



UNIUNEA EUROPEANĂ

GUVERNUL ROMÂNIEI

Fondul Social European
POSDRU 2007-2013

Instrumente Structurale
2007-2013

CIPOSDRU

Universitatea Politehnică
din București

FONDUL SOCIAL EUROPEAN

Investește în oameni

Programul Operațional Sectorial pentru Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013

Proiect POSDRU/159/1.5/s/132397 – Excelență în cercetare prin burse doctorale și postdoctorale - ExcelDOC

Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați

Școala doctorală de Inginerie



REZUMAT

STUDII PRIVIND ELEMENTE DE PROIECTARE ȘI GENERARE A ANGRENAJELOR NECIRCULARE

STUDIES ON NONCIRCULAR GEARS DESIGN AND GENERATION

Doctorand

ing. Cristescu Bogdan

Conducător științific:

Președinte Comisie:

Referenți științifici:

Prof.dr.ing. Andrei Laurenția

Prof.dr.ing. Scutelnicu Elena

Prof.dr.ing. Cănanău Sorin

Prof.dr.ing. Dodun Oana

Prof.dr.ing. Rîpă Minodora

Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați

Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați

Universitatea Politehnică din București

Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași

Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați

Seria I4:Inginerie industrială, Nr.37

Galați

2016

Seriile tezelor de doctorat sustinute public în UDJG

începând cu 1 octombrie 2013 sunt:

Domeniul ȘTIINȚE INGINEREȘTI

Seria I 1: Biotehnologii

Seria I 2: Calculatoare și tehnologia informației

Seria I 3: Inginerie electrică

Seria I 4: Inginerie industrială

Seria I 5: Ingineria materialelor

Seria I 6: Inginerie mecanică

Seria I 7: Ingineria produselor alimentare

Seria I 8: Ingineria sistemelor

Domeniul ȘTIINȚE ECONOMICE

Seria E 1: Economie

Seria E 2: Management

Domeniul ȘTIINȚE UMANISTE

Seria U 1: Filologie- Engleză

Seria U 2: Filologie- Română

Seria U 3: Istorie

CUVÂNT ÎNAINTE

Roțile dințate cu transmitere variabilă a mișcării constituie o provocare permanentă pentru specialiștii din industria angrenajelor, interesați atât de dezvoltarea unor procedee moderne și facile de prelucrare a angrenajelor necirculare, cât și de introducerea acestor complexe organe de mașini în cât mai multe domenii de activitate, ca alternativă la mecanismele clasice. Cercetările în domeniu, bazate pe cunoștințe din variate domenii: organe de mașini, mecanisme, informatică, grafică și proiectare asistată de calculator sunt susținute de softuri avansate și metode neconvenționale de prelucrare, astfel încât studiile efectuate devin tot mai complexe și aprofundate, urmărind îmbunătățirea performanțelor angrenajelor necirculare.

Lucrarea de față prezintă o metodă originală de generalizare a generării danturii roților dințate necirculare. Cercetarea desfășurată la Facultatea de Inginerie a Universității „Dunărea de Jos” din Galați, având ca suport stadiul actual în domeniu, parcurge etape tradiționale într-un mod original, utilizând coduri specifice și interferența multiplelor medii de programare, desenare și prelucrare. Rezultatele obținute constituie o contribuție semnificativă în domeniul angrenajelor cu transmitere variabilă a mișcării.

Autorul își exprimă gratitudinea față de conducătorul științific, doamna profesor Laurenția Andrei, pentru încredere și sprijinul constant acordat în rezolvarea problemelor de cercetare și în elaborarea tezei. Explicațiile și sugestiile oferite au fost de un real folos în stabilirea și îndeplinirea obiectivelor tezei.

Sunt adresate mulțumiri domnului profesor Domenico Mundo, domnului profesor Guido Danielli și colectivului Departamentului de Mecanică al Universității din Calabria, pentru sprijinul acordat în timpul celor trei luni de mobilitate.

Mulțumirile autorului sunt adresate, de asemenea, membrilor comisiei de îndrumare a activității din stagiul doctoral, domnul profesor Cătălin Fetecău, doamna profesor Minodora Rîpă și domnul profesor Gabriel Andrei, care, prin participare constantă și observații constructive, au contribuit la parcurgerea stagiului.

Echipei de management și implementare a proiectului POSDRU/159/1.5/S/132397 îi sunt aduse mulțumiri pentru sprijinul oferit.

Nu în ultimul rând, autorul își exprimă recunoștința și adresează mulțumiri familiei și celor apropiați pentru încrederea, înțelegerea și susținerea de care au dat dovadă.

Galați, iulie 2016

Bogdan Cristescu

CUPRINS

Introducere	9	6
Listă figuri	21	
Listă tabele	26	
1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIU	27	9
1.1. Introducere	29	9
1.2. Tipuri de roți dințate	31	10
1.3. Aplicații industriale ale roților dințate necirculare	33	11
1.4. Elemente de proiectare a roților dințate necirculare	38	13
1.4.1. Modelarea curbelor de divizare	38	
1.4.2. Generarea danturii roților dințate necirculare	44	
1.4.3. Prelucrarea roților dințate necirculare	51	
1.5. Concluzii	52	
2. IPOTEZE DE PROIECTARE A CENTROIDELOR NECIRCULARE	53	15
2.1. Introducere	55	15
2.2. Ipoteza legii de variație a raportului de transmitere	58	15
2.3. Ipoteza geometriei centroidei conducătoare	63	19
2.4. Ipoteza legii de mișcare a centroidei conduse	68	21
2.5. Concluzii	70	
3. GENERAREA DANTURII ROȚILOR DINȚATE NECIRCULARE	73	24
3.1. Noțiuni generale	75	24
3.2. Curba de bază a roților dințate necirculare	76	
3.2.1. Curba de bază în ipoteza CB1	77	
3.2.2. Curba de bază în ipoteza CB2	79	
3.3. Generarea cinematică a profilurilor flancurilor dinților	81	25
3.3.1. Generarea cinematică precisă a profilurilor flancurilor dinților.....	82	
3.3.2. Generarea cinematică echivalentă a profilurilor flancurilor dinților..	88	
3.3.3. Analiza comparativă a profilurilor flancurilor dinților	92	
3.3.4. Modelarea solidă a angrenajelor necirculare	97	
3.4. Prelucrarea angrenajelor necirculare	98	

3.5. Concluzii	99	
4. ANALIZA CONDIȚIILOR DE ANGRENARE ALE ROȚILOR DINȚATE NECIRCULARE	101	30
4.1. Introducere	103	30
4.2. Analiza statică a angrenării roților dințate necirculare	104	30
4.2.1. Analiza contactului dintre dinți	104	
4.2.2. Starea de tensiuni și deformații	112	
4.3. Analiza dinamică a angrenării roților dințate necirculare	122	33
4.3.1. Simularea dinamică	122	
4.3.2. Influența ipotezei de generare asupra condițiilor de angrenare	126	
4.3.3. Influența unghiului de presiune asupra condițiilor de angrenare	128	
4.4. Concluzii	130	
5. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	133	37
5.1. Concluzii	135	37
5.2. Contribuții personale	137	39
LISTĂ DE LUCRĂRI	139	41
BIBLIOGRAFIE	141	42
ANEXE	149	

INTRODUCERE

Datorită complexității caracteristicilor cinematice și geometrice precum și avantajelor oferite (fiabilitate, putere mare de transmisie, toleranță la suprasarcină), angrenajele necirculare au constituit o permanentă provocare pentru oamenii de știință și, odată cu dezvoltarea soft-urilor de modelare și simulare, ele au fost relansate în industrie ca alternative pentru mecanismele clasice. Totodată, noile metode de prelucrare utilizând tehnologii performante și metode neconvenționale a determinat aprofundarea studiilor și a permis dezvoltarea unor noi abordări privind proiectarea roților dințate necirculare astfel încât, în prezent, angrenajele necirculare se regăsesc în multiple aplicații industriale (industria hidraulică, agricolă, electronică, robotică, auto, etc.).

OBIECTIVELE TEZEI

Proiectarea angrenajelor necirculare este un proces nestandardizat, dar este respectată parcurgerea a două etape principale: modelarea centroidelor necirculare și generarea danturii. Studiul literaturii de specialitate a evidențiat existența unor metode specifice abordate de specialiști pentru modelarea centroidelor necirculare și, corespunzător, abordări diferite privind generarea danturii care, în cazul roților dințate necirculare – spre deosebire de cele circulare – prezintă elemente nestandardizate în sensul că flancurile dinților prezintă caracteristici geometrice diferite atât de la un dinte la altul cât și în cadrul aceluiași dinte.

Lucrarea de față are ca obiectiv generalizarea procedurii de generarea danturii roților dințate necirculare iar dezvoltarea studiului presupune parcurgerea următoarelor etape:

1. Modelarea centroidelor necirculare în trei ipoteze de lucru: (i) ipoteza definirii legii de variație a raportului de transmitere, (ii) ipoteza definirii geometriei centroidei conducătoare, (iii) ipoteza definirii legii de mișcare a elementului condus.

Modelarea centroidelor necirculare constituie prima etapă în proiectarea angrenajelor necirculare. Caracteristicile cinematice și geometrice specifice fiecărei perechi de centroide conjugate sunt obținute cu ajutorul unor coduri originale PHP/MySQL care furnizează atât reprezentări grafice, cât și o bază de date ce este utilizată pe parcursul studiului dezvoltat ulterior. Este creată, de asemenea, o platformă interactivă ce permite generarea centroidelor necirculare, pe baza datelor inițiale de proiectare specifice fiecăreia dintre cele trei ipoteze de lucru.

2. Generarea danturii roților dințate necirculare utilizând generatoarea materializată.

Pe baza elementelor specifice roților dințate necirculare, este dezvoltat un studiu privind posibilitatea generării danturii roților necirculare utilizând generatoarea materializată care impune cunoașterea curbei de bază. Curba necirculară de bază este determinată în două ipoteze: (i) raza vectoare este perpendiculară pe linia de angrenare și (ii) rază de curbură constantă a flancului dintelui. Sunt create coduri originale PHP/MySQL care furnizează datele necesare studiului (date grafice, date numerice).

3. Generarea danturii roților dințate necirculare cunoscând cercul de divizare și unghiul de presiune.

Generalizarea procesului de generare a danturii roților dințate necirculare este analizată utilizând două metode originale de lucru: (i) **Ipoteza 1 (IpGC1)** ia în considerare generarea cinematică precisă a profilului flancului dintelui, considerând că, în timpul rulării,

pentru a genera un flanc al unui dinte, linia de divizare a cremalierei, ca tangentă la curba de divizare, își modifică permanent orientarea. Pentru curbe de divizare oarecare, în general convex-concave, profilul generat al flancului dintelui, denumit **profil GCP** (generat cinematic precis), este o curbă oarecare; (ii) **Ipoteza 2 (IpC2)** ia în considerare generarea cinematică „aproximativă” a profilului flancului dintelui, asimilând curba de divizare necirculară, în vecinătatea punctului curent cu arcul unui cerc „echivalent”, are raza egală cu raza de curbură a curbei de divizare în punctul respectiv. Profilul flancului dintelui, denumit **profil GCA** (generat cinematic aproximativ), este evolventic, corespunzător cercului echivalent considerat. Sunt propuși algoritmi pentru cele două ipoteze de lucru care stau la baza unor coduri originale PHP ce permit reprezentarea grafică a flancurilor dinților.

4. Prelucrarea roților dințate necirculare.

Pe baza datelor furnizate de codurile originale create pentru generarea danturii, sunt editate modelele virtuale ale angrenajelor necirculare în mediul AutoCAD, acestea fiind necesare în etapa de prelucrare. Pentru prelucrare este propusă o metodă neconvențională, utilizând imprimanta 3D Prusa I3 – 2, iar angrenajul astfel obținut este ulterior utilizat în realizarea unui stand de verificare a roților dințate necirculare. Standul este prevăzut cu motor „pas cu pas” și cu circuit programabil Arduino Uno.

5. Analiza condițiilor de angrenare a roților dințate necirculare.

Spre deosebire de roțile dințate circulare ale căror performanțe în angrenare se analizează prin metode standardizate încă din etapa de proiectare, roțile dințate necirculare necesită metode speciale de studiu al condițiilor de angrenare, metode bazate pe modelele solide virtuale. Procedeele originale propuse în cadrul lucrării de față furnizează date privind pata de contact analizată cantitativ și calitativ și date privind starea de tensiuni și deformații, în condiții de proiectare diferite pentru a evidenția influența ipotezei de lucru și a unghiului de presiune asupra angrenării. Contactul static dintre dinți este analizat în mediul AutoCAD, utilizând modelele solide ale roților dințate necirculare, pe baza unui algoritm ce presupune o interferență inițială controlată. Pentru starea de tensiuni și deformații sunt efectuate două studii prin metoda elementului finit în INVENTOR pe modelele solide importate din AutoCAD: o analiză statică și o analiză dinamică, care simulează angrenarea și încărcarea în anumite zone ale roților dințate necirculare.

STRUCTURA TEZEI

Teza este structurată astfel încât să răspundă obiectivelor de cercetare propuse: studiul cercetărilor în domeniu – modelarea centroidelor necirculate – generarea danturii și prelucrarea prototipurilor - analiza performanțelor în angrenare a roților dințate necirculare. Cercetările sunt prezentate pe parcursul a 5 capitole, după cum urmează:

Capitolul 1 constituie o sinteză a elementelor teoretice specifice roților dințate necirculare privind tipurile de angrenaje necirculare precum și aplicațiile acestora diferite domenii de activitate, metode propuse de cercetători pentru generarea angrenajelor necirculare și prelucrarea acestora. Analiza cercetărilor în domeniu stă la baza dezvoltării studiului propus în capitolele ulterioare privind metodele de generare a danturii roților dințate necirculare precum și analiza condițiilor de angrenare

Capitolul 2 dezvoltă prima etapă a proiectării roților dințate necirculare, respectiv modelarea centroidelor. Sunt create coduri originale PHP/MySQL care furnizează reprezentări grafice ale centroidelor, variația raportului de transmitere instantaneu și baze de date ce conțin

caracteristicile geometrice și cinematice specifice angrenajului proiectat. Este prezentată o abordare originală pe baza unei platforme interactive care sintetizează cele trei ipoteze de generare a centroidelor necirculare conjugate: (1) ipoteza legii de variație a raportului de transmitere instantaneu, (2) ipoteza geometriei centroidei conducătoare și (3) ipoteza legii de mișcare a elementului condus.

Capitolul 3 propune un studiu amplu privind generalizarea procedurii de generare a danturii roților dințate necirculare. Pornind de la datele furnizate de teoria roților dințate circulare este analizată, mai întâi, posibilitatea generării danturii utilizând generatoarea materializată, respectiv curba de bază. Sunt dezvoltate două ipoteze de determinare a curbei de bază: (i) raza vectoare este perpendiculară pe linia de angrenare și (ii) rază de curbură constantă a flancului dintelui. Codurile originale PHP/MySQL create furnizează datele necesare studiului (date grafice, date numerice) și se observă că, în ambele situații, geometria curbei de bază prezintă puncte unghiulare și de întoarcere, cu zone concave accentuate și, în consecință, nu este corespunzătoare generării ulterioare a danturii. Această observație **elimină metoda generatoarei materializate** din procesul de generalizare a construirii profilurilor danturii roților dințate necirculare.

În continuare, generarea danturii este abordată utilizând ca reper curba de divizare și elemente specifice rulării fără alunecare. Sunt propuse două ipoteze de lucru: (i) **Ipoteza 1 (IpGC1)** ia în considerare generarea cinematică precisă a profilului flancului dintelui, considerând că, în timpul rulării, pentru a genera un flanc al unui dinte, linia de divizare a cremalierei, ca tangentă la curba de divizare, își modifică permanent orientarea și (ii) **Ipoteza 2 (IpC2)** ia în considerare generarea cinematică „aproximativă” a profilului flancului dintelui, asimilând curba de divizare necirculară, în vecinătatea punctului curent cu arcul unui cerc „echivalent”, are raza egală cu raza de curbură a curbei de divizare în punctul respectiv. Sunt create coduri originale PHP/MySQL pentru a obține atât reprezentările grafice ale flancurilor dinților, cât și bazele de date care, prin importul în AutoCAD, permit prelucrarea și editarea modelelor solide ale roților dințate necirculare.

Este propusă o metodă neconvențională de prelucrare, pe baza modelelor solide obținute în AutoCAD cu ajutorul imprimantei 3D Prusa I3 – 2. Angrenajul astfel prelucrat este utilizat în crearea unui stand de verificare a roților dințate necirculare.

Capitolul 4 evaluează performanțele angrenării roților dințate necirculare, urmărind influența ipotezei de proiectare și a valorii unghiului de presiune. Sunt analizate caracteristicile contactului static dintre dinți și starea de tensiuni și deformații. Parametrii definiției pentru contactul dintre dinți sunt calitativi – suprafața petei de contact și calitativi – numărul de perechi de dinți aflați în angrenare și sunt evaluați în AutoCAD pe baza unui algoritm ce utilizează o interferență inițială controlată. Starea de tensiuni și deformații este analizată în INVENTOR, prin metoda elementului finit, atât în condiții statice cât și dinamice. Analiza este efectuată la nivelul dinților situați în zone concave, convexe și rectilinii ale roților dințate necirculare.

Capitolul 5 prezintă **concluziile** asupra întregii lucrări de cercetare și sunt evidențiate **contribuțiile personale** în domeniul generalizării procedurii de generare a danturii roților dințate necirculare.

CAP. 1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIU

1.1. INTRODUCERE

Roțile dințate necirculare sunt organe de mașini care pot asigura mișcări atipice, angrenajul necircular fiind caracterizat de caracteristici geometrice complexe și caracteristici cinematice variabile. Avantajele pe care le prezintă roțile dințate necirculare constituie argumentul principal în utilizarea acestora ca înlocuitor al mecanismelor clasice (came, cuplaje, transmisii cu lanțuri sau curele) care pot genera mișcări speciale similare. Astfel, roțile dințate necirculare prezintă o construcție compactă, precisă, fiabilă și caracteristici superioare privind puterea mecanică și toleranța la suprasarcină. Dezavantajul major, provenit din complexitatea geometrică și cinematică a acestor angrenaje ceea ce duce la lipsa unor procedee standardizate de generare, îl constituie costul ridicat de prelucrare. În prezent, urmare a perfecționării continue a tehnologiilor de generare și de prelucrare, precum și a creșterii constante a interesului pentru roțile dințate necirculare, costul de producție s-a redus considerabil ([1], [2]).

Roțile dințate necirculare au trezit interesul oamenilor de știință începând cu sec. XV, când sunt date primele mențiuni reprezentate de câteva schițe semnate de Leonardo da Vinci, în colecția „Codex” (Fig. 1.1) [3], [4]. În secolele ce au urmat, roțile dințate necirculare capătă utilizări concrete. Astfel, instrumentele astronomice, cele muzicale, mecanismele de ceas sau jucăriile sunt construite utilizând angrenaje necirculare (sec. XVII – XVIII) [5].

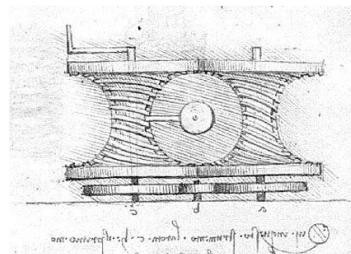
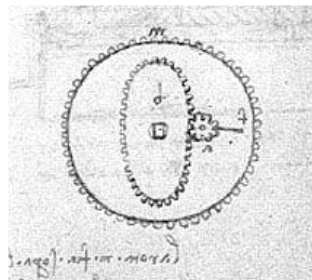
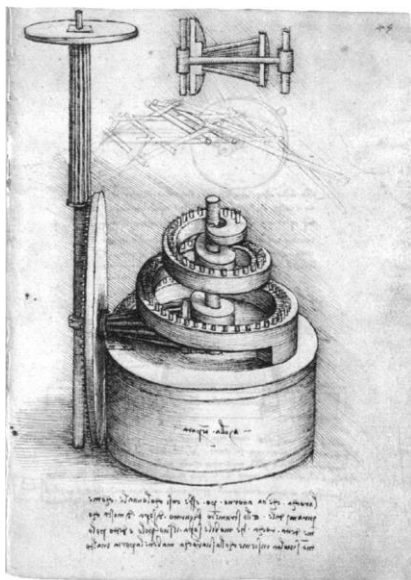


Fig.1.1. Roți dințate necirculare schițate de Leonardo da Vinci în colecția „Codex” [3], [4]

În secolul IX, roțile dințate necirculare sunt introduse în procesul educativ de către omul de știință Ferdinand Redtenbacher, iar sfârșitul secolului XIX și începutul secolului XX constituie perioada în care sunt realizați pași importanți în domeniul cercetării roților dințate necirculare.

1.2. TIPURI DE ROȚI DINȚATE NECIRCULARE

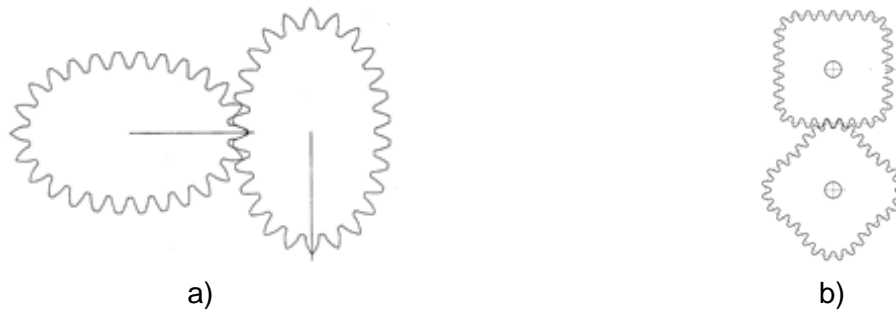


Fig. 1.4. Roți dințate necirculare cu viteză variabilă continuu

a) roți dințate eliptice [20]; b) roți dințate cu 4 lobi [21]

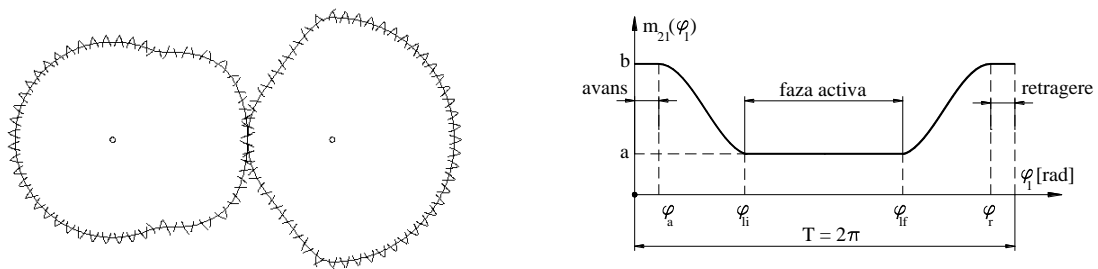


Fig. 1.5. Roți dințate necirculare cu trepte de viteză constantă [2]

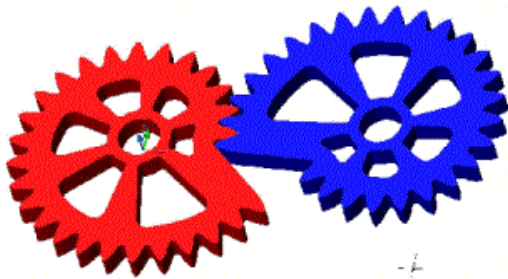


Fig. 1.6. Roți dințate necirculare cu curbe de divizare logaritmice [21]

Pentru traiectorii speciale ale elementului condus, roțile dințate necirculare sunt folosite fie pentru a înlocui sau pentru a conduce mecanisme clasice cu bare (Fig. 1.7) iar literatura de specialitate oferă numeroase studii efectuate de oamenii de știință ([29], [30], [31], [32], [33], [34], [35], [36], [37], [38], [39]).

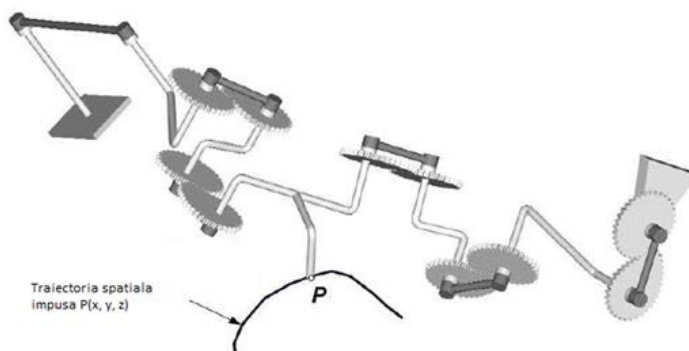


Fig. 1.7. Mecanism spațial pentru obținerea unei traiectorii impuse [32]

1.3. APLICAȚII INDUSTRIALE ALE ANGRENAJELOR NECIRCULARE

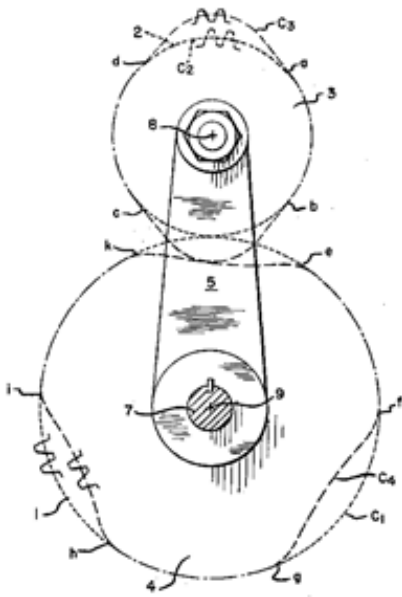


Fig. 1.8. **Mecanismul Freudenstein** [24]
1, 2 – roți dințate circulare; 3, 4 – roți dințate necirculare; 7 – arbore intrare
8 – arbore ieșire

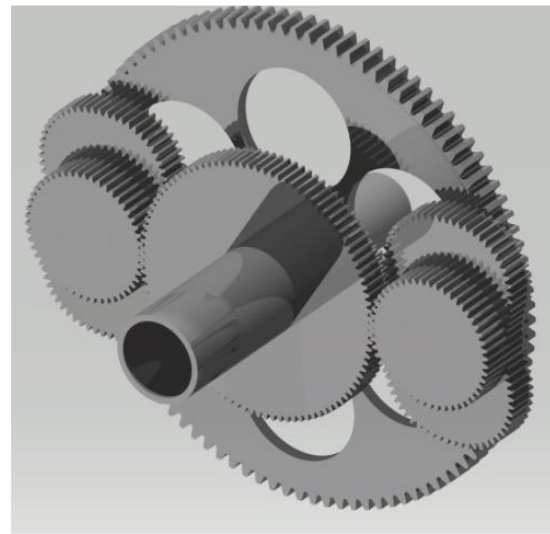


Fig. 1.9. **Mecanism propus de Doric** [26]
pentru înlocuirea mecanismului Geneva

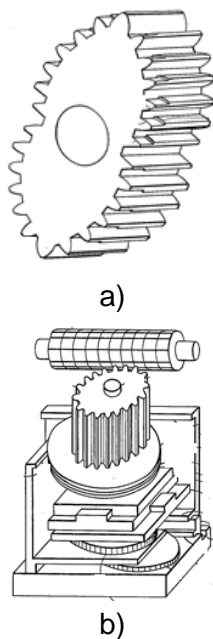


Fig. 1.10. **Roată dințată eliptică pentru dispozitive de pompare a fluidelor (a) și dispozitiv de prelucrare a danturii propuse de Kitano** [40]

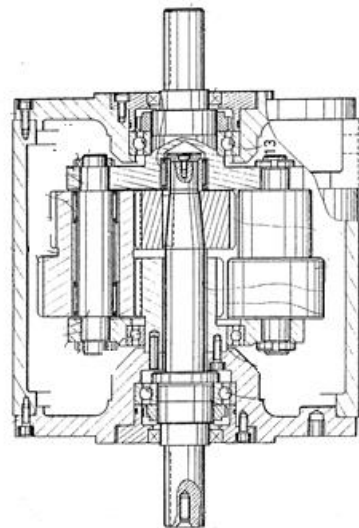


Fig. 1.11. **Angrenaj planetar cu roți dințate necirculare** [41]

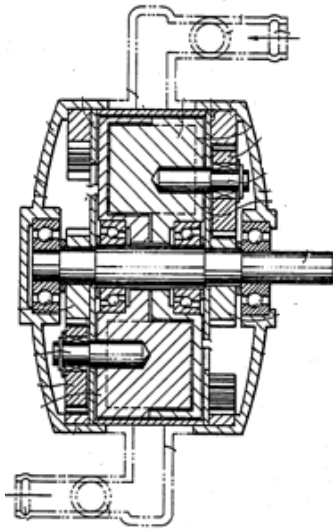


Fig. 1.12. Pompă rotativă cu roți dințate necirculare propusă de Takami [42]

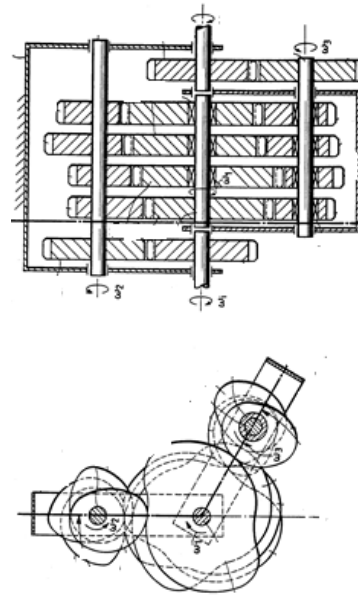


Fig. 1.13. Cutie de viteze cu trei angrenaje de roți dințate necirculare [43]

1.4. ELEMENTE DE PROIECTARE A ROȘILOR DINȚATE NECIRCULARE

Complexitatea caracteristicilor geometrice ale roților dințate necirculare corespunzătoare varietății tipurilor de mișcări ce pot fi efectuate de acestea, face ca proiectarea angrenajelor necirculare să fie un proces nestandardizat. Cu toate acestea, studiul literaturii de specialitate evidențiază două etape esențiale în cadrul procesului de proiectare:

(I) - Generarea curbelor de divizare conjugate ale roților dințate necirculare. Curba de divizare (centroida) reprezintă elementul definitoriu al unei roți dințate necirculare de-a lungul căreia se dipune dantura.

(II) - Generarea danturii.

Principiul fundamental ce stă la baza proiectării angrenajelor necirculare este *principiul rulării* conform căruia centroidele sunt în fiecare moment al rotației tangente în centrul instantaneu de rotație, se rotesc una față de cealaltă fără alunecare și orice arc de pe o centroidă se imprimă, cu aceeași lungime, pe centroidă conjugată.

1.4.1. Generarea curbelor de divizare

Pe baza analizei cercetărilor în domeniu, modalitățile de generare a curbelor de divizare abordate de oamenii de știință sunt grupate în trei mari categorii, categorii definite de datele inițiale de proiectare ce constituie ipoteza de lucru corespunzătoare cerințelor de funcționare

(I) Ipoteza legii de variație a raportului de transmitere instantaneu

(II) Ipoteza ecuației polare a curbei de divizare a roții conducătoare

(III) Ipoteza legii de mișcare a elementului condus

1.4.2. Generarea danturii roților dințate necirculare

Generarea danturii roților dințate necirculare constituie provocarea principală în proiectarea unui angrenaj necircular datorită geometriei complexe care nu permite standardizarea procedurii. Dacă în cazul roților dințate circulare generarea danturii se bazează pe desfășurarea cercului de bază, în cazul roților dințate necirculare curba de bază nu permite o modelare corectă și astfel nu poate fi utilizată ca reper în această etapă de proiectare ([79], [80]). Geometria complexă a roților dințate necirculare are nu permite standardizarea procedurii de generare a danturii, astfel încât, spre deosebire de roțile dințate circulare, pentru care generarea danturii se raportează la cercul de bază, în cazul roților dințate necirculare dantura este generată pe baza unor metode speciale de calcul.

1.4.3. Prelucrarea roților dințate necirculare

Literatura de specialitate prezintă prelucrarea roților dințate necirculare atât prin metode clasice, cât și prin metode moderne, bazate pe modelul CAD al roților, respectiv tăierea prin eroziune electrică, tăierea cu laser și tăierea cu jet de apă și material abraziv. Metodele clasice sunt specifice danturilor standard (rulare, copiere), cu echipamente tehnologice modificate corespunzător geometriei roților; dar generarea utilizând scule profilate, cum ar fi freze deget-modul sau disc-modul, prin divizare discretă, nu se recomandă deoarece productivitatea prelucrării este scăzută [2]. De asemenea, utilizarea unor roți șablon, a lanțurilor cinematice suplimentare etc., influențează negativ precizia de prelucrare și complexitatea echipamentului [101]. Kitano [40] brevetează o mașină de prelucrat adaptată pentru generarea roților dințate eliptice a cărora dantură este modelată cu unghiuri de presiune diferite. R. Cioară propune o soluție cinematică simplificată pentru mașinile de danturat pe contur necircular, respectiv o mașină de prelucrat roți cilindrice necirculare prin mortezare, cu cuțit – roată, cu comandă numerică [102]. Vanin și Kolodin propun, de asemenea, o cinematică simplificată pentru mașina de danturare a roților necirculare prin frezare [103].

Variantele moderne de prelucrare sunt frecvent întâlnite în literatura de specialitate. Li ș.a. [91] prelucrează roți dințate necirculare cu ajutorul unei mașini cu descărcare de electroni, cu comandă numerică. Carr [20] utilizează, de asemenea, o mașină cu comandă numerică pentru prelucrarea roților dințate eliptice modificate. Ottaviano ș.a. prelucrează roțile dințate necirculare pe baza modelului CAD, pe o mașină cu comandă numerică de tip Mazak Nexus 410A [46]. Yazar ș.a. [53] prelucrează angrenajul necircular pe o mașină de frezare cu comandă numerică. Vasie și Andrei [1] danturează roți dințate necirculare, pe baza modelului CAD, prin tăiere cu jet de apă. Cristescu și Andrei [2] prelucrează roți dințate necirculare cu trepte de viteză pe o mașină de frezat cu comandă numerică, în două etape, cu freze diferite utilizând un program realizat pe baza coordonatelor furnizate de modelele virtuale generate în mediul AutoCAD.

CAP. 2. IPOTEZE DE MODELARE A CENTROIDELOR NECIRCULARE

2.1. INTRODUCERE

Modelarea centroide necirculare conjugate se face pornind de la:

(1) Legea de variație a raportului de transmitere, distanța dintre centrele de rotație ale centroidelor (distanța dintre axe) și numărul de rotații ale acestora într-o perioadă a mișcării de rotație, respectiv numerele de dinți ai roților dințate. Datele inițiale permit determinarea geometriilor/ecuațiilor polare sau carteziene ale centroidelor conjugate și legea de mișcare a elementului condus;

(2) Geometria centroidei conducătoare și numărul de rotații ale centroidelor într-o perioadă a mișcării de rotație, respectiv numerele de dinți ai roților dințate. Se determină geometria curbei de divizare conduse, distanța dintre axe, legea de variație a raportului de transmitere și legea de mișcare a elementului condus;

(3) Legea de mișcare a centroidei conduse, distanța dintre axe și numărul de dinți ai roților. Prin determinarea rapidă a variației raportului de transmitere, cazul se substituie primei ipoteze de modelare a centroidelor;

Elementele definitorii considerate în procedurile de generare a centroidelor necirculare conjugate sunt (Fig. 2.1):

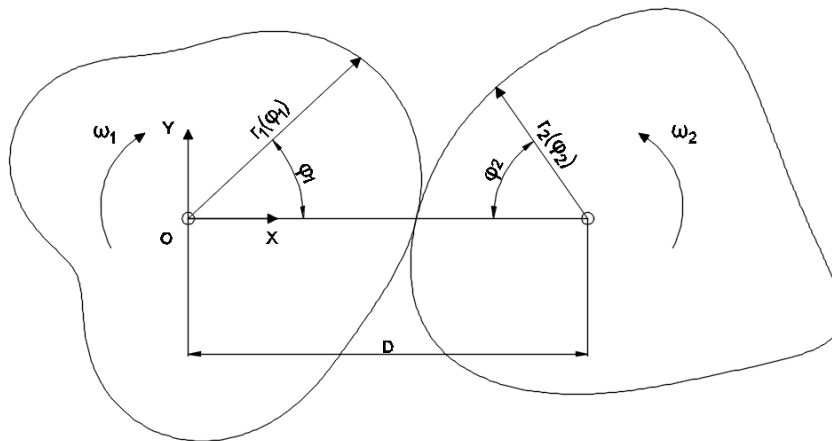


Fig. 2.1. Centroide necirculare conjugate

2.2. IPOTEZA LEGII DE VARIAȚIE A RAPORTULUI DE TRANSMITERE

Ipoteza legii de variație a raportului de transmitere are, ca date inițiale, funcția ce descrie variația raportului de transmitere, $m_{21}(\varphi_1)$, distanța dintre axe, D , numărul de rotații ale celor două centroide, N_1 , N_2 , într-o perioadă a mișcării de rotație a angrenajului și numărul de dinți ce se vor dispune pe centroida conducătoare, z_1 . Raportul de transmitere trebuie să

fie o funcție *continuă, strict pozitivă, derivabilă și periodică*. Pe baza acestor date, se determină legea de mișcare a centroidei conduse, $\varphi_2(\varphi_1)$ și geometriile celor două centroide conjugate.

Fig. 2.2. redă algoritmul de calcul propus pentru generarea centroidelor în ipoteza raportului de transmitere. După determinarea geometriei centroidelor, aceasta este investigată sub aspectul razelor minime de curbură din zonele convexe și concave, după caz, și se verifică condiția de evitare a subțâierii, pentru parametrii definatorii aleși.

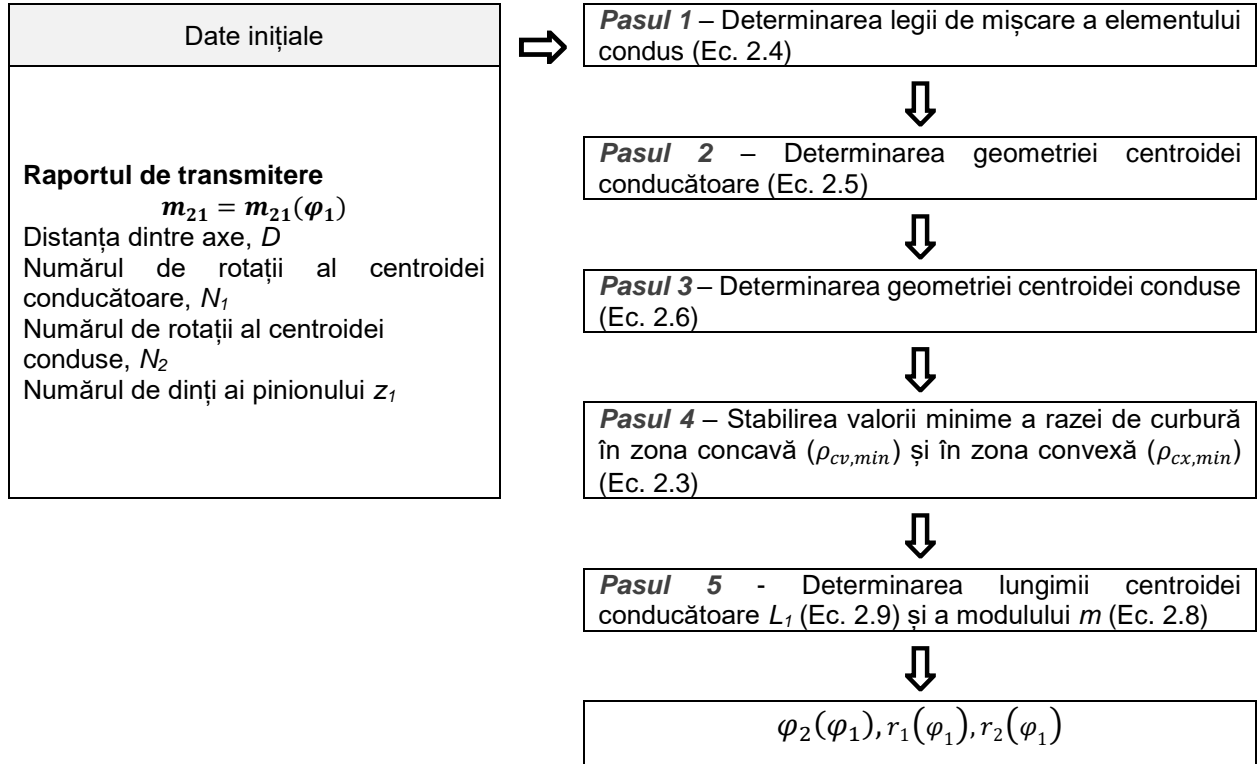


Fig. 2.2. Algoritm pentru generarea centroidelor necirculare conjugate în ipoteza legii de variație a raportului de transmitere

Aplicația creată permite, cu ajutorul opțiunii „Date AutoCAD”, preluarea datelor obținute și importul acestora în mediul AutoCAD, ca primă etapă în prelucrarea ulterioară a danturii. Totodată, reprezentarea grafică a centroidelor conjugate în mediul AutoCAD furnizează elementele necesare unui studiu comparativ sau chiar posibilitatea efectuării unei verificări suplimentare a calculelor, prin măsurare directă, înainte de a trece la următoarea etapă a proiectării.

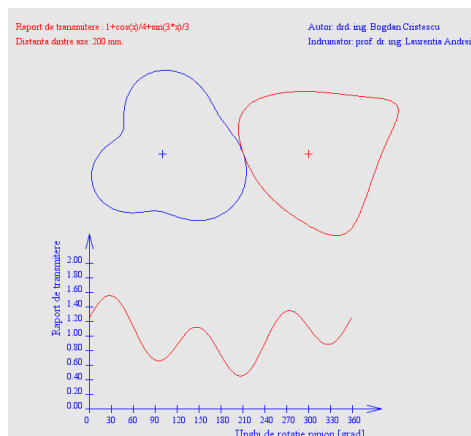


Fig. 2.3. Reprezentare grafică în PHP/HTML a centroidelor conjugate generate în ipoteza raportului de transmitere

Figura 2.5 ilustrează reprezentarea în mediul AutoCAD a trei perechi de centroide conjugate generate pe baza algoritmului creat pentru ipoteza legii de variație a raportului de transmisie, definite de raportul de transmitere:

$$m_{21}(\varphi_1) = 1 + \frac{\cos(\varphi_1)}{4} + \frac{\sin(3\varphi_1)}{5} \quad (2.12)$$

numărul de rotații $N_1 = N_2 = 1$, numărul de dinți $z_1 = 48$, cu diferite valori ale distanței dintre axe.

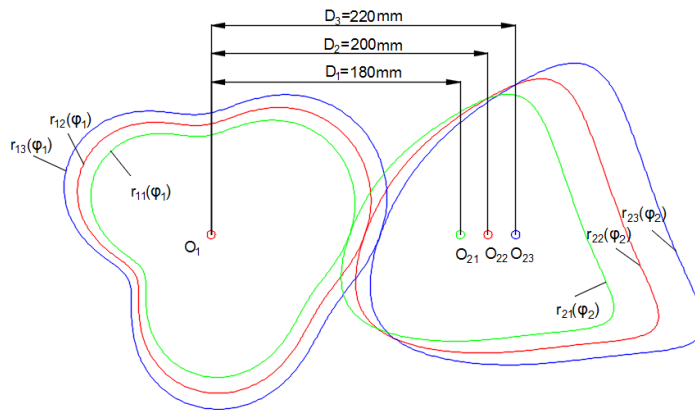


Fig. 2.5. Influența distanței dintre axe asupra geometriei centroidelor

Analiza influenței distanței dintre axe asupra geometriei centroidelor necirculare conjugate evidențiază faptul că valori mai mari ale distanței dintre axe au efect de scalare asupra curbelor, determinând o creștere a lungimilor curbelor și o reducere a concavității.

În Fig. 2.6 – 2.8 sunt redată exemple de reprezentări grafice ale centroidelor conjugate necirculare (Fig. 2.6a, 2.7a, 2.8a) generate în ipoteza legii de variație a raportului de transmisie descris de diferite funcții, conform modelului prezentat în relația (2.13). De asemenea, sunt ilustrate și graficele de variație pentru raportul de transmitere corespunzător, în funcție de unghiul de rotație a pinionului (Fig. 2.6b, 2.7b, 2.8b).

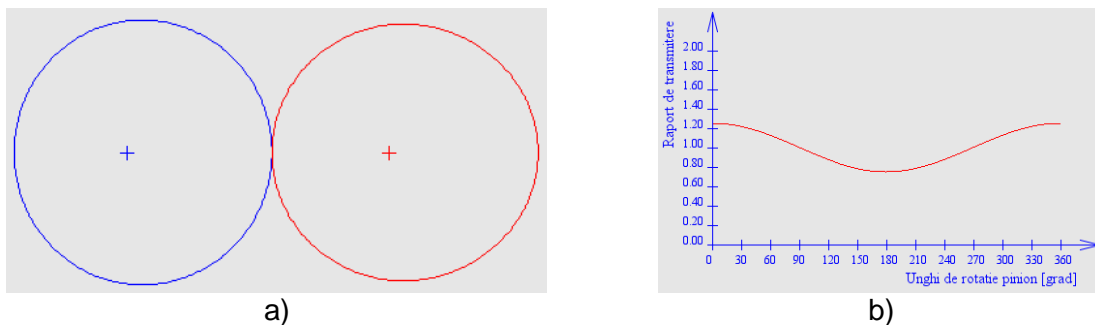


Fig. 2.6. Reprezentarea grafică a centroidelor conjugate (a) și a legii de variație a raportului de transmisie (b) în ipoteza raportului de transmisie pentru un angrenaj având date inițiale: $m_{21} = 1 + \frac{\cos(\varphi_1)}{4}$; $D = 200$ mm; $N_1 = N_2 = 1$; $z_1 = 48$

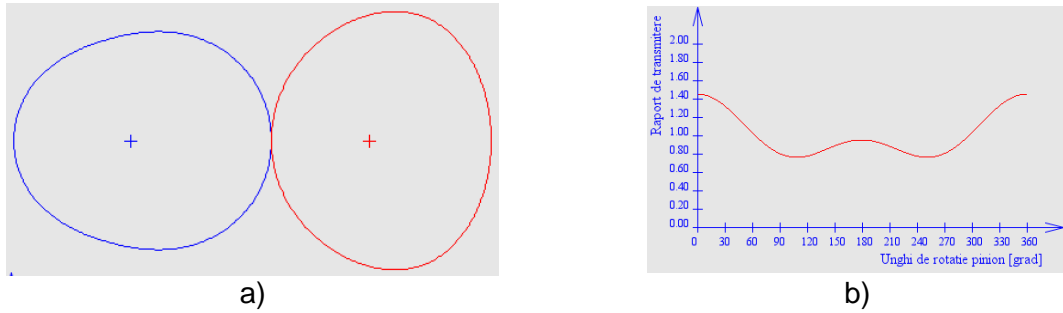


Fig. 2.7. **Reprezentarea grafică a centroidelor conjugate (a) și a legii de variație a raportului de transmitere (b) pentru un angrenaj având date inițiale:**

$$m_{21} = 1 + \frac{\cos(\varphi_1)}{4} + \frac{\cos(2\varphi_1)}{5}; D = 200 \text{ mm}; N_1 = N_2 = 1; z_1 = 48$$

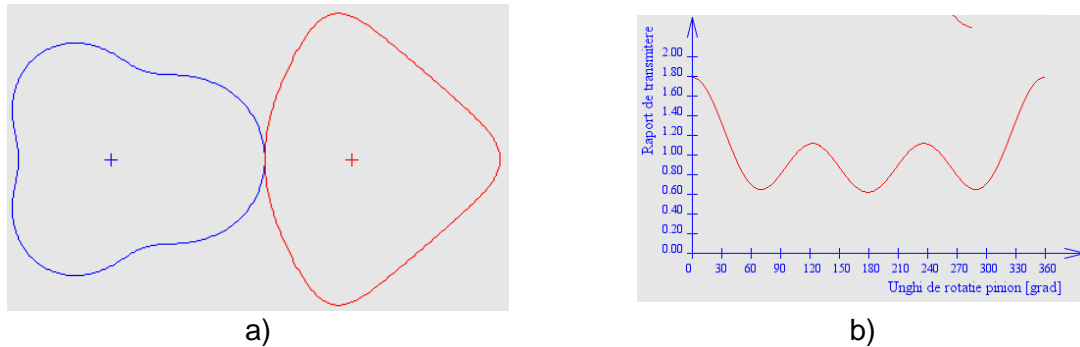


Fig. 2.8. **Reprezentarea grafică a centroidelor conjugate (a) și a legii de variație a raportului de transmitere (b) pentru un angrenaj având date inițiale:**

$$m_{21} = 1 + \frac{\cos(\varphi_1)}{4} + \frac{\cos(2\varphi_1)}{5} + \frac{\cos(3\varphi_1)}{3}; D = 200 \text{ mm}; N_1 = N_2 = 1; z_1 = 48$$

2.3. IPOTEZA GEOMETRIEI CENTROIDEI CONDUCĂTOARE

În Fig. 2.9 este prezentat algoritmul pe baza căruia a fost conceput programul PHP/HTML pentru generarea centroidelor conjugate necirculare, în ipoteza în care se cunoaște ecuația definitorie a geometriei centroidei conducătoare.

În cazul ipotezei geometriei centroidei conducătoare, aplicația creată furnizează reprezentările grafice ale centroidelor conjugate, variația raportului de transmitere și valoarea calculată a distanței dintre axe. De asemenea, datele obținute pot fi importate în AutoCAD, fie pentru modelarea ulterioară a danturii, fie pentru a evalua corectitudinea datelor prin măsurători directe și studii comparative. Figura 2.6 ilustrează reprezentarea în PHP/HTML furnizată de programul creat pentru un angrenaj necircular care are ca date de proiectare geometria centroidei conducătoare exprimată de relația (2.23), numărul de rotații efectuate de pinion este $N_1 = N_2 = 1$ și un număr de dinți $z_1 = 48$. Distanța dintre axe obținută este $D = 182,479 \text{ mm}$.

$$r_1(\varphi_1) = 1 + \frac{\cos(3\varphi_1)}{9} + \frac{\cos(4\varphi_1)}{10} \quad (2.23)$$

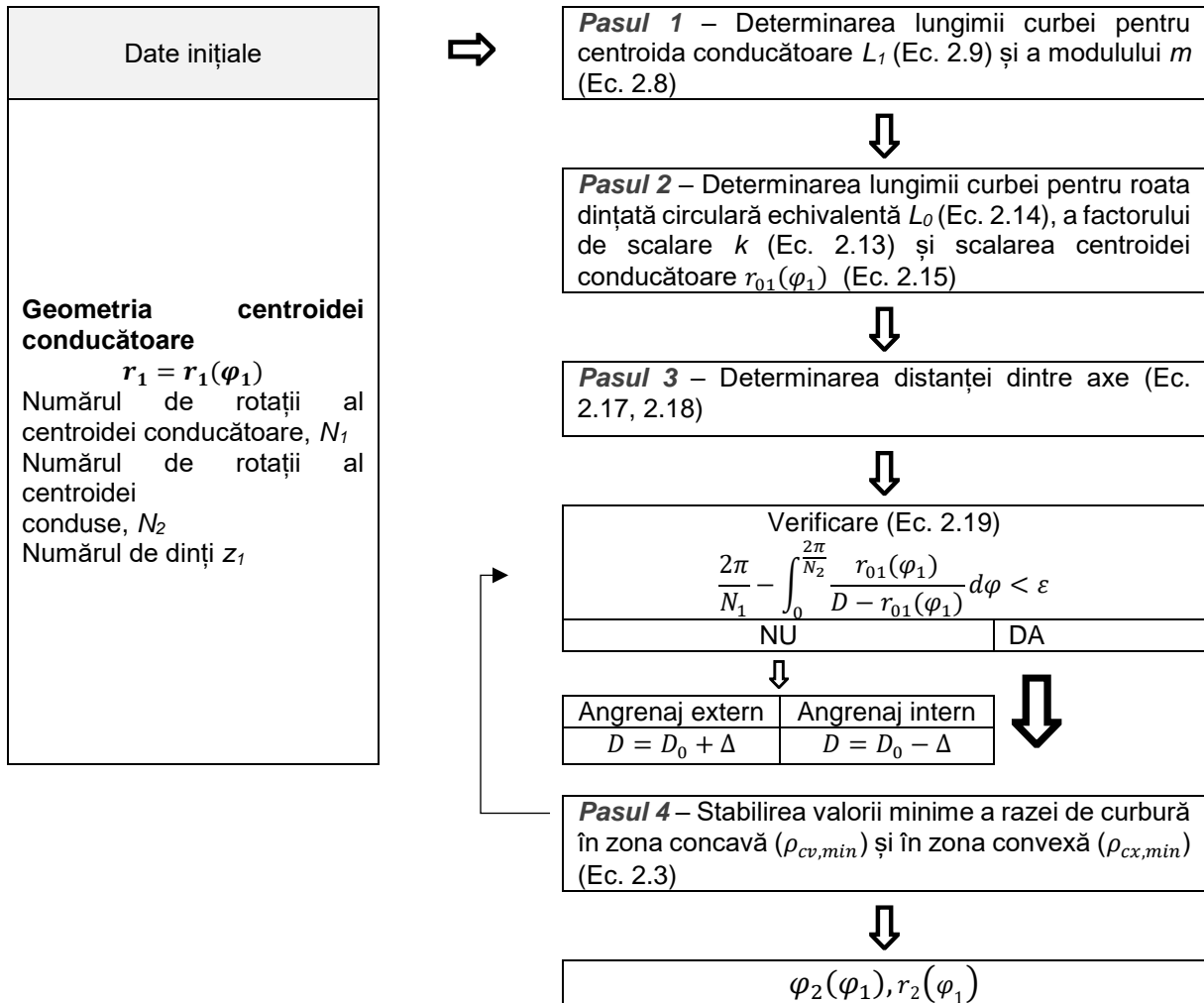


Fig. 2.9. Algoritm pentru generarea centroidelor necirculare conjugate în ipoteza geometriei centroidei conducătoare

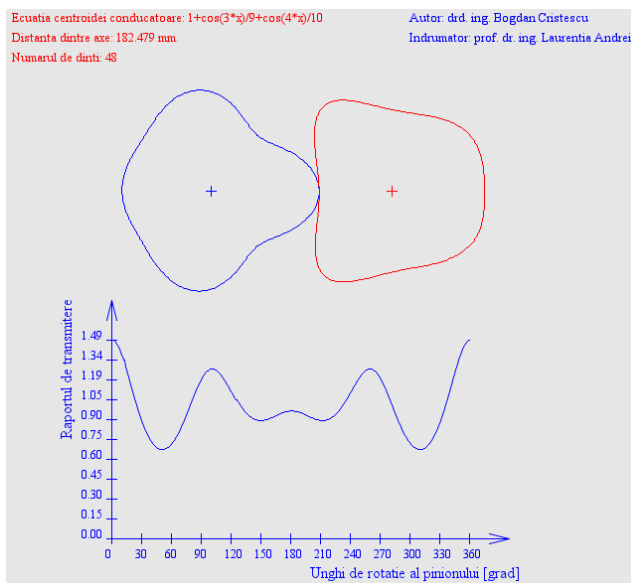


Fig. 2.10. Reprezentare grafică în PHP/HTML a centroidelor conjugate generate în ipoteza centroidei conducătoare

Figura 2.11 prezintă reprezentarea comparativă a trei perechi de centroide conjugate generate în ipoteza geometriei centroidei conducătoare exprimate de Ec. (2.24), $N_1 = N_2 = 1$ și valori diferite ale numărului de dinți: $Z_{11} = 36$, $Z_{12} = 48$, $Z_{13} = 54$.

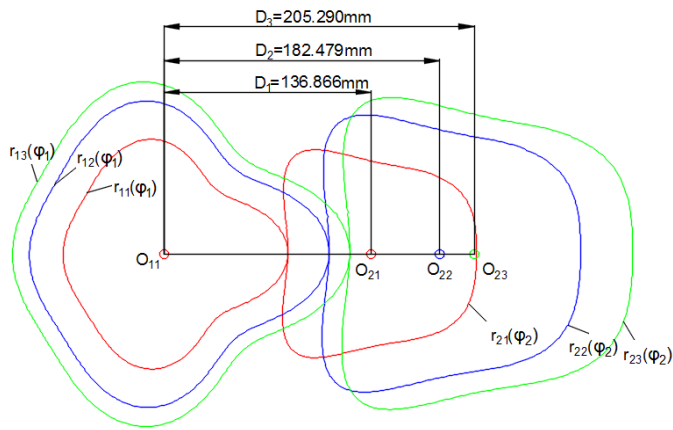


Fig. 2.11.
Reprezentare grafică comparativă, în AutoCAD, a centroidelor conjugate generate în ipoteza centroidei conducătoare

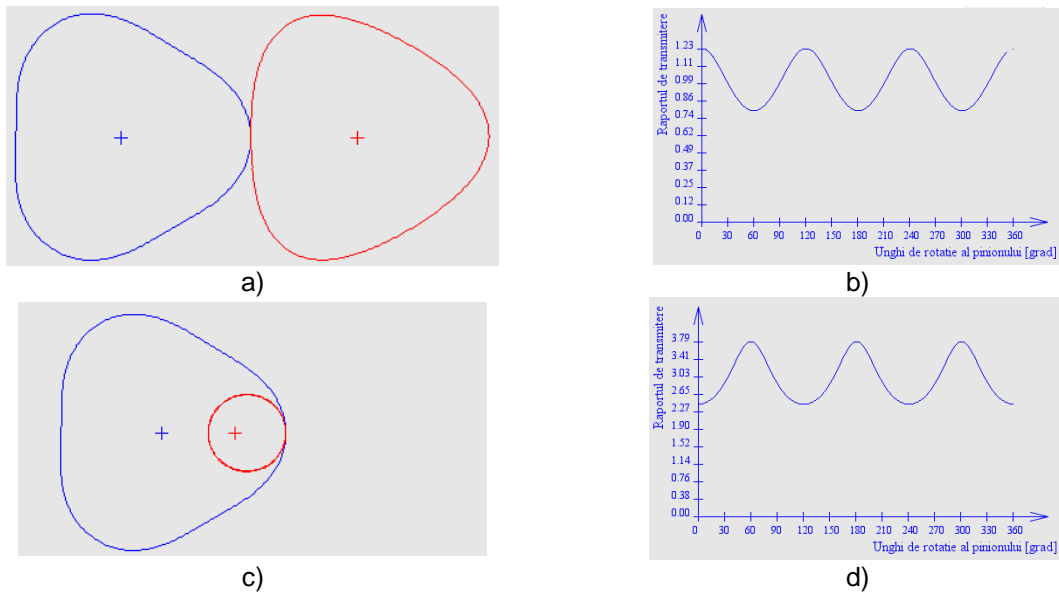


Fig. 2.12. **Reprezentarea grafică a centroidelor conjugate (a, c) și a legii de variație a raportului de transmitere (b, d) în ipoteza geometriei centroidei conducătoare.**

Date inițiale: $r_1(\varphi_1) = 1 + \frac{\cos(3\varphi_1)}{9}$; $N_1 = N_2 = 1$; $z_1 = 48$

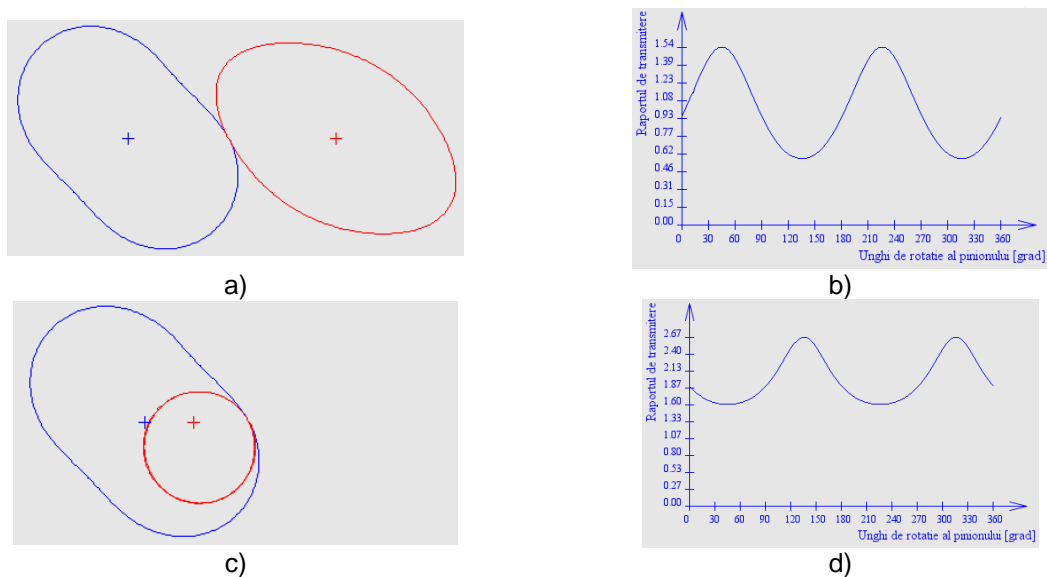


Fig. 2.13. **Reprezentarea grafică a centroidelor conjugate (a) și a legii de variație a raportului de transmitere (b) în ipoteza geometriei centroidei conducătoare.**

Date inițiale: $r_1(\varphi_1) = 1 + \frac{\cos(2\varphi_1)}{4} + \frac{\sin(2\varphi_1)}{6}$; $N_1 = N_2 = 1$; $z_1 = 48$

2.4. IPOTEZA LEGII DE MIȘCARE A CENTROIDEI CONDUSE

Algoritmul care permite generarea curbelor de divizare ale roților dințate necirculare în cazul ipotezei cunoașterii legii de mișcare a elementului condus este prezentat în Fig. 2.14.

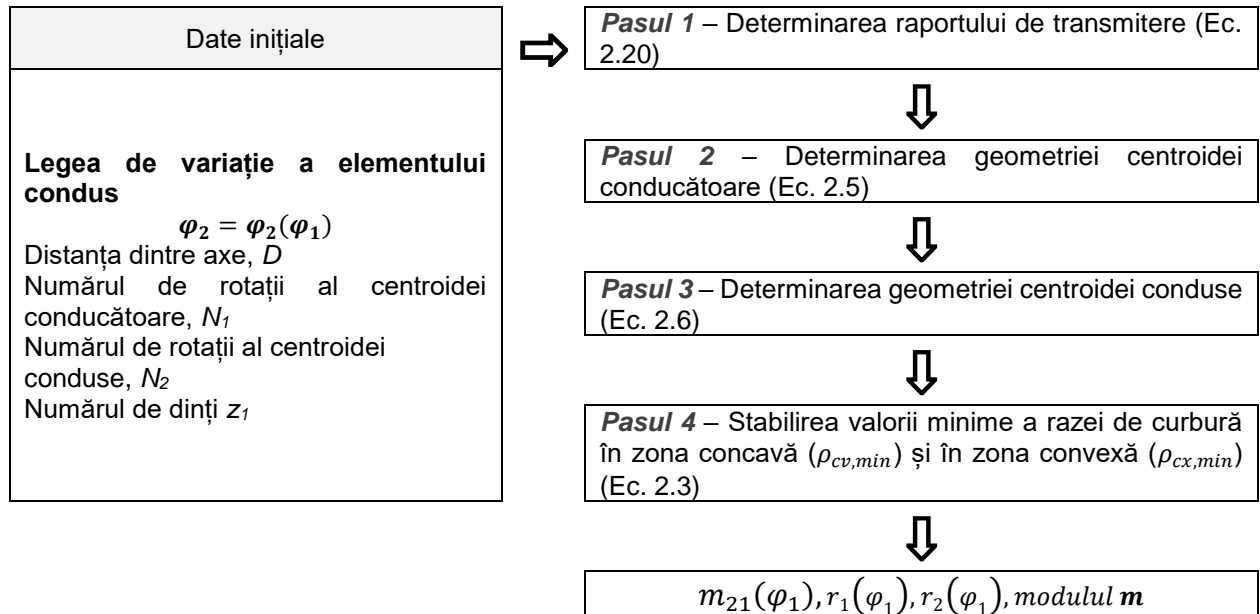


Fig. 2.14. Algoritm pentru generarea centroidelor necirculare conjugate în ipoteza legii de variație a raportului de transmitere instantaneu

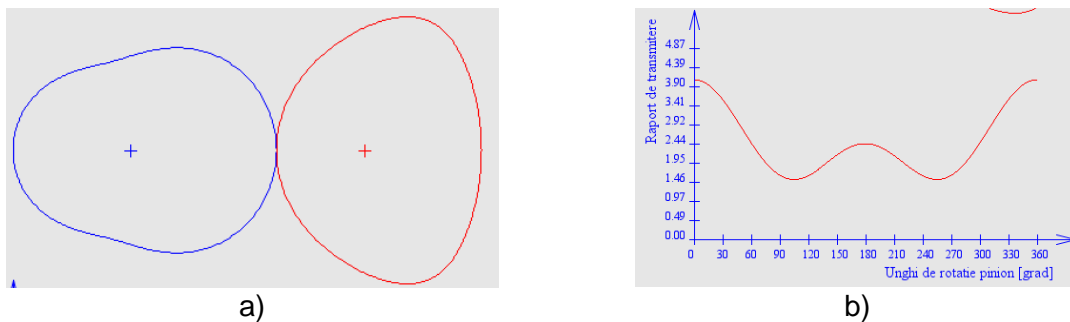


Fig. 2.15. Reprezentarea grafică a centroidelor conjugate (a) și a legii de variație a raportului de transmitere (b) pentru un angrenaj generat în ipoteza legii de mișcare a elementului condus

Date inițiale: $\varphi_2(\varphi_1) = \varphi_1 + \frac{\sin(\varphi_1)}{3} + \frac{\sin(2\varphi_1)}{6}$; $D = 200 \text{ mm}$; $N_1 = N_2 = 1$; $z_1 = 48$

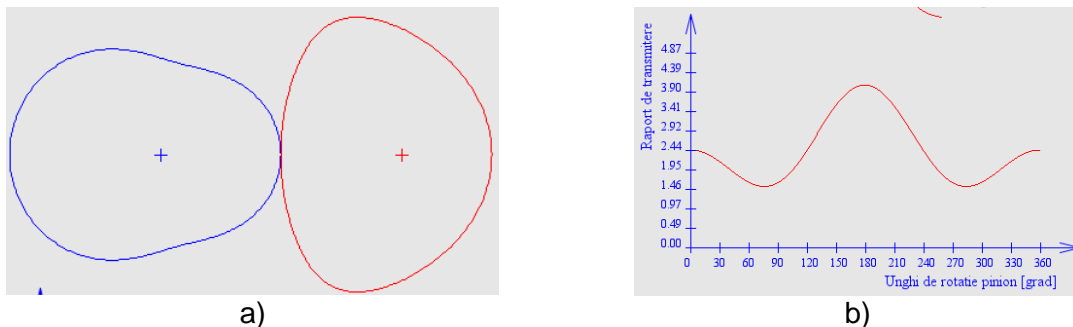


Fig. 2.16. Reprezentarea grafică a centroidelor conjugate (a) și a legii de variație a raportului de transmitere (b) pentru un angrenaj generat în ipoteza legii de mișcare a elementului condus

Date inițiale: $\varphi_2(\varphi_1) = \varphi_1 - \frac{\sin(\varphi_1)}{3} + \frac{\sin(2\varphi_1)}{6}$; $D = 200$ mm; $N_1 = N_2 = 1$; $z_1 = 48$

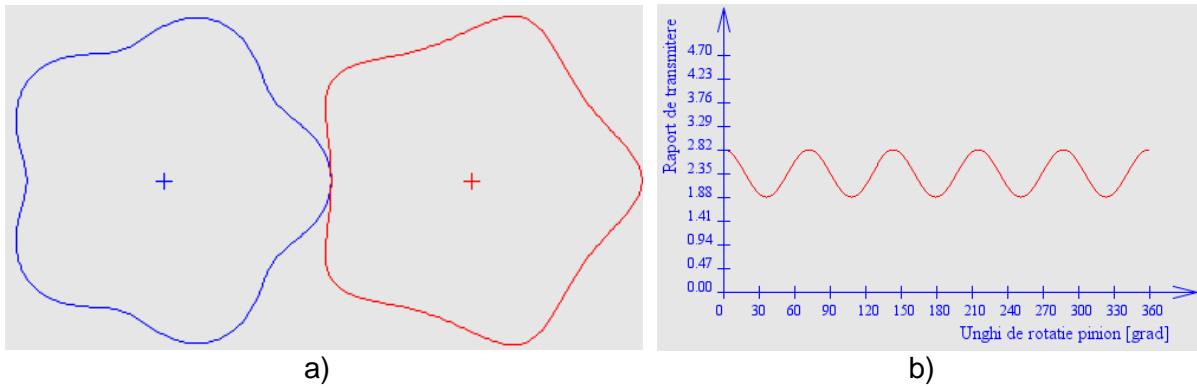


Fig. 2.17. **Reprezentarea grafică a centroidelor conjugate (a) și a legii de variație a raportului de transmitere (b) pentru un angrenaj generat în ipoteza legii de mișcare a elementului condus**

Date inițiale: $\varphi_2(\varphi_1) = \varphi_1 + \frac{\sin(5\varphi_1)}{25}$; $D = 200$ mm; $N_1 = N_2 = 1$; $z_1 = 48$

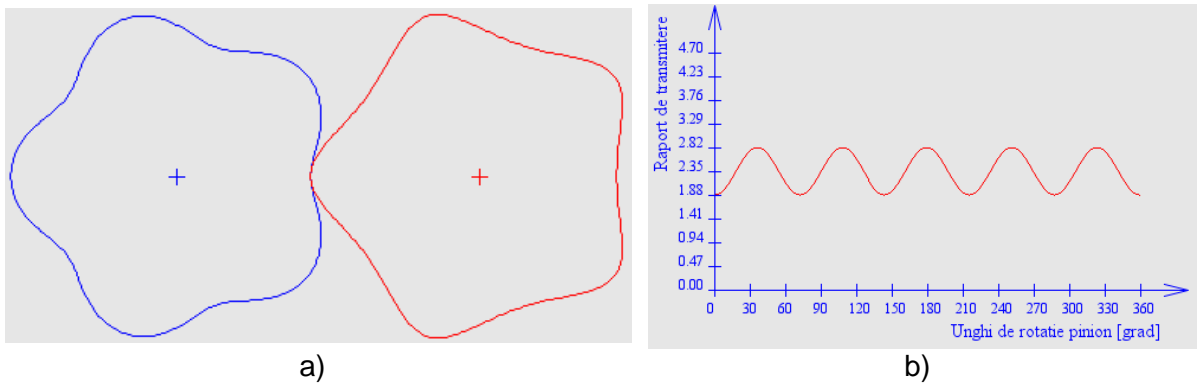


Fig. 2.18. **Reprezentarea grafică a centroidelor conjugate (a) și a legii de variație a raportului de transmitere (b) pentru un angrenaj generat în ipoteza legii de mișcare a elementului condus**

Date inițiale: $\varphi_2(\varphi_1) = \varphi_1 - \frac{\sin(5\varphi_1)}{25}$; $D = 200$ mm; $N_1 = N_2 = 1$; $z_1 = 48$

CAP. 3. GENERAREA DANTURII ROȘILOR DINȚATE NECIRCULARE

3.1. NOȚIUNI GENERALE

Generarea danturii unei roți dințate presupune (i) *generarea curbei generatoare*, respectiv a profilului flancului dintelui, și (ii) *generarea curbei directe*, respectiv a curbei de dispunere a dintelui pe lățimea roții dințate. În funcție de modul în care este generat flancul dintelui, se deosebesc două tipuri de generatoare:

- I. **generatoare materializată**
- II. **generatoare cinematică.**

Pentru evidențierea curbelor de bază în geometria roților dințate necirculare, pe baza unei curbe de divizare predefinite, se utilizează următoarele ipoteze, inspirate din teoria roților dințate standard (Fig. 1.1):

- **Ipoteza CB1.** Curba de bază este locul geometric al punctelor T în care perpendiculara din centrul de rotație al roții intersectează linia de angrenare;
- **Ipoteza CB2.** Curba de bază este locul geometric al punctelor T situate, față de punctele curente de pe cercul de divizare, la o distanță egală cu raza de curbură a evolventei, PT, care ar trece prin acel punct, calculată conform Fig. 1.1.

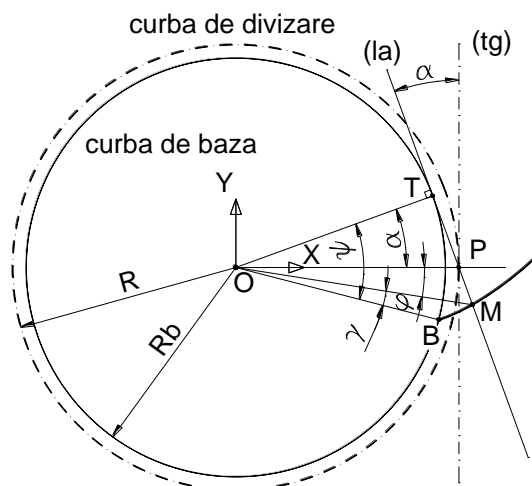


Fig. 3.1. Evolventa cercului

P = centrul instantaneu de rotație (polul angrenării)

(tg) = dreapta tangentă pe cercul de divizare

(la) = dreapta care rulează pe cercul de bază (normală la evolventă)

M = punct curent pe evolventă, $M \in (la)$

B = punctul din care se generează evolventa

T = piciorul perpendicularei pe (la), situat pe cercul de bază

φ = unghi curent format raza vectorie a punctului curent de pe evolventă, E

$\psi = \alpha + \varphi + \gamma \Rightarrow$

$\gamma = \tan(\alpha + \varphi) - (\alpha + \varphi) = \text{inv}(\alpha + \varphi)$

3.3. GENERAREA CINEMATICĂ A PROFILURILOR FLANCURILOR DINȚILOR

Ipoteza 1 (IpGC1) ia în considerare generarea cinematică precisă a profilului flancului dintelui [116], [2]. În timpul rulării, pentru a genera un flanc al unui dinte, linia de divizare a cremalierii, ca tangentă la curba de divizare, își modifică permanent orientarea. Astfel, pentru generarea flancului dintelui i , care intersectează curba de divizare a roții în punctul E_i (Fig. 3.6a), cremaliera este poziționată cu linia de divizare $(l.d.c)_i$ tangentă la curba de divizare, formând unghiul μ_i cu raza curentă $r(\varphi_i)$, și primește mișcarea de rulare în vecinătatea punctului E_i , în ambele sensuri, pentru generarea zonelor de cap și picior ale dintelui, respectiv. Într-un punct curent din vecinătatea punctului E_i , linia de divizare a cremalierii are orientarea $(l.d.c)_{ij}$, formând unghiul μ_{ij} , variabil, cu raza vectoare r_{ij} , în punctul de tangență curent. Pentru curbe de divizare oarecare, în general convexe-concave, profilul generat al flancului dintelui va fi o curbă oarecare și va fi denumit, în studiile ulterioare, **profil GCP** (generat cinematic precis);

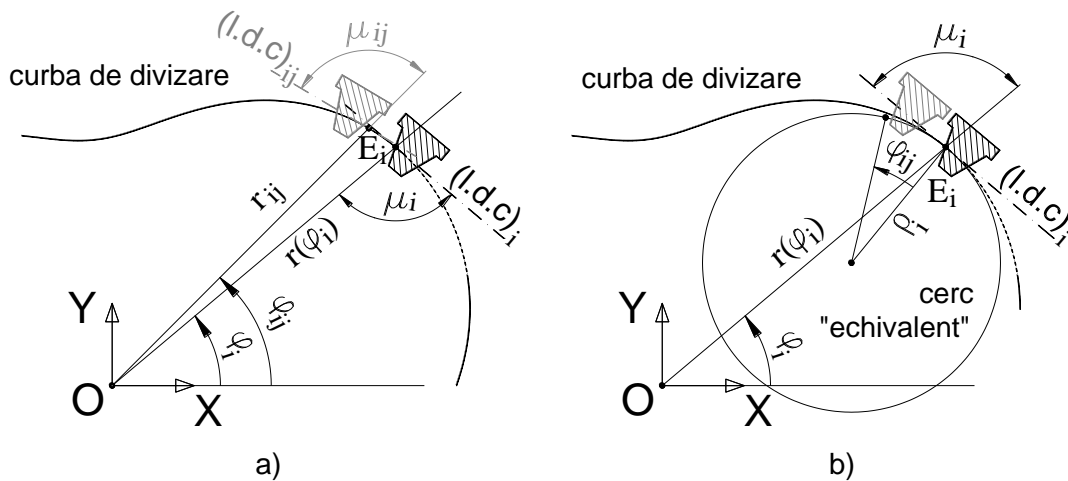


Fig. 3.6. Ipoteze de generare cinematică precisă (a) și „aproximativă” (b) a profilului flancului dintelui

Ipoteza 2 (IpGC2) ia în considerare generarea cinematică „aproximativă” a profilului flancului dintelui, asimilând curba de divizare necirculară, în vecinătatea punctului E_i , cu arcul unui cerc „echivalent”, care trece prin punctul E_i și are raza ρ_i egală cu raza de curbură a curbei de divizare în punctul E_i (Fig. 3.6b). În timpul rulării în vecinătatea punctului E_i , linia de divizare a cremalierii $(l.d.c)_i$, ca tangentă la cercul echivalent, își păstrează orientarea la nivelul fiecărui flanc al dinților, dar o modifică de la un flanc la altul; astfel, pentru generarea flancului activ al dintelui i , linia de divizare a cremalierii este înclinată cu unghiul μ_i constant, format de raza vectoare a punctului E_i și tangenta la curbă/cercul echivalent, în acest punct. Profilul flancului dintelui va fi evolventic, corespunzător cercului echivalent considerat, și va fi denumit **profil GCA** (generat cinematic aproximativ).

Pentru generarea danturii, în cele două ipoteze, se va presupune că dinții sunt dispuși pe curba de divizare astfel încât să se asigure un pas unghiular constant, ceea ce va induce un pas variabil de-a lungul curbei de divizare.

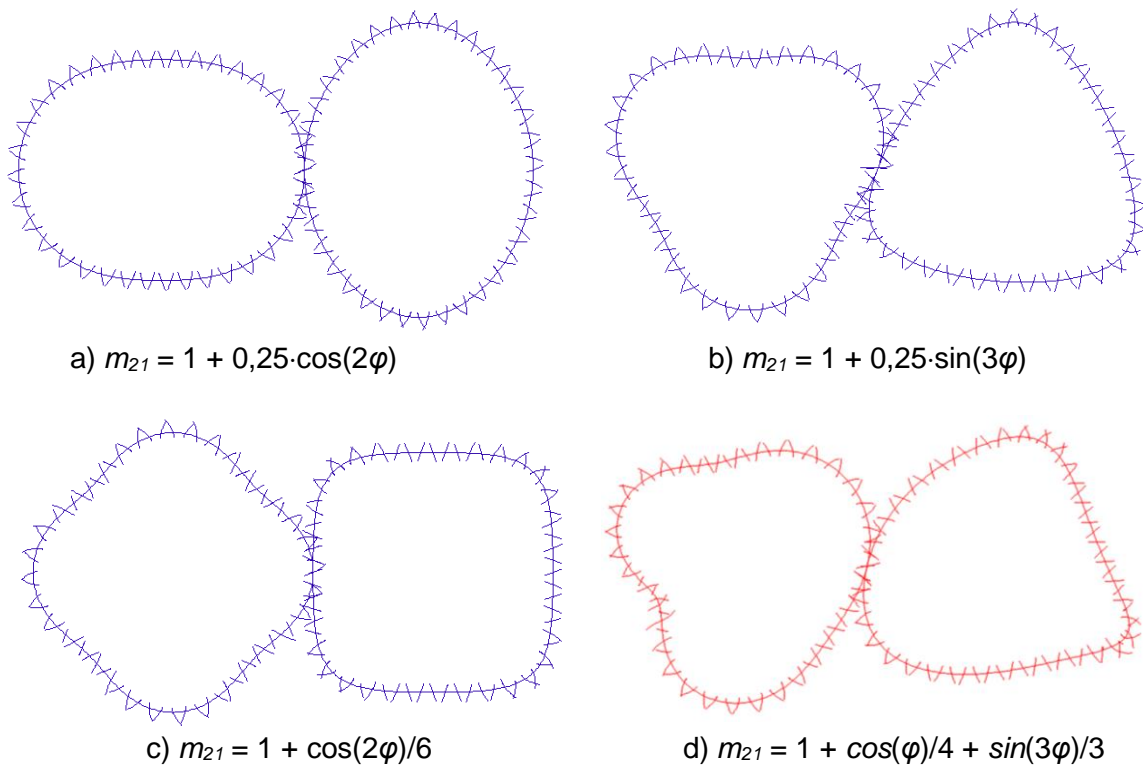


Fig. 3.13. Profilurile GCP ale flancurilor dinților roților dințate necirculare

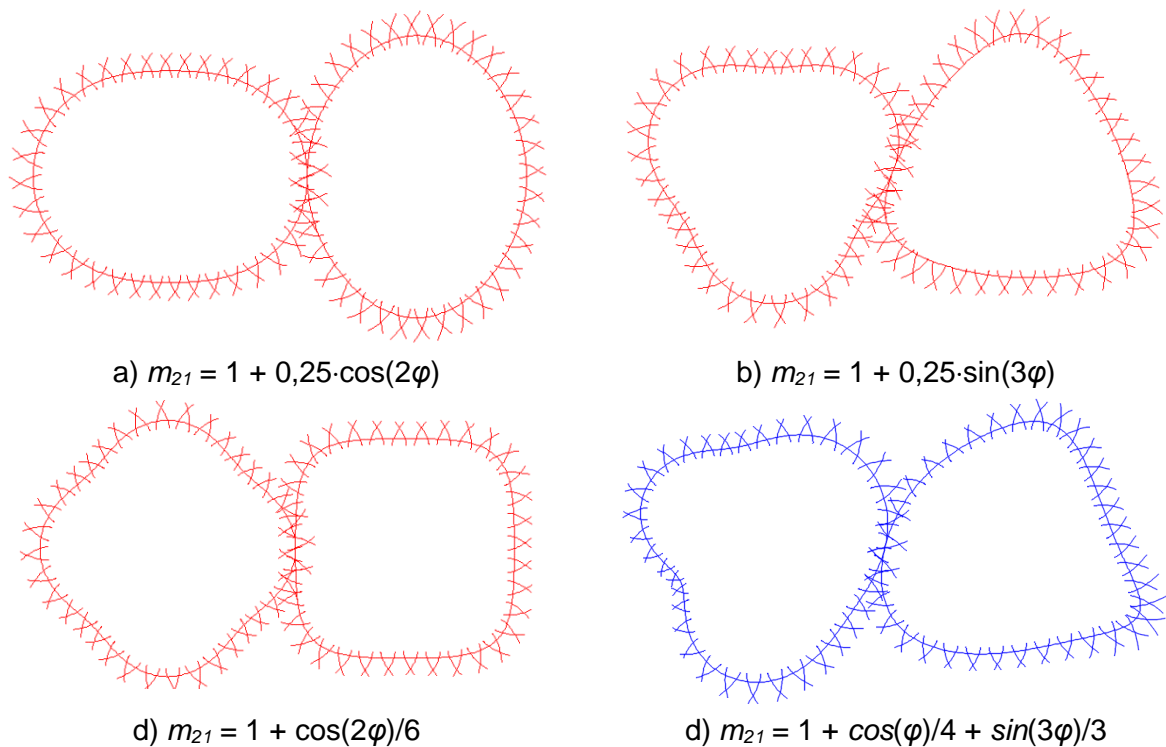


Fig. 3.16. Profilurile GCA ale flancurilor dinților roților dințate necirculare

Pe baza algoritmului prezentat a fost creat un nou cod original PHP (Anexa 7), cu ajutorul căruia au fost generate curbele de divizare și profilurile CGA ale flancurilor dinților

pentru angrenaje necirculare definite de raportul de transmitere m_{21} , distanța dintre axe D , unghiul de presiune al cremalierii $\alpha = 20^\circ$ și numerele de dinți $z_1 = z_2 = 36$ (Fig. 3.16).

3.3.3. Analiza comparativă a profilurilor flancurilor danturii

Pentru studiul comparativ privind caracteristicile geometrice ale flancurilor evolventice ale dinților generate cinematic, prin cele două ipoteze, a fost generată dantura roții conducătoare unui angrenaj necircular, proiectat în ipoteza raportului de transmitere instantaneu definit de relația (3.39). Se consideră distanța dintre axe $D = 200$ mm și numărul de dinți $z = 36$. Bazele de date obținute cu ajutorul codului PhP sunt importate în AutoCAD și reprezentarea grafică este ilustrată în Fig. 3.17.

$$m_{21} = 1 + \cos(\varphi)/4 + \sin(3\varphi)/3 \quad (3.39)$$

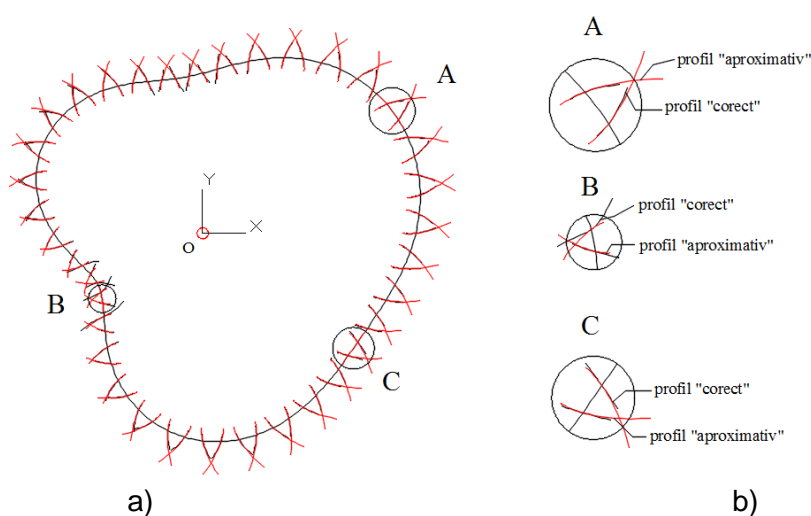


Fig. 3.17. Profilul flancurilor CGP și CGA ale danturii generate cinematic
a) dantura completă; b) detalii dinți din zona cu curbură mică (zona convexă - A), zona cu curbură maximă (zona concavă - B) și zona (aproape) rectilinie - C

Comparația între flancurile "corecte" și cele generate prin metoda "aproximativă", efectuată analizând modelele editate în AutoCAD, pe baza datelor furnizate de codul PhP, evidențiază diferențe ale curburilor profilurilor dinților, ce pot fi asimilate unor deplasări de profil.

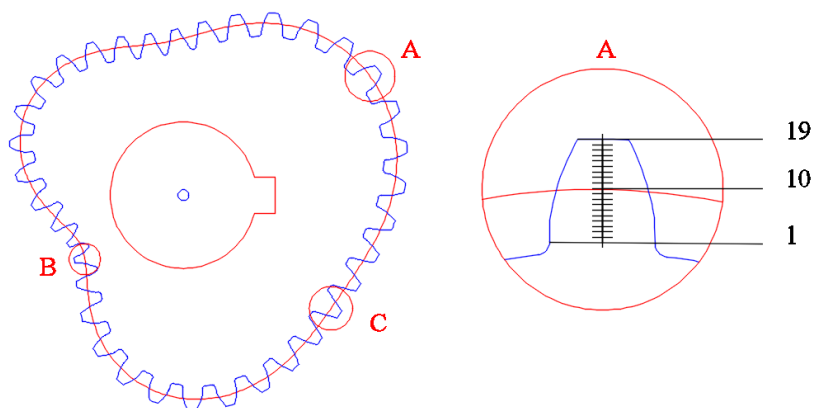


Fig. 3.18. Selecție dinți pentru analiza comparativă a profilului

Rezultatele analizei comparative efectuate evidențiază o serie de caracteristici ale profilului flancului dintelui generat prin metoda „corectă”:

- pentru dintele situat în zona convexă, cu rază de curbură maximă (dintele A), abaterea medie în zona de picior ($7,95 \cdot 10^{-3}$ mm) este mai mică decât cea din zona de cap ($10,39 \cdot 10^{-3}$ mm) fapt explicat printr-o grosime mai mică a dintelui în zona de picior, apropiată de profilul „aproximativ”.
- pentru dintele din zona concavă (dintele B) abaterea medie în zona de picior este $10,63 \cdot 10^{-3}$ mm, iar în zona de cap $12,58 \cdot 10^{-3}$ mm. Abaterea crescută în zona de cap este justificată de o grosime redusă a dintelui generat corect, în conformitate cu forma curbei de divizare în zona cu rază de curbură minimă.
- în zona rectilinie, dintele C prezintă o abatere medie de $10,41 \cdot 10^{-3}$ mm în zona de picior și $9,36 \cdot 10^{-3}$ mm în zona de cap.

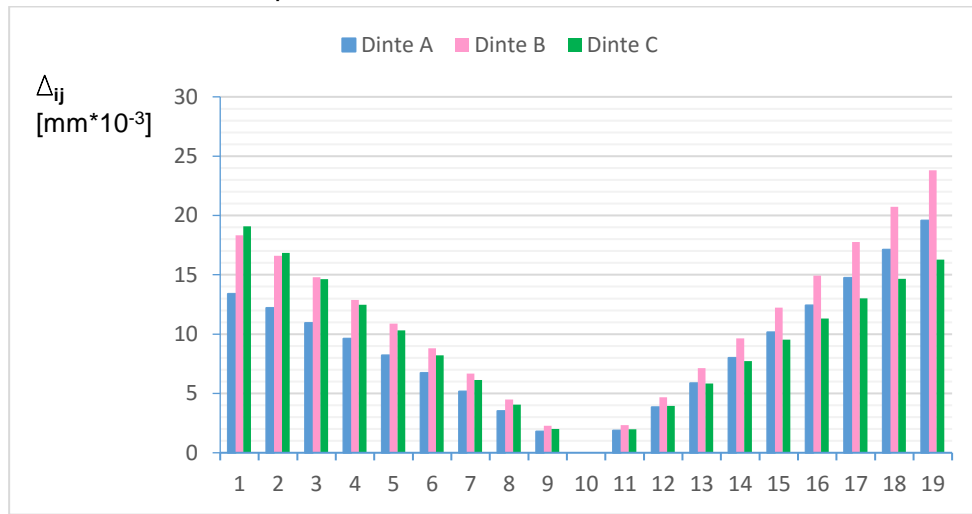


Fig. 3.19. Variația deplasării între profilul GCP și profilul GCA

3.3.4. Modelarea solidă a angrenajelor necirculare

Modelarea solidă a angrenajelor necirculare este necesară atât pentru prelucrarea acestora, cât și în etapa finală a procesului de proiectare a angrenajelor necirculare, respectiv pentru analiza performanțelor angrenării.

Figura 1.20 ilustrează modelele solide pentru angrenajele necirculare definite de raportul de transmite instantaneu exprimat de relația (3.39), în ipoteza generării cinematice precise (Fig. 3.20a) și aproximative (Fig. 3.20b) a profilurilor flancurilor dinților.

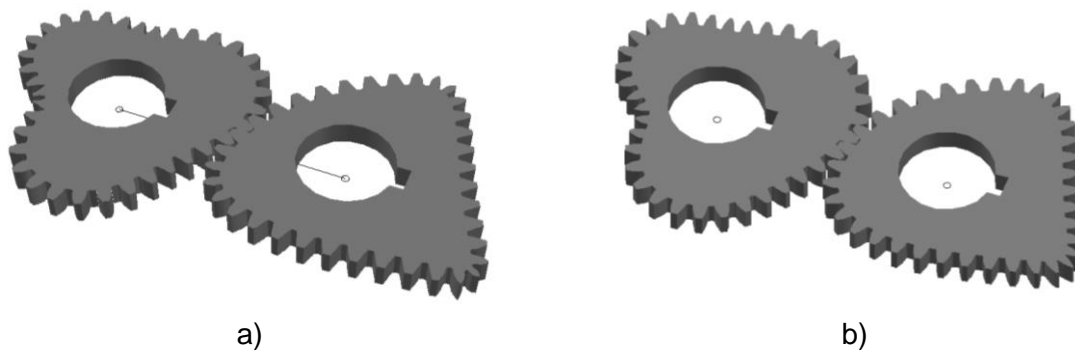


Fig. 3.20. Modele solide ale angrenajelor necirculare generate în IpGC1 (a) și IpGC2 (b)

CAP. 4. ANALIZA CONDIȚIILOR DE ANGRENARE ALE ROȚILOR DINȚATE NECIRCULARE

4.2. ANALIZA STATICĂ A ANGRENĂRII ROȚILOR DINȚATE NECIRCULARE

Studiul condițiilor de angrenare pentru roțile dințate necirculare în modul **static** este efectuat pe modelele solide și se bazează pe acuratețea datelor furnizate de programul creat în PHP pentru generarea danturii. Analiza statică a condițiilor de angrenare pentru angrenajele necirculare este dezvoltată pe două direcții:

- analiza *contactului dintre dinți* care, prin interferențe controlate, oferă informații privind suprafața de contact;
- analiza *stării de tensiuni și deformații*, bazată pe principiile existente în studiul angrenajelor cilindrice.

(a) Influența ipotezei de generare asupra contactului

Pentru studiul influenței ipotezei de generare asupra contactului static dintre dinți, au fost generate două angrenaje necirculare, proiectate în ipoteza raportului de transmitere instantaneu definit de relația (4.1), în cele două ipoteze prezentate anterior:

- AnGP1 – generat în ipoteza GC1, denumită și generarea „precisă”.
- AnGA1 – generat în ipoteza GC2, denumită și generarea „aproximativă”.

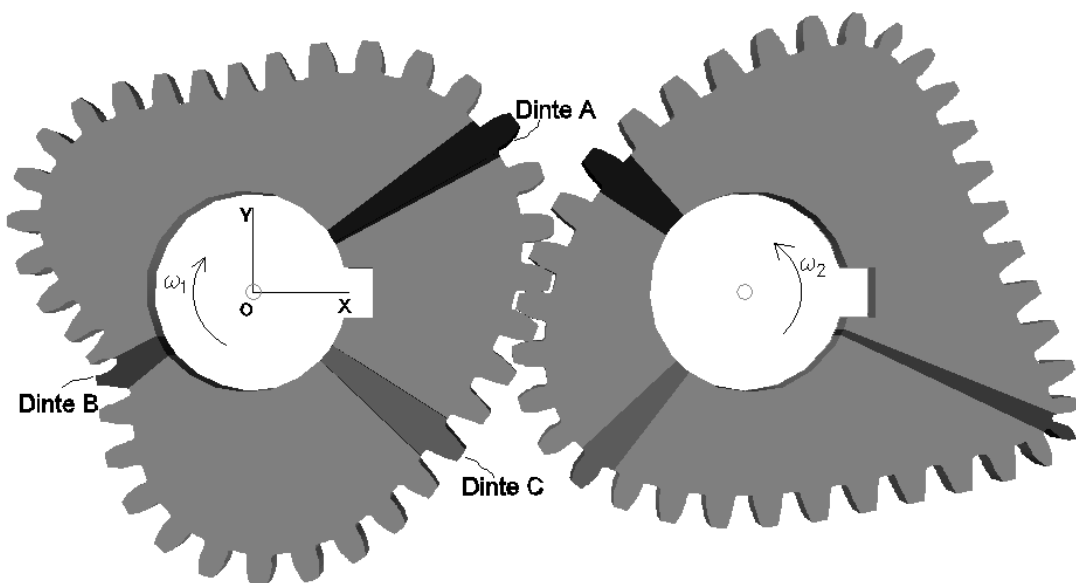


Fig. 4.1. Poziționarea dinților analizați pe angrenajul multiviteză

4.2.2. Starea de tensiuni și deformații

Analiza statică a stării de tensiuni și deformații urmărește influența ipotezei de generare a danturii, respectiv a parametrilor de proiectare se desfășoară în etape, după cum urmează:

1. Importul în Inventor al modelului solid editat în AutoCAD (Fig. 4.8)

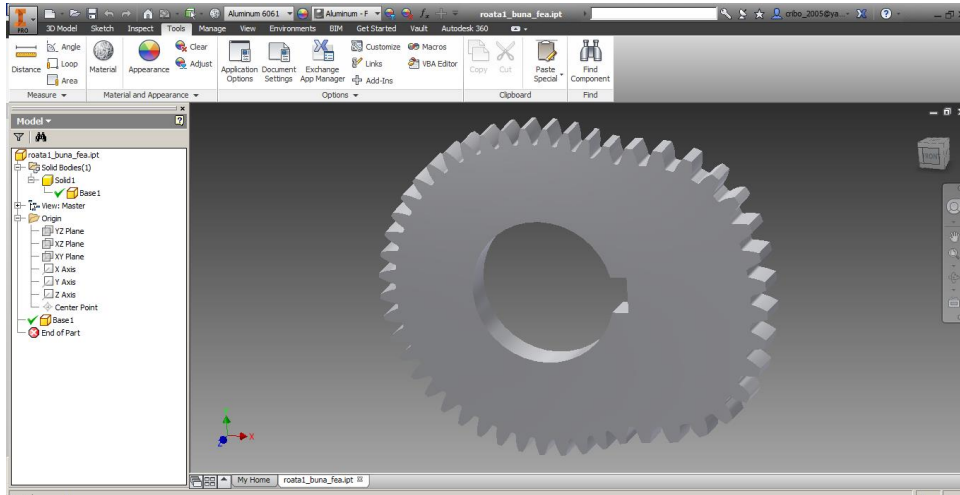


Fig. 4.8. Roată dințată necirculară reprezentată în mediul AutoDesk Inventor

2. Alegerea materialului din care este confecționată roata (Aluminiu 6061-T6);
3. Stabilirea gradelor de libertate/constrângerilor: un grad de libertate, rotație în jurul axei Oz, constrângere asupra butucului roții;
4. Poziționarea forței $F = 10\text{ N}$, pe coroana dintelui studiat, normală la suprafața dintelui, pe direcția liniei de angrenare, acționând pe toată lățimea dintelui. (Fig. 4.9);

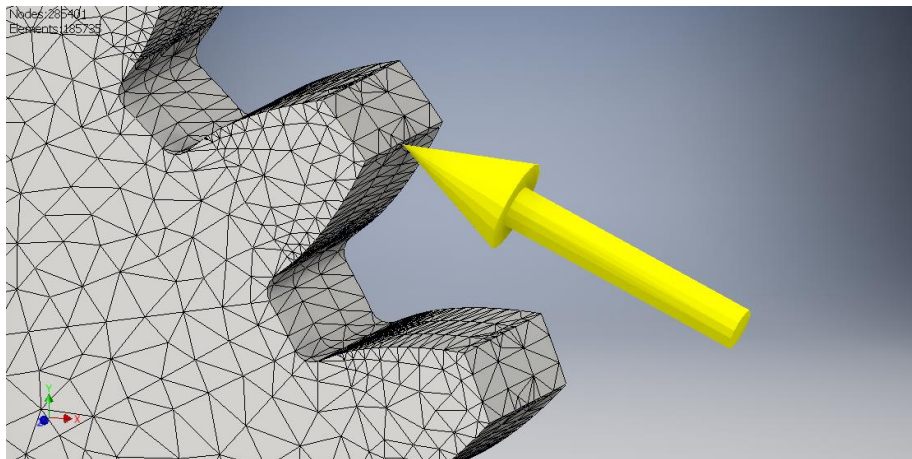


Fig. 4.9. Poziționarea forței din timpul angrenării, pentru angrenare unipară

5. Stabilirea structurii elementelor finite (Fig. 4.10):

- mărimea medie a elementului finit (ca fracție a spațiului de încadrare): 0,1;
- mărimea minimă a elementului finit (ca o fracție a mărimii medii): 0,2;
- unghiul maxim de rotație a elementului: 60° ;
- nr. noduri: 257503, nr. elemente: 167286.

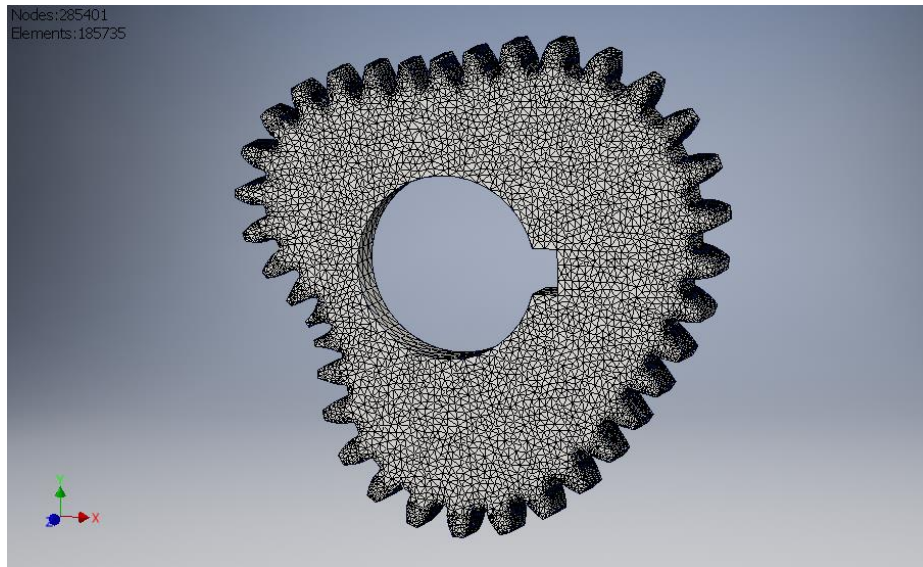


Fig. 4.10. Descompunerea modelului solid în elemente finite

6. Executarea simulării și preluarea rapoartelor privind distribuția tensiunilor Von Mises (Fig. 4.11), câmpul deformațiilor (Fig. 4.12) și distribuția tensiunilor echivalente (Fig. 4.13).

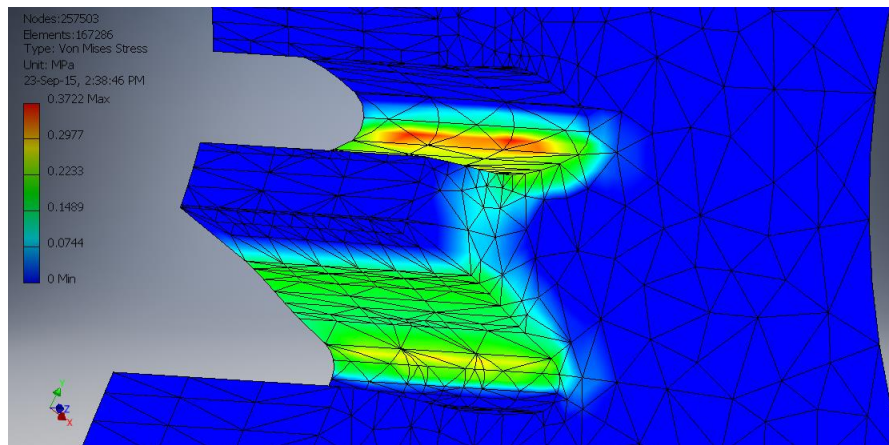


Fig. 4.11. Distribuția tensiunilor echivalente Von Mises pentru dintele B al angrenajului necircular AnGP2

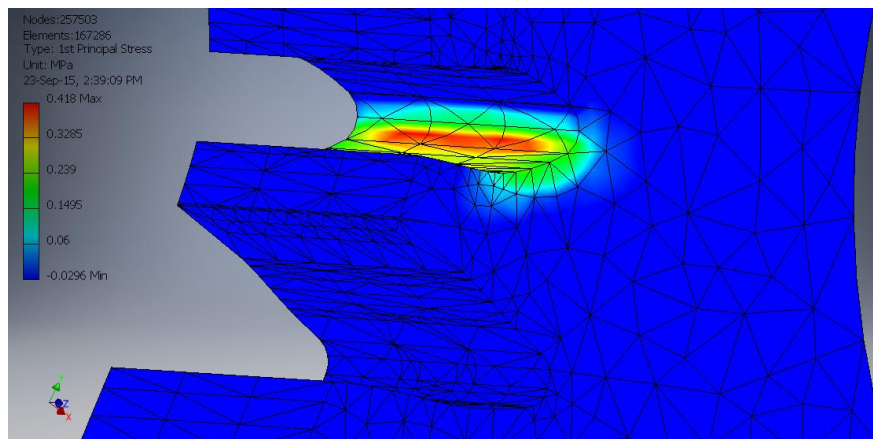


Fig. 4.12. Distribuția tensiunilor echivalente pentru dintele B al angrenajului necircular AnGP2

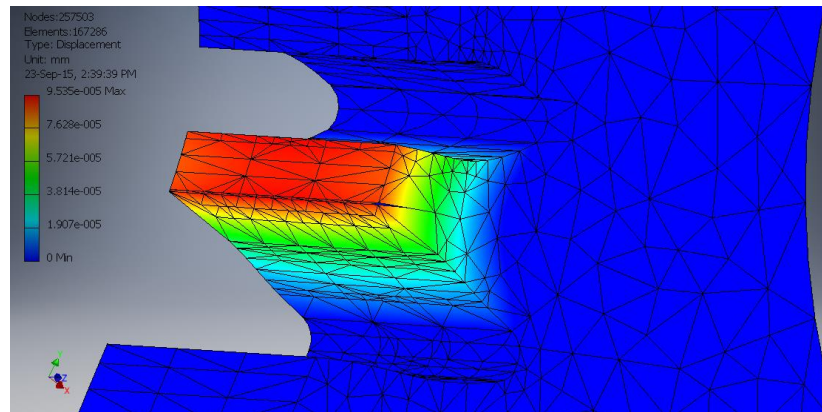


Fig. 4.13. Câmpul de deformații pentru dinte B al angrenajului necircular AnGP2

4.3. ANALIZA DINAMICĂ A ANGRENĂRII ROȚILOR DINȚATE NECIRCULARE

4.3.1. Simularea dinamică

Simularea dinamică este utilizată în timpul procesului de proiectare a unui prototip pentru a studia interacțiunea dintre piesele unui ansamblu și eventualele disfuncționalități ale pieselor componente. Spre deosebire de analiza statică a performanțelor angrenării roților dințate care este efectuată pe o componentă al ansamblului (în cazul prezentat anterior, pe roata conducătoare), simularea dinamică permite analiza prin metoda elementului finit a ansamblului în condiții similare celor din timpul funcționării. De asemenea, spre deosebire de analiza statică prin metoda FEM care oferă rezultate ce depind de corectitudinea ipotezelor stabilite pentru definirea modelului de calcul (asimilarea dintelui cu o grindă încastrată, poziția și mărimea forței, stabilirea constrângerilor, etc.), procedeul de studiu al stării de tensiuni și deformații bazat pe simulare dinamică elimină erorile ce pot apărea, acest procedeu fiind bazat pe a doua lege de mișcare a lui Newton [138]. Astfel, simularea dinamică creată în INVENTOR ține cont de articulații definite de proiectant pentru a stabili interacțiunile dintre componente, dar și de constrângeri cinematice cum ar fi: forța de gravitație, forțele de inerție, forțele de interacțiune dintre componente, forțele de frecare, mișcările impuse, momentele de torsiune, etc.

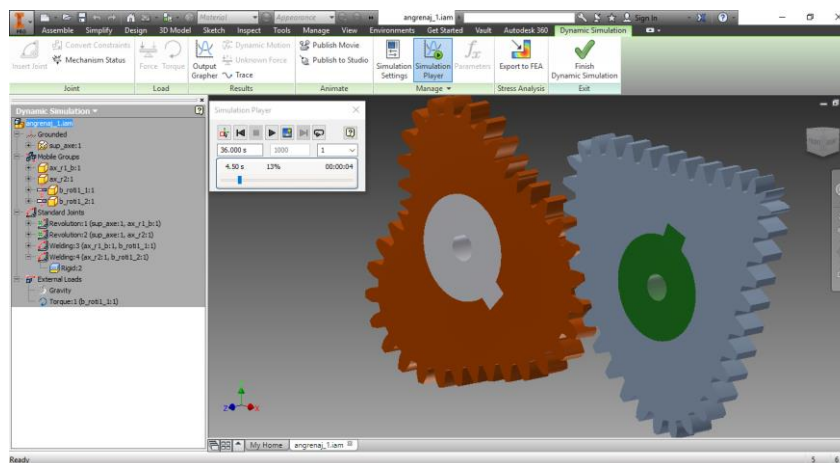


Fig. 4.27. Realizarea simulării dinamice în INVENTOR

4.3.2. Influența ipotezei de generare asupra condițiilor de angrenare

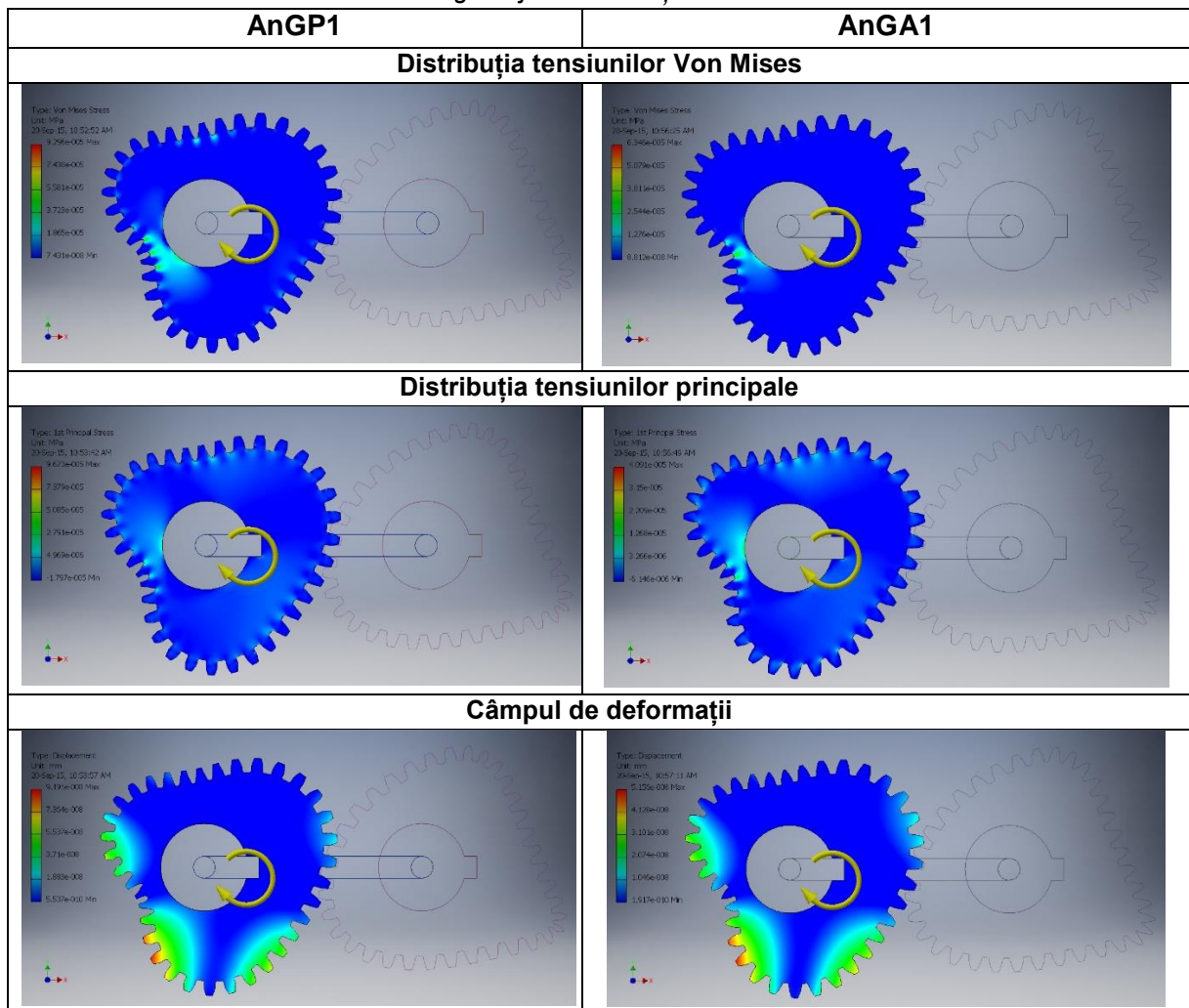
Analiza este efectuată pe cele două angrenaje prezentate în subcapitolul 4.1: AnGP1, generat prin metoda precisă și AnGA1, generat prin metoda aproximativă. Algoritmul prezentat anterior are ca ultim pas exportul datelor pentru studiul dinamic, export ce generează modelele pentru analiza pe bază de element finit cu elementele sintetizate în Tabelul 4.6. Rezultatele obținute, caracteristice stării de tensiuni și deformații, sunt evidențiate în Tabelul 4.7.

Tabel 4.6. Elementele caracteristice modelelor pentru studiul dinamic prin metoda FEM al angrenajelor necirculare AnGP1 și AnGA1

	AnGP1	AnGA1
Noduri	258995	267775
Elemente	168387	173513

Se constată că analiza performanțelor de angrenare prin simulare dinamică oferă informații globale, evidențiind zonele roții conducătoare în care apar valorile extreme ale tensiunilor și deformațiilor, precum și valorile maxime ale acestora.

Tabel 4.7. Date privind starea de tensiuni și de deformații obținute prin simulare dinamică pentru angrenajele AnGP1 și AnGA1



Analizând imaginile prezentate în Tabelul 4.7 se constată că tensiunile principale și tensiunile Von Mises prezintă valori ridicate în zonele concave ale pinionului, pentru ambele angrenaje. De asemenea, câmpul de deformații are o distribuție similară atât pentru AnGP1, cât și pentru AnGA1, cu valori ridicate în zonele convexe, cu raze mari ale centroidei, în special pentru cele situate în vecinătatea zonelor concave.

Reprezentările grafice prezentate în Figura 4.31a, b și c sunt întocmite pe baza rapoartelor obținute în urma analizei prin simulare dinamică a stării de tensiuni și deformații și redau o comparație între valorile obținute pentru fiecare angrenaj.

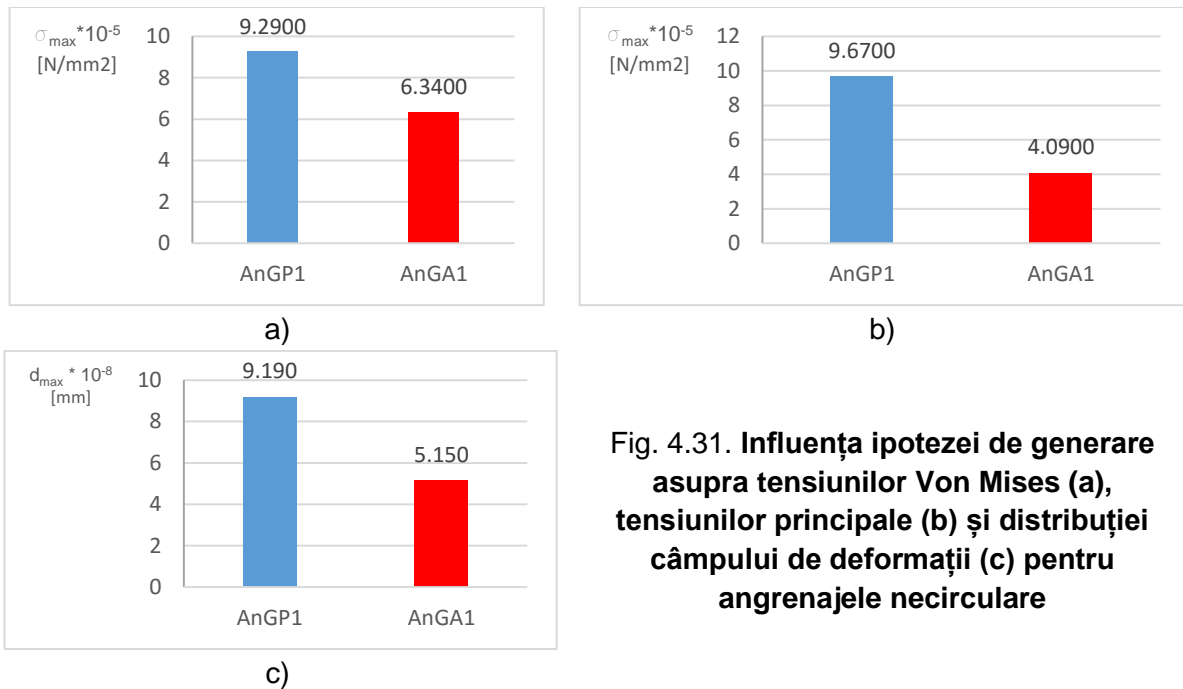


Fig. 4.31. Influența ipotezei de generare asupra tensiunilor Von Mises (a), tensiunilor principale (b) și distribuției câmpului de deformații (c) pentru angrenajele necirculare

Se observă că, pentru angrenajul necircular generat prin metoda aproximativă performanțele înregistrate în timpul funcționării înregistrate prin simulare dinamică sunt superioare celor pentru angrenajul generat prin metoda precisă. Astfel, valoarea maximă a tensiunii Von Mises este cu 31,75% mai mică în cazul angrenajului AnGA1, tensiunea principală cu 57,70%, iar deplasarea maximă scade cu 44,45%. Rezultatele confirmă analiza efectuată în modul static ce a evidențiat, de asemenea, performanțe de angrenare superioare calitativ în zona concavă pentru angrenajul generat prin metoda aproximativă.

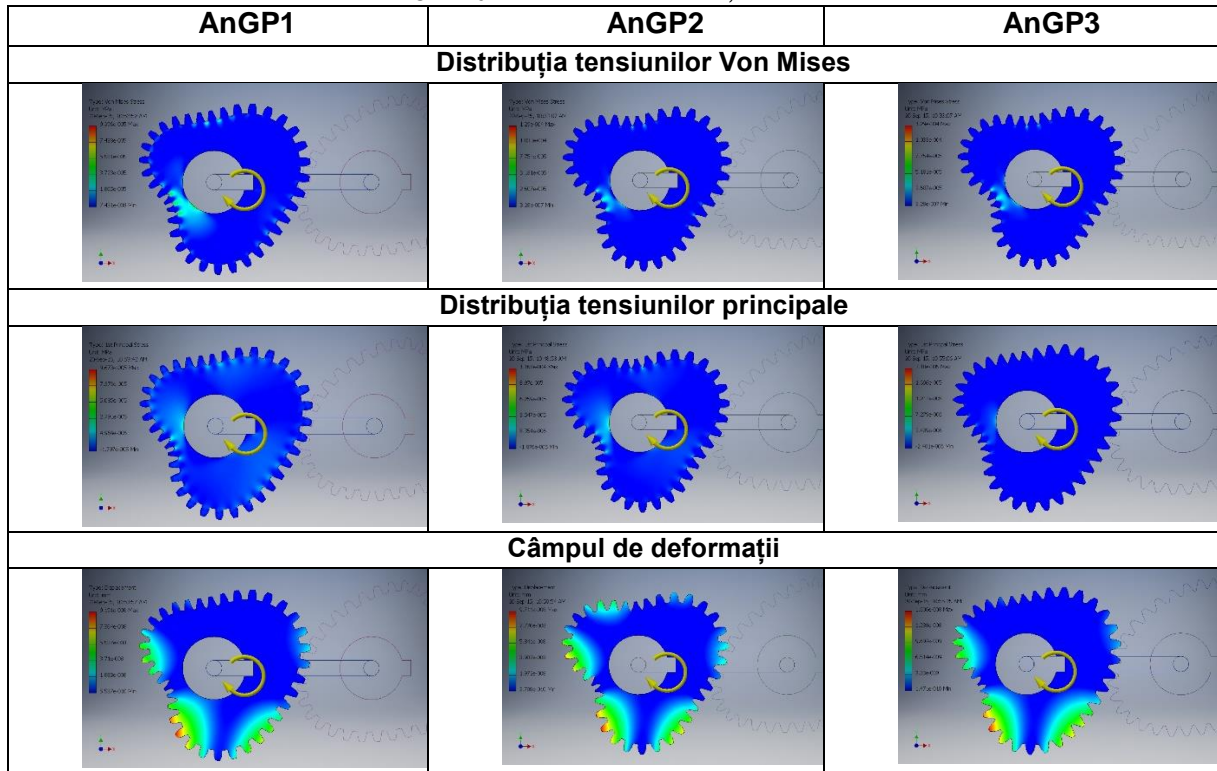
4.3.3. Influența parametrilor de proiectare a danturii asupra condițiilor de angrenare

Pentru a studia influența parametrilor de proiectare asupra condițiilor de angrenare prin metoda simulării dinamice sunt analizate trei angrenaje cu unghi de presiune diferit (AnGP1, AnGP2 și AnGP3) și se parcurg pașii algoritmului prezentat anterior. Elementele caracteristice modelelor generate pentru analiza prin metoda FEM sunt prezentate în Tabelul 4.8, iar rezultatele privind starea de tensiuni și deformații obținute prin simulare dinamică, în Tabelul 4.9.

Tabel 4.8. Elementele caracteristice modelelor pentru studiul dinamic prin metoda FEM al angrenajelor necirculare AnGP1, AnGP2 și AnGP3

	AnGP1	AnGP2	AnGP3
Noduri	258995	267775	276306
Elemente	168387	173513	179864

Tabel 4.9. Date privind starea de tensiuni și de deformații obținute prin simulare dinamică pentru angrenajele AnGP1, AnGP2 și AnGP3



CAP.5. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

5.1. CONCLUZII

Angrenajele necirculare constituie o categorie specială de mecanisme care, datorită avantajelor oferite (fiabilitate, putere mare de transmisie, etc.) pot înlocui cu succes mecanismele clasice (came, transmisii cu lanțuri, curele, etc.) specifice mișcărilor cu cinematică complexă. Dezavantajul major al roților dințate necirculare era constituit de costurile ridicate de producție dar, odată cu apariția și dezvoltarea soft-urilor de proiectare și simulare, precum și a noilor tehnologii de prelucrare, acest dezavantaj a fost înlăturat, angrenajele necirculare revenind în atenția cercetătorilor. Proiectarea roților dințate necirculare este un proces nestandardizat, care cuprinde două etape principale: (i) modelarea centroidelor conjugate și (ii) generarea danturii.

Lucrarea de față a avut ca obiectiv studiul angrenajelor necirculare, în general, și generalizarea unui procedeu de generare a danturii roților dințate necirculare, în special.

(i) Pentru modelarea centroidelor conjugate, au fost luate în discuție cele trei ipoteze de proiectare, evidențiate în literatura de specialitate, respectiv:

- **Ipoteza 1, ipoteza raportului de transmitere instantaneu**, în care se cunoaște legea de variație a raportului de transmitere instantaneu și distanța dintre axe și se determină ecuațiile polare sau carteziane ale celor două curbe de divizare;
- **Ipoteza 2, ipoteza geometriei centroidei conducătoare**, în care se cunoaște ecuația polară a curbei de divizare a roții conducătoare și se determină ecuația curbei de divizare conjugate, distanța dintre axe și raportul de transmitere instantaneu;
- **Ipoteza 3, ipoteza legii de mișcare impuse**, în care se cunoaște legea de mișcare a elementului condus și distanța dintre axe și se determină curbele de divizare ale roților dințate necirculare și raportul de transmitere.

Au fost propuși trei algoritmi de calcul, corespunzător fiecărei ipoteze, și a fost creată o platformă interactivă (website) pentru facilitarea modelării centroidelor conjugate.

(ii) A doua etapă în proiectarea roților dințate a vizat generarea danturii.

Teoria roților dințate circulare evidențiază două tipuri de generatoare și, astfel, două ipoteze de generare pentru determinarea flancurilor dinților, respectiv: (i) danturarea cu generatoare materializată, care impune **cunoașterea cercului de bază și a unghiului de presiune** și (ii) danturarea cu generatoare cinematică, ce impune **cunoașterea cercului de divizare și a unghiului de presiune**.

În primul rând, pornind de la elementele specifice roților dințate circulare, a fost analizată posibilitatea generării danturii pe baza generatoarei materializate, în cazul roților dințate necirculare. Au fost propuse două ipoteze de determinare a curbei de bază: ipoteza **CB1**, care consideră curba de bază ca locul geometric al picioarelor perpendicularelor trasate din axul roții pe linia de angrenare curentă, și ipoteza **CB2**, care consideră curba de bază ca locul geometric al centrelor de curbură ale evolventei care trece prin centrul instantaneu de rotație. S-a constatat că, în ambele situații, geometria curbei de bază prezintă puncte unghiulare și de întoarcere, cu zone concave accentuate și, în consecință, nu este corespunzătoare generării ulterioare a danturii. Această observație **a eliminat metoda generatoarei materializate** din procesul de generalizare a construirii profilurilor dinților roților dințate necirculare.

Pentru determinarea flancurilor dinților pe baza generatoarei cinematice, prin rulare, a fost propusă o metodă analitică în care este urmărită rulara unui dinte al cremalierii generatoare pe curba de divizare a roții necirculare. În acest sens, au fost propuse două ipoteze de generare:

(i) **Ipoteza 1 (IpGC1)** a luat în considerare generarea cinematică precisă a profilului flancului dintelui, presupunând că, în timpul rulării, pentru a genera un flanc al unui dinte, linia de divizare a cremalierii, ca tangentă la curba de divizare, își modifică permanent orientarea. Pentru curbe de divizare oarecare, în general convex-concave, profilul generat al flancului dintelui, denumit **profil GCP** (generat cinematic precis), este o curbă oarecare;

(ii) **Ipoteza 2 (IpGC2)** a luat în considerare generarea cinematică „aproximativă” a profilului flancului dintelui, asimilând curba de divizare necirculară, în vecinătatea punctului curent, cu arcul unui cerc „echivalent”, cu raza egală cu raza de curbură a curbei de divizare în punctul respectiv. Profilul flancului dintelui, denumit **profil GCA** (generat cinematic aproximativ), este evolventic, corespunzător cercului echivalent considerat.

Algoritmii propuși pentru cele două ipoteze de lucru au stat la baza unor coduri originale PHP (Anexa 6, Anexa 7), care au permis reprezentarea grafică a curbelor de divizare și a flancurilor dinților. A fost efectuată o analiză comparativă a flancurilor dinților generați în cele două ipoteze cinematice și s-a constatat că generarea în ipoteza IpGC2 (aproximativă) introduce abateri mari ale profilului dinților situați în zonele cu curbură mare, comparativ cu profilul generat corect.

Baza de date obținută în PHP a fost importată în AutoCAD și a permis finalizarea reprezentării secțiunii roților. Flancurile dinților au fost delimitate de curbele de picior și de cap ale danturii, construite prin decalarea curbelor de divizare cu $1,25m$, respectiv m , unde modulul m al danturii nu are are valoare standard, rezultând din lungimea curbei de divizare și alegerea numărului de dinți. Arcele de racordare de la piciorul dinților au fost alese la valoarea $0,38m$. Editarea secțiunii roților dințate necirculare a permis ușor obținerea modelelor virtuale, prin extrudare dreaptă.

Pe baza modelelor solide obținute în AutoCAD, angrenajele necirculare au fost prelucrate pe imprimanta 3D Prusa I3 – 2, iar prototipul a fost utilizat în realizarea unei machete demonstrative. Macheta este prevăzută cu motor „pas cu pas” și cu circuit programabil Arduino Uno.

De asemenea, modelele solide ale angrenajelor necirculare generate au permis, ulterior, dezvoltarea unor studii teoretice particulare privind performanțele angrenajelor, respectiv contactul static dintre dinți, în urma unei interferențe inițiale controlate, și analiza stării de tensiuni și deformații, prin metoda elementelor finite. Aceste studii au fost efectuate în două moduri: static și dinamic. S-a urmărit influența ipotezelor de generare a danturii și a parametrilor de proiectare asupra performanțelor de angrenare ale roților dințate necirculare. S-a constatat că dantura generată prin metoda precisă prezintă performanțe superioare, din punct de vedere al contactului static dintre dinți, față de dantura generată prin metoda aproximativă. De asemenea, valori mai mari ale unghiului de presiune determină o îmbunătățire a petei de contact, atât cantitativ, cât și calitativ.

Analiza stării de tensiuni și deformații, în modul static, pentru angrenajele necirculare a fost efectuată prin metoda FEM în Autodesk Inventor, pe baza modelelor solide importate din AutoCAD. Studiul comportării la încovoiere a danturii roților necirculare a pus în evidență următoarele aspecte:

- ipoteza de generare prin metoda precisă determină îmbunătățirea condițiilor de angrenare ale roților în zona convexă și în cea rectilinie, prin reducerea valorilor maxime ale tensiunii principale și a celei Von Mises precum și a deplasării maxime la nivelul capului dintelui;

- pentru zona concavă, angrenarea se efectuează în condiții superioare pentru angrenajul generat prin metoda aproximativă;
- mărirea valorii unghiului de presiune determină obținerea de performanțe îmbunătățite ale angrenării, prin reducerea valorilor maxime ale tensiunilor și deplasărilor.

Analiza performanțelor de angrenare prin simulare dinamică a fost efectuată, de asemenea, în Autodesk Inventor, pe baza modelelor solide importate din AutoCAD. Deoarece analiza prin metoda FEM bazată pe simulare dinamică oferă informații asupra întregului ansamblu aflat în angrenare, a fost obținut un tablou al zonelor critice ale pinionului din punct de vedere al stării de tensiuni și deformații, respectiv au fost evidențiate zonele concave unde apar valori maxime ale tensiunilor și zonele convexe, cu raze mari ale centroidei sau cu variații bruște ale acesteia, unde apar deformații mari. Rezultatele obținute au confirmat concluziile analizei efectuate în modul static, și anume că unghiul de presiune mai mare și generarea danturii prin metoda aproximativă, în zonele concave, conduc la performanțe superioare ale angrenării.

5.2. CONTRIBUȚII PERSONALE

Roțile dințate necirculare continuă să preocupe specialiștii din industria angrenajelor, ca urmare atât a multiplelor avantaje pe care le oferă, relativ la mecanismele tradiționale complexe, cât și a perfecționării procedurilor de proiectare și prelucrare, obținute prin folosirea softurilor avansate și a tehnologiilor neconvenționale.

Îndeplinirea obiectivelor de cercetare a pus în evidență următoarele contribuții originale:

- Studiul literaturii de specialitate privind roțile dințate necirculare și evidențierea stadiului actual al cercetărilor în domeniu;
- Generarea centroidelor necirculare conjugate, în trei ipoteze de generare. Dezvoltarea unor algoritmi specifici, însoțiți de coduri originale PHP/HTML, care să permită generarea centroidelor și a reprezentărilor grafice pentru variația raportului de transmitere a mișcării (Anexe 1, 2, 3);
- Platforma interactivă pusă la dispoziția specialiștilor pentru generarea centroidelor necirculare conjugate;
- Analiza posibilității de generare a danturii roților dințate necirculare pe baza generatoarei materializate și crearea unor programe originale PHP/HTML pentru două ipoteze de generare a curbei de bază: ipoteza **CB1** (Anexa 4), care consideră curba de bază ca locul geometric al picioarelor perpendicularelor trasate din axul roții pe linia de angrenare curentă, și ipoteza **CB2** (Anexa 5), care consideră curba de bază ca locul geometric al centrelor de curbură ale evolventei care trece prin centrul instantaneu de rotație;
- Stabilirea algoritmului de calcul și crearea programului PHP/HTML pentru generarea flancurilor dinților în ipoteza generării cinematice precise (Anexa 6);
- Stabilirea algoritmului de calcul și crearea programului PHP/HTML pentru generarea flancurilor dinților în ipoteza generării cinematice aproximative (Anexa 7);
- Platforma interactivă pusă la dispoziția specialiștilor pentru generarea danturii pe centroidele conjugate, prin cele două metode de generare a flancurilor dinților;
- Dezvoltarea unui studiu comparativ între flancurile dinților modelați prin cele două metode, pentru stabilirea zonelor în care se înregistrează abateri mari între profilurile dinților generați prin metoda corectă și aproximativă, respectiv;
- Pregătirea și importul bazei de date obținute în PHP pentru modelarea solidelor în AutoCAD;

- Completarea reprezentării secțiunilor transversale în roți și generarea modelelor solide;
- Simularea angrenării 3D, pentru analiza contactului dintre dinți în solicitare statică, prin introducerea unei interferențe inițiale controlate, în mediul AutoCAD. Studiul a fost concentrat pe dantura situată în zonele concavă, convexă și rectilinie și a urmărit influența ipotezei de generare a danturii și a unghiului de presiune al danturii asupra distribuției și mărimii petei de contact static dintre dinți;
- Utilizarea modelelor virtuale 3D, în mediul Inventor, pentru studiul privind starea de tensiuni și deformații ale angrenajelor necirculare. Studiul a fost efectuat prin metoda elementului finit, în două moduri: static și dinamic;
- Analiza statică a influenței parametrilor de proiectare și a ipotezei de generare a danturii asupra stării de tensiuni și deformații, în zonele concavă, convexă și rectilinie;
- Simularea angrenării roților dințate necirculare, în Inventor, și analiza dinamică a angrenării, ce evidențiază zonele „critice” ale roților, din punct de vedere al stării de tensiuni și deformații. A fost efectuată, de asemenea, o analiză comparativă a influenței pe care ipoteza de generare și parametrii de proiectare o au asupra angrenării.

5.3. PERSPECTIVE DE CERCETARE

Lucrarea de față prezintă un procedeu original de generalizare a generării danturii roților dințate necirculare. Studiul este dezvoltat utilizând un pas unghiular constant, în ipoteze de generare diferite și cu unghi de presiune constant. În perspectivă, procedeu de generare a danturii poate fi completat cu abordări diferite: utilizarea unui pas constant pe lungimea curbei de divizare, variația modulului danturii, variația unghiului de presiune de la un dinte la altul etc.

De asemenea, condițiile de angrenare pot fi analizate urmărind stabilirea unei proceduri de calcul al gradului de acoperire a danturii, evoluția liniei de angrenare, influența variației distanței dintre axele roților și a abaterilor de poziție asupra performanțelor angrenării, etc.

Standul de încercări executat poate fi ulterior utilizat pentru cercetări experimentale ale performanțelor angrenajelor necirculare în funcționare, putând fi dezvoltată o analiză comparativă a eficienței energetice a angrenajelor necirculare și a convertizoarelor de frecvență.

Nu în ultimul rând, se va urmări depistarea unor aplicații industriale concrete și proiectarea roților dințate necirculare care să răspundă cerințelor cinematice ale acestora.

LISTA DE LUCRĂRI

Articole în alte Baze de Date Internaționale (reviste + conferințe)

1. Cristescu B., Cristescu A., Andrei L., *Algorithms For Noncircular Gear Pitch Curves Generation*, 2014, Applied Mechanics and Materials, Vol. 658, pag 41-46, Trans Tech Publications Ltd, ISSN: 1662-7482
2. Cristescu B., Cristescu A., Andrei L., *Analytical generation of involute flanks of noncircular gear tooth*, 2014, The Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati, Mathematics, Physics, Theoretical Mechanics, Fascicle II, Year VI (XXXVII), no. 1, pag. 36-43, Galati University Press
3. Cristescu A., Cristescu B., Andrei L., *Generalization of Multispeed Gear Pitch Curves Design*, 2014, Applied Mechanics and Materials, Vol. 659, pag. 559-564, Trans Tech Publications Ltd, ISSN: 1662-7482
4. Cristescu A., Cristescu B., Andrei L. – *Finite Element Analysis of Multispeed Noncircular Gears*, Applied Mechanics and Materials, Vol. 808, pag. 246-251, Trans Tech Publications Ltd
5. Cristescu B., Andrei L., Cristescu A. – *Contact Analysis for Noncircular Gears*, 2015, The Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati, Technologies in Machine Building, Fascicle V, Galati University Press, ISSN: 1221-4566
6. Cristescu A., Andrei L., Cristescu B. - *Influence of tooth profile on the noncircular gear tooth contact*, 2016, ROTRIB 2016, Galați – Lucrare acceptată

Articole în volume indexate ISI Proceedings

7. Cristescu A., Cristescu B., Andrei L., *Designing Multispeed Gear Pitch Curves*, 2014, Applied Mechanics and Materials, Vol. 657, pag. 480-484, Trans Tech Publications Ltd, ISSN: 1662-7482

Lucrări științifice prezentate oral și poster la manifestări științifice naționale

8. Cristescu B., Cristescu A., Andrei L., *Algorithms for Conjugate Noncircular Centroides Generation*, Conferința Națională de Comunicări Științifice Studentești „Anghel Saligny”, Galați, 2013;
9. Cristescu B., Andrei L., *Analytical generation of involute flanks of noncircular gear tooth*, Conferința Națională de Comunicări Științifice Studentești „Anghel Saligny”, Galați, 2014;
10. Cristescu B., Andrei L., *Influence of Tooth Profile Generation on Noncircular Gear Contact*, Conferința Internațională BALKANTRIB, Sinaia, 2014;
11. Cristescu B., Andrei L., *Generating and meshing noncircular gears*, Scientific Conference of Doctoral Schools from UDJ, Galați, 2015
12. Cristescu A., Cristescu B., Andrei L., *Synthesis of Noncircular Gear Pitch Curves Design*, Conferința Națională de Comunicări Științifice Studentești „Anghel Saligny”, Galați, 2013;
13. Cristescu A., Cristescu B., Andrei L., *Multispeed Gears*, Expoziția UGAL INVENT, Galați, 2014.

Bibliografie

- [1] M. Vasie, *Cercetări privind roțile dințate cu transmitere variabilă a mișcării*, Universitatea "Dunărea de Jos" Galați, 2012.
- [2] A. Cristescu, *Angrenaje necirculare. Cercetări privind angrenajele necirculare cu lege de mișcare impusă*, Universitatea „Dunărea de Jos” Galați, 2015.
- [3] <http://kmodll.library.cornell.edu/bip.php>.
- [4] E. Mikhailov, V. Tarabarin, *Models of the Gearing Drives With Variable Gears Ratio in the Collection of Bauman Moscow State Technical University*, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, Mexico, 2011.
- [5] B. Laczik, *Involute Profile of Non-Circular Gears*, Inst. Mech. Eng. Coll. Dunaújváros, no. 1, pp. 1–5, 2004.
- [6] E. R. Fellows, *Gear generating cutting machine*, [Brevet]: 1516524, SUA, 1922
- [7] G. m. b. H. Boop & Reuther, *Improvements in or relating to milling toothed gears* [Brevet]: DE668897, 1938.
- [8] F. L. Litvin ș.a., *Noncircular Gears. Design and Generation*, Cambridge University Press, 2009.
- [9] H. F. Quintero Rianza ș.a., *The Synthesis of an N-Lobe Noncircular Gear Using Bézier and B-Spline Nonparametric Curves in the Design of Its Displacement Law*, Journal of mechanical design, 129 (2007) 981-985..
- [10] B.-W. Bair ș.a., *Mathematical Model and Characteristic Analysis of Elliptical Gears Manufactured by Circular-Arc Shaper Cutters*, Journal of mechanical design, 129 (2007) 210-214.
- [11] M. Vasie, L. Andrei, "Noncircular Gear Design And Generation By Rack Cutter," The Annals of Dunarea Jos University of Galati, Fascicle V, 1 (2011) 69-74.
- [12] B. Bloomfield, *Noncircular gears*, Product Engineering Special Report, pg. 158–165.
- [13] G. A. Danieli, D. Mundo, *New developments in variable radius gears using constant pressure angle teeth*, Mechanism and machine theory, 40 (2005) 203–217.
- [14] L. Andrei, M. Vasie, *Noncircular Gears Designed by Geometric Hypothesis*, Applied Mechanics and Material, 657 (2014) 684–688.
- [15] G. F. Baer, *New Synthesis Method For Non-Circular Gears*, Technicshe Univesitaet Dresden, Germany.
- [16] M. Vasie, L. Andrei, A. Cristescu, *A brief synthesis of noncircular gears*, Constanta Maritime University Annals, 16 (2011) 191–195.
- [17] B. Cristescu, A. Cristescu, L. Andrei, *Algorithms for Noncircular Gear Pitch Curves Generation*, Applied Mechanics and Materials, 658 (2014) 41–46.
- [18] P. Fanghella, *Kinematic synthesis and design of non-circular gears through a symbolic-numeric modeling approach*, Proceedings of /DET/CIE, Long Beach, California, 2005.
- [19] L. Kowalczyk, S. Urbanek, *The geometry and kinematics of a toothed gear of variable motion*, Mechanism and Machine Theory, 11 (3) (2003) 60–62.
- [20] C.F.Carr, *Method of making a modified elliptical gear*, [Brevet]. US 5545871 A, 1996.
- [21] <http://kmodll.library.cornell.edu/index.php>
- [22] F. L. Litvin ș.a., *Tandem design of mechanisms for function generation and output speed variation*, Comput. Methods Appl. Mech. Eng., 198 (2009) 860–876.

- [23] R. Zhang, X. Wu, *Design of noncircular gears with discontinuous pitch curve*, *Chinese J. Mech. Eng.*, 19 (2006) 594–599.
- [24] F. Freudenstein, *Intermittent motion mechanism employing noncircular gears*, [Brevet]: 1969.
- [25] D. B. Dooner, A. Palermo, D. Mundo, *An Intermittent Motion Mechanism Incorporating a Geneva Wheel and a Gear Train*, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 38 (3) (2014) 359–372.
- [26] J. Doric ș.a., *One Approach for Modelling Intermittent Motion Mechanism with Noncircular Gears*, *Machine Design.*, 3 (2) (2011) 121–126.
- [27] S.-H. Gu, Q. Geng, *Design and application of elliptic gear in the geneva mechanism*, *Journal of Machine Design*, 8 (2009) 121-126.
- [28] C. Guo ș.a., *Design of the pitch curves of noncircular gears for quick return mechanism*, *Chinese J. Mech. Eng.*, 41 (2005) 221–227.
- [29] D. B. Dooner, *Function generation utilizing an eight-link mechanism and optimized non-circular gear elements with application to automotive steering*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 215 (2001) 847–858.
- [30] K.-Y. Bae and Y.-S. Yang, “Design of a non-circular planetary-gear-train system to generate an optimal trajectory in a rice transplanter,” *J. Eng. Des.*, vol. 18, no. 918910199, pp. 361–372, 2007.
- [31] J.-Y. Liu, S.-L. Chang, D. Mundo, *Study on the use of a non-circular gear train for the generation of Figure-8 patterns*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 220 (2006) 1229–1236.
- [32] M. S. Harshe, *Design of One Degree of Freedom Closed Loop Spatial Chains Using Non-Circular Gears*, *Lucre de disertație*, 2009.
- [33] E.-C. Lovacs ș.a., *Non-circular gear wheels in the geared-linkages mechanisms*, 12th IFToMM World Congress, 2007.
- [34] K. H. Modler ș.a., *General method for the synthesis of geared linkages with non-circular gears*, *Mech. Mach. Theory*, 44 (2009) 726–738.
- [35] J. S. A. I. Praneeth ș.a., *Design of whitworth quick return mechanism using non-circular gears*, *International Journal of Mechanical and Production Engineering*, 2(6) (2014) 59–64
- [36] D. Mundo, G. Gatti, D. B. Dooner, *Optimized five-bar linkages with non-circular gears for exact path generation*, *Mechanism and Machine Theory*, 44 (4) (2009) 751–760.
- [37] D. Mundo, G. Gatti, *A graphical-analytical technique for the synthesis of non-circular gears in path-generating geared five-bar mechanisms*, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 32 (3) (2008) 487–497.
- [38] D.-J. Yu, *The design of drive mechanism for precision press based on non-circular gears*, *Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique*, 12, 2010.
- [39] Y.-A. Yao, H.-S. Yan, *A new method for torque balancing of planar linkages using non-circular gears*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2003.
- [40] A. Kitano, *Elliptic gear wheel*, [Brevet]. US 4036073 A, 1977.
- [41] H. Katory, *Planetary gear having non-circular gears*, [Brevet.] US 4788891 A, 1988.
- [42] A. Takami, *Rotary pump having alternating pistons controlled by non-circular gears*, [Brevet]. US 4872818 A, 1989.
- [43] T. Takara, A. Takami, *Non-circular gear pair*, [Brevet]. US 5251507 A, 1993.
- [44] T. Yokoyama, *Powder molding press*, [Brevet]. US 5547360 A, 1996.
- [45] E. Doedge s.a., *Drive apparatus for a forming machine*, [Brevet]. US 6289754 B1, 2001.

- [46] E. Ottaviano, D. Mundo, G. A. Danieli, M. Ceccarelli, *Numerical and experimental analysis of non-circular gears and cam-follower systems as function generators*, Mechanism and machine theory, 43 (2008) 996–1008.
- [47] J.L.Coleman s.a., *Articulated hinges using non-circular gears*, [Brevet]. US 8186781 B2, 2012.
- [48] J. J.P. Nolta, *Constant to variable gear pitch for temperature door rotation*, [Brevet]. WO 2003004843 A1, 2014.
- [49] P.A. Johnson, *Integral pump and flow meter device*, [Brevet]. US 5704767 A, 1998.
- [50] B.D. Comiski s.a., *Chemical dispensing systems and positive displacement flow meters*, [Brevet]. US 20110031272 A1, 2011.
- [51] A. Skiroda, R. Mehus, *Fluid flow meter*, [Brevet]. US 8166828 B2, 2012.
- [52] W.D. Flavelle, *Elliptical gear pump fluid driving apparatus*, [Brevet]. AF04C214FI, 2014.
- [53] M. Yazar, A. Ozdemir, *Comparative analysis of the pressure variations and the flow rates of a hydraulic pump made of a pair of elliptical and cylindrical spur gears*, Tehnology, 14 (1) (2011) 1–10.
- [54] F. Freudenstein, C.-K. Chen, *Variable-Ratio Chain Drives With Noncircular Sprockets and Minimum Slack-Theory and Application*, Journal of mechanical design, 131 (1991) 253 - 262.
- [55] D. Mundo, *A transmission mechanism for pedal vehicules using non-circular gears*, [Brevet]. WO 2006038241 A1, 2006.
- [56] D. B. Dooner, *Use of Noncircular Gears to Reduce Torque and Speed Fluctuations in Rotating Shafts*, Journal of mechanical design, 119 (1997) 299-306.
- [57] T.M.C.O.B. MURAJI, *Drive device with non-circular gear*, [Brevet]. EP 1329618 A1, 2003.
- [58] B. Librovich, R. W. Tucker, C. Wang, *On Gear Modelling in Multistage Rotary Vane Engines*, Meccanica, 39 (2004) 47–61.
- [59] T. Emura, A. Arakawa, *A new steering machanism using noncircular gears*, Japan Society of Mechanical Engineering, 35 (1992) 604–610.
- [60] M. Sakita, *Mechanism for interconnecting first- and second-shafts of variable speed rotation to a third shaft*, [Brevet]. US6457452, 2003.
- [61] J.H. Kerr, *All gear infinitely variable transmission*, [Brevet]. US 6849023 B1, 2005.
- [62] F. Tsay, Z. H. Fong, *Study on the generalized mathematical model of noncircular gears*, Mathematical and computer modelling, 41 (2005) 555–569.
- [63] D. Mundo, *Geometric design of a planetary gear train with non-circular gears*, Mechanism and machine theory, 41 (2006) 456–472.
- [64] M. Vasie, L. Andrei, *“Design And Generation Of Noncircular Gears With Convex-Concave Pitch Curves,”* The Annals of Dunarea Jos University of Galati, Fascicle V (2012) 55–60..
- [65] M. Vasie, L. Andrei, *“Noncircular Gear Design And Generation By Rack Cutter,”* The Annals of Dunarea Jos University of Galati, Fascicle V, 1 (2011) 69-74.
- [66] L. Andrei, M. Vasie, *Using supershape in noncircular gear centrode modeling process*, Annals of Dunarea Jos University of Galati, Fascicle II, 2 (2010) 259-266.
- [67] M. Vasie, L. Andrei, D. Mundo, *General model for internal mating centrodes of noncircular gears*, The Annals of Dunarea Jos University of Galati, Fascicle II, 2 (2011) 183-190.
- [68] J. Yan, D. C. H. Yang, S.-H. Tong, *On the Generation of Analytical Noncircular Multilobe Internal Pitch Curves*, Journal of mechanical design, 130 (2008) 092601-1-092601-7.

- [69] S.-H. Tong, D. C. H. Yang, *Generation of Identical Noncircular Pitch Curves*, Journal of mechanical design, 120 (1998) 337-341.
- [70] D. C. H. Yang, S.-H. Tong, J. Lin, *Deviation-Function Based Pitch Curve Modification for Conjugate Pair Design*, Journal of mechanical design, 121 (1999) 579-583.
- [71] B. Laczik, *Design and Manufacturing of Non-Circular Gears by Given Transfer Function*, Proc. ICT, (2007) 101–109.
- [72] D. Mundo, G. Gatti, D. B. Dooner, *Combined synthesis of five-bar linkages and non-circular gears for precise path generation*, 12th IFToMM World Congress, 2007.
- [73] J. R. Mckinley ș.a., *Planar Motion Generation Incorporating a 6-Link Mechanism and Non-Circular Elements*, ASME 29th Mechanism and Robotics Conference (2005) 1–12.
- [74] J. R. Mckinley ș.a., *Three-Dimensional Rigid Body Guidance using Gear Connections in a Robotic Manipulator with Parallel Consecutive Axes*, Lucrare de disertație, 2007.
- [75] G. A. Danieli, *Toward a greater industrial application of variable radius gearing*, 12th IFToMM World Congress, Besancon, France, 2007.
- [76] L. Dawei, R. Tingzhi, *Study on Deformed Limacon Gear and Motion Optimization of Its Serial Mechanism*, Journal of mechanical design, 133 (2011) 061004-1-061004-8.
- [77] J. Liu, Y. Chen, *A Design for the Pitch Curve of Noncircular Gears with Function Generation*, Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists, II(2) (2008) 19–21.
- [78] M. Okada, Y. Takeda, *Optimal design of nonlinear profile of gear ratio using non-circular gear for jumping robot*, Proceedings IEEE Int. Conf. Robot. Autom., (2012) 1958–1963.
- [79] G. Figliolini, J. Angeles, *Synthesis of the Base Curves For N-Lobed Elliptical Gears*, Journal of mechanical design, 125 (2005) 997-1005.
- [80] A. Lozzi, *Non-circular gears-graphic generation involutes and base outlines*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 214 (2006).
- [81] F. L. Litvin ș.a., *Generation of planar and helical elliptical gears by application of rack-cutter, hob, and shaper*, Comput. Methods Appl. Mech. Eng., 196 (2007) 4321–4336.
- [82] F. L. Litvin ș.a., *Design and investigation of gear drives with non-circular gears applied for speed variation and generation of functions*, Comput. Methods Appl. Mech. Eng., 197 (2008) 3783–3802.
- [83] .-L. Chang, C.-B. Tsay, *Computerized Tooth Profile Generation and Undercut Analysis of Gears Manufactured With Pre-Shaving Hobs*, Appl. Mech. Mater., 16–19 (1996) 1278–1282.
- [84] G. Figliolini, J. Angeles, *The Synthesis of Elliptical Gears Generated by Shaper-Cutters*, Journal of mechanical design, 125 (2003) 793-801.
- [85] H. F. Quintero ș.a., *An analytical model for the tooth profile generation of noncircular gear*, 12th IFToMM World Congress, 2007.
- [86] H. F. Quintero, *Thermodynamic and dynamic analysis of an internal combustion engine with a noncircular-gear based modified crank-slider mechanism*, 12th IFToMM World Congress, (2007), France.
- [87] J. Xia ș.a., *Noncircular Bevel Gear Transmission With Intersecting Axes*, J. Mech. Des., 130 (2008) 545-551.
- [88] B. W. Bair, *Computer aided design of elliptical gears with circular-arc teeth*, Mechanism and Machine Theory, 39 (2004) 153–168.
- [89] B. W. Bair ș.a., *Tooth profile generation and analysis of oval gears with circular-arc teeth*, Mech. Mach. Theory, 44 (2009) 1306–1317.
- [90] S.-L. Chang, C.-B. Tsay, *Computerized Tooth Profile Generation and Undercut Analysis of Gears Manufactured With Pre-Shaving Hobs*, Appl. Mech. Mater., 16–19 (1996) 1278–1282.

- [91] J. Li ș.a., *Numerical computing method of noncircular gear tooth profiles generated by shaper cutters*, The international journal of advanced manufacturing technology, 33 (2007) 1098–1105.
- [92] G. A. Danieli, *Analytical Description of Meshing of Constant Pressure Angle Teeth Profiles on a Variable Radius Gear and its Applications*, Journal of mechanical design, 122 (2000) 203-217.
- [93] B. Laczik ș.a., *A New Approach for Designing Gear Profiles using Closed Complex Equations The Method of Gear Profile Generation*, Acta Polytechnica Hungarica, 11 (6) (2014) 159–172.
- [94] S. Gao ș.a., *Design and analysis of shapes of elliptic gears*, 12th International Conference on Geometry and Graphics, 2006.
- [95] I. Zarebski, T. Salacinski, *Designing of non-circular gears*, The archive of mechanical engineering, LV (2008) 275–292.
- [96] C. Lin, *Design and Manufacture of Noncircular Bevel Gears*, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, Mexico, 2011.
- [97] L. Jing, *A Pressure Angle Function Method for Describing Tooth Profiles of Planar Gears*, Journal of mechanical design, 131 (2009) 051005-1 - 051005-8.
- [98] Y. Zhao, *Planar unfolding algorithm of noncircular bevel gears*, China Mech. Eng., 19 (17) (2008) 2046–2049.
- [99] . Li, *Effects of machining errors, assembly errors and tooth modifications on loading capacity, load-sharing ratio and transmission error of a pair of spur gears*, Mechanism and Machine Theory, 42 (2007) 88–114.
- [100] S. Li, *Effect of addendum on contact strength, bending strength and basic performance parameters of a pair of spur gears*, Mechanism and Machine Theory, 43 (2008) 1557–1584.
- [101] R. Cioară, C. Pisarciuc, *Danturi necirculare și mașini de danturat pe contur necircular*, Brașov, Editura Universității, 2001.
- [102] R. Cioară, *Simplificarea structurii cinematice a mașinilor-unelte – cerință în sprijinul dezvoltării durabile*, REGENT, 10 (1) (2009) 18-27.
- [103] V. A. Vanin, A. N. Kolodin, *Kinematic structure of gear-cutting machine tools based on a hydraulic step drive for the production of noncircular gears*, Russian Engineering Research, 29 (3) (2009) 291–297.
- [104] A. Cristescu, B. Cristescu, L. Andrei, *Designing Multispeed Gear Pitch Curves*, Applied Mechanics and Materials, 657 (2014) 480–484.
- [105] A. Cristescu, B. Cristescu, L. Andrei, *Generalization of Multispeed Gear Pitch Curves Design*, Applied Mechanics and Materials, 659 (2014) 559–564.
- [106] D. Powers, *PHP Object-Oriented Solutions*. Editura APress, 2008.
- [107] L. Welling, L. Thomson, *Dezvoltarea aplicațiilor Web cu PHP și MySQL*. Editura Teora, 2005.
- [108] S. Holzner, *Inițiere în PHP 5*. București: Editura Teora, 2005.
- [109] P. Volkerding, K. Reichard, *Linux Configuration & Installation*. BPB Publications, 1997.
- [110] M. Gafițeanu, *Organe de mașini*. București: Editura Tehnică, 1980.
- [111] A. Epureanu, O. Pruteanu, I. Gavrițaș, *Tehnologia Construcției de Mașini*. EDP, 1983.
- [112] V. Constantin, V. Palade, *Mecanisme și Organe de Mașini*. Editura Fundației Universitare "Dunărea de Jos", 2005.
- [113] -, *Mică enciclopedie matematică*. Editura tehnică - București, 1980.
- [114] V. Palade, N. Diaconu, *Organe de mașini*. Galați: Galați University Press, 1995.
- [115] H. F. Q. Riza, ș.a., *Study of the Base Curve and Formation of Singular Points on the Tooth Profile of Noncircular Gears*, J. Mech. Des., 129 (2007) 538 - 543.

- [116] B. Cristescu, L. Andrei, A. Cristescu, *Analytical generation of involute flanks of noncircular gear tooth*, The Annals of Dunarea Jos University of Galati, Fascicle II, 1 (2014) 104-110.
- [117] R. Alagaraja, *An Overview of Gear Manufacturing Processes*, 2010
- [118] <http://www.cm.tuiasi.ro/docs/Danturarearotilordintate.pdf>
- [119] G. Rădulescu s.a., *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*. București: Editura Tehnică, 1986.
- [120] http://webbut.unitbv.ro/Carti%20on-line/TM/Capitolul_1.pdf, ANGRENAJE, pp. 9 – 110.
- [121] M. M. Popovici, *Mecanica tehnică pentru muncitori - Dinamica și aplicațiile ei tehnice*. București: Editura Tehnică, 1985.
- [122] G. Buicliu ș.a., *Manualul inginerului*. București: Editura Tehnică, 1955.
- [123] D. Singh, M. Suhaib, *Kinematic Considerations in Gear Drives - A Review*, International Journal of Innovative Research in Science Engineering and Technology, 3 (1) (2014) 8204–8214.
- [124] D. B. Dooner, *Kinematic geometry of gearing*. John Wiley & Sons, Ltd., 1988.
- [125] G. Figliolini, P. Rea, *Effects of the design parameters of involute gears generated by rack-cutters*, International Gear Conference, Lyon, 2014.
- [126] L. Liu, Z. H. Zhou, *Smooth and non-smooth contact analysis of micro-surface of gear teeth*, International Gear Conference, Lyon, 2014.
- [127] A. Toso, G. H. K. Heirman, D. Mundo, *A comparison and experimental validation of gear contact models for spur and helical gears*, International Gear Conference, Lyon, 2014.
- [128] A. Cristescu, L. Andrei, M. Niculescu, *The Influence of Kinematics Variation on Multispeed Gears Meshing*, Applied Mechanics and Materials.
- [129] B. Cristescu B., L. Andrei, A. Cristescu – *Contact Analysis for Noncircular Gears*, The Annals of “Dunarea de Jos” University of Galati, Technologies in Machine Building, Fascicle V, Galati University Press, (2015) ISSN: 1221-4566
- [130] S. Khan, *Simulation And Analysis Of Transmission Error In Helical Non Circular Model*, International Journal of Mechanical Engineering and Technology, 6 (2) (2015) 128-136.
- [131] D. Barkah ș.a., *3D Mesh Generation for Static Stress Determination in Spiral Noncircular Gears Used for Torque Balancing*, Journal of mechanical design, 124 (2002) 313-321.
- [132] S. Li, *Finite element analyses for contact strength and bending strength of a pair of spur gears with machining errors, assembly errors and tooth modifications*, Mechanism and Machine Theory, 42 (2007) 698–726.
- [133] G. Buzdugan, A. Seleșteanu, *Manualul inginerului mecanic*. București: Editura Tehnică, 1959.
- [134] A. Tudor, *Organe de mașini – Note de curs partea a II-a*, 2004. [Online]. http://www.omtr.pub.ro/didactic/om_isb/om2/om2.pdf. [Accesat: 15-May-2014].
- [135] I. D. Filipoiu, A. Tudor, *Proiectarea transmisiilor mecanice*. București, 2006.
- [136] A. Davidescu, ș.a., *Manualul inginerului*. București: Editura Tehnică, 1955.
- [137] G. Buzdugan, *Rezistența materialelor*. București: Ed. Academiei R.S.R., 1986.
- [138] F. Redell, *Understanding and Applying FEA*, 2008.
- [139] L. S. Hansen, *Learning and applying Autodesk Inventor 2010 step by step*. Industrial Press Inc., 2009.
- [140] C. Stăncescu, *Modelare parametrică și adaptivă cu Inventor*. București: FAST, 2014.
- [141] T. Tremblay, *Autodesk Inventor 2012 and Inventor LT 2012 Essentials*. John Wiley & Sons, Ltd., 2011.
- [142] T. Bousfield, *A practical Guide to AutoCAD AutoLISP*. Ed. Longman, 1998.
- [143] G. Omura, B. C. Benton, *Mastering AutoCAD 2014 and AutoCAD LT 2014*. 2013.

