utilizat programul COSMOS față de programul CATIA, din care cauză autorul recomandă utilizarea programului COSMOS în cadrul proiectării transmisiilor armonice ermetizate când se

dorește o precizie ridicată. Dacă avem nevoie de un răspuns rapid și nu este necesară o precizie ridicată în analiză, utilizând medii de proiectare ca și CATIA este suficient.

În ce privește elementul deformabil cu porțiune tronconică, dependența tensiunilor și deformațiilor de unghiul conului α este variabilă, atât în cadrul studiului cu programul CATIA cât și în cadrul studiului cu programul COSMOS (diagramele din figurile 4.9. și 4.10, respectiv diagramele din figurile 4.26 și 4.28). La valori mici ale unghiului α ($5^\circ \dots 20^\circ$) avem o variație a tensiunilor și deformațiilor datorată, în principal, formei aproape cilindrică a roții flexibile. Valori acceptabile ale variației deformațiilor și tensiunilor s-au obținut pe domeniul unghiului $\alpha = 21^\circ \dots 30^\circ$ (diagramele din figurile 4.27 și 4.29).

Prin trasarea diagramelor aferente timbrelor tensometrice se observă că deformațiile măsurate după direcție axială, cu ajutorul timbrelor A2, B2, B4, prezintă două perioade pe rotație în timp ce diagramele ce prezintă deformații tangențiale (timbrelor A1, B1, B3) prezintă patru perioade. Deformațiile tangențiale sunt în corelație directă cu curbura suprafeței exterioare a elementului deformabil (suprafața pe care sunt aplicate timbrele tensometrice), alura deformației tangențiale fiind în perfectă concordanță cu rezultatele obținute în cazul analizei cu elemente finite (figura. 4.18 capitolul 4). Rezultatele obținute prin analiza cu elemente finite și confirmate prin experimente arată că elementul deformabil ermetizat prezintă 4 cicluri de deformare pentru un element deformatoare cu două role. Acest fapt duce la concluzia că solicitarea la oboseală a elementului deformabil va fi mult mai mare (teoretic de două ori mai mare) decât în cazul elementului deformabil inelar sau cilindric deschis la ambele capete, la care după deformare se obține o formă elipsoidală. Această concluzie permite să se facă două

propuneri de roți dințate etanșe care urmăresc reducerea tensiunilor și deformațiilor rezultate în urma solicitărilor, preocupare care poate face subiectul unor cercetări ulterioare.

Contribuții personale

- s-a realizat o sinteză a materialului bibliografic prin care s-au subliniat principalele caracteristici și domenii de utilizare a TAD:
 - descrierea domeniilor de utilizare precum și prezentarea firmelor interesate pe plan mondial de producerea de TAD
 - prezentarea sintetică a TAD pe baza unui sistem cuprinzător care să permită o clasificare reală a acestor transmisii
 - studiul comparativ a diverselor variante constructive de TAD
 - sinteza comparativă a formelor de deformare a roții dințate flexibile în funcție de tipul generatorului de unde
 - prezentarea și evidențierea unei clase de TAD, foarte puțin studiată în raport cu celelalte transmisii, și anume transmisia armonică ermetizată, care are o aplicabilitate determinată în sfera transmisiilor armonice dințate în general
 - s-a realizat o sinteză comparativă privind analiza și măsurarea experimentală a deformațiilor și tensiunilor în cazul TAD făcute până acum.
 - realizarea asistată de calculator a dimensionării

- elementelor angrenajului armonic;
- realizarea asistată de calculator a calculelor de rezistență necesare verificării elementelor angrenajului armonic;
- conceperea și realizarea primului stand experimental de încercat roți dințate flexibile ermetice;
- conceperea planului de măsurare, prin aplicarea timbrelor tensometrice - două câte două pe suprafața roții ermetice - pentru măsurarea deformațiilor și tensiunilor în plan longitudinal respectiv transversal;
- măsurarea deformațiilor și tensiunilor din elementul flexibil ermetizat cu ajutorul timbrelor tensometrice;
- achiziționarea datelor măsurate cu ajutorul timbrelor tensometrice aflate pe roata flexibilă ermetizată și prelucrarea acestora pe calculator;
- trasarea diagramelor și graficelor rezultate în urma cercetărilor experimentale și interpretarea acestora;
- observarea similitudinilor dintre TAD și TAE în ceea ce privește eroarea cinematică de orientare;
- interpretarea științifică a comportării dinamice a roții dințate flexibile ermetice din TAE având în vedere rezultatele cercetărilor experimentale

BIBLIOGRAFIE

- [1] Anghel, Șt., Sava, I., *Testarea preciziei cinemetice de orientare a angrenajului armonic dublu*, Robotică și management, 1/1998
- [2] Anghel, Șt., Anghel, C., *Certain criteria to make a choise harmonic or precission drive for actuate robots*, Robotică și management, 1/1997
- [3] Anghel, Șt., Borza, A., ș.a., *Optimizarea geometrică a reductoarelor armonice cu ajutorul lanțurilor de dimensiuni*, Revista Robotică & Management, Vol. I/2000
- [4] Anghel, Șt., *Criterii de alegere a transmisiilor mecanice moderne*, Gazeta tehnico-științifică a UCMR S.A. și a FIR nr. 2, Reșița, 1993
- [5] Anghel, Șt., *O metodă de sinteză dimensională a transmisiilor armonice dințate cu două unde și roata flexibilă cilindrică*, Culegere de lucrări științifice și tehnice, I.S. Reșița, 1983
- [6] Anghel, Șt., *Organe de mașini*, Vol. II , Ed. "Eftimie Murgu", Reșița, 1997
- [7] Anghel, Șt., ș.a., *Aspecte privind realizarea reductoarelor armonice utilizate în construcția roboților industriali și a preciziei cinematice a acestora*, Al IV-lea Simpozion MTM-Robotizarea industriei, Timișoara, 1984
- [8] Anghel, Șt., ș.a., *Contribuții la evaluarea durabilității transmisiei armonice cu ajutorul calculatorului electronic*, Al III-lea Simpozion Internațional SYROM, 1981
- [9] Anghel, Șt., ș.a., *Proiectarea transmisiilor mecanice*, Vol I și II, Lito I.P. Timișoara, 1993
- [10] **Ardelean, F.**, *Cercetări teoretice și modelarea computerizată a angrenajelor armonice destinate acționării în spații ermetizate*, Referat 2, 2004
- [11] **Ardelean, F.**, *Rezultate ale cercetărilor teoretice și experimentale efectuate asupra angrenajelor armonice pentru acționari în spații ermetizate*, Referat 3, 2004
- [12] **Ardelean, F.**, *Stadiul actual al cercetărilor în domeniul transmisiilor armonice dințate*, Referat 1, 2001
- [13] Bădiuț, M., *AutoCAD-ul în trei timpi*, Editura Polirom, 2004
- [14] Bagiu, L., *Toleranțe și ajustaje*, Editura Helicon, Timișoara, 1994
- [15] Baker, A., J., *Finite Element Method*, CRC Press LLC, Corporate Blyd, N.Y. , 2000

- [16] Bangerth, W. and Rannacher, R., *Adaptive Finite Element Methods for Differential Equations*, Birkhauser Verlag, Basel, 2003, 207 pp., ISBN 764370092
- [17] Belytschko, T., Liu, W.-K., Moran, B., *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures*, John Wiley, Chichester, 2000
- [18] Bhatti, M. A., *Fundamental Finite Element Analysis and Applications with Mathematica and Matlab Computations*, J. Wiley & Sons, New York, 2005, 720 pp., ISBN 0-471-64808-6
- [19] Boazu, D., *Algoritm general pentru studiul suprafețelor conjugate cu aplicații în sinteza angrenajelor*, - Galați, 2001-2002., Vol. 1: Grant CNCSIS 34976/2001, Tema 13/530: Raport anul I. - 2001. - 142 p. : sch., tab. , Vol. 2: Grant CNCSIS 33445/2002, Tema 5/104: Raport anul II. - [Galați]. - 2002. - 92 p. : fig., tab. IV 7048
- [20] Borza, A., *Contribuții la studiul comportării cinematice și dinamice a transmisiilor armonice dințate*, Teza de doctorat, Universitatea Politehnica Timișoara, 2003
- [21] Borza, A., *Finite element application for state of stress and strain in the flexible wheel of the harmonic drives*, SYROM 2001, The 8th IFToMM International Symposium on Theory of Machines and Mechanisms, Vol. III, pp. 85-90, București, 2001
- [22] Bostan I., Dulgheru V. *Transmisii planetare, precesionale și armonice*, Ed. Tehnica, Bucuresti-ed."Tehnica" Chisinau, 1997
- [23] Bruja, A., *Cinematica angrenajului armonic*, The 7th IFToMM International Symposium on Linkages and Computer Aided Design Methods – Theory and Practice of Mechanisms, Vol.III, pp. 83-88, București, 1997
- [24] Bruja, A., *Contribuții la studiul stării de tensiune în unele elemente ale reductoarelor armonice*, Teza de doctorat, I.C.B., 1986
- [25] Burisch, A., Soetebier, S., Wrege, J., Slatter, R., *Design of a parallel hybrid micro-scara robot for high Precision assembly*, Precision Machine Design, Massachusetts Institute of Technology, 2005
- [26] Chen, Z., *Finite Element Methods and Their Applications*, Springer Verlag, New York, 2005, 410 pp., ISBN 3540240780
- [27] Ciobotă, M. ș .a. *Transmisii cu reductoare armonice și cuplaje compensatoare*, Editura ALDUS, Brașov, 1998
- [28] Dali, A., *Angrenarea specială a profilelor la angrenajul armonic modelat pe calculator*, PRASIC '94 al V-lea Simpozion Național,

- Proiectare asistată pe calculator, pp.63-67, Braşov, 1994
- [29] Dali, A., *Posibilități de extindere a domeniului de rapoarte de transmitere la angrenaje armonice*, The 7th IFToMM International Symposium on Linkages and Computer Aided Design Methods – Theory and Practice of Mechanisms, Vol.III, pp. 177-182, Bucureşti, 1997
- [30] Dali. A., *Contribuții la geometria cinematică și calculul de rezistență a angrenajelor cu elemente dințate deformabile*, Teza de doctorat, I.P. Cluj-Napoca, 1982
- [31] Degen, R., Slatter, R., *Hollow shaft micro servo actuators realized with the Micro Harmonic Drive*, Proceedings of Actuator 2002, Bremen
- [32] Diaconescu, E., *Cercetari fundamentale in elastohidrodinamica si mecanica contactului* : Proiect cod CNCSIS 502, director proiect, anii de finantare 1999-2001 /. - Suceava, 2002
- [33] Diaconescu, E., *Decisive Stresses for Rolling Contact Fatigue*, A Scientific Report Prepared for European Economic Community at National Institute of Applied Sciences - INSA of Lyon, Laboratory of Contact Mechanics under GRANT ERB-CIPA-3510-PL-92-4085 /. - Lyon : INSA of Lyon, 1993
- [34] Diaconescu, E., Frunza, Ghe., Patras, S.C., *Calculul la oboseala al organelor de masini* : Îndrumar de proiectare, Atelier de multiplicare al Universității din Suceava, 1987
- [35] Dobre, G., *Organe de masini*, V.1. Editura BREN, Bucuresti, 2003
- [36] Drăgulescu, D., Caus, O., Moldovan, H., *Geometric considerations regarding the covering of cylindrical objects by spheres*, Fourth International Conference On Technical Informatics CONTI'2000, 2000, Timișoara
- [37] Drăgulescu, D., *Dinamica roboților*, Editura Didactică și Pedagogică, RA Bucureşti, 1997
- [38] Drăgulescu, D., Caus, O., Moldovan, H., *Program to represent cylindrical body systems using spheres*, Fourth International Conference On Technical Informatics CONTI'2000, 2000, Timișoara
- [39] Drăgulescu, D., Dragomir, L., *A method of recursive type for the dynamic modeling of robots*, Fourth International Conference On Technical Informatics CONTI'2000, 2000, Timișoara
- [40] Dragulescu, D., *Centru de modelare a protezării și intervențiilor chirurgicale asupra scheletului uman cm-picsu*, Contract

- CNCSIS, comisia 6
- [41] Dragulescu, D., Rusu, L., Dreucean, M., Toth-Tascau, M., *Stress and deformation analysis induced in mandible by dental Implants*, Al V-lea SIMPOZION NAȚIONAL de BIOMATERIALE 28-29 Octombrie 2005 IAȘI
- [42] Drăgulescu, D., Toth-Tascau, M., Moldovan, M., *Robot motion planning by approximate decomposition methods*, Fourth International Conference On Technical Informatics CONTI'2000, 2000, Timișoara
- [43] Duff, D., Yim, M., Roufas, K., *Evolution of PolyBot: A Modular Reconfigurable Robot*, Proc. of the Harmonic Drive Nagano, Japan, Nov. 2001, and Proc. of COE/Super-Mechano-Systems Workshop, Tokyo, Japan, Nov. 2001
- [44] Dumitru, D., Tache, C., Petre, I., *Studii și cercetări privind reducerea zgomotului transmisiilor mecanice prin utilizarea transmisiilor sincrone cu curele*, Seminarul Național de Organe de Mașini, Brașov, 2005, pp. 133-139
- [45] Edelsbrunner, H., *Geometry and Topology for Mesh Generation*, Cambridge University Press, Cambridge, 2001, 190 pp., ISBN: 0521793092
- [46] Filipoiu, I.D., *Contribuții asupra îmbunătățirii capacității portante ale transmisiilor armonice dințate*, Teza de doctorat, Institutul Politehnic București , 1987
- [47] Filipoiu, I.D., *Randamentul transmisiei armonice luând în considerare repartiția sarcinii în angrenajul armonic și în rulmentul elastic*, A V-a conferință Tribotehnică, București, 1987
- [48] Gafitanu M., Bostan I., Jula A., Dulgheru V., Hagi Gh. *Organe de masini*, Vol.1. Editura Tehnica-Bucuresti, 1999
- [49] Gafitanu M., Bostan I., Jula A., Dulgheru V., Hagi Gh. *Organe de masini*, Vol.2. Editura Tehnica-Bucuresti, 2003
- [50] Gheorghiu, N., Nicoară, I., *Tehnici experimentale pentru organe de mașini*, vol. I, Mirton, Timișoara, 1999
- [51] Gheorghiu, N., Nicoară, I., *Tehnici experimentale pentru organe de mașini*, vol. II, Mirton, Timișoara, 1999
- [52] Ghinea, M., Firețeanu, V., MATLAB, *Calcul numeric; grafică; aplicații*, Editura Teora, 2004
- [53] Hartmann, F. and Katz, C., *Structural Analysis With Finite Elements* Springer Verlag, Berlin, 484 pp, 2004, ISBN 3-540-40416-3

- [54] Hesselbach, J., Raatz, A., Wrege, J., Soetebier, S., *Design and Analysis of a Macro Parallel Robot with Flexure Hinges for Micro Assembly Tasks*, Proc. of 35 th International Symposium on Robotics (ISR), 23-26 March, Paris, France, 2004, No. TU14-041 fp
- [55] Huebner, K. H. H., Dewhirst, D. L., Smith, D. E., Byrom, T. G., *Finite Element Method*, J. Wiley & Sons, New York, 2001, 744 pp., ISBN 471370789
- [56] Huebner, K.H., Dewhirst, D.L., Smith, D.E., Byrom, T.G., *The Finite Element Method for Engineers*, Wiley, New York, 4rd edition, 2001
- [57] Hutton, D. V., *Fundamentals of Finite Element Analysis*, McGraw-Hill Publ., New York, 2003, 640 pp., ISBN 0072922362
- [58] Ianici, S., *Aspecte privind alegerea grosimii peretelui roții flexibile a unui angrenaj armonic*, Sesiunea de comunicări tehnico- științifice, Reșița, 1993
- [59] Ianici, S., *Contribuții la sinteza transmisiilor cu elemente deformabile*, Teza de doctorat, Universitatea Politehnica Timișoara, 1998
- [60] Ianici, S., *Sinteza structurală a transmisiei armonice duble*, Analele UEM Reșița, 1998
- [61] Ianici, S., *Studiul legilor de deformare ale roții dințate flexibile scurte a transmisiei armonice duble*, Analele UEM Reșița, 1998
- [62] Ianici, S., Vela, I., *Cinematica transmisiei armonice duble utilizate în acționarea roboților industriali*, Robotică și management, 1/1997
- [63] Idițoiu, I., ș.a., *Transmisia armonică dințată. Realizare. Studiul teoretic și experimental al pierderilor energetice*. Simpozionul de mecanisme și transmisii mecanice, pp. 764-779, Reșița, 1972
- [64] Ignea, A., *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*, Ed.de Vest Timisoara, 1996.
- [65] Ispas, C., Predincea, N., Ghionea, A., Constantin, G., *Mașini unelte – Mecanisme de reglare*, Editura Tehnică , București, 1997
- [66] Ivanov, M.N., *Organe de masini / Traducere din limba rusa*. Chisinau, Ed."Tehnica", 1992
- [67] Kaposta , I., *Optimizarea funcțional-constructivă a transmisiilor armonice frontale*, Teza de doctorat, Universitatea Politehnica Timișoara, 1994
- [68] Kaposta, I., *Paricularitățile cinematice și funcționale ale*

- reductoarelor biarmonice frontale*, Al V-lea Simp. Național, MTM'88, Cluj-Napoca, pp. 511-516
- [69] Kaposta, I., ș.a., *Studiul, cercetarea și proiectarea reductoarelor armonice frontale*, Al IV-lea Simp. Național Timișoara, Vol. II, MTM'84, pp. 247-254
- [70] Kaposta, I., *Transmisii armonice frontale*, Ed.Mirton, Timișoara 2000
- [71] Kattan, P. I. and Voyiadjis, G. Z., *Damage Mechanics With Finite Elements, Practical Applications With Computer Tools*, Springer Verlag, Berlin, 2002, 113 pp., ISBN 3-540-42279-X
- [72] Krizek, M., Neittaanmaki P., Glowinski, R., Korotov, S., eds., *Conjugate Gradient Algorithms and Finite Element Methods*, Series: Scientific Computation, Springer Verlag, Berlin, 2004, 382 pp., ISBN 3-540-21319-8
- [73] Kythe, P. K. K. and Wei, D., *An Introduction to Linear and Nonlinear Finite Element Analysis*, Birkhauser Verlag, Basel, 2003, 456 pp., ISBN 0817643087
- [74] Liu, G. R. and Quek, S. S., *Finite Element Method: A Practical Course*, Butterworth Heinemann, Oxford, 2003, 384 pp. ISBN 0750658665
- [75] Lohner, R., *Applied CFD Techniques: An Introduction Based on Finite Element Methods*, J. Wiley & Sons, New York, 2001, 376 pp., ISBN 0471498432
- [76] Miloiu, Gh., *Transmisii mecanice moderne*, E.T. București, 1980
- [77] Miloiu, Ghe., *Transmisia armonică*, Brevet, România, nr. 50908, 7.06.1967
- [78] Musser, C.W., *Harmonic gearing with extended contact*, Brevet SUA, nr. 2930254, 1960
- [79] Musser, C.W., *Strain wave gearing*, Brevet SUA, nr. 2906143, 1959
- [80] Nicoară, I., *Încercarea angrenajelor*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2000
- [81] Play, D., Manin, L., Monternot, C., *Mechanical behaviour simulation for timing belt drives*, International Conference on Manufacturing Systems, București, 19-20 octombrie, 2000.
- [82] Popinceanu, N.G., Gafitanu, M., Diaconescu, E., *Problemele fundamentale ale contactului de rostogolire*, Bucuresti : Editura Tehnica, 1985
- [83] Pozrikidis, C., *Introduction to Finite and Spectral Element Methods Using MATLAB*, CRC Press, Boca Raton, FL, 2005,

- 653 pp., ISBN 1584885297
- [84] Rădulescu, Ghe., Gheorghiu, N.S., ș.a., *Îndrumar de proiectare în construcții de mașini*, Vol. III, E.T. București, 1986
- [85] Rădulescu, Ghe., *Organe de mașini. Angrenaje cilindrice*, Vol. III, I.P. București, 1980
- [86] Reddy, J. N., *An Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis*
Oxford University Press, Oxford, 2004, 482 pp., ISBN 0-19-852529-X
- [87] Șerban, R., *Contribuții teoretice și experimentale la optimizarea geometrică a reductoarelor armonice cu deformatoare eliptic în vederea creșterii fiabilității acestora*, Teza de doctorat, I.P. Iași, 1992
- [88] Slatter, R., Degen, R., *Micro actuators for precise positioning applications in vacuum*, Proceedings of Actuator 2004, Bremen
- [89] Smith, W.S., *The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing*. Second Edition, California Technical Publishing, San Diego, 1999
- [90] Ungur P., **Ardelean, F.**, ș.a., *Aspecte tehnologice privind realizarea danturii cilindrice exterioare a elementului flexibil de la transmisia armonică simplă prin deformare plastică la rece*, Al XV-lea Simpozion Național "Robotică 2000", Oradea, 2000
- [91] Ungur P., **Ardelean, F.**, ș.a., *Aspecte teoretice asupra caracteristicilor elastice ale elementului flexibil de la transmisiile armonice simple, supus deformării prin încovoiere*, Al XV-lea Simpozion Național "Robotică 2000", Oradea, 2000
- [92] Ungur P., **Ardelean, F.**, ș.a., *Considerații teoretice asupra proprietăților membranelor circulare flexibile*, Al XV-lea Simpozion Național "Robotică 2000", Oradea, 2000
- [93] Ungur, P., Pop M.T., Maghiar, T., **Ardelean, F.**, Crăciun, D., *Method and device of micrometric adjustment of a given dimension of cylindrical coupled milling cutters*, 7th International Research/Expert Conference, "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology", TMT 2003, 15-16
LLORET DE MAR, BARCELONA, SPAIN, September, 2003
- [94] Ungur, P., Mudura, P., **Ardelean, F.**, Pop T.M., But A., *A self lubricant porous bushed bearing application in building a guiding device for lathering*, 7th International Machinery Faire, International Scientific Symposium 2002, Nitra, Kvalita a

- spol' ahlivost' strojoy, 29-30.05.2002, ISBN 80-8069-034-0
- [95] Ungur, P., Mudura, P., **Ardelean, F.**, Pater S., But A, *Adjusting and fixing elastic device of the collecting telescope brushes for electromagnetic clutches*, 7th International Machinery Faire, International Scientific Symposium 2002, Nitra, Kvalita a spol' ahlivost' strojoy, 29-30.05.2002, ISBN 80-8069-034-0
- [96] Vela, I., *Cercetări privind funcționarea și construcția mecanismelor cu elemente dințate elastice*, Teza de doctorat, Institutul Politehnic Timișoara, 1987
- [97] Zaciu, R., *Prelucrarea digitală a semnalelor*, Ed.Albastră, Cluj Napoca, 2003
- [98] Zienkiewicz, Taylor, R.L., Zhu, J.Z., *The Finite Element Method, Its Basis and Fundamentals*, Elsevier, Oxford, 6th edition, 2005, [TA640.2.Z52](R)
- [99] **** Matlab R12 –SIMULINK –Users manual
- [100] **** - www.electromate.com/; site firma Electromate Industrials Sales Limited, Woodbridge, Ontario, Canada
- [101] **** - [www.globalspec.com/FeaturedProducts/Detail /HDSYSTEMS/Harmonic_Planetary_Gearhead/5286/0](http://www.globalspec.com/FeaturedProducts/Detail/HDSYSTEMS/Harmonic_Planetary_Gearhead/5286/0)
- [102] **** - www.harmonicdrive.de; site firma Harmonic Drive AG
- [103] **** - www.hdsi.net/handbook/; site firma Harmonic Drive, LLC
- [104] **** - www.nasatech.com; Hollow Shaft Actuators with Harmonic Drive Gearing, HD Systems, Hauppauge, New York
- [105] **** Catalog CYCLO Getriebebau Lorentz Brasen K.G.; 8062 Markt Indesdorf vor Munchen, Germania
- [106] **** Catalog Daval Gear Holland BV., Alphen a/d Rijn, Olanda
- [107] **** Catalog Ferguson Machine, C.O., St. Louis, Missouri, SUA
- [108] **** Catalog Harmonic Drive Antriebstechnik GmbH, Linburg, germania, 1995
- [109] **** Catalog Harmonic Drive Systems Inc., Minamiahi 6-25, Shinagava-ku Tokyo 140, Japonia, 1995
- [110] **** Catalog Teijin Seiki, Boston, SUA, 1994
- [111] **** Catalog Teldix-Bosch Telecom, Heidelberg, Germania
- [112] **** Catalog United Shoe Machinery, Beverlz, Massachusetts, SUA
- [113] **** Catalog, The Measurements and Automation. National Instruments, 2004
- [114] **** - www.zeiss.com
- [115] **** - www.heason.com
- [116] **** - www.bachmann.com

- [117] **** - www.bosch.com; www.bosch.de
- [118] **** Hochunteresetzendes Getriebe RHR In: Antriebstechnik, nr. 6, 1991, p. 54-56
- [119] **** Hütte – Manualul inginerului – Fundamente, București, Editura Tehnică, 1995
- [120] **** Mediu de programare Catia[®] V 5.2. Licență Universitatea din Oradea
- [121] **** Mediu de programare MATLAB[®] V 6.0.0.88.R12 – Licența Universitatea din Oradea
- [122] **** NATIONAL INSTRUMENTS – PCI1200 – User's Guide, 1999
- [123] **** NATIONAL INSTRUMENTS – Product Catalog 2002
- [124] **** Catalog ROBERT BOSCH Kunststoffzeugnisse waiblingen, 705, Germania
- [125] **** COSMOS/M 1,75 USER GUIDE for UNIX, WINDOWS NT, WINDOWS 95
- [126] **** Ardelean, A.F., *Studii privind comportarea dinamică a TAE încărcată uniform*, Catedra de Mecatronică și Mecanică Fină, Oradea, 2005
- [127] **** Ardelean, A.F., *Analiza elementului flexibil ermetizat supus deformației cu generator de unde cu două brațe*, Catedra de Mecatronică și Mecanică Fină, Oradea, 2005
- [128] **** Ardelean, A.F., *Studiu privind utilizarea diferențelor finite la simularea încărcării roții dințate ermetizate*, Catedra de Mecatronică și Mecanică Fină, Oradea, 2005

A N N E X E

Program "Armonic1"

Dimensionarea și verificarea transmisiilor armonice dințate.

Modul meniu principal : armonic1

```
% Initializare variabile
```

```
%global ;
```

```
fl_1_1 = figure('Name','Modelarea transmisiei armonice',...
    'NumberTitle','off','MenuBar','none','Position', [200 250 300 250]);
```

```
constante;
```

```
% Butoane
```

```
fb_1_1_1 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Specificare parametri',...
    'Position', [50 200 200 20], 'Callback', 'Spec_par');
```

```
fb_1_1_2 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Deformatii si tensiuni',...
    'Position', [50 175 200 20], 'Callback', 'elf_men');
```

```
fb_1_1_3 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Cinematica angrenare',...
    'Position', [50 150 200 20], 'Callback', 'cin_ang');
```

```
fb_1_1_4 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Rezultate dimensionare',...
    'Position', [50 125 200 20], 'Callback', 'rez_dim');
```

```
fb_1_1_5 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Rezultate verificare la
oboseala',...
    'Position', [50 100 200 20], 'Callback', 'ver_obo');
```

```
fb_1_1_6 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Informatii',...
    'Position', [50 75 200 20], 'Callback', 'info_arm');
```

```
% Iesire
```

```
fb_1_1_7 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Iesire',...
    'Position', [100 5 100 20], 'Callback', 'delete(fl_1_1)');
```

Modul definire valori initiale : constante

```
global n_d_num i_trans_num reg_lucr m_2_num c_supras dur_func clas_prec;
```

```
global sigma_c_num gr_mat c_sig l_pe_d k_h k_z psi_b p_a psi_g delta_z;
```

```
global n_d i_trans m_2 sigma_c;
```

```
global menA6_2 menB3_2;
```

% Handle

```
global eA1_2 eA2_2 eA4_2 eB1_2 mA3_2 mA5_2 mA6_2 mA7_2 mB2_2 mB3_2
mC1_2;
```

% Definire constante

```
n_d_num = 1500; % Turatia la arborele de intrare - element deformatior
i_trans_num = 200; % Raport de transmitere
reg_lucr = 2; % Regimul de lucru : 1- usor; 2 - mediu; 3 - greu;
m_2_num = 30000; % Momentul la arborele de turatie mica
c_supras = 1; % Coeficient de suprasarcina
dur_func = 6300; % Durata de functionare in ore
menA6_2 = 3; % Optiune de meniu pentru durata de functionare
clas_prec = 1; % Clasa de precizie : 1 - 7C; 2 - 7X; 3 - 8X
sigma_c_num = 9500; % Limita la curgere a materialului elementului flexibil
gr_mat = 1; % Grupa de material pentru elementul flexibil
c_sig = 1.4; % Coeficient de siguranta
menB3_2 = 1; % Optiune de meniu pentru coeficient de siguranta
l_pe_d = 1; % Lungime/diametru de divizare element flexibil
k_h = 1.3; % Coeficientul inaltimii dintilor
k_z = 0.2; % Coeficientul numarului de dinti cuprinsi in angrenare
psi_b = 0.15; % Coeficientul latimii dintilor
p_a = 200; % Presiunea specifica admisibila pe dinte
psi_g = 80; % Raportul dintre d_df si grosimea peretelui elementului flexibil
delta_z = 2; % Diferenta dintre numarul de dinti ai elementului rigid si flexibil
```

% Lansare modul de calcul

```
m_calc;
```

Modul - specificare parametrui : spec_par

```
inter_spec_par = figure('Name','Specificare parametrui',...
    'NumberTitle','off','MenuBar','none');
```

% A. Parmetrii functionali

```
t1 = uicontrol('Style','text','String','Parmetrii functionali',...
    'Position',[60 400 200 15],'HorizontalAlignment','left');
```

% A1. Turatia elem. deformatior

```
eA1_1 = uicontrol('Style','text','String','Turatia elem. deformatator [rot/min]',...
'Position',[60 380 200 15],'HorizontalAlignment','left');
eA1_2 = uicontrol('Style','Edit','String',n_d,...
'Position',[60 360 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','meA1');
```

% A2. Raportul de transmitere

```
eA2_1 = uicontrol('Style','text','String','Raportul de transmitere',...
'Position',[60 340 200 15],'HorizontalAlignment','left');
eA2_2 = uicontrol('Style','Edit','String',i_trans,...
'Position',[60 320 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','meA2');
```

% A3. Regimul de lucru

```
mA3_1 = uicontrol('Style','text','String','Regimul de lucru',...
'Position',[60 300 200 15],'HorizontalAlignment','left');
mA3_2 = uicontrol('Style','popup','String',' usor | mediu | greu ',...
'Position',[60 280 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','mmA3');
```

% A4. Momentul rezistent

```
mA4_1 = uicontrol('Style','text','String','Momentul rezistent [daNcm]',...
'Position',[60 260 200 15],'HorizontalAlignment','left');
eA4_2 = uicontrol('Style','Edit','String',m_2,...
'Position',[60 240 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','meA4');
```

% A5. Coeficient de suprasarcina

```
mA5_1 = uicontrol('Style','text','String','Coeficient de suprasarcina
(Mmax/Mnom)',...
'Position',[60 220 200 15],'HorizontalAlignment','left');
mA5_2 = uicontrol('Style','popup','String',' mic (1,2) | mediu (1,6) | mare (2,5) ',...
'Position',[60 200 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','mmA5');
```

% A6. Durata de functionare

```
mA6_1 = uicontrol('Style','text','String','Durata de functionare [ore]',...
'Position',[60 180 200 15],'HorizontalAlignment','left');
mA6_2 = uicontrol('Style','popup','String',' 1000 | 2500 | 6300 | 10000 | 25000 ',...
'Position',[60 160 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','mmA6');
```

% A7. Clasa de precizie

```

mA7_1 = uicontrol('Style','text','String','Clasa de precizie',...
    'Position',[60 140 200 15],'HorizontalAlignment','left');
mA7_2 = uicontrol('Style','popup','String',' 7C | 7X | 8X ',...
    'Position',[60 120 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','mA7');

% A8. Informatii asupra parametrilor functionali

bA8 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Informatii parametri functionali',...
    'Position',[60 80 200 20],'Callback','mbA8');

% B. Parametrii de material

t2 = uicontrol('Style','text','String','Parametrii de material',...
    'Position',[290 400 200 15],'HorizontalAlignment','left');

% B1. Sigma_c elem. defotmabil

eB1_1 = uicontrol('Style','text','String','Sigma_c elem. defotmabil [daN/cm^2]',...
    'Position',[290 380 200 15],'HorizontalAlignment','left');
eB1_2 = uicontrol('Style','Edit','String',sigma_c,...
    'Position',[290 360 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','meB1');

% B2. Grupa de mat. elem. defotmabil

mB2_1 = uicontrol('Style','text','String','Grupa de mat. elem. defotmabil',...
    'Position',[290 340 200 15],'HorizontalAlignment','left');
mB2_2 = uicontrol('Style','popup','String',' 19CN15, 40MoCN15 | Arc2, Arc4,
41CN12 | 40C10 ',...
    'Position',[290 320 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','mmB2');

% B3. Coeficient de siguranta

mB3_1 = uicontrol('Style','text','String','Coeficient de siguranta',...
    'Position',[290 300 200 15],'HorizontalAlignment','left');
mB3_2 = uicontrol('Style','popup','String',' 1,6 | 1,4 ',...
    'Position',[290 280 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','mmB3');

% B4. Informatii asupra parametrilor de material

bB4 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Informatii parametri material',...
    'Position',[290 240 200 20],'Callback','mbB4');

```

% C. Parametrii constructivi

```
tC = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Parametrii constructivi',...
  'Position', [290 200 200 15], 'HorizontalAlignment', 'left');
```

% C1. Raportul lungime/diametru elem. deformabil

```
mC1_1 = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Raportul L/Ddf',...
  'Position', [290 180 200 15], 'HorizontalAlignment', 'left');
mC1_2 = uicontrol('Style', 'popup', 'String', ' >= 0,5 | 0,15...0,3 ',...
  'Position', [290 160 200 20], 'BackgroundColor', 'w', 'Callback', 'mmC1');
```

% C2. Informatii asupra parametrilor constructivi.

```
bC2 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Informatii parametri constructivi',...
  'Position', [290 120 200 20], 'Callback', 'mbC2');
```

% Buton de salvare

```
bD1 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Salvare parametrii',...
  'Position', [100 20 150 20], 'Callback', 'mbD1');
```

% Buton de incarcare

```
bD2 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Incarcare parametrii',...
  'Position', [270 20 150 20], 'Callback', 'mbD2');
```

% Buton de iesire

```
bD31 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Iesire',...
  'Position', [480 20 70 20], 'Callback', 'delete(inter_spec_par)');
```

% Setari valori initiale

```
set(eA1_2, 'String', n_d_num);
set(eA2_2, 'String', i_trans_num);
set(eA4_2, 'String', m_2_num);
set(eB1_2, 'String', sigma_c_num);
set(mA3_2, 'Value', reg_lucr);
```

```

set(mA5_2,'Value',c_supras);
set(mA6_2,'Value',menA6_2);
set(mA7_2,'Value',clas_prec);
set(mB2_2,'Value',gr_mat);
set(mB3_2,'Value',menB3_2);
set(mC1_2,'Value',l_pe_d);

```

Modul calcul : m_calc;

%%%% Calcul : Tau admisibil

% Alegerea coeficientului c3

% Corectarea duratei de functionare in functie de turatie

```

dur_func_c = dur_func/(n_d_num/1000);
d_dur_func_c = zeros(1,5);
d_dur_func_c(1) = abs(dur_func_c-1000);
d_dur_func_c(2) = abs(dur_func_c-2500);
d_dur_func_c(3) = abs(dur_func_c-6300);
d_dur_func_c(4) = abs(dur_func_c-10000);
d_dur_func_c(5) = abs(dur_func_c-25000);
[Y,i] = min(d_dur_func_c);

```

% Baza de date pentru c3

```

c3_t = [1.22 1.17 1.10
        1.10 1.05 1.00
        1.00 0.95 0.90
        0.95 0.90 0.85
        0.85 0.81 0.77];

```

% Alegerea valorii lui c3

```

c3 = c3_t(i,reg_lucr);

```

% Coeficientul de siguranta

```

c_a = c_sig;

```

```

% Calculul coeficientului de concentrare a eforturilor k_tau

k_tau = 1.7+ 0.5/300*(i_trans_num-100);

% Tau admisibil

tau_admis = 0.22*sigma_c_num*c3/(c_a*k_tau);

%% Calcul : Dimensionare la uzura si verificare la obosela

% Calculul coeficientului de servici c_s

% Alegerea coeficientului de suprasarcina c_1

% Delimitarea domeniului raportului de transmitere

if i_trans_num >= 100 & i_trans_num < 160
    i_trans_j = 1;
elseif i_trans_num >= 160 & i_trans_num < 250
    i_trans_j = 2;
elseif i_trans_num >= 250 & i_trans_num < 400
    i_trans_j = 3;
end

% Baza de date a coeficientilor de suprasarcina

c_1_t = [1.0 1.1 1.2
         1.1 1.2 1.3
         1.2 1.3 1.4];

c_1 = c_1_t(c_supras,i_trans_j);

% Alegerea coeficientului aferent clasei de precizie c_2

% Delimitarea domeniului de turatie

if n_d_num <= 1000
    n_d_j = 1;
elseif n_d_num > 1000 & n_d_num <= 1500
    n_d_j = 2;

```



```
elseif n_d_num > 1500 & n_d_num <= 3000
    n_d_j = 3;
end
```

```
% Baza de date a coeficientilor clasei de precizie
```

```
c_2_t = [1.00 1.15 1.40
         1.07 1.20 1.50
         1.20 1.33 1.60];
```

```
c_2 = c_2_t(clas_prec, n_d_j);
```

```
% c_s
```

```
c_s = c_1 * c_2;
```

```
% Calcul Moment Rezistent corectat
```

```
m_2_c = c_s * m_2_num;
```

```
% Alegerea coeficientului psi_g :
```

```
% Baza de date a coeficientilor psi_g
```

```
psi_g_t = [80 85 90
           85 90 95
           90 95 100];
```

```
psi_g = psi_g_t(n_d_j, gr_mat);
```

```
% Alegerea coeficientului de repartizare a eforturilor in elementul flexibil : c
```

```
% Baza de date pentru coeficientul de repartizare a eforturilor
```

```
c_t = [14 13 12
       16 15 14];
```

```
c = c_t(l_pe_d, i_trans_j);
```

```
% Calcul : Diametrul de divizare a elementului flexibil
```

```
d_df = (10 * m_2_c / (p_a * psi_b))^(1/3) * 10;
```

%%% Tau efectiv

```
%tau_ef = 10*m_2_c*c^3*psi_g/((d_df)^3);
tau_ef = m_2_c*c^3*psi_g/((d_df)^3);
```

% Calcul : Modul dantura din conditii de rezistenta

```
modul_calc = d_df/(i_trans_num*delta_z);
```

% Calcul : numar de dinti element flexibil

```
z_f = i_trans_num*delta_z;
```

% Calcul : Numar de dinti element rigid

```
z_r = z_f+delta_z;
```

% Calcul : Diametru de divizare element rigid

```
d_dr = modul_calc*z_r;
```

% Alegerea diametrului de divizare nominal al cutitului roata

```
delta_d_dr(1) = abs(40-d_dr);
delta_d_dr(2) = abs(64-d_dr);
[Y,i] = min(delta_d_dr);
```

```
if i == 1
```

```
    d_ds = 40;
```

```
elseif i == 2
```

```
    d_ds = 64;
```

```
end
```

% Alegere modulului cutitului roata

% Baza de date pentru modul si diametrul de divizare nominal al cutitului roata : 40 mm

```
m_st_des40 = [0.14 286 40.51
               0.15 266 40.40
               0.18 222 40.56
```

```

0.20 220 40.67
0.22 182 40.77
0.25 160 40.83
0.28 144 41.25
0.30 132 40.60
0.35 114 41.06
0.40 100 41.33
0.45 90 42.00
0.50 80 41.66
0.55 72 41.43
0.60 66 41.60
0.70 56 41.53
0.80 50 42.66
0.90 44 42.60
1.00 40 43.30];

```

% Baza de date pentru modul si diametrul de divizare nominal al cutitului roata : 64 mm

```

m_st_des64 = [0.20 320 64.67
0.22 290 64.53
0.25 256 64.83
0.28 228 64.77
0.30 214 65.20
0.35 182 64.86
0.40 160 65.33
0.45 144 66.30
0.50 128 65.66
0.55 116 65.63
0.60 108 66.80
0.70 90 65.33
0.80 80 66.66
0.90 72 67.80
1.00 64 67.33];

```

```

if d_ds == 40
    delta_m_s = zeros(1,18);
    for i = 1:18
        delta_m_s(i) = abs(m_st_des40(i,1) - modul_calc);
    end
    [Y,i] = min(delta_m_s);
    m_ales = m_st_des40(i,1);

```

```

z_s = m_st_des40(i,2);
d_es = m_st_des40(i,3);
elseif d_ds == 64
delta_m_s = zeros(1,15);
for i = 1:15
    delta_m_s(i) = abs(m_st_des64(i,1) - modul_calc);
end
[Y,i] = min(delta_m_s);
m_ales = m_st_des64(i,1);
z_s = m_st_des64(i,2);
d_es = m_st_des64(i,3);
end

% Recalcularea diametrului de divizare a elementului flexibil in functie de m_ales

d_df = z_f*m_ales;

% Recalcularea diametrului de divizare a elementului rigid in functie de m_ales

d_dr = z_r*m_ales;

%% Calcul : Elementele profilului danturii de referinta

% Grosimea peretelui de sub dantura g_1

g_1 = 0.01*d_df;

% Coeficientul inaltimii utilizabile a profilului h_u_stel

h_u_stel = 1.45;

% Diametrul interior al elementului flexibil nedeformat d_ind

d_ind = d_df -(g_1 + h_u_stel*m_ales);

% Calcul : Deplasarea specifica de profil a elementului flexibil csi_f

% Coeficientul capului dintelui de referinta h_a_stel

h_a_stel = 1;

% Coeficientul jocului radial de referinta c_stel

```

```
c_stel = 0.35;
```

```
% csi_f
```

```
csi_f = 0.51*d_ind/m_ales-z_f/2 + 2*h_a_stel + c_stel;
```

```
% Recalcularea coeficientilor de profil pentru incadrarea in limitele prescrise
```

```
if csi_f > 3 & csi_f <= 4
```

```
    csi_1 = 3;
```

```
    csi_2 = 4;
```

```
    alfa_0 = 20;
```

```
    h_a_stel = 1;
```

```
    h_stel_1 = 1.65;
```

```
    h_stel_2 = 1.95;
```

```
    c_stel = 0.35;
```

```
    h_u_stel_1 = 1.3;
```

```
    h_u_stel_2 = 1.6;
```

```
elseif csi_f > -3 & csi_f <= -1
```

```
    csi_1 = -3;
```

```
    csi_2 = -1;
```

```
    alfa_0 = 30;
```

```
    h_a_stel = 1;
```

```
    h_stel_1 = 1.6;
```

```
    h_stel_2 = 1.8;
```

```
    c_stel = 0.2;
```

```
    h_u_stel_1 = 1.4;
```

```
    h_u_stel_2 = 1.6;
```

```
elseif csi_f > -1 & csi_f <= 3
```

```
    csi_1 = -1;
```

```
    csi_2 = 3;
```

```
    alfa_0 = 20;
```

```
    h_a_stel = 0.35;
```

```
    h_stel_1 = 1.35;
```

```
    h_stel_2 = 1.35;
```

```
    c_stel = 0.35;
```

```
    h_u_stel_1 = 1;
```

```
    h_u_stel_2 = 1;
```

```
end
```

```
% Coeficientul inaltimii de referinta a dintelui h_stel
```

```

h_stel = (csi_f-csi_1)/(csi_2-csi_1)*(h_stel_2-h_stel_1)+h_stel_1;

% Coeficientul inaltimii utilizabile a profilului h_u_stel

h_u_stel = (csi_f-csi_1)/(csi_2-csi_1)*(h_u_stel_2-h_u_stel_1)+h_u_stel_1;

% Calcul : Deplasarea specifica de profil a elementului dintat rigid csi_r

% Deplasarea radiala maxima delta_r_0

delta_r_0 = 1.05*m_ales;

% delta_r_0/m_ales = 1.05

csi_r = csi_f - 1 + 1.05;

% Diametrul interior al elementului flexibil

d_if = m_ales*(z_f - 2*h_a_stel - 2*c_stel + 2*csi_f);

% Calcul : Diametrul interior al elementului rigid

% Coeficientul inaltimii utilizabile a profilului cutitului roata

h_a_s_stel = h_a_stel + c_stel;

% Deplasarea de profil a cutitului roata csi_s

csi_s = d_es/(2*m_ales) - (z_s - 2*h_a_s_stel)/2;

% Unghiul profilului de referinta (in radiani)

alfa_0 = alfa_0*pi/180;

% Involuta unghiului alfa_0

inv_alfa_0 = tan(alfa_0)-alfa_0;

% Involuta unghiului alfa_s

```

```
inv_alfa_s = 2*(csi_r - csi_s)/(z_r - z_s)*(tan(alfa_0)) + inv_alfa_0;
```

```
% Unghiul profilului cutitului roata alfa_s
```

```
% Calculul unghiului alfa_s cunoscand involuta acestuia
```

```
alfa_p = 1*pi/180;
```

```
inv_alfa_p = tan(alfa_p)-alfa_p-inv_alfa_s;
```

```
alfa_c = alfa_p;
```

```
inv_alfa_c = inv_alfa_p;
```

```
while abs(inv_alfa_c) >= 0.00000001
```

```
    alfa_p = alfa_c;
```

```
    inv_alfa_p = inv_alfa_c;
```

```
    alfa_c = alfa_p - (tan(alfa_p) - alfa_p - inv_alfa_s)*tan(alfa_p);
```

```
    inv_alfa_c = tan(alfa_c) - alfa_c - inv_alfa_s;
```

```
end
```

```
alfa_s = alfa_c;
```

```
% Distanta dintre axe la prelucrarea elementului rigid cu cutit roata a_s_0
```

```
a_s_0 = m_ales/2*(z_r - z_s)*(cos(alfa_0)/cos(alfa_s));
```

```
% Diametrul interior al elementului rigid
```

```
d_ir_1 = 2*(a_s_0 + 0.5*d_es);
```

```
% h_f
```

```
h_f = h_stel*m_ales;
```

```
% Diametrul exterior al elementului flexibil
```

```
d_ef = d_if + 2*h_f;
```

```
% Recalculare diametrul interior al elementului rigid
```

```
d_ir = d_ef + 2*delta_r_0;
```

```
% Recalcularea distantei dintre axe la prelucrarea elementului rigid cu cutit roata  
a_s_0
```

```
a_s_0 = d_ir/2 - d_es/2;
```

% Diametrul exterior al elementului rigid

$d_{er} = d_{ef} + 2 * (\delta_{r_0} - h_{u_{stel}}) * m_{ales};$

Modul info_arm

```
I1_1 = figure('MenuBar','none','Name','Informatii privind programul Armonic1',...
    'NumberTitle','off');
```

% Iesire

```
infl_1 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Iesire',...
    'Position',[460 20 70 25],'Callback','delete(I1_1)');
```

% Text informativ

```
text = [' Programul realizeaza calcul dimensional al principalelor elemente ale '
    'unui reductor armonic. '
    ' Datele de intrare se introduc in ferestra de specificarea a parametrilor '
    'prin intermediul unor obiecte de editare si a meniurilor. '
    'Pentru informati suplimentare sunt prevazute butoane ce permit accesul la '
    'ferestre de text. '
    ' Pe langa facilitatea de calcul de dimensionare, programul contine un '
    'modul de analiza cu elemente finite pentru calculul si afisarea grafica a '
    'starilor de tensiuni si deformatii ce apar in elementul flexibil in cadrul '
    'solicitarilor de apasare a rolelor si a fortei tangentiale ce reprezinta '
    'incarcarea transmisiei. '
    ' Dupa introducerea parametrilor, valorile acestora pot fi salvate intr-un '
    'fisier prin apelarea optiunii <Salvare fisier>, pentru a putea fi folosite '
    'la o rulare ulterioara. '
    ' La pornirea programului sunt incarcate valori initiale corespunzatoare '
    'unui reductor de putere medie. '];
```

```
infl_2 = uicontrol('Style','text','String',text,...
    'Position',[50 60 400 300],'BackgroundColor','w','HorizontalAlignment','left');
```

Modul info_func


```

I1_1 = figure('MenuBar','none','Name','Informatii privind parametrii functionali',...
'NumberTitle','off');

```

```

% Iesire

```

```

inf1_1 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Iesire',...
'Position',[460 20 70 25],'Callback','delete(I1_1)');

```

```

% Text informativ

```

```

text = ['Parametrii functionali reprezinta datele de intrare necesare efectuarii
calculului'
'Datele sunt introduse in obiectele de editare prin tastarea cifrelor si apasarea '
'tastei <Enter> sau in meniuri prin selectarea uneia dintre optiuni. '
'Dupa introducerea unei date programul realizeaza automat toate calculele
necesare '
'reactualizarii tuturor marimilor, fara a fi necesara apasarea altui buton. '
'Momentul rezistent se refera la valoarea momentului la arborele de turatie
mica a '
'reductorului armonic si trebuie introdus in daNcm. '
'Regimul de lucru se refera la gradul de solicitare al reductorului. '
'Coeficientul de suprasarcina exprima valoarea unor momente maxime
posibile '
'raportate la momentul rezistent mediu de functionare. '
'];

```

```

inf1_2 = uicontrol('Style','text','String',text,...
'Position',[50 60 400 300],'BackgroundColor','w','HorizontalAlignment','left');

```

Modul info_geom

```

infE7_1 = figure('MenuBar','none','Name','Informatii privind parametrii
geometrici',...
'NumberTitle','off');

```

```

% Iesire

```

```

infE7_2 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Iesire',...
'Position',[460 20 70 25],'Callback','delete(infE7_1)');

```

% Text informativ

```
text = [' Modulul de calcul cu elemente finite realizeaza calculul si afisarea grafica'
        'a starilor de tensiuni si deformatii ce sunt utile pentru calculul orientativ '
        'al elementului flexibil, a elementului deformat (marimea rolelor) si forta '
        'de apasare a deformatoarei, precum si incarcarea tangentiala pe elementul '
        'flexibil. Modelarea a fost realizata conform elementelor specificate in schita'
        'explicativa. Semnificatia marimilor prezentate in schita este urmatoarea: '
        ' Ref - raza exterioara a corpului elementului flexibil;
        ' Rif - raza interioara a corpului elementului flexibil;
        ' Rr - raza rolei elementului deformat;
        ' Beta - unghiul de actiune a rolelor;
        ' Fd - forta de deformare;
        ' Ft - forta de tangentiala;
        ' Diagramele reprezentind rezultatele analizei cu elemente finite sunt redade '
        'cu ajutorul unei scale a culorilor corespunzand valorilor tensiunii sau a '
        'deplasarilor. Tensiunile si deplasarile reprezentate au ca unitati de masura '
        '[m] respectiv [Nm].
        'In cadrul realizarii modelului s-a considerat ca rola inferioara nu se '
        'deplaseaza, pentru ca sistemul de ecuatii ce survin in calculul cu elemente '
        'finite sa fie determinat (orice modelgeometric trebuie sa aibe un punct fix). '
        'Acest fapt nu schimba starile de tensiuni aferente elementului flexibil. '];
```

```
infE7_3 = uicontrol('Style', 'text', 'String', text,...
    'Position', [50 60 400 300], 'BackgroundColor','w','HorizontalAlignment','left');
```

Modul info_mat

```
I1_1 = figure('MenuBar','none','Name','Informatii privind parametrii de material',...
    'NumberTitle','off');
```

% Iesire

```
infl_1 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Iesire',...
    'Position', [460 20 70 25], 'Callback', 'delete(I1_1)');
```

% Text informativ

```
text = ['In cadrul parametrilor de material trebuie specificata valoarea rezistentei '
        'la curgere a materialului elementului flexibil independent de grupa de '
        'material.'];
```

'Intr-o versiune ulterioara, se preconizeaza alegerea automata a parametrului

'sigma_c, dintr-o baza de date cu materiale recomandate.'];

```
infl_2 = uicontrol('Style','text','String',text,...
    'Position',[50 60 400 300],'BackgroundColor','w','HorizontalAlignment','left');
```

Modul info_cons

```
I1_1 = figure('MenuBar','none','Name','Informatii privind parametrii constructivi',...
    'NumberTitle','off');
```

% Iesire

```
infl_1 = uicontrol('Style','pushbutton','String','Iesire',...
    'Position',[460 20 70 25],'Callback','delete(I1_1)');
```

% Text informativ

```
text = [' Parametrul constructiv L/Ddf se refera la raportul dintre diametrul de
divizare '
```

```
'si lungimea elementului flexibil. Valoare acestui raport se alege >=0,5 pentru
```

```
'elemente flexibile cilindrice si 0,15...0,3 pentru elemente flexibile de tip inel'
'cilindric cu doua zone danturate. '];
```

```
infl_2 = uicontrol('Style','text','String',text,...
    'Position',[50 60 400 300],'BackgroundColor','w','HorizontalAlignment','left');
```

Modul de introducere date pentru analiza cu elemente finite : elf_men

% Initializare variabile

```
global beta beta_rad mR1 mR2 mR3 mCYE XP1 YP1 XP2 YP2 for_tan for_def
nume_graf;
```

% Handle

```
global eE1_2 eE2_2 eE3_2 eE4_2 eE5_2 eE6_2;
```

```
% Constante
```

```
% Specificare geometrie
```

```
beta = 25;
mR1r = 25;
mR2r = 24;
mR3r = 10;
```

```
% Specificare incarcari
```

```
for_tan = '-100000';
for_def = '1000000';
```

```
inter_elf_men = figure('Name','Tensiuni si deformatii in elementul flexibil',...
    'NumberTitle','off','MenuBar','none');
```

```
% E. Parmetrii geometrici
```

```
tE = uicontrol('Style','text','String','Parmetrii geometrici',...
    'Position',[60 400 200 15],'HorizontalAlignment','left');
```

```
% E1. Raza exterioara corp element flexibil
```

```
eE1_1 = uicontrol('Style','text','String','Raza exterioara corp element flexibil
[mm]',...
    'Position',[60 380 200 15],'HorizontalAlignment','left');
eE1_2 = uicontrol('Style','Edit','String',mR1,...
    'Position',[60 360 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','meE1');
```

```
% E2. Raza interioara corp element flexibil
```

```
eE2_1 = uicontrol('Style','text','String','Raza interioara corp element flexibil
[mm]',...
    'Position',[60 340 200 15],'HorizontalAlignment','left');
eE2_2 = uicontrol('Style','Edit','String',mR2,...
    'Position',[60 320 200 20],'BackgroundColor','w','Callback','meE2');
```

```
% E3. Raza rolei element deformatator
```

```
eE3_1 = uicontrol('Style','text','String','Raza rolei element deformatator [mm]',...
    'Position',[60 280 200 15],'HorizontalAlignment','left');
```

```
'Position', [60 300 200 15], 'HorizontalAlignment', 'left');
eE3_2 = uicontrol('Style', 'Edit', 'String', mR3,...
'Position', [60 280 200 20], 'BackgroundColor', 'w', 'Callback', 'meE3');
```

% E4. Unghiul de actiune al rozelor deformatoalului

```
eE4_1 = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Unghiul de actiune al rozelor [grade]',...
'Position', [60 260 200 15], 'HorizontalAlignment', 'left');
eE4_2 = uicontrol('Style', 'Edit', 'String', beta,...
'Position', [60 240 200 20], 'BackgroundColor', 'w', 'Callback', 'meE4');
```

% E5. Forta de deformare a elementului flexibil

```
eE5_1 = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Forta de deformare [N]',...
'Position', [60 220 200 15], 'HorizontalAlignment', 'left');
eE5_2 = uicontrol('Style', 'Edit', 'String', for_def,...
'Position', [60 200 200 20], 'BackgroundColor', 'w', 'Callback', 'meE5');
```

% E6. Forta tangentiala

```
eE6_1 = uicontrol('Style', 'text', 'String', 'Forta tangentiala [N]',...
'Position', [60 180 200 15], 'HorizontalAlignment', 'left');
eE6_2 = uicontrol('Style', 'Edit', 'String', for_tan,...
'Position', [60 160 200 20], 'BackgroundColor', 'w', 'Callback', 'meE6');
```

% E7. Informatii asupra parametrilor geometrici

```
bE7 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Informatii parametri geometrici',...
'Position', [60 120 200 20], 'Callback', 'mbE7');
```

% E8. Schita explicativa

```
bE8 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Schita explicativa',...
'Position', [60 80 200 20], 'Callback', 'mbE8');
```

% F. Rezultate analiza cu elemente finite

% F1. Rezultate analiza cu elemente finite

```
%bF1 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Raport',...
```

```
% 'Position', [290 360 200 20], 'Callback', 'mbF1');

% F2. Graficul deplasariilor pe directia x

bF2 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Graficul deplasariilor pe directia x',...
    'Position', [290 320 200 20], 'Callback', 'mbF2');

% F1. Graficul deplasariilor pe directia y

bF3 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Graficul deplasariilor pe directia y',...
    'Position', [290 280 200 20], 'Callback', 'mbF3');

% F4. Grafic sigma 1

bF4 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Grafic sigma 1',...
    'Position', [290 240 200 20], 'Callback', 'mbF4');

% F5. Grafic sigma 2

bF5 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Grafic sigma 2',...
    'Position', [290 200 200 20], 'Callback', 'mbF5');

% F6. Grafic sigma 3

bF6 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Grafic sigma 3',...
    'Position', [290 160 200 20], 'Callback', 'mbF6');

% F7. Stare de tensiuni in planul xy

bF7 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Stare de tensiuni in planul xy',...
    'Position', [290 120 200 20], 'Callback', 'mbF7');

% F8. Grafic Tresca

bF8 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Grafic Tresca',...
    'Position', [290 80 200 20], 'Callback', 'mbF8');

% F9. Grafic Von Mises

bF9 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Grafic Von Mises',...
    'Position', [290 40 200 20], 'Callback', 'mbF9');
```

```
% Buton de iesire
```

```
bG1 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Iesire',...
    'Position', [480 10 70 20], 'Callback', 'delete(inter_elf_men)');
```

```
set(eE1_2,'String',mR1r);
set(eE2_2,'String',mR2r);
set(eE3_2,'String',mR3r);
set(eE4_2,'String',beta);
set(eE5_2,'String',for_def);
set(eE6_2,'String',for_tan);
```

Modul principal de calcul cu elemente finite : elf_princ

```
% Apelare modul de definire ai parametrilor geometrici
```

```
elf_par;
```

```
% Apelare modul de calcul cu elemente finite
```

```
elf_sol_bas;
```

```
% Apelare modul de alisare grafica a rezultatelor modelarii
```

```
% nume_graf = 'dy'; % 's1' 's2' 's3' 'vm' 'tr' 'xy' 'dx' 'dy'
```

```
if nume_graf == 's1'
    graf_s1
elseif nume_graf == 's2'
    graf_s2
elseif nume_graf == 's3'
    graf_s3
elseif nume_graf == 'vm'
    graf_vonmises
elseif nume_graf == 'tr'
    graf_tresca;
elseif nume_graf == 'xy'
```

```

    graf_sxy
elseif nume_graf == 'dx'
    graf_depl_x
elseif nume_graf == 'dy'
    graf_depl_y
end

```

Parametrii modelarii cu elemente finite : elf_par

% Calcul parametrii geometrice ai modelului

```

beta_rad = pi/180*beta;
mR1 = mR1r/1000;
mR2 = mR2r/1000;
mR3 = mR3r/1000;
mCYE = mR2-mR3;
XP1 = mR1*sin(beta_rad);
YP1 = mR1*cos(beta_rad);
XP2 = XP1;
YP2 = YP1;

```

Modul de calcul cu elemente finite : elf_sol_bas

flclear sme

```

clear vrsn;
vrsn.name='FEMLAB 2.2';
vrsn.major=0;
vrsn.build=125;
vrsn.rcs='$Name: $';
vrsn.date='$Date: 2001/09/27 17:37:13 $';
sme.version=vrsn;

```

% Application mode

```

clear appl
appl.mode='flsmepn("curr_linearity", 1, "material", 1, "temp", 1);
sme.appl=appl;

```

% Number of global variables

```

sme.nv=2;

```



```
% Rayleigh damping coefficients
```

```
sme.al=1;
sme.be=0.001;
```

```
% Damping for frequency response analys
```

```
modal.damp='modal';
modal.ratio=0.029999999999999999;
sme.modal=modal;
clear s c p
p=[-mR1 -mR1 -mR1 -mR2 -mR2 -mR2 0 0 0 0 mR2 mR2 mR2 mR1 mR1
mR1;...
-mR1 0 mR1 -mR2 0 mR2 -mR1 -mR2 mR2 mR1 -mR2 0 mR2 -mR1 0
mR1];
rb={ [2 5 7 8 9 10 12 15],zeros(2,0),[2 2 5 5 7 8 9 10;1 3 4 6 14 11 13 16;7 ...
10 8 9 15 12 12 15],zeros(4,0)};
wt={zeros(1,0),zeros(2,0),[1 1 1 1 1 1 1 1;0.70710678118654746 ...
0.70710678118654746 0.70710678118654746 0.70710678118654746 ...
0.70710678118654746 0.70710678118654746 0.70710678118654746 ...
0.70710678118654746;1 1 1 1 1 1 1 1],zeros(4,0)};
lr={ [NaN NaN NaN NaN NaN NaN NaN NaN],zeros(2,0),[1 0 0 1 1 0 1 0;0 1 1 0 0
...
1 0 1],zeros(2,0)};
CO1=solid2(p,rb,wt,lr);
E1=ellip2(0, mCYE, mR3, mR3, 0);
E2=ellip2(0,-mCYE, mR3, mR3, 0);
objs={CO1,E1,E2};
names={'CO1','E1','E2'};
s.objs=objs;
s.name=names;

objs={};
names={};
c.objs=objs;
c.name=names;

PT1=point2(XP1, YP1);
PT2=point2(-XP2, YP2);

objs={PT1,PT2};
names={'PT1','PT2'};
p.objs=objs;
```

```

p.name=names;

drawstruct=struct('s','s','c','c','p',p);
sme.draw=drawstruct;
sme.geom=geomcsg(sme);

% Recorded command sequence

% Initialize mesh
sme.mesh=gridinit(sme,...
    'el',  {{elpnt3 1:3 } },...
    'jiggle', 'mean',...
    'Hgrad', 1.3,...
    'Hcurve', 0.33333333333333331);

% Define variables
sme.variables={};

% Loadcases
clear loadcase
loadcase.load{1}{1}.dt=1;
loadcase.load{1}{1}.n=5;

% Forta tangentiala - tronson P1
% loadcase.load{1}{1}.L{1}='-10000';
loadcase.load{1}{1}.L{1}= for_tan;

loadcase.load{1}{1}.L{2}='0';
loadcase.load{1}{1}.Q='0';
loadcase.load{1}{1}.coord='local';
loadcase.load{1}{2}.dt=1;
loadcase.load{1}{2}.n=17;

% Forta tangentiala - tronson P2
% loadcase.load{1}{2}.L{1}='-10000';
loadcase.load{1}{2}.L{1}= for_tan;

loadcase.load{1}{2}.L{2}='0';
loadcase.load{1}{2}.Q='0';
loadcase.load{1}{2}.coord='local';

```

```

loadcase.load{1}{3}.dt=2;
loadcase.load{1}{3}.n=3;
loadcase.load{1}{3}.L{1}='0';

% Forta deformatoare
% loadcase.load{1}{3}.L{2}='100000';
loadcase.load{1}{3}.L{2}= for_def;

loadcase.load{1}{3}.Q='0';
loadcase.constr{1}.dt=2;
loadcase.constr{1}.n=2;
loadcase.constr{1}.i=0;
loadcase.constr{1}.H{1,1}='1';
loadcase.constr{1}.H{1,2}='0';
loadcase.constr{1}.H{2,1}='0';
loadcase.constr{1}.H{2,2}='1';
loadcase.constr{1}.R{1,1}='0';
loadcase.constr{1}.R{2,1}='0';
loadcase.constr{2}.dt=2;
loadcase.constr{2}.n=3;
loadcase.constr{2}.i=0;
loadcase.constr{2}.H{1}='1';
loadcase.constr{2}.R{1}='0';
loadcase.mater1{1}.t='1';
loadcase.mater1{1}.E='200e9';
loadcase.mater1{1}.nu='0.33';
loadcase.mater1{1}.rho='7850';
loadcase.mater1{1}.H='10e9';
loadcase.mater1{1}.s0='500e6';
loadcase.mater1{1}.k='55';
loadcase.mater1{1}.al='12e-6';
loadcase.mater1{1}.h='0';
loadcase.mater1{1}.name='Structural steel';
loadcase.mater1{1}.n=1:18;
loadcase.mater2{1}.t='1';
loadcase.mater2{1}.E='200e9';
loadcase.mater2{1}.nu='0.33';
loadcase.mater2{1}.rho='7850';
loadcase.mater2{1}.H='10e9';
loadcase.mater2{1}.s0='500e6';
loadcase.mater2{1}.k='55';
loadcase.mater2{1}.al='12e-6';

```

```

loadcase.mater2{1}.h='0';
loadcase.mater2{1}.name='Structural steel';
loadcase.mater2{1}.n=1:3;
loadcase.prop{1}.A='2124*1E-6';
loadcase.prop{1}.I='3.492*1E-6';
loadcase.prop{1}.K='4.83e-006';
loadcase.prop{1}.Sf='1.2';
loadcase.prop{1}.z1='48*1E-3';
loadcase.prop{1}.z2='48*1E-3';
loadcase.prop{1}.name='HEA 100';
loadcase.prop{1}.n=1:18;
loadcase.init={};
sme.case=loadcase;

```

```

% Current loadcase
sme.loadcase=1;

```

```

% Extend element grid
sme.mesh=gridextend(sme);

```

```

% Expand problem data
sme.expand=smeexpand(sme,...
    'loadstep',1,...
    'context','local');

```

```

% Assemble and Solve linear static problem
sme.sol=smeassem(sme,...
    'temp', 'off',...
    'method', 'eliminate',...
    'out', {'sol'},...
    'expand', 'off',...
    'context','local');

```

Modul de afisare : graf_depl_x

```

% Graficul deplasariilor pe directia x
figure;
smeplot(sme,...
    'context','local',...
    'variables',sme.variables,...
    'tridata',{'u','smooth','on'},...
    'trifacestyle','interp',...

```

```

'triedgestyle','none',...
'trimap', 'jet',...
'trimaxmin','off',...
'tribar', 'on',...
'geom', 'on',...
'solnum', 1,...
'title', 'Deplasare u',...
'renderer','zbuffer')

```

Modul de afisare a rezultatelor dimensionarii : rez_dim

```

f1_J = figure('Name','Modelarea transmisiei armonice',...
'NumberTitle','off','MenuBar','none','Position', [200 250 300 250]);

```

```

% Iesire

```

```

fb_J_1_7 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Iesire',...
'Position', [100 5 100 20], 'Callback', 'delete(f1_J));

```

```

% Text informativ

```

```

text1 = strcat('Diametrul exterior element flexibil : ',num2str(d_ef),' mm');
text2 = strcat('Diametrul interior element flexibil : ',num2str(d_if),' mm');
text3 = strcat('Diametrul exterior element rigid : ',num2str(d_er),' mm');
text4 = strcat('Diametrul interior element rigid : ',num2str(d_ir),' mm');
text5 = strcat('Modulul danturii : ',num2str(m_ales),'mm');
text6 = strcat('Numar de dinti element flexibil : ',num2str(z_f));
text7 = strcat('Numar de dinti element rigid : ',num2str(z_r));
text8 = strcat('Deplasare dantura element flexibil : ',num2str(csi_f),' mm');
text9 = strcat('Deplasare dantura element rigid : ',num2str(csi_r),' mm');

```

```

inf1_J = uicontrol('Style', 'text', 'String', text1,...
'Position', [30 200 240 20], 'HorizontalAlignment','left');
inf2_J = uicontrol('Style', 'text', 'String', text2,...
'Position', [30 180 240 20], 'HorizontalAlignment','left');
inf3_J = uicontrol('Style', 'text', 'String', text3,...
'Position', [30 160 240 20], 'HorizontalAlignment','left');
inf4_J = uicontrol('Style', 'text', 'String', text4,...
'Position', [30 140 240 20], 'HorizontalAlignment','left');
inf5_J = uicontrol('Style', 'text', 'String', text5,...

```

```

'Position', [30 120 240 20], 'HorizontalAlignment','left');
inf6_J = uicontrol('Style', 'text', 'String', text6,...
'Position', [30 100 240 20], 'HorizontalAlignment','left');
inf7_J = uicontrol('Style', 'text', 'String', text7,...
'Position', [30 80 240 20], 'HorizontalAlignment','left');
inf8_J = uicontrol('Style', 'text', 'String', text8,...
'Position', [30 60 240 20], 'HorizontalAlignment','left');
inf9_J = uicontrol('Style', 'text', 'String', text9,...
'Position', [30 40 240 20], 'HorizontalAlignment','left');

```

Modul de afisare rezultate ale verificarii la oboseala : ver_obo

```
% Initializare variabile
```

```
%global ;
```

```
f1_H = figure('Name','Modelarea transmisiei armonice',...
'NumberTitle','off','MenuBar','none','Position', [200 250 300 250]);
```

```
% Iesire
```

```
fb_H_1_7 = uicontrol('Style', 'pushbutton', 'String', 'Iesire',...
'Position', [100 5 100 20], 'Callback', 'delete(f1_H)');
```

```
% Text informativ
```

```
text1 = strcat('Tau efectiv : ',num2str(tau_ef));
text2 = strcat('Tau admisibil : ',num2str(tau_admis));
```

```
inf1_H = uicontrol('Style', 'text', 'String', text1,...
'Position', [30 55 240 20], 'HorizontalAlignment','left');
inf2_H = uicontrol('Style', 'text', 'String', text2,...
'Position', [30 85 240 20], 'HorizontalAlignment','left');
```

Program de calcul și afișare a elementului flexibil și rigid

Date privind nodurile de frontieră

```

% mesh.bd{i}.n =
nbdn - Numarul punctelor nodale ale unui element de frontiera "i"
nbel - Numarul de elemente pe un segment al frontierei.
Indicii coloanelor matricii mesh.p pentru nodurile de pe segmentul de
frontiera "i".

% Incarcare date
clear all
load date_model;
% Setare axe, initializare grafic
set(gca,'DataAspectRatio',[1 1 1]);
mesh = mesh_flex;
sol = sol_flex;
[nr_lin,nr_pct] = size(mesh.p);
x_def = sol.u(1:nr_pct,1);
y_def = sol.u(nr_pct+1:nr_pct*2,1);
media_y = max(sol.u(nr_pct+1:nr_pct*2,1))/2;
hold on
plot(0,0,'k.')
% Selectare noduri de frontiera
% Element flexibil nedeformat
%mesh = mesh_flex;
%i_max = length(mesh.bd);
%for i = 1:i_max
% meshbdn12 = [mesh.bd{i}.n(1,:) mesh.bd{i}.n(2,:)];
% j_max = length(meshbdn12);

```

```

% for j = 1:j_max
%   x_border = mesh.p(1,meshbdn12(j));
%   y_border = mesh.p(2,meshbdn12(j));
%   hold on
%   plot(x_border,y_border,'b.')
% end
%end

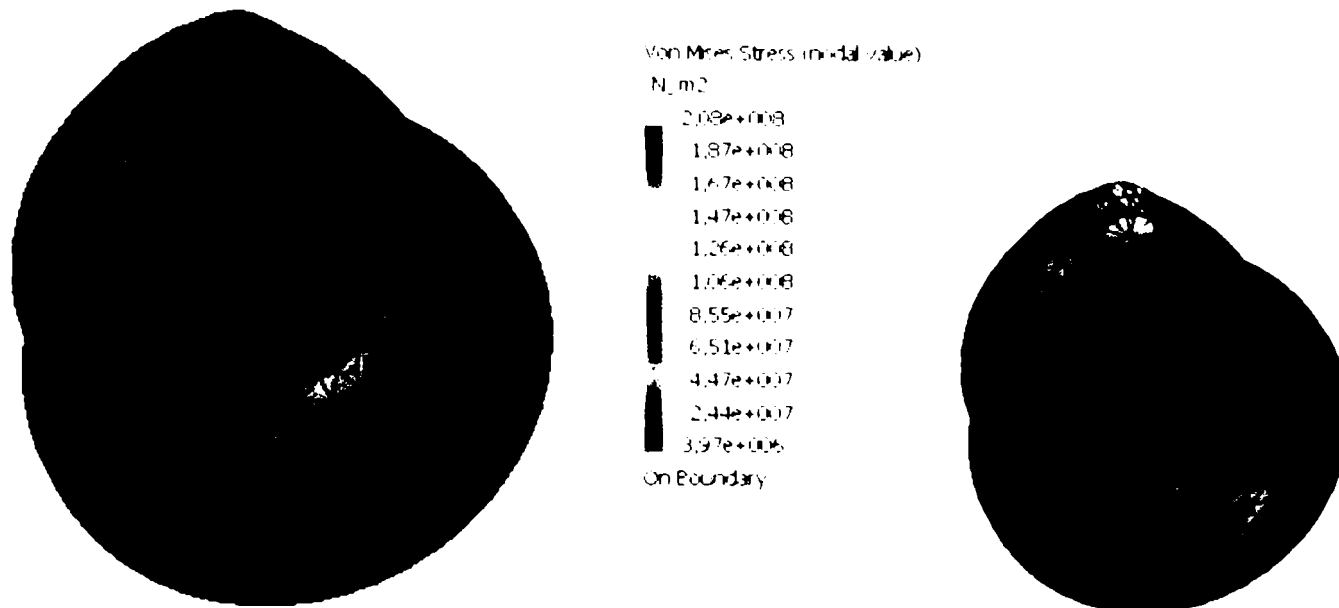
% Element rigid
mesh = mesh_rig;
i_max = length(mesh.bd);
for i = 1:i_max
    meshbdn12 = [mesh.bd{i}.n(1,:) mesh.bd{i}.n(2,:)];
    j_max = length(meshbdn12);
    for j = 1:j_max
        x_border = mesh.p(1,meshbdn12(j));
        y_border = mesh.p(2,meshbdn12(j));
        hold on
        plot(x_border,y_border,'k.')
    end
end

% Element flexibil deformat
mesh = mesh_flex;
sol = sol_flex;
i_max = length(mesh.bd);
for i = 1:i_max
    meshbdn12 = [mesh.bd{i}.n(1,:) mesh.bd{i}.n(2,:)];
    j_max = length(meshbdn12);
    for j = 1:j_max

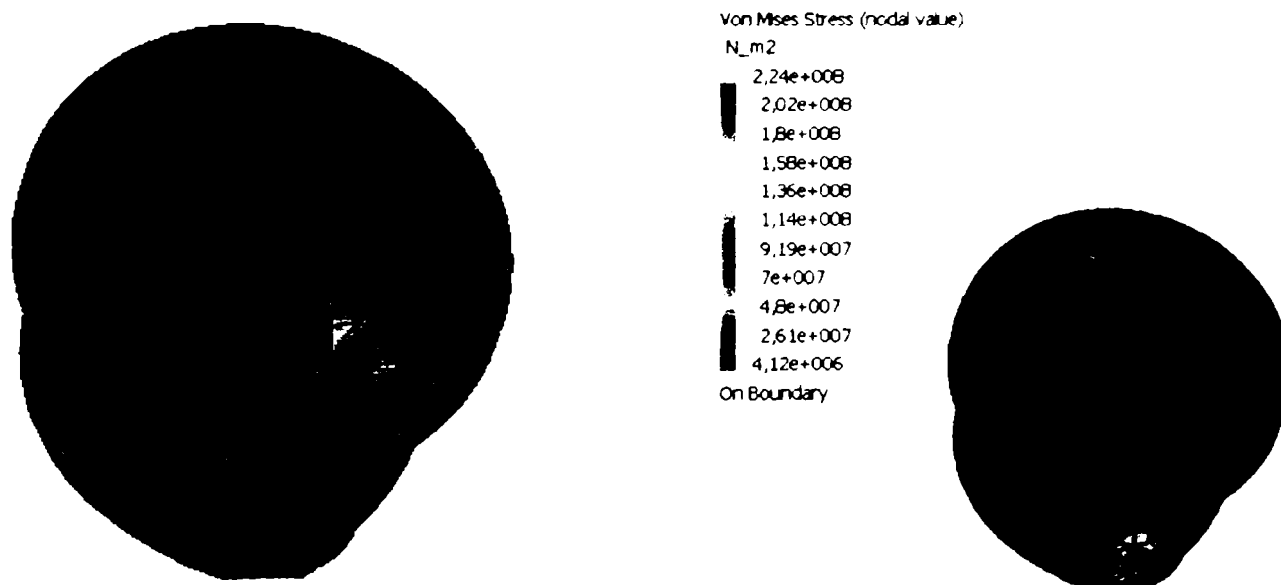
```



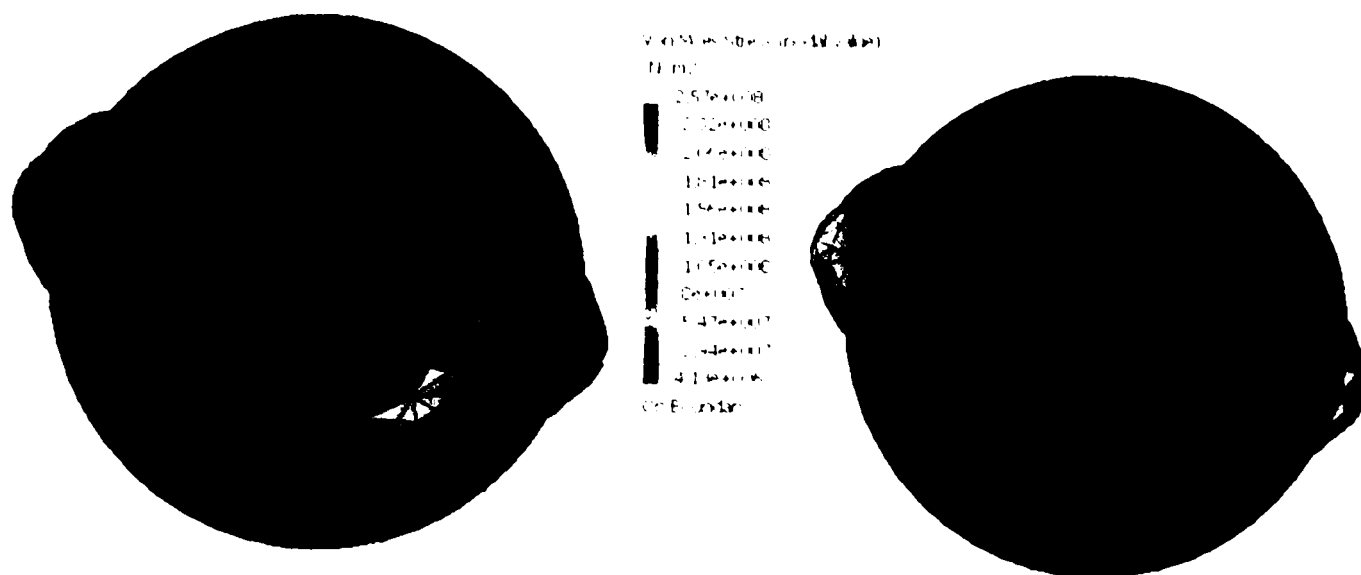
```
x_border = mesh.p(1,meshbdn12(j)) + x_def(meshbdn12(j));  
y_border = mesh.p(2,meshbdn12(j)) + y_def(meshbdn12(j));  
hold on  
plot(x_border,y_border - media_y,'k.')  
end  
end
```



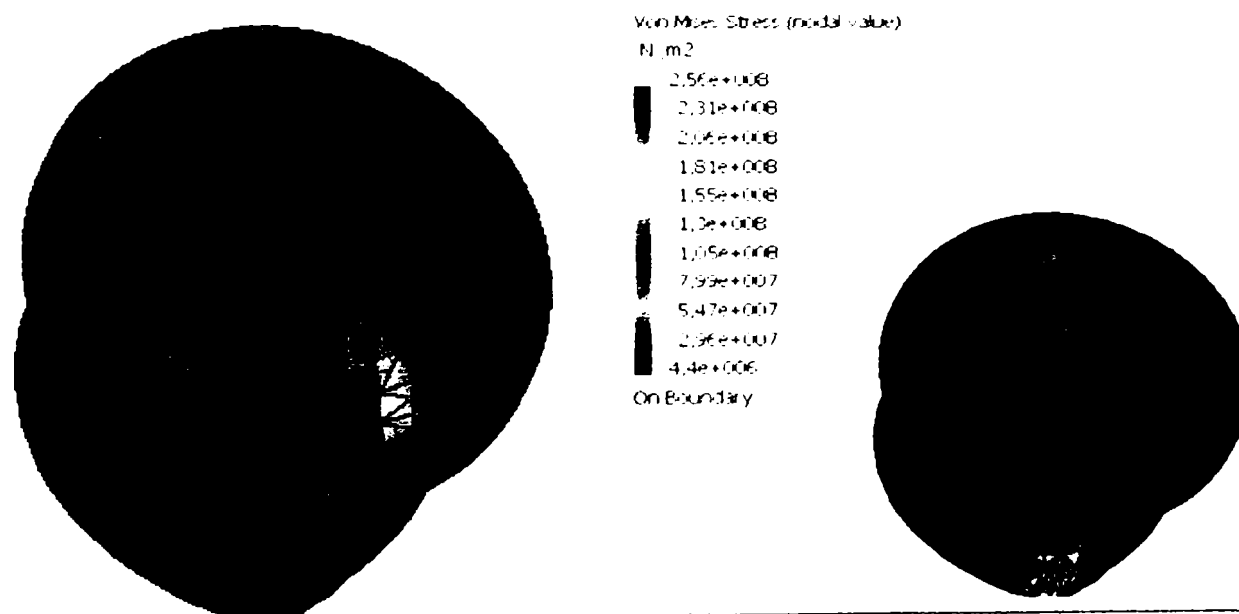
Parametru	Valoarea
Lungime	10
Diametru interior	28
Conicitate	0°
Numar de noduri	2100
Numar de elemente	6252
Numar grade de libertate	6300
Tensiune maxima (Von Misses)	2,07817e+008
Deplasare	0,042206



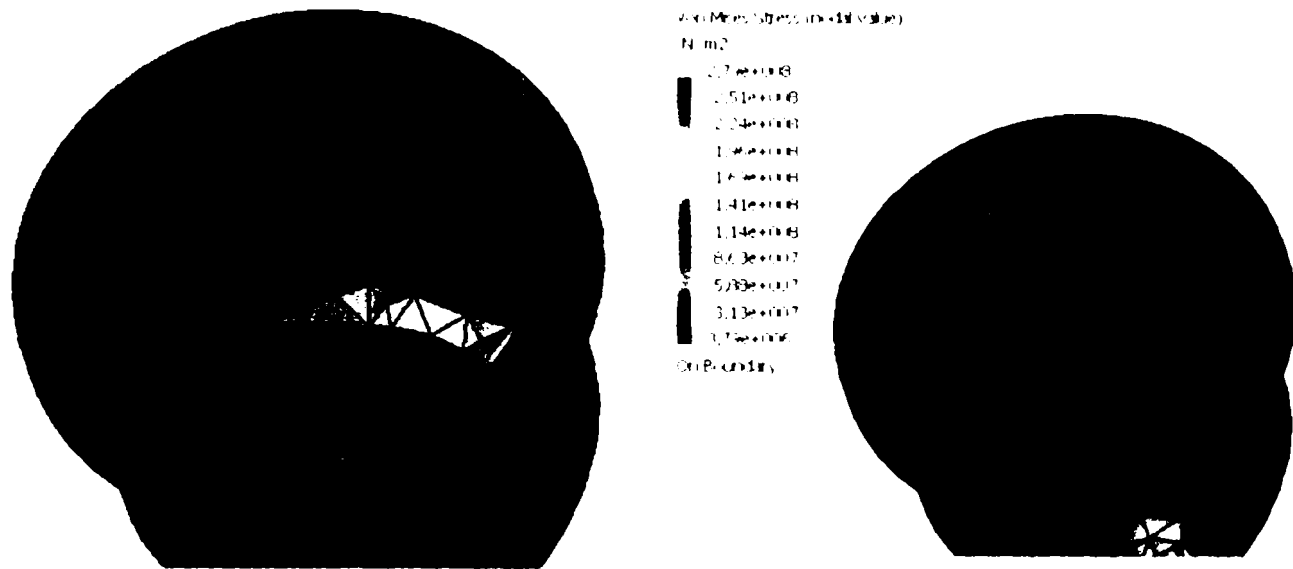
Parametru	Valoarea
Lungime	10
Diametru interior	28,1
Conicitate	0°
Numar de noduri	2118
Numar de elemente	6296
Numar grade de libertate	6354
Tensiune maxima (Von Misses)	2,23586e+008
Deplasare	0,0403636



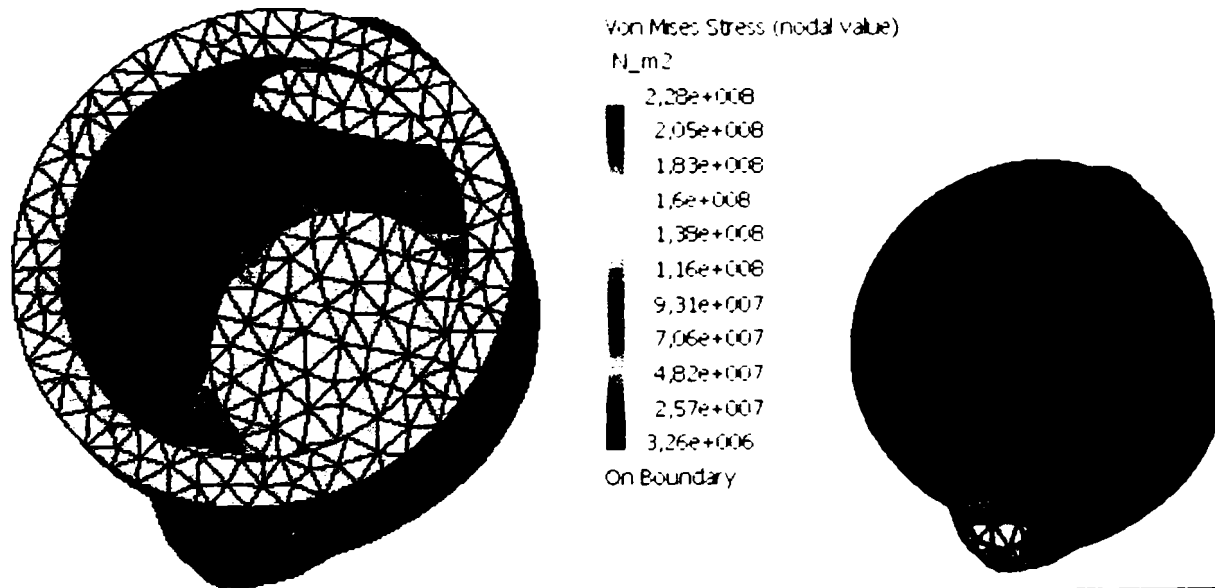
Parametru	Valoarea
Lungime	10
Diametru interior	28,2
Conicitate	0°
Numar de noduri	2194
Numar de elemente	6637
Numar grade de libertate	6582
Tensiune maxima (Von Misses)	2,56896e+008
Deplasare	0,0451243



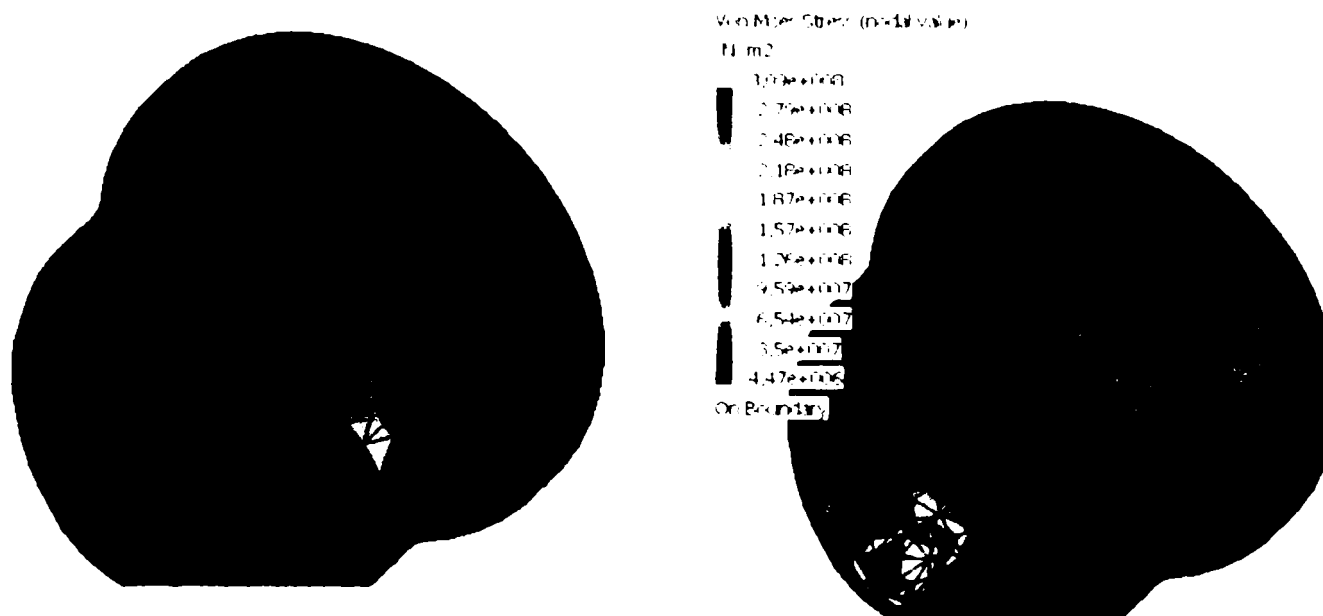
Parametru	Valoarea
Lungime	10
Diametru interior	28,3
Conicitate	0°
Numar de noduri	2336
Numar de elemente	6959
Numar grade de libertate	7008
Tensiune maxima (Von Misses)	2,56022e+008
Deplasare	0,047823



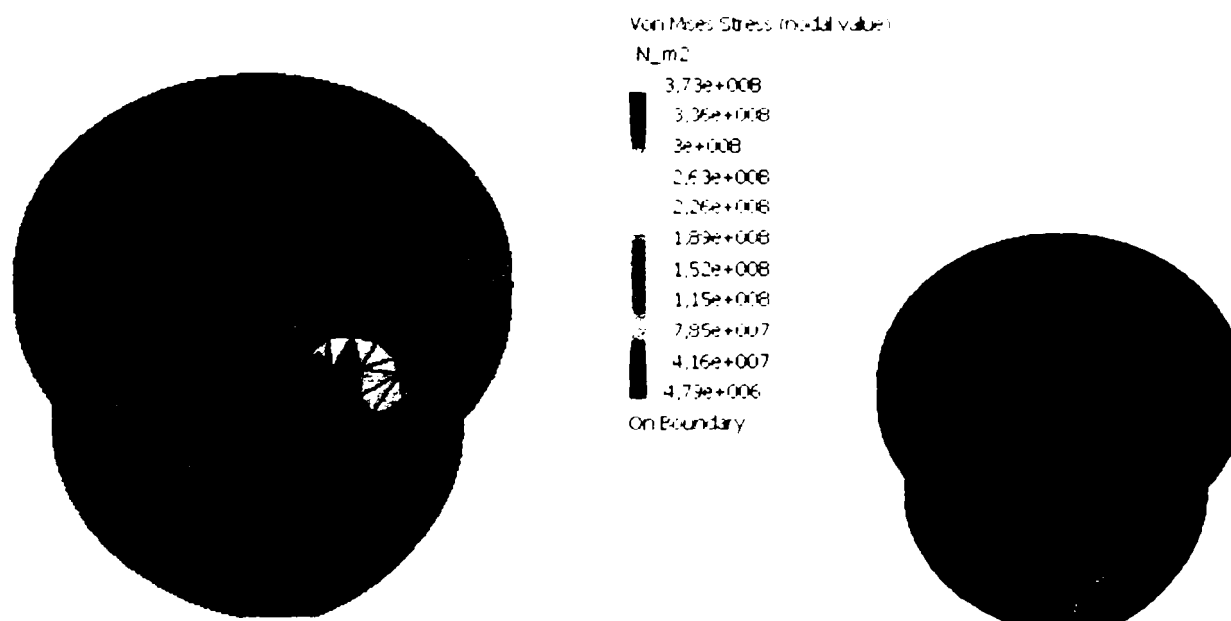
Parametru	Valoarea
Lungime	10
Diametru interior	28,4
Conicitate	0°
Numar de noduri	2303
Numar de elemente	6875
Numar grade de libertate	6909
Tensiune maxima (Von Misses)	2,78683e+008
Deplasare	0,052881



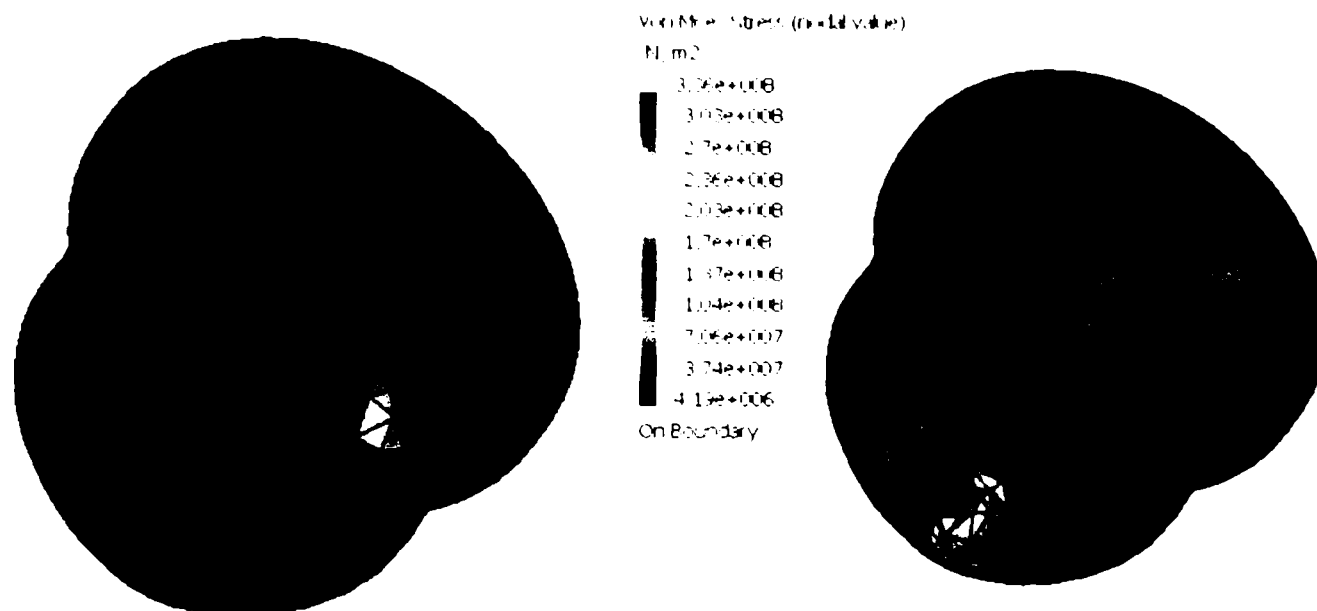
Parametru	Valoarea
Lungime	10
Diametru interior	28,5
Conicitate	0°
Numar de noduri	2056
Numar de elemente	6229
Numar grade de libertate	6168
Tensiune maxima (Von Misses)	2,27782e+008
Deplasare	0,0488841



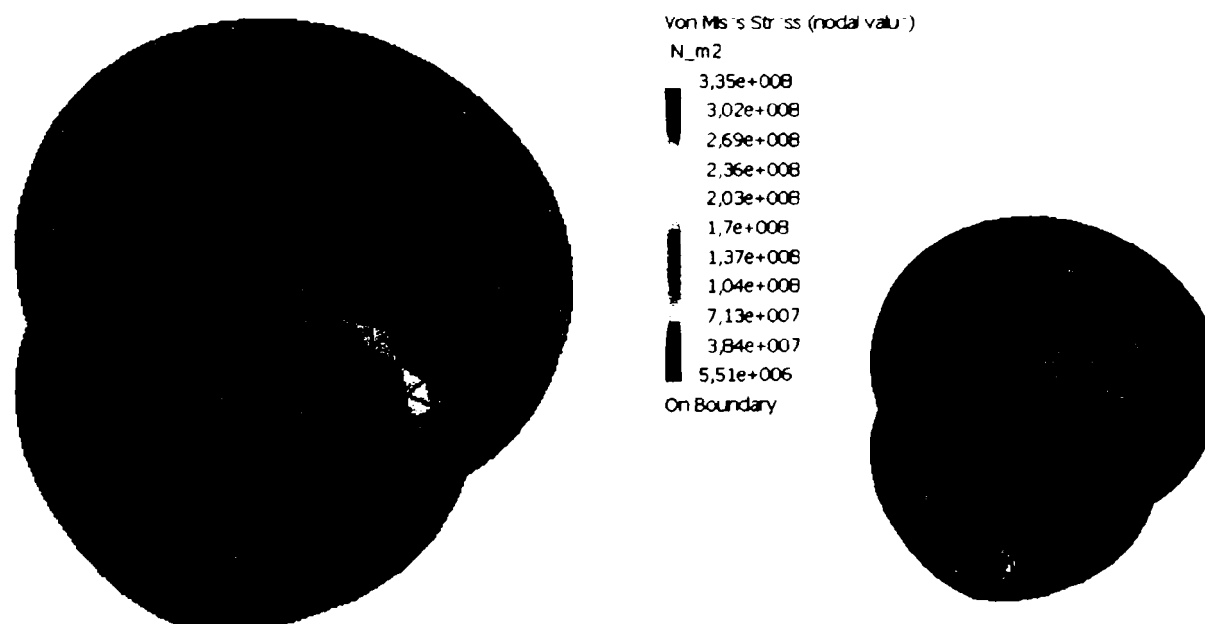
Parametru	Valoarea
Lungime	10
Diametru interior	28,6
Conicitate	0°
Numar de noduri	2335
Numar de elemente	6918
Numar grade de libertate	7005
Tensiune maxima (Von Misses)	3,09333e+008
Deplasare	0,0617806



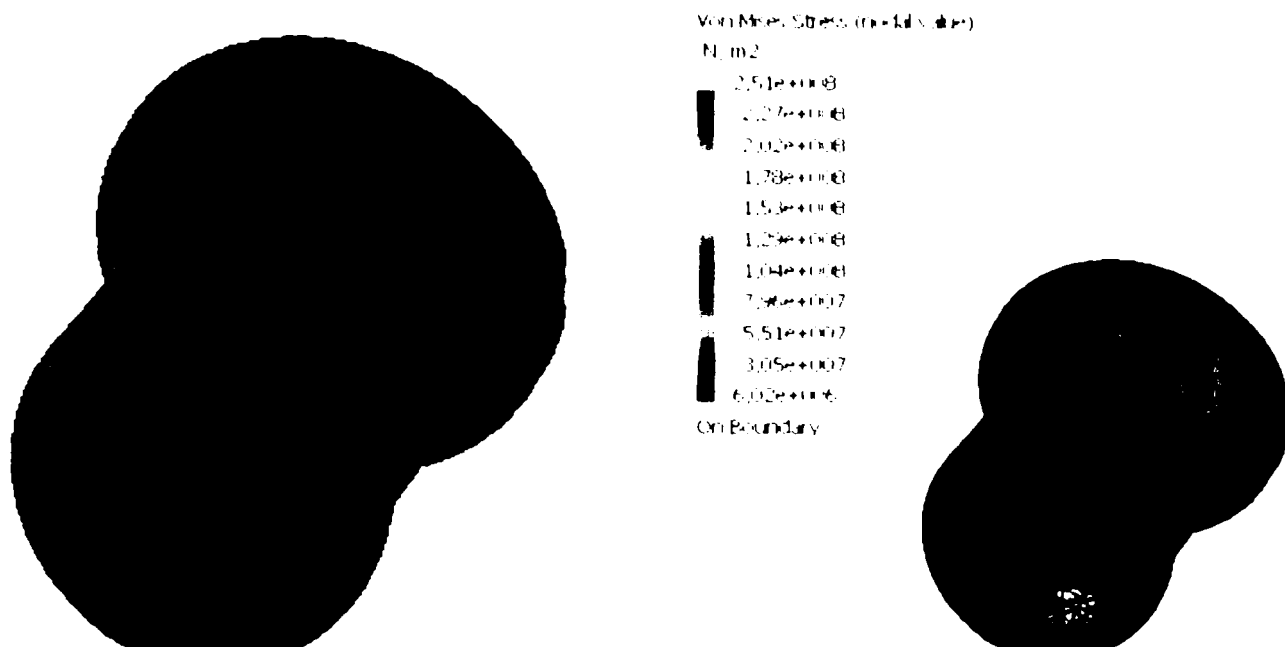
Parametru	Valoarea
Lungime	10
Diametru interior	28,7
Conicitate	0°
Numar de noduri	2345
Numar de elemente	6912
Numar grade de libertate	7035
Tensiune maxima (Von Misses)	3,73308e+008
Deplasare	0,0626146



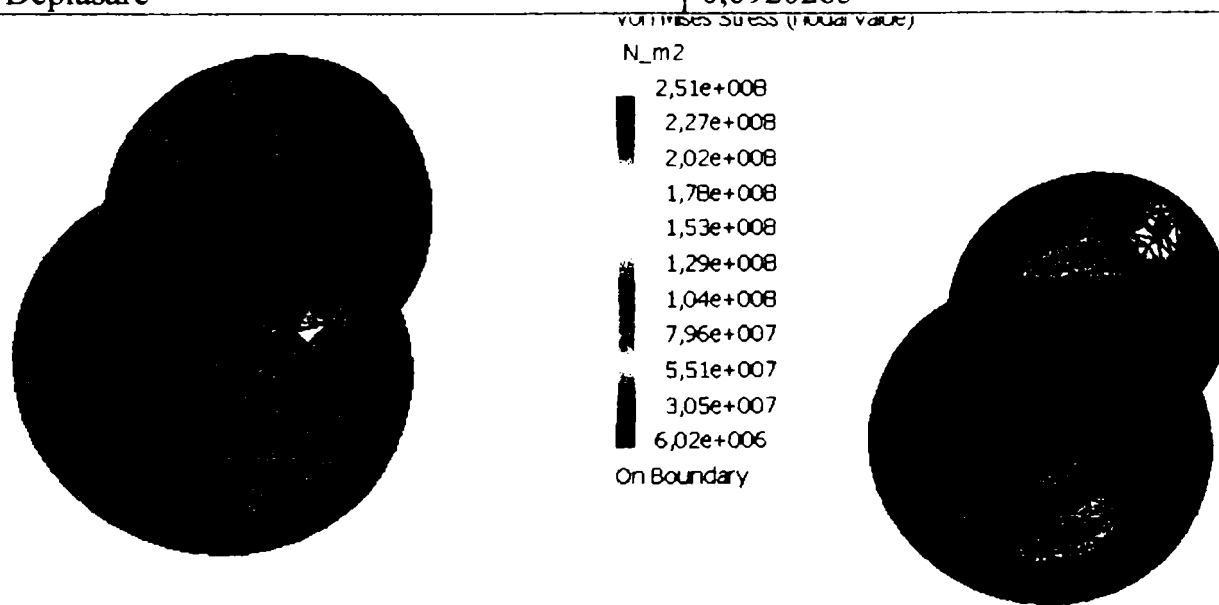
Parametru	Valoarea
Lungime	10
Diametru interior	28,8
Conicitate	0°
Numar de noduri	2630
Numar de elemente	7714
Numar grade de libertate	7890
Tensiune maxima (Von Misses)	3,35975e+008
Deplasare	0,0695066



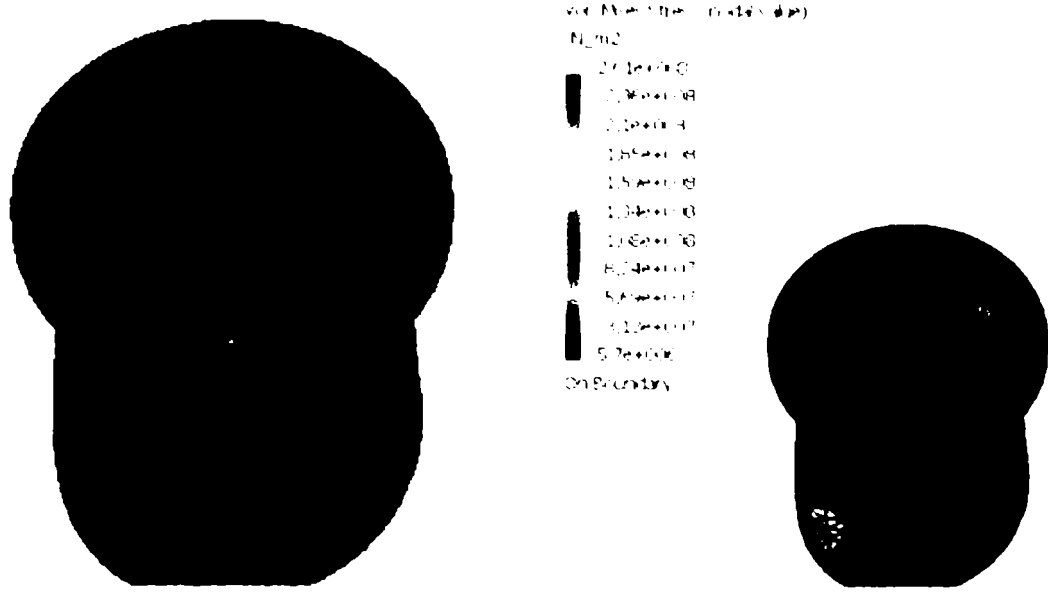
Parametru	Valoarea
Lungime	10
Diametru interior	28,9
Conicitate	0°
Numar de noduri	2816
Numar de elemente	8194
Numar grade de libertate	8448
Tensiune maxima (Von Misses)	3,34696e+008
Deplasare	0,0668223



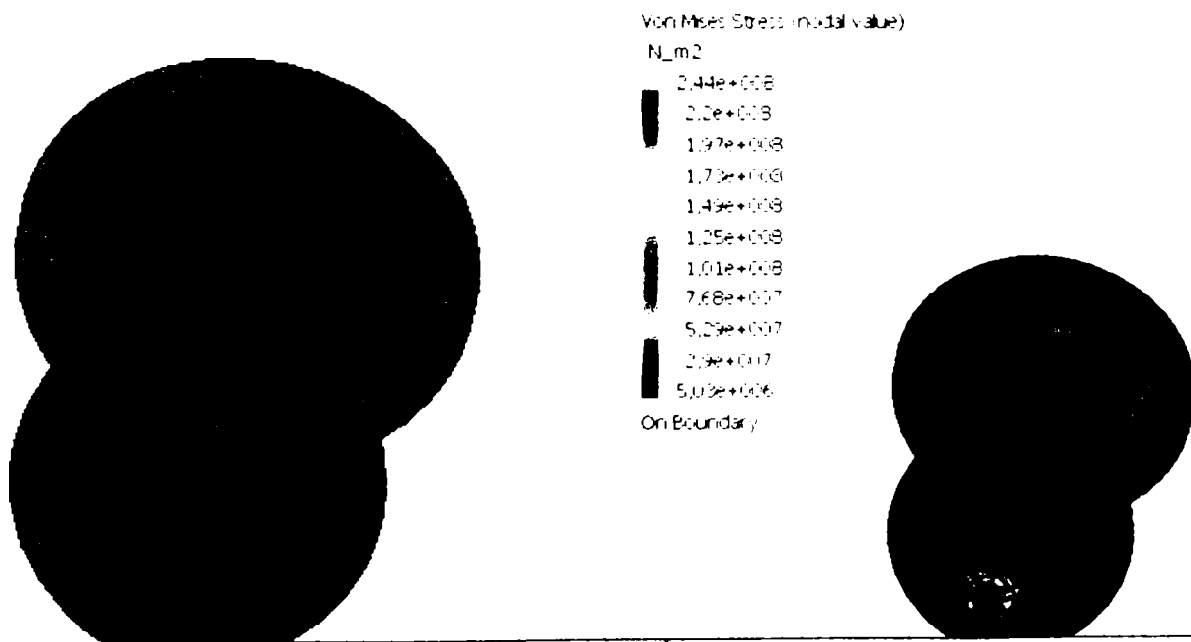
Parametru	Valoarea
Lungime	10
Diametru interior	29
Conicitate	0°
Numar de noduri	2276
Numar de elemente	6733
Numar grade de libertate	6828
Tensiune maxima (Von Misses)	3,28273e+008
Deplasare	0,0920265



Parametru	Valoarea
Lungime	25
Diametru interior	28
Conicitate	0°
Numar de noduri	2276
Numar de elemente	6733
Numar grade de libertate	6828
Tensiune maxima (Von Misses)	2,51243e+008
Deplasare	0,0585239



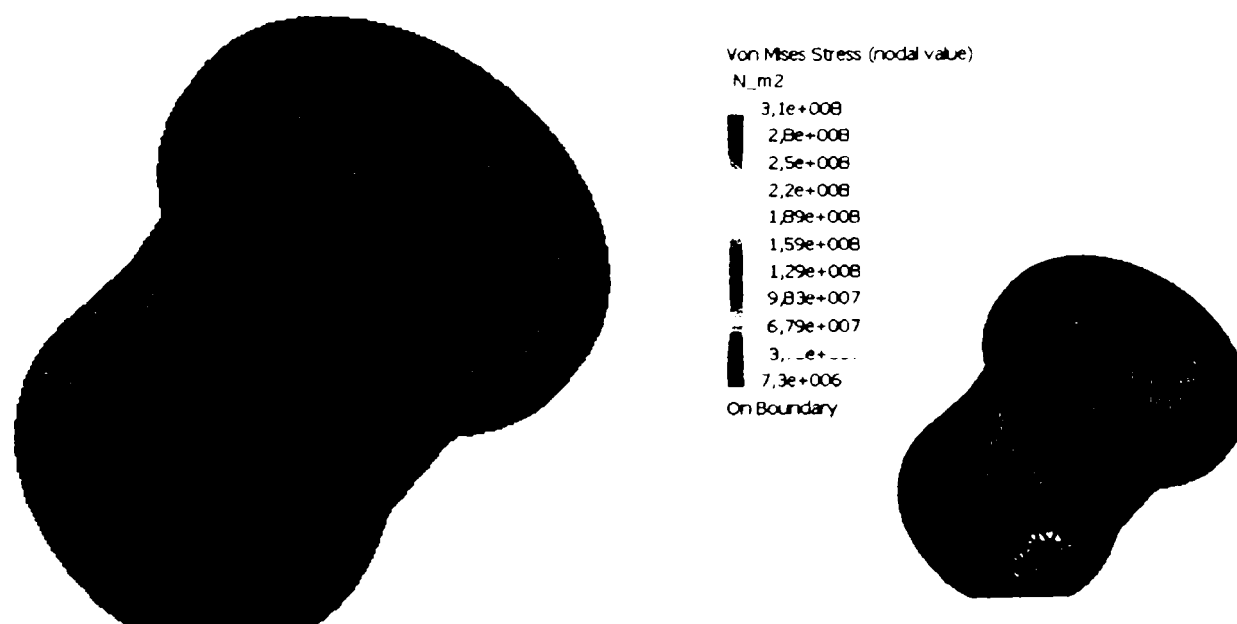
Parametru	Valoarea
Lungime	25
Diametru interior	28,1
Conicitate	0°
Numar de noduri	2276
Numar de elemente	6697
Numar grade de libertate	6828
Tensiune maxima (Von Misses)	2,61496e+008
Deplasare	0,0605392



Parametru	Valoarea
Lungime	25
Diametru interior	28,2
Conicitate	0°
Numar de noduri	2302
Numar de elemente	6771
Numar grade de libertate	6906
Tensiune maxima (Von Misses)	2,44409e+008
Deplasare	0,0665755



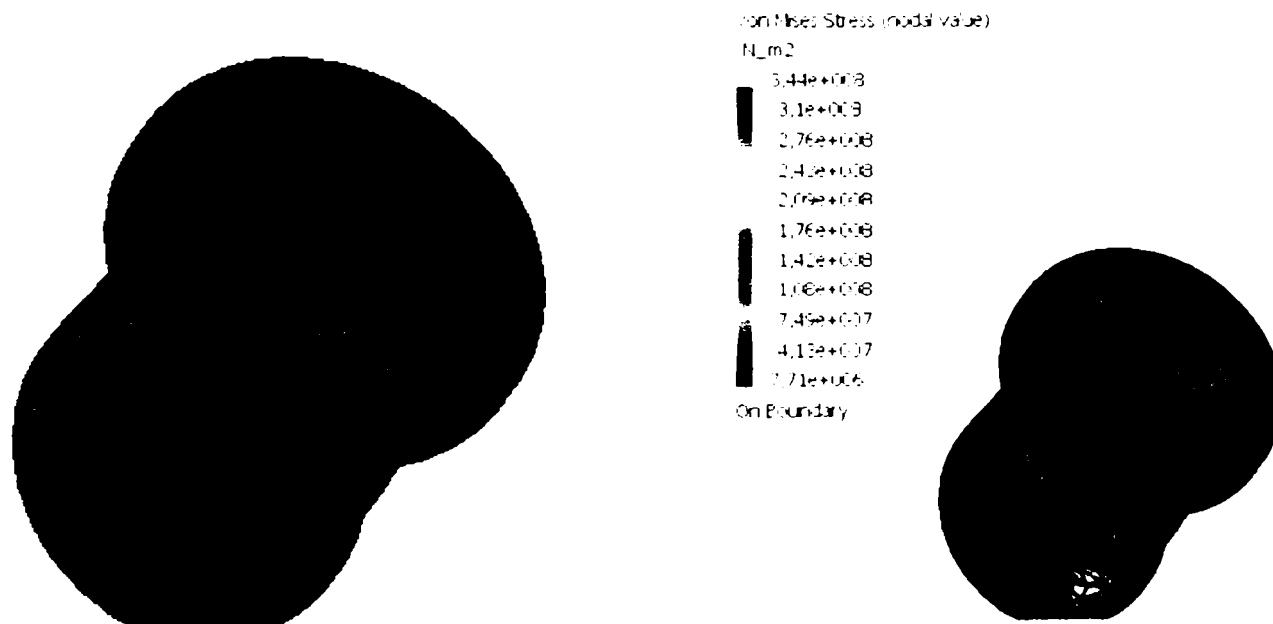
Parametru	Valoarea
Lungime	25
Diametru interior	28,3
Conicitate	0°
Numar de noduri	2423
Numar de elemente	7071
Numar grade de libertate	7269
Tensiune maxima (Von Misses)	2,76011e+008
Deplasare	0,0718115



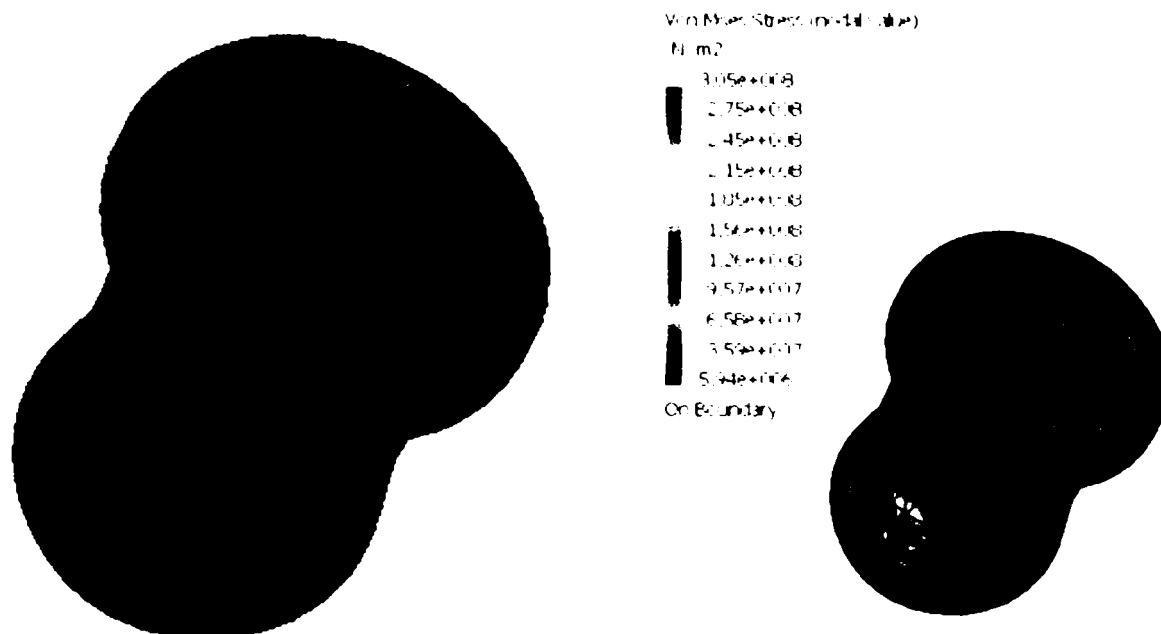
Parametru	Valoarea
Lungime	25
Diametru interior	28,4
Conicitate	0°
Numar de noduri	2383
Numar de elemente	6963
Numar grade de libertate	7149
Tensiune maxima (Von Misses)	3,1047e+008
Deplasare	0,0745776



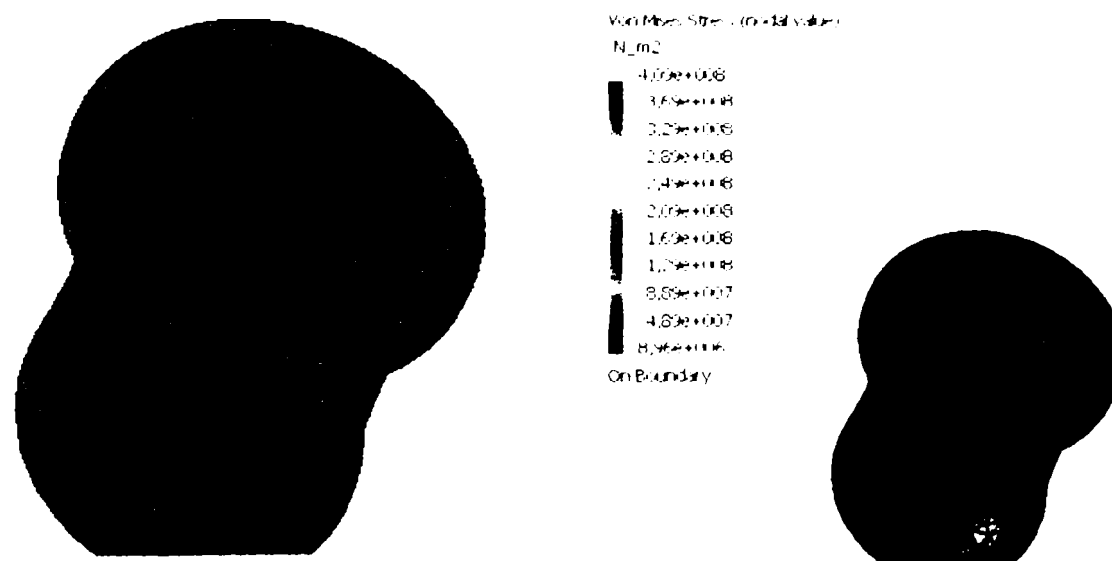
Parametru	Valoarea
Lungime	25
Diametru interior	28,5
Conicitate	0°
Numar de noduri	2277
Numar de elemente	6571
Numar grade de libertate	6831
Tensiune maxima (Von Misses)	3,11904e+008
Deplasare	0,0743582



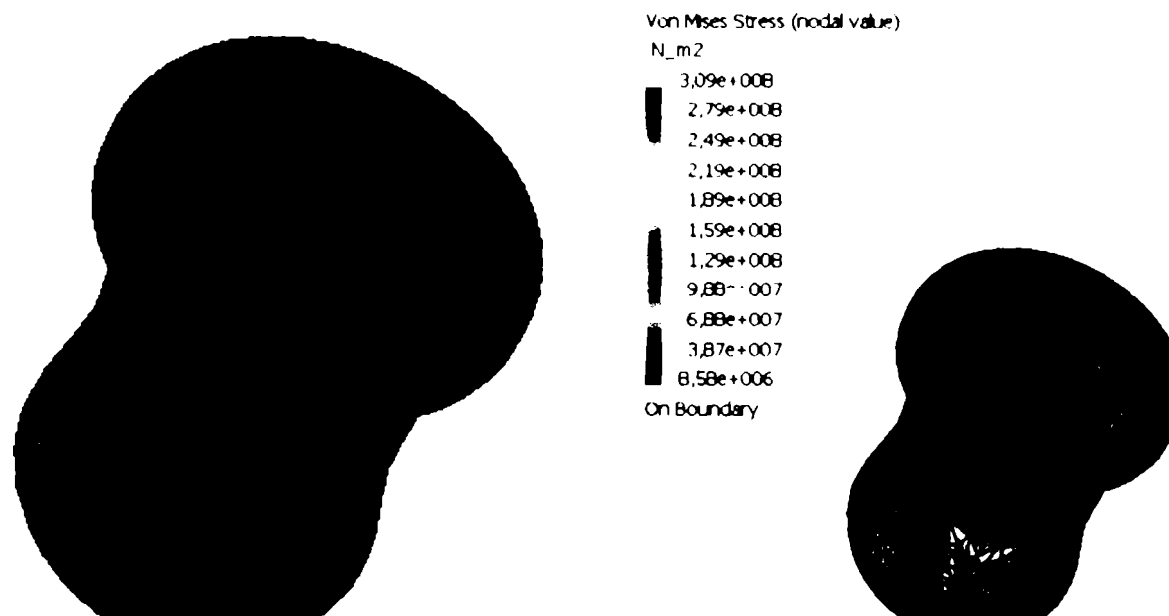
Parametru	Valoarea
Lungime	25
Diametru interior	28,6
Conicitate	0°
Numar de noduri	2301
Numar de elemente	6681
Numar grade de libertate	6903
Tensiune maxima (Von Misses)	3,43546e+008
Deplasare	0,0810191



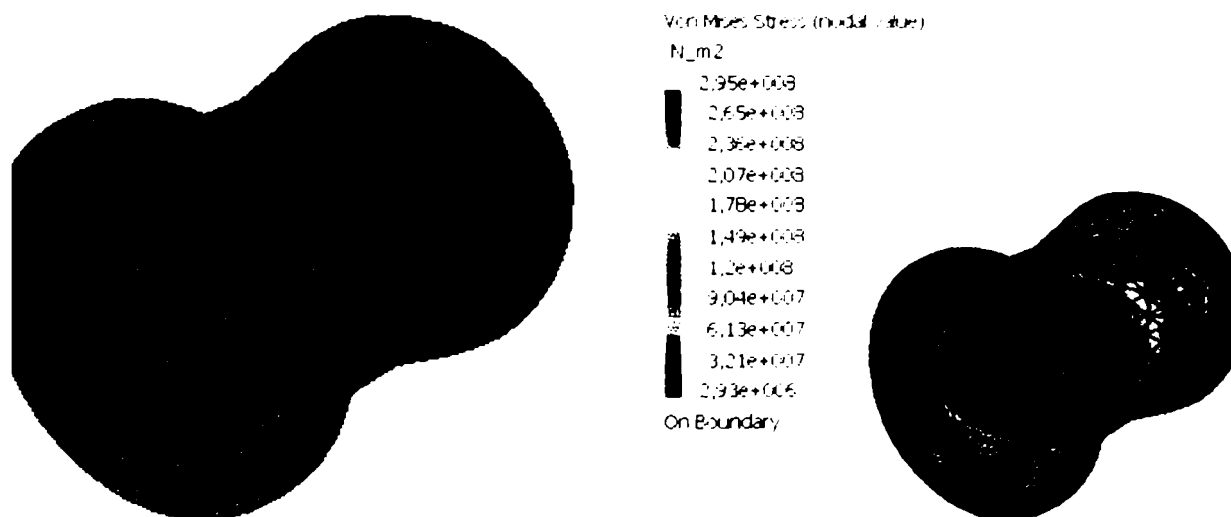
Parametru	Valoarea
Lungime	25
Diametru interior	28,7
Conicitate	0°
Numar de noduri	2448
Numar de elemente	7060
Numar grade de libertate	7344
Tensiune maxima (Von Misses)	3,05064e+008
Deplasare	0,0920707



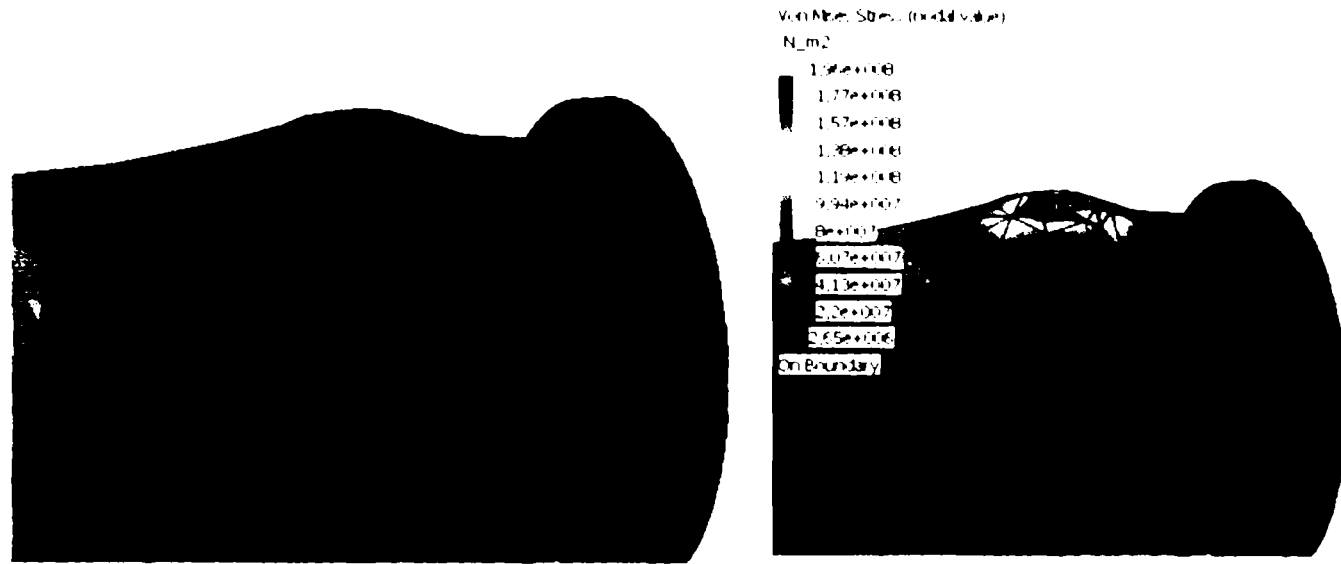
Parametru	Valoarea
Lungime	25
Diametru interior	28,8
Conicitate	0°
Numar de noduri	2825
Numar de elemente	8106
Numar grade de libertate	8475
Tensiune maxima (Von Misses)	4,0874e+008
Deplasare	0,105046



Parametru	Valoarea
Lungime	25
Diametru interior	28,9
Conicitate	0°
Numar de noduri	2815
Numar de elemente	8025
Numar grade de libertate	8445
Tensiune maxima (Von Misses)	3,09471e+008
Deplasare	0,0955522



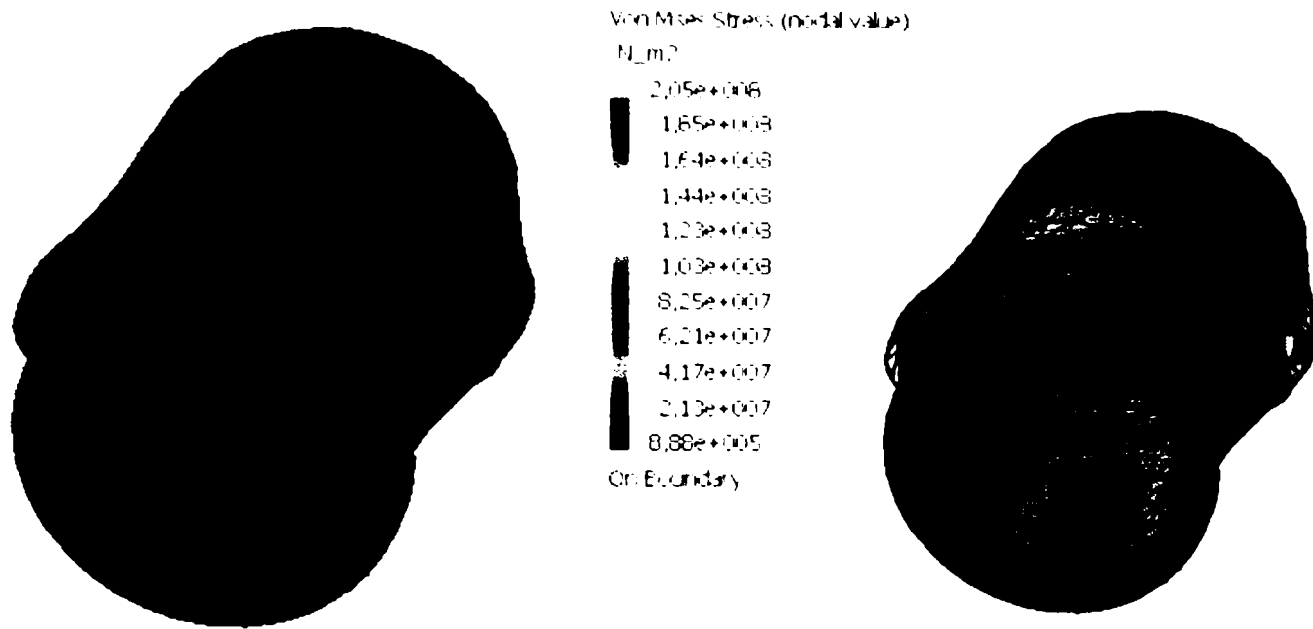
Parametru	Valoarea
Lungime	25
Diametru interior	29
Conicitate	0°
Numar de noduri	2790
Numar de elemente	7971
Numar grade de libertate	8370
Tensiune maxima (Von Misses)	2,94607e+008
Deplasare	0,091716



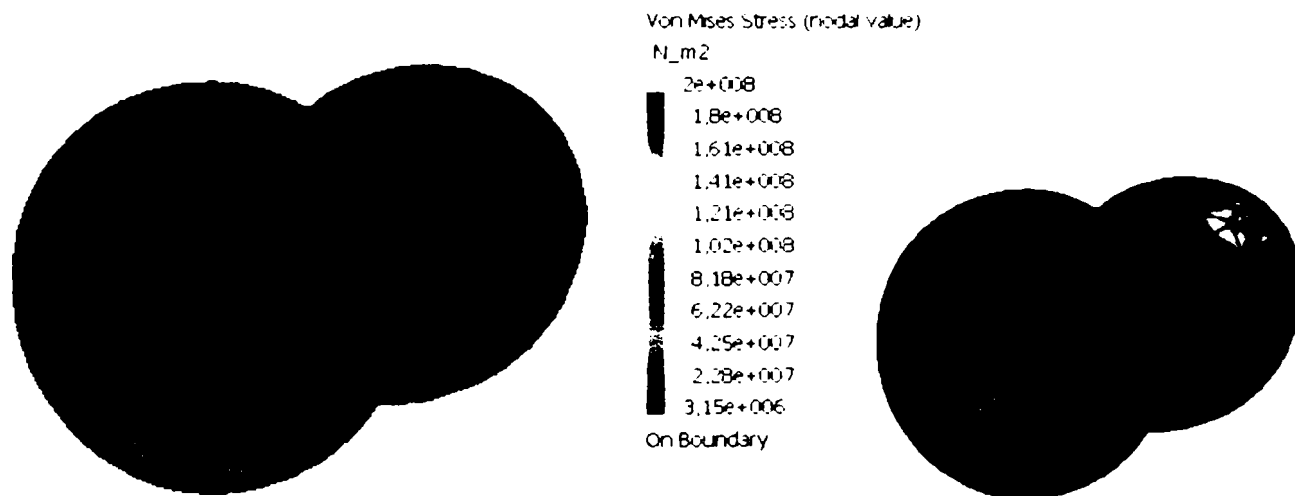
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28
Conicitate	0°
Numar de noduri	1690
Numar de elemente	4889
Numar grade de libertate	5070
Tensiune maxima (Von Misses)	1,96141e+008
Deplasare	0,0536244



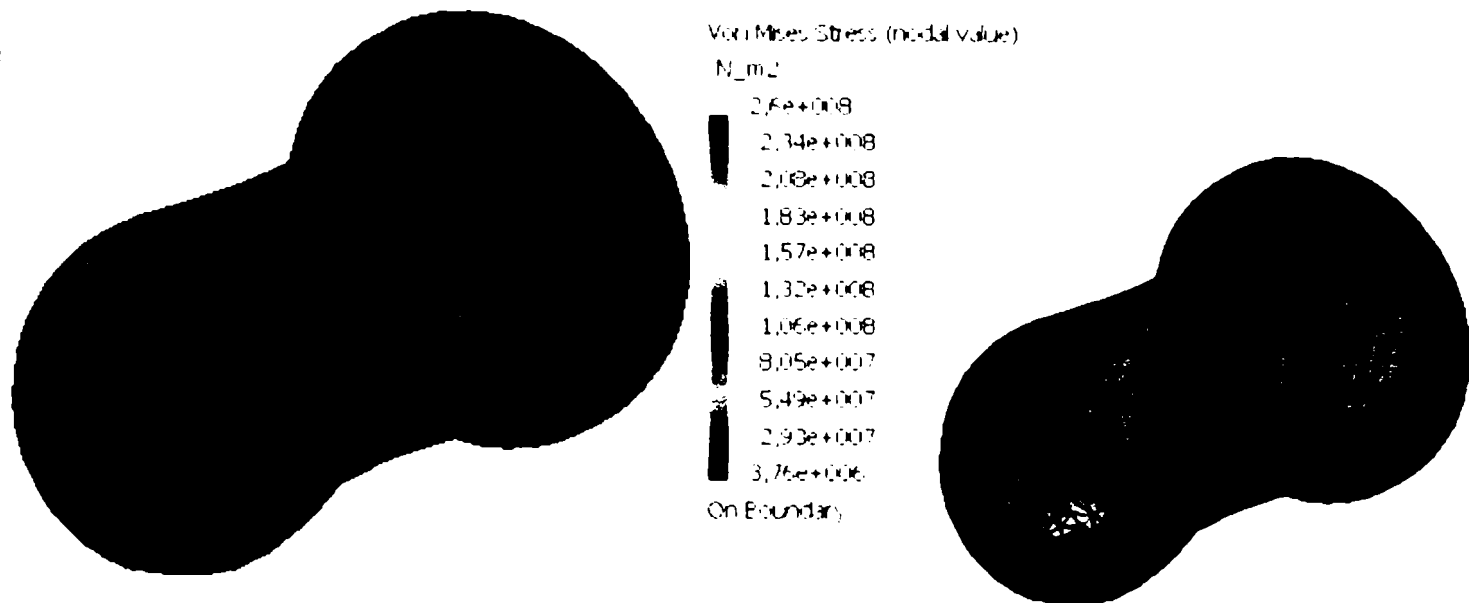
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,1
Conicitate	0°
Numar de noduri	1879
Numar de elemente	5448
Numar grade de libertate	5637
Tensiune maxima (Von Misses)	2,27194e+008
Deplasare	0,0642706



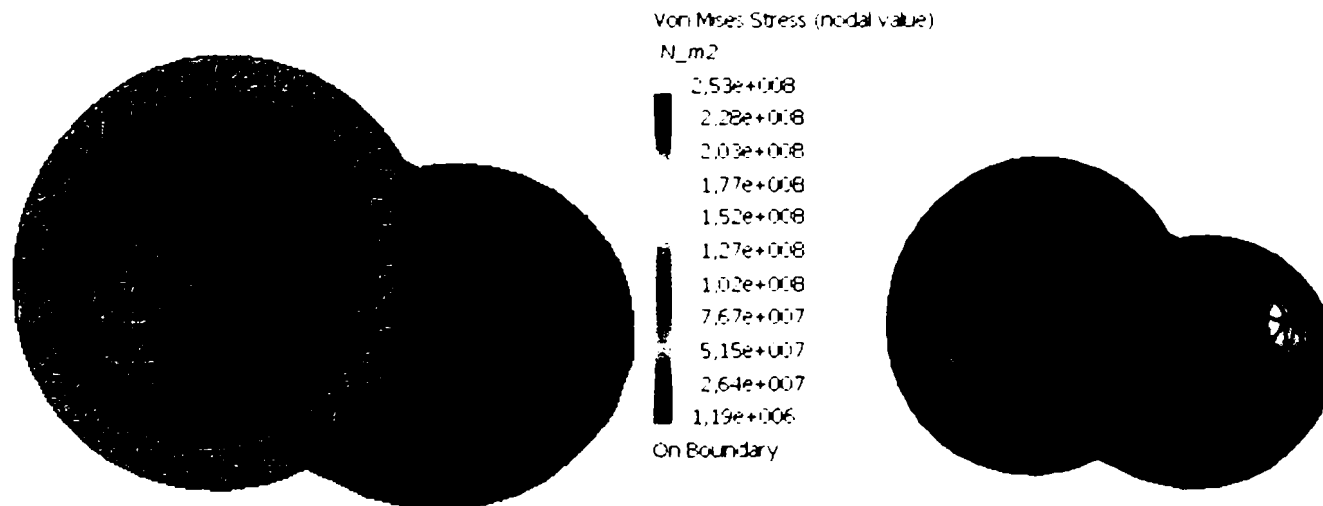
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,2
Conicitate	0°
Numar de noduri	1809
Numar de elemente	5186
Numar grade de libertate	5427
Tensiune maxima (Von Misses)	2,04911e+008
Deplasare	0,0617296



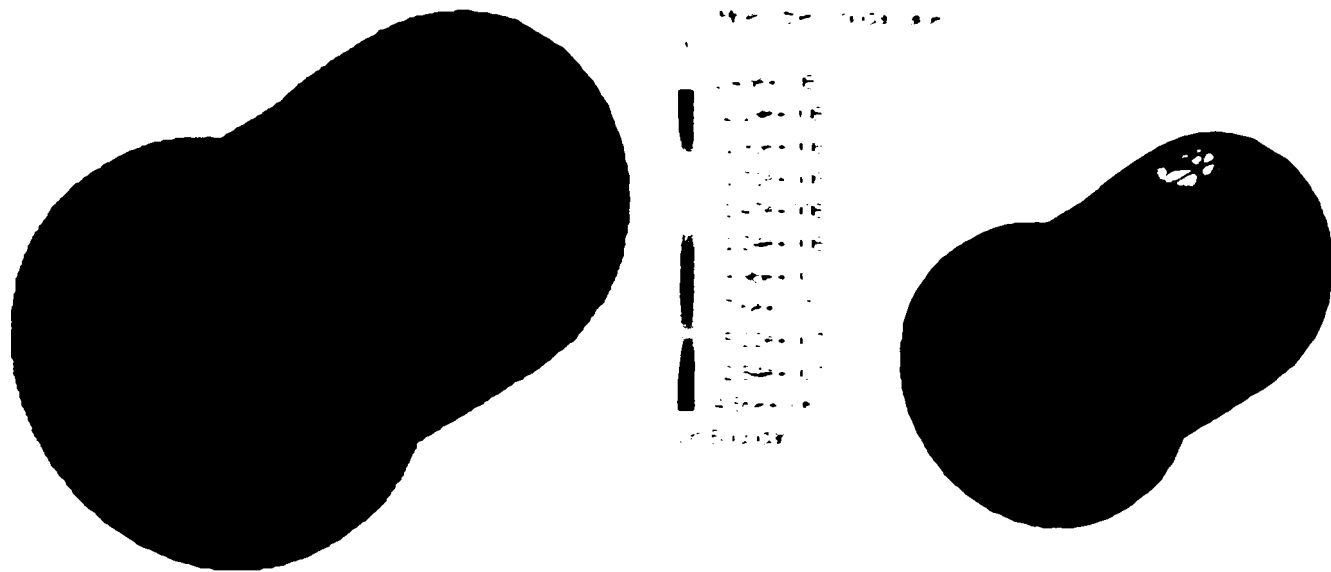
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,3
Conicitate	0°
Numar de noduri	1829
Numar de elemente	5312
Numar grade de libertate	5487
Tensiune maxima (Von Misses)	1,99869e+008
Deplasare	0,0612408



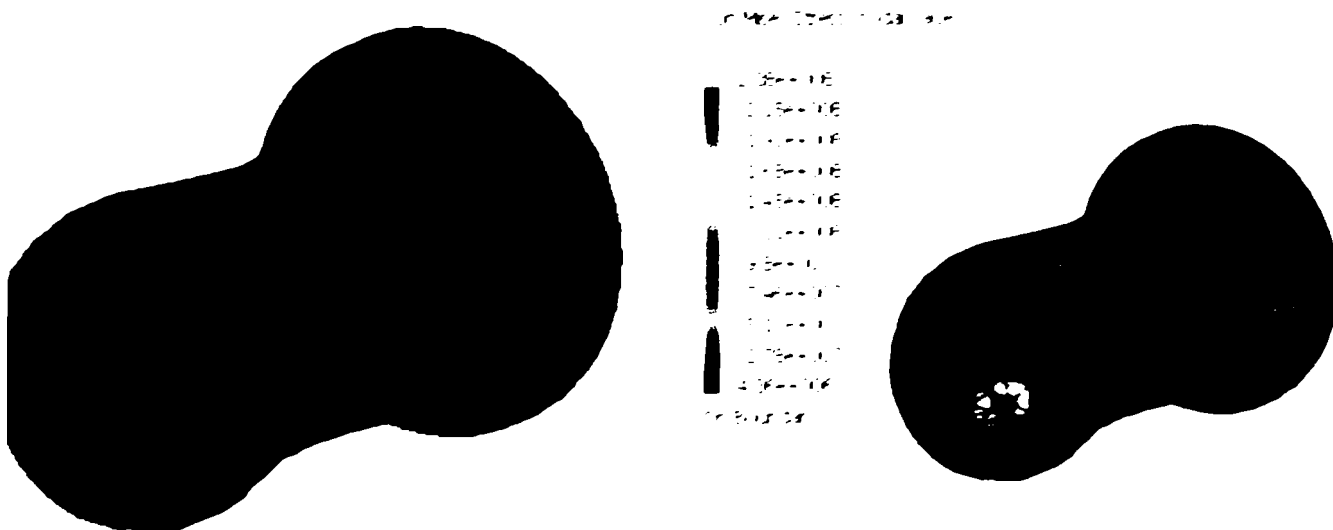
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,4
Conicitate	0°
Numar de noduri	1836
Numar de elemente	5223
Numar grade de libertate	5508
Tensiune maxima (Von Misses)	2,59543e+008
Deplasare	0,0676299



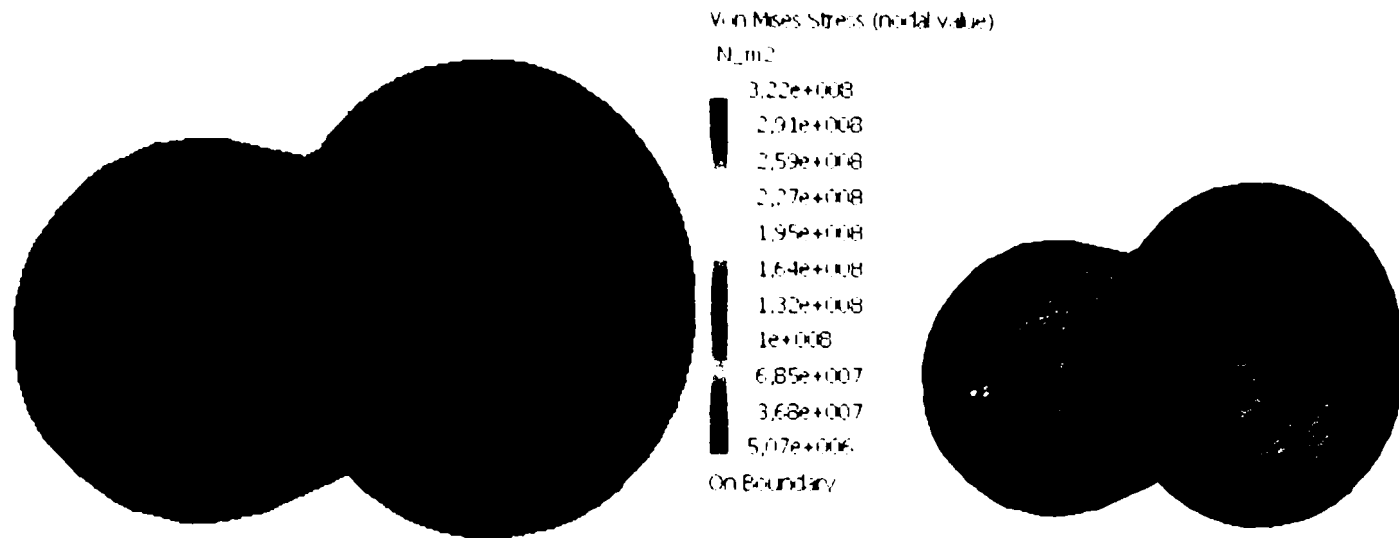
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,5
Conicitate	0°
Numar de noduri	1900
Numar de elemente	5403
Numar grade de libertate	5700
Tensiune maxima (Von Misses)	2,52891e+008
Deplasare	0,0697745



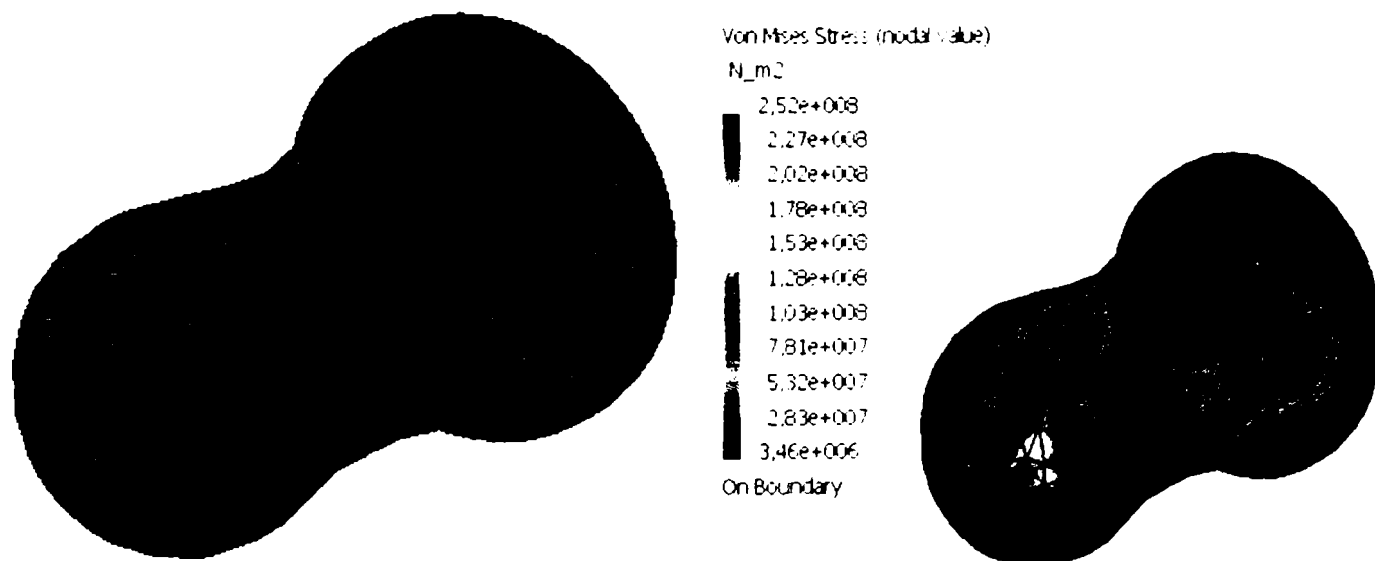
Parametru	Valoarea
lungime	40
Diametru interior	28.6
Conicitate	0°
Numar de noduri	1897
Numar de elemente	5433
Numar grade de libertate	5691
Intensiune maxima (Von Mises)	2.4278e+008
Deplasare	0.0743736



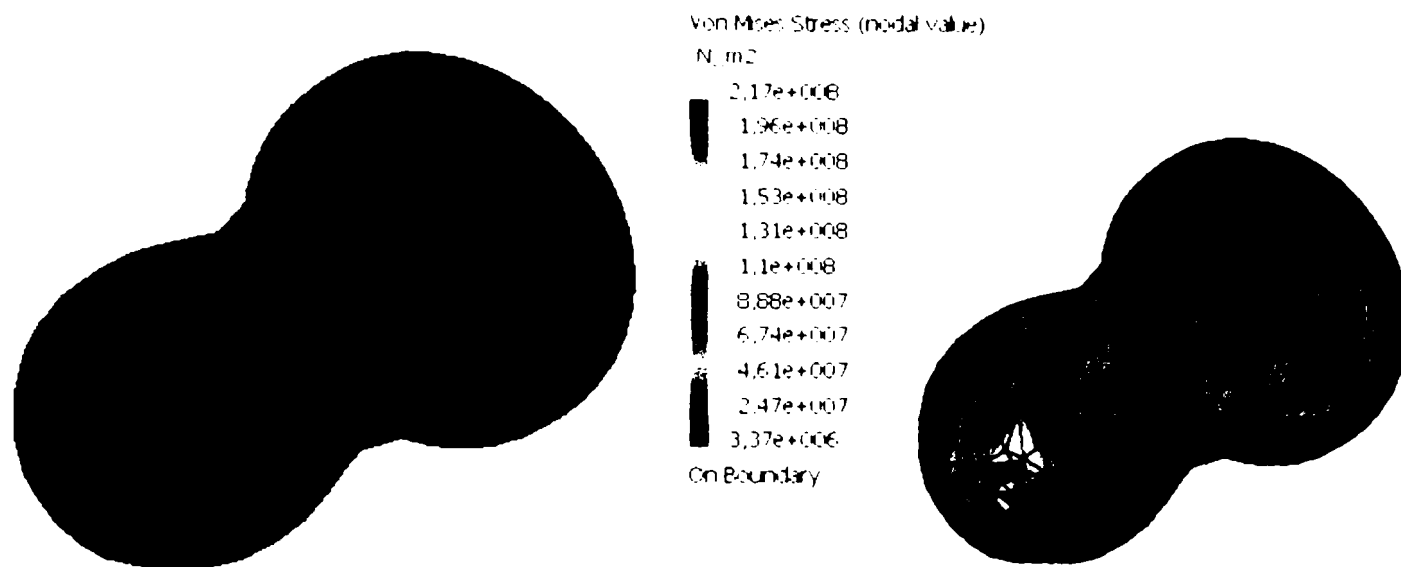
Parametru	Valoarea
lungime	40
Diametru interior	28.7
Conicitate	0°
Numar de noduri	1760
Numar de elemente	4905
Numar grade de libertate	5280
Intensiune maxima (Von Mises)	2.3837e+008
Deplasare	0.0734043



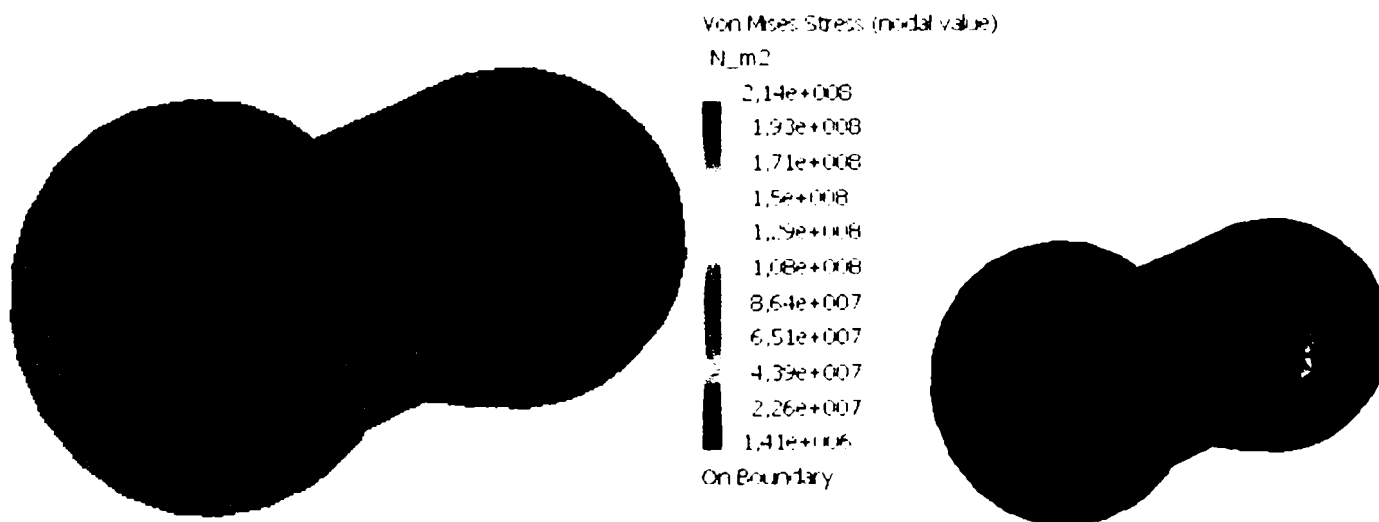
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,8
Conicitate	0°
Numar de noduri	1950
Numar de elemente	5430
Numar grade de libertate	5850
Tensiune maxima (Von Misses)	3,22373e+008
Deplasare	0,0813441



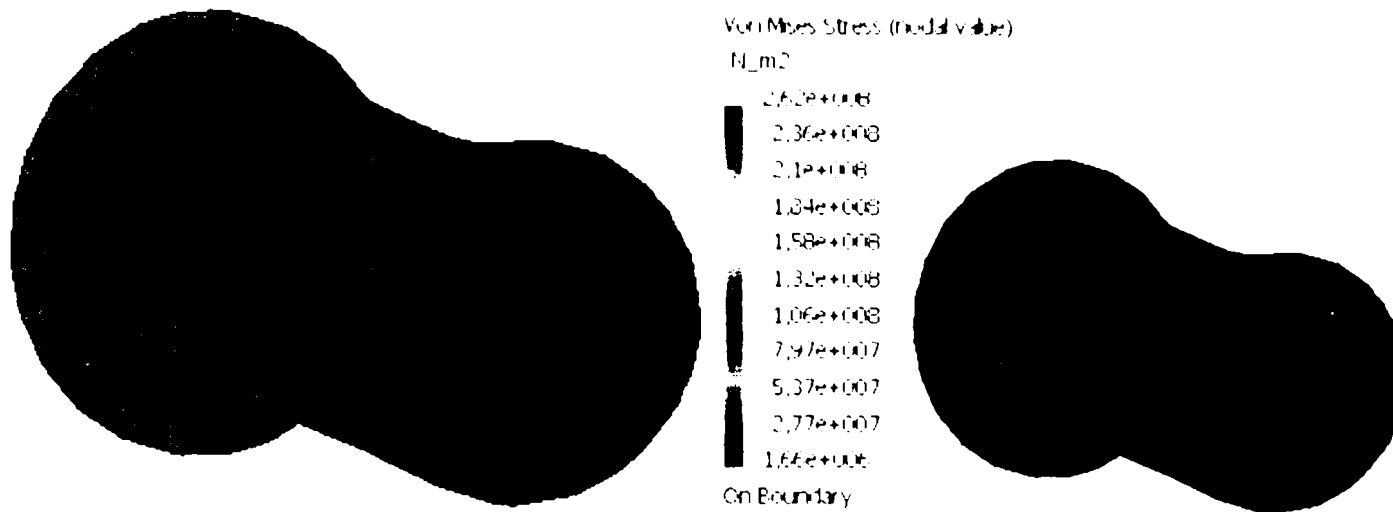
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,9
Conicitate	0°
Numar de noduri	2036
Numar de elemente	5656
Numar grade de libertate	6108
Tensiune maxima (Von Misses)	2,52166e+008
Deplasare	0,0784198



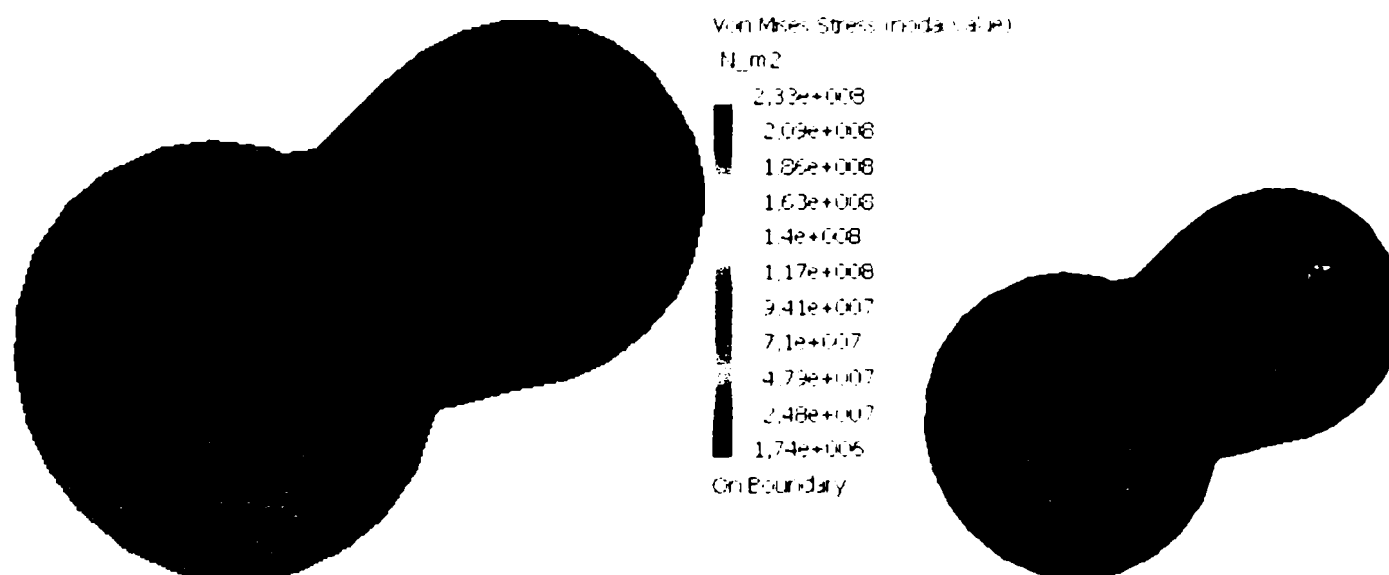
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	29
Conicitate	0°
Numar de noduri	2049
Numar de elemente	5658
Numar grade de libertate	6147
Tensiune maxima (Von Misses)	2,16851e+008
Deplasare	0,0637663



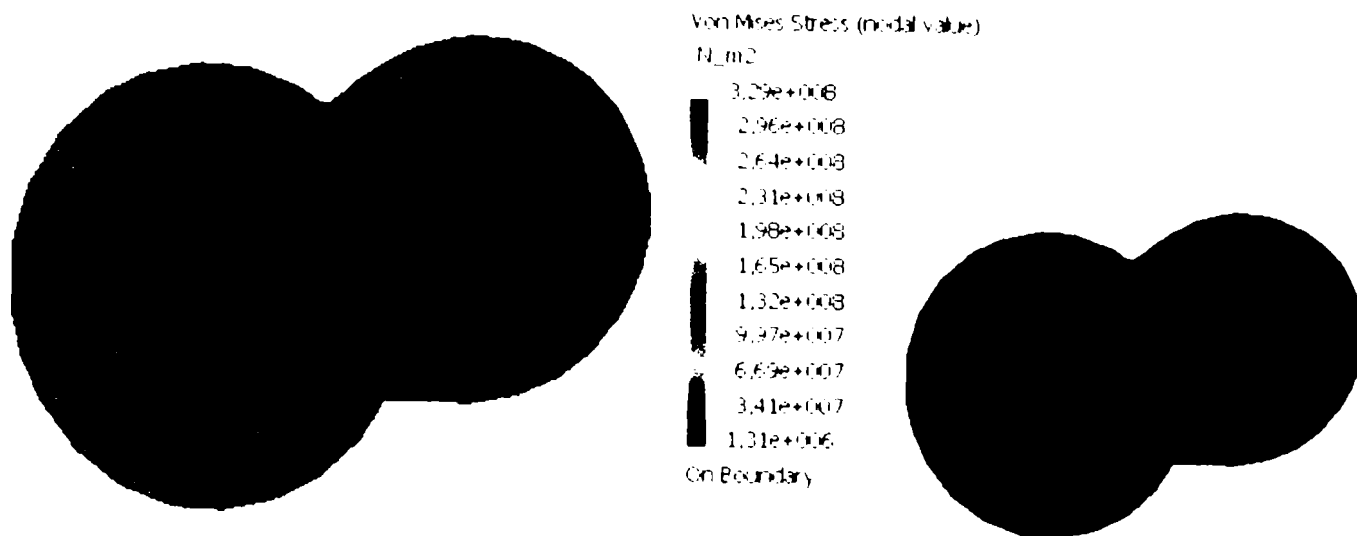
Parametru	Valoarea
Lungime	55
Diametru interior	28
Conicitate	0°
Numar de noduri	1801
Numar de elemente	5074
Numar grade de libertate	5403
Tensiune maxima (Von Misses)	2,13772e+008
Deplasare	0,0638516



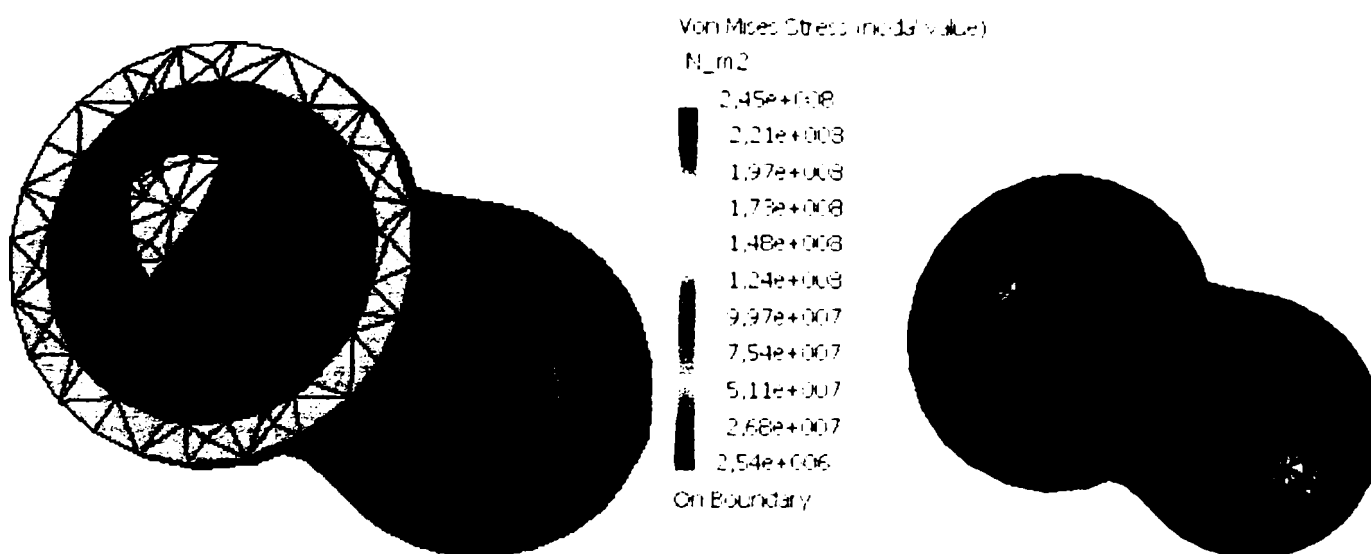
Parametru	Valoarea
Lungime	55
Diametru interior	28,1
Conicitate	0°
Numar de noduri	1782
Numar de elemente	5015
Numar grade de libertate	5346
Tensiune maxima (Von Misses)	2,61809e+008
Deplasare	0,0604108



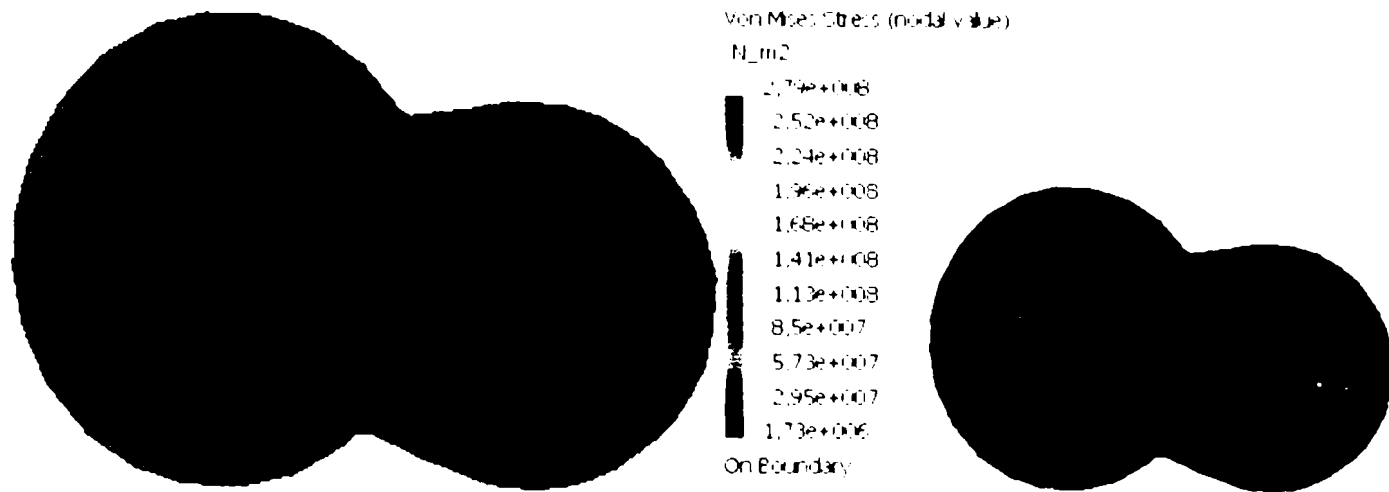
Parametru	Valoarea
Lungime	55
Diametru interior	28,2
Conicitate	0°
Numar de noduri	1823
Numar de elemente	5131
Numar grade de libertate	5469
Tensiune maxima (Von Misses)	2,32537e+008
Deplasare	0,0634008



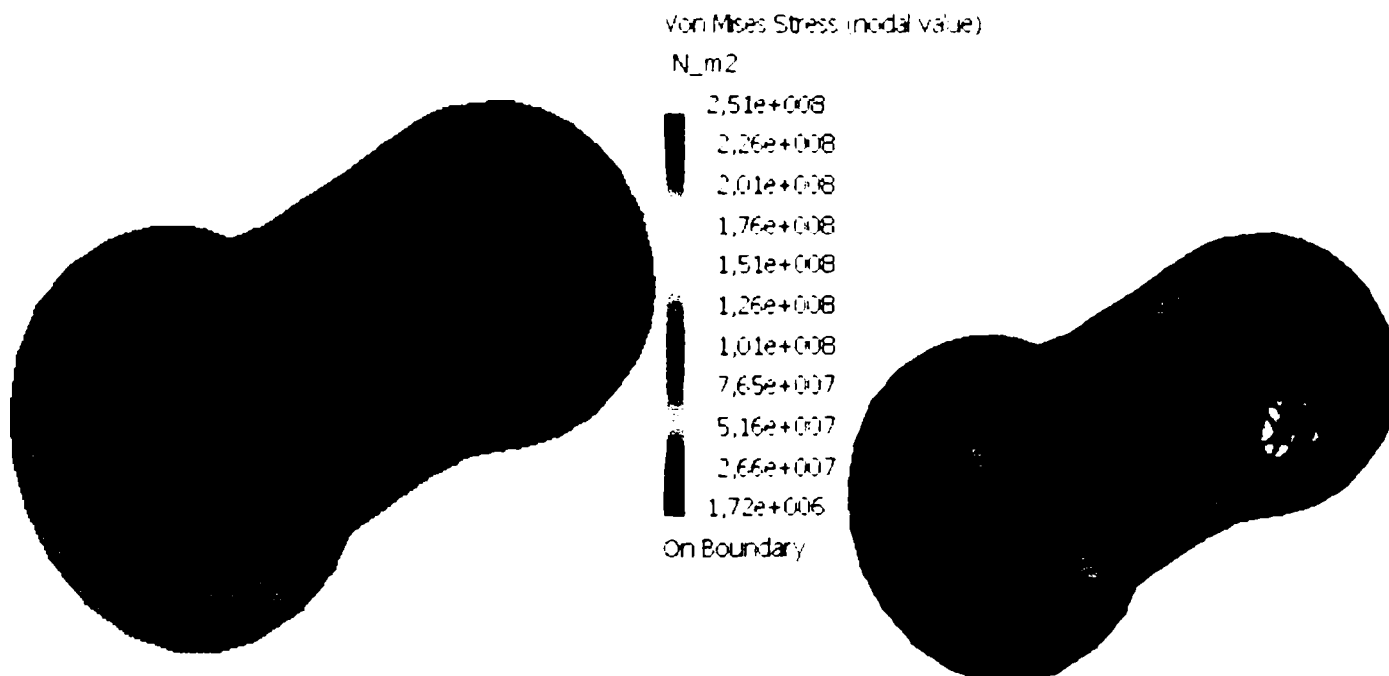
Parametru	Valoarea
Lungime	55
Diametru interior	28,3
Conicitate	0°
Numar de noduri	1758
Numar de elemente	4975
Numar grade de libertate	5274
Tensiune maxima (Von Misses)	3,29149e+008
Deplasare	0,0663388



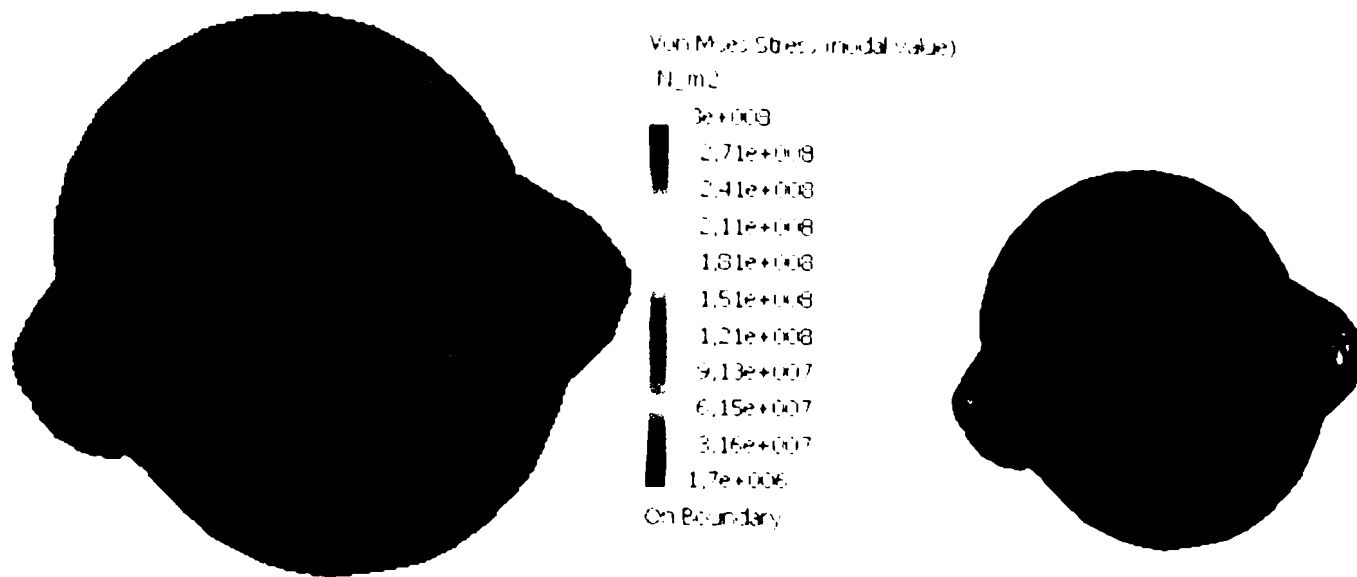
Parametru	Valoarea
Lungime	55
Diametru interior	28,4
Conicitate	0°
Numar de noduri	1766
Numar de elemente	5040
Numar grade de libertate	5298
Tensiune maxima (Von Misses)	2,45429e+008
Deplasare	0,0667189



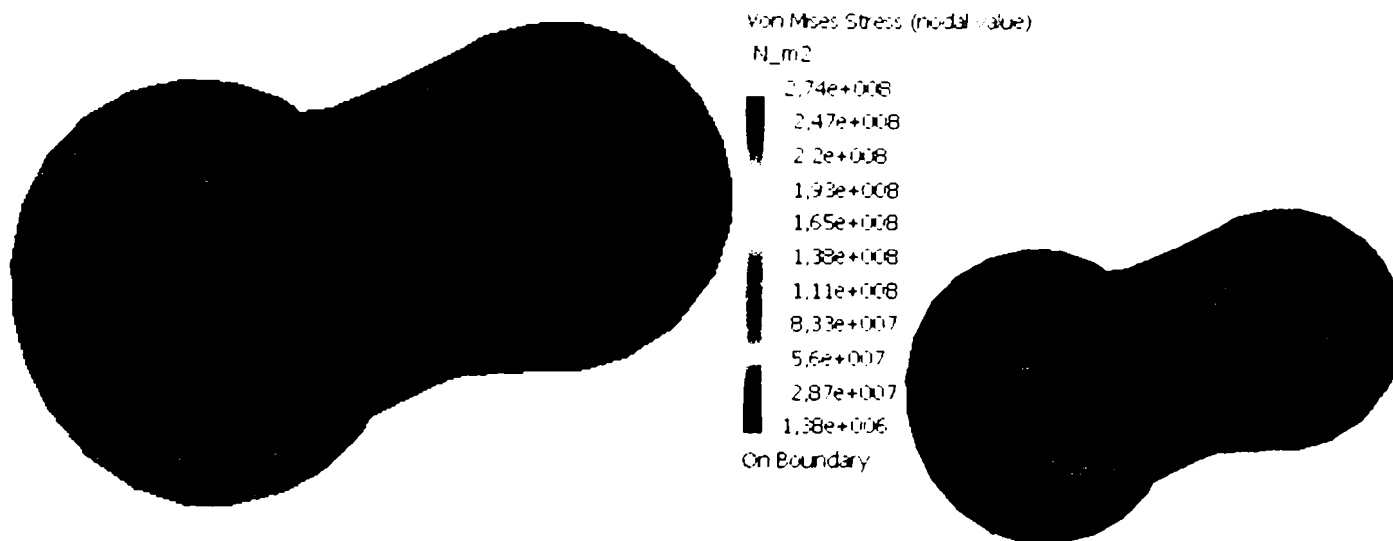
Parametru	Valoarea
Lungime	55
Diametru interior	28,5
Conicitate	0°
Numar de noduri	1891
Numar de elemente	5328
Numar grade de libertate	5673
Tensiune maxima (Von Misses)	2,79364e+008
Deplasare	0,0673493



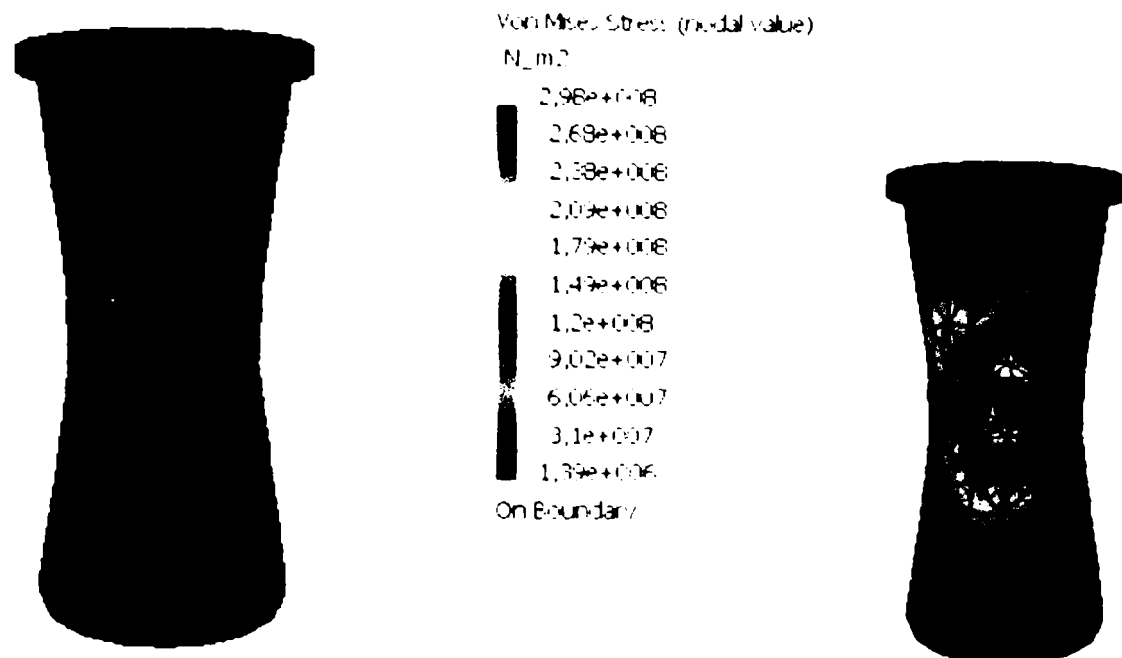
Parametru	Valoarea
Lungime	55
Diametru interior	28,6
Conicitate	0°
Numar de noduri	1949
Numar de elemente	5469
Numar grade de libertate	5847
Tensiune maxima (Von Misses)	2,50961e+008
Deplasare	0,0711661



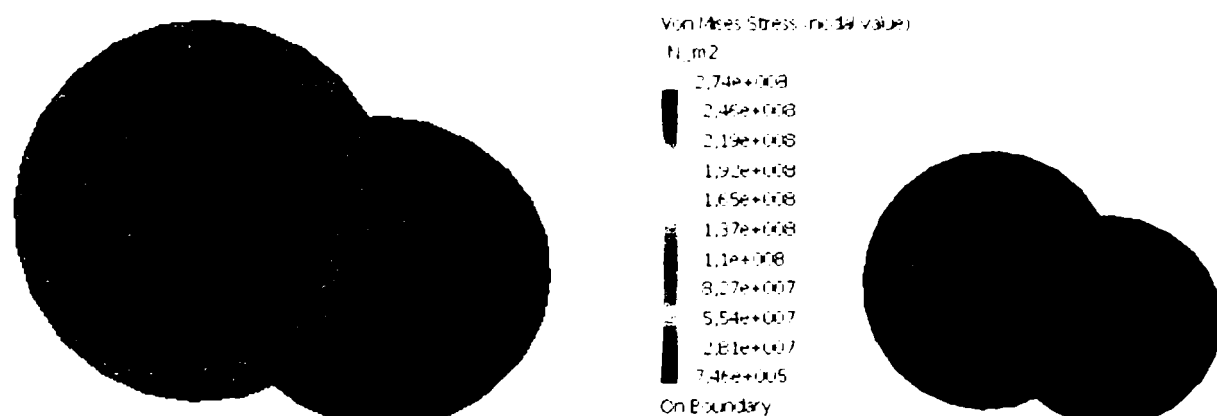
Parametru	Valoarea
Lungime	55
Diametru interior	28,7
Conicitate	0°
Numar de noduri	2033
Numar de elemente	5700
Numar grade de libertate	6099
Tensiune maxima (Von Misses)	3,00479e+008
Deplasare	0,0760658



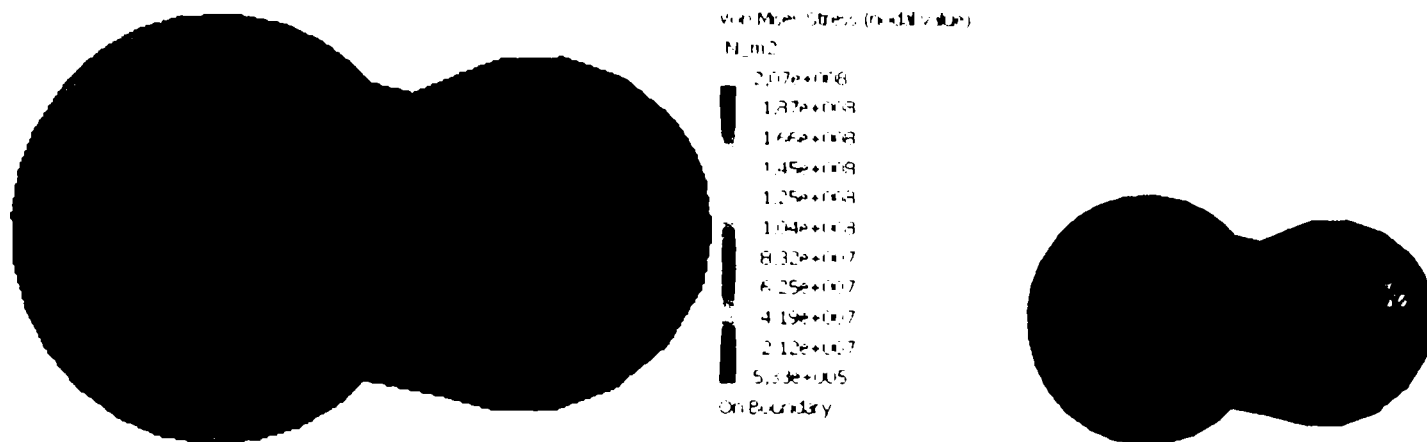
Parametru	Valoarea
Lungime	55
Diametru interior	28,8
Conicitate	0°
Numar de noduri	2130
Numar de elemente	6012
Numar grade de libertate	6390
Tensiune maxima (Von Misses)	2,74421e+008
Deplasare	0,0827022



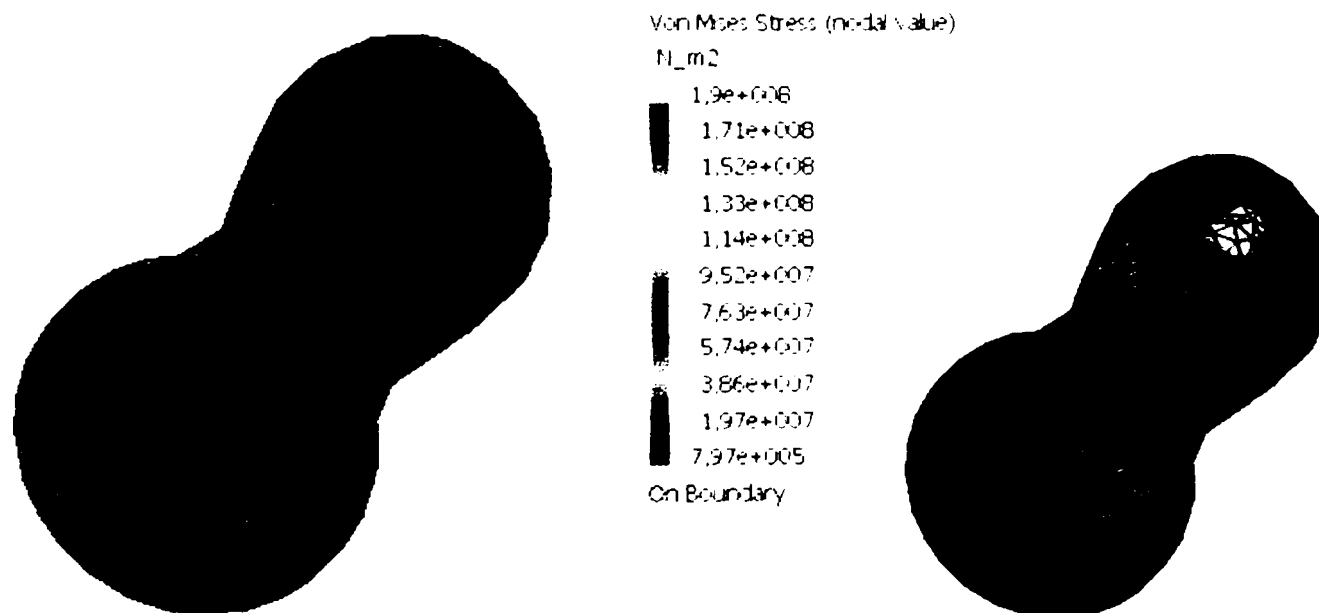
Parametru	Valoarea
Lungime	55
Diametru interior	28,9
Conicitate	0°
Numar de noduri	2199
Numar de elemente	6167
Numar grade de libertate	6597
Tensiune maxima (Von Misses)	2,97553e+008
Deplasare	0,0742831



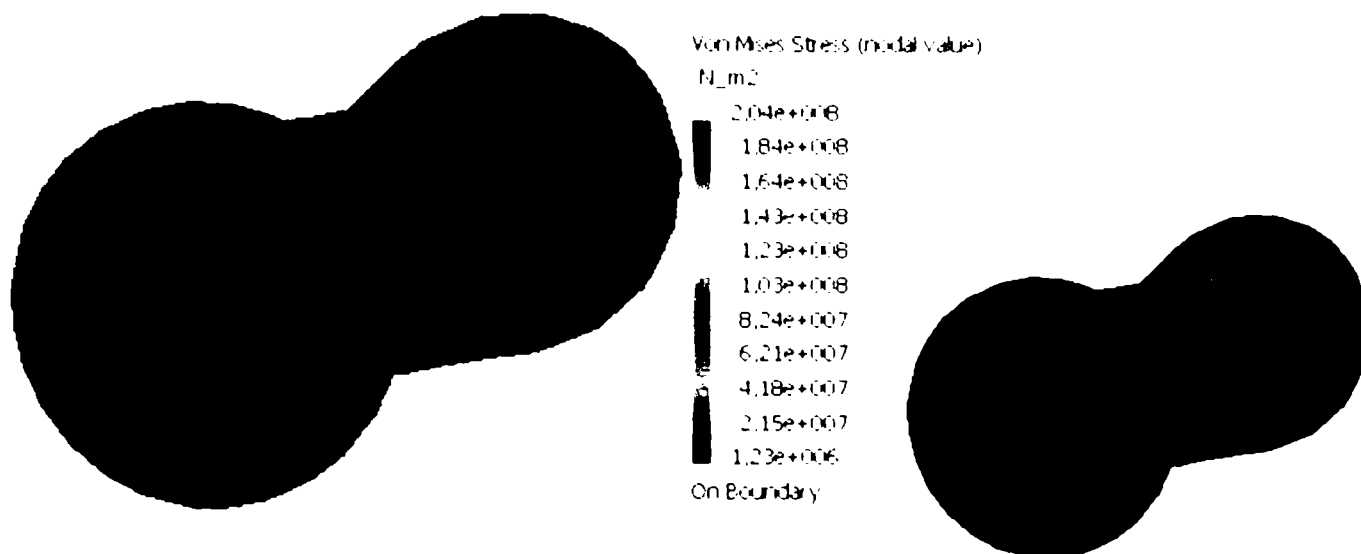
Parametru	Valoarea
Lungime	55
Diametru interior	29
Conicitate	0°
Numar de noduri	2268
Numar de elemente	6308
Numar grade de libertate	6804
Tensiune maxima (Von Misses)	2,73789e+008
Deplasare	0,0673828



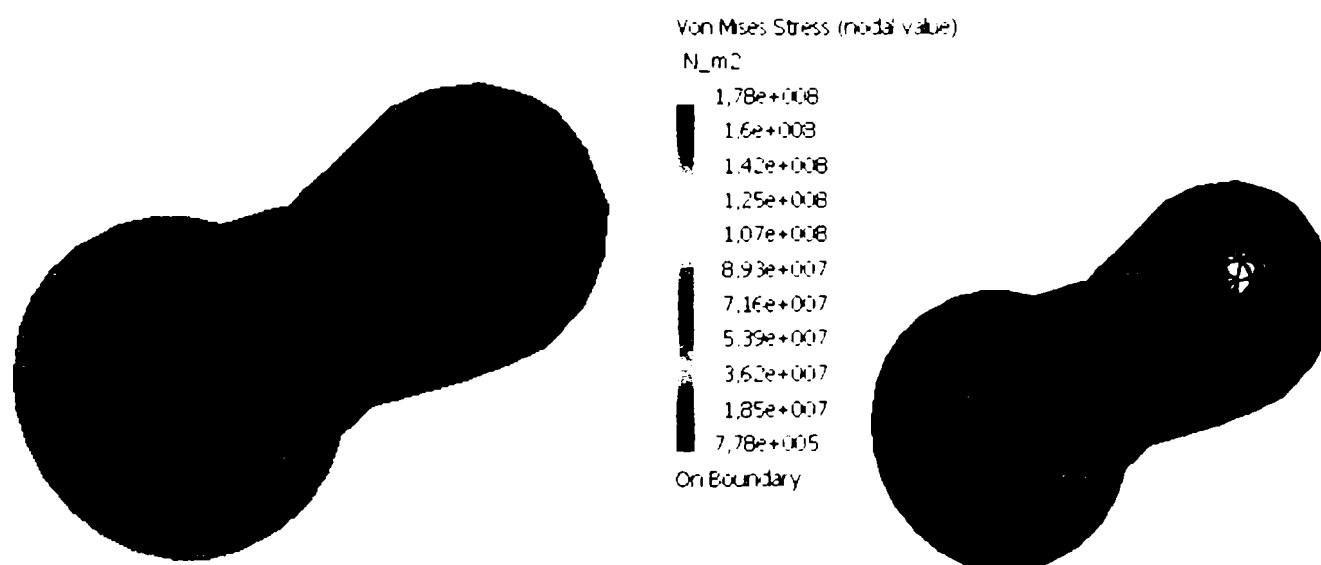
Parametru	Valoarea
Lungime	70
Diametru interior	28
Conicitate	0°
Numar de noduri	1281
Numar de elemente	3672
Numar grade de libertate	3843
Tensiune maxima (Von Misses)	2,07253e+008
Deplasare	0,0526259



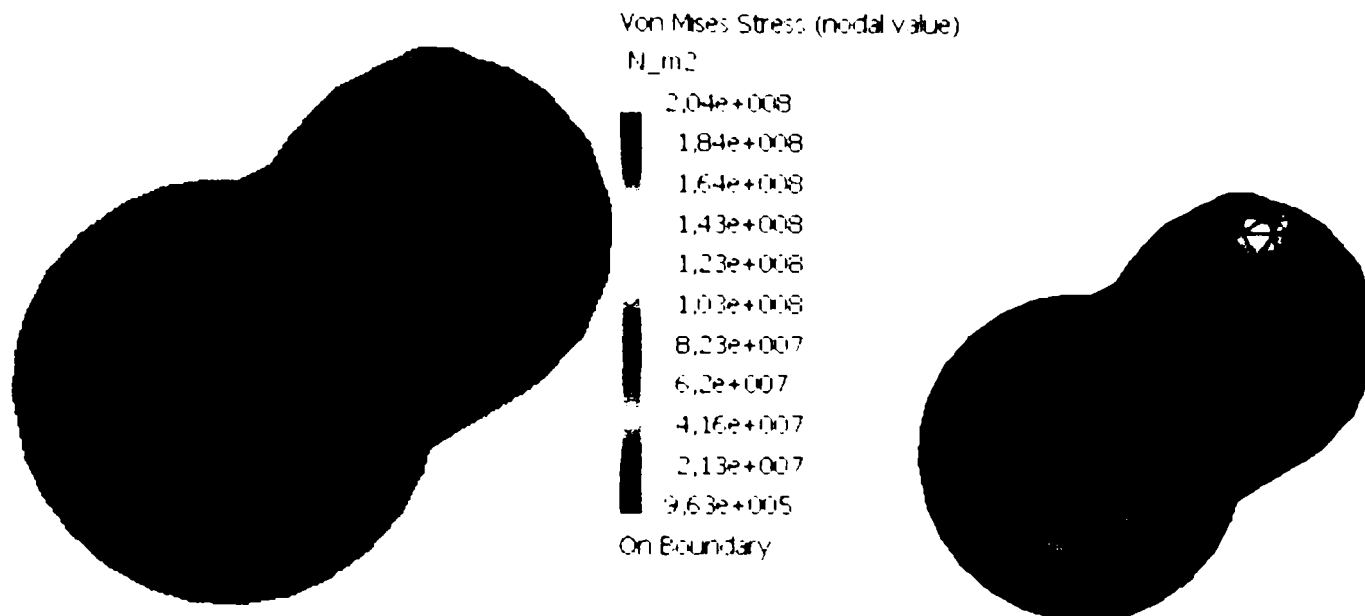
Parametru	Valoarea
Lungime	70
Diametru interior	28,1
Conicitate	0°
Numar de noduri	1238
Numar de elemente	3565
Numar grade de libertate	3714
Tensiune maxima (Von Misses)	1,89594e+008
Deplasare	0,0553122



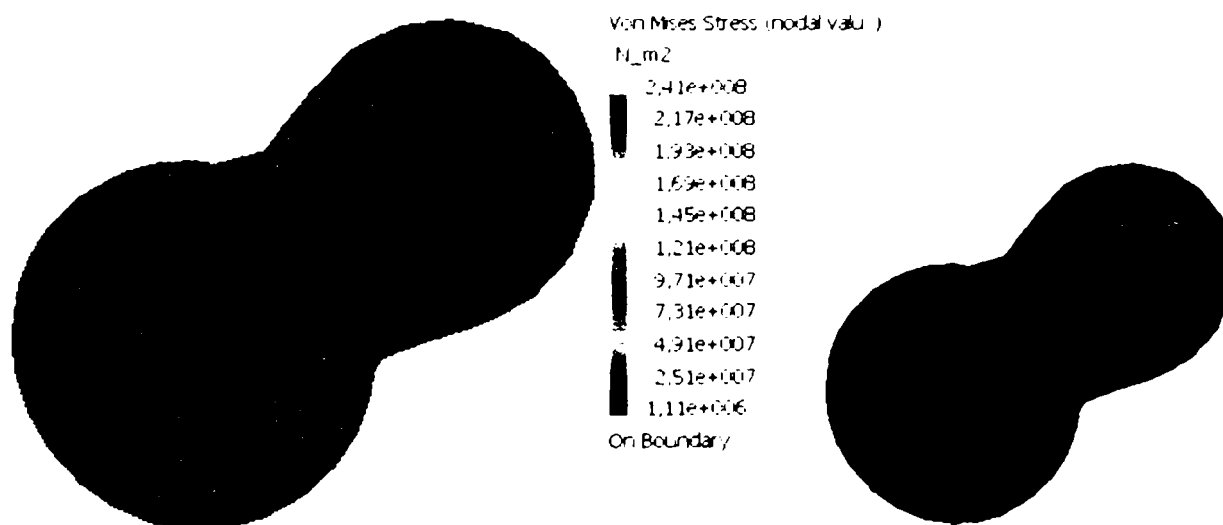
Parametru	Valoarea
Lungime	70
Diametru interior	28,2
Conicitate	0°
Numar de noduri	1328
Numar de elemente	3771
Numar grade de libertate	3984
Tensiune maxima (Von Misses)	2,04118e+008
Deplasare	0,0548249



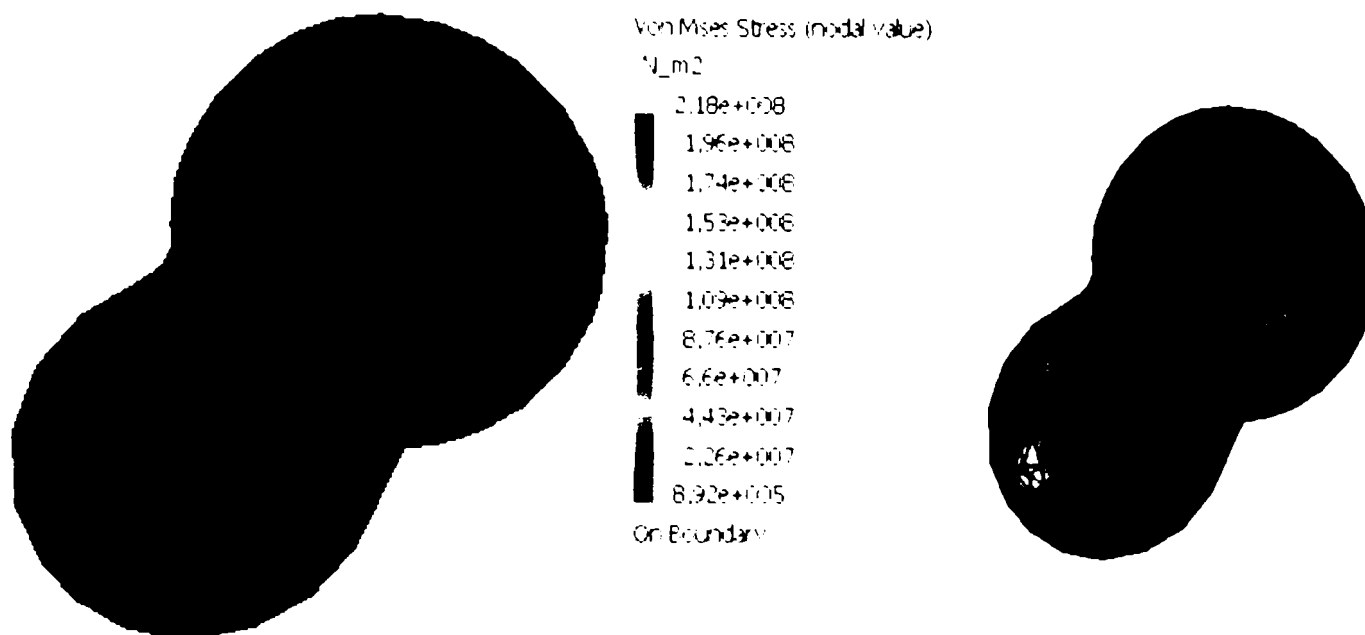
Parametru	Valoarea
Lungime	70
Diametru interior	28,3
Conicitate	0°
Numar de noduri	1315
Numar de elemente	3755
Numar grade de libertate	3945
Tensiune maxima (Von Misses)	1,77724e+008
Deplasare	0,051614



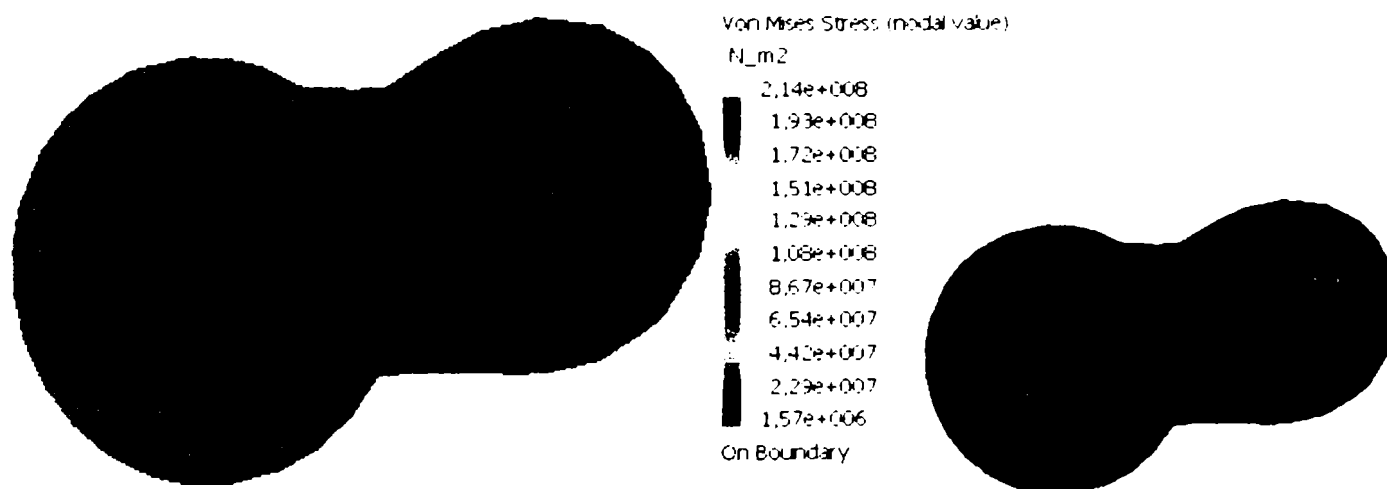
Parametru	Valoarea
Lungime	70
Diametru interior	28,4
Conicitate	0°
Numar de noduri	1383
Numar de elemente	3935
Numar grade de libertate	4149
Tensiune maxima (Von Misses)	2,04281e+008
Deplasare	0,0591798



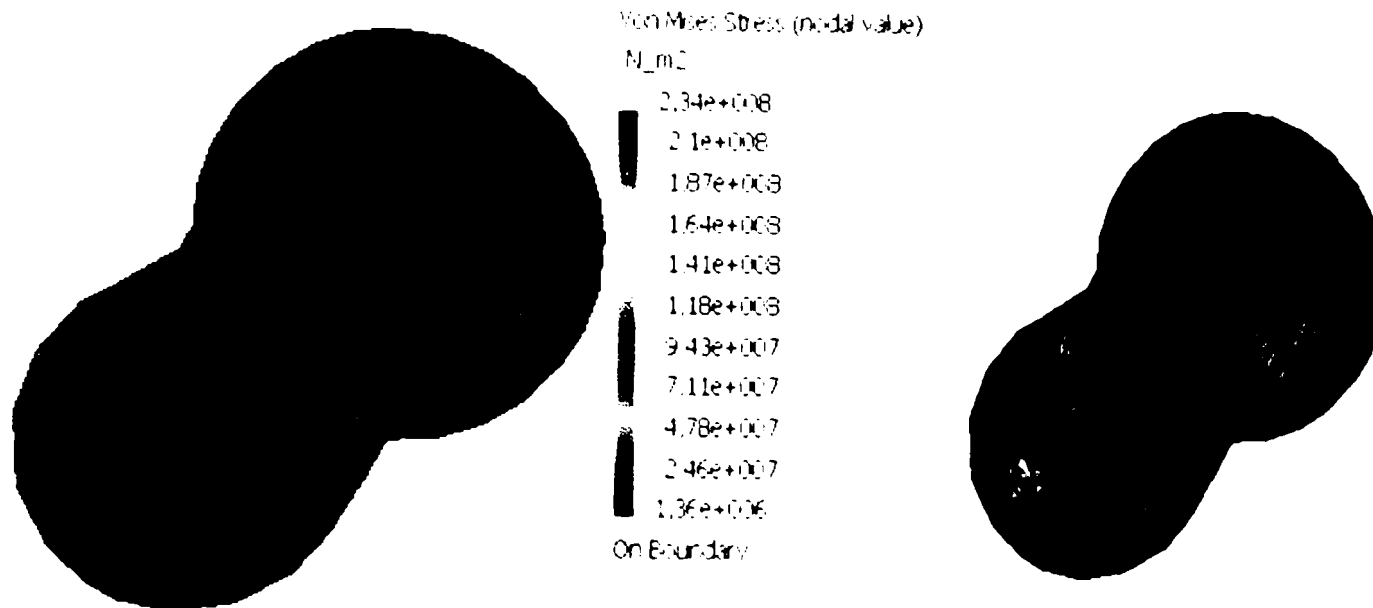
Parametru	Valoarea
Lungime	70
Diametru interior	28,5
Conicitate	0°
Numar de noduri	1369
Numar de elemente	3921
Numar grade de libertate	4107
Tensiune maxima (Von Misses)	2,41139e+008
Deplasare	0,0593456



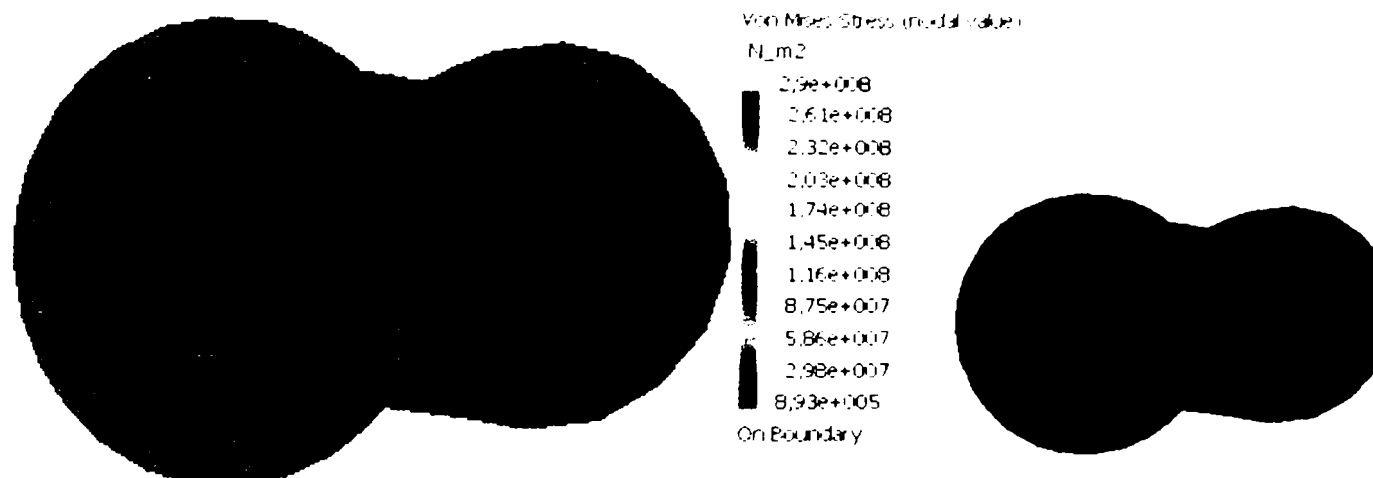
Parametru	Valoarea
Lungime	70
Diametru interior	28,6
Conicitate	0°
Numar de noduri	1454
Numar de elemente	4113
Numar grade de libertate	4362
Tensiune maxima (Von Misses)	2,17786e+008
Deplasare	0,0596883



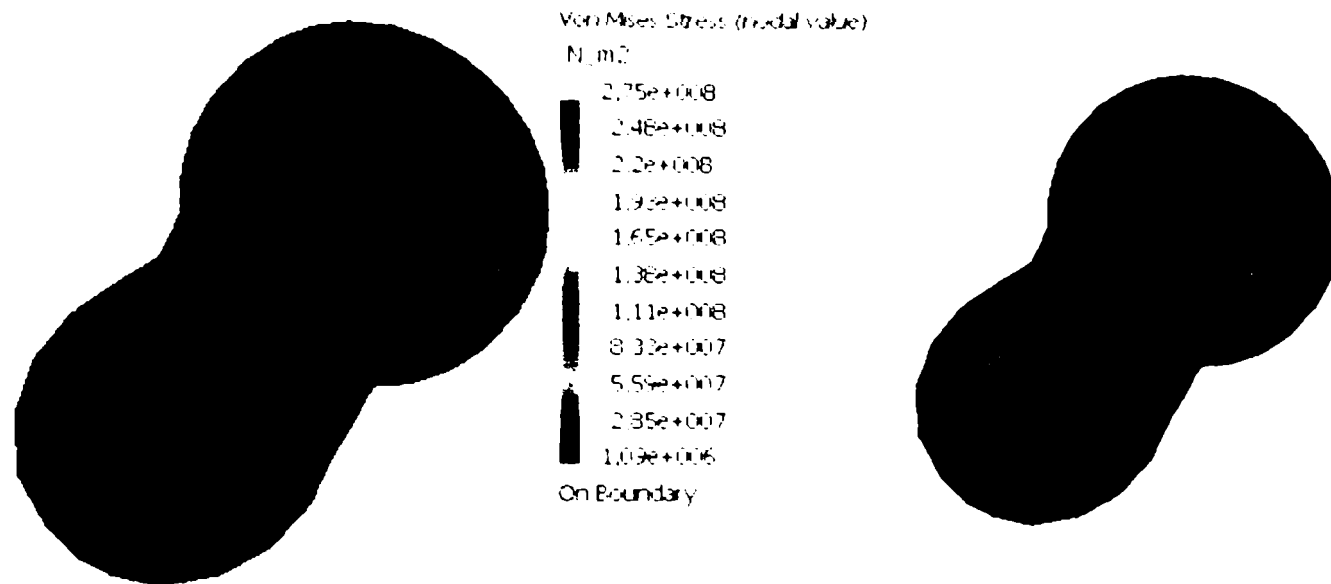
Parametru	Valoarea
Lungime	70
Diametru interior	28,7
Conicitate	0°
Numar de noduri	1501
Numar de elemente	4268
Numar grade de libertate	4503
Tensiune maxima (Von Misses)	2,14484e+008
Deplasare	0,0650415



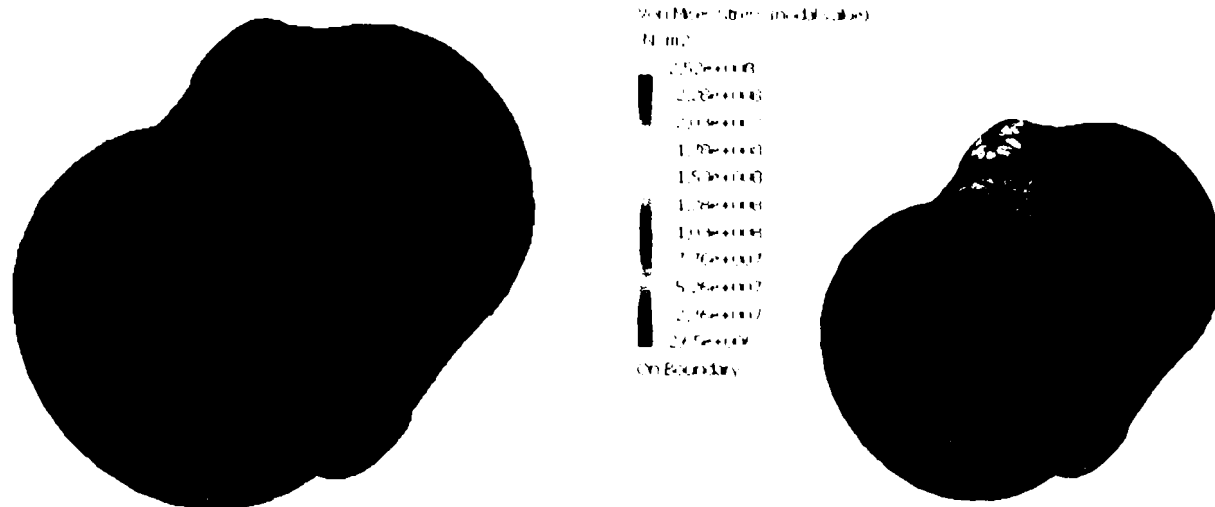
Parametru	Valoarea
Lungime	70
Diametru interior	28,8
Conicitate	0°
Numar de noduri	1628
Numar de elemente	4587
Numar grade de libertate	4884
Tensiune maxima (Von Misses)	2,33737e+008
Deplasare	0,0662882



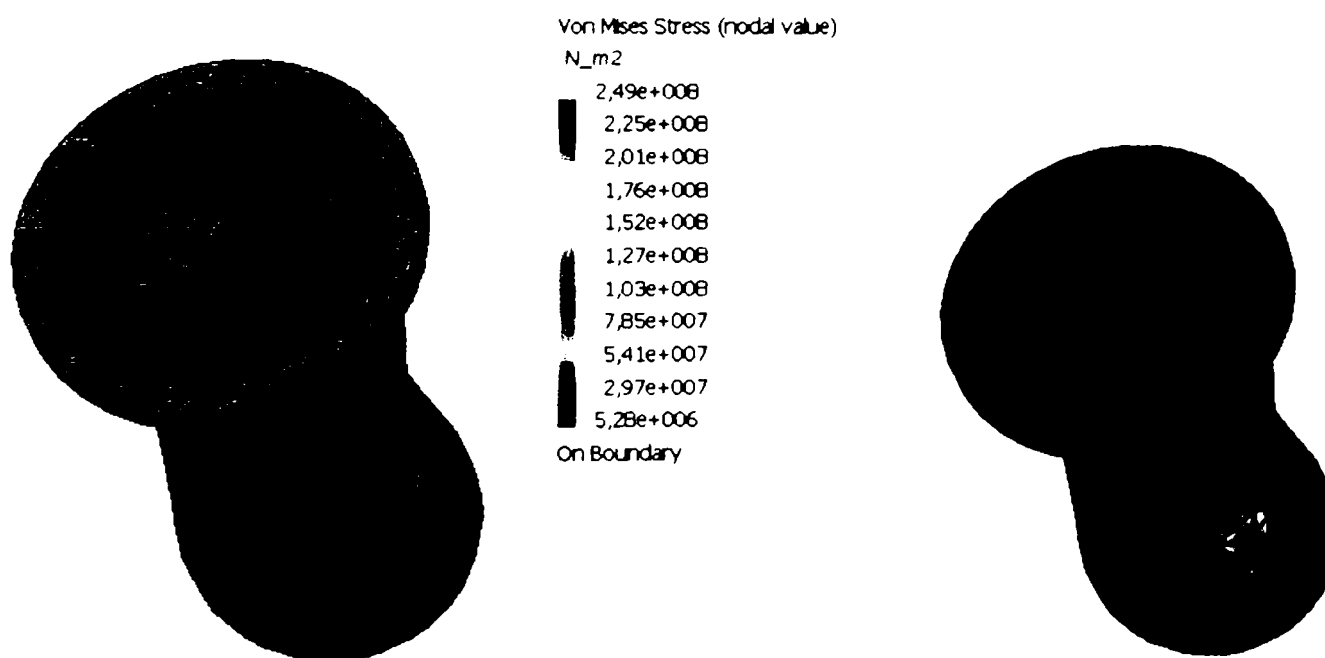
Parametru	Valoarea
Lungime	70
Diametru interior	28,9
Conicitate	0°
Numar de noduri	1784
Numar de elemente	4947
Numar grade de libertate	5352
Tensiune maxima (Von Misses)	2,89659e+008
Deplasare	0,0635013



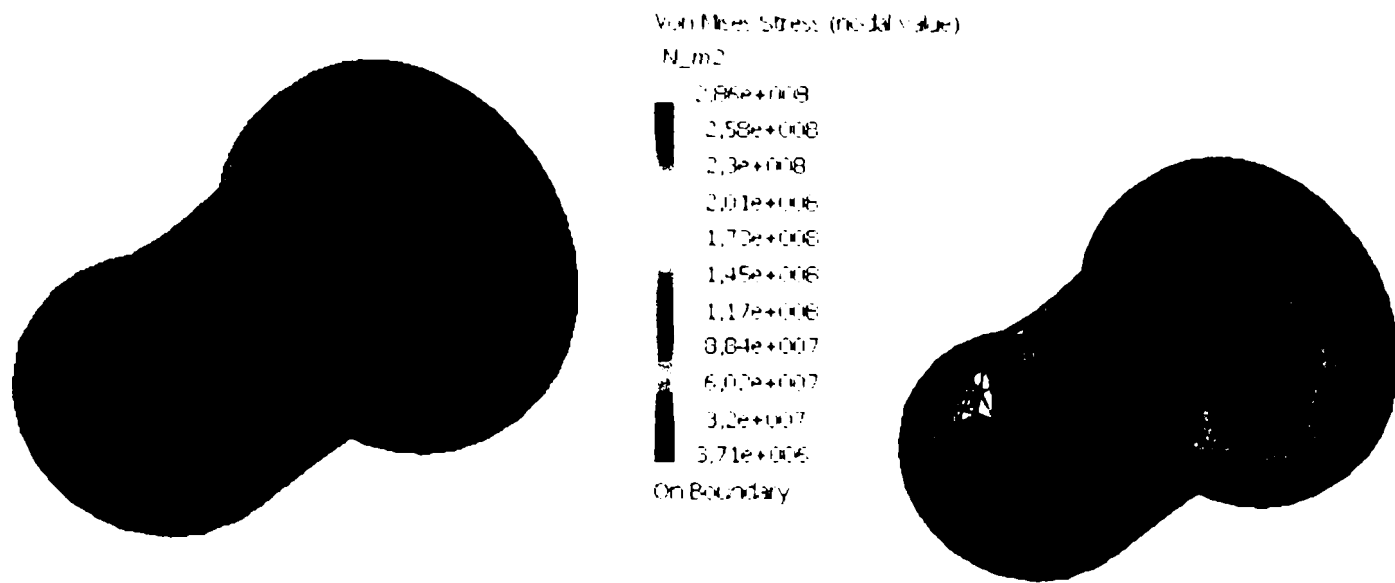
Parametru	Valoarea
Lungime	70
Diametru interior	29
Conicitate	0°
Numar de noduri	1810
Numar de elemente	5016
Numar grade de libertate	5430
Tensiune maxima (Von Misses)	2,7499e+008
Deplasare	0,0608485



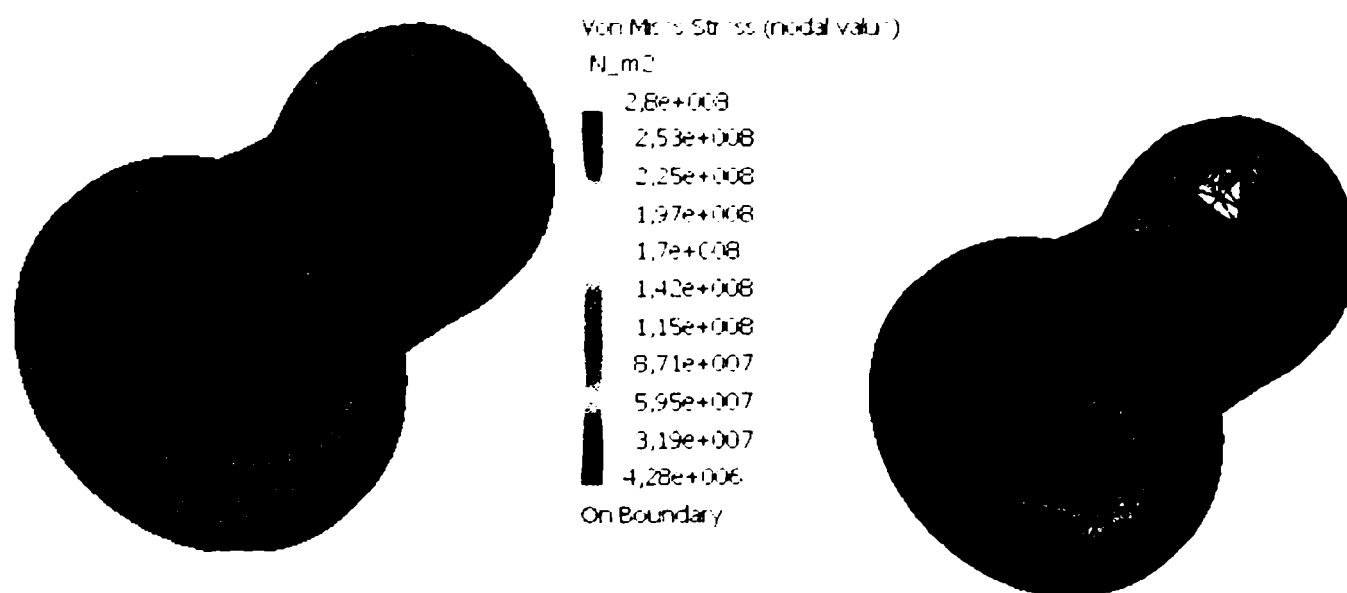
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,4
Conicitate	5°
Numar de noduri	1905
Numar de elemente	5481
Numar grade de libertate	5715
Tensiune maxima (Von Misses)	2,52497e+008
Deplasare	0,0696309



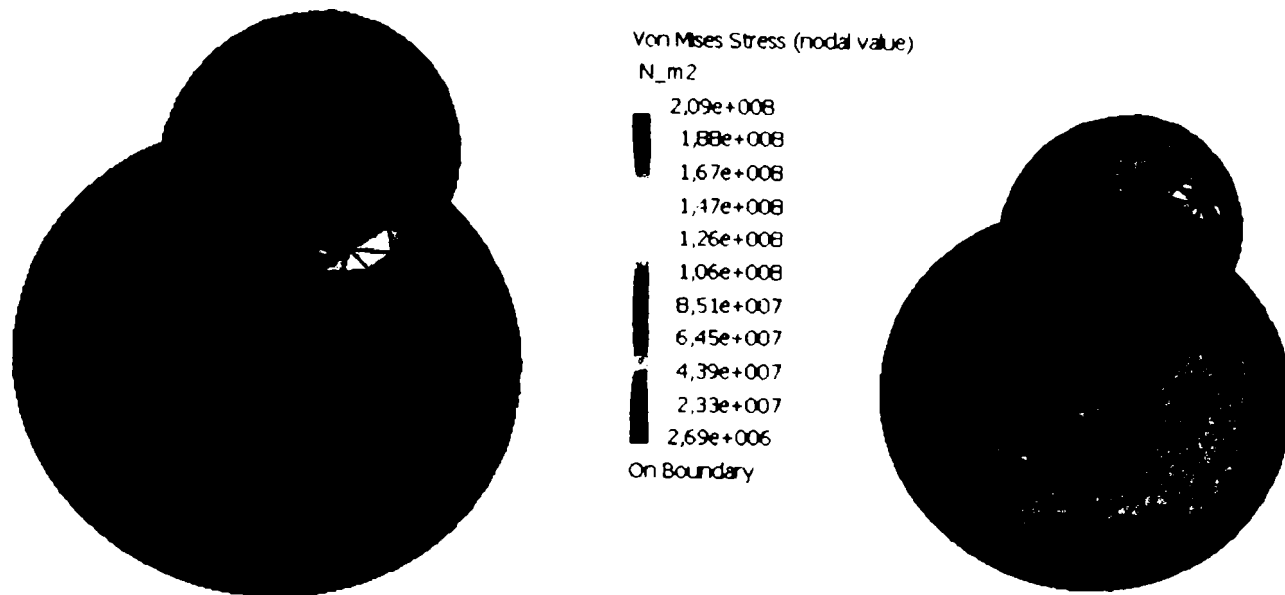
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,4
Conicitate	6°
Numar de noduri	1911
Numar de elemente	5509
Numar grade de libertate	5733
Tensiune maxima (Von Misses)	2,49383e+008
Deplasare	0,0714587



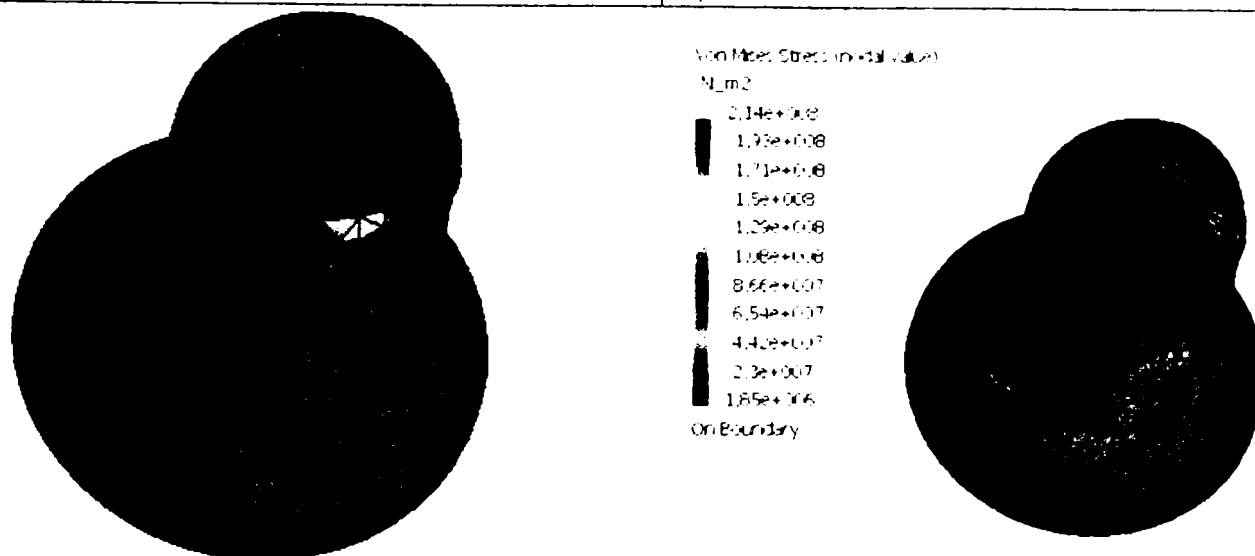
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,4
Conicitate	7°
Numar de noduri	1963
Numar de elemente	5655
Numar grade de libertate	5899
Tensiune maxima (Von Misses)	2,86161e+008
Deplasare	0,071864



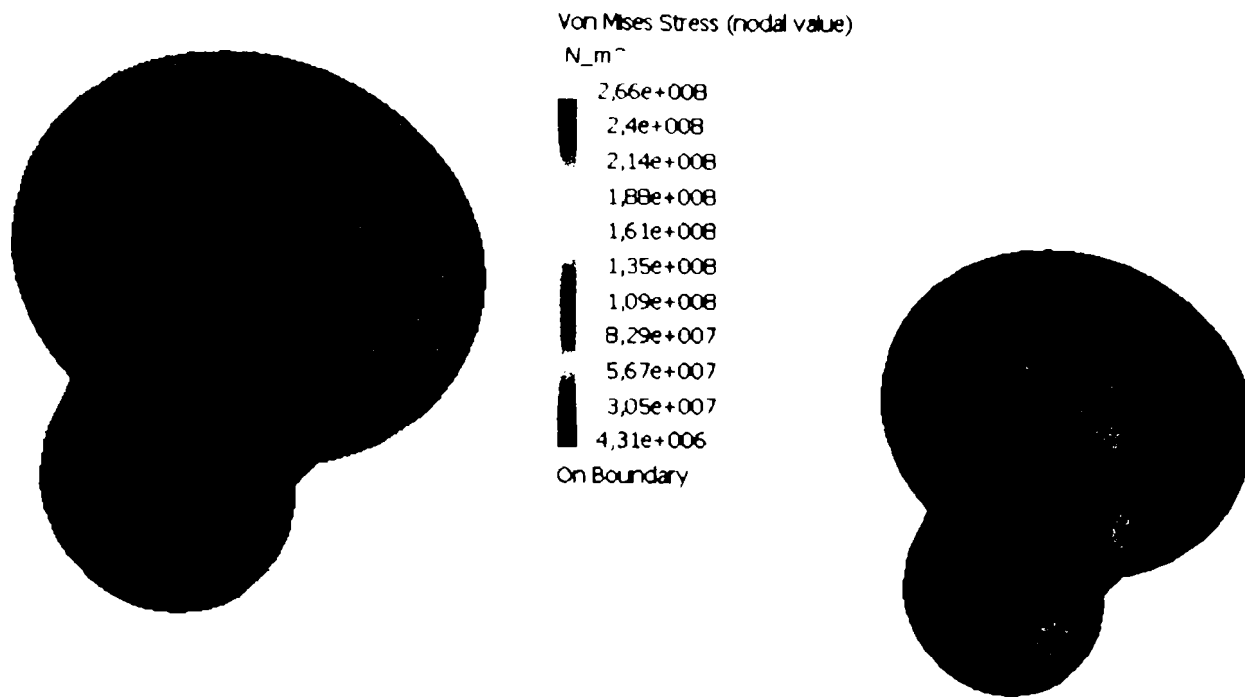
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,4
Conicitate	8°
Numar de noduri	1979
Numar de elemente	5647
Numar grade de libertate	5937
Tensiune maxima (Von Misses)	2,80179e+008
Deplasare	0,0690537



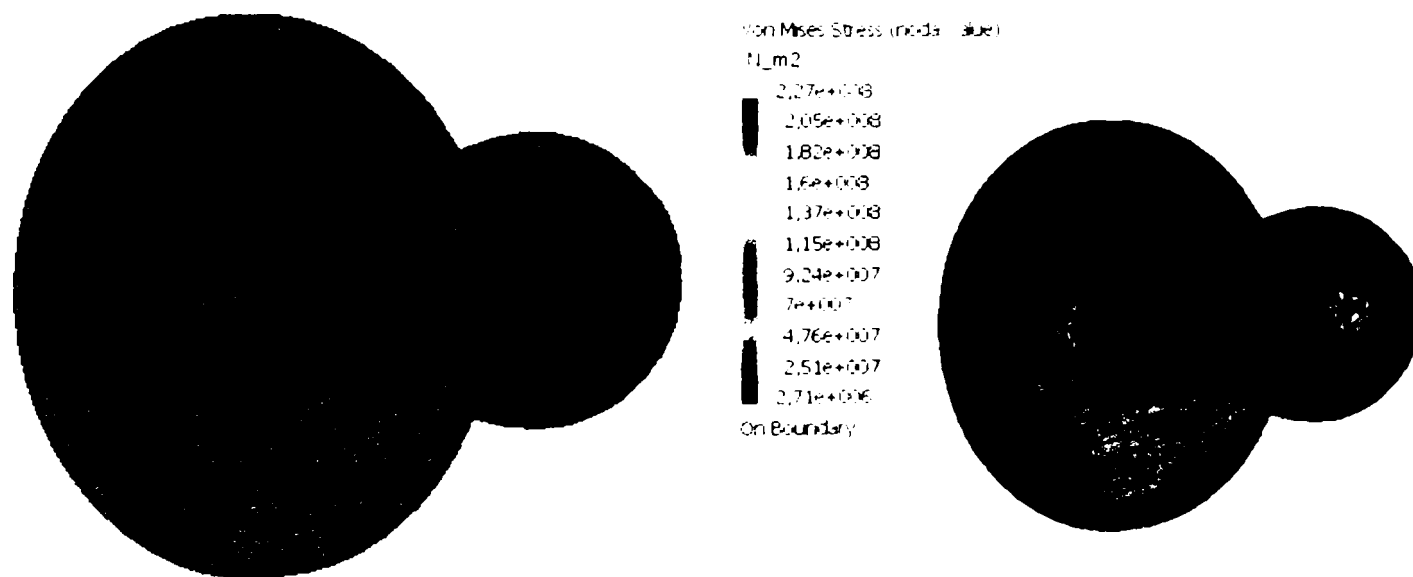
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,4
Conicitate	21°
Numar de noduri	2182
Numar de elemente	6192
Numar grade de libertate	6546
Tensiune maxima (Von Misses)	2,08602e+008
Deplasare	0,071863



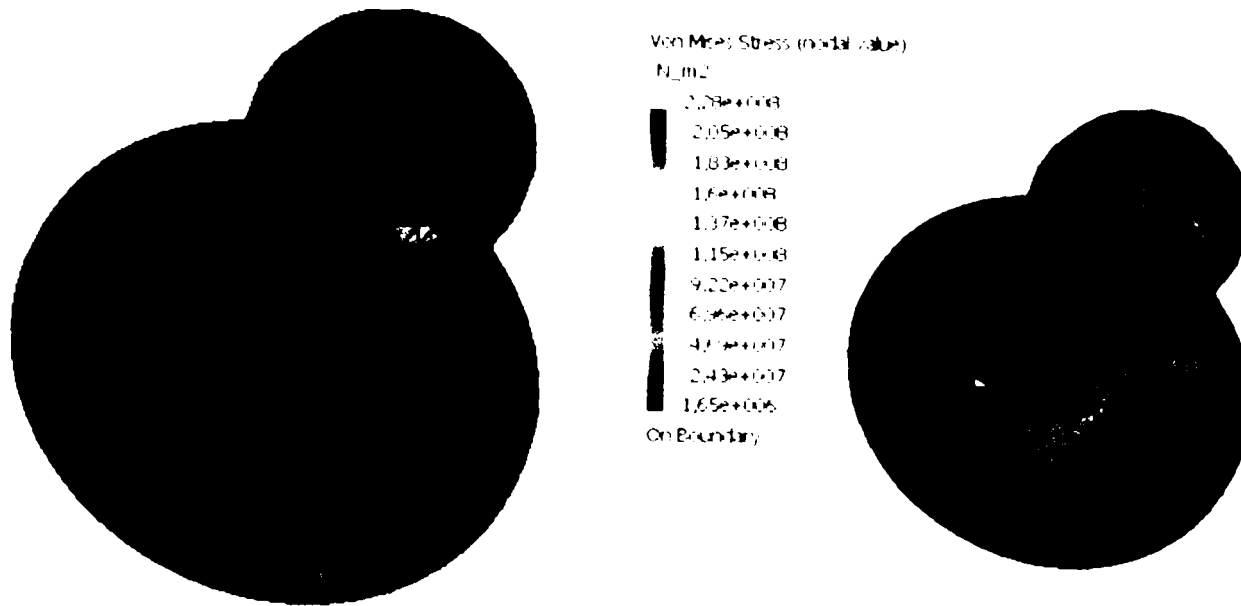
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,4
Conicitate	22°
Numar de noduri	2157
Numar de elemente	6165
Numar grade de libertate	6471
Tensiune maxima (Von Misses)	2,13728e+008
Deplasare	0,0654641
Tensiune maxima (Von Misses)	2,54965e+008
Deplasare	0,0653367



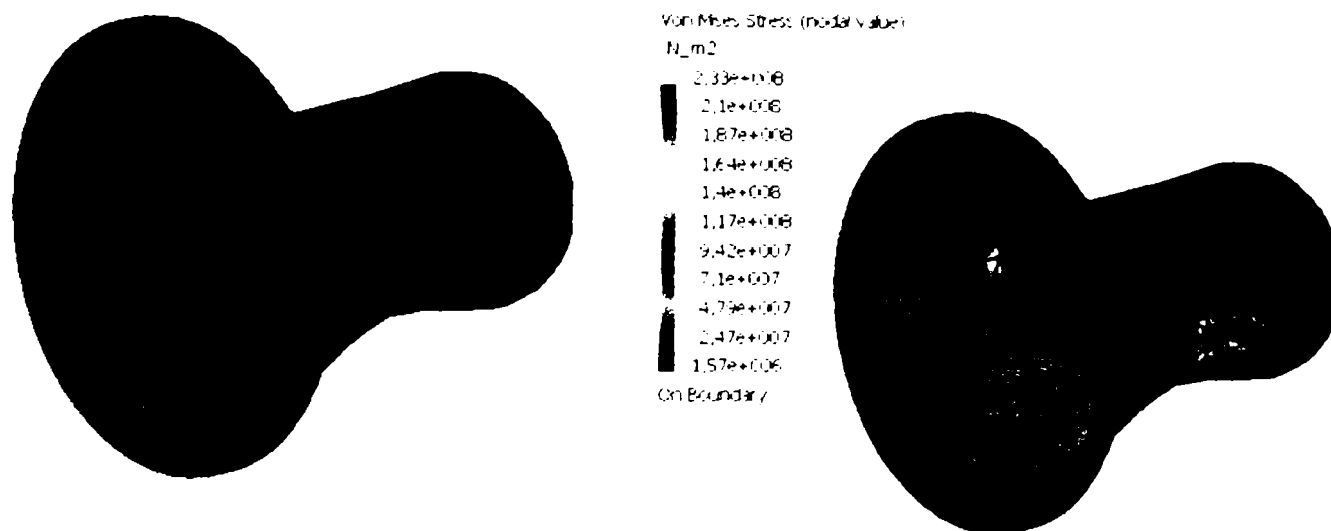
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,4
Conicitate	25°
Numar de noduri	2177
Numar de elemente	6230
Numar grade de libertate	6531
Tensiune maxima (Von Misses)	2,66247e+008
Deplasare	0,0651534



Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,4
Conicitate	26°
Numar de noduri	2196
Numar de elemente	6264
Numar grade de libertate	6588
Tensiune maxima (Von Misses)	2,26964e+008
Deplasare	0,0644472



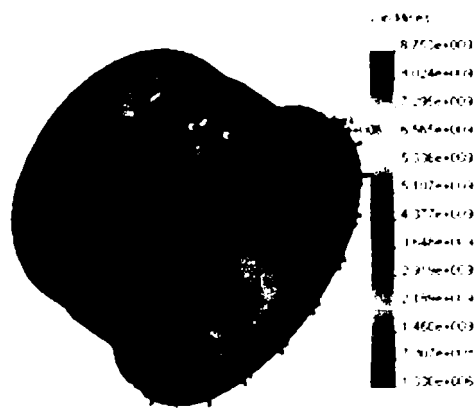
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,4
Conicitate	27°
Numar de noduri	2206
Numar de elemente	6365
Numar grade de libertate	6618
Tensiune maxima (Von Misses)	2,28025e+008
Deplasare	0,0628715



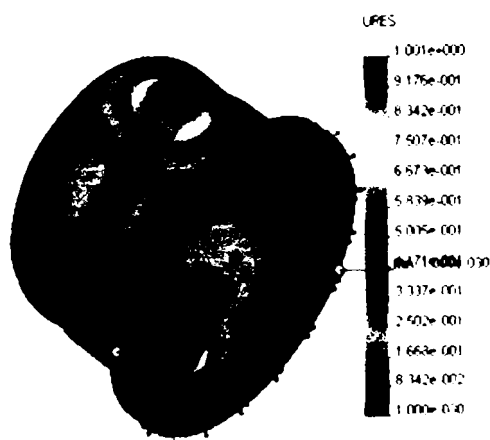
Parametru	Valoarea
Lungime	40
Diametru interior	28,4
Conicitate	28°
Numar de noduri	2130
Numar de elemente	6094
Numar grade de libertate	6390
Tensiune maxima (Von Misses)	2,33105e+008
Deplasare	0,0648842

Parametru	Valoare
Număr de noduri	116067
Număr de elemente	62780
Tensiune Von Mises [N/m ²]	8.75321e+009
Deplasare [mm]	1.001
Deformație [mm]	0.0292166
Lungime roată flexibilă [mm]	10
Raza interioară [mm]	28.2

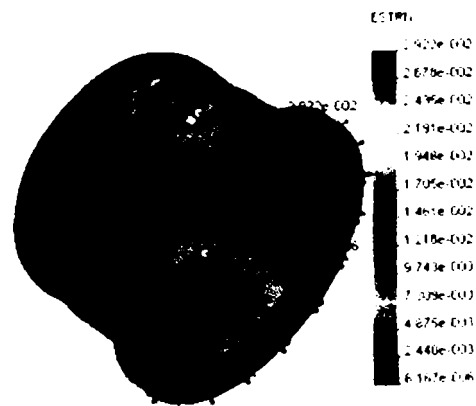
10_2d-RR-10-28-2 - Static Von Mises
Unit: N/m² Deformation Scale: 1.1



10_2d-RR-10-28-2 - Static Displacement
Unit: mm Deformation Scale: 1.699446

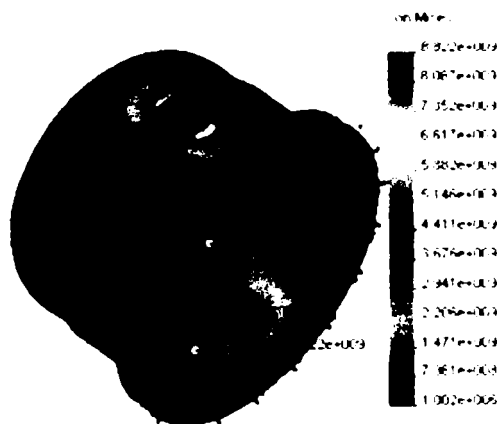


10_2d-RR-10-28-2 - Static Strain
Deformation Scale: 1.699446



Parametru	Valoare
Număr de noduri	120769
Număr de elemente	65744
Tensiune Von Mises [N/m ²]	8.82175e+009
Deplasare [mm]	1.00095
Deformație [mm]	0.0298903
Lungime roată flexibilă [mm]	10
Raza interioară [mm]	28.3

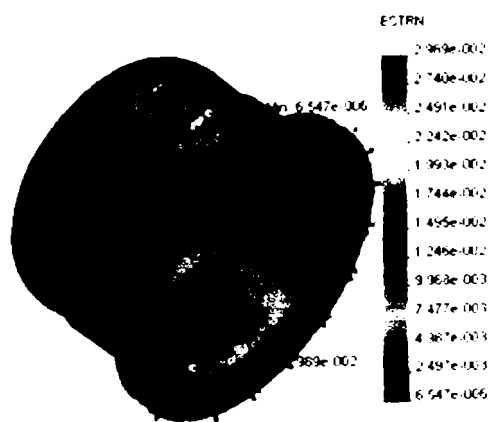
10_3d-RR-10-28-3 - State: Nodal Stress
 Units: N/m² Deformation Scale: 1.0



10_3d-RR-10-28-3 - State: Displacement
 Units: mm Deformation Scale: 1.0 9947

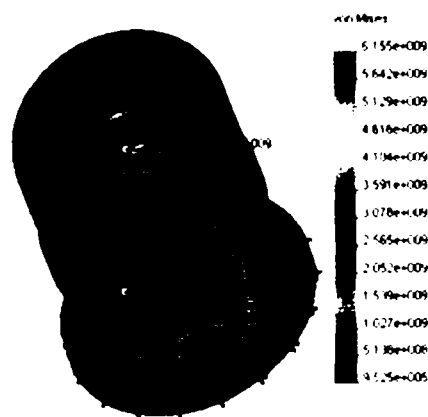


10_3d-RR-10-28-3 - State: Strain
 Deformation Scale: 1.0 69947

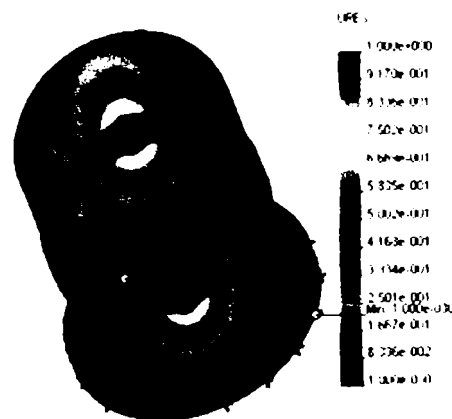


Parametru	Valoare
Număr de noduri	115265
Număr de elemente	60768
Tensiune Von Mises [N/m ²]	6.15477e+009
Deplasare [mm]	1.00032
Deformație [mm]	0.0201029
Lungime roată flexibilă [mm]	25
Raza interioară [mm]	28

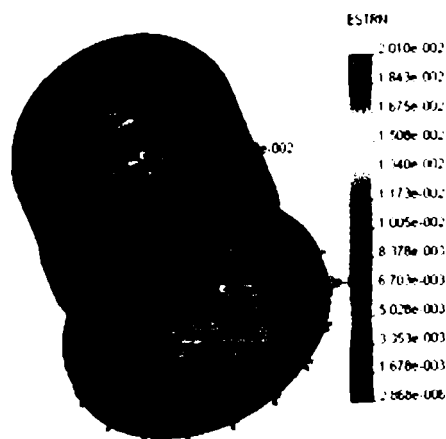
25_0d_25_0d Static Nodal Stress
Unit: N/m² Deformation Scale: 1.1



25_0d_25_0d Static Displacement
Unit: mm Deformation Scale: 1.1

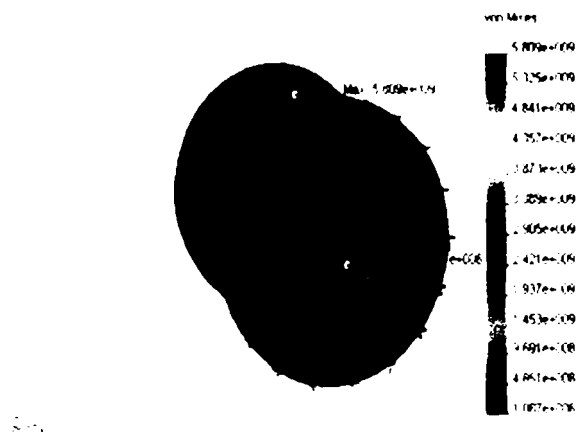


25_0d_25_0d Static Strain
Deformation Scale: 1.1

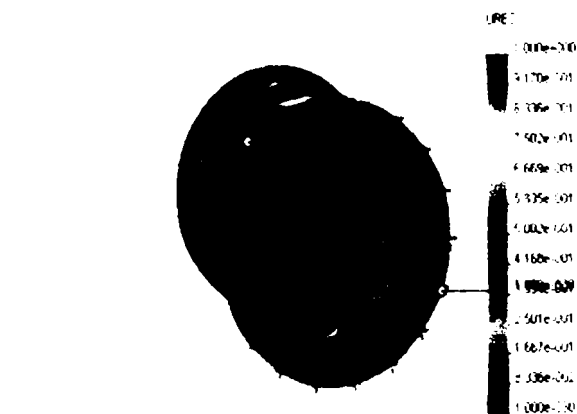


Parametru	Valoare
Număr de noduri	117647
Număr de elemente	62280
Tensiune Von Mises [N/m ²]	5.8092e+009
Deplasare [mm]	1.00032
Deformație [mm]	0.0198213
Lungime roată flexibilă [mm]	25
Raza interioară [mm]	28.1

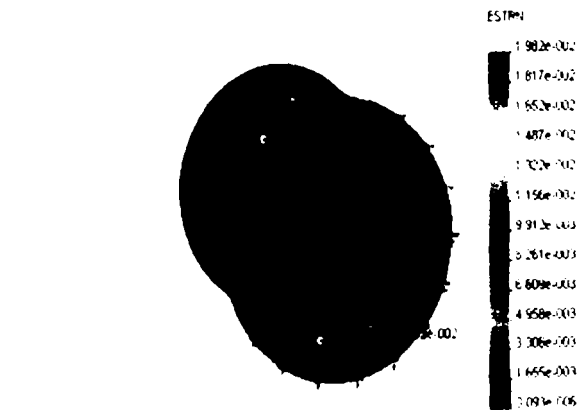
25_1d_25_1d - Static Von Mises
Unit: MPa; Deformation Scale: 1.1



25_1d_25_1d - Static Displacement
Unit: mm; Deformation Scale: 1.1

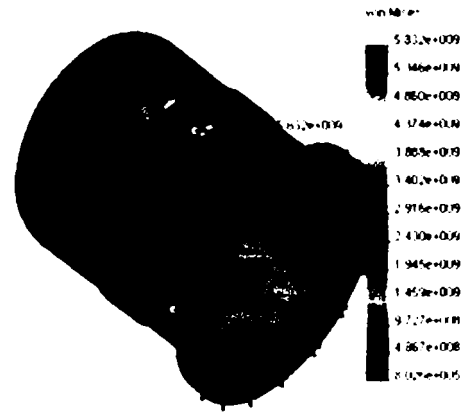


25_1d_25_1d - Static Deform
Deformation Scale: 1.1

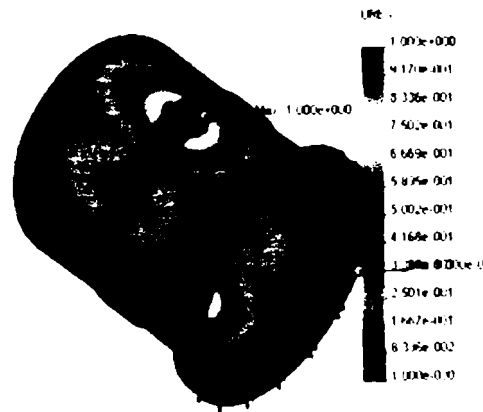


Parametru	Valoare
Număr de noduri	120489
Număr de elemente	63440
Tensiune Von Mises [N/m ²]	5.83205e+009
Deplasare [mm]	1.00033
Deformație [mm]	0.019677
Lungime roată flexibilă [mm]	25
Raza interioară [mm]	28.3

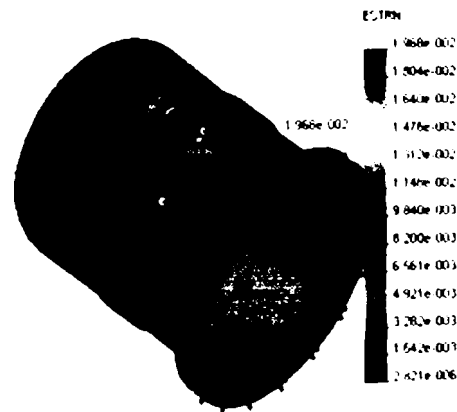
25_33-25_3d - Static Model (Pre)
Units: N/m² Deformation Scale: 1:1



25_33-25_3d - Static Displacement
Units: mm Deformation Scale: 1:1

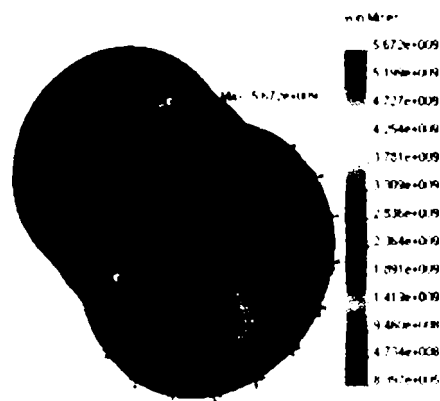


25_33-25_3d - Static Strain
Deformation Scale: 1:1

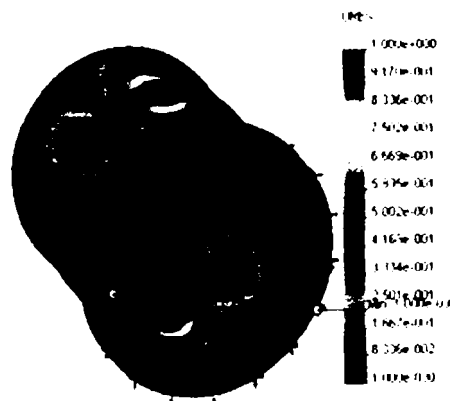


Parametru	Valoare
Număr de noduri	123037
Număr de elemente	64859
Tensiune Von Mises [N/m ²]	5.67179e+009
Deplasare [mm]	1.00031
Deformație [mm]	0.0181779
Lungime roată flexibilă [mm]	25
Raza interioară [mm]	28,4

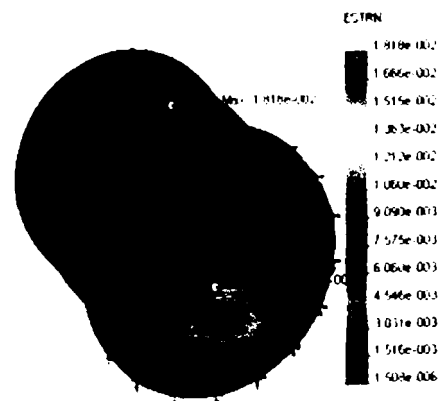
25_4d-25_4d - Static Mesh (Str.)
Unit: N/m² Deformation Scale 1 : 1



25_4d-25_4d - Static Displacement
Unit: mm Deformation Scale 1 : 1



25_4d-25_4d - Static Strain
Deformation Scale 1 : 1

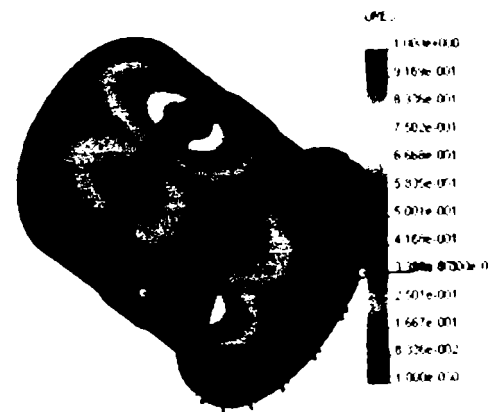


Parametru	Valoare
Număr de noduri	134838
Număr de elemente	70846
Tensiune Von Mises [N/m ²]	5.4652e+009
Deplasare [mm]	1.00027
Deformație [mm]	0.0198804
Lungime roată flexibilă [mm]	25
Raza interioară [mm]	28,7

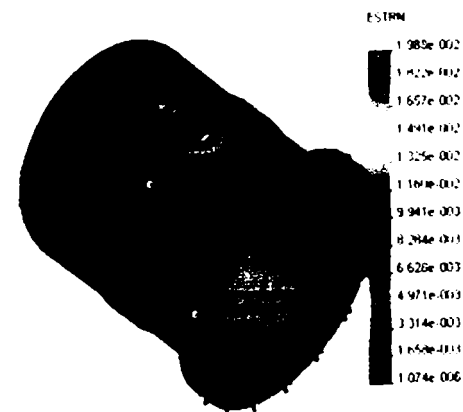
25_7d-25_7d - Static, Model 3D
Unit: mm, Deformation Scale: 1:1



25_7d-25_7d - Static, Displacement
Unit: mm, Deformation Scale: 1:1

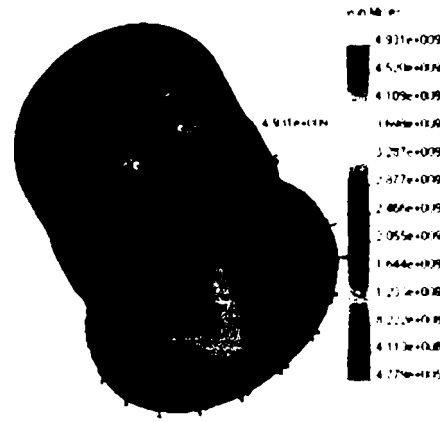


25_7d-25_7d - Static, Strain
Deformation Scale: 1:1

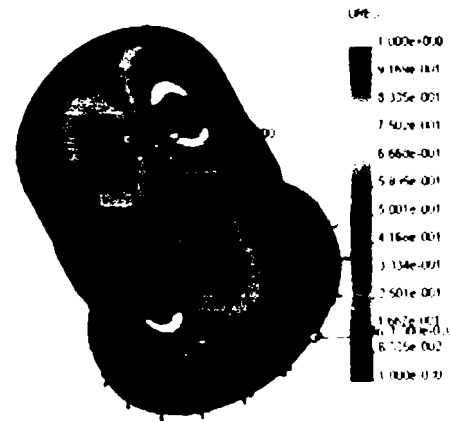


Parametru	Valoare
Număr de noduri	143945
Număr de elemente	76488
Tensiune Von Mises [N/m ²]	4.93092e+009
Deplasare [mm]	1.00023
Deformație [mm]	0.016918
Lungime roată flexibilă [mm]	25
Raza interioară [mm]	28,9

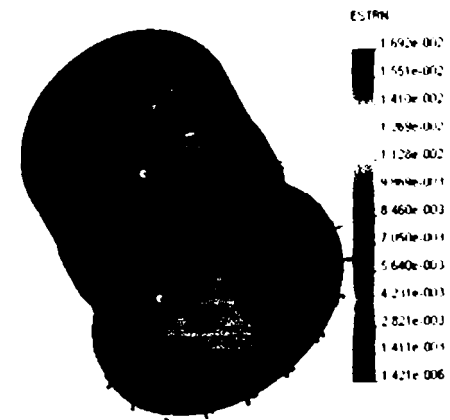
25_94-25_9 - Static Analysis
Unit: mm; Deformation Scale: 1:1



25_94-25_9 - Static Displacement
Unit: mm; Deformation Scale: 1:1

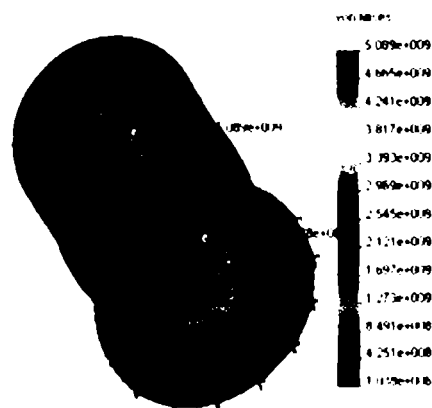


25_94-25_9 - Static Strain
Deformation Scale: 1:1

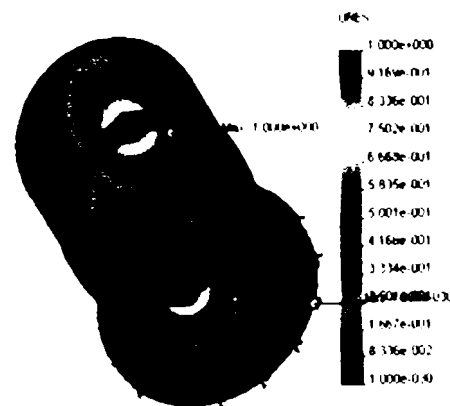


Parametru	Valoare
Număr de noduri	121857
Număr de elemente	63720
Tensiune Von Mises [N/m ²]	5.08931e+009
Deplasare [mm]	1.00027
Deformație [mm]	0.0163383
Lungime roată flexibilă [mm]	40
Raza interioară [mm]	28

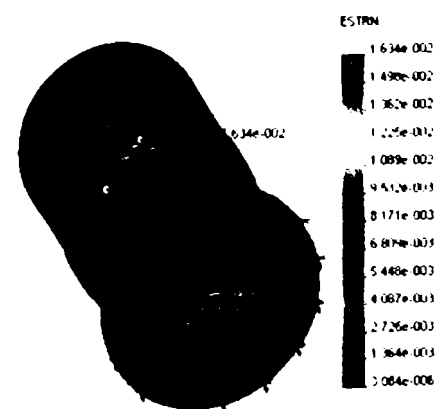
40_0d-40_0d Static Model Stress
Units: N/m² Deformation Scale: 1:1



40_0d-40_0d Static Displacement
Units: mm Deformation Scale: 1:1

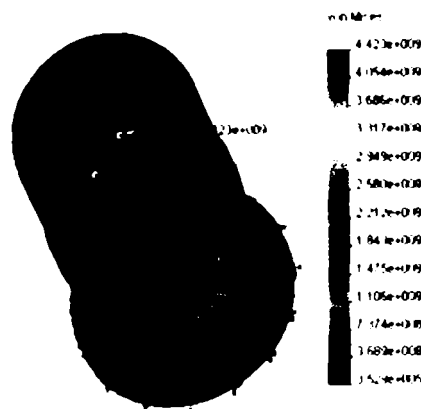


40_0d-40_0d Static Strain
Deformation Scale: 1:1

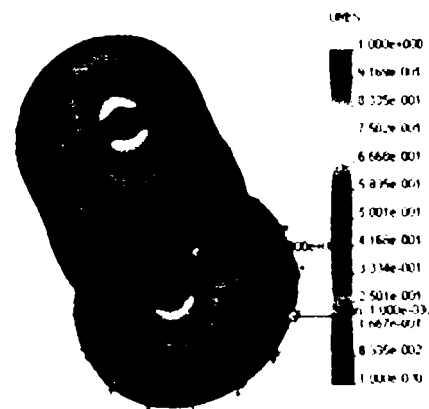


Parametru	Valoare
Număr de noduri	135158
Număr de elemente	70386
Tensiune Von Mises [N/m ²]	4.42286e+009
Deplasare [mm]	1.00023
Deformație [mm]	0.0137101
Lungime roată flexibilă [mm]	40
Raza interioară [mm]	28,5

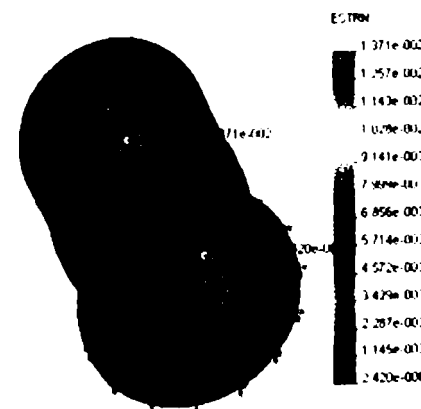
40_Sd-40_Sd - Static Model (Area) :
Unit: N/m² Deformation Scale: 1 : 1



40_Sd-40_Sd - Static Displacement
Unit: mm Deformation Scale: 1 : 1

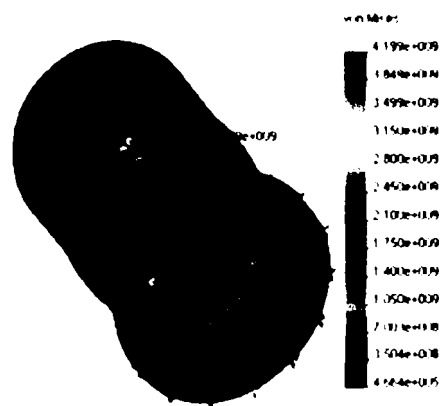


40_Sd-40_Sd - Static Strain
Deformation Scale: 1 : 1

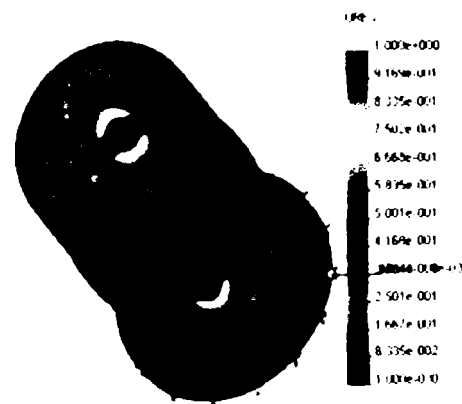


Parametru	Valoare
Număr de noduri	145560
Număr de elemente	76013
Tensiune Von Mises [N/m ²]	4.19927e+009
Deplasare [mm]	1.0002
Deformație [mm]	0.012832
Lungime roată flexibilă [mm]	40
Raza interioară [mm]	28,8

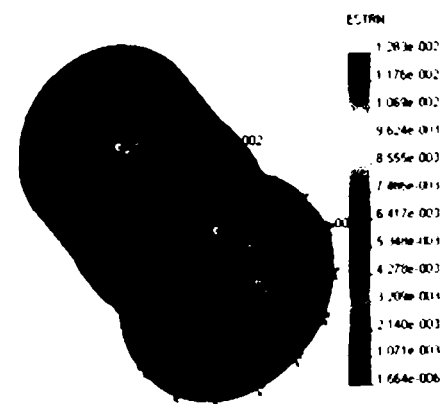
40_Bd-40_Bd Static Model Stress
Unit: N/m² Deformation Scale: 1:1



40_Bd-40_Bd Static Displacement
Unit: mm Deformation Scale: 1:1

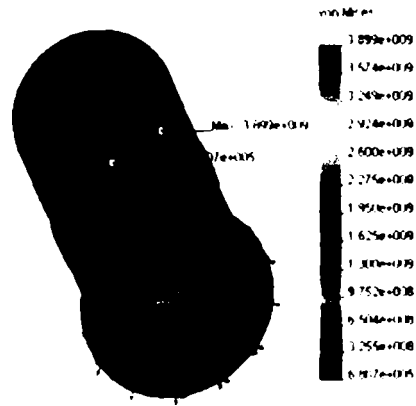


40_Bd-40_Bd Static Strain
Deformation Scale: 1:1

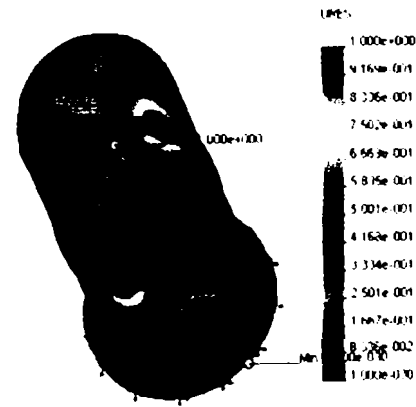


Parametru	Valoare
Număr de noduri	164674
Număr de elemente	85905
Tensiune Von Mises [N/m ²]	3.89893e+009
Deplasare [mm]	1.00028
Deformație [mm]	0.0134703
Lungime roată flexibilă [mm]	55
Raza interioară [mm]	28

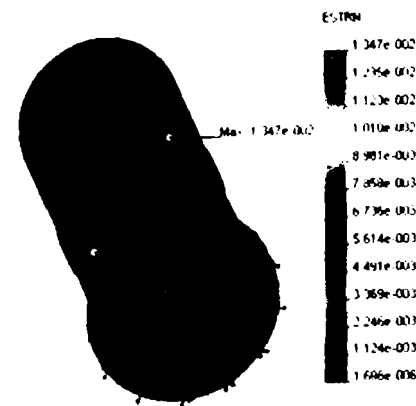
55_04-55_04 Static Model Stress
Unit: N/m² Deformation Scale: 1:1



55_04-55_04 Static Displacement
Unit: mm Deformation Scale: 1:1

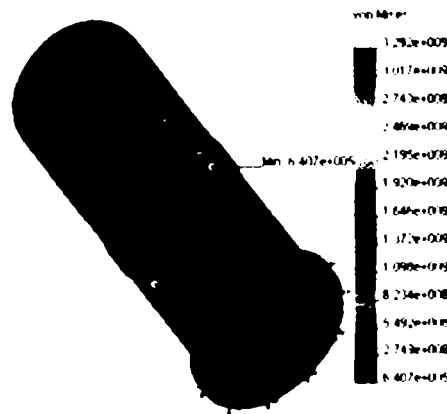


55_04-55_04 Static Strain
Deformation Scale: 1:1

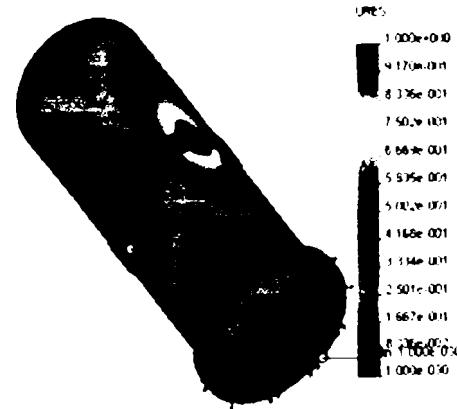


Parametru	Valoare
Număr de noduri	235393
Număr de elemente	123364
Tensiune Von Mises [N/m ²]	3.29172e+009
Deplasare [mm]	1.00031
Deformație [mm]	0.0114399
Lungime roată flexibilă [mm]	70
Raza interioară [mm]	28,2

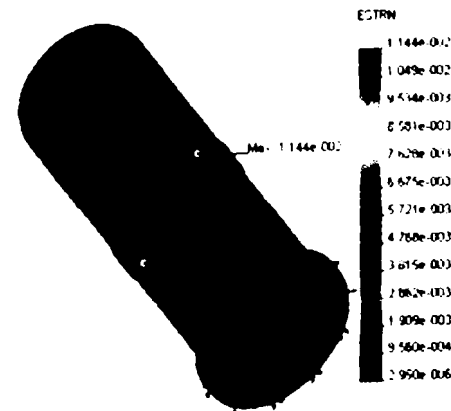
70_2d-70_2d Static Model Stress
Unit: MPa Deformation Scale: 1:1



70_2d-70_2d Static Displacement
Unit: mm Deformation Scale: 1:1



70_2d-70_2d Static Strain
Deformation Scale: 1:1



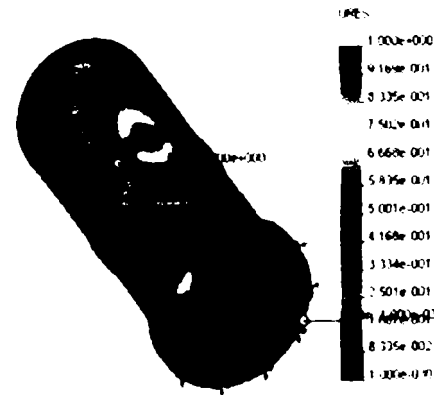
BUPT

Parametru	Valoare
Număr de noduri	151438
Număr de elemente	77332
Tensiune Von Mises [N/m ²]	2.98197e+009
Deplasare [mm]	1.00025
Deformație [mm]	0.0107207
Lungime roată flexibilă [mm]	70
Raza interioară [mm]	28,6

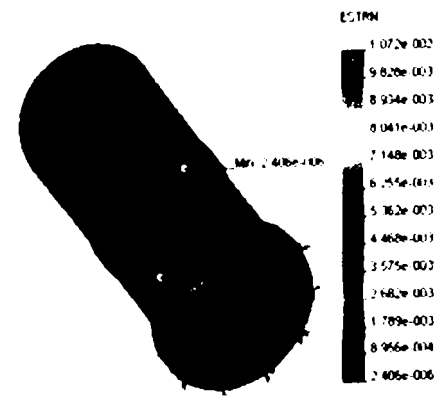
70_6d-70_6d - Static Model: Stress
Units: N/m² Deformation Scale: 1:1



70_6d-70_6d - Static: Displacement
Units: mm Deformation Scale: 1:1

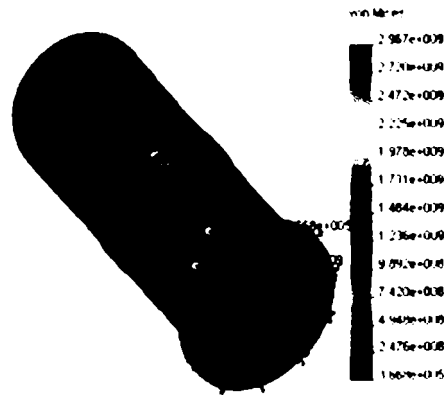


70_6d-70_6d - Static: Strain
Deformation Scale: 1:1

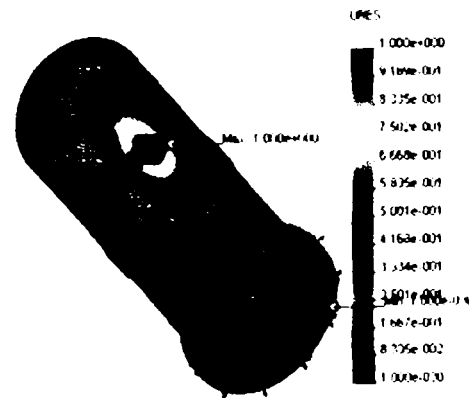


Parametru	Valoare
Număr de noduri	162643
Număr de elemente	83250
Tensiune Von Mises [N/m ²]	2.96688e+009
Deplasare [mm]	1.00023
Deformație [mm]	0.00862872
Lungime roată flexibilă [mm]	70
Raza interioară [mm]	28,8

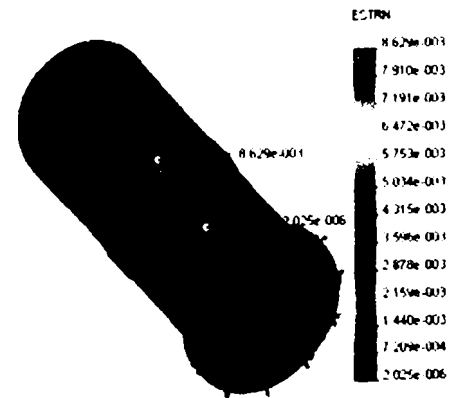
70_Bd-70_Bd Static Stress
Unit: N/m² Deformation Scale: 1:1



70_Bd-70_Bd Static Displacement
Unit: mm Deformation Scale: 1:1



70_Bd-70_Bd Static Strain
Deformation Scale: 1:1

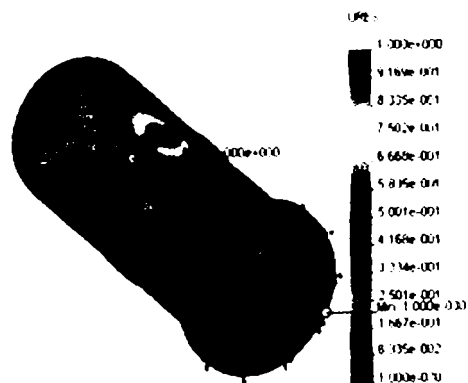


Parametru	Valoare
Număr de noduri	169583
Număr de elemente	87051
Tensiune Von Mises [N/m ²]	2.96408e+009
Deplasare [mm]	1.00021
Deformație [mm]	0.00809352
Lungime roată flexibilă [mm]	70
Raza interioară [mm]	28,9

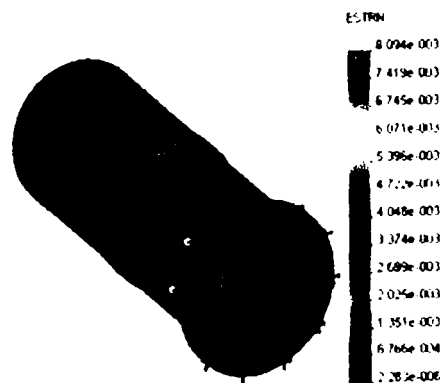
70_9d-70_9d Static Model Stress
Units: N/m² Deformation Scale: 1:1



70_9d-70_9d Static Displacement
Units: mm Deformation Scale: 1:1

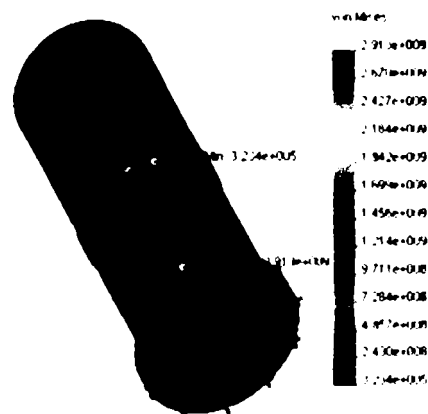


70_9d-70_9d Static Strain
Deformation Scale: 1:1

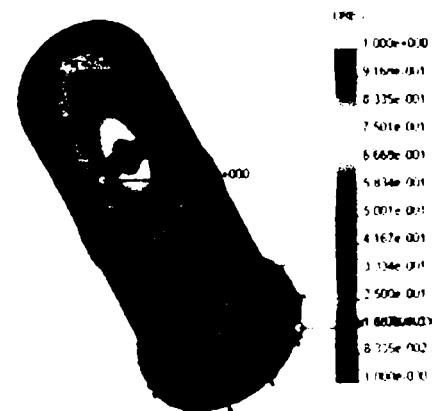


Parametru	Valoare
Număr de noduri	175737
Număr de elemente	90395
Tensiune Von Mises [N/m ²]	2.9125e+009
Deplasare [mm]	1.00018
Deformație [mm]	0.00788998
Lungime roată flexibilă [mm]	70
Raza interioară [mm]	29

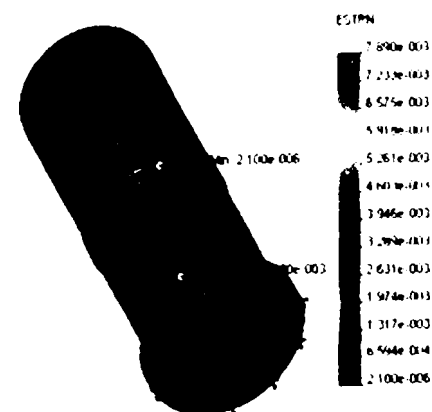
70_10d-70_10d - Static Nodal Stress
Unit: N/m² Deformation Scale: 1:1



70_10d-70_10d - Static Displacement
Unit: mm Deformation Scale: 1:1

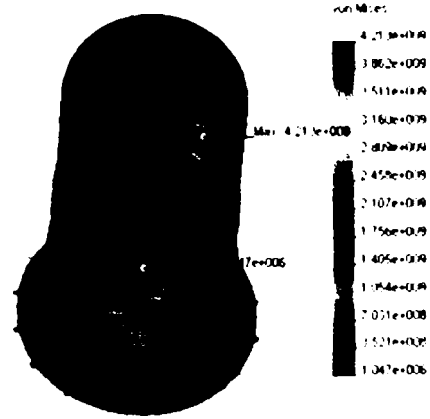


70_10d-70_10d - Static Strain
Deformation Scale: 1:1

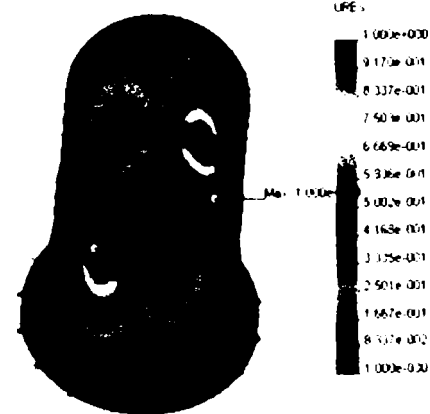


Parametru	Valoare
Număr de noduri	136040
Număr de elemente	71515
Tensiune Von Mises [N/m ²]	4.21335e+009
Deplasare [mm]	1.00041
Deformație [mm]	0.0137543
Unghiul conicității [°]	5

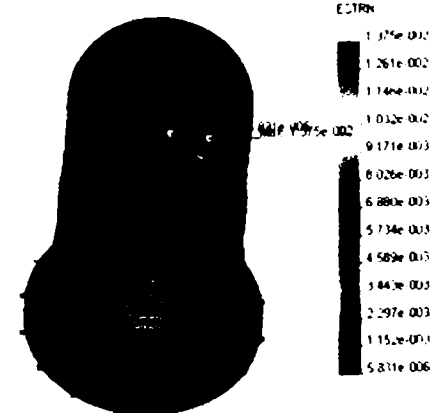
con05-con05 - Static Nodal Stress
Units: N/m² Deformation Scale: 1:1



con05-con05 - Static Equivalent Strain
Units: mm Deformation Scale: 1:1

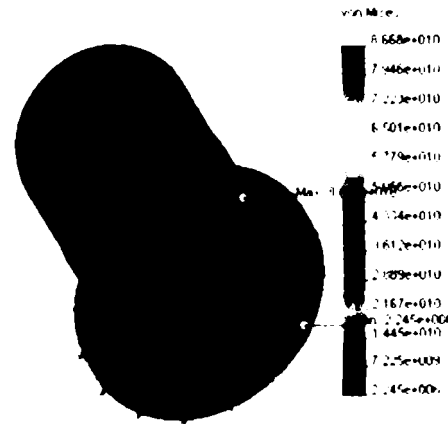


con05-con05 - Static Strain
Deformation Scale: 1:1

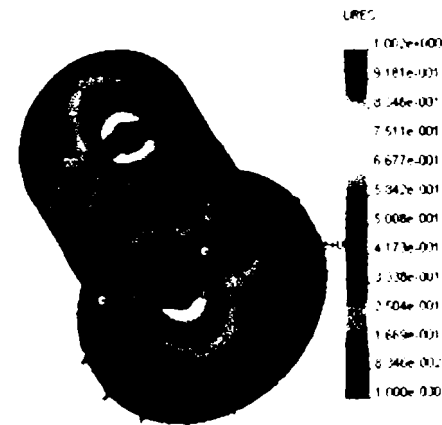


Parametru	Valoare
Număr de noduri	136230
Număr de elemente	71498
Tensiune Von Mises [N/m ²]	8.66791e+010
Deplasare [mm]	1.00152
Deformație [mm]	0.215744
Unghiul conicității [°]	10

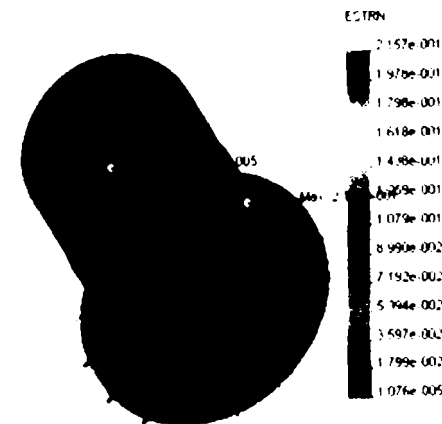
con10.con10 - State: Model Stress
Unit: N/m² Deformation Scale: 1:1



con10.con10 - State: Displacement
Unit: mm Deformation Scale: 1:1

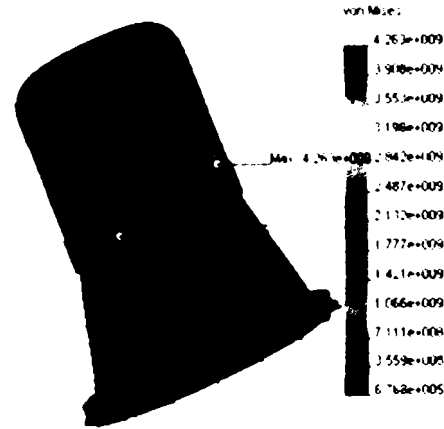


con10.con10 - State: Strain
Deformation Scale: 1:1

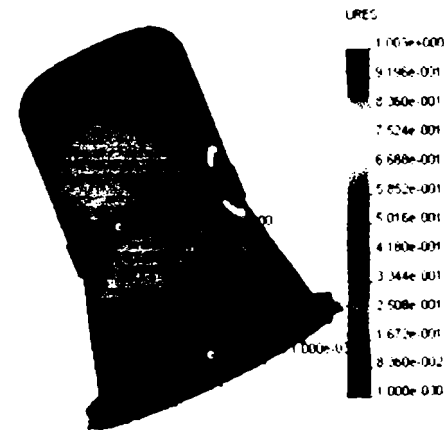


Parametru	Valoare
Număr de noduri	137596
Număr de elemente	72013
Tensiune Von Mises [N/m ²]	4.26313e+009
Deplasare [mm]	1.00317
Deformație [mm]	0.0151569
Unghiul conicității [°]	15

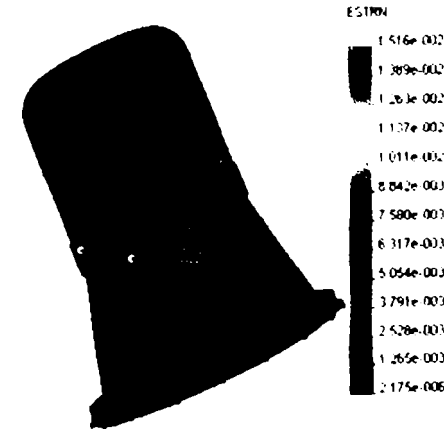
con15-con15 - Static Model Stress
Units: N/m² Deformation Scale: 1:1



con15-con15 - Static Displacement
Units: mm Deformation Scale: 1:1



con15-con15 - Static Strain
Deformation Scale: 1:1

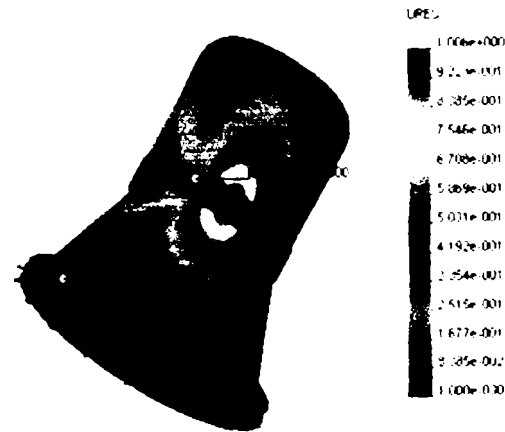


Parametru	Valoare
Număr de noduri	138078
Număr de elemente	71909
Tensiune Von Mises [N/m ²]	4.7553e+011
Deplasare [mm]	1.00619
Deformație [mm]	0.513231
Unghiul conicității [°]	20

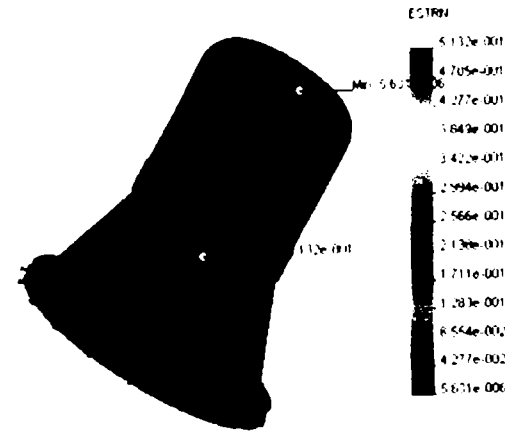
con20-con20 - Static Model Stress
Unit: N/m² Deformation Scale: 1:1



con20-con20 - Static Displacement
Unit: mm Deformation Scale: 1:1

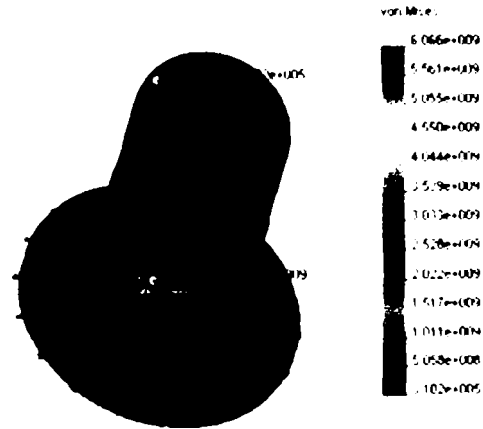


con20-con20 - Static Strain
Deformation Scale: 1:1

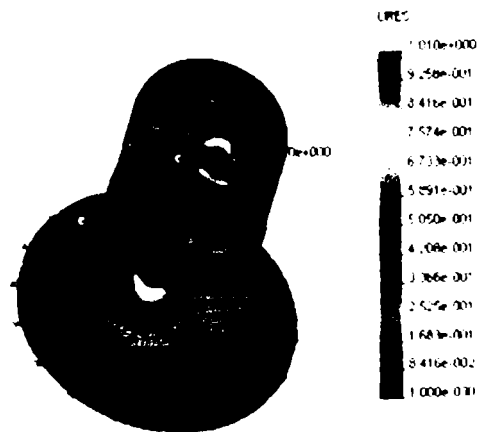


Parametru	Valoare
Număr de noduri	138842
Număr de elemente	71922
Tensiune Von Mises [N/m ²]	6.06598e+009
Deplasare [mm]	1.00991
Deformație [mm]	0.0201597
Unghiul conicității [°]	25

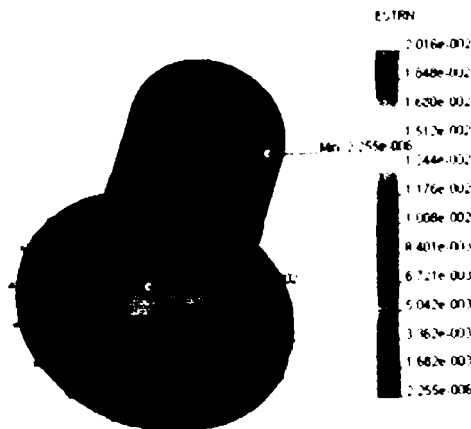
con25-con25 - Static Model Stress
Units: N/m² Deformation Scale: 1:1



con25-con25 - Static Displacement
Units: mm Deformation Scale: 1:1

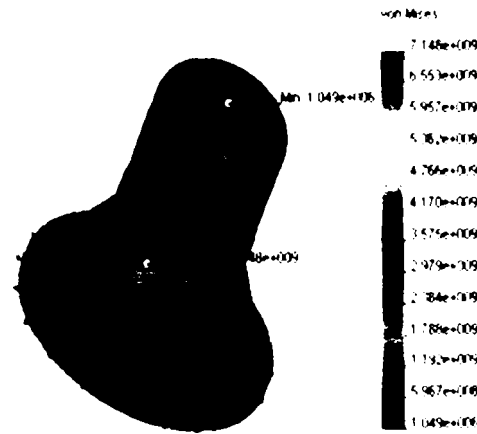


con25-con25 - Static Strain
Deformation Scale: 1:1

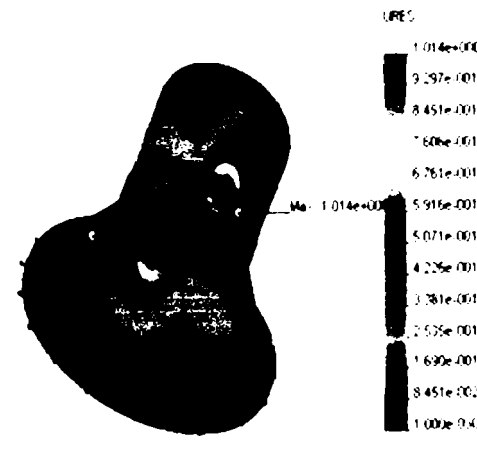


Parametru	Valoare
Număr de noduri	141523
Număr de elemente	73107
Tensiune Von Mises [N/m ²]	7.14845e+009
Deplasare [mm]	1.01417
Deformație [mm]	0.023405
Unghiul conicității [°]	30

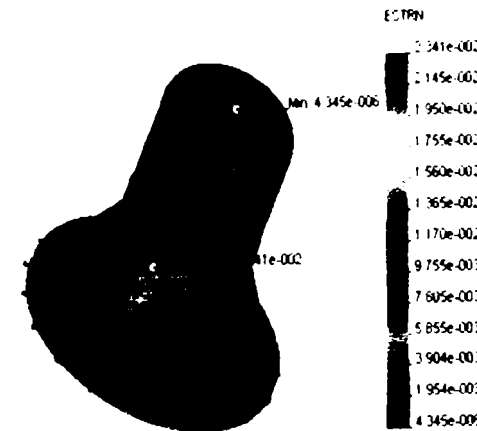
con30-con30 Static Model Stress
Units: N/m² Deformation Scale: 1:1



con30-con30 Static Displacement
Units: mm Deformation Scale: 1:1



con30-con30 Static Strain
Deformation Scale: 1:1



Program pentru trasarea diagramelor tridimensionale

% Suprafete deplasare constanta

```
sigma_v_m(:,1) = [8.82451e+009  
8.85732e+009  
8.75321e+009  
8.82175e+009  
8.54414e+009  
8.48690e+009  
8.55980e+009  
7.93791e+009  
8.11952e+009  
8.04003e+009  
7.85140e+009];
```

```
sigma_v_m(:,2) = [6.15477e+009  
5.80920e+009  
5.86323e+009  
5.83205e+009  
5.67179e+009  
5.71214e+009  
5.25441e+009  
5.46520e+009  
5.06755e+009  
4.93092e+009  
4.94303e+009];
```

```
sigma_v_m(:,3) = [5.08931e+009  
4.73608e+009  
4.75398e+009  
4.73736e+009  
4.48613e+009  
4.42286e+009  
4.66106e+009  
4.24938e+009
```

```
4.19927e+009
4.36966e+009
3.94135e+009];
```

```
sigma_v_m(:,4) = [3.89893e+009
3.94524e+009
3.69893e+009
3.79680e+009
3.74567e+009
3.82393e+009
3.70468e+009
3.52178e+009
3.76792e+009
3.56565e+009
3.44737e+009];
```

```
sigma_v_m(:,5) = [3.41360e+009
3.29519e+009
3.29172e+009
3.21116e+009
3.19347e+009
2.98871e+009
2.98197e+009
3.12895e+009
2.96688e+009
2.96408e+009
2.91250e+009];
```

```
% 1 tensiune la deplasare constanta
```

```
sigma_surf = [sigma_v_m(:,1) sigma_v_m(:,2) sigma_v_m(:,3)
sigma_v_m(:,4) sigma_v_m(:,5)];
figure; surf(sigma_surf);
set(gca,'XTickLabel',{'10','25','40','55','70'});
set(gca,'YTick',0:2:10);
set(gca,'YTickLabel',{'2','1.8','1.6','1.4','1.2','1'});
```

```
xlabel('Lungime [mm]');  
ylabel('Grosime [mm]');  
zlabel('Tensiune Von Mises [N/m^2]');  
title('Tensiune pentru deplasare constanta');  
shading interp;
```

```
% Suprafete forta constanta
```

```
sigma_v_m(:,1) = [7.93422e+008
```

```
8.01292e+008
```

```
8.63127e+008
```

```
9.73431e+008
```

```
1.05507e+009
```

```
1.19100e+009
```

```
1.26947e+009
```

```
1.51784e+009
```

```
1.77179e+009
```

```
1.95480e+009
```

```
2.34180e+009];
```

```
sigma_v_m(:,2) = [8.03757e+008
```

```
8.82016e+008
```

```
9.67237e+008
```

```
1.04222e+009
```

```
1.12291e+009
```

```
1.28681e+009
```

```
1.43544e+009
```

```
1.64599e+009
```

```
1.82077e+009
```

```
2.19963e+009
```

```
2.62070e+009];
```

```
sigma_v_m(:,3) = [8.73276e+008
```

```
8.94084e+008
```

```
1.01118e+009
```

```
1.09045e+009
```

```
1.19955e+009
```

```
1.27765e+009
```

```

1.53441e+009
1.62267e+009
1.90944e+009
2.35682e+009
2.59051e+009];
sigma_v_m(:,4) = [8.65984e+008
9.37518e+008
1.01716e+009
1.10525e+009
1.21044e+009
1.38195e+009
1.53697e+009
1.69520e+009
2.05425e+009
2.30792e+009
2.64183e+009];
sigma_v_m(:,5) = [9.21659e+008
1.00684e+009
1.08004e+009
1.16651e+009
1.28310e+009
1.42499e+009
1.51878e+009
1.87736e+009
2.00672e+009
2.31854e+009
2.72818e+009];

sigma_surf = [sigma_v_m(:,1) sigma_v_m(:,2) sigma_v_m(:,3)
sigma_v_m(:,4) sigma_v_m(:,5)];
figure; surf(sigma_surf);
set(gca,'XTickLabel',{'10','25','40','55','70'});
set(gca,'YTick',0:2:10);
set(gca,'YTickLabel',{'2','1.8','1.6','1.4','1.2','1'});
xlabel('Lungime [mm]');
ylabel('Grosime [mm]');

```

```
zlabel('Tensiune Von Mises [N/m^2]');  
title('Tensiune pentru forta constanta');  
shading interp;
```

```
depl(:,1) = [0.098241  
0.104349  
0.115071  
0.127693  
0.142319  
0.160614  
0.182104  
0.208383  
0.241578  
0.284384  
0.339151];  
depl(:,2) = [0.140017  
0.154472  
0.171268  
0.190492  
0.213750  
0.242112  
0.276453  
0.320112  
0.374952  
0.443835  
0.536963];  
depl(:,3) = [0.181201  
0.198551  
0.218538  
0.242171  
0.271099  
0.305916  
0.348391  
0.401374  
0.468293
```

```
0.558173
0.672309];
depl(:,4) = [0.231532
0.252133
0.276976
0.306284
0.339678
0.380431
0.429919
0.492157
0.569497
0.670032
0.804968];
depl(:,5) = [0.285489
0.312469
0.344835
0.380527
0.422364
0.472178
0.532253
0.605864
0.696555
0.812715
0.964793];
```

```
depl_surf = [depl(:,1) depl(:,2) depl(:,3) depl(:,4) depl(:,5)];
figure; surf(depl_surf);
shading interp;
set(gca,'XTickLabel',{'10','25','40','55','70'});
set(gca,'YTick',0:2:10);
set(gca,'YTickLabel',{'2','1.8','1.6','1.4','1.2','1'});
xlabel('Lungime [mm]');
ylabel('Grosime [mm]');
zlabel('Deplasare [mm]');
title('Deplasare pentru forta constanta');
```

% Deformatia la deplasare constanta
% 10d

```
def(:,1) = [0.0296251  
0.0296251  
0.0292166  
0.0298903  
0.029096  
0.0277798  
0.0279394  
0.0273297  
0.0260794  
0.0260866  
0.0235067];
```

% 25d

```
def(:,2) = [0.0201029  
0.0198213  
0.0195496  
0.019677  
0.0181779  
0.0201197  
0.0184884  
0.0198804  
0.0157289  
0.016918  
0.0143681];
```

% 40d

```
def(:,3) = [0.0163383  
0.0158166  
0.0153402  
0.0151438  
0.015921  
0.0137101  
0.0148562
```



```
0.0120347  
0.012832  
0.0143031  
0.012261];
```

```
% 55d  
def(:,4) = [0.0134703  
0.0136188  
0.0126103  
0.0120858  
0.0118342  
0.0139024  
0.0126499  
0.0104935  
0.0134195  
0.0122773  
0.0123503];
```

```
% 70d  
def(:,5) = [0.0110194  
0.0108591  
0.0114399  
0.0107439  
0.0103161  
0.0100713  
0.0107207  
0.0108686  
0.00862872  
0.00809352  
0.00788998];
```

```
def_surf = [def(:,1) def(:,2) def(:,3) def(:,4) def(:,5)];  
figure; surf(def_surf);  
set(gca,'XTickLabel',{'10','25','40','55','70'});  
set(gca,'YTick',0:2:10);  
set(gca,'YTickLabel',{'2','1.8','1.6','1.4','1.2','1'});
```

```
xlabel('Lungime [mm]');  
ylabel('Grosime [mm]');  
zlabel('Deformatie relativa');  
title('Deformatie relativa pentru deplasare constanta');  
shading interp;
```

```
% Deformatia la forta constanta
```

```
% 10f
```

```
def(:,1) = [0.00271707  
0.00271707  
0.00294119  
0.00362024  
0.00343984  
0.00401285  
0.0042181  
0.00479275  
0.00607612  
0.0067078  
0.006843];
```

```
% 25f
```

```
def(:,2) = [0.00267463  
0.00291801  
0.00322912  
0.00347334  
0.0035869  
0.0045344  
0.00512739  
0.00598345  
0.00599238  
0.00755696  
0.00758837];
```

```
% 40f
```

```
def(:,3) = [0.0027916  
0.00306638  
0.00323841
```

```
0.00346983
0.00413512
0.00413346
0.00488302
0.00495978
0.00585937
0.00771539
0.00773713];
% 55f
def(:,4) = [0.00297853
0.00329929
0.00346691
0.00362627
0.00394324
0.00502713
0.00550515
0.00484046
0.00742686
0.00788264
0.00985839];
% 70f
def(:,5) = [0.00312953
0.00345217
0.00371746
0.00402617
0.00411859
0.00461814
0.00570425
0.00639595
0.00562172
0.00621606
0.00729482];

def_surf = [def(:,1) def(:,2) def(:,3) def(:,4) def(:,5)];
figure; surf(def_surf);
set(gca,'XTickLabel',{'10','25','40','55','70'});
```

```

set(gca,'YTick',0:2:10);
set(gca,'YTickLabel',{'2','1.8','1.6','1.4','1.2','1'});
% set(gca,'YTickLabel',{'2','1.9','1.8','1.7','1.6','1.5','1.4','1.3','1.2','1.1','1'});
xlabel('Lungime [mm]');
ylabel('Grosime [mm]');
zlabel('Deformatie relativa');
title('Deformatie relativa pentru forta constanta');
shading interp;

```

```
% Conic
```

```

alfa = [5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28
29 30];
con = [4.21335e+009 0.0137543
4.16578e+009 0.013659
4.10067e+009 0.0136051
9.98239e+010 0.0511047
2.96277e+010 0.0173732
8.66791e+010 0.215744
2.96903e+010 0.215744
2.96903e+010 0.0217618
4.18023e+009 0.013155
9.55954e+010 0.444145
4.26313e+009 0.0151569
9.88889e+009 0.0141258
2.25445e+010 0.0171121
4.20338e+011 0.0853266
5.03091e+010 0.0159298
4.7553e+011 0.513231
5.07938e+009 0.0184273
5.42482e+009 0.0177502
5.06137e+009 0.0184685
5.60743e+009 0.0198182
6.06598e+009 0.0201597
6.25604e+009 0.0198307
6.58519e+009 0.0223958

```

```
6.96391e+009 0.0231703  
6.6481e+009 0.0246901  
7.14845e+009 0.023405];
```

```
figure; plot(alfa,con(:,1),'ko');  
xlabel('Unghiul conului [grade]');  
ylabel('Tensiune Von Mises [N/m^2]');  
title('Tensiune pentru forta constanta');  
figure; plot(alfa,con(:,2),'ko');  
xlabel('Unghiul conului [grade]');  
ylabel('Deformatie relativa');  
title('Deformatie relativa pentru forta constanta');
```

Program pentru afișarea diagramelor în cazul elementului deformabil cu porțiune tronconică.

```
alfa = [5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30];  
sigma_v_m = [2.52497e+008  
2.49383e+008  
2.86161e+008  
2.80179e+008  
2.55481e+008  
2.55360e+008  
2.66713e+008  
2.66713e+008  
2.38070e+008  
2.62175e+008  
2.26861e+008  
2.57864e+008  
2.20021e+008  
2.23327e+008  
2.19432e+008  
2.27821e+008  
2.08602e+008  
2.13728e+008  
2.14471e+008  
2.54965e+008  
2.66247e+008  
2.26964e+008  
2.28025e+008  
2.33105e+008  
2.17635e+008  
2.10947e+008];
```

```
depl = [0.0696309  
0.0714587  
0.0718640  
0.0690537  
0.0717852  
0.0730910  
0.0740485  
0.0740485  
0.0643376  
0.0694758  
0.0662312
```

```
0.0691775
0.0669767
0.0708851
0.0696442
0.0691169
0.0718630
0.0654641
0.0633748
0.0653367
0.0651534
0.0644472
0.0628715
0.0648842
0.0670731
0.0589641];
figure; plot(alfa,sigma_v_m,'k');
xlabel('Unghiul conului [grade]');
ylabel('Tensiune Von Mises [N/m^2]');
title('Tensiune pentru forta constanta');
figure; plot(alfa,depl,'k');
xlabel('Unghiul conului [grade]');
ylabel('Depalsare [mm]');
title('Deplasare pentru forta constanta');
```

```
sigma(:,1) = [2.07817e+008
2.23586e+008
2.56896e+008
2.56022e+008
2.78683e+008
2.27782e+008
3.09333e+008
3.73308e+008
3.35975e+008
3.34696e+008
3.28273e+008];
sigma(:,2) = [2.51243e+008
2.61496e+008
2.44409e+008
2.76011e+008
3.1047e+008
3.11904e+008
3.43546e+008
```

```
3.05064e+008
4.0874e+008
3.09471e+008
2.94607e+008];
sigma(:,3) = [1.96141e+008
2.27194e+008
2.04911e+008
1.99869e+008
2.59543e+008
2.52891e+008
2.42780e+008
2.38370e+008
3.22373e+008
2.52166e+008
2.16851e+008];
sigma(:,4) = [2.13772e+008
2.61809e+008
2.32537e+008
3.29149e+008
2.45429e+008
2.79364e+008
2.50961e+008
3.00479e+008
2.74421e+008
2.97553e+008
2.73789e+008];
sigma(:,5) = [2.07253e+008
1.89594e+008
2.04118e+008
1.77724e+008
2.04281e+008
2.41139e+008
2.17786e+008
2.14484e+008
2.33737e+008
2.89659e+008
2.74990e+008];

sigma_surf = [sigma(:,1) sigma(:,2) sigma(:,3) sigma(:,4) sigma(:,5)];
figure; surf(sigma_surf);
shading interp;
set(gca,'XTickLabel',{'10','25','40','55','70'});
```



```
set(gca,'YTick',0:2:10);  
set(gca,'YTickLabel',{'2','1.8','1.6','1.4','1.2','1'});  
% set(gca,'YTickLabel',{'2','1.9','1.8','1.7','1.6','1.5','1.4','1.3','1.2','1.1','1'});  
xlabel('Lungime [mm]');  
ylabel('Grosime [mm]');  
zlabel('Tensiune Von Mises [N/m^2]');  
title('Tensiune pentru forta constanta');
```

```
depl(:,1) = [0.0422060
```

```
0.0403636
```

```
0.0451243
```

```
0.0478230
```

```
0.0528810
```

```
0.0488841
```

```
0.0617806
```

```
0.0626146
```

```
0.0695066
```

```
0.0668223
```

```
0.0920265];
```

```
depl(:,2) = [0.0585239
```

```
0.0605392
```

```
0.0665755
```

```
0.0718115
```

```
0.0745776
```

```
0.0743582
```

```
0.0810191
```

```
0.0920707
```

```
0.105046
```

```
0.0955522
```

```
0.091716];
```

```
depl(:,3) = [0.0536244
```

```
0.0642706
```

```
0.0617296
```

```
0.0612408
```

```
0.0676299
```

```
0.0697745
```

```
0.0743736
```

```
0.0734043
```

```
0.0813441
```

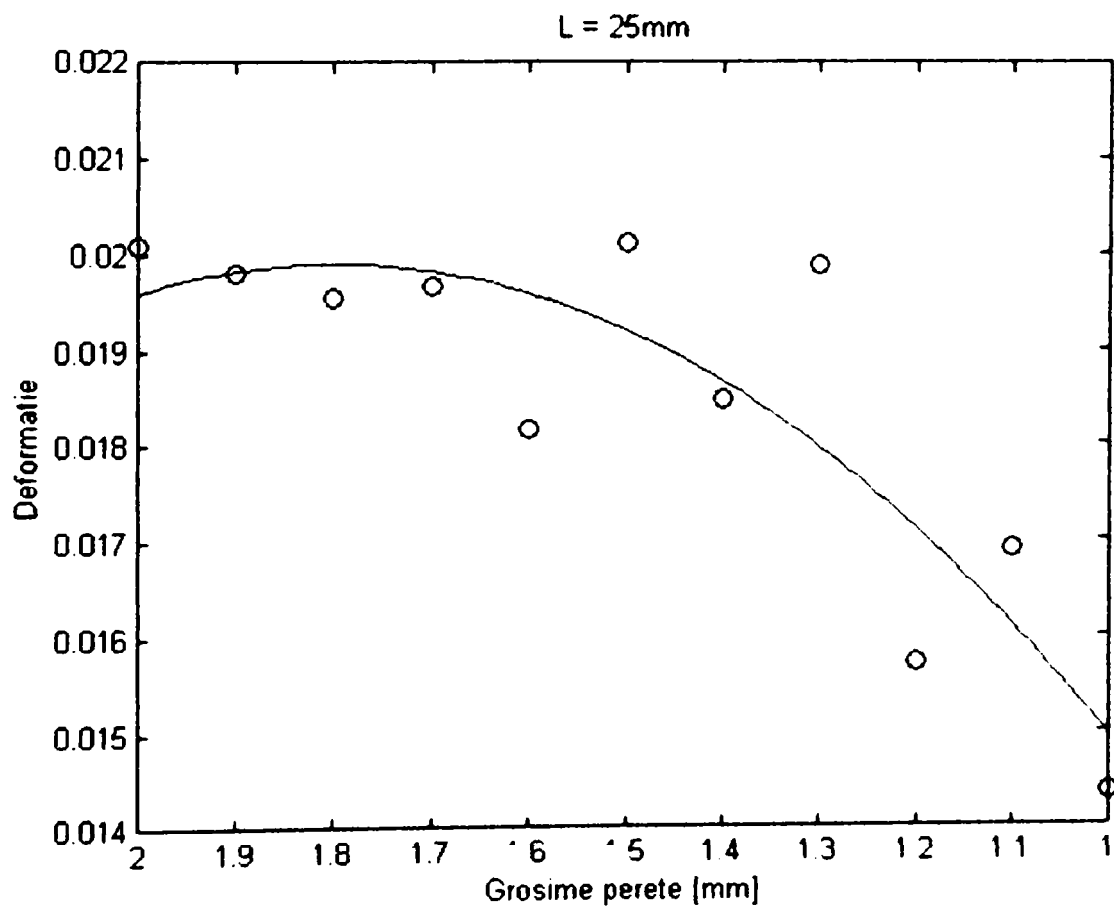
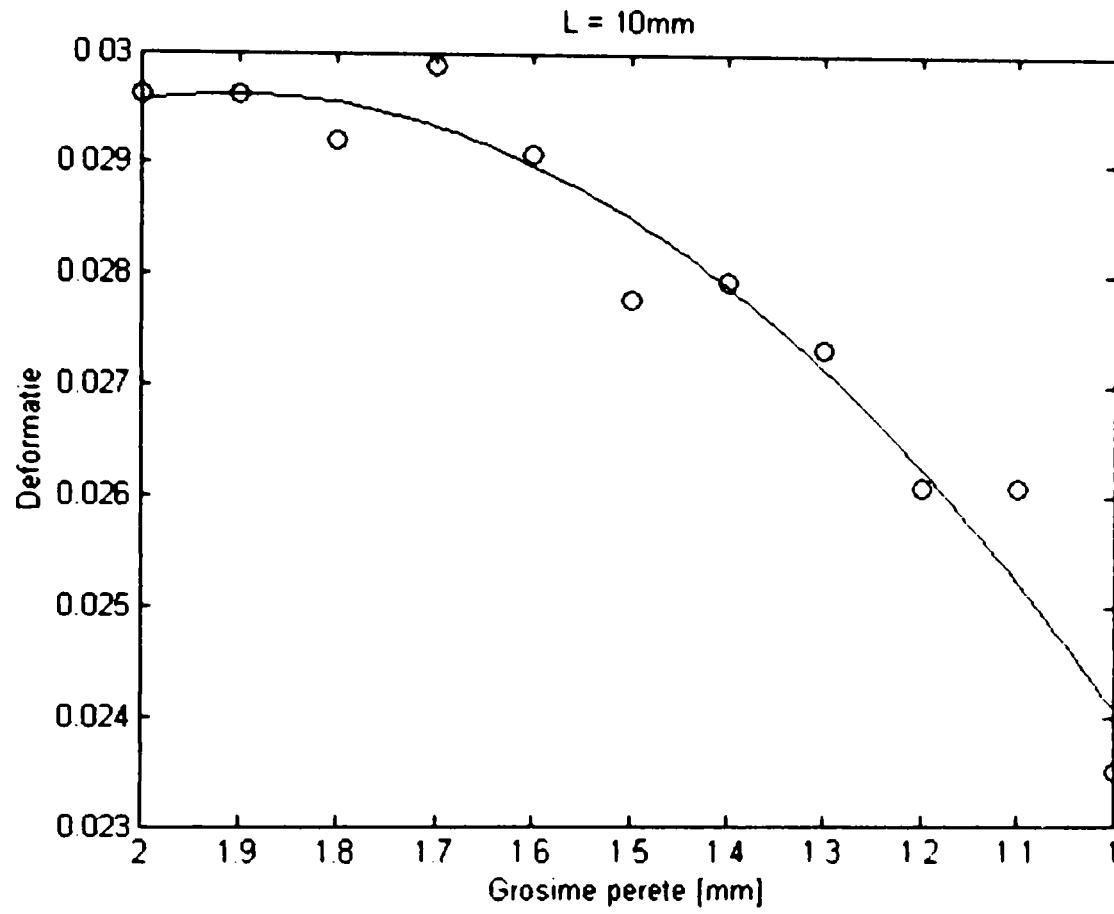
```
0.0784198
```

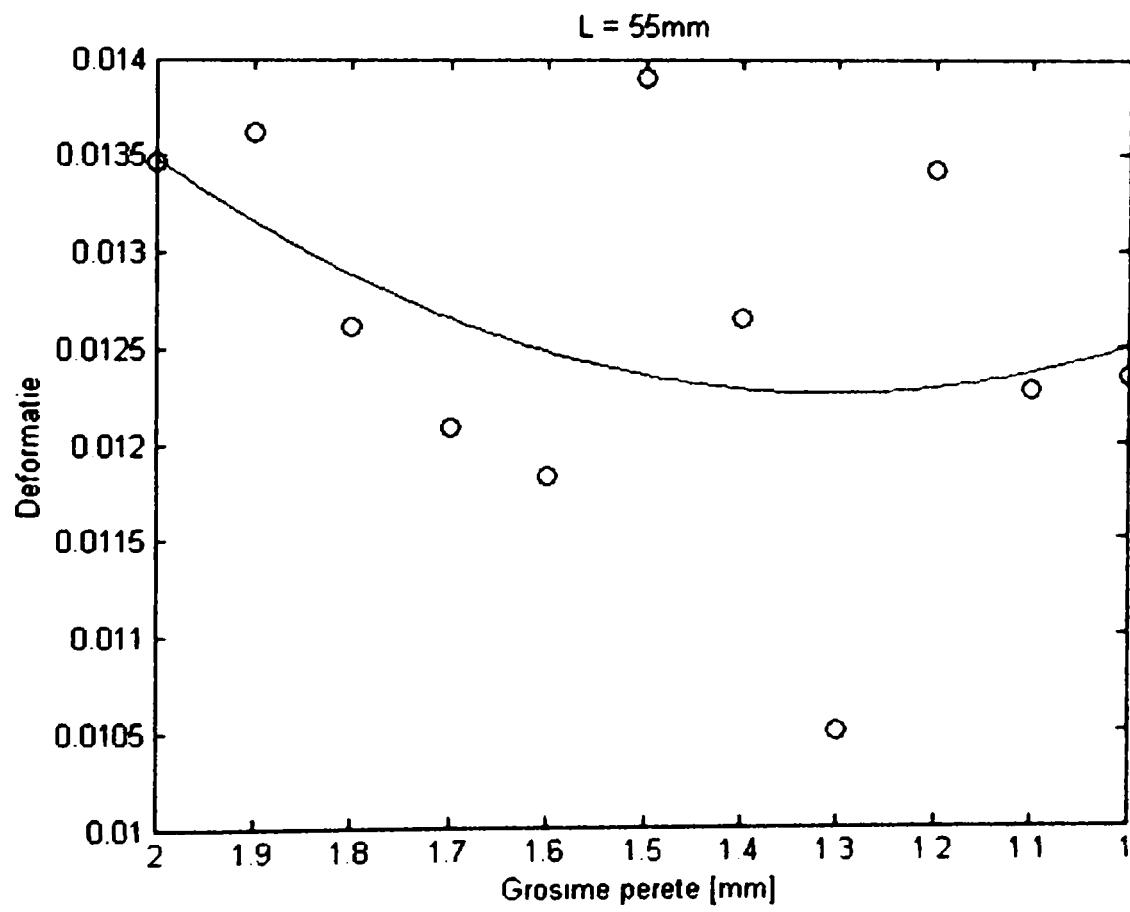
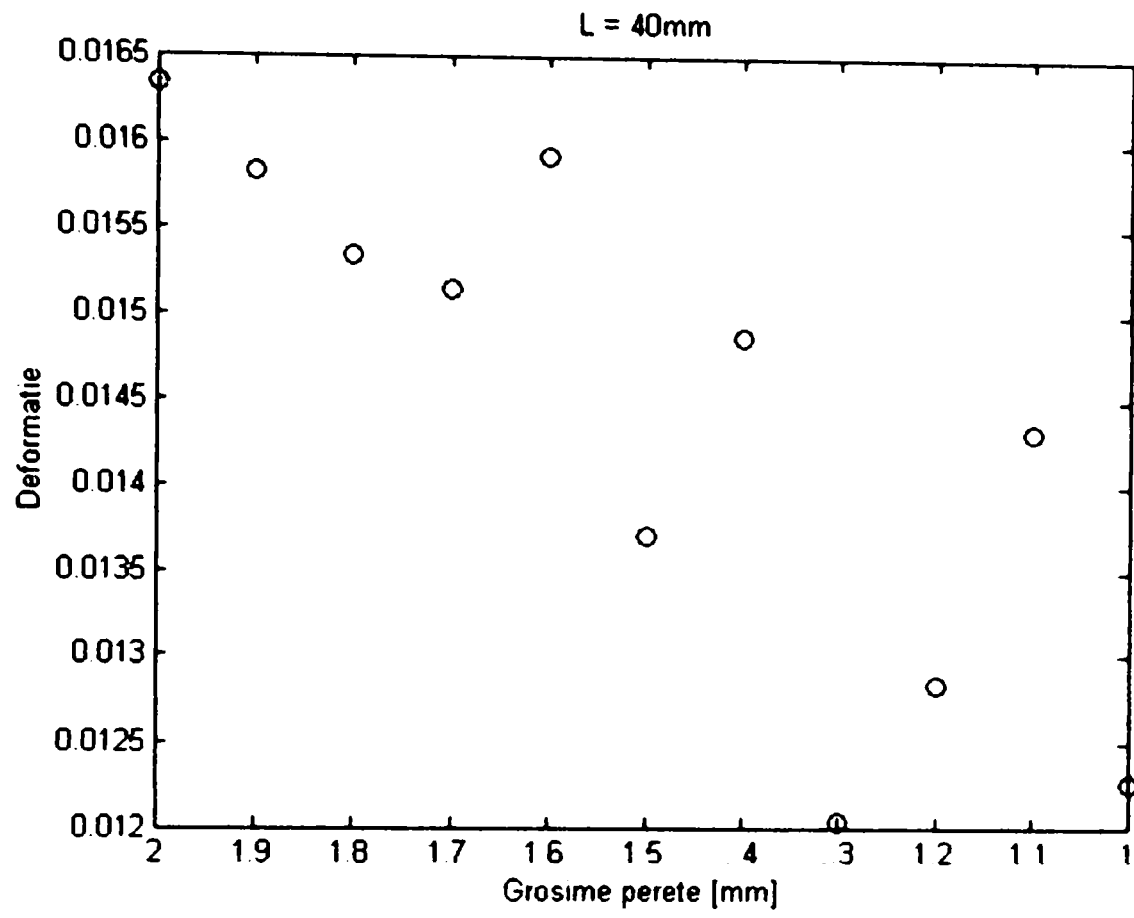
```
0.0637663];
```

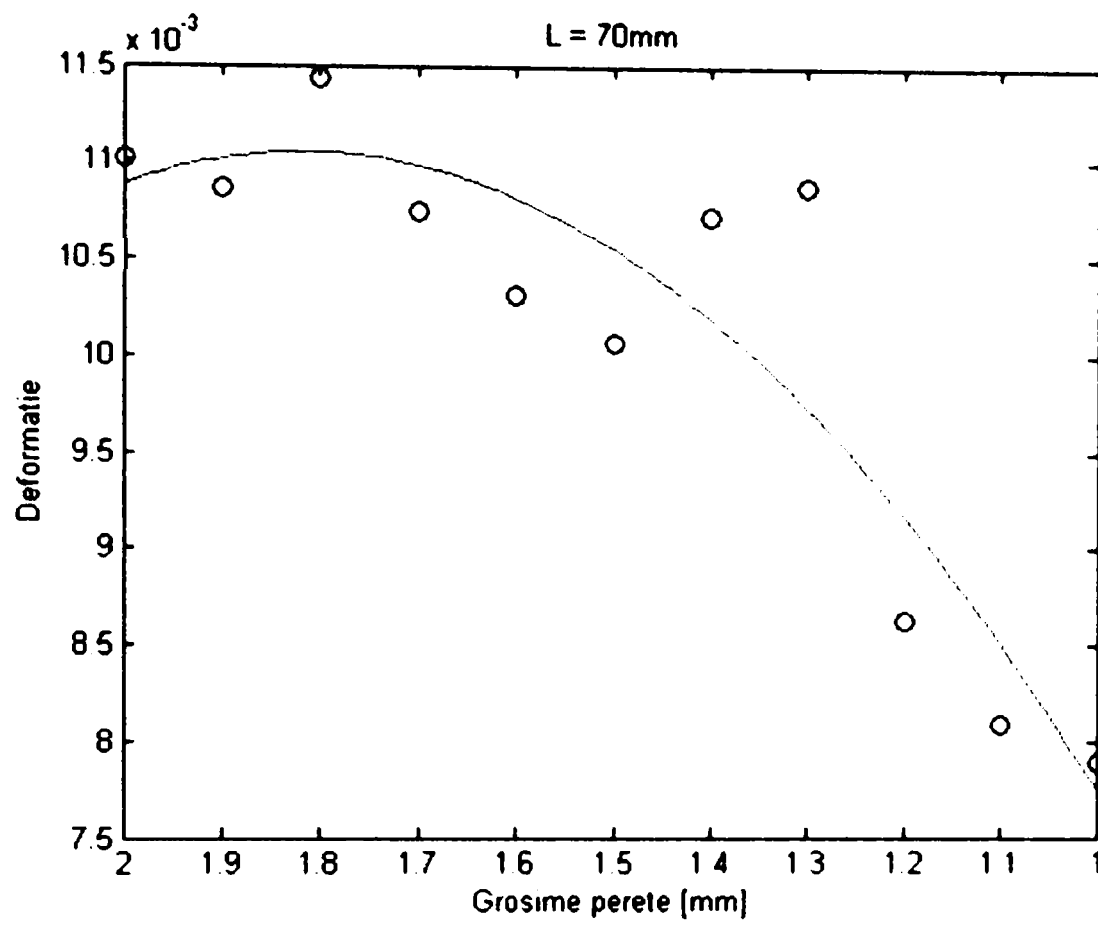
```
depl(:,4) = [0.0638516
```

```
0.0604108
0.0634008
0.0663388
0.0667189
0.0673493
0.0711661
0.0760658
0.0827022
0.0742831
0.0673828];
depl(:,5) = [0.0526259
0.0553122
0.0548249
0.0516140
0.0591798
0.0593456
0.0596883
0.0650415
0.0662882
0.0635013
0.0608485];
depl_surf = [depl(:,1) depl(:,2) depl(:,3) depl(:,4) depl(:,5)];
figure; surf(depl_surf);
shading interp;
set(gca,'XTickLabel',{'10','25','40','55','70'});
set(gca,'YTick',0:2:10);
set(gca,'YTickLabel',{'2','1.8','1.6','1.4','1.2','1'});
% set(gca,'YTickLabel',{'2','1.9','1.8','1.7','1.6','1.5','1.4','1.3','1.2','1.1','1'});
xlabel('Lungime [mm]');
ylabel('Grosime [mm]');
zlabel('Deplasare [mm]');
title('Deplasare pentru forta constanta');
```

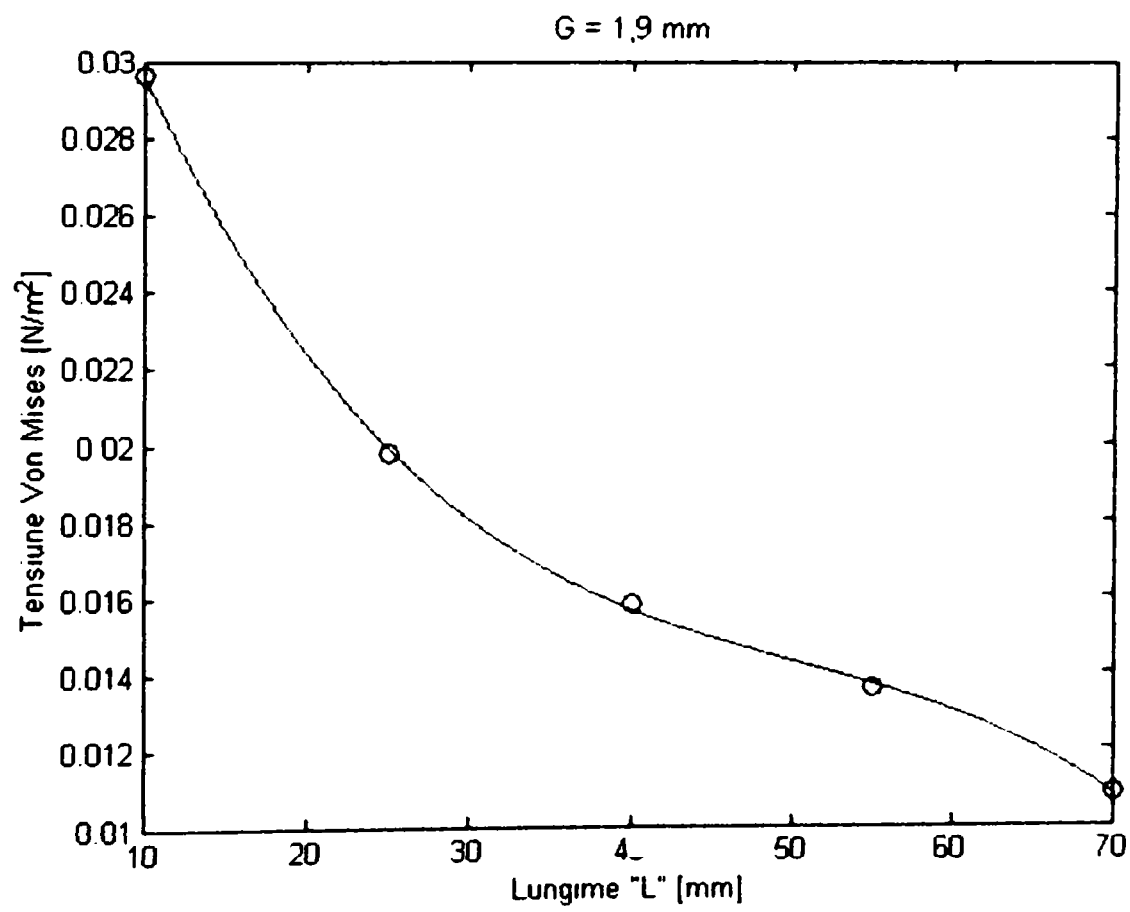
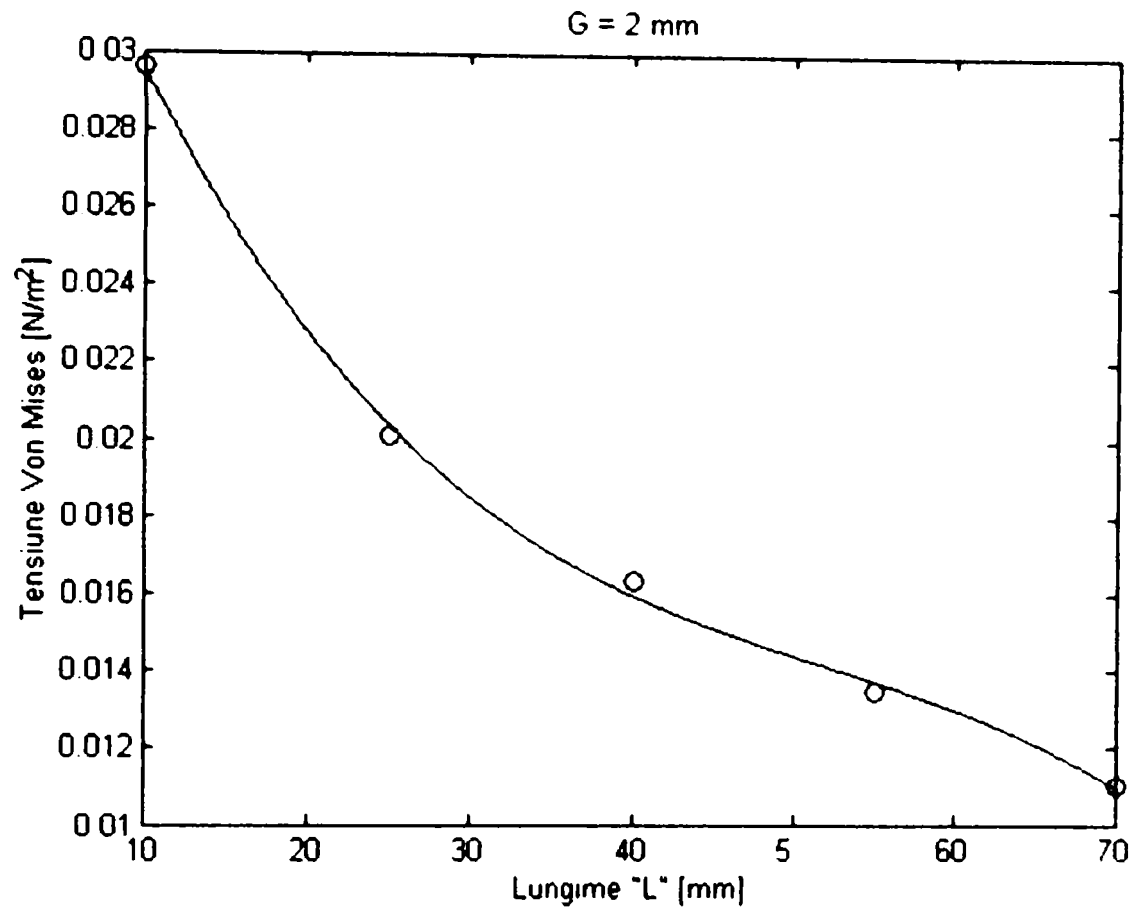
Diagrame "dcdf" în funcție de grosime.

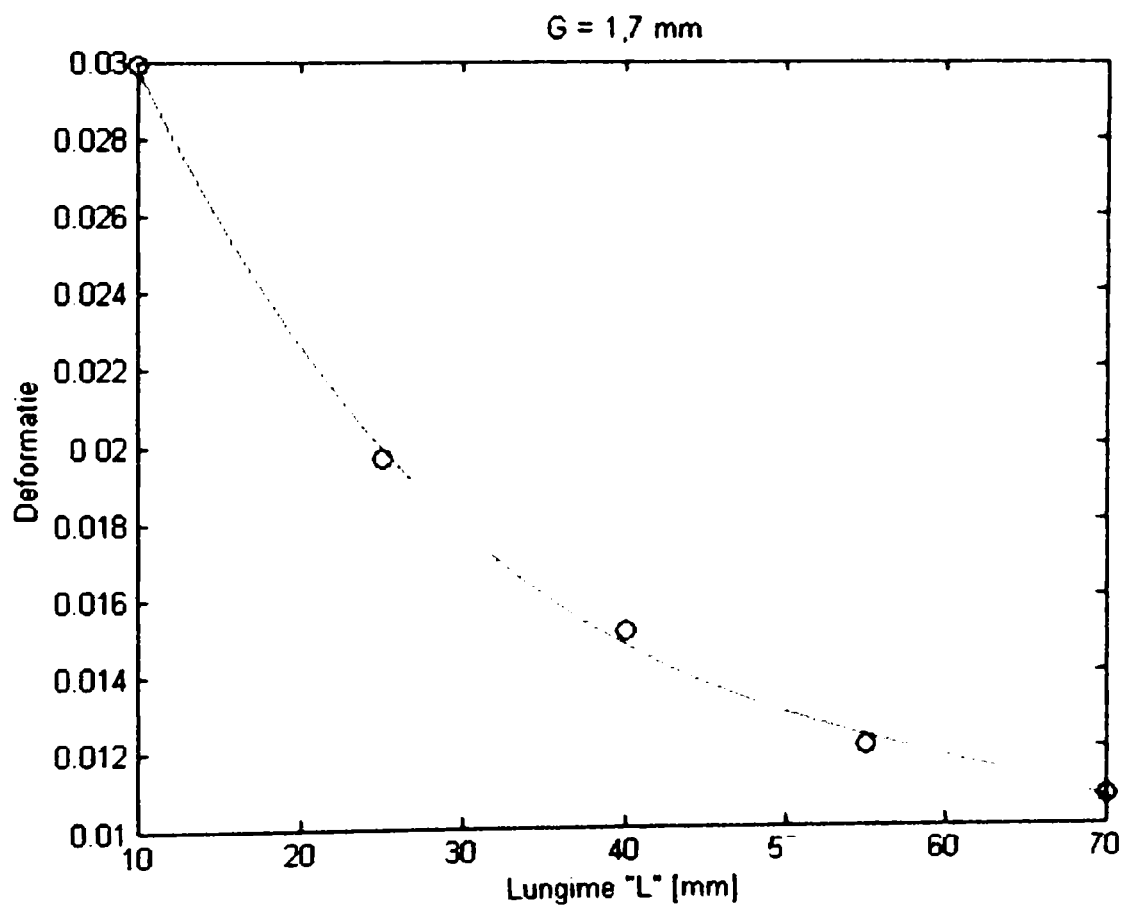
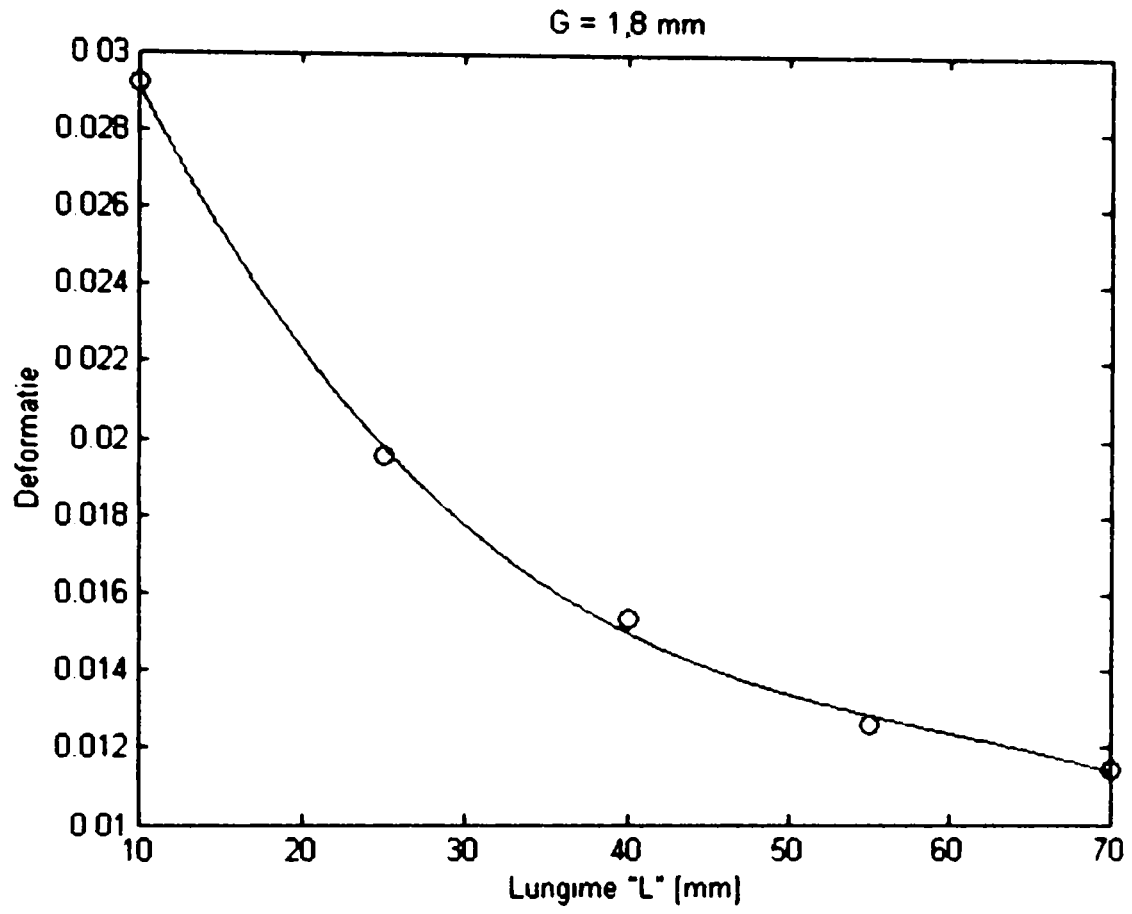


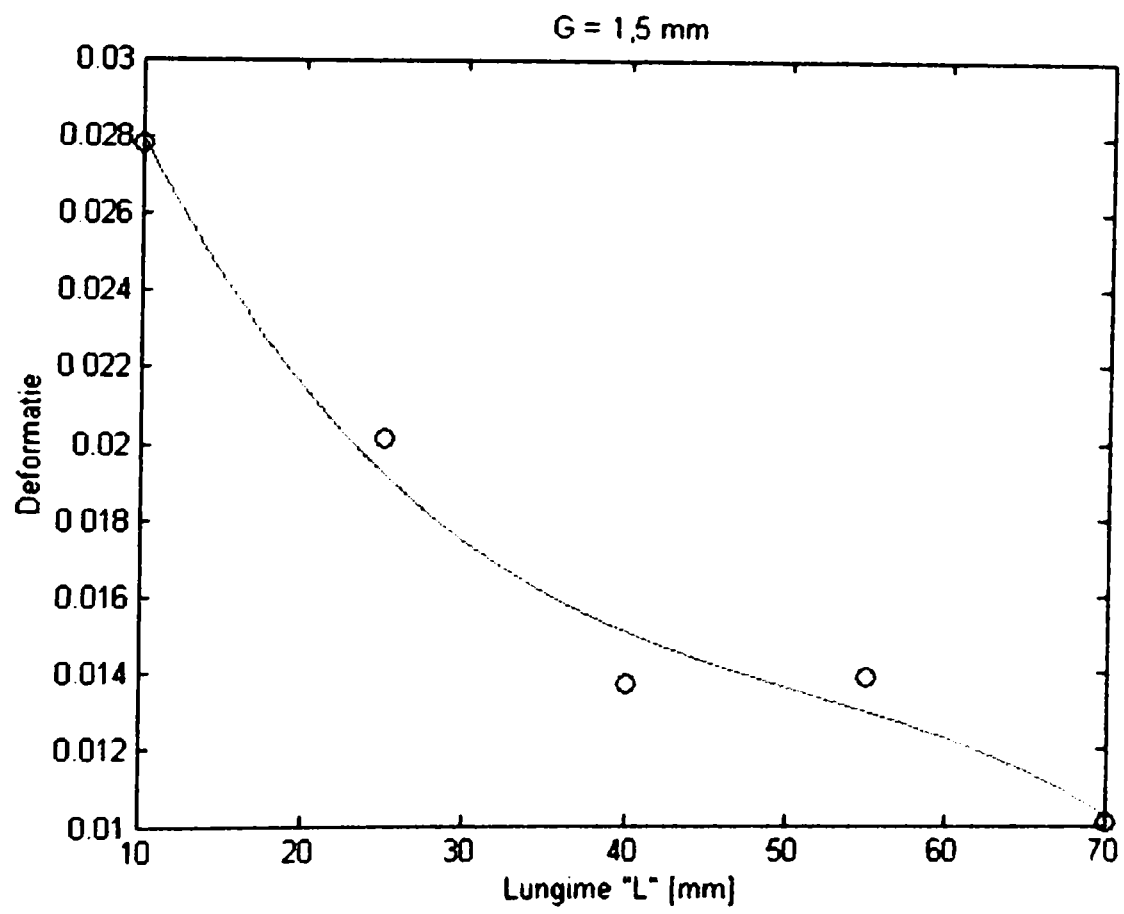
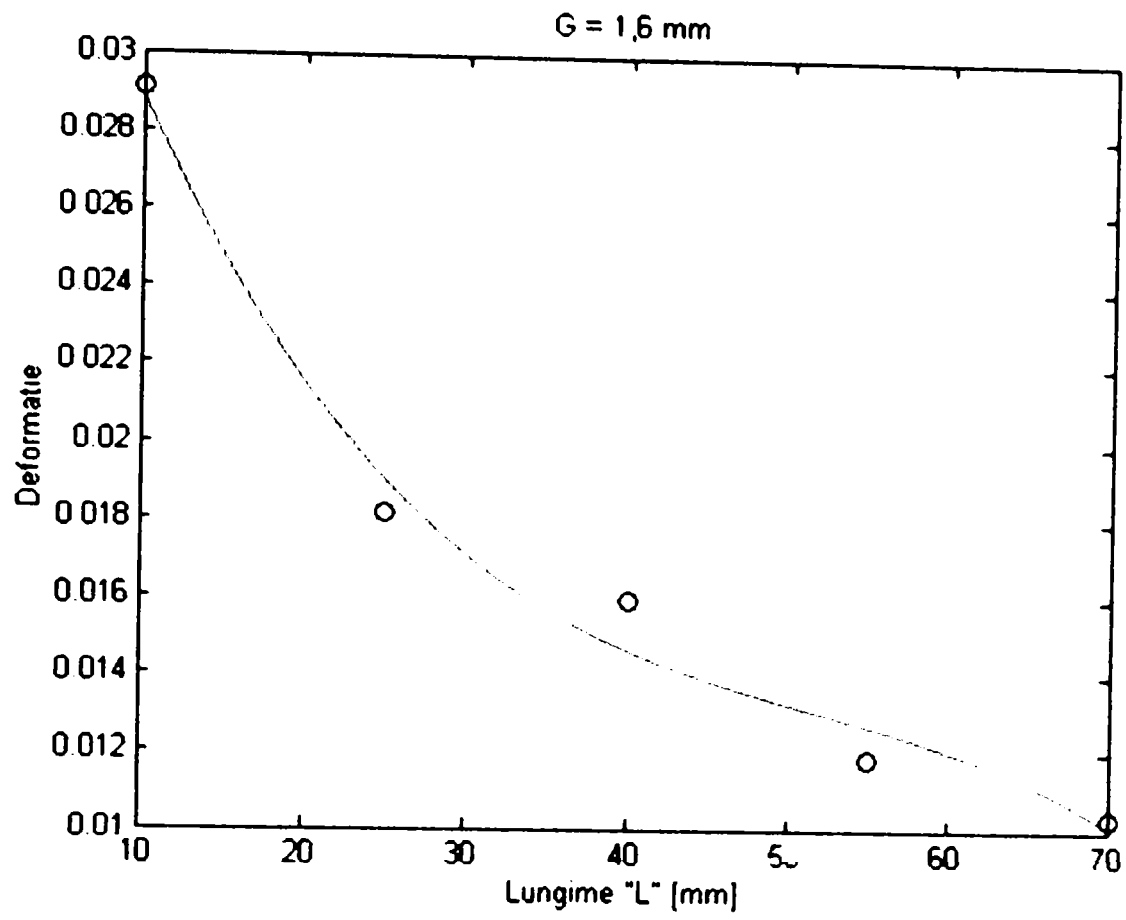


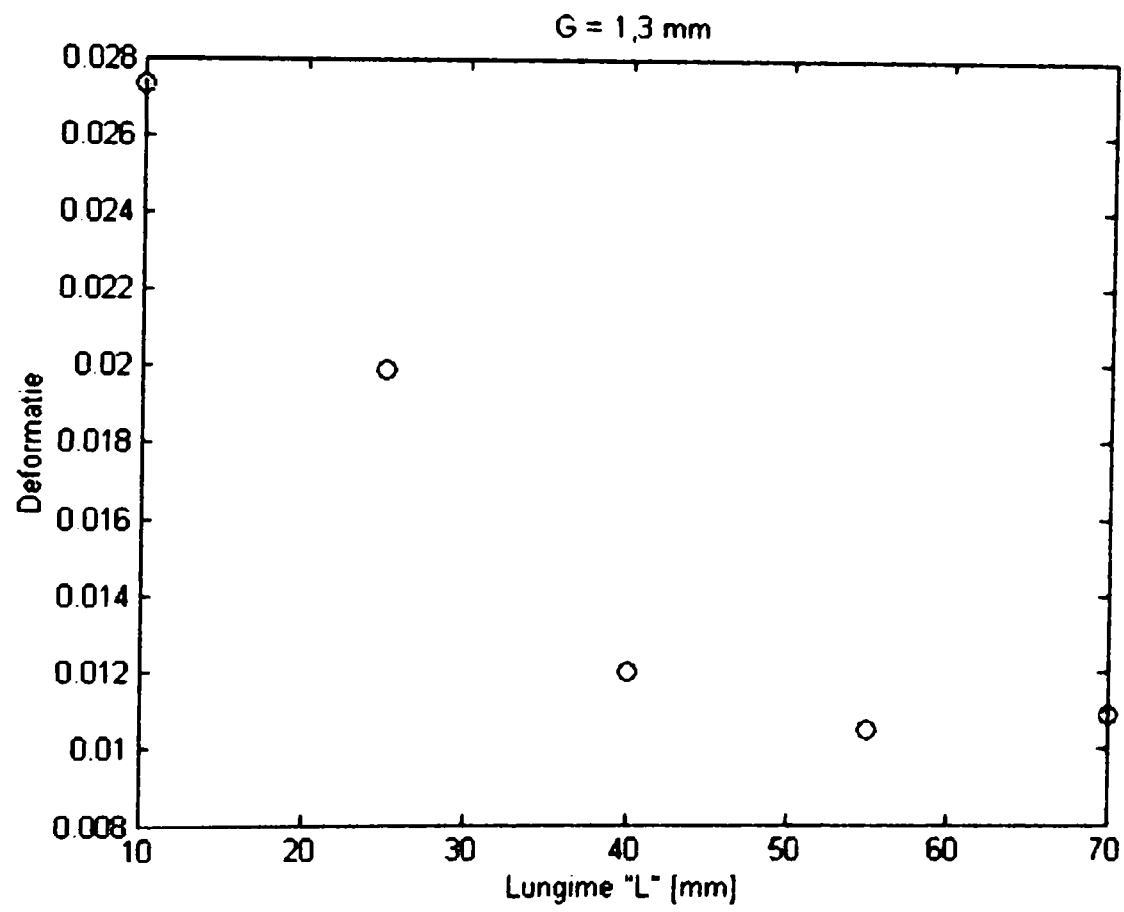
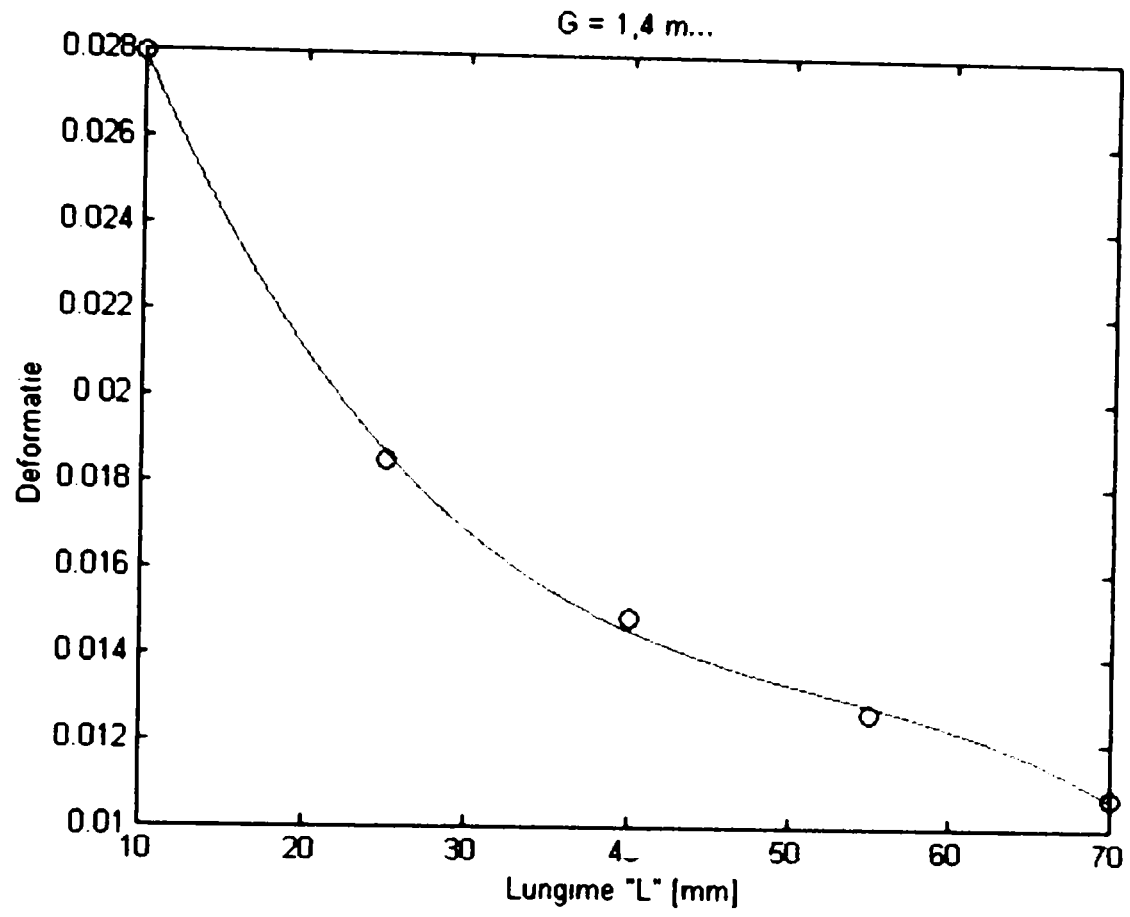


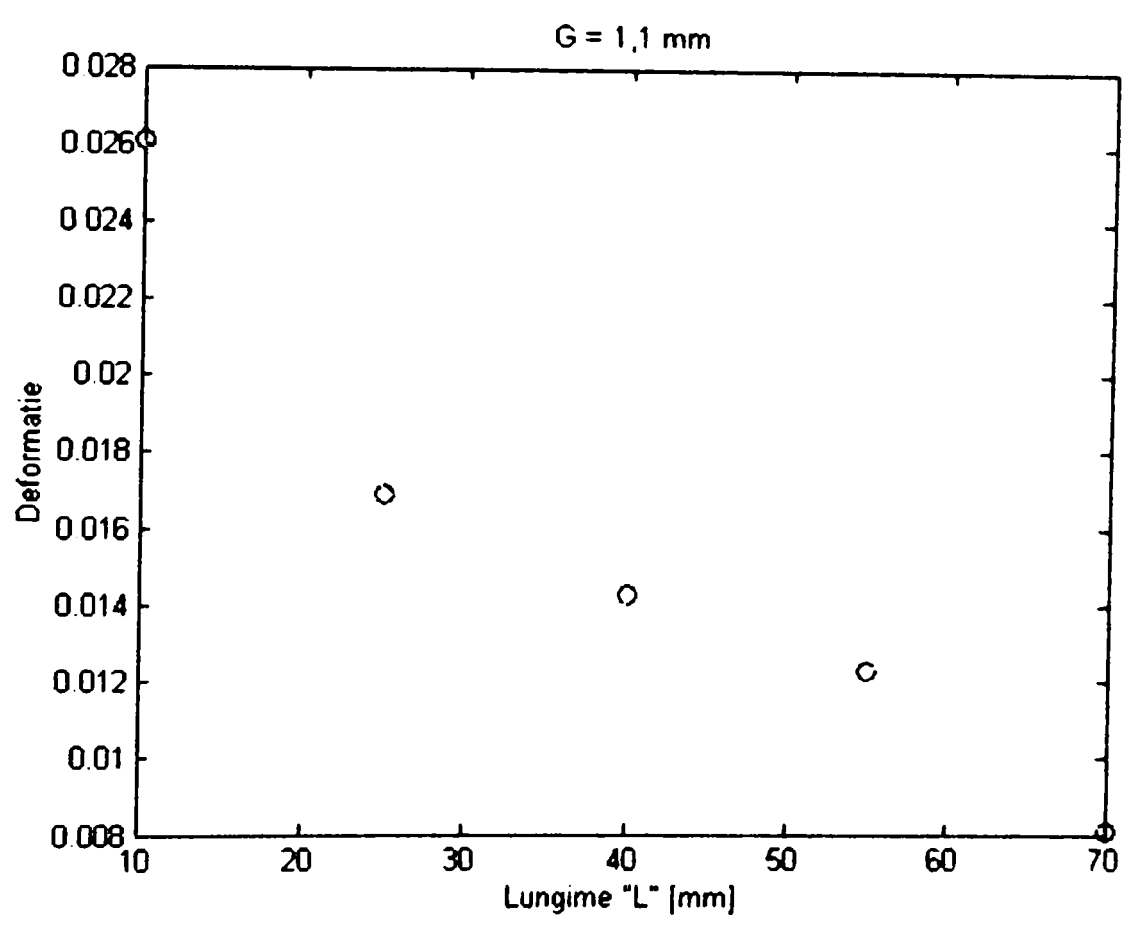
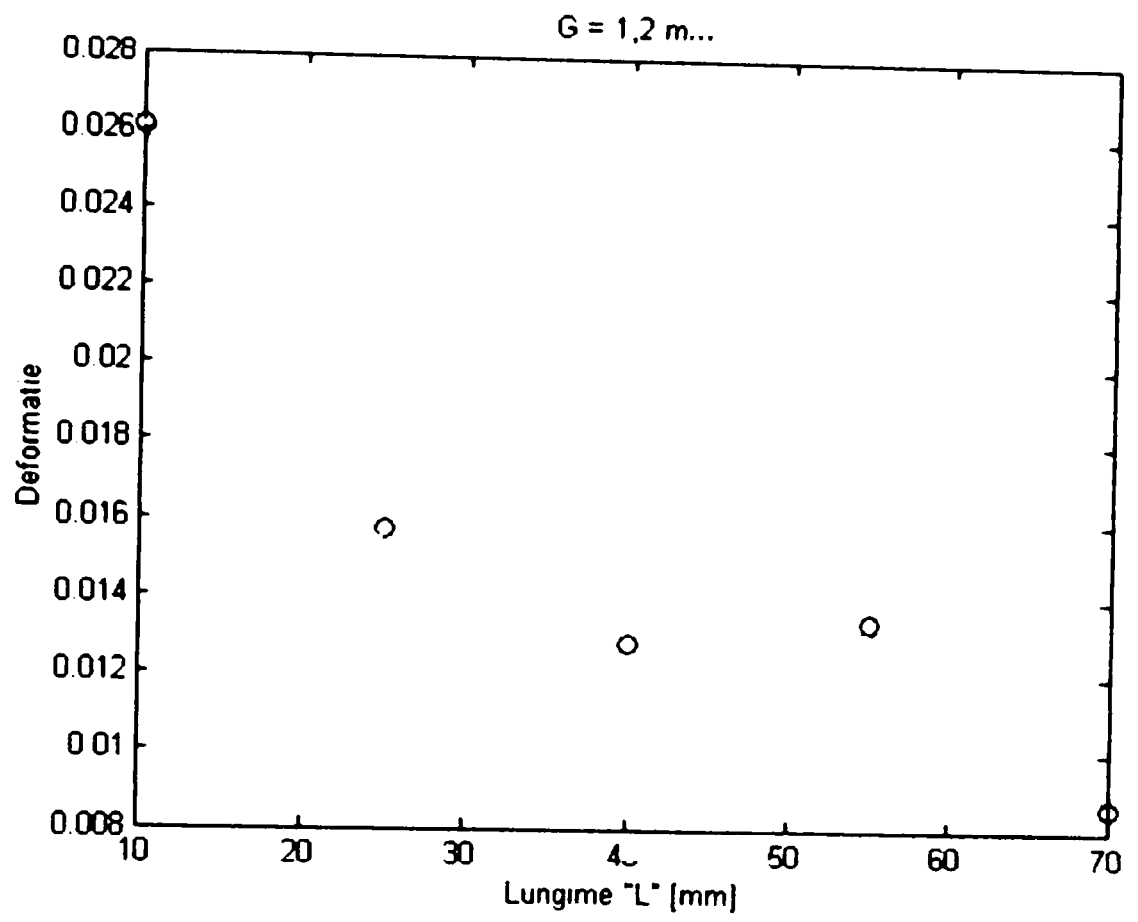
Diagrame "dcdf" în funcție de lungimea "L" (G – grosimea peretelui).

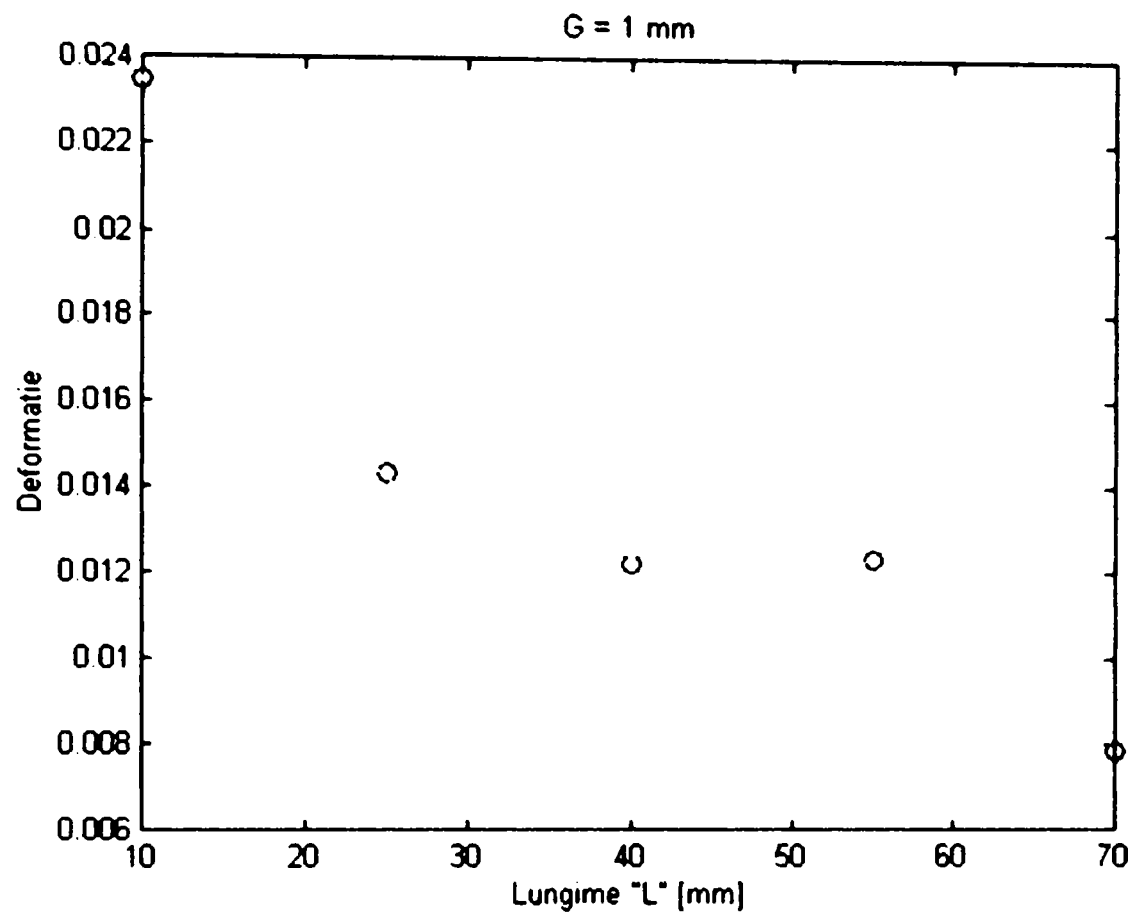




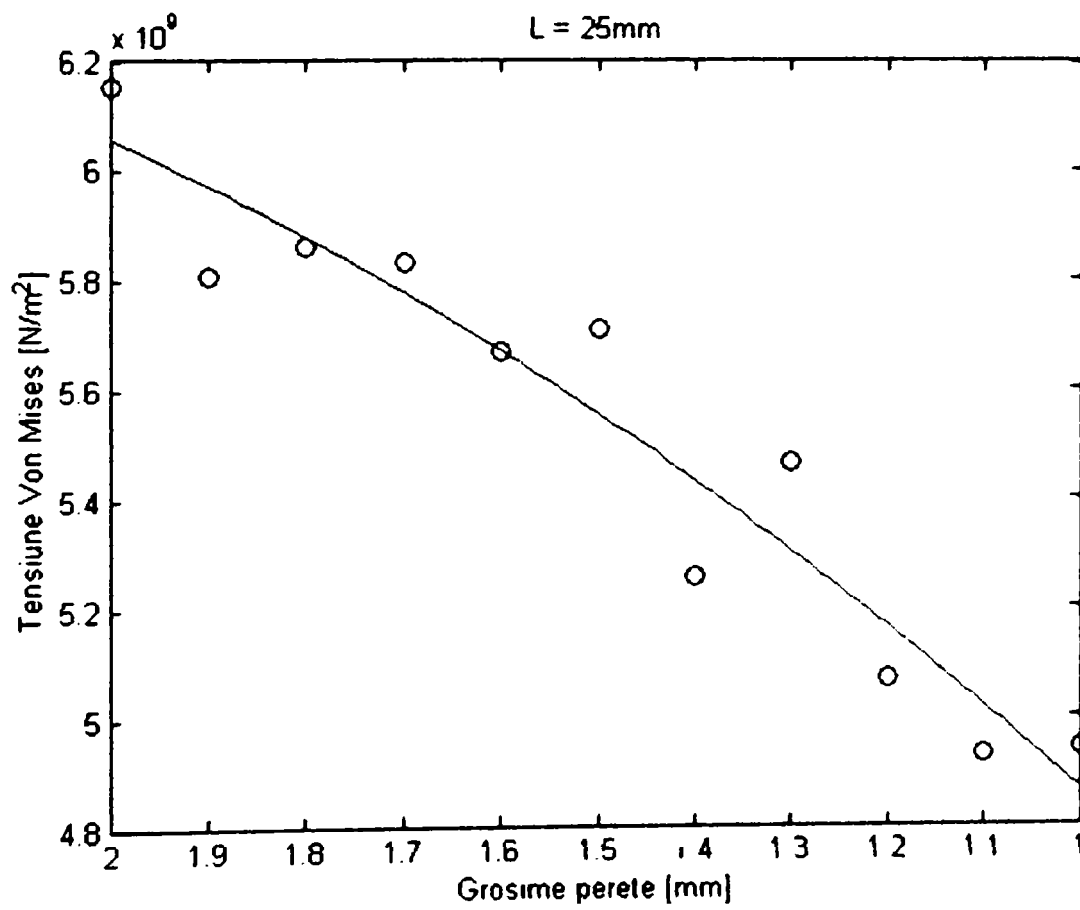
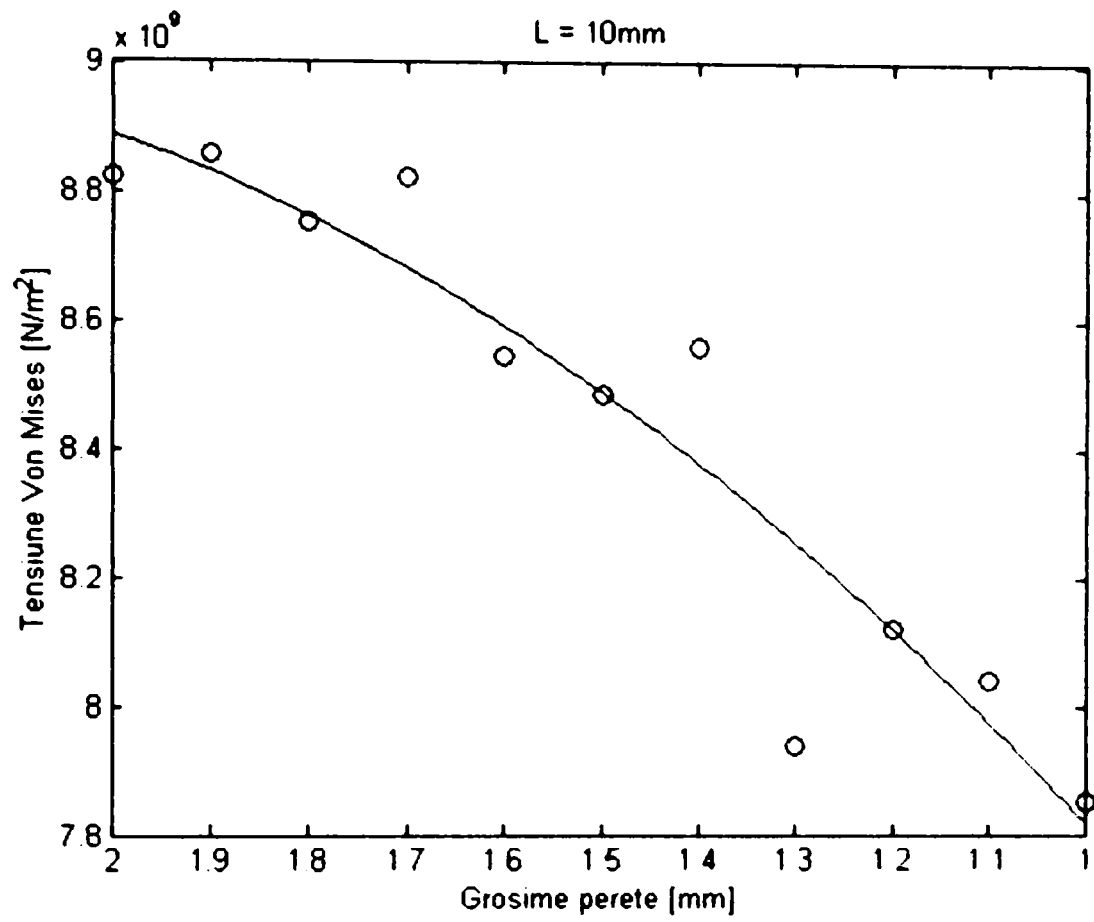


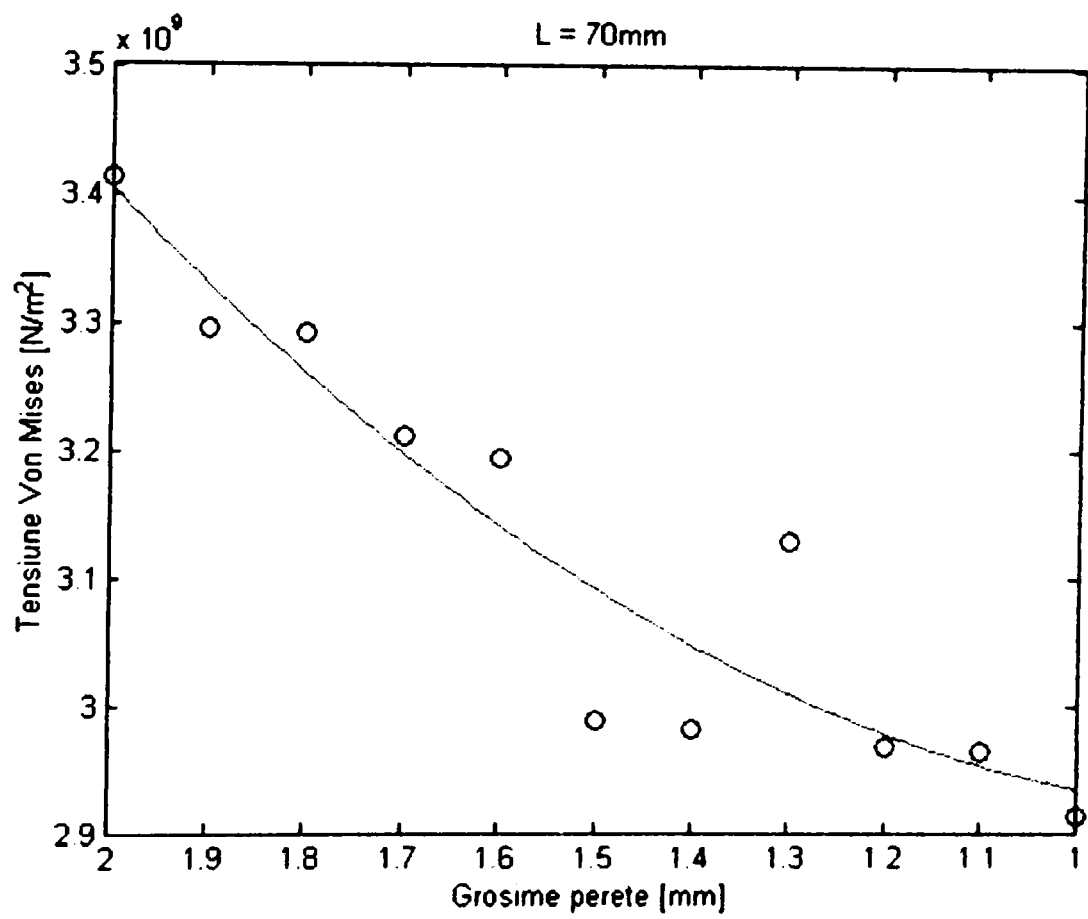
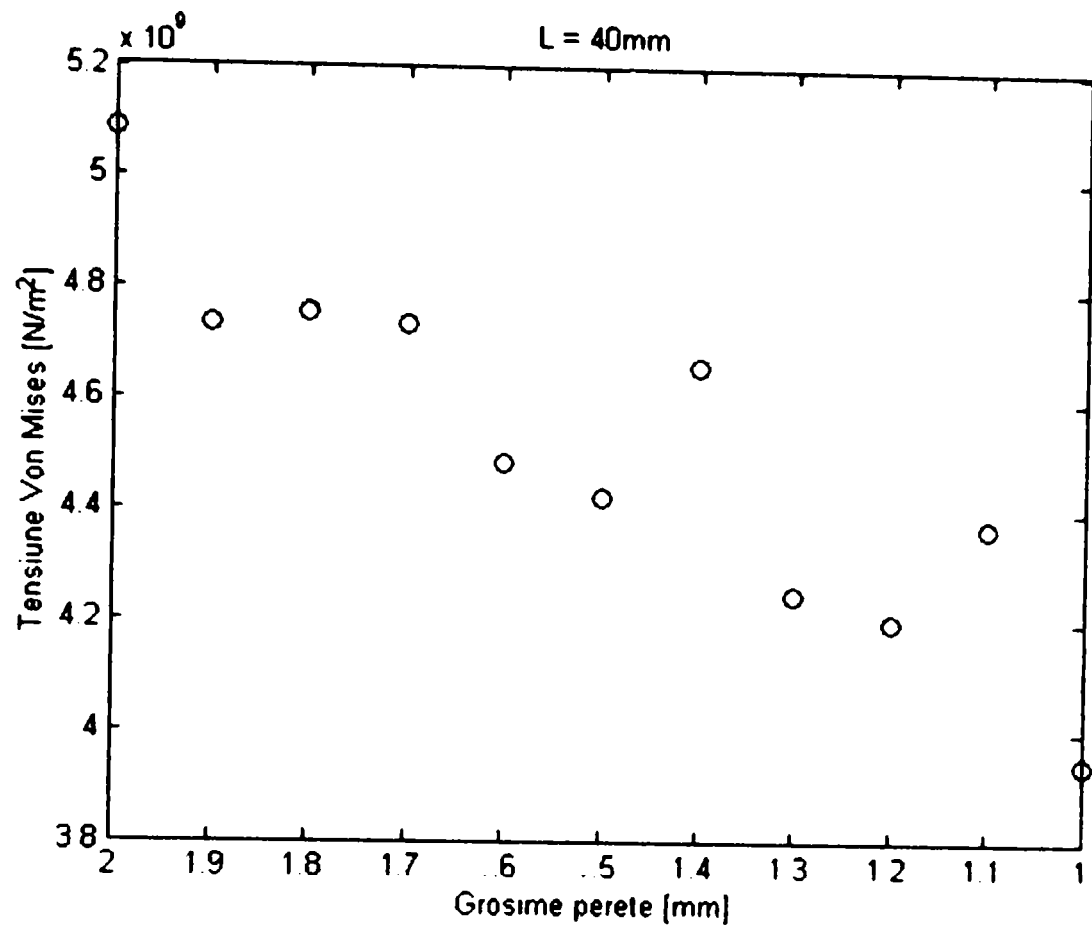


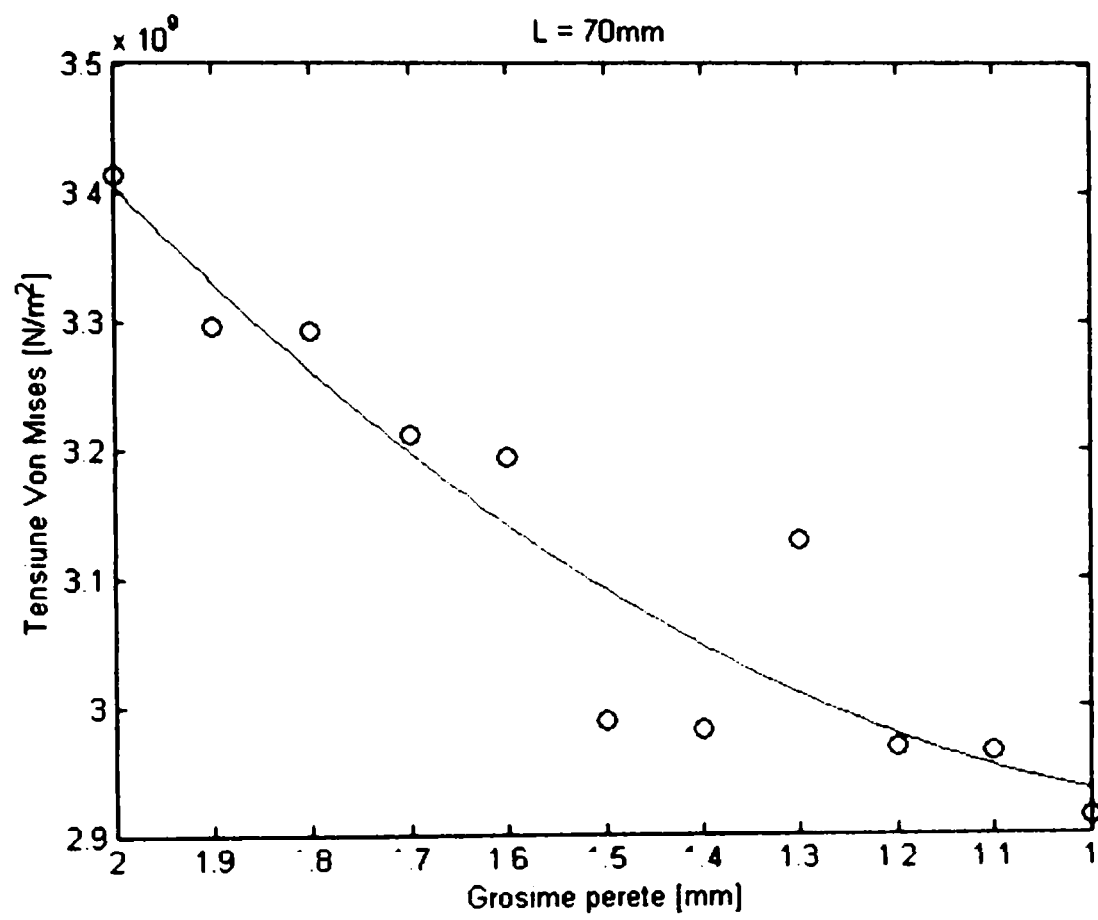




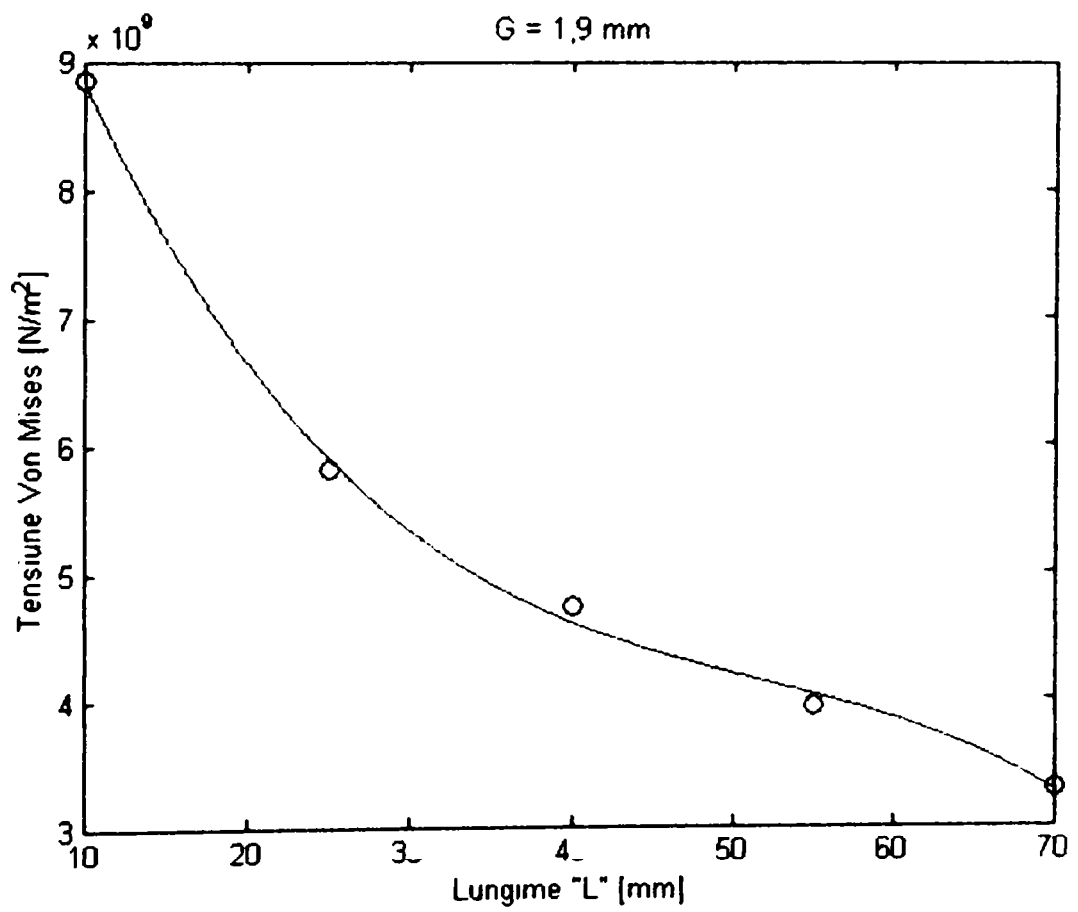
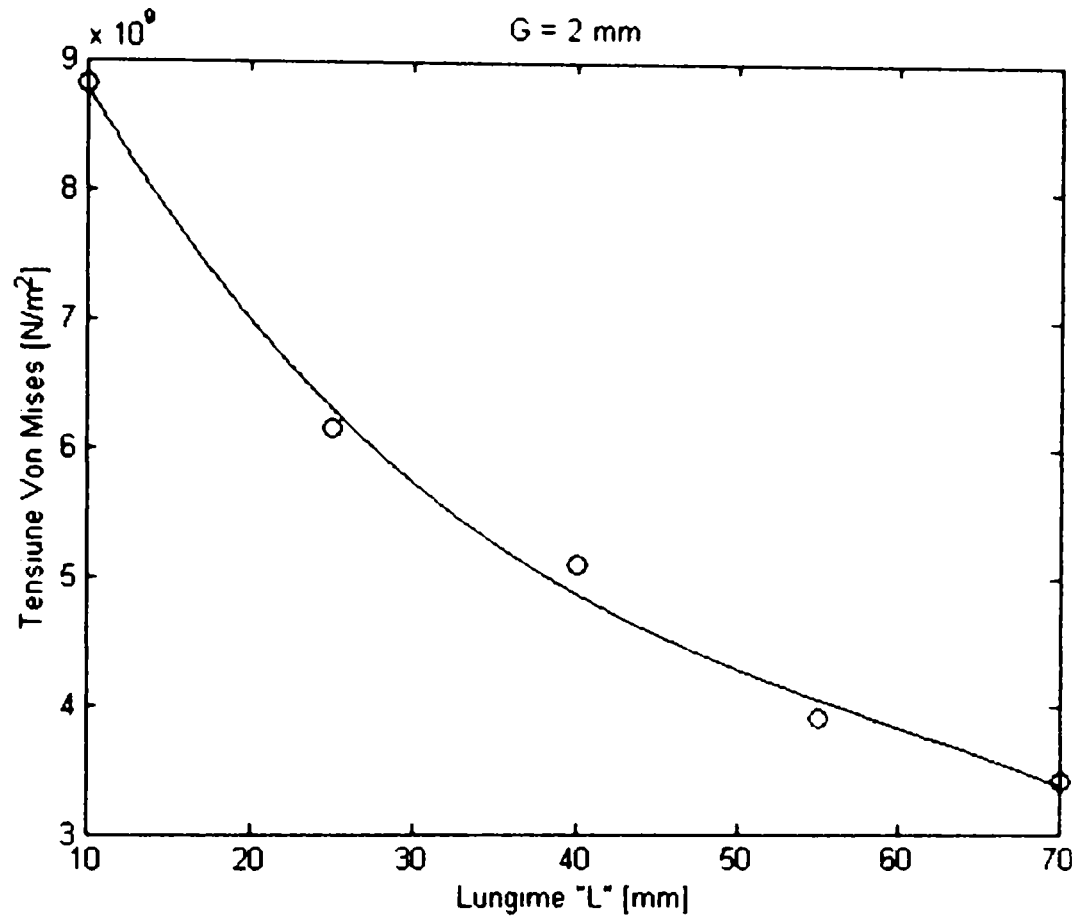
Diagrame "dct" în funcție de grosime.

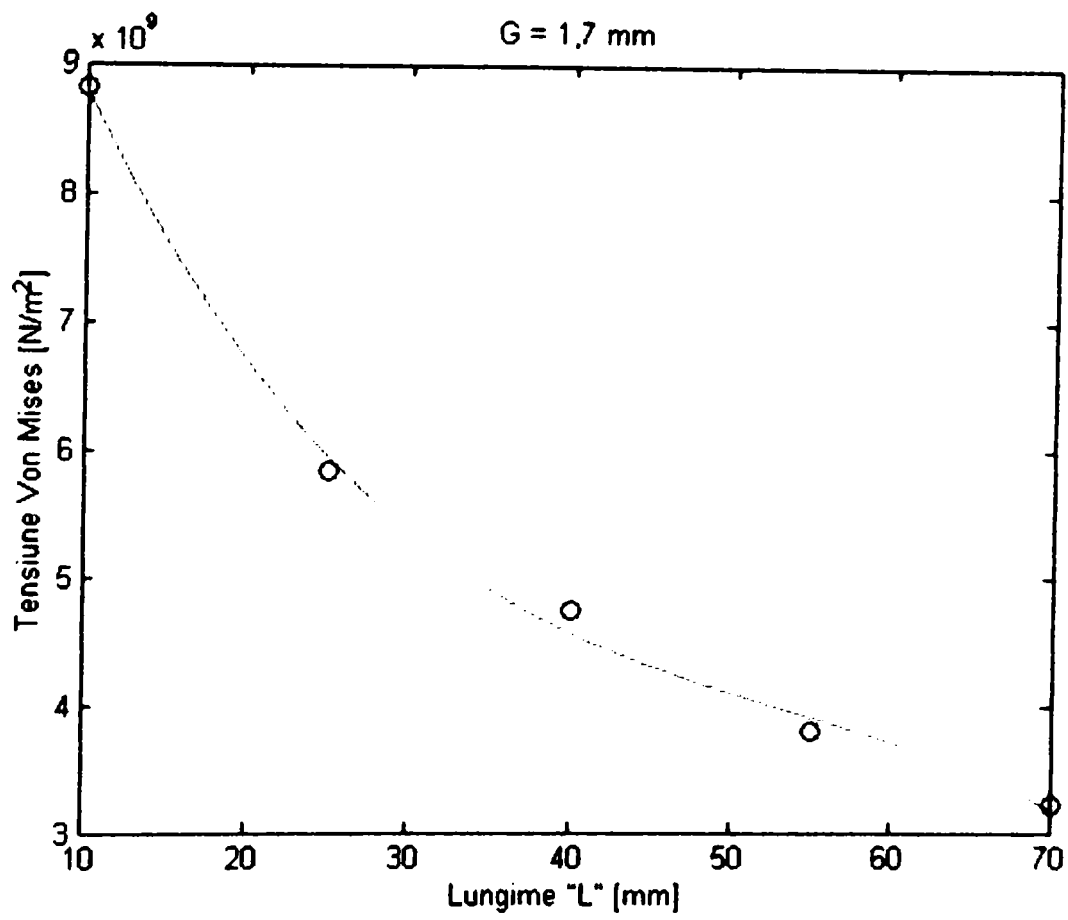
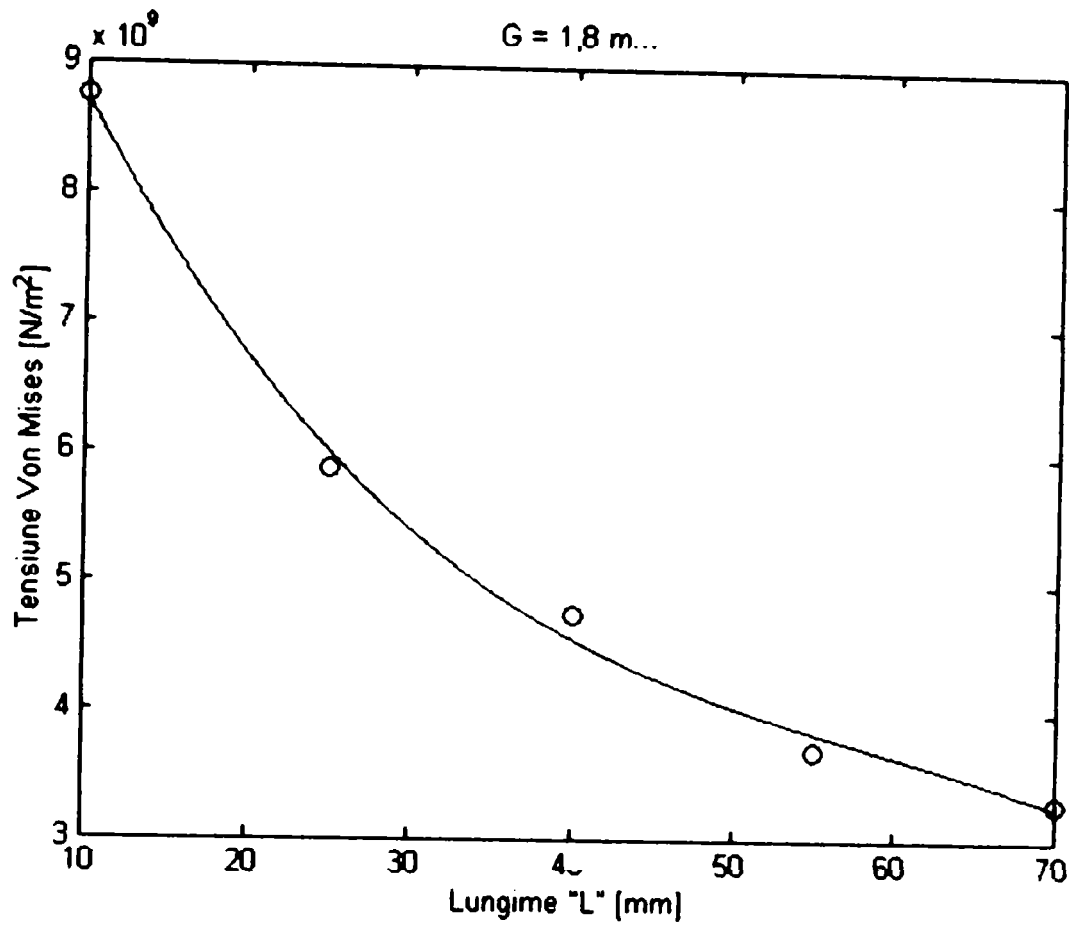


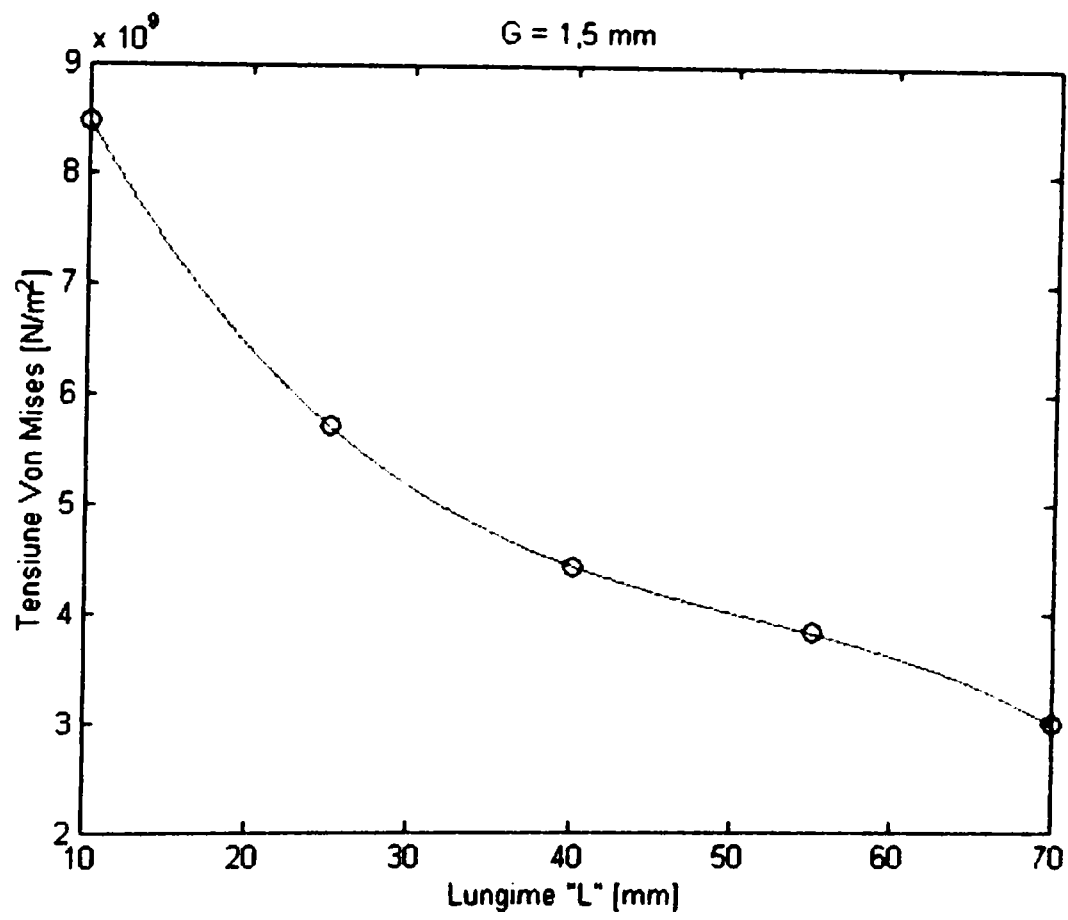
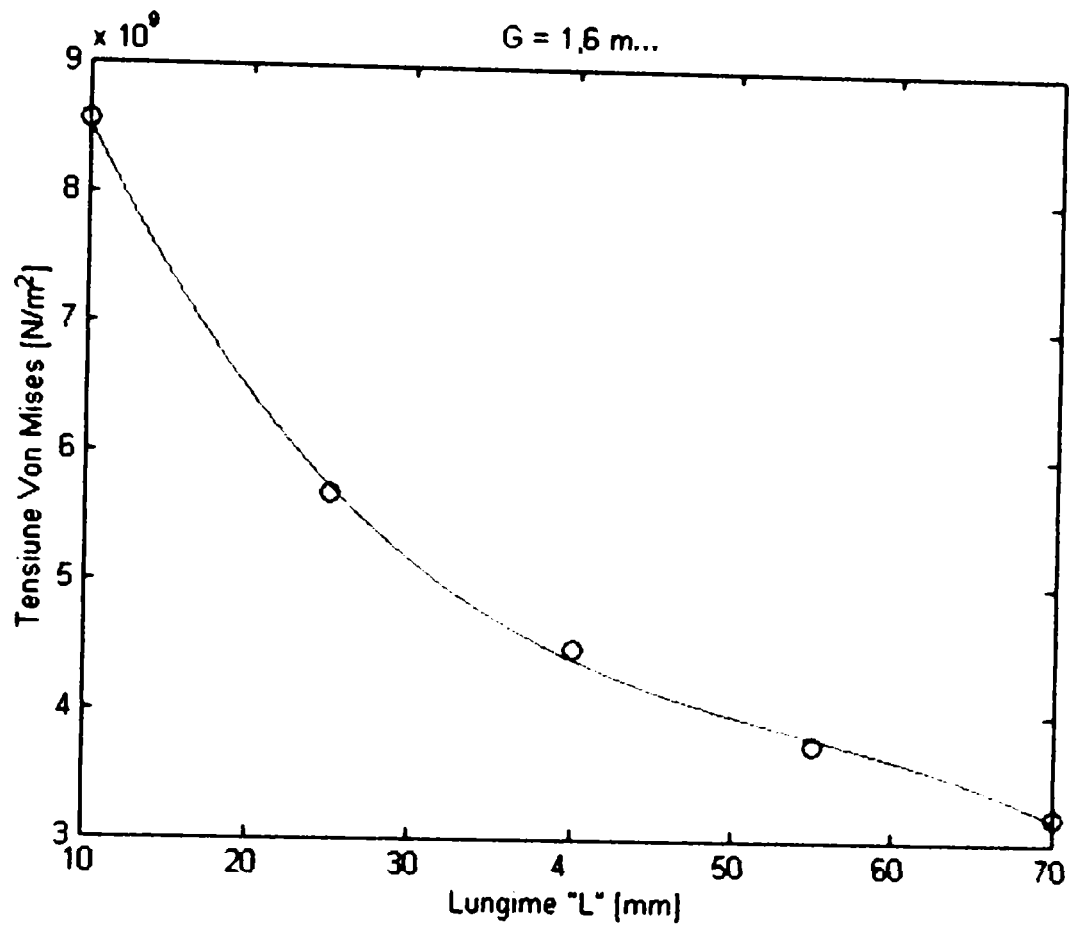


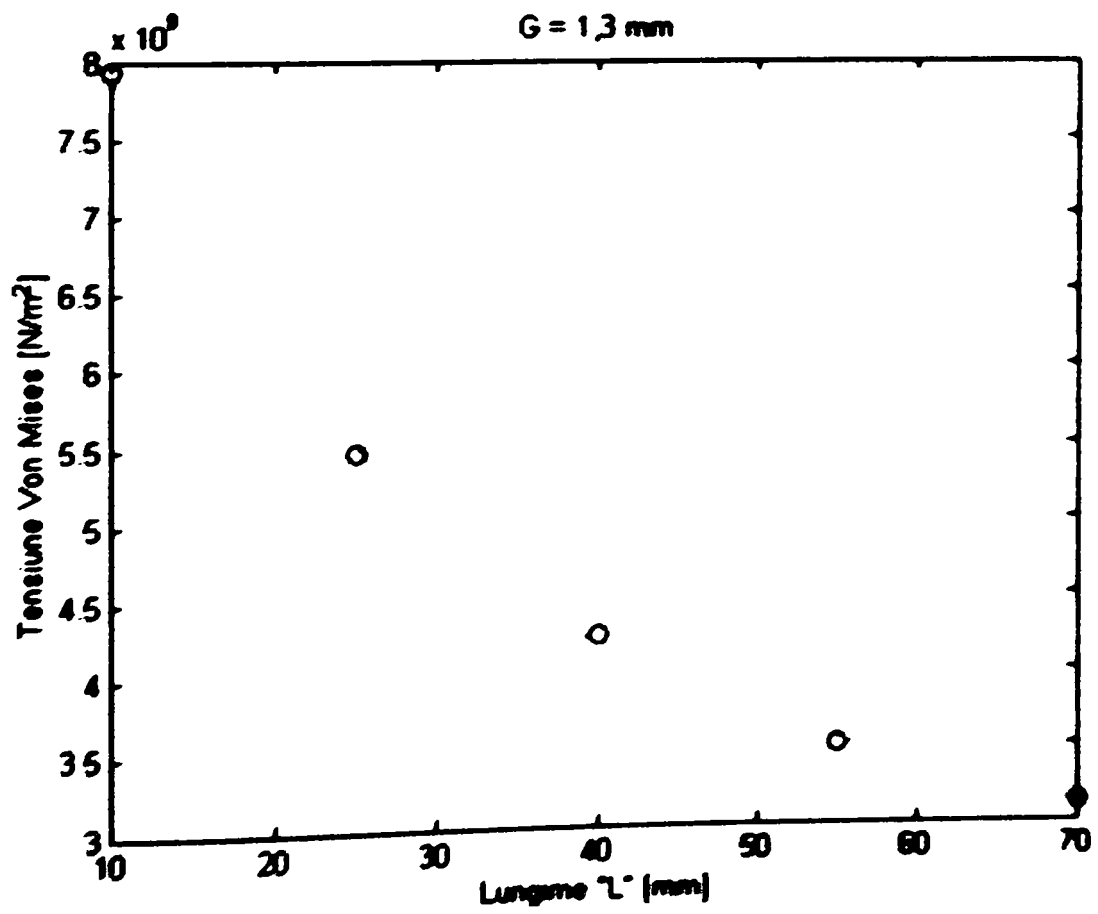
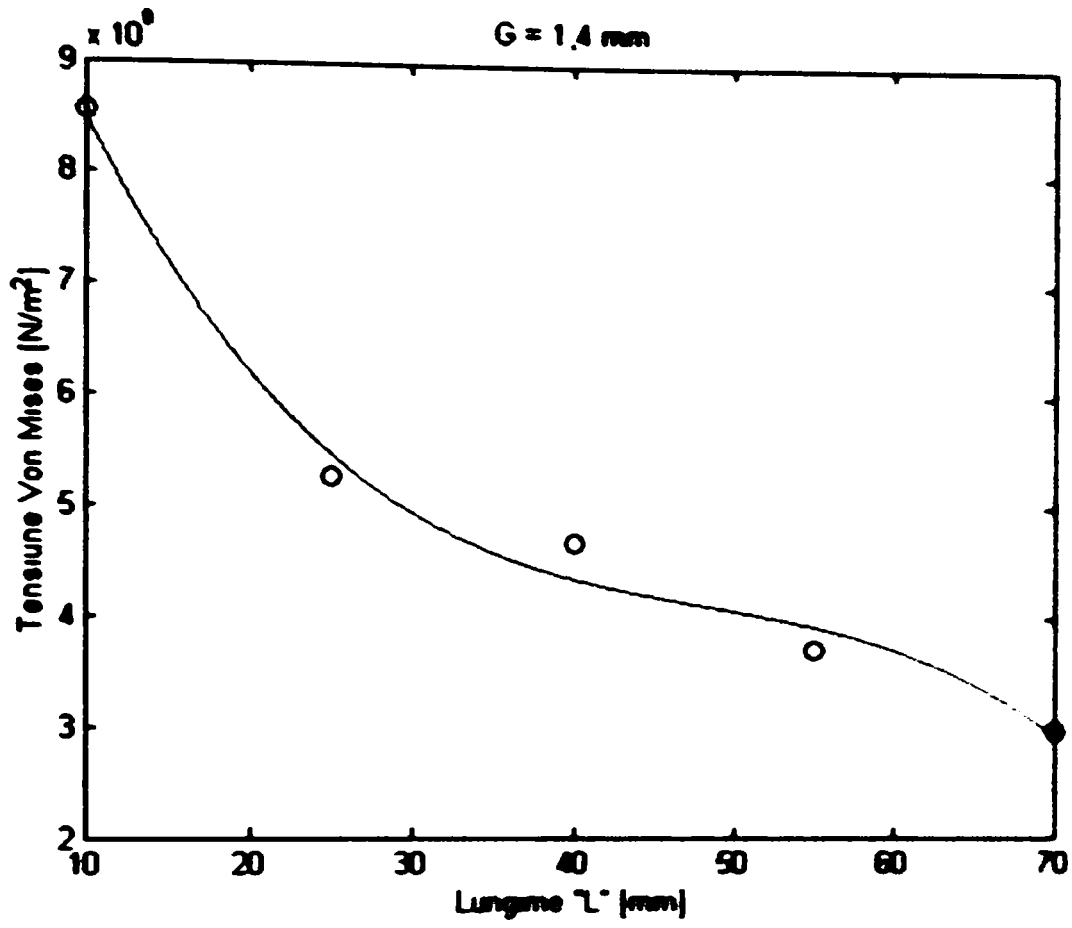


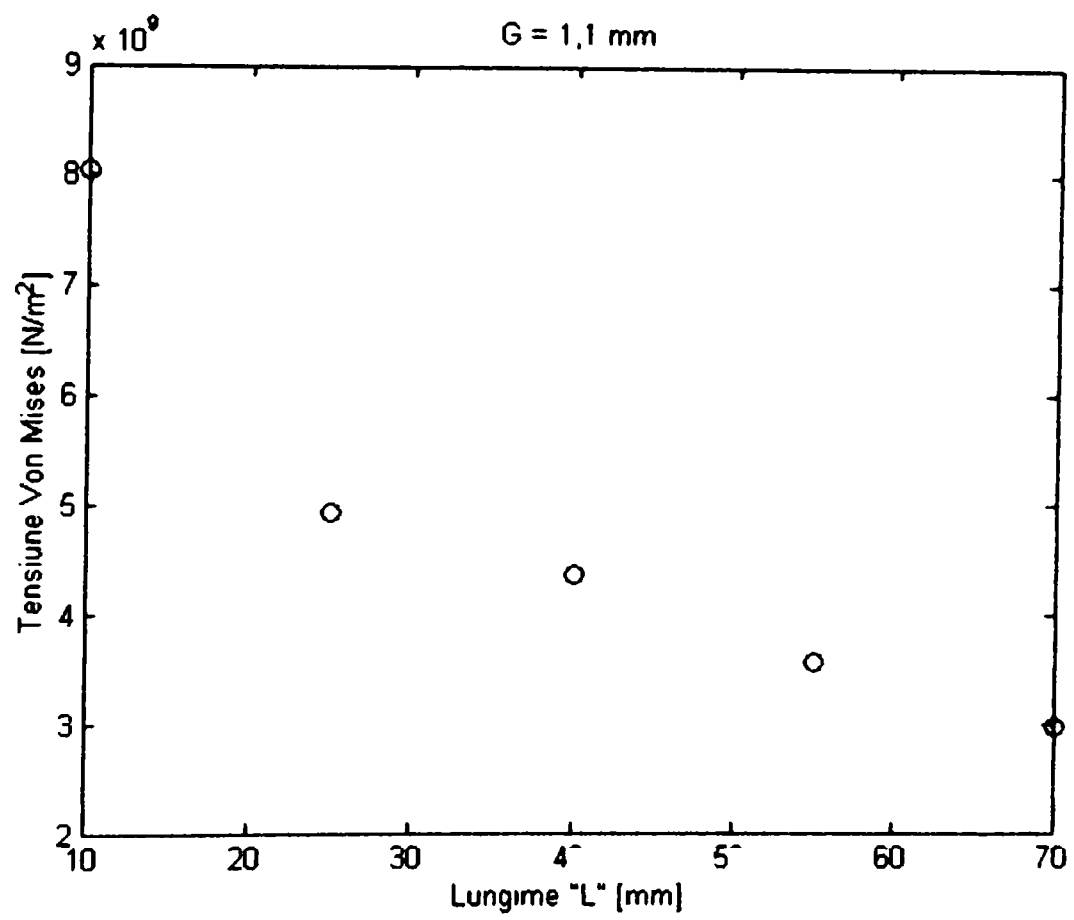
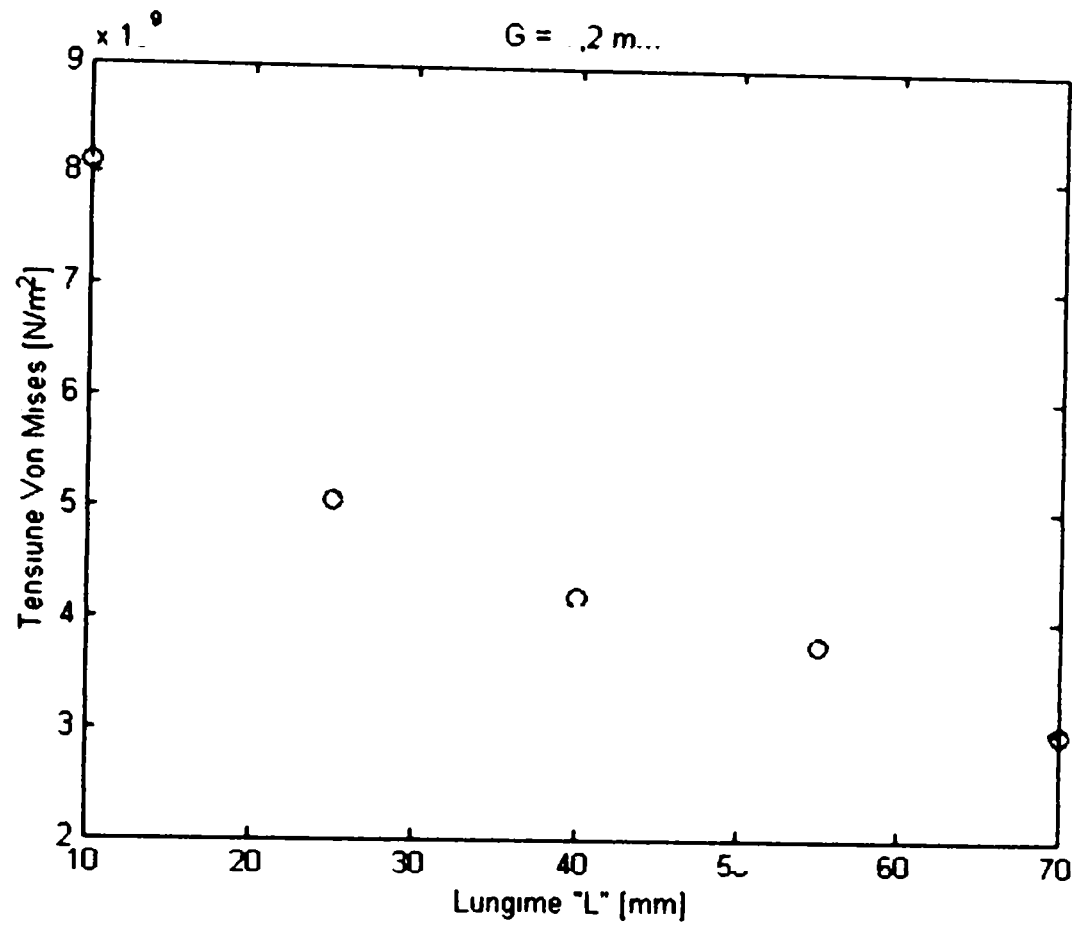
Diagrame "dct" în funcție de lungimea "L" (G – grosimea peretelui).

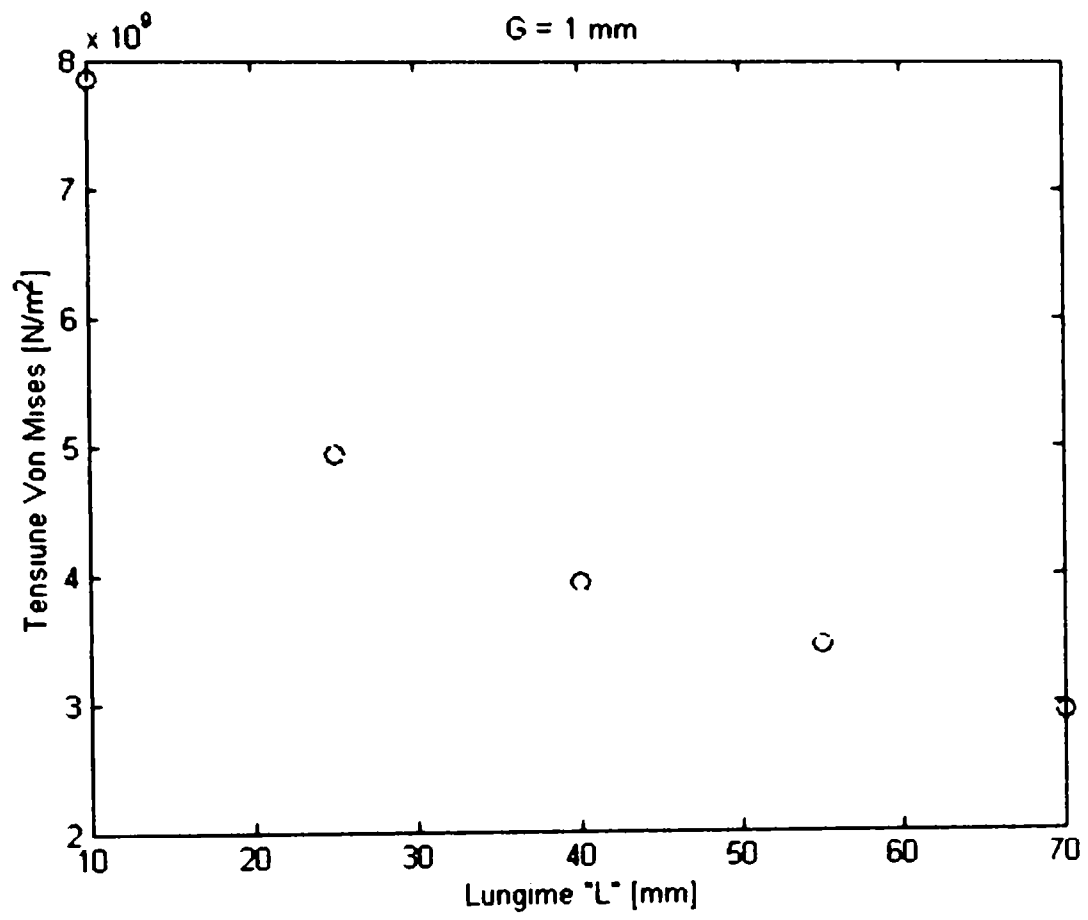




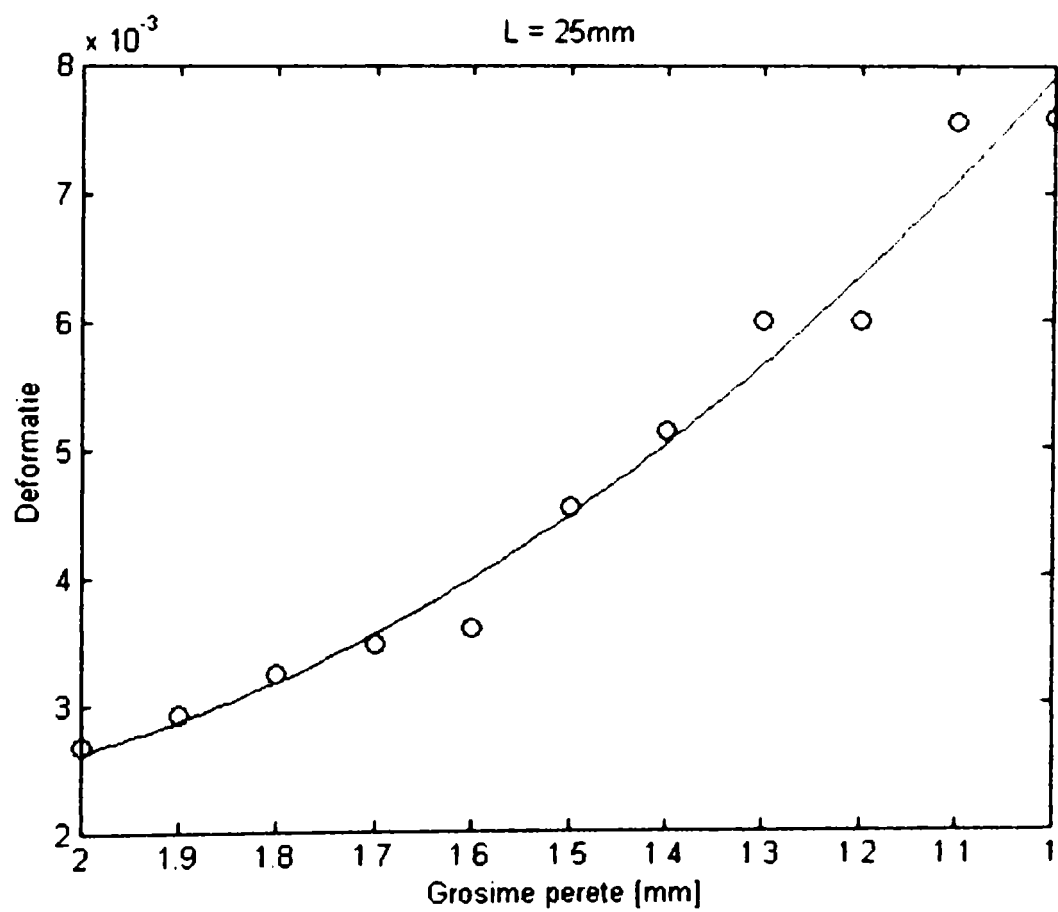
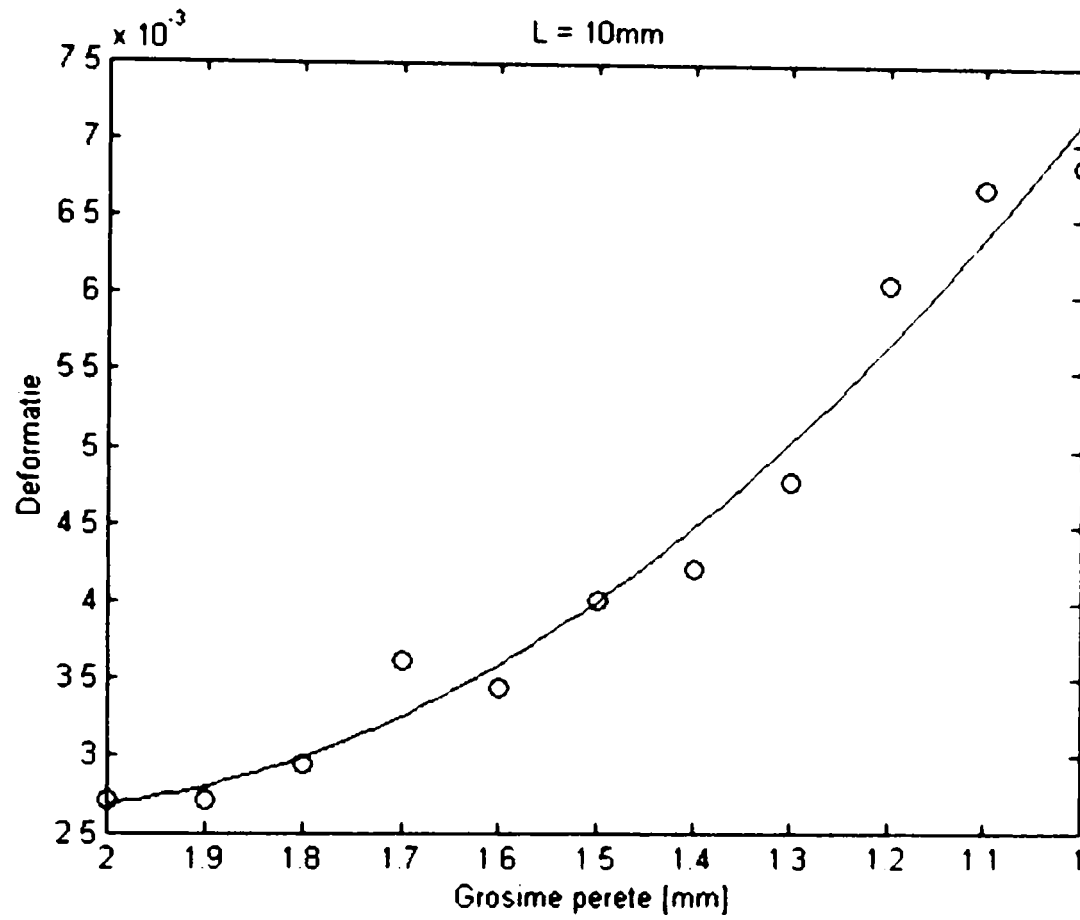


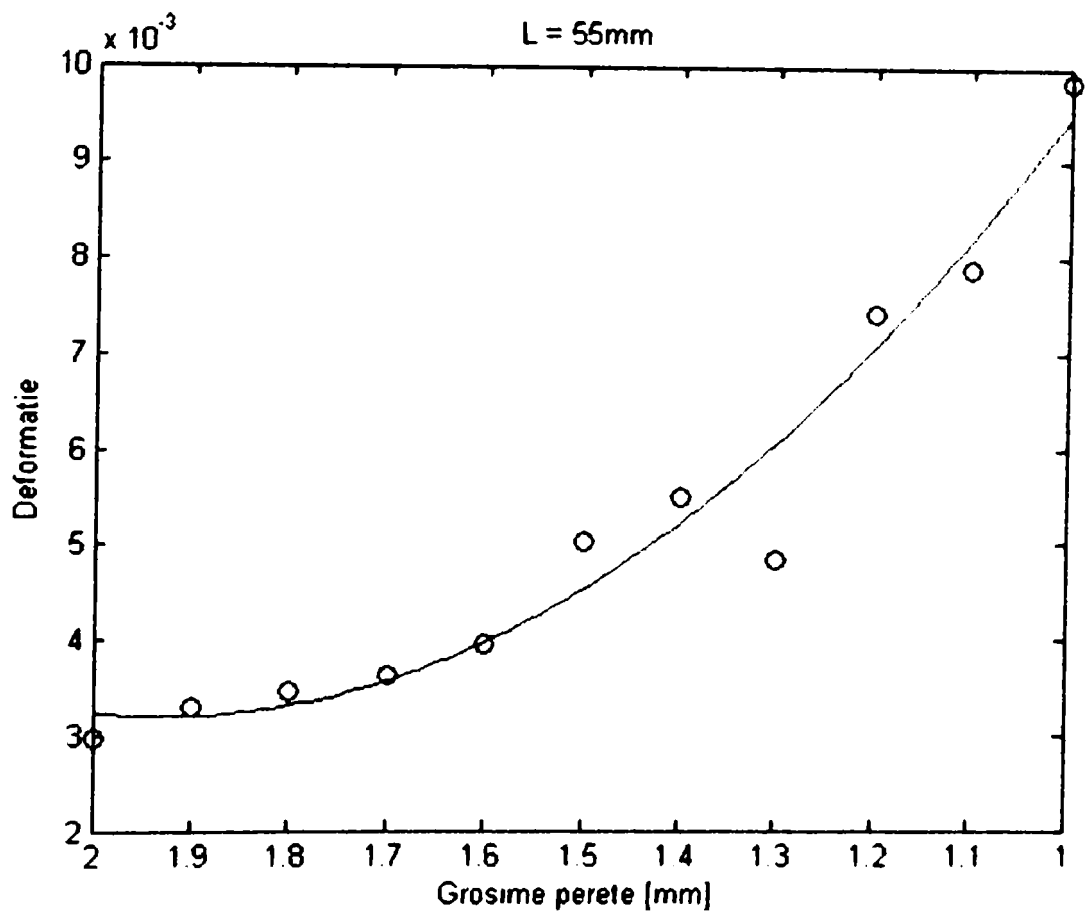
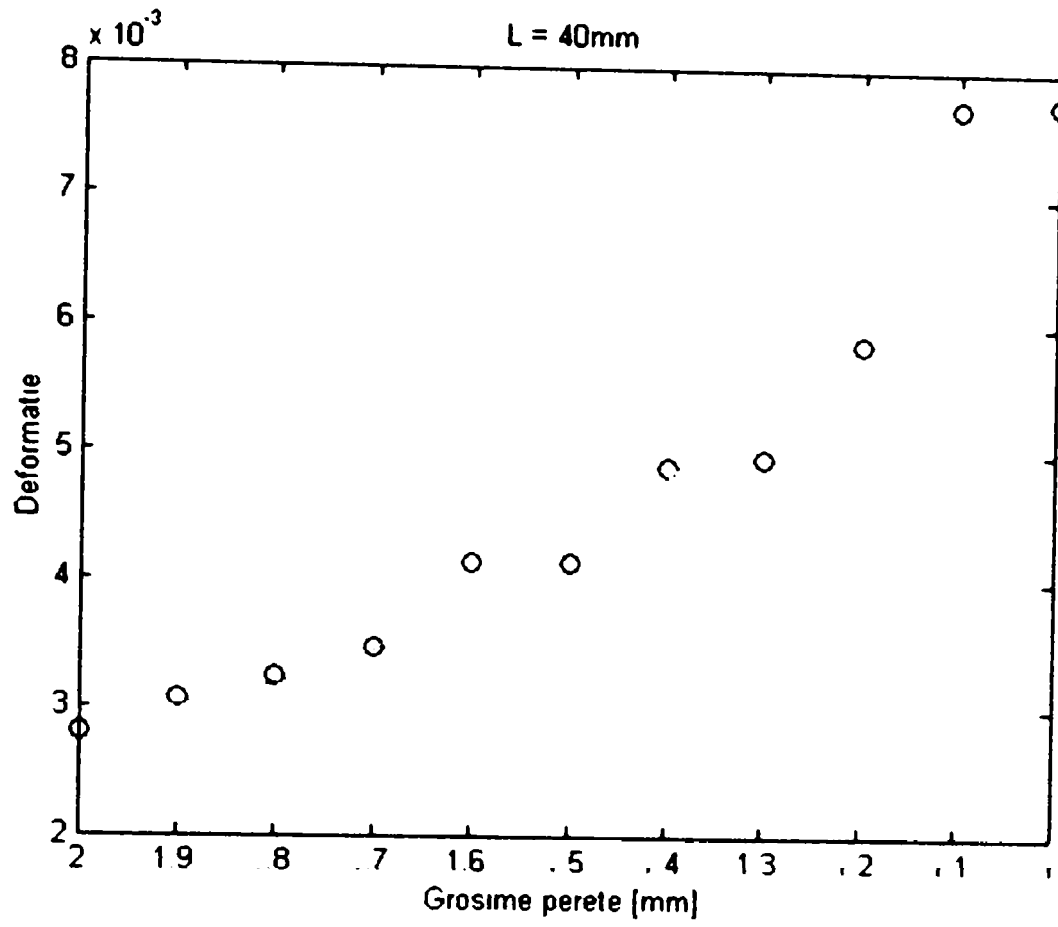


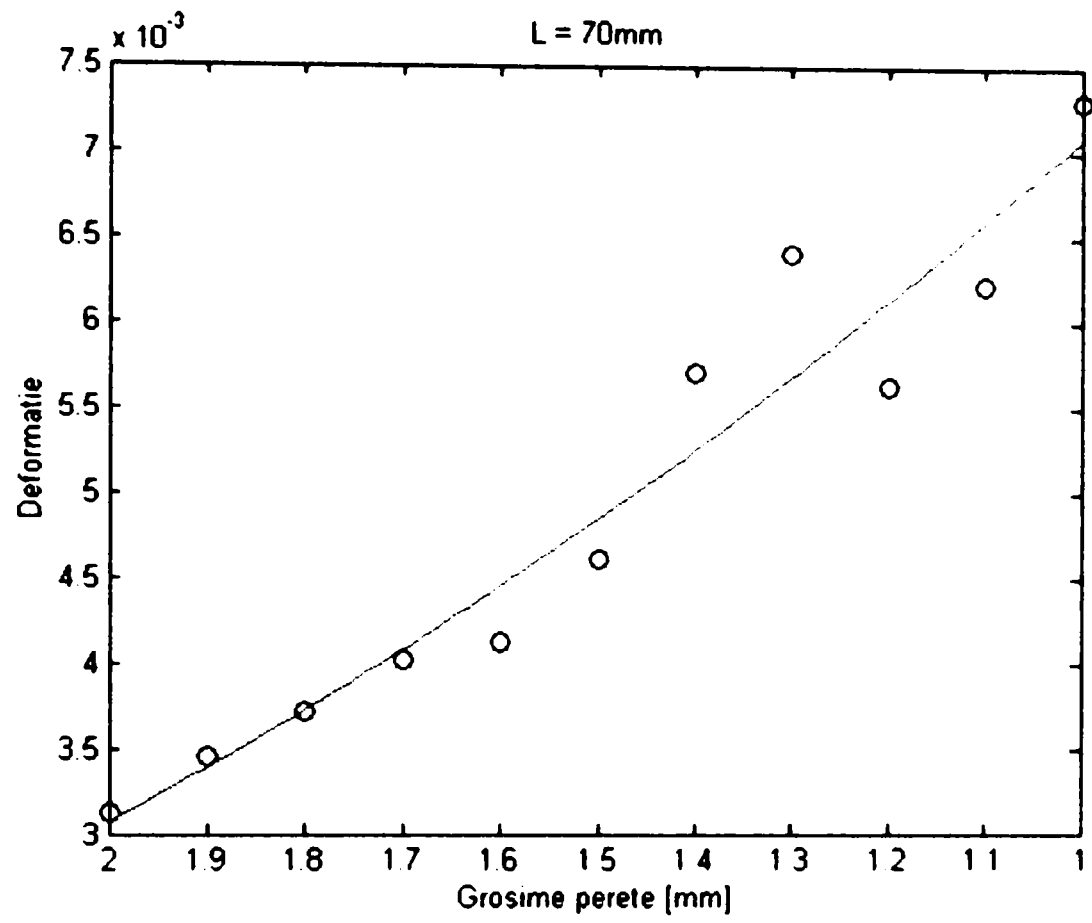




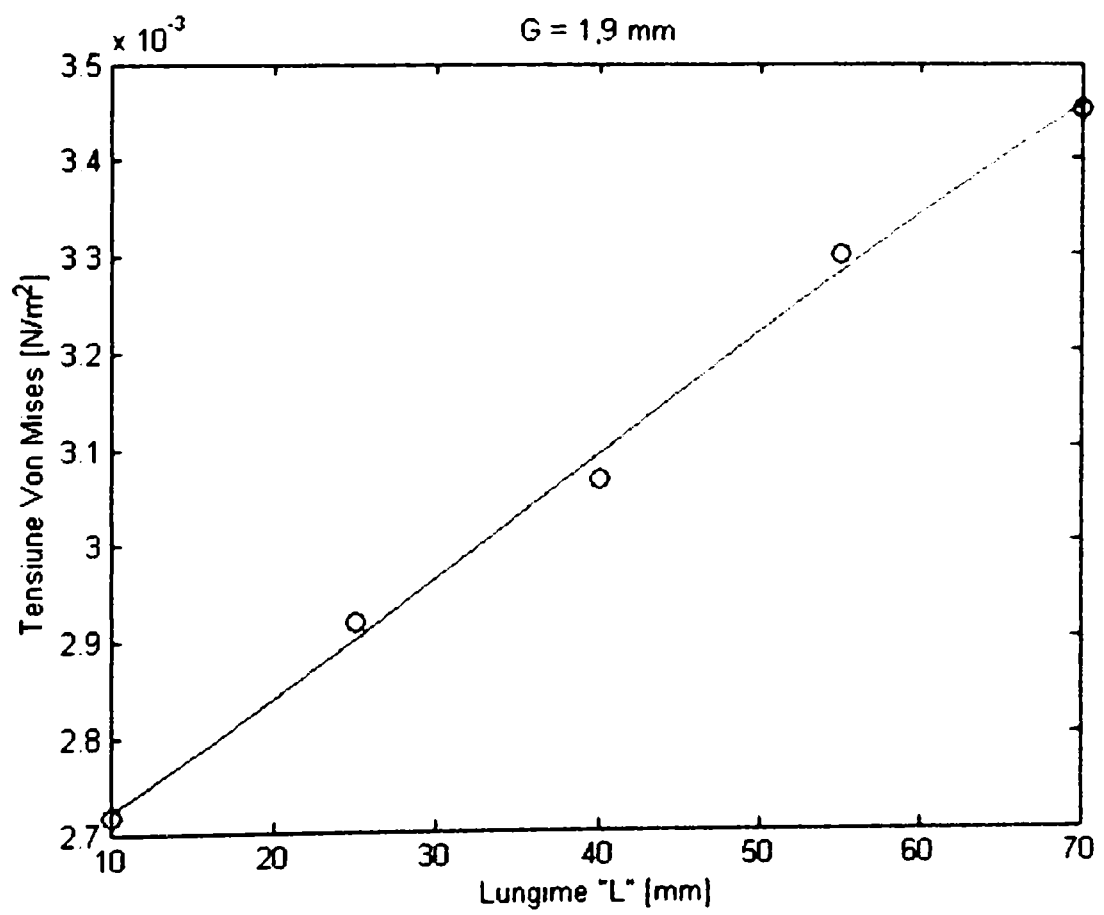
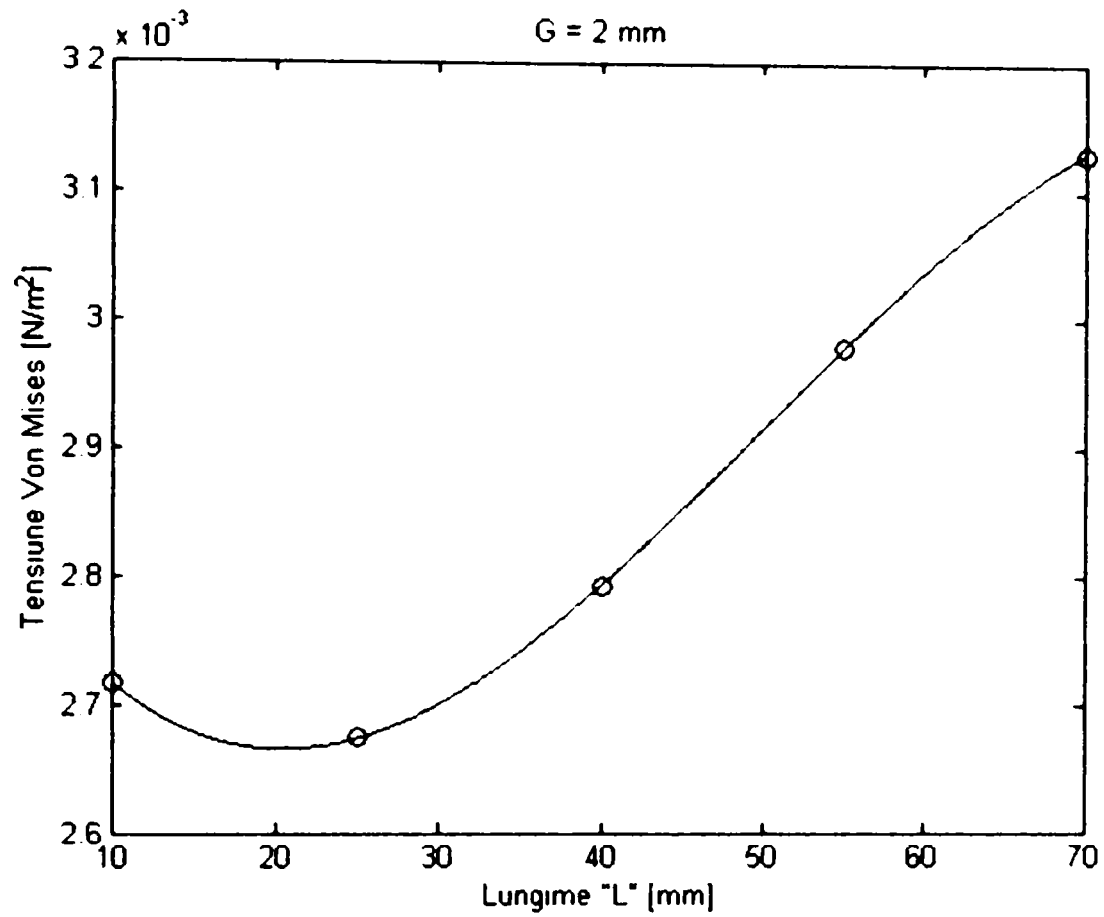
Diagrame "fcdf" în funcție de grosime.

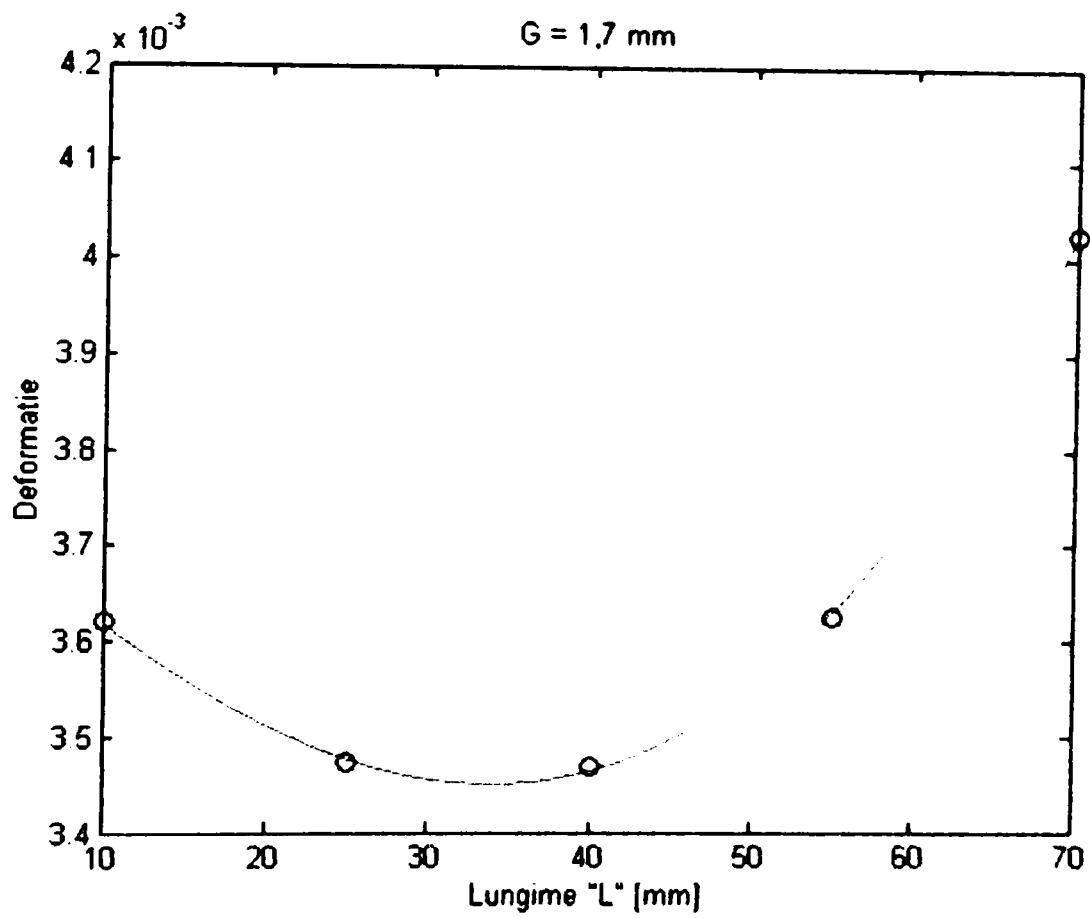
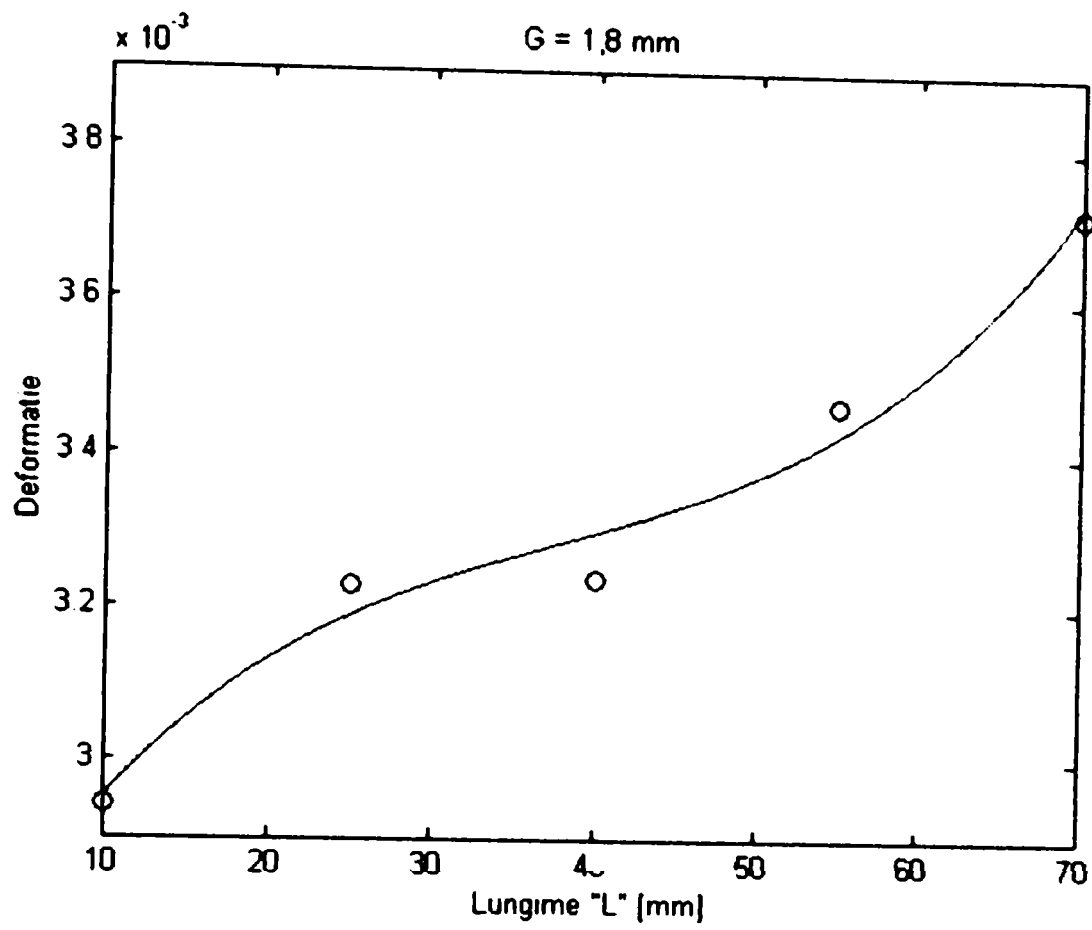


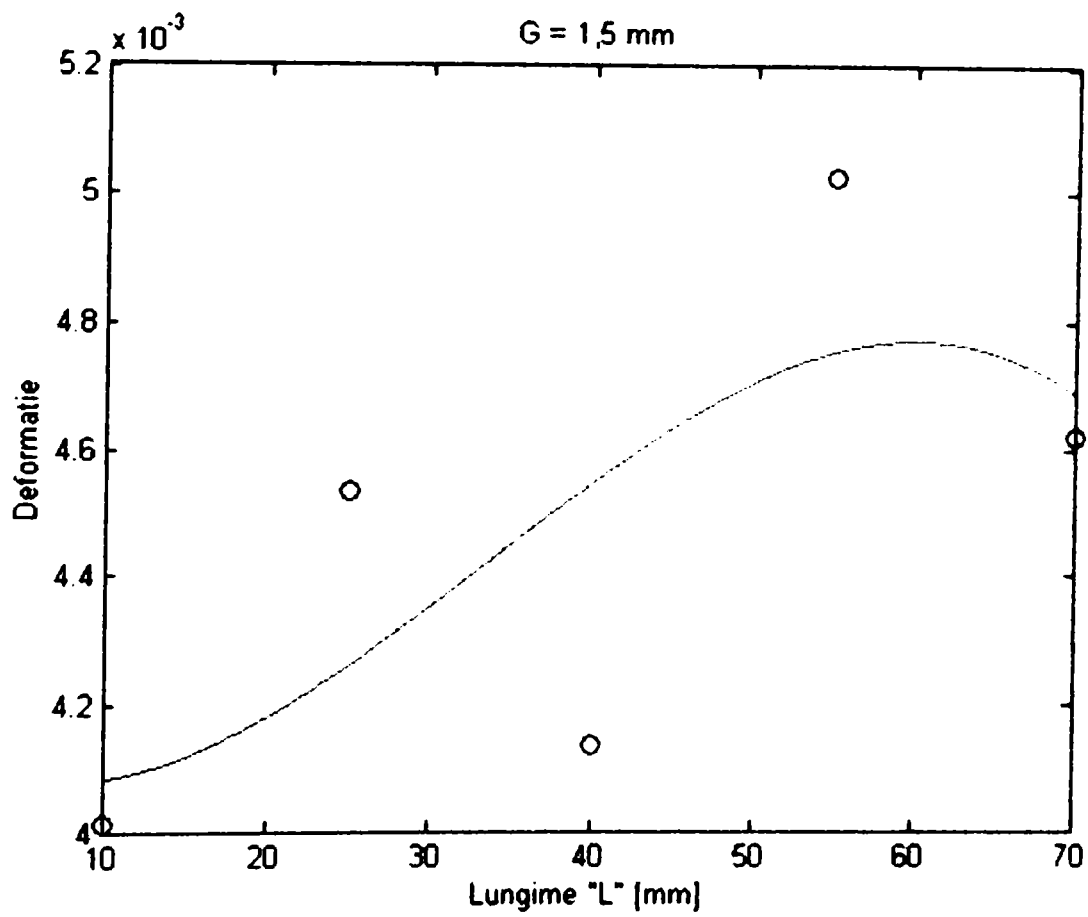
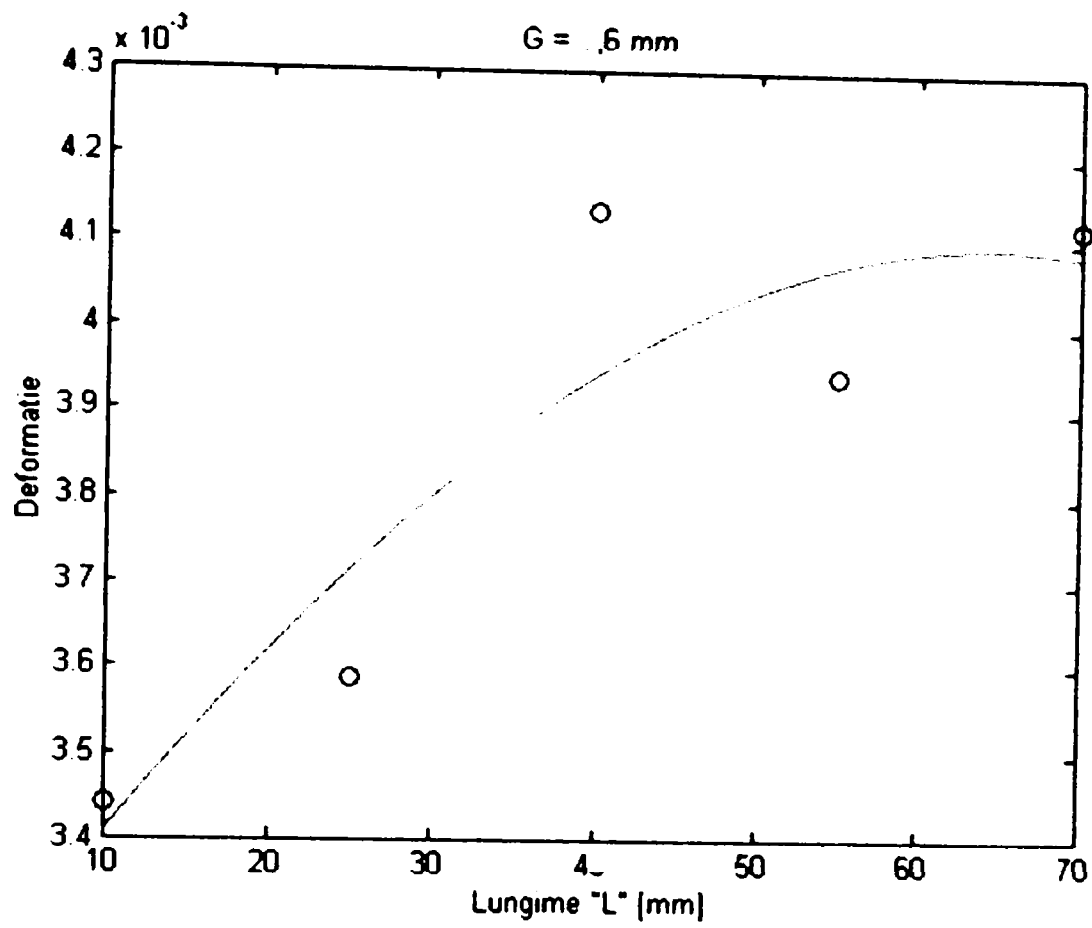


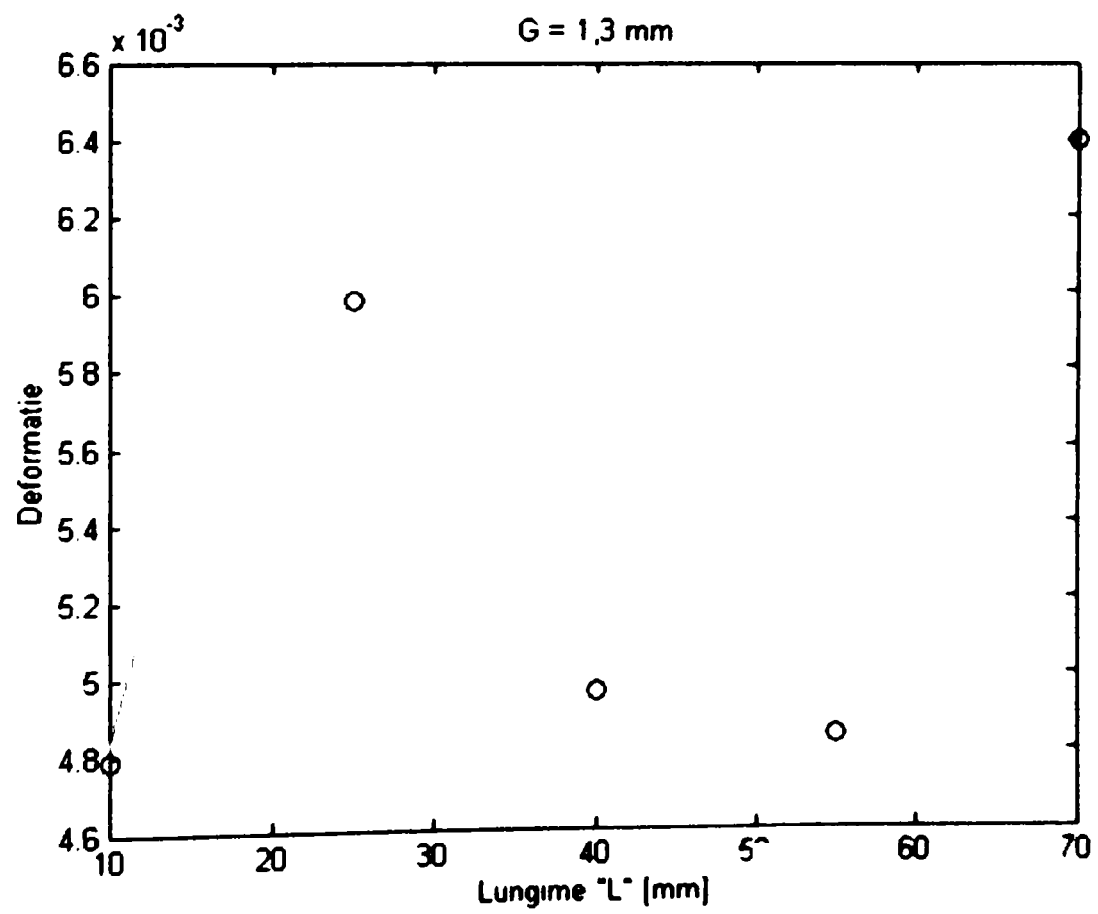
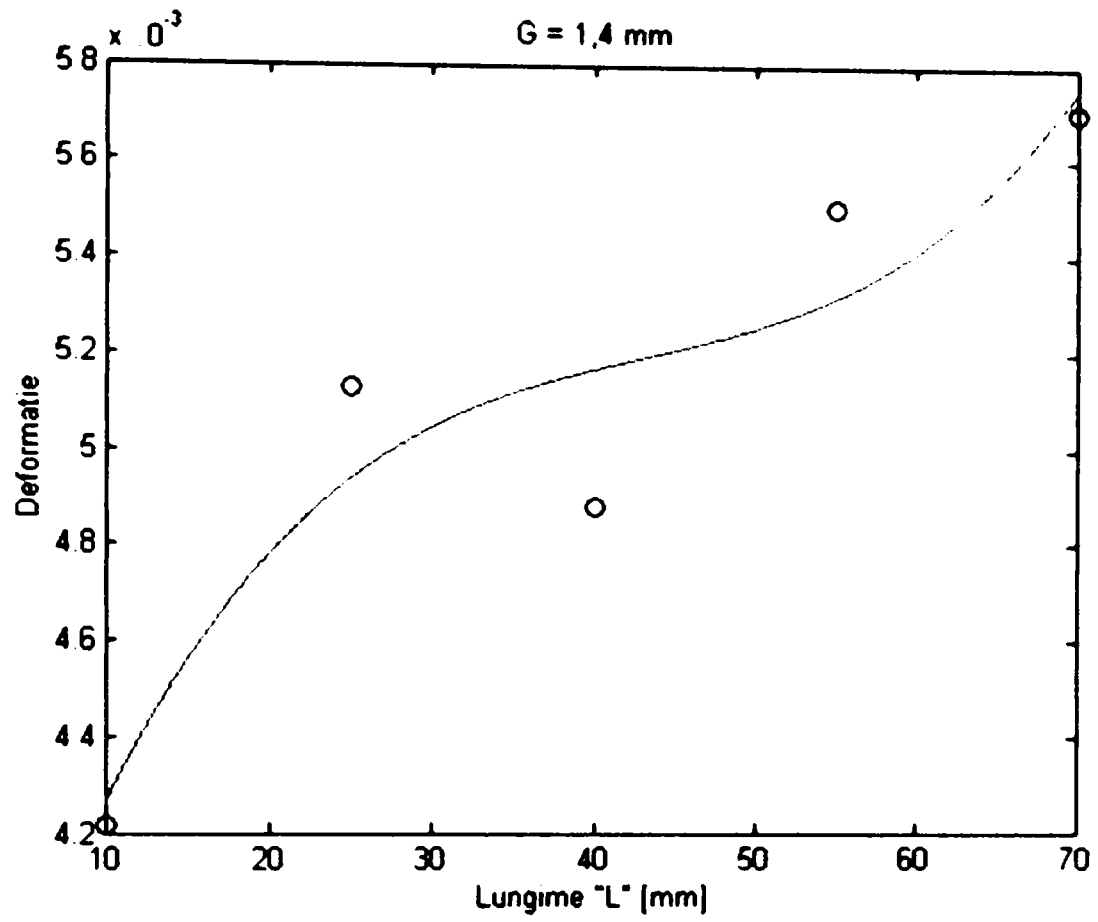


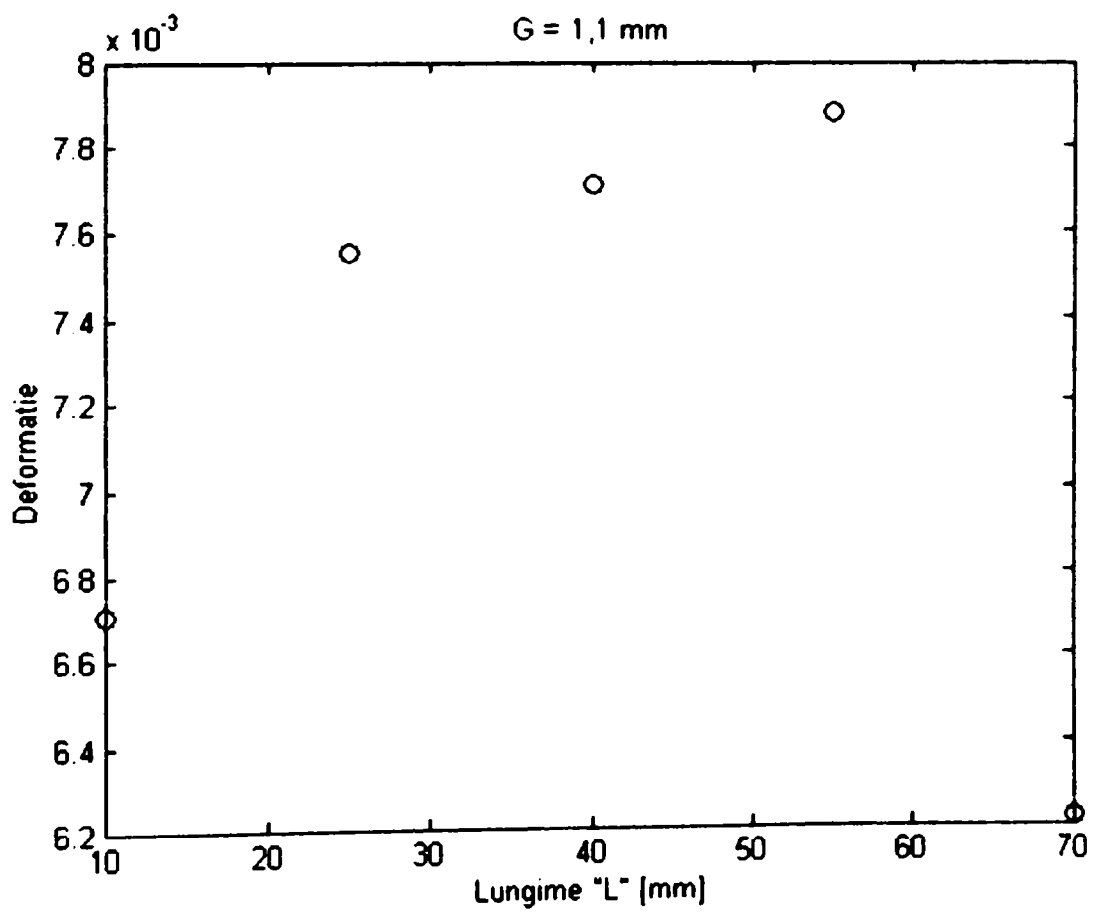
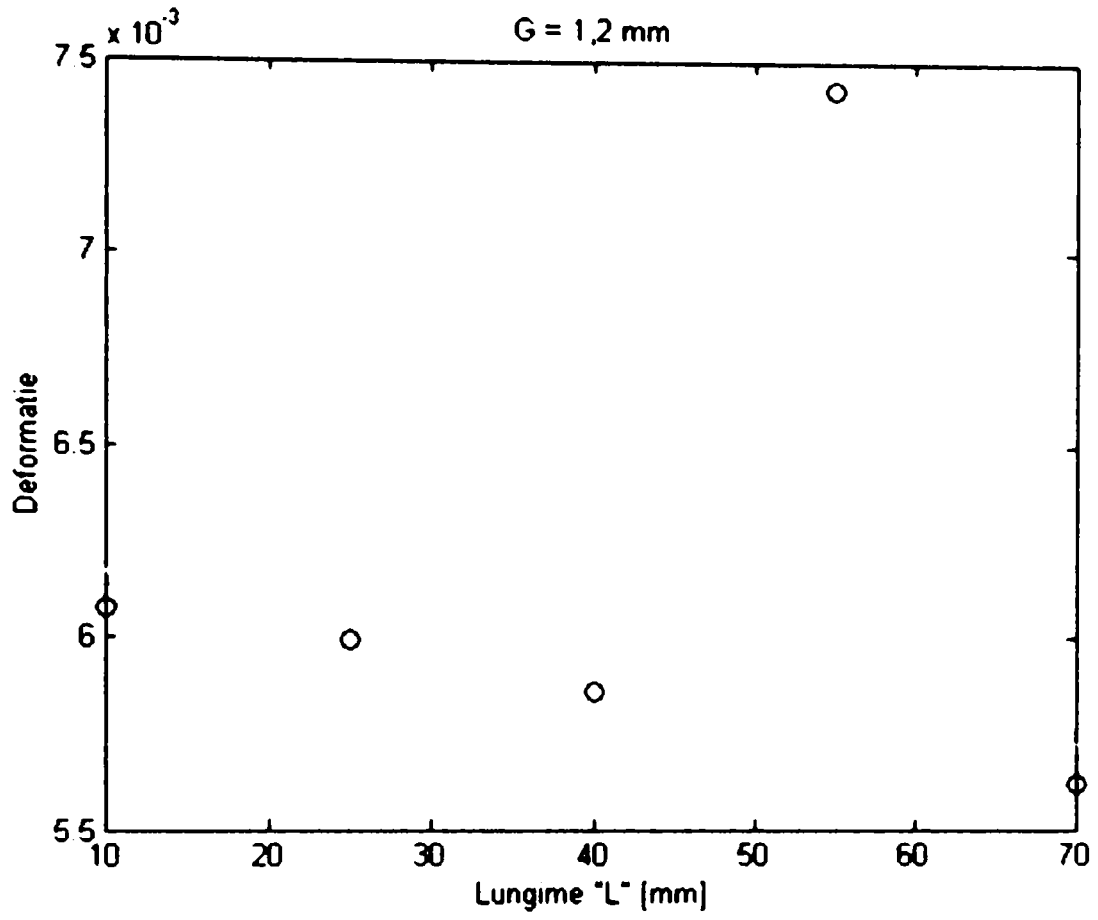
Diagrame "fcdf" în funcție de lungimea "L" (G – grosimea peretelui).

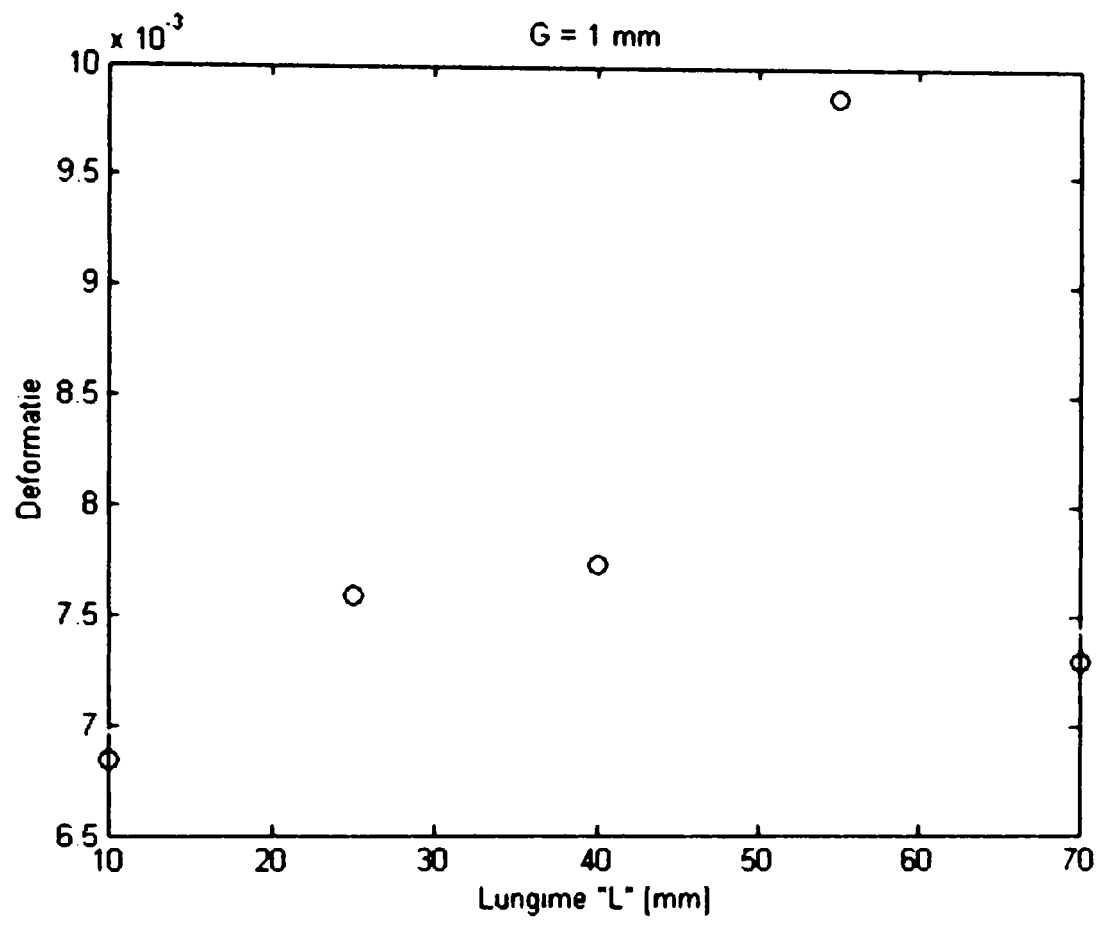




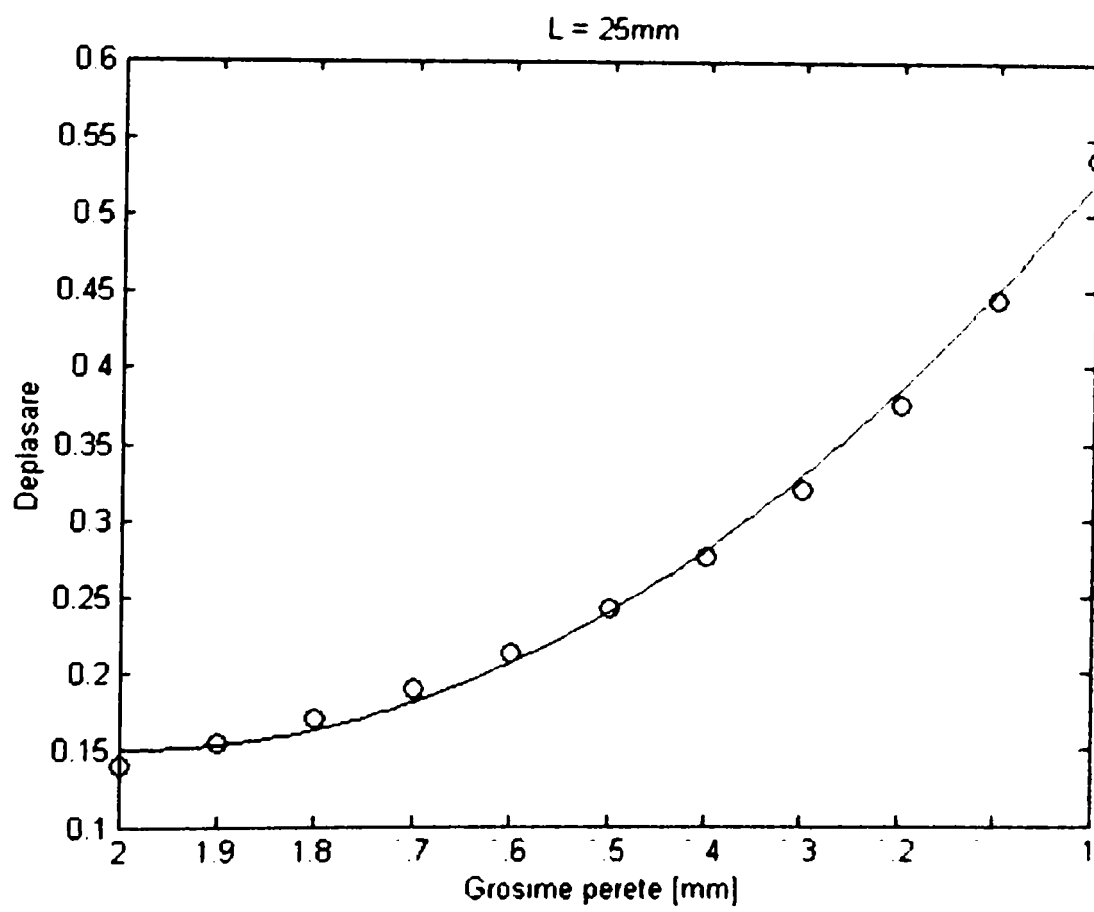
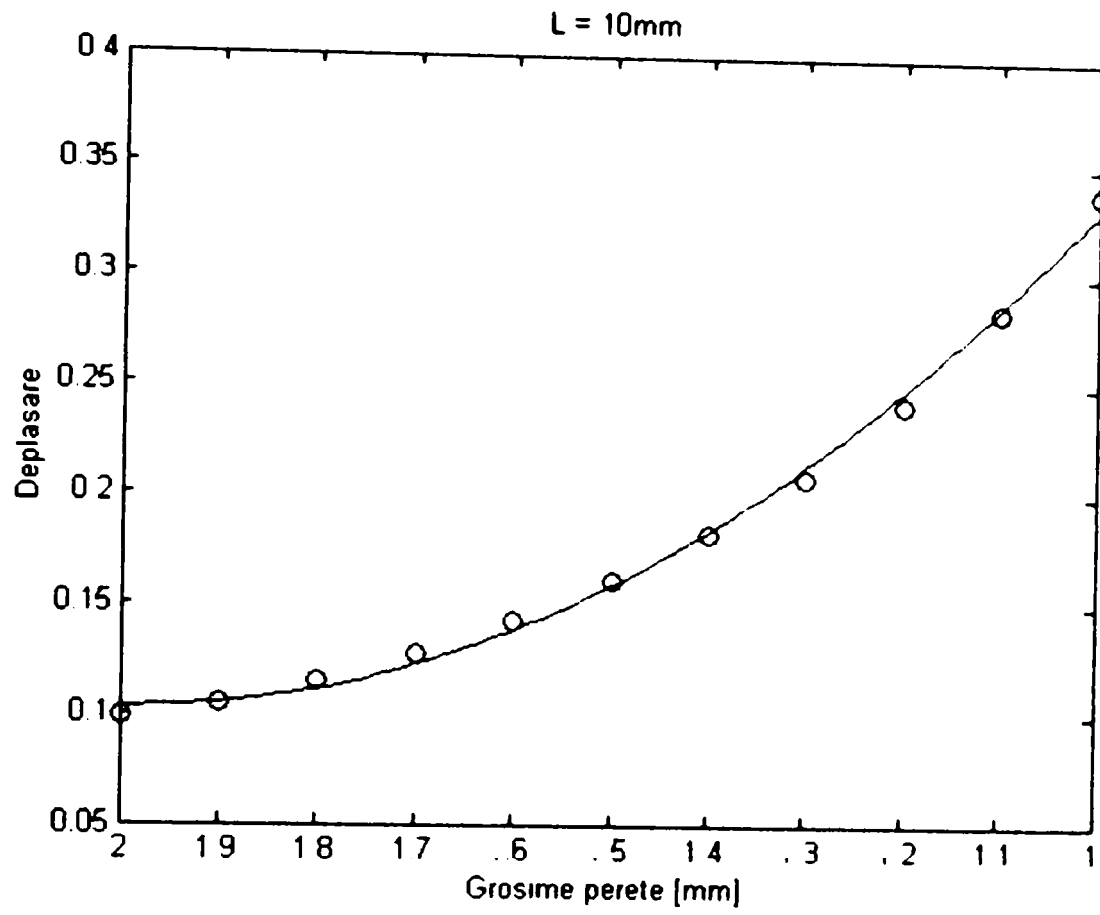


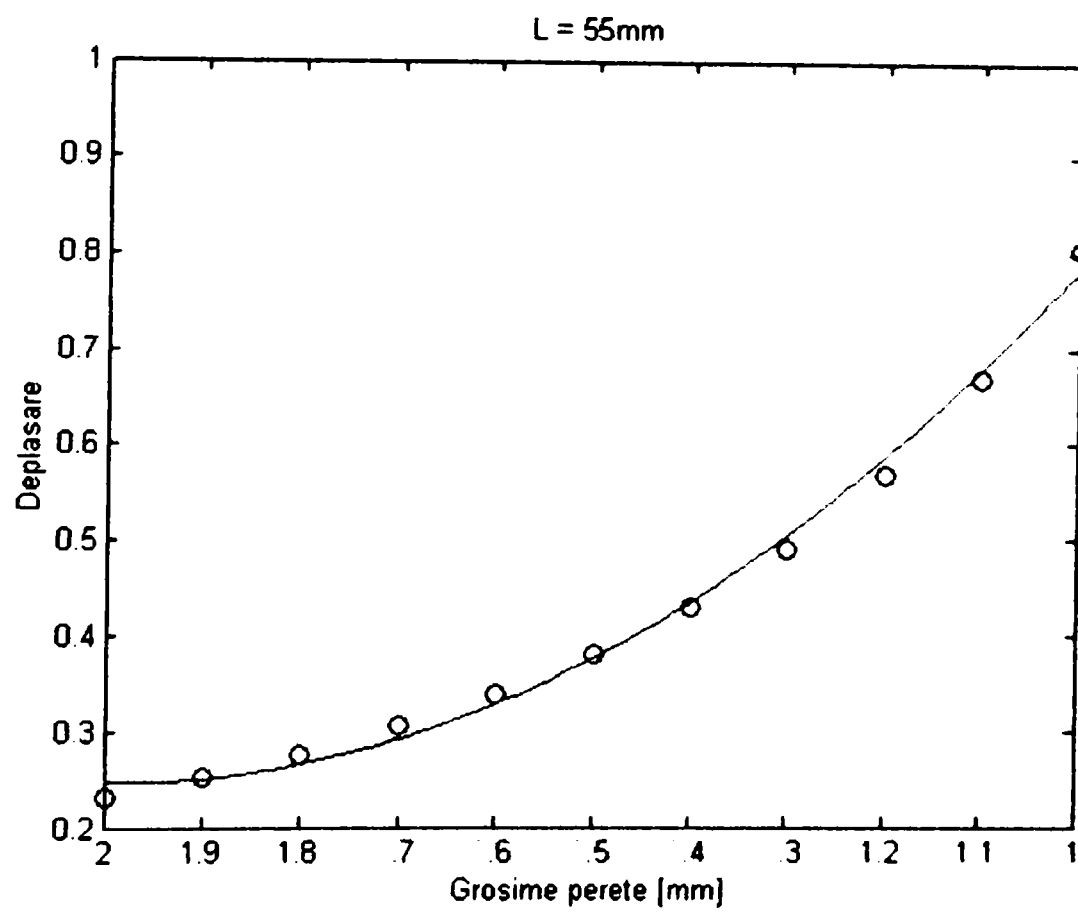
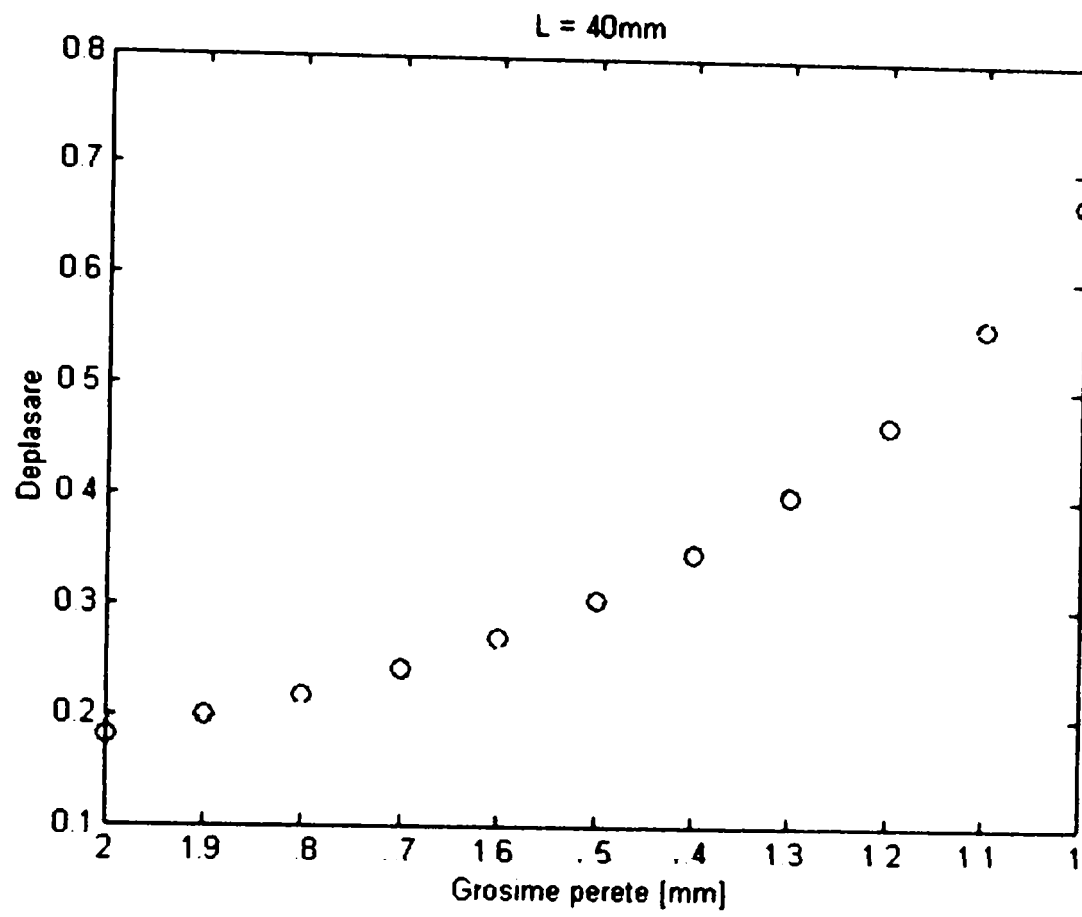


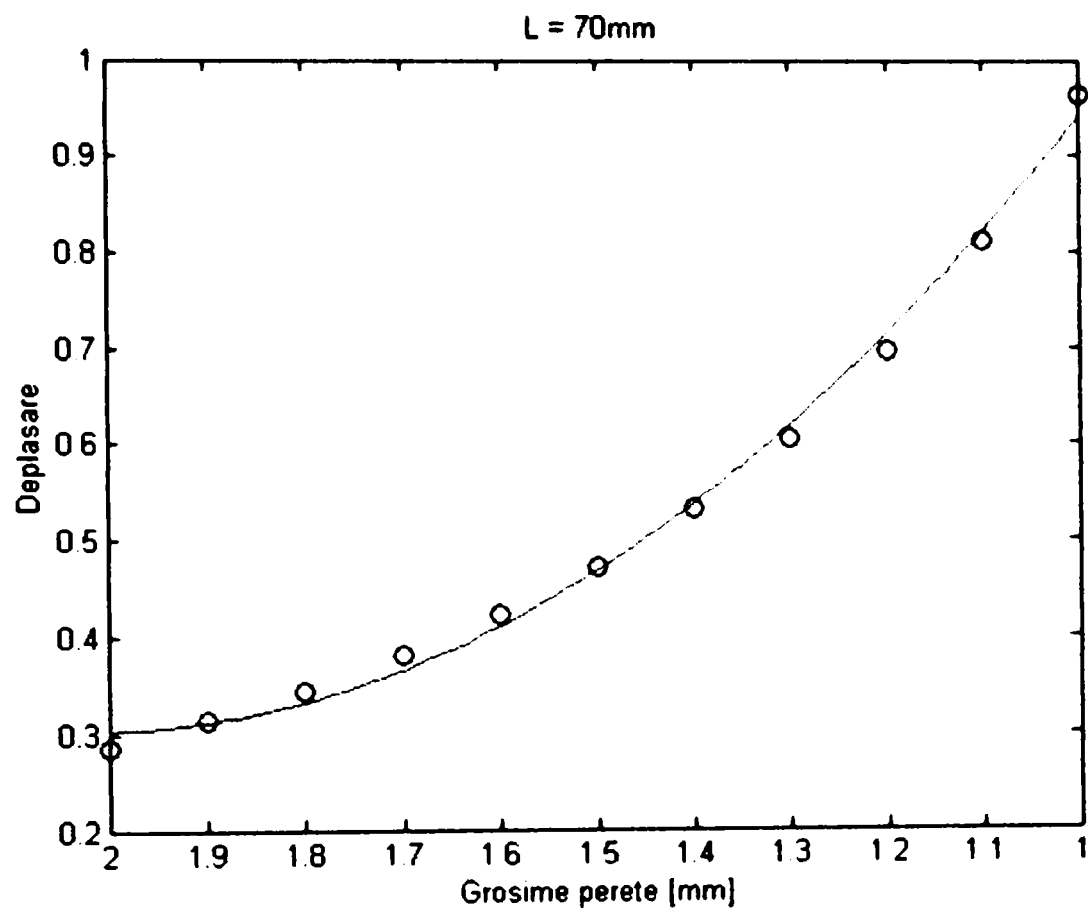


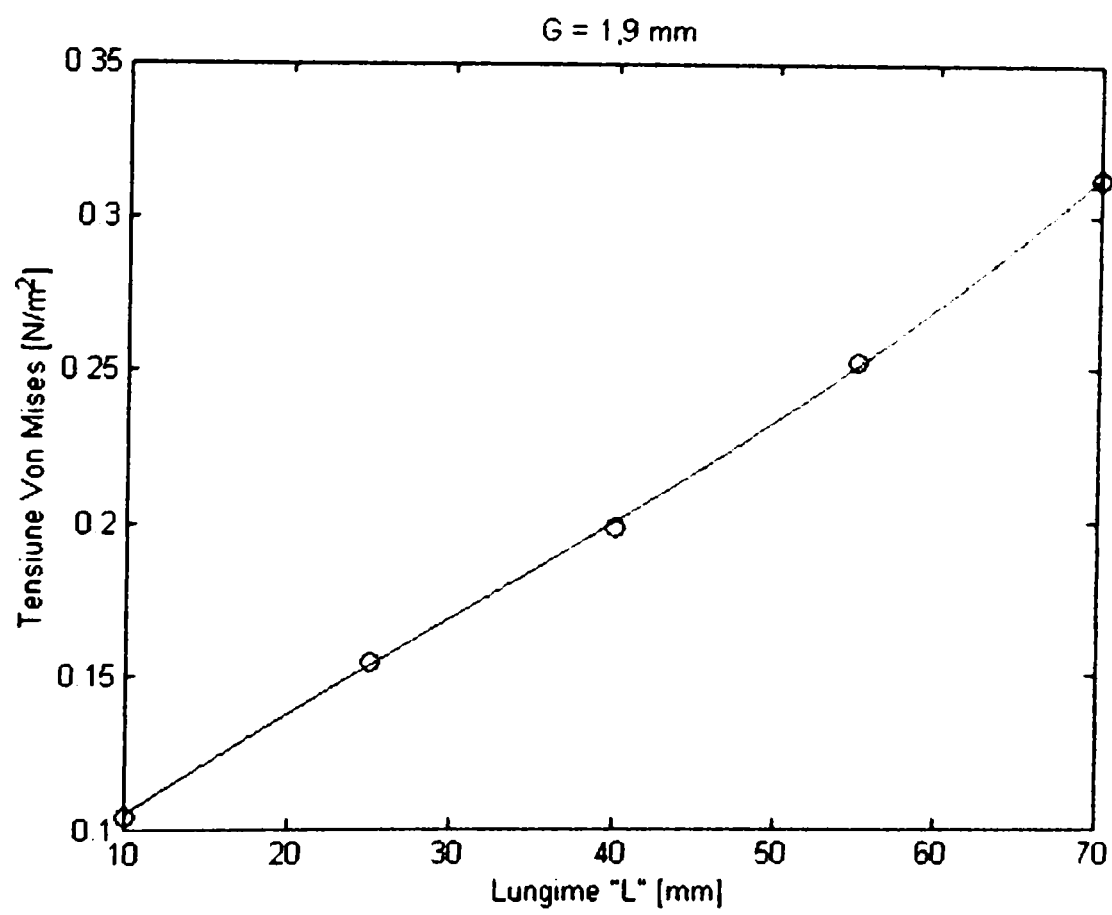
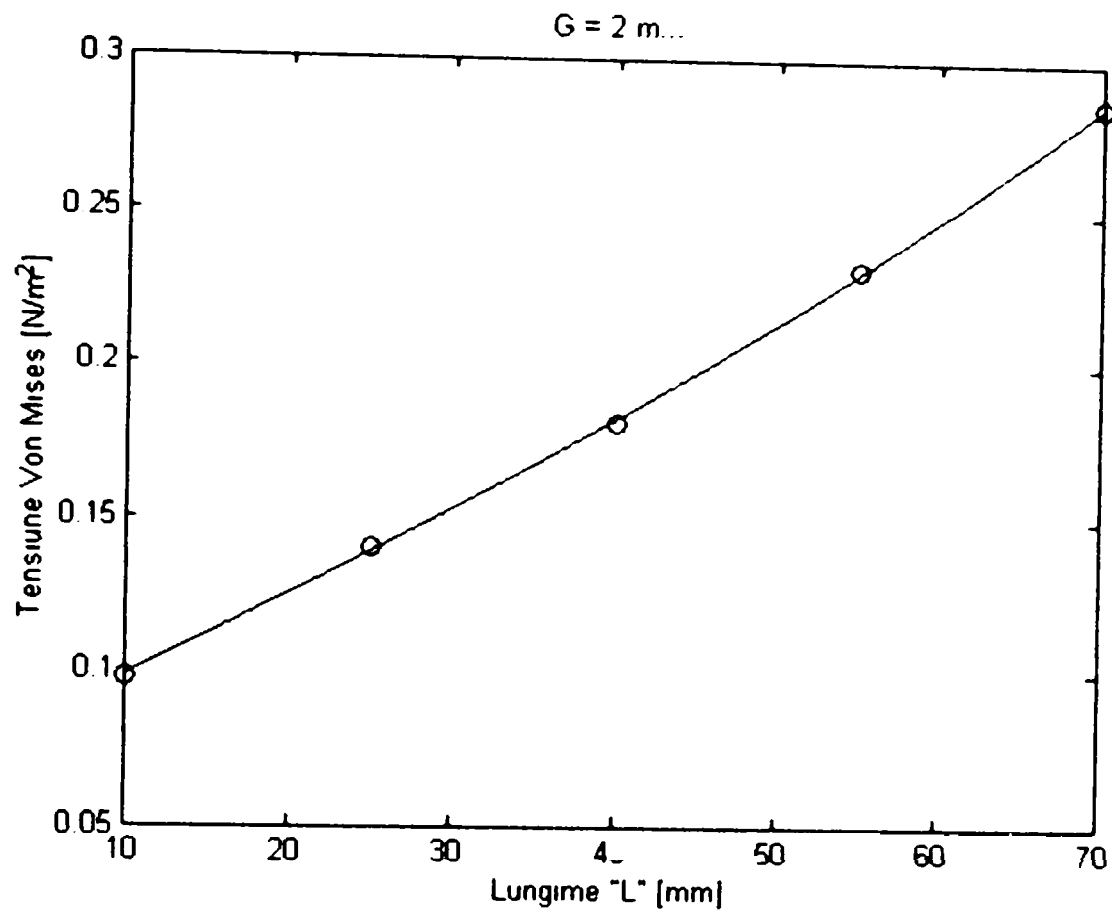


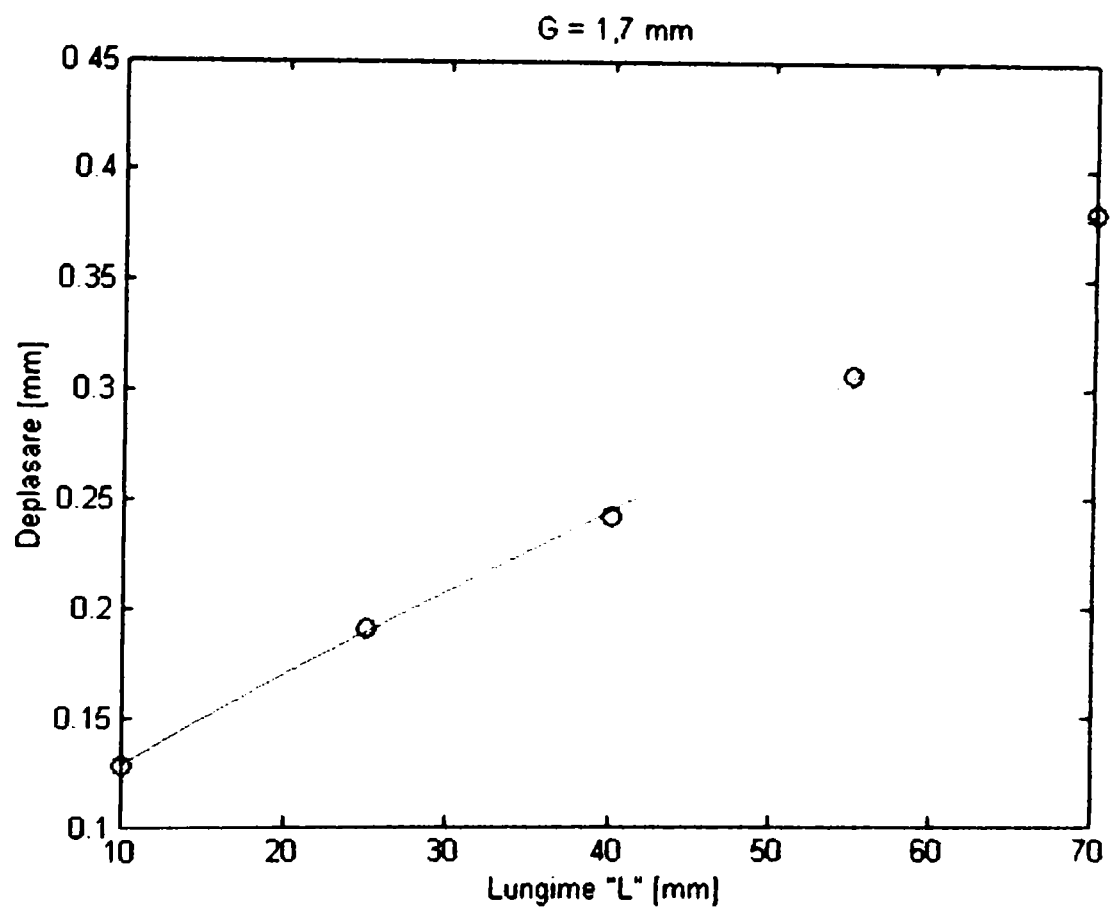
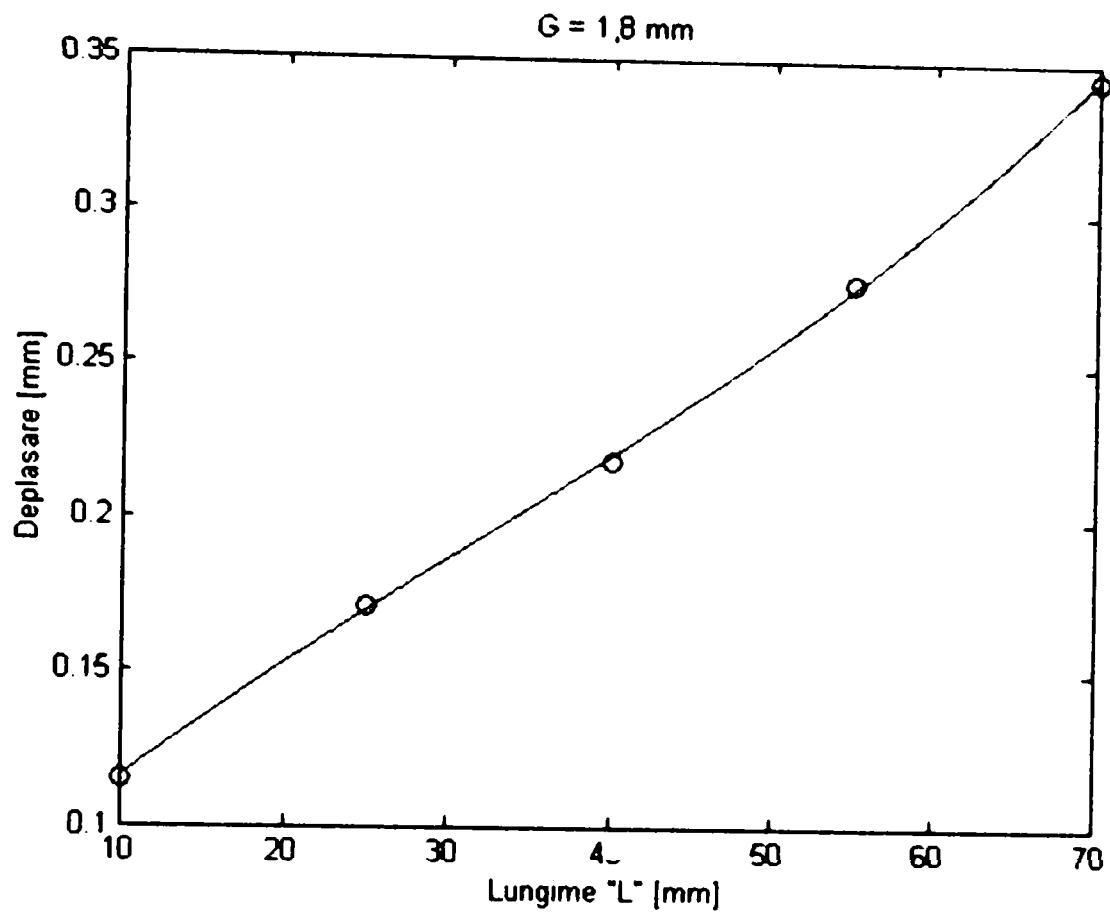
Diagrame "fcdp" în funcție de grosime.

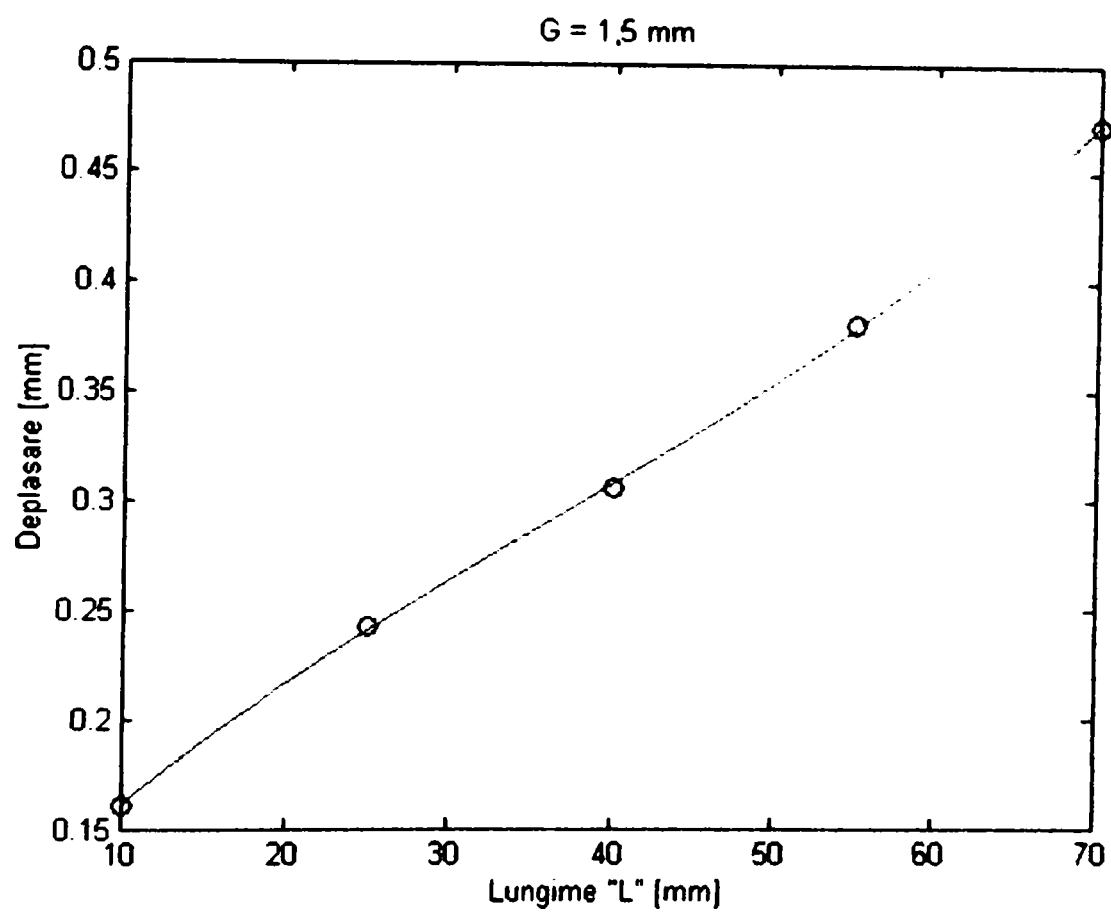
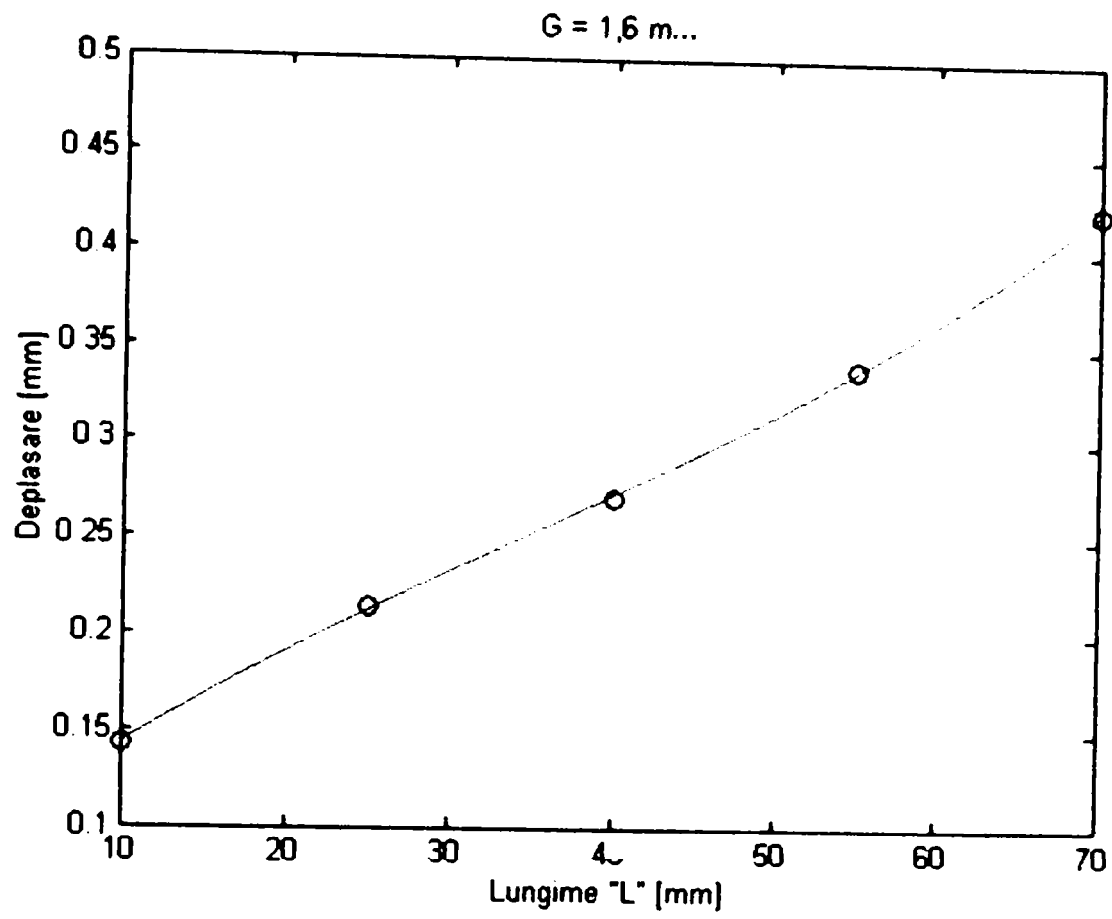


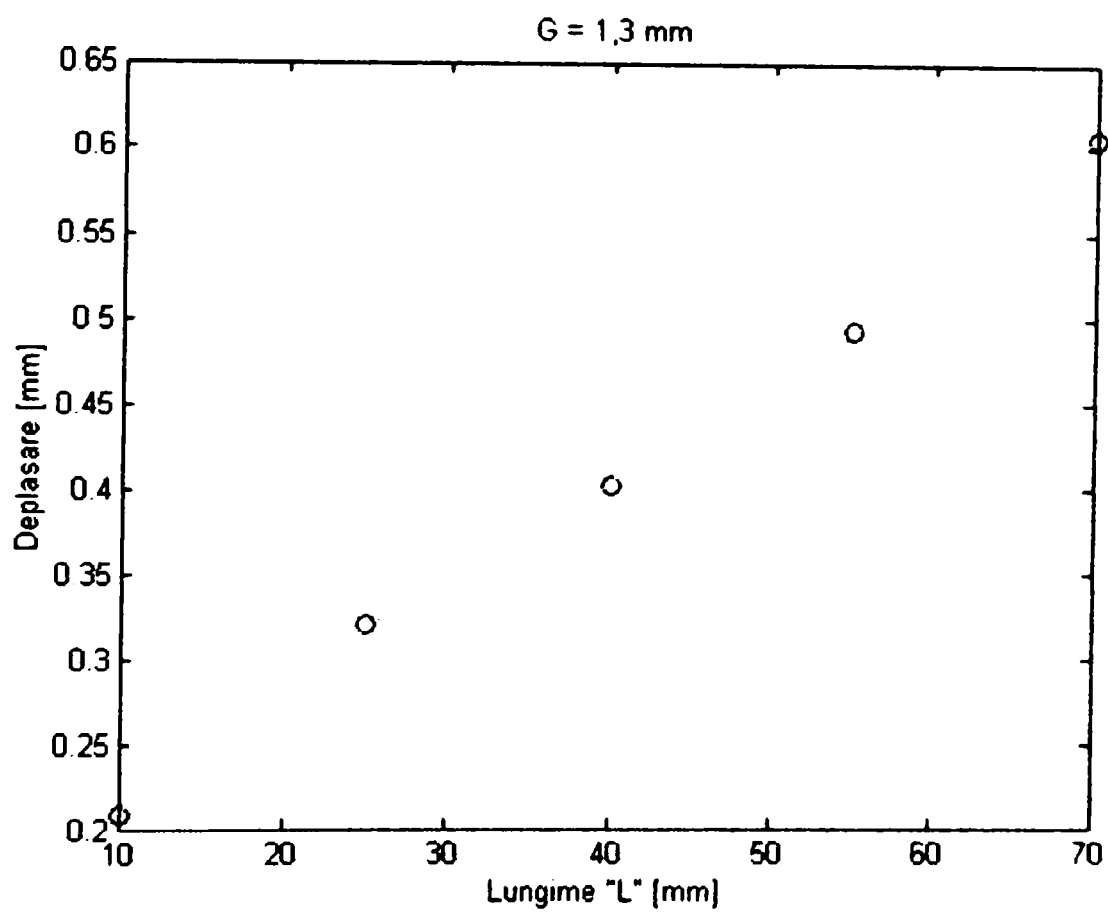
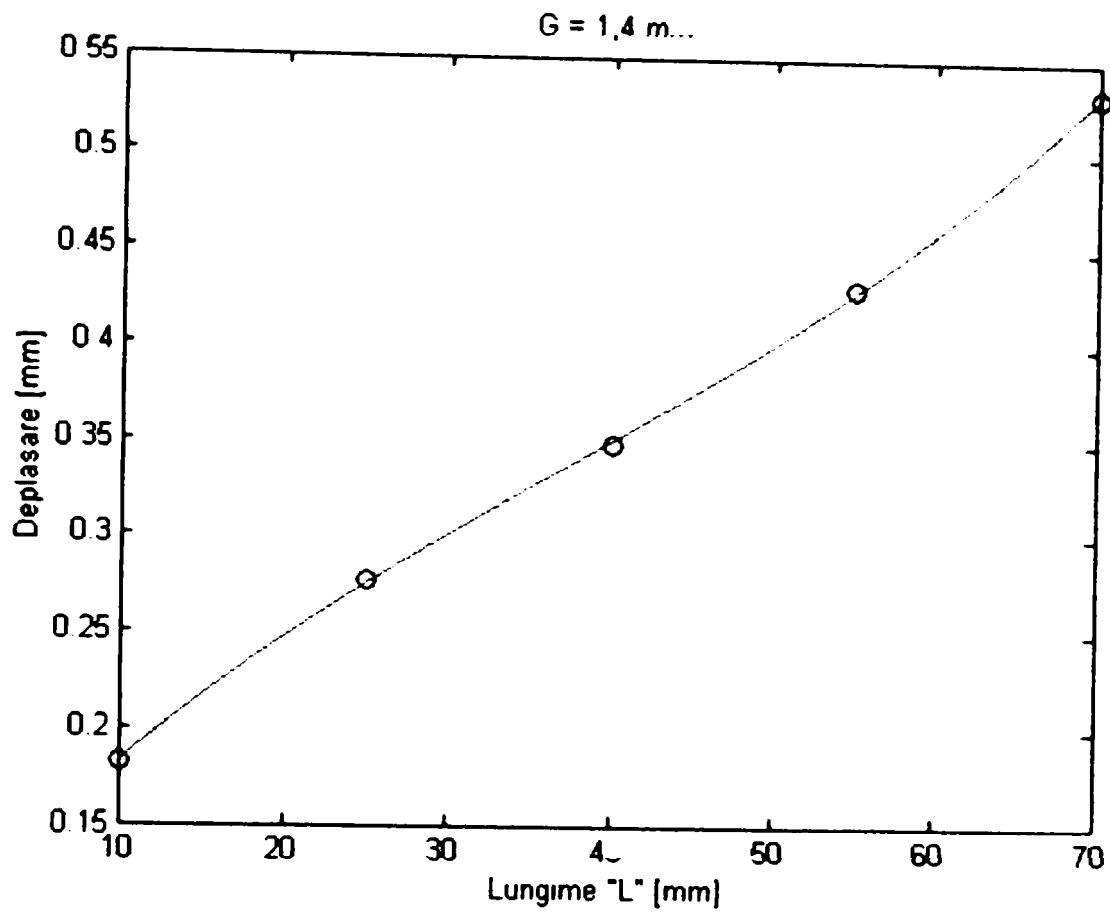


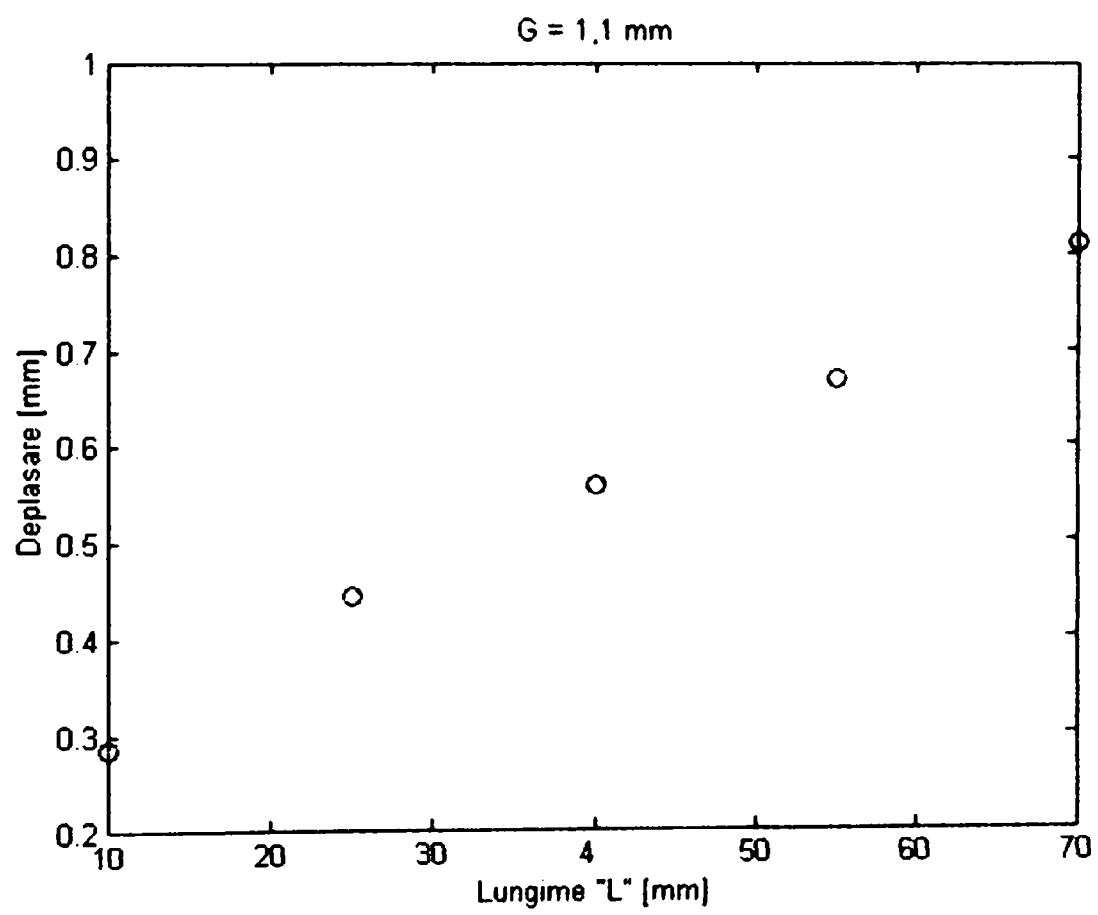
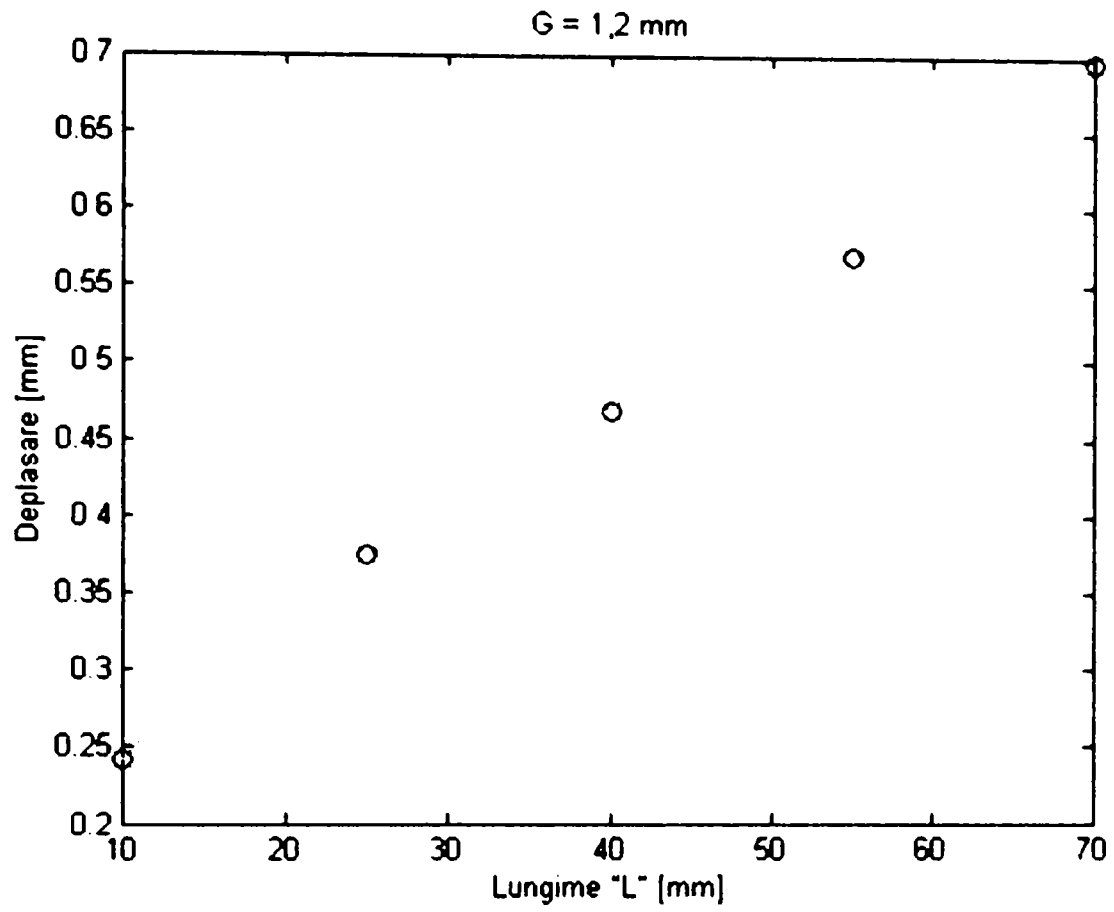


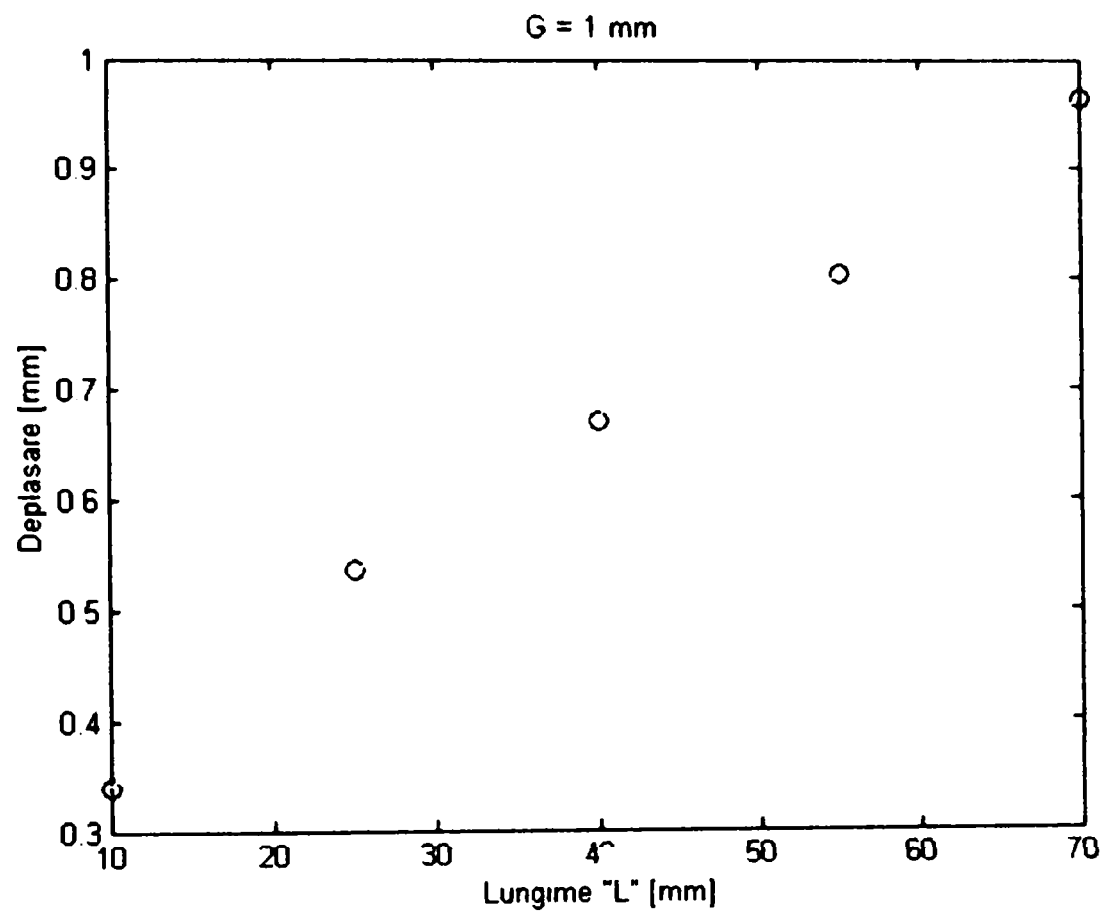
Diagrame "fcdp" în funcție de lungimea "L" (G – grosimea peretelui).



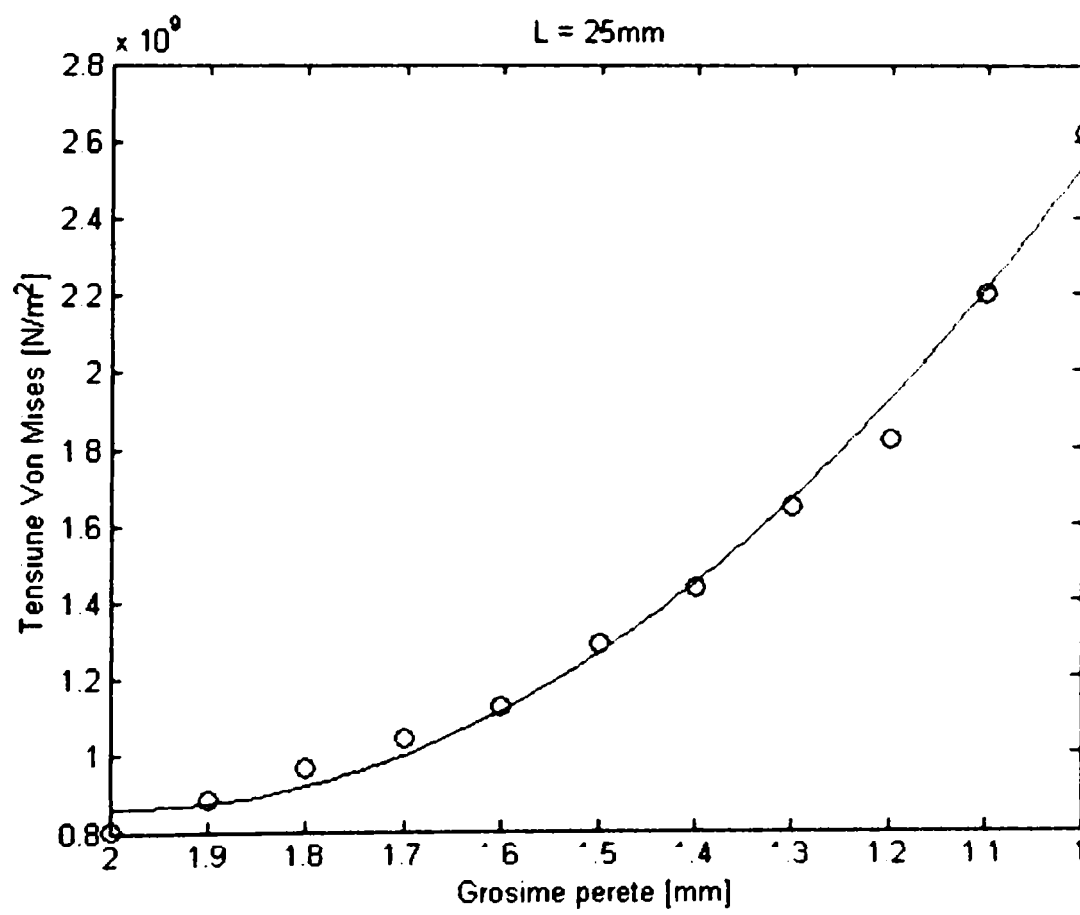
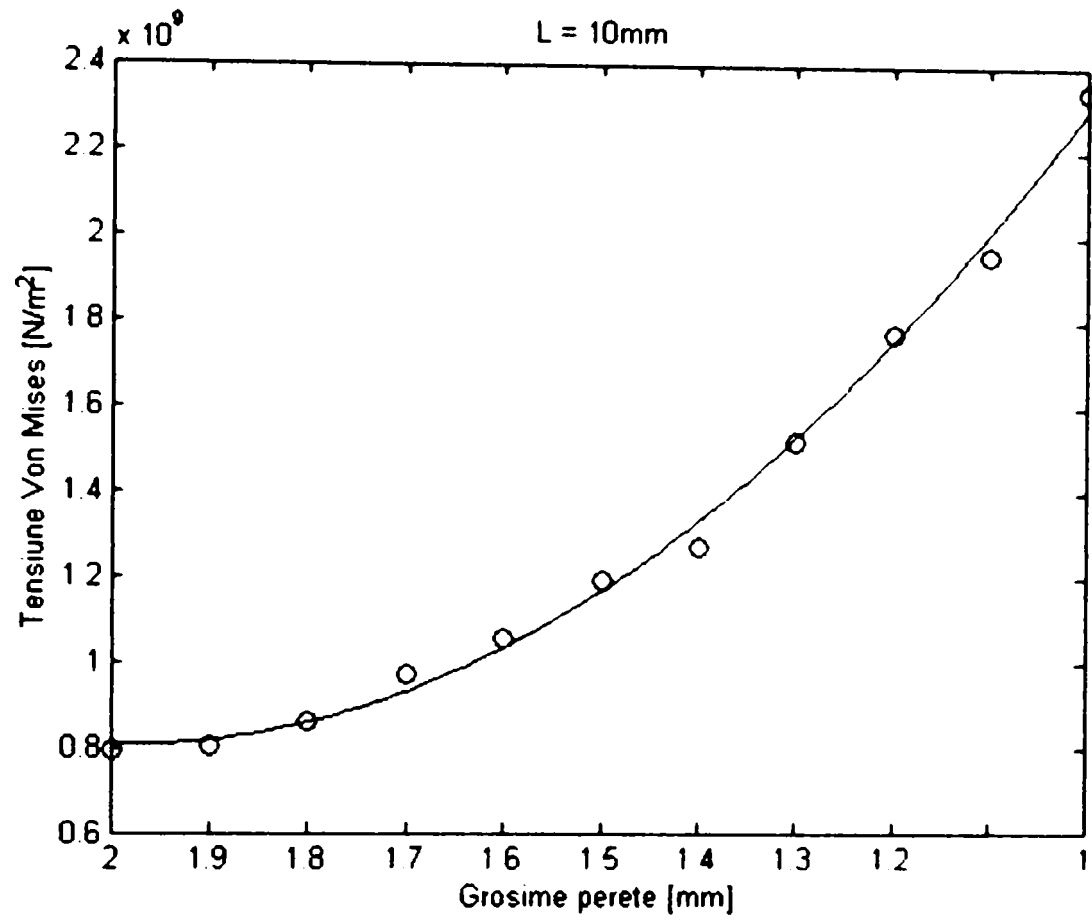


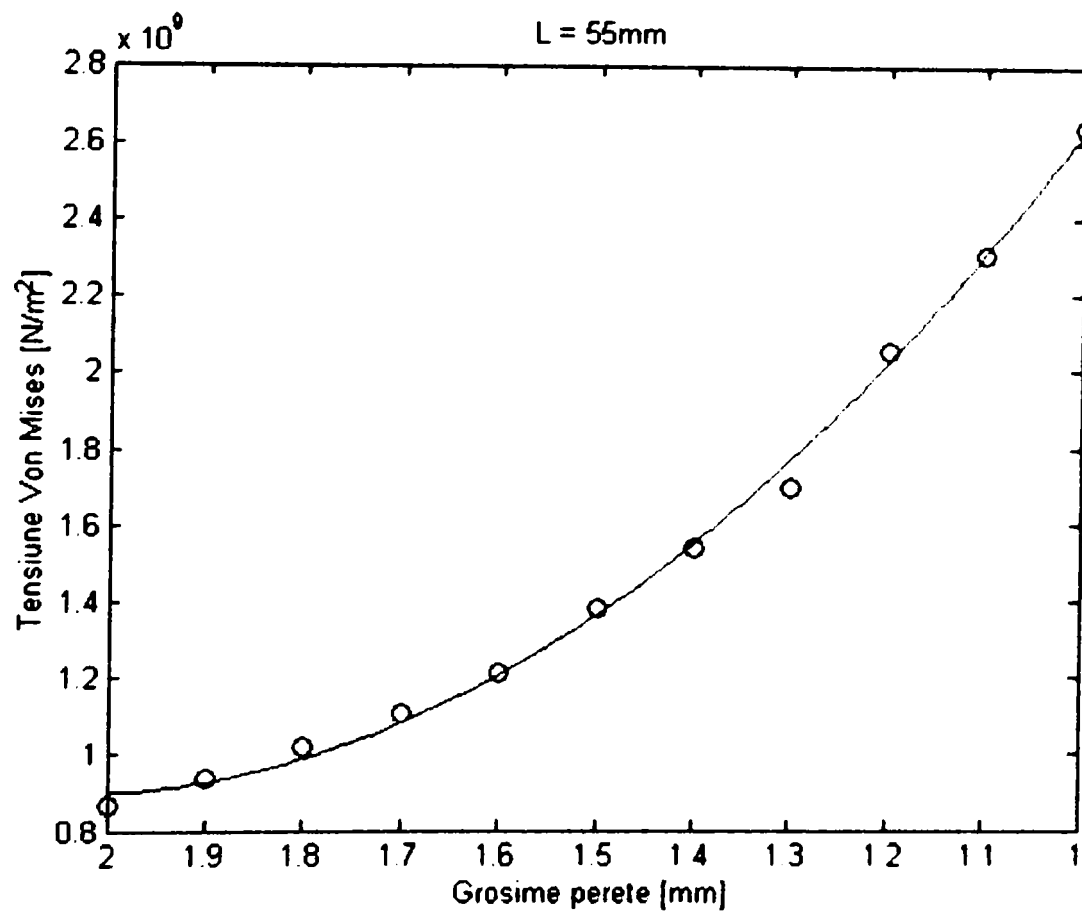
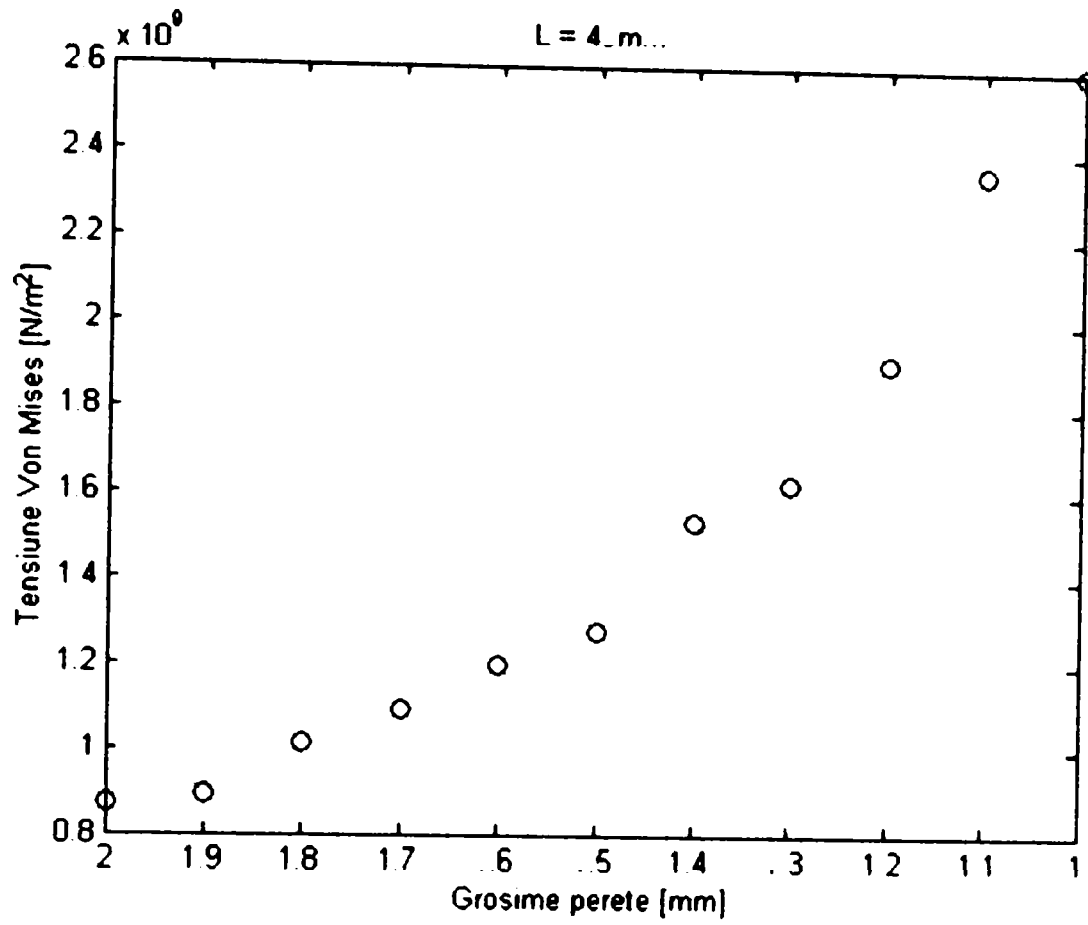


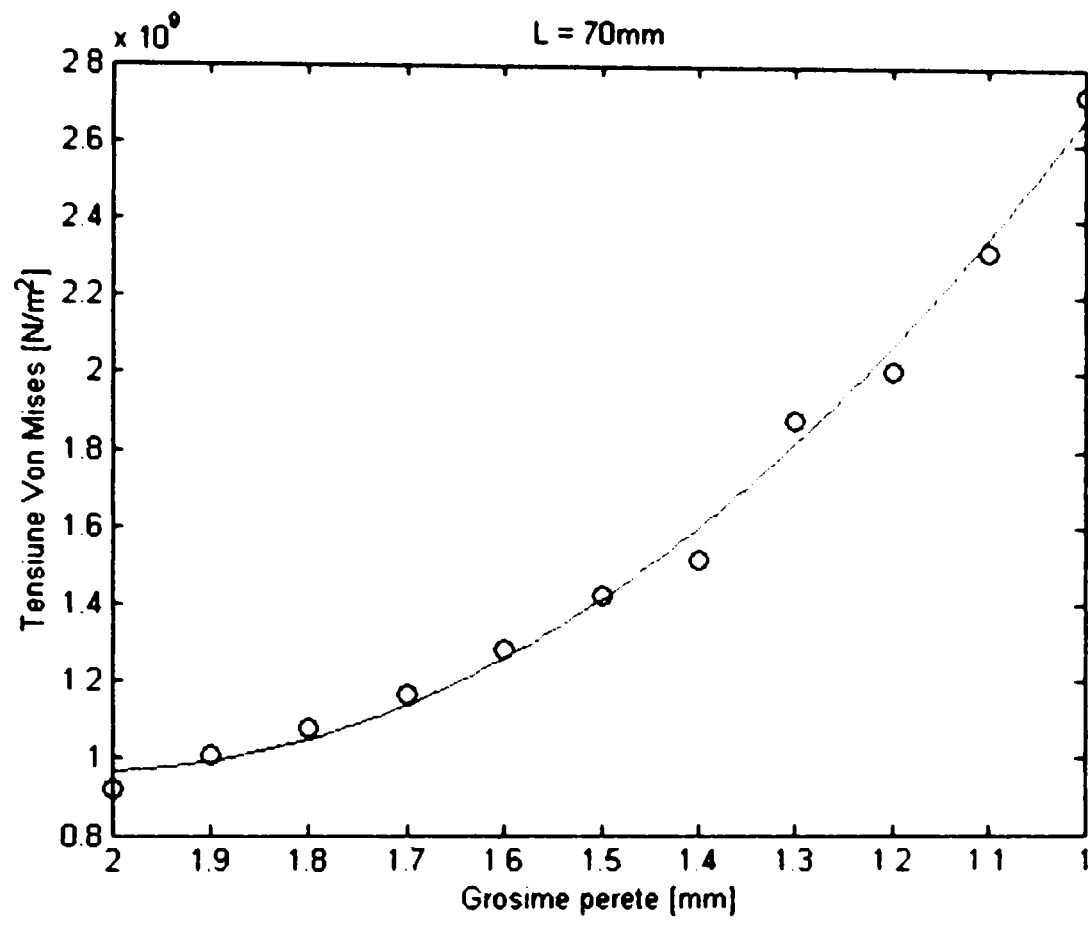




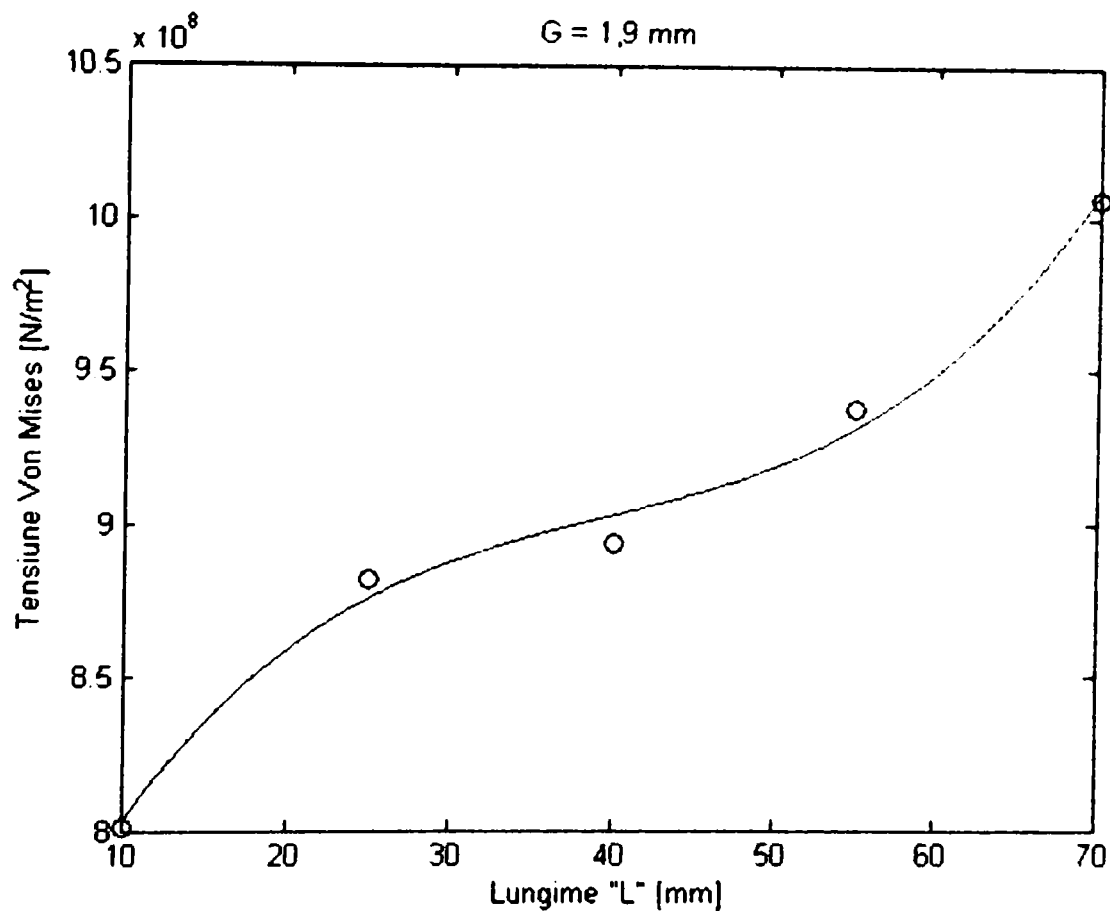
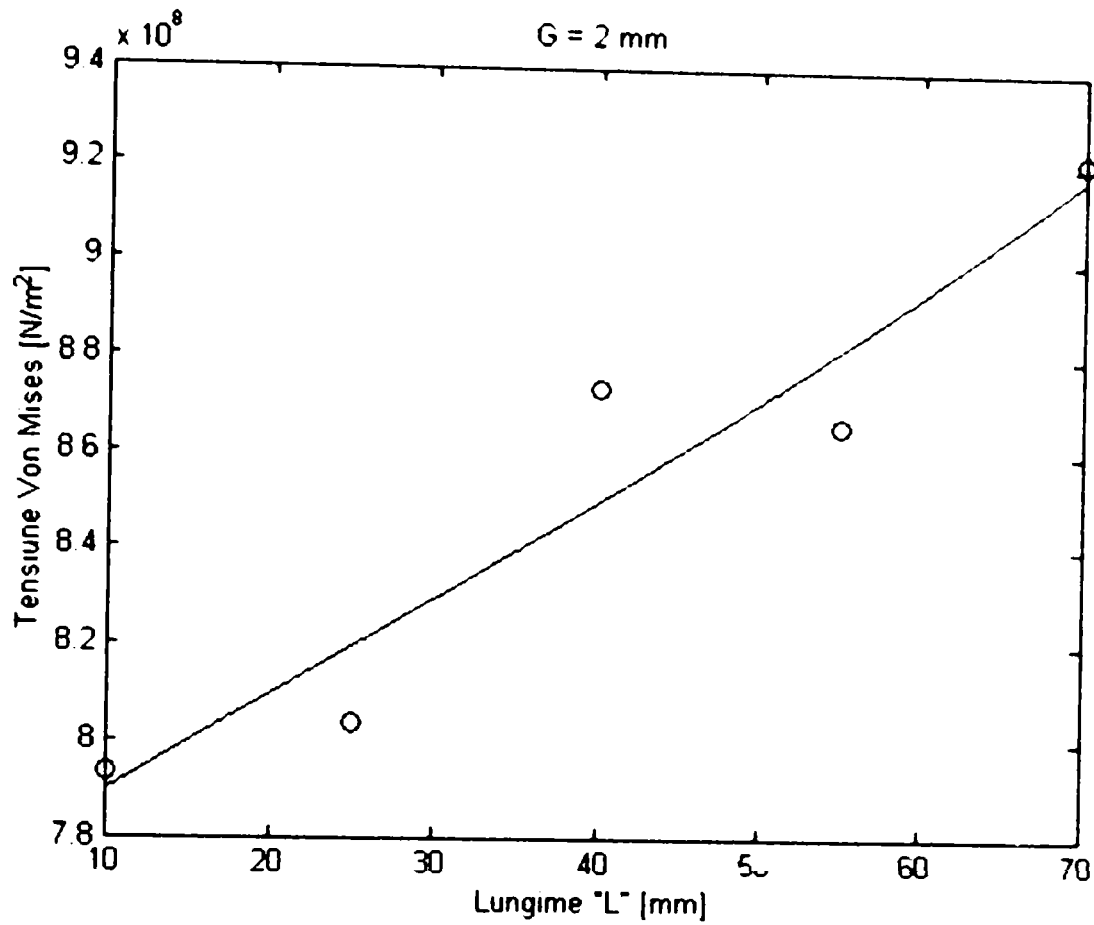
Diagrame "fct" în funcție de grosime.

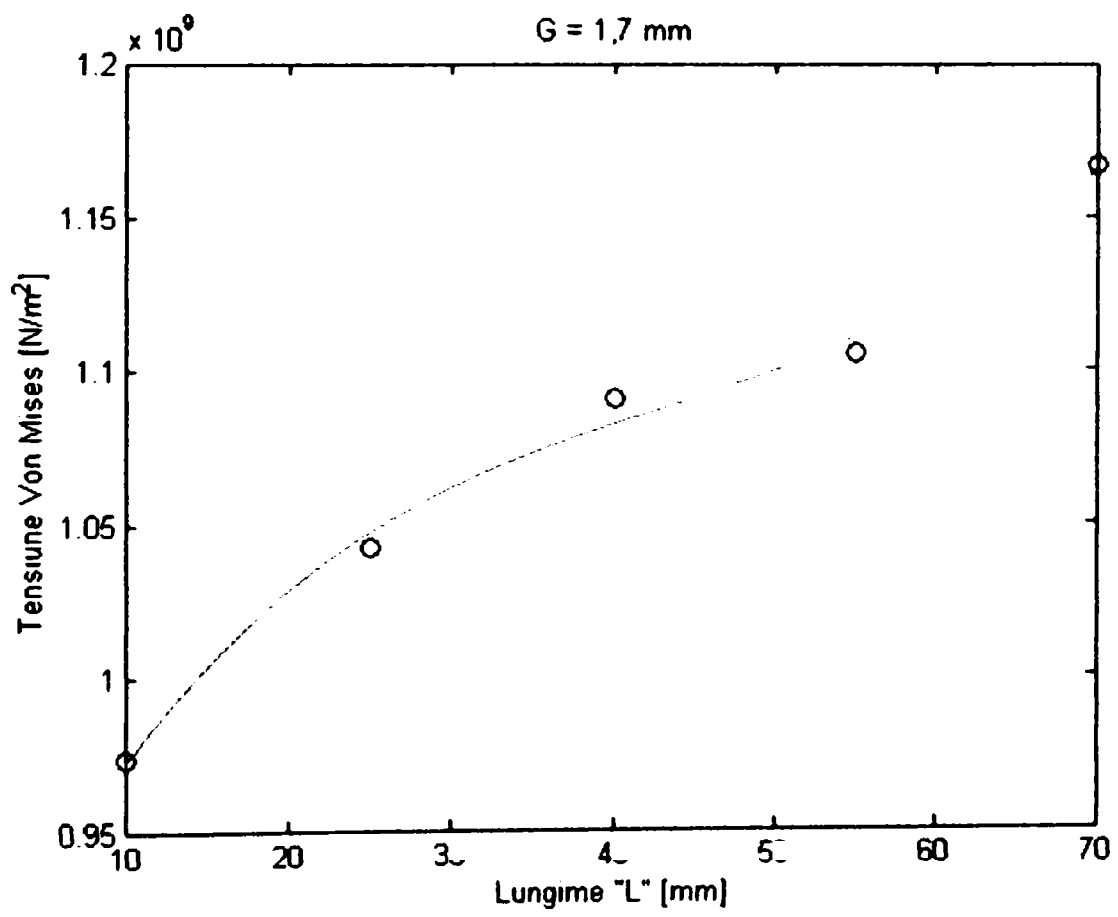
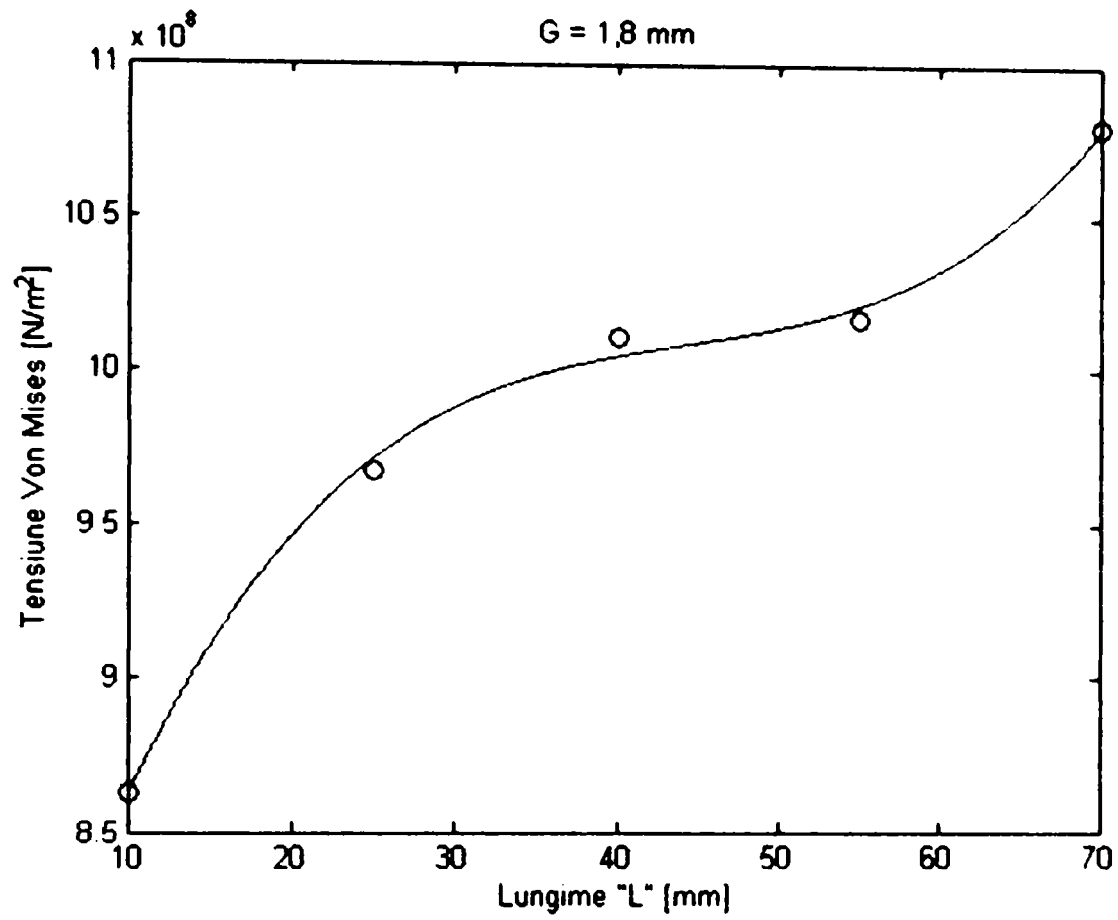


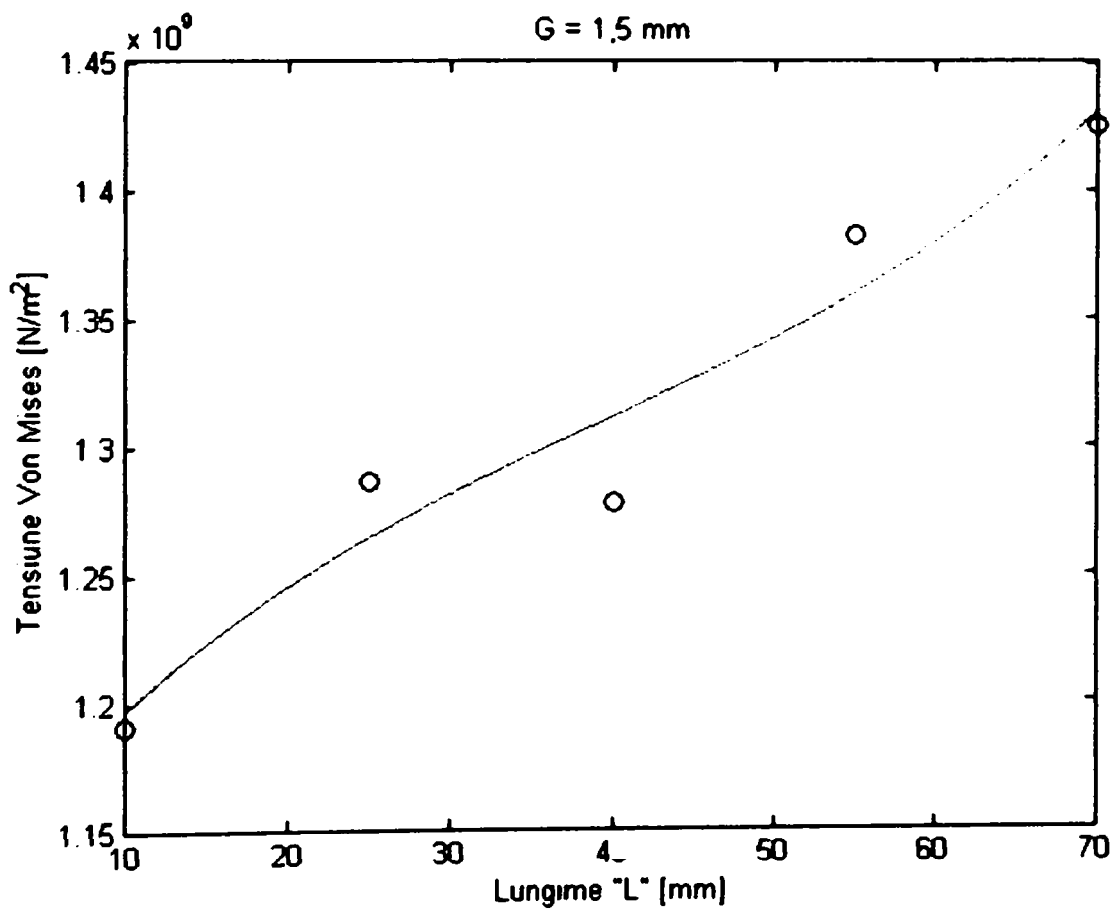
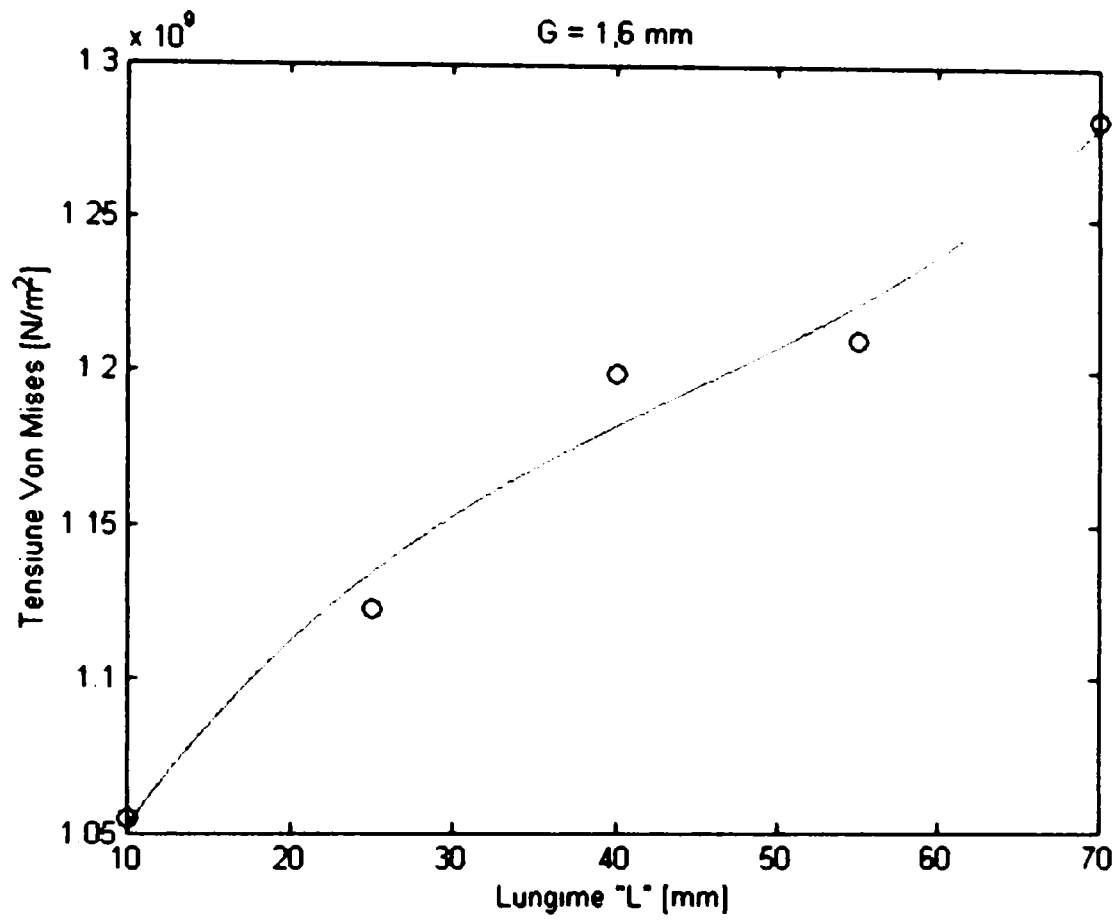


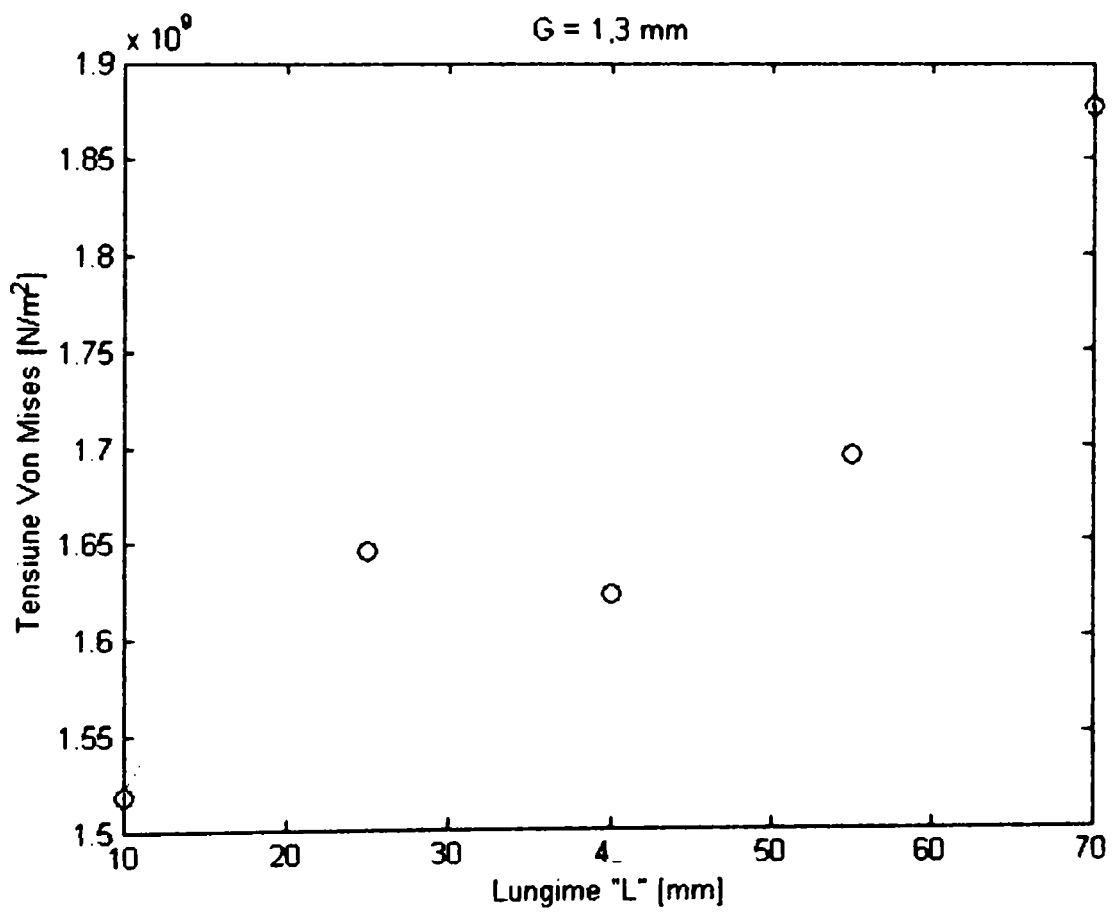
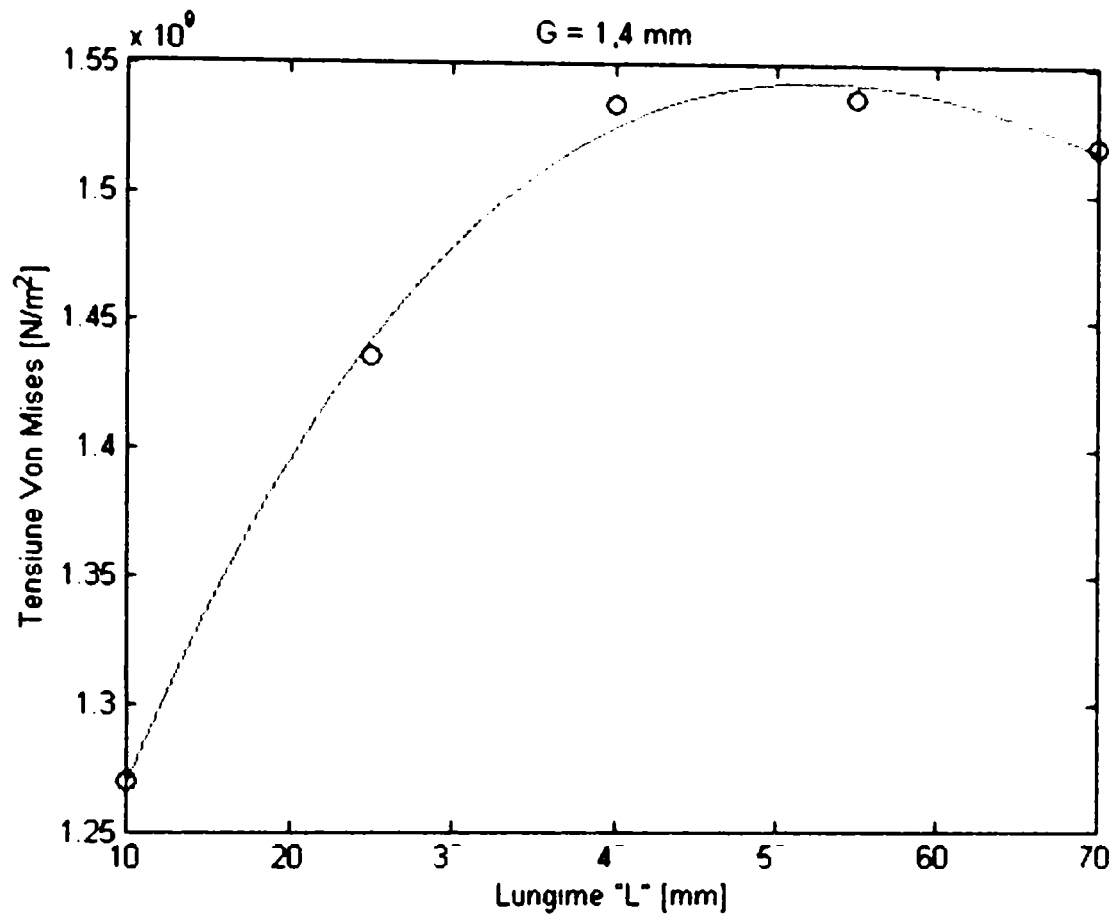


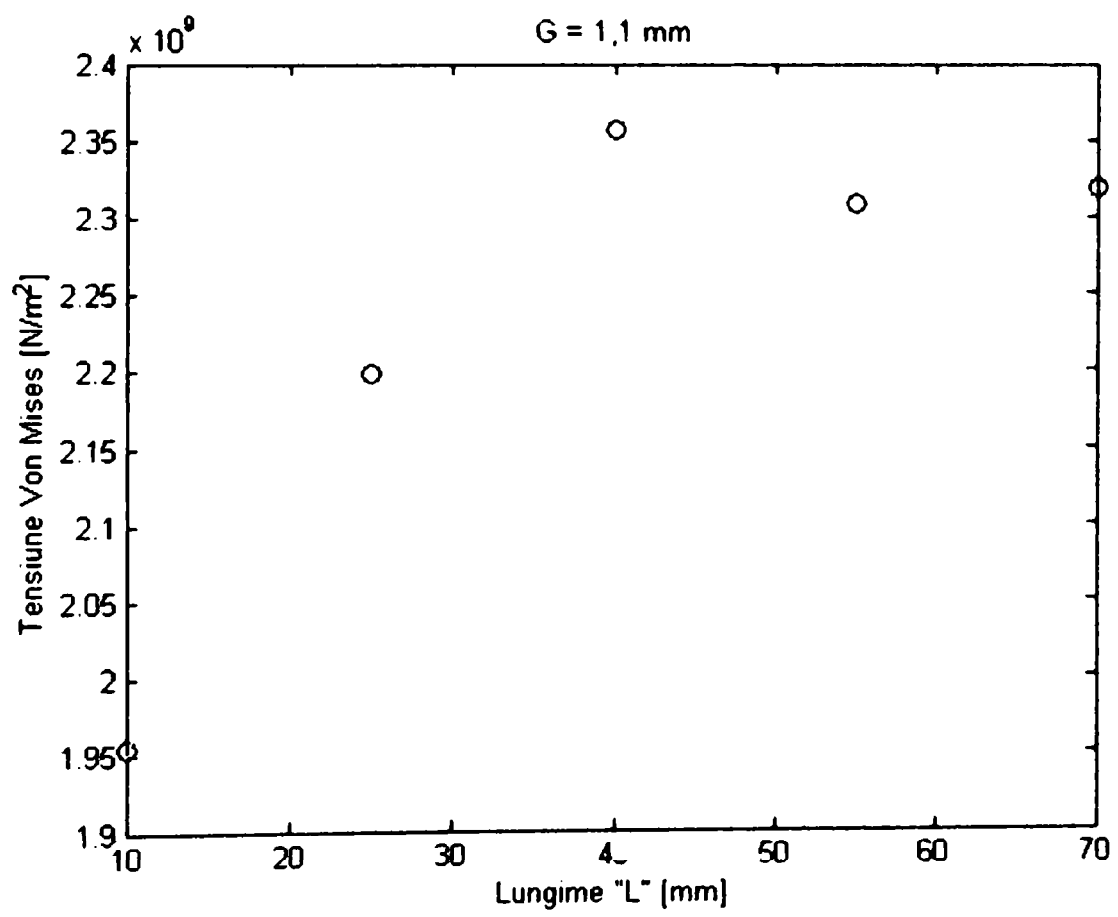
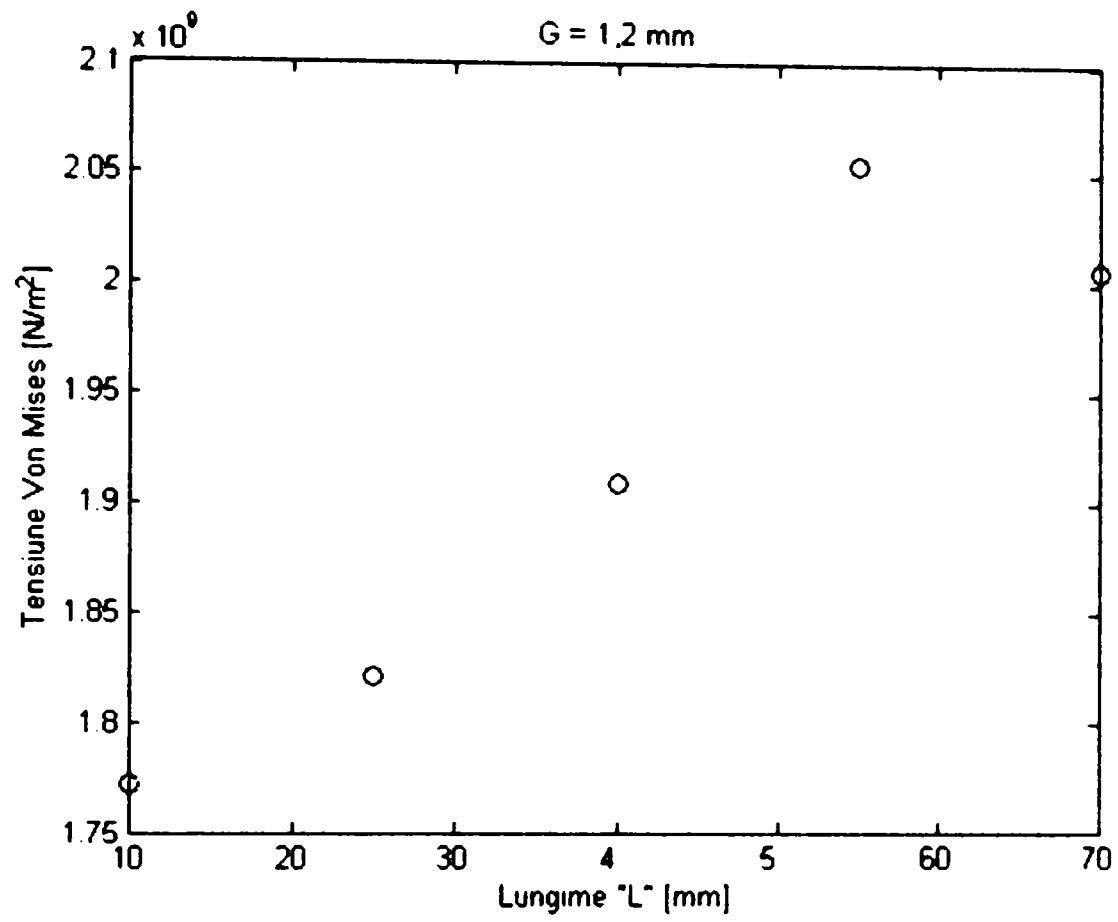
Diagrame "fct" în funcție de lungimea "L" (G – grosimea peretelui).

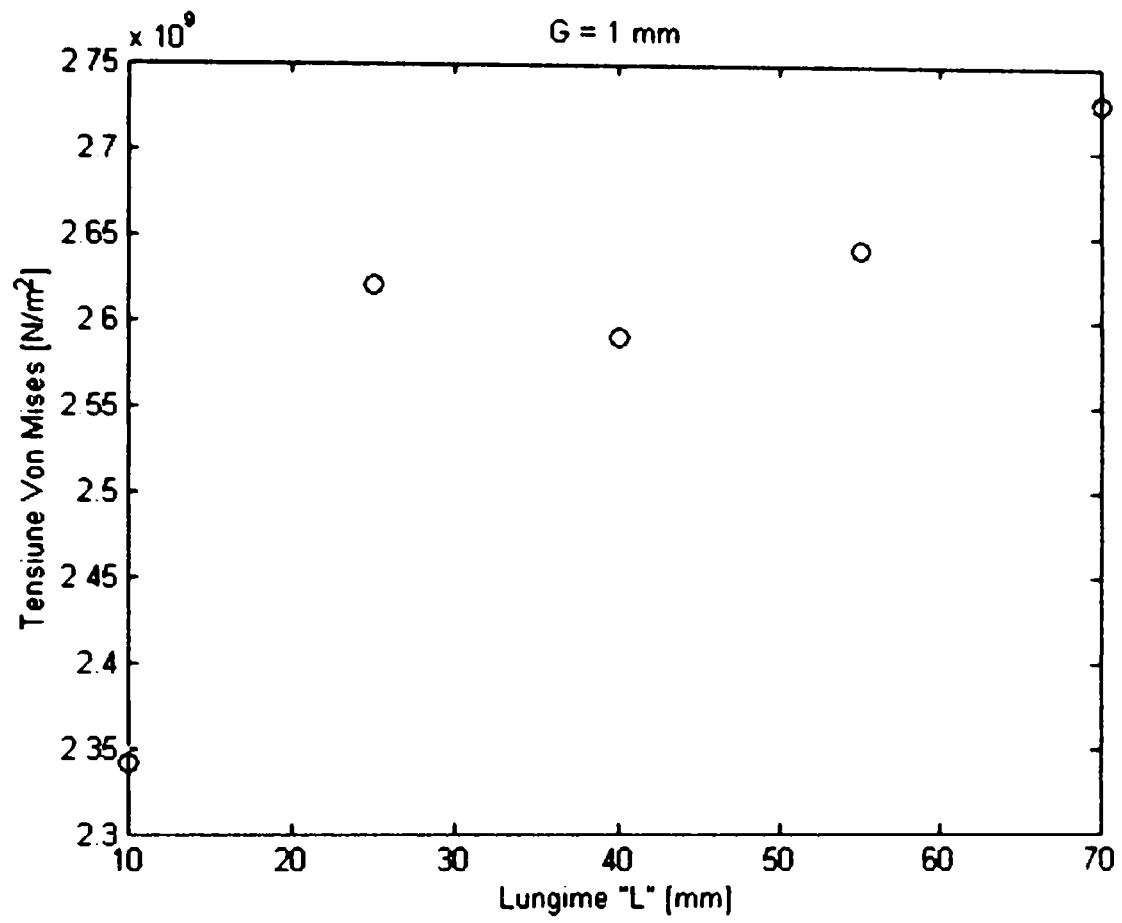












```
/*Program de achizitie, C++
* Biblioteci folosite: */
#include "nidaqex.h"
#include "stdio.h"
#include "conio.h"
#include "io.h"
#include <stdlib.h>
void main(void)
/* Programul principal: */
{
/* Declararea variabilelor locale: */
    i16 iStatus = 0;
    i16 iRetVal = 0;
    i16 iDevice = 1;
    i32 lTimeout = 600;
    i16 iChan = 1;
    i16 iGain = 1;
    f64 dSampRate = 10000.0;
        f64 dScanRate = 0;
    u32 ulCount = 150000;
    char* strFilename = "vibratii1.dat";
    i16 iIgnoreWarning = 0;
    iStatus = Timeout_Config(iDevice, lTimeout);
    iRetVal = NIDAQErrorHandler(iStatus, "Timeout_Config",
        iIgnoreWarning);
    /* Achiziție de date pe un singur canal, și stocarea datelor pe disc. Datele
sunt stocate în formatul întreg pe 16 bit.*/
    printf("start!");
```



```
iStatus = Lab_ISCAN_to_Disk (iDevice, iChan, iGain, strFilename, ulCount,
dSampRate, dScanRate, 0);
iRetVal = NIDAQErrorHandler(iStatus, "Lab_ISCAN_to_Disk",
iIgnoreWarning);
if (iStatus == 0) {printf(" S-a terminat achizitia."); }
iStatus = Timeout_Config(iDevice, -1);
}
/* Sfârșit program*/
```

```

for i = 1:1
    timp = [1:800000];
    [filename,pathname] = uigetfile('*.*.',' ',300,100);
    if filename ~=0
        fid = fopen(strcat(pathname,filename),'r');
        [x1,count] = fread(fid,inf,'int16');
        fclose('all');
        x1 = (x1).*(10/4096);
        x1 = x1 - mean(x1);
    end
    timp1 = timp/60000;
    % plot(timp1,x1,'m');
    % hold on
    % xlabel('Timp [sec]');
    % ylabel('Tensiune [V]');

    N_conv = 2000;
    filtru = ones(N_conv,1)/N_conv;
    w1 = conv(filtru,x1);
    w1 = w1(1:length(w1)-(N_conv-1));
    timp1 = timp1(1:541525);
    w1 = w1(2001:541525+2000);
    plot(timp1,w1,'k');
    % plot(w1,'k');
    hold on
    xlabel('Timp [sec]');
    ylabel('Tensiune [V]');
    [filename,pathname] = uigetfile('*.*.',' ',300,100);
    if filename ~=0
        fid = fopen(strcat(pathname,filename),'r');
        [x1,count] = fread(fid,inf,'int16');
        fclose('all');
        x1 = (x1).*(10/4096);
        x1 = x1 - mean(x1);
    end
    % plot(timp1,x1,'b');
    % hold on
    % xlabel('Timp [sec]');
    % ylabel('Tensiune [V]');

    w2 = conv(filtru,x1);
    w2 = w2(1:length(w2)-(N_conv-1));

```

```

w2 = w2(2001:541525+2000);
plot(timp1,w2,'r');
% plot(w2,'r');
hold on
xlabel('Timp [sec]');
ylabel('Tensiune [V]');
end
figure
timp2 = 0:2*pi/(length(w1)-1):2*pi;
polar(timp2',w2 + 0.305,'r');
hold on

polar(timp2',w1 + 0.305,'k');
% hold on
% cerc1 = ones(541525,1)*0.9;
% polar(timp2',cerc1,'b');
% polar(1,1,'ko');
% N_conv = 10;
% filtru = ones(N_conv,1)./N_conv;
% % X = fft([x zeros(1,length(y)-1)])
% % Y = fft([y zeros(1,length(x)-1)])
% % then conv(x,y) = ifft(X.*Y)
% w1 = conv(filtru,x1);

```