

Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați
Școala doctorală de inginerie



REZUMAT

TEZĂ DE DOCTORAT

CERCETĂRI PRIVIND PROIECTAREA ȘI GENERAREA ANGRENAJELOR NECIRCULARE CU APLICABILITATE ÎN INDUSTRIA METALURGICĂ

Doctorand:

ing. Niculescu Mircea

Conducător științific:

Prof.dr.ing. Andrei Laurenția

GALAȚI

2017

CUVÂNT ÎNAINTE

Lucrarea de față oferă soluții moderne și originale pentru rezolvarea unor probleme practice din domeniul industriei metalurgice, mai precis din sfera producției de produse din sârmă și a unui laminor de profile la cald, unde autorul își desfășoară activitatea profesională. Provoacat de tendința actuală de substituire a mecanismelor clasice complexe și chiar a electromotoarelor costisitoare cu angrenaje necirculare, autorul propune introducerea acestor angrenaje în lanțurile cinematice de acționare a mecanismelor unor utilaje, în vederea obținerii mișcărilor variabile și a îmbunătățirii performanțelor proceselor analizate.

Cercetarea, bazată pe cunoștințe multidisciplinare (organe de mașini, mecanisme, generarea suprafețelor, informatică, grafică și proiectare asistată de calculator) și pe o solidă experiență practică în industrie, constituie o contribuție semnificativă în domeniul angrenajelor necirculare, completând stadiul actual și generând noi perspective, cu aplicații în diferite domenii.

Cercetarea desfășurată la Facultatea de Inginerie a Universității „Dunărea de Jos” din Galați, având ca suport aplicațiile din cadrul SC LAMINORUL SA Brăila, utilizează legi originale de variație a rapoartelor de transmitere ale angrenajelor necirculare, specifice aplicațiilor analizate, și dezvoltă coduri și abordări proprii în proiectarea și generarea analitică a roților dințate necirculare.

Autorul își exprimă recunoștința față de conducătorul științific al lucrării, doamna profesor Laurenția Andrei, pentru îndemnul de a completa experiența practică, cu abordarea cercetării privind aplicarea roților dințate necirculare în domeniul industriei metalurgice și pentru sprijinul constant acordat pe tot parcursul desfășurării cercetării.

De asemenea, sunt adresate mulțumiri membrilor comisiei de îndrumare din cadrul stagiului doctoral, doamnei profesor Minodora Rîpă, domnului profesor Viorel Păunoiu și domnului conferențiar Nicoale Diaconu, pentru sugestiile oferite și pentru observațiile constructive care au contribuit la finalizarea studiului.

Totodată, sunt adresate mulțumiri echipei manageriale și colegilor de la SC LAMINORUL SA, care au oferit suportul practic necesar pentru efectuarea cercetării.

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, septembrie 2017

Mircea Niculescu

CUPRINSUL TEZEI DE DOCTORAT

	Pag. Rezumat	Pag. Teza
Cuvinte cheie; Introducere	1	-
Lista figurilor	-	1
Lista tabelor.....	-	7
1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIU.....	5	8
1.1. Introducere.....	5	8
1.2. Ipoteze și strategii de modelare a centroidelor necirculare.....	7	12
1.3. Ipoteze și metode de generare a danturii roților dințate necirculare	10	16
1.4. Aplicații industriale ale roților dințate necirculare.....	11	20
1.4.1. Modificarea cinematicii mecanismului bielă - manivelă.....	11	20
1.4.2. Comanda unor elemente de închidere - reglare.....	12	25
1.4.3. Optimizarea momentelor rezistente la mecanisme de acționare...	14	28
1.4.4. Mecanisme cu mișcare intermitentă.....	15	30
1.4.5. Aplicații diverse.....	-	36
1.5. Concluzii.....	16	36
2. PROIECTAREA ȘI GENERAREA ANGRENAJELOR NECIRCULARE PENTRU MODIFICAREA CINEMATICII MAȘINII DE CONFEȚIONAT CUIE	17	37
2.1. Introducere.....	17	37
2.2. Cinematica modificată a mașinii de confecționat cuie	17	38
2.2.1. Analiza cinematică a mașinii de confecționat cuie.....	17	38
2.2.2. Modificarea cinematicii mecanismului bielă-manivelă.....	18	39
2.2.3. Analiza comparativă a cinematicii culisei.....	28	55
2.3. Angrenaj necircular pentru modificarea cinematicii mașinii de confecționat cuie.	29	56
2.3.1. Modelarea centroidelor necirculare.....	29	56
2.3.2. Generarea danturii roților dințate necirculare.....	30	58
2.3.3. Analiza angrenării.....	32	64
2.4. Concluzii.....	41	83

3. PROIECTAREA ȘI GENERAREA ANGRENAJELOR NECIRCULARE PENTRU MODIFICAREA CINEMATII UȘILOR DE DESCĂRCARE ALE CUPTORULUI DE ÎNCĂLZIRE A ȚAGLELOR	43	85
3.1. Introducere.....	43	85
3.2. Cinematica modificată a mecanismului de acționare a ușilor cuptorului..	43	85
3.2.1. Analiza cinematică a mecanismului de acționare a ușilor	43	85
3.2.2. Modificarea cinematicii mecanismului de acționare a ușilor	44	88
3.2.3. Analiza comparativă a cinematicii	48	96
3.3. Angrenaj necircular pentru modificarea cinematicii ușilor de descărcare..	49	97
3.3.1. Modelarea centroidelor necirculare.....	49	97
3.3.2. Generarea danturii roților dințate necirculare.....	50	97
3.3.3. Analiza angrenării.....	51	103
3.4. Concluzii.....	56	118
4. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE.....	58	120
4.1. Concluzii	58	120
4.2. Contribuții personale.....	60	123
4.3. Perspective de dezvoltare.....	61	124
LISTA LUCRĂRILOR PUBLICATE.....	62	125
BIBLIOGRAFIE.....	63	126
ANEXE	-	130
<i>Anexa 1. Generarea centroidelor roților dințate necirculare, utilizate în cazul mașinii de confecționat cuie</i>	-	130
<i>Anexa 2. Generarea flancurilor active ale dinților roților dințate necirculare, utilizate în cazul mașinii de confecționat cuie.....</i>	-	135
<i>Anexa 3. Generarea centroidelor roților dințate necirculare, utilizate în cazul acționării ușilor de descărcare ale cuptorului de încălzire a țaglelor</i>	-	147
<i>Anexa 4. Generarea flancurilor active ale dinților roților dințate necirculare, utilizate în cazul acționării ușilor de descărcare ale cuptorului de încălzire a țaglelor.....</i>	-	152
<i>Anexa 5. Generarea graficelor funcțiilor de definiție a raportului de transmitere, a unghiului de rotație a roții conduse și a deplasării culisei mecanismului bielă- manivelă.....</i>	-	158

CUVINTE CHEIE

Roți dințate necirculare, angrenaj necircular, centroidă necirculară, raport de transmitere variabil, roți dințate multiviteză, raport de transmitere cu variație trigonometrică/polinomială, parametrii definatorii ai raportului de transmitere, contact static dintre dinți, analiza stării de tensiuni și defomații, cinematica modificată a mecanismului bielă-manivelă, funcție multiparametru, ciclul de lucru divizat.

INTRODUCERE

Roțile dințate necirculare, datorită flexibilității și avantajelor oferite, constituie o alternativă pentru mecanismele clasice. Datorită complexității cinematice și geometrice, care a limitat implementarea unor algoritmi standardizați de proiectare, și a limitărilor tehnologice din trecut, aceste roți neconvenționale au fost mai puțin utilizate, până în prezent, la scară industrială. Dezvoltarea soft-urilor de modelare și simulare și a tehnologiilor moderne de prelucrare a permis noi abordări ale proiectării și generării roților dințate necirculare, astfel încât acestea devin o tentație tot mai puternică pentru multe aplicații industriale.

Lucrarea de față prezintă două noi aplicații ale angrenajelor necirculare, dedicate utilajelor din industria metalurgică. Aplicațiile propuse și analizate completează stadiul actual al cercetărilor din domeniu și, în același timp, creează noi perspective de dezvoltare a aplicabilității angrenajelor necirculare.

OBIECTIVELE TEZEI

Tema de cercetare a lucrării privește aplicabilitatea roților dințate necirculare în două cazuri concrete, din domeniul industriei metalurgice, și anume:

- i) inserarea unui angrenaj necircular în lanțul cinematic al unei mașini de confecționat cuie, pentru modificarea cinematicii mecanismului bielă-manivelă al mașinii. Prin modificarea cinematicii, se urmărește îmbunătățirea procesului de deformare plastică la rece, din timpul fazei de formare a capului cuiului;
- ii) inserarea unui angrenaj necircular în lanțul cinematic de acționare a ușilor de descărcare ale cuptorului de încălzire a țaglelor, din cadrul liniei de laminare la cald a profilelor din oțel. Modificarea cinematicii ușii cuptorului urmărește creșterea vitezei unghiulare a acesteia, pe perioada când ușa nu etanșează, respectiv micșorarea pierderilor de căldură în timpul cât ușa de descărcare este deschisă.

Proiectarea celor două angrenaje presupune urmarea unui traseu analitic propriu, specific fiecărei aplicații, având în vedere recomandările generale din literatura de specialitate. Ca urmare, primul obiectiv al tezei este **studiul preliminar al stadiului cercetărilor din domeniu**, centrat pe ipotezele de proiectare a centroidelor necirculare și soluțiile de generare a danturii roților dințate necirculare, evidențiind, în principal, aplicațiile concrete pe care cercetătorii au dezvoltat diferite abordări.

Sintetizând noțiunile teoretice existente, pentru rezolvarea aplicațiilor propuse, se parcurge un studiu teoretic asemănător, cu date inițiale diferite, având în vedere următoarele obiective:

- **adoptarea unor legi de variație a raportului de transmitere** al angrenajului necircular, care să conducă la cinematica variabilă dorită. În general, raportul de transmitere este considerat ca funcție multiparametru, cu mai multe legi de definiție, corespunzătoare fazelor ciclului de lucru. Condițiile analitice și geometrice privind existența unui raport de transmitere pozitiv, continuu,

derivabil și periodic, și a unor centroide închise permit stabilirea parametrilor definatorii ai raportului de transmitere, specifici fiecărei legi de variație și studiul influenței acestora asupra cinematicii; la finalul analizei, se pot alege valorile oportune ale parametrilor definatorii ai raportului de transmitere, care răspund cinematicii dorite fiecărei aplicații. Studiul analitic s-a bazat pe coduri AutoLISP și reprezentări grafice în AutoCAD;

- **generarea centroidelor necirculare conjugate**, pentru fiecare angrenaj ales să satisfacă cerințele cinematice și tehnologice ale aplicațiilor considerate. Generarea centroidelor se bazează pe raportul de transmitere definit și distanța cunoscută dintre axele roților și respectă principiul rulării. Reprezentările grafice și investigarea geometrică s-au bazat pe facilitățile aplicației grafice AutoCAD;

- **generarea flancurilor dinților roților dințate necirculare și a modelelor solide**, utilizând o metodă analitică care se bazează pe simularea rulării cremalierii generatoare standard, de-a lungul centroidei, transformări de coordonate și editări în mediul grafic AutoCAD;

- **analiza calității angrenării**, respectiv analiza contactului dintre dinți și analiza stării de tensiuni și deformații la contactul dintre dinți, în zonele critice ale roților, de tranziție între fazele ciclului de lucru, validează alegerile numerice și dezvoltarea corectă a algoritmului de proiectare a roților dințate necirculare. Contactul dintre dinți este analizat, în condiții statice, în mediul AutoCAD, prin rularea „manuală” și investigații dimensionale; starea de tensiuni și deformații este analizată în AutoDesk Inventor, utilizând metoda elementului finit, atât în condiții statice, cât și dinamice.

Cercetările s-au desfășurat la Facultatea de Inginerie a Universității „Dunărea de Jos” din Galați și la SC LAMINORUL SA din Brăila, societate comercială cu profil metalurgic, care produce profile metalice laminate la cald, unde rezultatele cercetării pot fi implementate practic, pentru aplicațiile propuse.

STRUCTURA TEZEI

În vederea îndeplinirii obiectivelor propuse, teza este structurată în patru capitole, urmărind: i) stadiul actual al cercetărilor în domeniu, cu accent pe aplicațiile industriale ale roților dințate necirculare; ii) proiectarea și generarea roților dințate necirculare pentru modificarea lanțului cinematic al mașinii de confecționat cuie; iii) proiectarea și generarea roților dințate necirculare pentru modificarea lanțului cinematic de acționare a ușilor de descărcare ale cuptorului de încălzire a țagelilor; iv) evidențierea concluziilor și a contribuțiilor personale.

Capitolul 1 trece în revistă cercetările publicate până în prezent, asupra ipotezelor de generare a centroidelor și a metodelor de generare a danturii roților dințate necirculare, abordate de diferiți cercetători. Accentul principal este pus pe aplicațiile semnificative, publicate în reviste de specialitate sau ca brevete de invenție, având la bază roțile dințate necirculare. Aplicațiile sunt grupate în funcție de destinație și de elementele de acționare, rezultând astfel utilitatea diversă și eficientă a angrenajelor necirculare.

Capitolul 2 prezintă cercetările asupra modificării cinematicii mecanismului bielă - manivelă al unei mașini clasice de confecționat cuie, utilizând un angrenaj necircular, în scopul îmbunătățirii procesului de deformare plastică la rece, din timpul fazei de formare a capului cuiului. Modificarea cinematică urmărește diminuarea vitezei de început de deformare și creșterea intervalului de timp în care este aplicată forța de deformare.

Pe baza cercetărilor anterioare din domeniu și luând în considerare cerințele aplicației, se propun mai multe funcții multiparametru pentru definirea raportului de transmitere, cu legi de variație cosinusoidală și polinomială, respectiv, divizând ciclul de lucru în două, respectiv trei faze. Respectând etapele enunțate mai sus, se stabilesc parametrii semnificativi care

influențează cinematica mecanismului bielă-manivelă (unghiurile de delimitare a fazelor de lucru și valorile maximă și minimă, respectiv, ale raportului de transmitere) și se studiază influența acestora asupra cinematicii. În urma analizei, se stabilește că legea de variație cosinusoidală a raportului de transmitere, cu ciclul de lucru în două, respectiv trei faze, este cea oportună și se aleg valorile dorite pentru parametrii definatorii. Având la bază principiul fundamental al rulării și o metodă analitică de determinare a punctelor curente de pe centroide, se modelează curbele de divizare ale celor două roți dințate, utilizând coduri originale AutoLISP, în mediu de lucru AutoCAD. Curbele de divizare conjugate sunt curbe închise, cu raze de curbura adecvate, cu concavități reduse, favorabile generării ulterioare a dinților.

Generarea flancurilor dinților roților are la bază simularea prelucrării cu un dinte al cremalierii standard, cu unghi de presiune de 20° , urmărind poziționarea dinților sub un pas curbiliniu constant. Geometria flancului se determină printr-o metodă analitică originală, care urmărește mișcările de generare transferate asupra cremalierii și surprinde punctul de pe flanc situat pe linia de angrenare curentă. Flancurile dinților roților angrenajului sunt generate automat, utilizând coduri originale AutoLISP, în mediul de lucru AutoCAD.

Performanțele angrenării roților dințate necirculare sunt evaluate prin analiza contactului static dintre dinți și prin analiza stării de tensiuni și deformații, la contactul dintre dinții considerați critici, din zonele de tranziție dintre fazele ciclului de lucru, respectiv în zonele unde curbele de divizare își modifică geometria. Punerea în evidență a petei de contact statice, precum și modul de distribuție a acesteia, s-a realizat cu ajutorul aplicației AutoCAD, pe baza unui algoritm ce utilizează o interferență inițială controlată, în zonele adiacente dinților „de tranziție”, realizând rularea „manuală” incrementală și listarea datelor măsurate automat de aplicație. Din analiza petei de contact statice rezultă o evoluție corespunzătoare a petei de contact, fără interferențe pe flancurile inactive.

Starea de tensiuni și deformații este analizată în INVENTOR, prin metoda elementului finit (FEM), atât în condiții statice, cât și dinamice. Analiza este efectuată la nivelul dinților considerați critici. Studiul scoate în evidență faptul că tensiunile echivalente se încadrează în limitele admisibile, cu coeficienți de siguranță acoperitori, precum și faptul că cinematica angrenajului respectă condițiile inițiale impuse.

Capitolul 3 prezintă cercetările privind modificarea cinematicii mecanismului de acționare a ușii cuptorului de încălzire a țagtelor, din cadrul liniei de laminare a profilelor, utilizând un angrenaj necircular. Scopul modificării cinematicii este micșorarea pierderilor de căldură în timpul cât ușa de descărcare este deschisă, prin creșterea vitezei unghiulare a ușii.

Pentru modificarea cinematicii ușii, se propune inserarea unui angrenaj necircular în lanțul cinematic de acționare a ușii, care să divizeze ciclul de lucru în două, respectiv trei faze, ce se desfășoară cu viteze diferite, variabile. Angrenajul este proiectat pe baza unui raport de transmitere, definit ca o funcție hibridă: constantă pe durate mici, la deschiderea și închiderea ușii, și variabilă, după o lege cosinusoidală, în restul ciclului. Cercetarea parcurge aceleași etape ca și în cazul primei aplicații. Ca parametri definatorii care influențează variația raportului de transmitere, se aleg unghiurile de rotație a roții conducătoare, care delimitează fazele de lucru, precum și valoarea maximă a raportului de transmitere. Studiindu-se influența acestor parametri asupra cinematicii ușii, se concluzionează că aceasta este influențată, semnificativ, de diferența dintre unghiurile de delimitare a fazelor de lucru.

Generarea centroidelor și a flancurilor dinților roților necirculare se face pe baza aceluiași principii și metode utilizate în cazul primei aplicații, în două variante ale diferenței unghiurilor de delimitare a fazelor de lucru, și pentru ciclul de lucru cu trei faze, considerat mai avantajos. Centroidele rezultate sunt curbe deschise, având în vedere că unghiul de rotație impus roților, pe durata deschiderii și închiderii ușilor, respectiv, este mai mic de 360° . Modelele solide,

generate în AutoCAD și importate în Inventor, permit efectuarea analizei privind starea de tensiuni și deformații, la contactul dintre dinți, prin metoda elementului finit (FEM). Analiza efectuată în cazul a trei dinți situați în zona de rază crescătoare a centroidei, pe a doua fază de lucru, atât static cât și dinamic, în cele două cazuri, scoate în evidență faptul că tensiunile echivalente se încadrează în limitele admisibile, cu coeficienți de siguranță acoperitori. Totodată, urmărind distribuția petei de contact, în cazurile menționate, rezultă o bună calitate a angrenării.

În **capitolul 4** sunt prezentate concluziile asupra întregii lucrări de cercetare și sunt evidențiate contribuțiile personale în domeniul generării roților dințate necirculare, specifice celor două aplicații abordate.

Anexele conțin codurile originale AutoLISP, create pentru generarea centroidelor roților dințate necirculare și pentru generarea danturii acestora.

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIU

1.1. INTRODUCERE

1.1.1. Scurt istoric

Angrenajele cu roți dințate necirculare au apărut încă din secolul XV. Primul document, care marchează începuturile roților dințate necirculare, este colecția de schițe „Codex Madrid” ale lui Leonardo da Vinci [1] (Fig. 1.1.a, b). Tot aici este menționată ideea novatoare a unei roți cu contur necircular și curbă de divizare ce se auto-intersectează (Fig. 1.1c).



Fig. 1.1. Roți dințate necirculare schițate de Leonardo da Vinci [1]

Primele prototipuri de roți dințate necirculare au fost utilizate la aplicații precum: ceasuri, instrumente muzicale, unelte de lucru automate, mașini de confecționat chei, mecanisme Geneva și pompe [1].

Deoarece nu erau dezvoltate metode concrete de generare a roților dințate necirculare, cercetători ca Burmester [2], Globber [3] sau Boyd [4] s-au concentrat pe posibilitățile de generare a roților dințate necirculare. În paralel, manufacturierii au dezvoltat diferite metode pentru prelucrarea roților dințate necirculare. Astfel, compania Fellows, în 1924, a abordat prelucrarea roților dințate necirculare, prin intermediul unei roți dințate etalon, care angrenează cu o cremalieră etalon (Fig. 1.2) [5].

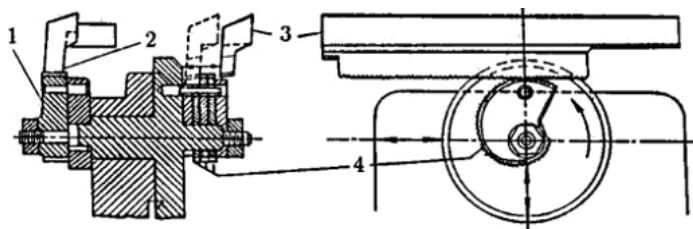


Fig. 1.2. Generarea unei roți dințate necirculare, prin tăiere cu cremalieră [5]

1 – roată dințată șablon; 2 – cremalieră șablon; 3 – cuțit; 4 – roata de prelucrat

Bopp & Reuther în 1938 [6], pornesc de la simularea angrenării unei roți melcate necirculare cu melcul conjugat, identic cu freza melc (Fig. 1.3). Distanța variabilă dintre roata melcată și melc este simulată cu ajutorul unui mecanism cu camă.

Dezavantajul ambelor metode constă în faptul că trebuia confecționată roata etalon.

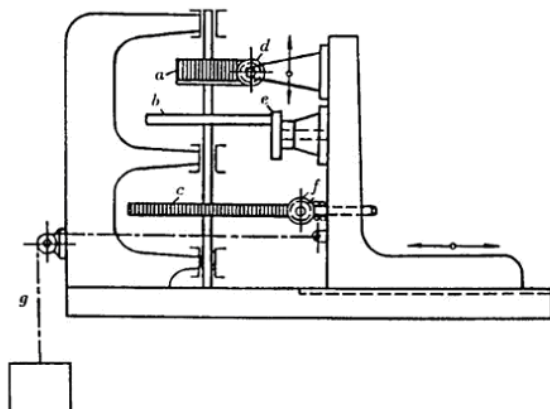


Fig. 1.3. Generarea unei roți dințate necirculare, prin frezare [6]
a – roata de generat; b – camă; c – roată melcată șablon; d – freza melc; e – tachet; f - melc

Revoluționarea generării roților dințate necirculare a fost realizată între 1949 – 1956, de către Litvin ș.a., care abordează generarea suprafeței dintelui ca înfășurătoare a familiei de suprafețe a sculei (cuțit pieptene, freză melc sau cuțit roată) [7], [8], [9].

Metoda utilizată este ilustrată în Fig.1.4, și are la bază principiul că *i)* roțile dințate necirculare sunt generate cu sculele utilizate pentru roțile dințate circulare, *ii)* profilurile roților necirculare sunt generate prin rularea centroidei sculei, peste centroidă conjugată a roții și *iii)* rularea este realizată similar mișcărilor din procesul de așchiere.

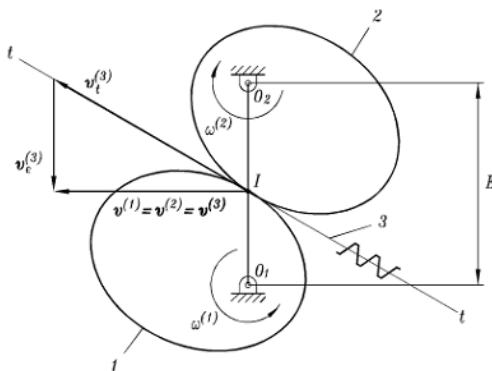


Fig. 1.4. Cinematica generării roților dințate necirculare, cu cremaliera [8]

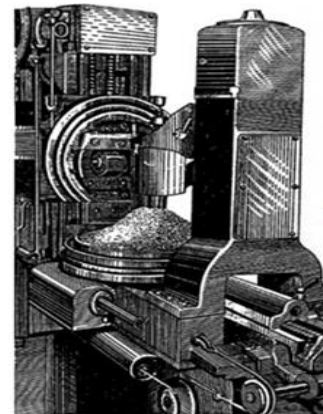


Fig. 1.5. Mașină – unealtă de frezat modificată pentru prelucrarea roților dințate necirculare (1951) [8]

1.1.2. Generalități. Avantaje

Utilizarea roților dințate necirculare este justificată și recomandată de următoarele avantaje:

- stabilitate, rigiditate și structură compactă comparativ cu mecanismele cu came sau transmisiile cu curele sau lanțuri;
- permisivitate ridicată în obținerea variației mișcării, după legi prestabilite, comparativ cu alte mecanisme;
- flexibilitate ridicată a funcției de transmitere/variație a mișcării;
- caracter ciclic, continuu, unisens al mișcării, în comparație cu caracterul limitat al mișcării rectilinii de du-te-vino a camelor;
- trecere lină între fazele de mișcare și staționare, chiar la viteze ridicate ale elementelor conducătoare;
- performanțe dinamice remarcabile, datorită simplității constructive a mecanismelor și a numărului redus de elemente, etc.

1.1.3. Tipuri de angrenaje necirculare

Considerând principala caracteristică a angrenajului necircular, respectiv variația vitezei roții conduse, se pot regăsi următoarele tipuri de roți dințate necirculare:

➤ **Roți dințate necirculare multiviteză** (Fig. 1.6), la care roata condusă are viteze diferite, constante pe anumite unghiuri de rotație a roții.

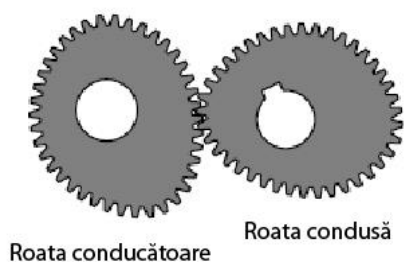


Fig. 1.6. Roți dințate multiviteză, cu două trepte de viteză [10]

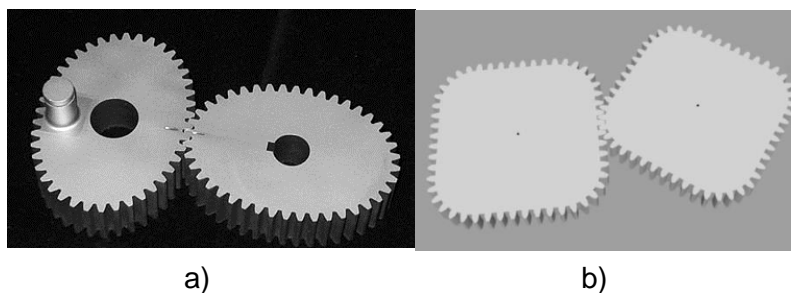


Fig. 1.7. Roți dințate eliptice (a) și pătrate (b) [11]

➤ **Roți dințate necirculare cu viteză variabilă continuu** (Fig.1.7) – sunt cele mai utilizate, având raport de transmitere care variază după o lege impusă.

➤ **Roți dințate necirculare care combină translația cu rotația** (Fig. 1.8) – se utilizează, în mod frecvent, la mecanismele mașinilor de împachetat și etichetat și reproduc forma neregulată a produsului sau a unei părți de produs.

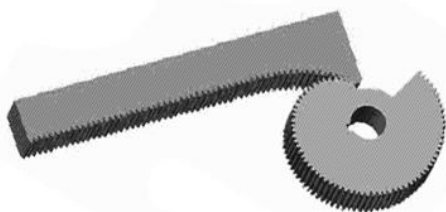


Fig.1.8. Roată dințată necirculară-cremalieră [12]

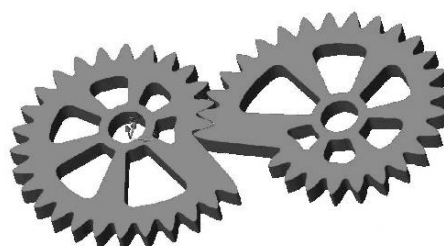


Fig. 1.9. Roți dințate necirculare logaritmice [12]

În funcție de unghiul de rotație a roților dințate necirculare (durata ciclului de lucru), curbele de divizare pot fi curbe închise (Fig. 1.6 și Fig. 1.7) sau curbe deschise (Fig. 1.9), care transmit mișcarea doar pe un sector.

1.2. IPOTEZE ȘI STRATEGII DE MODELARE A CENTROIDELOR NECIRCULARE

Elementul definitoriu al unei roți dințate necirculare îl constituie curba de divizare / centroida de-a lungul căreia se generează, ulterior, dinții. Proiectarea centroidelor are la bază principiul fundamental al rulării, conform căruia curbele de divizare sunt tot timpul 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 centroida conjugată. În funcție de datele de intrare impuse, proiectarea centroidelor pornește de la ipotezele arătate în Tab.1.1.

Tabelul 1.1 Ipotezele de generare a centroidelor roților dințate necirculare

Nr.	Ipoteza	Date inițiale	Rezultat
1	Ipoteza cinematică a raportului de transmitere	<ul style="list-style-type: none"> Legea de variație a raportului de transmitere $i_{21}=f(\varphi_1)$ <ul style="list-style-type: none"> Distanța dintre axe, A 	<ul style="list-style-type: none"> Geometria centroidei conducătoare: $r_1(\varphi_1) = \frac{A}{1 + i_{21}(\varphi_1)}$ Geometria centroidei conduse: $r_2(\varphi_1) = A \frac{i_{21}(\varphi_1)}{1 + i_{21}(\varphi_1)}$ Cinematica centroidei conduse: $\varphi_2(\varphi_1) = \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{i_{21}(\varphi_1)}$
2	Ipoteza legii de mișcare	<ul style="list-style-type: none"> Legea de mișcare a elementului condus, $y = f(x), x_1 \leq x \leq x_2$ 	<ul style="list-style-type: none"> Cinematica centroidei conducătoare: $\varphi_1 = k_1 \cdot (x - x_1)$ Cinematica centroidei conduse $\varphi_2 = k_2 \cdot (f(x) - f(x_1));$ Raportul de transmitere instantaneu: $i_{21} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = \frac{k_1}{k_2 \cdot f'(x)}$ Geometria celor două centroide : $r_2(\varphi_1)$ și $r_1(\varphi_1)$ (ip.1)
3	Ipoteza geometrică	<ul style="list-style-type: none"> Centroida conducătoare, $r_1(\varphi_1)$ 	<ul style="list-style-type: none"> Distanța dintre axe, A; Raportul de transmitere: $i_{21}(\varphi_1) = \frac{r_1(\varphi_1)}{A - r_1(\varphi_1)}$ Cinematica centroidei conduse: $r_2(\varphi_1) = A - r_1(\varphi_1);$ Cinematica centroidei conduse: $\varphi_2(\varphi_1) = \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{i_{21}(\varphi_1)}$

unde: i_{21} este raportul de transmitere ; φ_1 - unghiul de rotație a centroidei conducătoare; r_1 - raza centroidei conducătoare; r_2 - raza centroidei conduse; φ_2 - unghiul de rotație a centroidei conduse; A - distanța dintre axe; x - deplasarea elementului condus; k_1, k_2 - coeficienți scalari

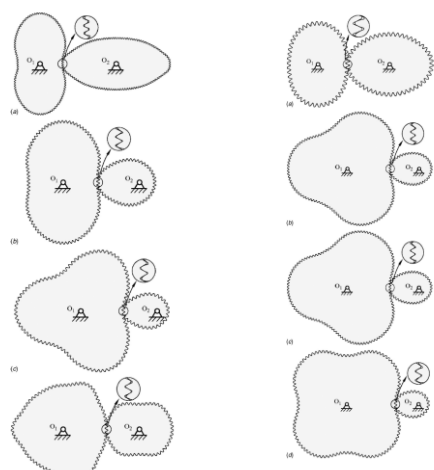


Fig. 1.10. Centroide necirculare generate pe baza curbelor Bezier [14]

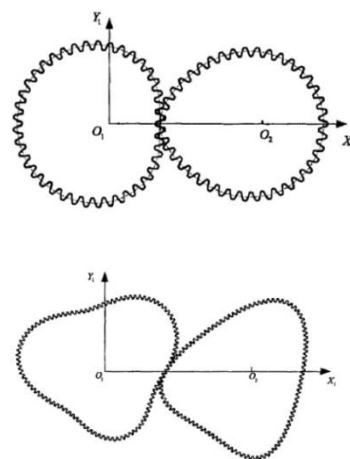


Fig. 1.11. Centroide generate cu ajutorul seriilor Fourier [15]

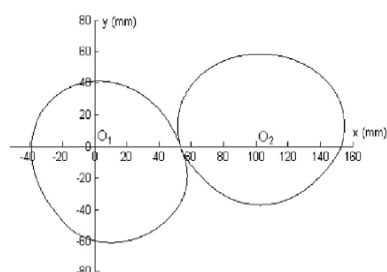


Fig. 1.13. Centroide pentru mișcarea pulsatorie a mecanismului bielă-manivelă [17]

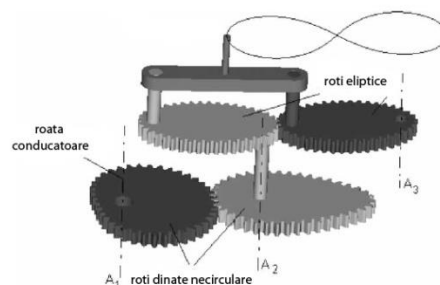
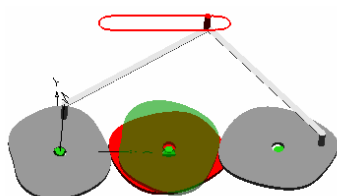
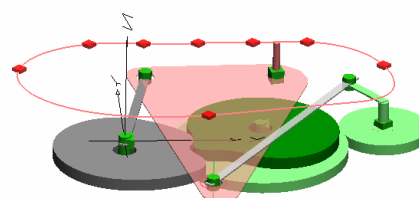


Fig. 1.15. Prototip al transmisiei cu roți dințate necirculare pentru redarea unei traiectorii în forma cifrei 8 [19]



a)



b)

Fig. 1.14. Mecanisme cu roți dințate necirculare pentru redarea unei traiectorii exacte [18] a) traiectorie liniară; b) traiectorie impusă prin 8 puncte

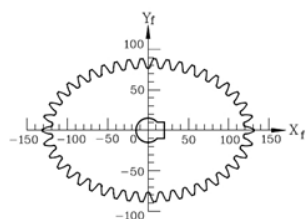


Fig. 1.17. Centroidă generată de Bair, cu ajutorul seriilor Fourier [21]

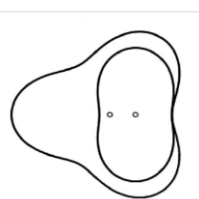


Fig. 1.18. Centroide necirculare interioare, remodelate [23]

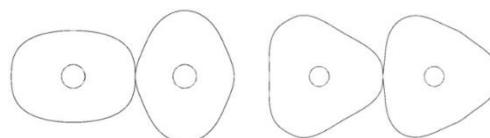


Fig. 1.19. Centroide definite de ecuația superformei [25]

1.3. IPOTEZE ȘI METODE DE GENERARE A DANTURII ROȚILOR DINȚATE NECIRCULARE

Generarea danturii roților dințate necirculare nu poate fi abordată la fel ca în cazul roților dințate circulare, pe baza desfășurării cercului de bază [27] [28], datorită geometriei complexe a dinților în primul caz. Ca urmare, generarea flancurilor dinților se face prin metode speciale de calcul, în funcție de caracteristicile geometrice locale ale centroidelor și de cinematica rulării.

Metode analitice, bazate pe teoria înfășurării:

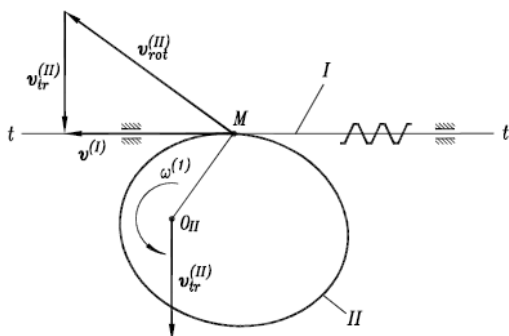


Fig. 1.20. Cinematica prelucrării roților dințate necirculare, cu cremalieră [13]

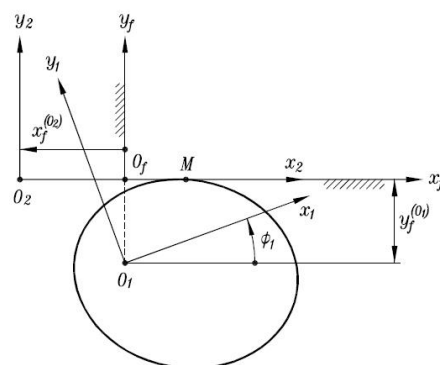


Fig. 1.21. Reprezentarea deplasărilor în prelucrarea roților dințate necirculare cu cremaliera [13]

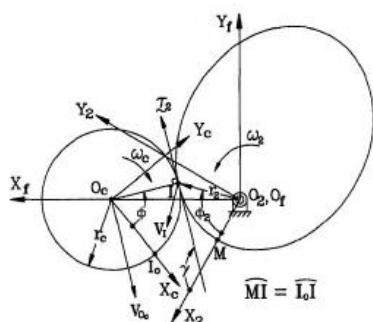


Fig. 1.23. Cinematica prelucrării roților dințate necirculare, cu cuțitul roată [31]

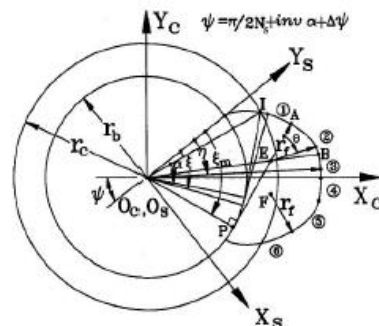


Fig. 1.24. Geometria cuțitului roată, propusă de Chang și Tsay [31]

Metode de simulare a prelucrării :

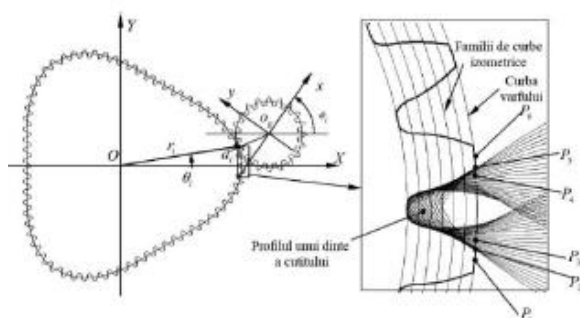


Fig. 1.28. Simularea grafică a prelucrării unei roți dințate necirculare, cu un cuțit roată [38]

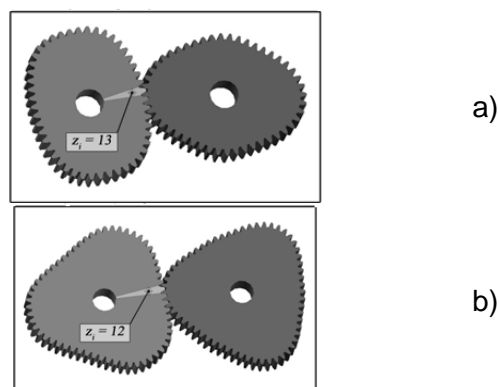


Fig. 1.29. Roți dințate cu centroide convexe (a) și convex-concave (b), generate de Vasie și Andrei [39], [40]

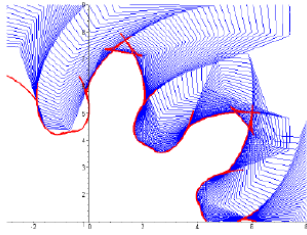


Fig. 1.32. Flancuri evolventice generate de Lackzic ș.a. [43]

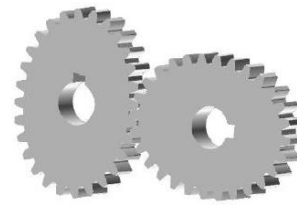


Fig. 1.33. Roți dințate eliptice generate de Gao ș.a. [44]

1.4. APLICAȚII INDUSTRIALE ALE ROȚILOR DINȚATE NECIRCULARE

1.4.1. Modificarea cinematicii mecanismului bielă – manivelă

Multe aplicații industriale, care utilizează mecanismul bielă-manivelă, necesită modificarea legii convenționale de mișcare al acestuia, în vederea îmbunătățirii performanțelor aplicațiilor. În acest scop, utilizarea roților dințate necirculare constituie o soluție potrivită pentru modificarea cinematicii mecanismului. Proiectarea roților dințate necirculare, pentru astfel de aplicații, s-a realizat fie pe baza impunerii legii de mișcare a culisei [51], [52], [53], fie pe baza unei viteze cerute pe anumite faze ale ciclului de funcționare [54], [55].

1.4.1.1. Variația vitezei culisoului la mașinile de presat

O aplicație întâlnită în literatura de specialitate are în vedere modificarea cinematicii unei mașini de presat, al cărui berbec se mișcă după o lege optimizată, prin intermediul unui angrenaj necircular, cuplat cu mecanismul bielă-manivelă [51].

Pentru generarea curbelor de divizare ale roților angrenajului necircular, este impusă legea de mișcare a berbecului, $s(t)$. Pentru ca berbecul prese pentru ambutisare adâncă să urmeze o lege de mișcare optimizată din punct de vedere cinematic, acesta trebuie să aibă un ciclu modificat față de curba mașinii de presat clasice. Plecând de la aceste considerații și de la simularea prin metoda elementului finit (FEM), Doege [52], [53] propune o lege de mișcare a berbecului conf. Fig.1.36.

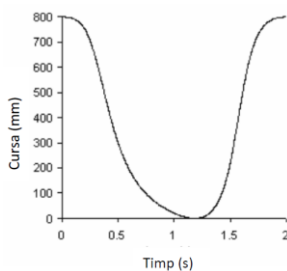


Fig. 1.36. Legea de mișcare a berbecului mașinii de presat [51]

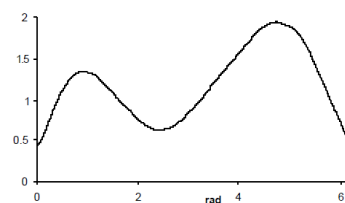


Fig 1.38. Legea de variație a raportului de transmitere [51]

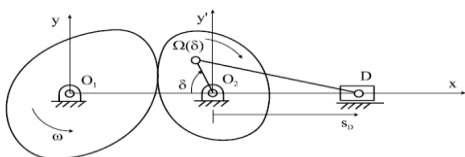


Fig.1.37. Schema mecanismului propus de Doege [53]

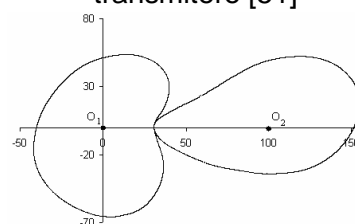


Fig 1.39. Generarea curbelor de divizare pe baza legii de mișcare optimizată a berbecului [51]

Determinarea profilului dinților, este realizată pe baza unui model matematic care descrie evoluția dinților în angrenare, în condițiile menținerii unghiului de presiune constant. Se obțin astfel dinți cu profil neregulat, datorită razei variabile a centroidelor (Fig.1.40). Ca urmare, se propune o corecție a valorii unghiului de presiune.

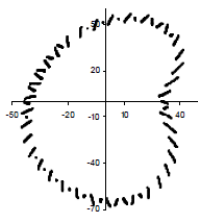


Fig. 1.40. Roata conducătoare cu unghi de presiune constant [51]

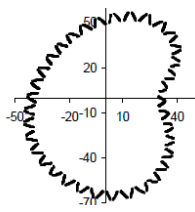


Fig. 1.41. Roata conducătoare cu unghi de presiune variabil [51]

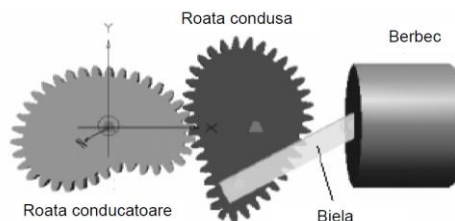


Fig. 1.43. Prototipul mecanismului de acționare [51]

Pe baza datelor de mai sus, un soft CAD a generat, mai întâi, modelul roților dințate ale căror centroide sunt reprezentate în Fig.1.39 și, apoi, mecanismul bielă-manivelă acționat de perechea de roți dințate necirculare.

1.4.1.2. Optimizarea ciclului de lucru la motoarele cu ardere internă

O altă aplicație care introduce un angrenaj necircular pentru antrenarea mecanismului bielă-manivelă este propusă de Quintero [55], pentru un motor cu ardere internă. Angrenajul permite ajustarea vitezei pistonului de-a lungul întregului ciclu, astfel încât să fie îmbunătățite performanțele motorului.

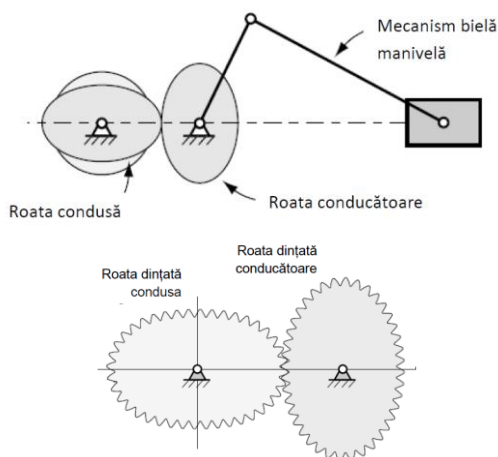


Fig. 1.44. Mecanismul bielă-manivelă modificat [55]

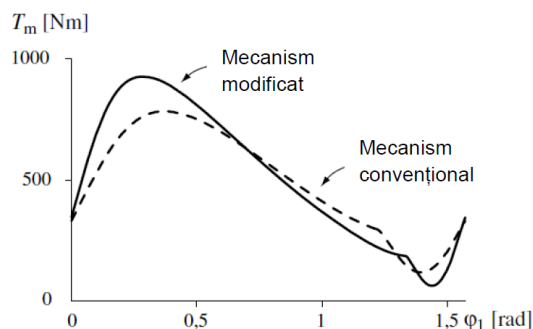


Fig. 1.48. Cuplul motor pentru mecanismul biela-manivelă [55]

1.4.2. Comanda unor elemente de închidere reglare

În multe aplicații care utilizează elemente de închidere sau reglare (clapete, valve, uși etc), din anumite considerente tehnologice, este necesară fie transformarea mișcării liniare a elementelor, în mișcarea neliniară, după o anumită lege [58], fie transformarea variației neliniare a unor parametri de proces, într-o variație liniară [59], [60].

1.4.2.1. Mecanismul de acționare a geamurilor portierelor autovehiculelor

Aplicația propune utilizarea a două roți dințate necirculare în vederea acționării geamului portierei cu viteză variabilă: scăzută în apropierea poziției complet închis a geamului și ridicată pe restul cursei geamului.

În apropierea poziției complet închis, variația raportului de transmitere este mică, ceea ce implică o viteză mică, ușor controlabilă a geamului. Se realizează, astfel, un control mult mai ușor al fantei de deschidere a geamului, în apropierea poziției complet închis.

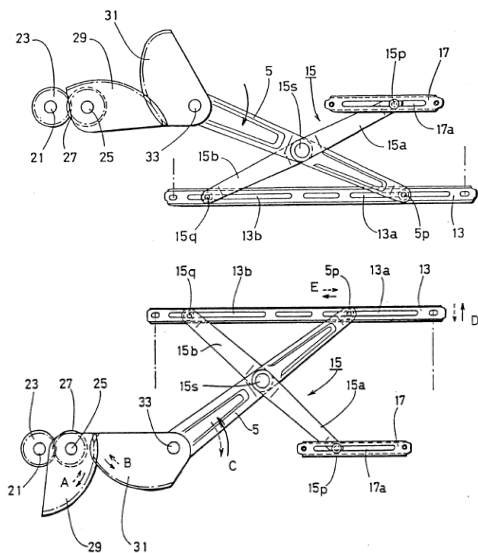


Fig. 1.51. Mecanismul modificat de acționare a geamului portierei în poziția complet deschis (a) și poziția complet închis (b) [58]

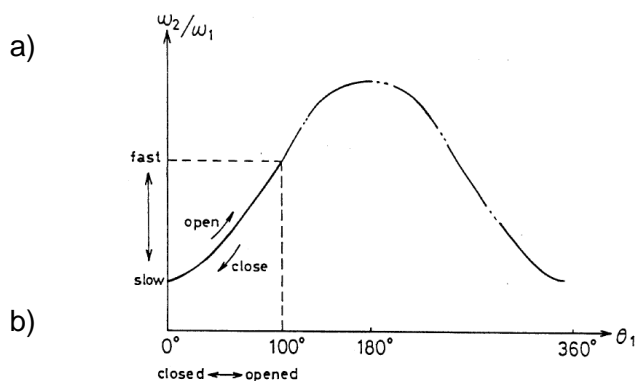


Fig. 1.52. Variația raportului de transmitere, în funcție de unghiul de rotație a pinionului excentric (b) [58]

1.4.2.2. Reglarea vitezei clapetei de control a sistemului de climatizare al autovehiculelor

Menținerea unei anumite temperaturi în interiorul unui autovehicul, se face prin dozarea curenților de aer cald și aer rece, prin intermediul unei clapete, care, în funcție de poziția sa, realizează amestecul. Având în vedere că, la o rotire cu viteză constantă a clapetei, secțiunea de trecere a aerului (și deci debitul de aer), nu variază liniar, aplicația [59] propune un sistem de control al mecanismului clapetei de climatizare, utilizând un angrenaj necircular, care este capabil să rotească încet clapeta, la o viteză impusă, și, în același timp, să mențină constant timpul total de rotire a clapetei..

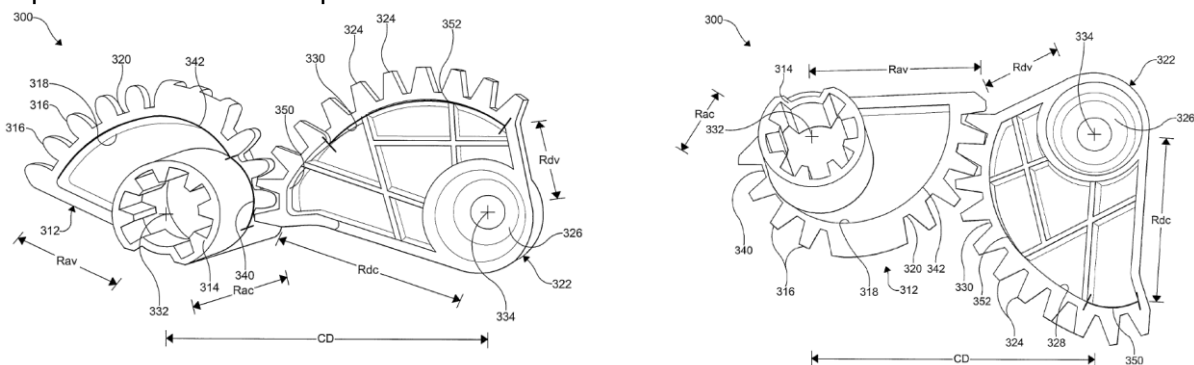


Fig 1.53. Angrenaj necircular utilizat pentru acționarea clapetei de control al temeperaturii, în poziția complet închis – cald (a) și în poziția complet deschis - rece (b) [59]

1.4.3. Optimizarea momentelor rezistente la unele mecanisme de acționare

În cazul multor mecanisme de acționare, este necesară reducerea forței sau a cuplului de acționare, în anumite momente, sau uniformizarea momentelor rezistente. Având în vedere că această optimizare este cerută doar pe anumite faze ale ciclului de lucru, roțile dințate necirculare pot îndeplini cu succes acest obiectiv. Astfel, acestea sunt utilizate pentru reducerea cuplului rezistent la pornirea motoarelor cu ardere internă [61], la sistemele de cârmă ale ambarcațiunilor [62], [63], sau la sistemele de acționare mecanică cu pedale [64].

1.4.3.1. Dispozitiv de pornire a motoarelor cu ardere internă

Un dispozitiv de pornire a motorului [61] constă dintr-o pereche de roți dințate necirculare, care este interpusă între arborele cotit și coroana dințată, în sistemul de pornire cu demaror. Când viteza de rotație a unei roți dințate necirculare este menținută constantă, cealaltă își schimbă viteza unghiulară în corespondență cu modificarea cuplului arborelui cotit, datorat caracteristicilor motorului.

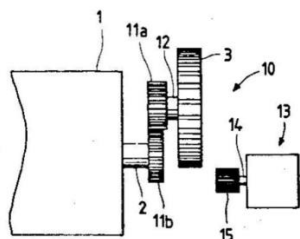


Fig. 1.54. Schema unui dispozitiv de pornire a motorului [61]

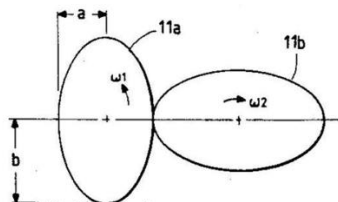


Fig. 1.55. Angrenaj oval utilizat la dispozitivul de pornire [61]

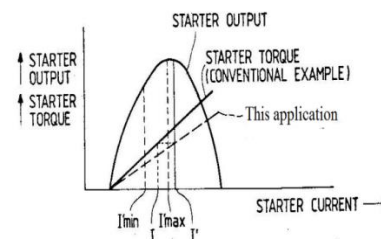


Fig. 1.57. Corelarea între curentul, puterea și cuplul motorului [61]

1.4.3.2. Sistem de cârmă pentru ambarcațiuni

Un sistem de cârmă particular [62], în care mișcarea la intrare este neliniară față de cea de la ieșire, este utilizat pentru ambarcațiuni, astfel încât, atunci când traiectoria navei este în linie dreaptă (Fig. 1.58), cârma este foarte sensibilă, lucrând cu raport de transmitere mic, de la intrare la ieșire, iar atunci când nava efectuează viraje (Fig. 1.59), cârma este mai puțin sensibilă, lucrând cu raport de transmitere ridicat.

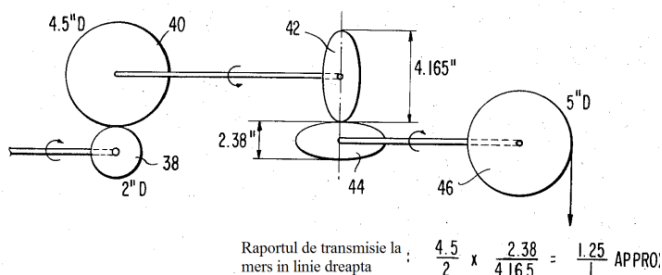


Fig. 1.58. Schema transmisiei cu roțile dințate necirculare, în poziție extremă [62]

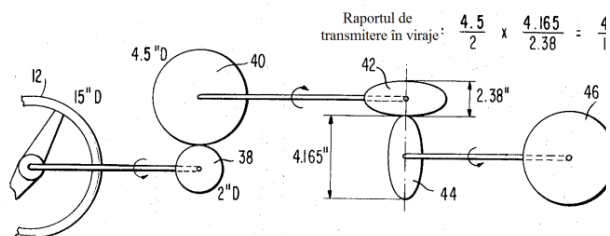


Fig. 1.59. Schema transmisiei cu roțile dințate necirculare, în poziția extremă opusă (angrenaj rotit cu 90°) [62]

1.4.4. Mecanisme cu mișcare intermitentă

Roțile dințate necirculare, cuplate cu unele mecanisme planetare sau cu came, pot realiza intermitența sau inversarea mișcării unor elemente de execuție. Acest tip de aplicație elimină dezavantajele unor mecanisme convenționale de realizare a intermitenței mișcării (cruce de Malta, mecanism cu clichet etc.).

1.4.4.1. Mecanism planetar cu mișcare intermitentă.

Mecanismul planetar propus [65] transformă mișcarea de rotație continuă, aplicată la arborele de intrare, într-o mișcare de rotație intermitentă obținută la arborele de ieșire, utilizând un angrenaj cilindric cu roți dințate circulare și un angrenaj cu două roți dințate necirculare.

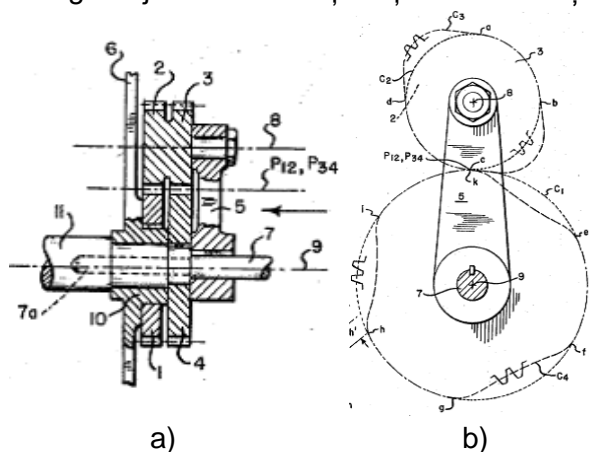


Fig. 1.60. Angrenare pe porțiunea circulară, secțiune (a) și vedere laterală (b) [65]

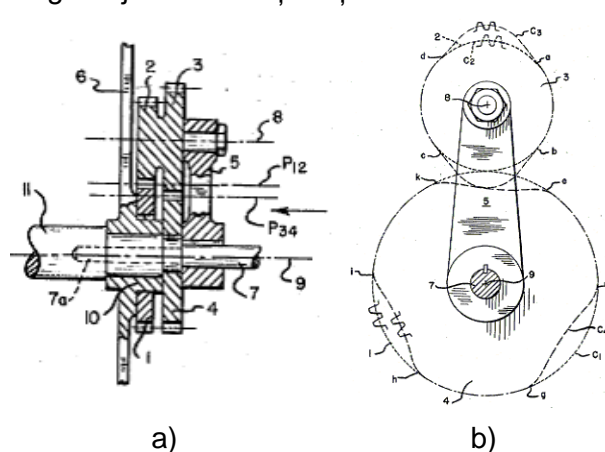


Fig. 1.61. Angrenare pe porțiunea necirculară, secțiune (a) și vedere laterală (b) [65]

1.4.4.2. Mecanism de alimentare cu mișcare intermitentă

Mecanismul propus (Fig.1.62.) [66], furnizează o mișcare intermitentă cu un control precis al mișcării în trepte, fără șocuri nedorite la începutul și sfârșitul mișcării în trepte, și cu uzuri abrazive foarte reduse. Mecanismul prezentat [66] permite un control precis al timpilor la pornire și oprire, fără întreruperi, chiar și la viteze mari.

1.4.4.3. Mașină de confecționat colaci de sârmă

Alimentarea cu sârmă este întreruptă sincronizat, prin intermediul unui sistem cu came, care întrerup, pentru scurt timp, contactul dintre rolele de alimentare și sârmă. Această acționare cu viteză variabilă permite un ciclu de utilizare ridicat și, de

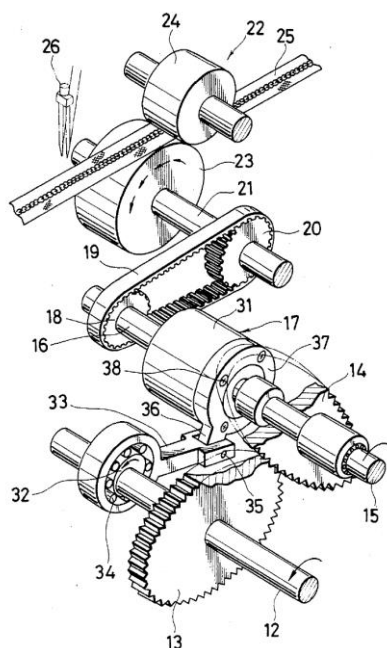


Fig. 1.62. Mecanism de acționare cu mișcare intermitentă [66]

asemenea permite pornirea (cu rolele de alimentare în contact) la viteză redusă astfel încât deformarea sârmei este minimă.

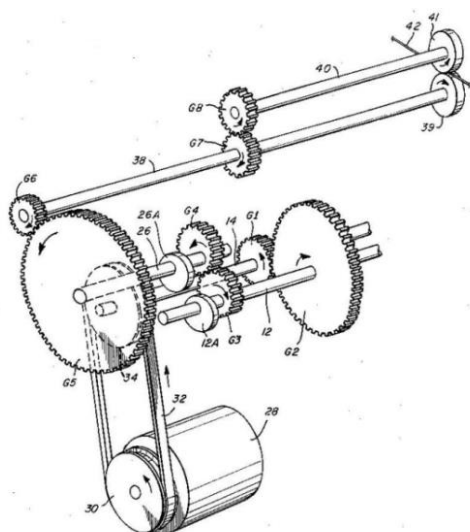


Fig. 1.63. Schema mașinii de confecționat colaci [67]

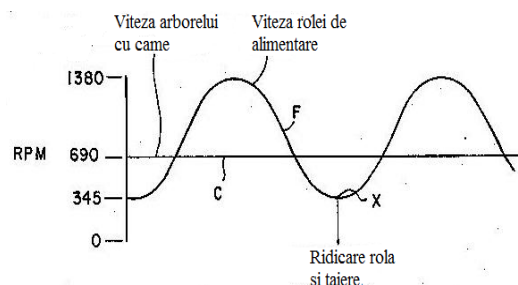


Fig. 1.64. Graficul vitezei roților de alimentare și a arborelui cu came [67]

1.5. CONCLUZII

Datorită puterii mecanice transmise, a toleranței la suprasarcină, a durabilității ridicate și a costurilor reduse de întreținere, în anumite operații tehnologice, angrenajele cu roți dințate necirculare au fost preferate altor tipuri de mecanisme în diferite domenii sau în diverse etape ale procesului tehnologic: industria auto, industria agricolă, industria electronică, hidraulică, asamblare, etichetare, vopsire, slefuire.

Până în prezent, multe aplicații ale roților dințate necirculare s-au limitat la brevete de invenții, fără a fi aplicate pe scară largă, având în vedere posibilitățile de prelucrare a acestora și costurile ridicate.

Dezvoltarea soft-urilor de modelare și simulare, precum și perfecționarea tehnicilor de prelucrare, au permis noi abordări și aprofundarea studiilor privind proiectarea roților dințate cu raport de transmitere variabil.

Generarea centroidelor roților dințate necirculare a fost abordată în trei ipoteze diferite, în funcție de datele de proiectare din cadrul fiecărei aplicații. Indiferent de ipoteza de generare adoptată, centroidele pot fi închise, în cazul unor mișcări ciclice, sau deschise în cazul unor mișcări speciale, caz în care centroida are forma unor curbe predefinite (logaritmice, exponențiale etc.). Generarea danturii a fost abordată de specialiști utilizând diferite metode de construire a evolventei: metode analitice, metode specifice teoriei înfășurării suprafețelor și metode de simulare a prelucrării.

Până în prezent, roțile dințate necirculare au fost utilizate, cu precădere, în cadrul următoarelor aplicații: modificarea cinematicii unor mecanisme clasice, conform unor cerințe impuse, comanda cu viteză variabilă a unor elemente de închidere/reglare din cadrul unor instalații sau mecatronice de acționare, optimizarea momentelor rezistente la unele mecanisme de acționare sau obținerea unor mișcări intermitente, utilizând mecanisme clasice, enumerarea nefiind exhaustivă.

ANGRENAJE NECIRCULARE PENTRU MODIFICAREA CINEMATII MAȘINII DE CONFEȚIONAT CUIE

2.1. INTRODUCERE

O mașină clasică de confecționat cuie este o mașină automată, care execută toate operațiile necesare pentru realizarea cuielor din sârmă trasă mată, bucată cu bucată. Ciclul de funcționare a mașinii constă din executarea următoarelor operații: formare cap cui, avans sârmă, tăierea sârmei la lungimea tijeii cuiului și eliminarea cuiului. Toate operațiile se execută succesiv, pe parcursul unei rotații complete a arborelui, conform diagramei din Fig. 2.1. Caracteristicile mașinii pentru care s-a făcut analiza sunt prezentate în Tab. 2.1.

Tab. 2.1. *Caracteristicile mașinii de confecționat cuie, tip MCC 337 [71]*

Gama de diametre	3,5 – 6 mm
Gama lungimi cuie	50 – 180 mm
Productivitate	180 buc /min
Cursa saniei	300 mm
Motor de antrenare	11 kw ; 750 rot/min
Tensiune de alimentare	380 V ; 50 Hz
Dimensiuni de gabarit	3150 x 1950 x 1095 mm
Masa mașinii	4730 kg

În vederea îmbunătățirii performanțelor mașinii, se propune modificarea ciclului de lucru al culisei mecanismului bielă-manivelă al mișcării principale, în sensul micșorării vitezei de lucru în timpul operației de formare a capului cuiului și menținerii acesteia la o valoare relativ constantă. Pentru aceasta, se propune acționarea arborelui principal prin intermediul unui angrenaj cu roți dințate necirculare, astfel încât, în momentul deformării, căpuiorul să aibă o viteză mai mică, iar retragerea să se facă cu viteză mare. Astfel, pe lângă îmbunătățirea condițiilor de deformare plastică a capului, fără a fi afectate ciclul de lucru al celorlalte mecanisme și productivitatea mașinii, se urmăresc o serie de alte avantaje, precum: creșterea duratei de aplicare a forței de deformare, îmbunătățirea calității produsului, obținerea de cuie cu cap mărit pe mașinile de cuie clasice, creșterea fiabilității sculelor, creșterea stabilității procesului, reducerea zgomotului și creșterea capacității utilajului pentru cuiele cu cap obișnuit.

2.2. CINEMATICA MODIFICATĂ A MAȘINII DE CONFEȚIONAT CUIE

2.2.1. Analiza cinematică a mașinii de confecționat cuie

Așa cum este prezentată în schema cinematică din Fig. 2.2., mașina de confecționat cuie MCC 337 [71] este compusă din mai multe mecanisme corespunzătoare fiecărei operații.

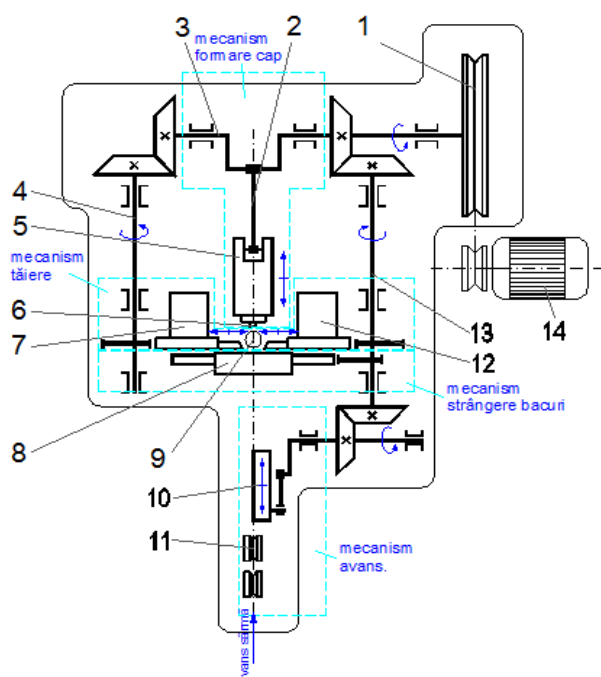


Fig. 2.2. Schema cinematică a mașinii de confecționat cuie MCC 337 [71]

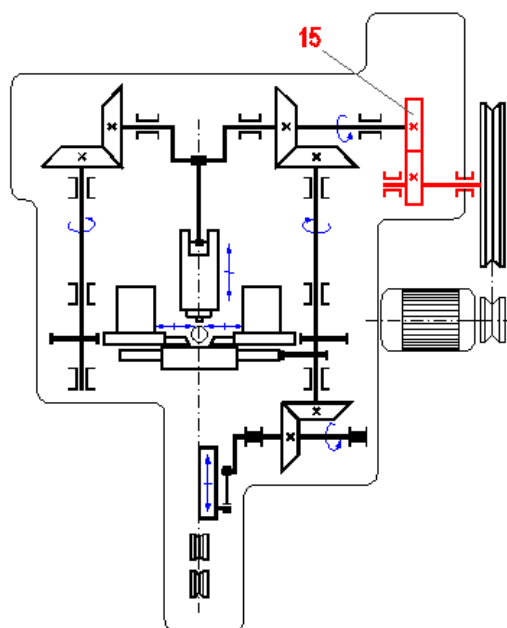


Fig. 2.3. Schema cinematică modificată a mașinii de confecționat cuie MCC 337

- 1 - roată de manevră /volant; 2 – bielă; 3 - arbore cotit; 4 - arbore lateral stânga; 5 - culisă; 6 - căpuiitor; 7 - portcuțit stânga; 8 - cutie cu bacuri; 9 - evacuare cuie; 10 - dispozitiv de avans; 11 - role de îndreptare; 12 - portcuțit dreapta; 13 - arbore lateral dreapta; 14 - electromotor; 15 – angrenaj cu roți dințate necirculare

2.2.2. Modificarea cinematicii mecanismului bielă-manivelă

Adesea, atunci când se confecționează cuie cu cap cu diametru mai mare sau când sârma are grad ridicat de ecruisare, rezultă crăpături pe capul cuiului sau alte defecte. Totodată, ca urmare a vitezei foarte mari de deformare a sârmei, corelată cu frecvența ridicată a bătăilor, zgomotul produs depășește mult limita admisibilă. Pentru eliminarea acestor efecte nedorite, se propune acționarea arborelui principal prin intermediul unui angrenaj cu roți dințate necirculare (Fig. 2.3) astfel încât, în momentul deformării, căpuiitorul să aibă o viteză mai mică, iar retragerea să se facă cu viteză mare. În acest fel se modifică doar cinematica mecanismului bielă-manivelă, fără a fi afectate, semnificativ, celelalte mișcări sau caracteristici ale mașinii.

Convențional, legile de variație a deplasării și vitezei culisei sunt reprezentate de curbele 1 și 1', respectiv, din Fig. 2.4. Așa cum se poate observa în Fig. 2.4a, formarea capului cuiului are loc la sfârșitul cursei culisei, pe distanța s' , în intervalul $d\varphi'$, restul cursei nefiind importantă pentru procesul de deformare. În acest interval, viteza este descrescătoare de la v' la 0, intervalul $d\varphi'$ fiind situat, în general, în limitele $[7\pi/9, \pi]$, în funcție de tipul cuiului.

Pentru îmbunătățirea procesului de formare a capului cuiului, așa cum este descris mai sus, se propune ca, pe distanța s' , culisa să se miște după o lege similară cu cea reprezentată de curba 2, iar viteza să varieze după o lege similară cu cea reprezentată de curba 2'. În acest caz, se observă că intervalul $d\varphi''$ în care are loc deformarea plastică este mult mai mare decât $d\varphi'$, iar viteza de la care începe procesul de deformare $v'' < v'$, rezultând astfel o accelerație semnificativ mai mică. Deoarece procesul de deformare plastică se desfășoară mai lent, se obțin avantajele enumerate mai sus. Pentru a nu se modifica ciclul de lucru al mașinii, este

necesar ca, pe restul cursei de avans al culisei, precum și în timpul cursei de retragere, viteza să fie mai mare, fapt care nu afectează procesele care au loc în restul ciclului (avans sârma, strângere bacuri, tăiere sârma, eliminare cui).

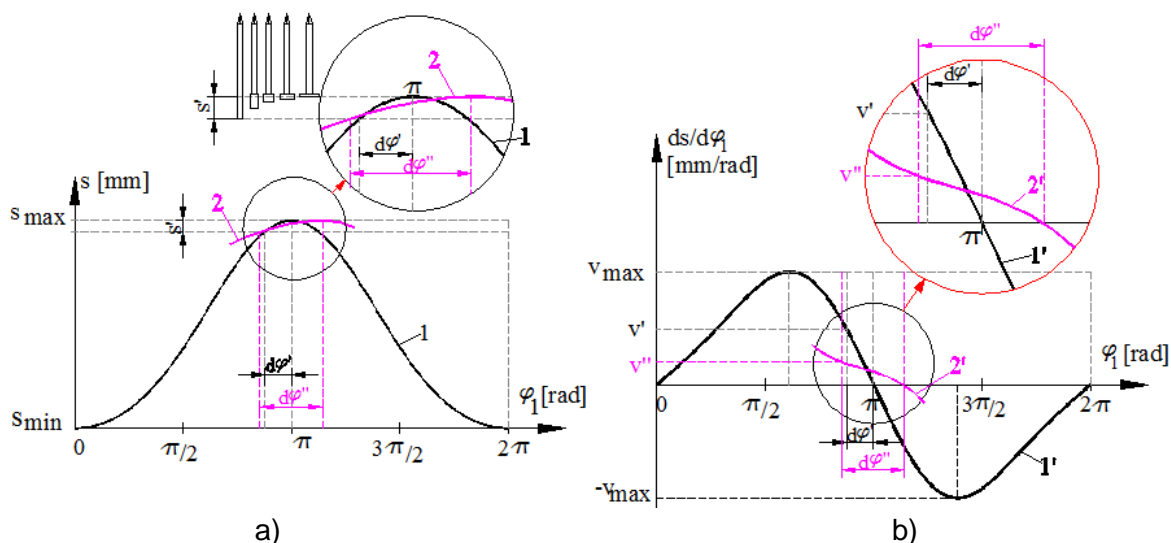


Fig.2.4. Comparație între legea de variație a deplasării (a), respectiv a vitezei relative (b) a culisei, în cazul convențional și în cazul unei legi modificate

2.2.2.1. Ciclul de lucru cu două faze, cu variație trigonometrică a raportului de transmitere

Pentru început, se consideră că ciclul de lucru al mecanismului bielă-manivelă, cu durata egală cu perioada mișcării de rotație a angrenajului necircular (2π), este divizat în două faze. Pentru mișcarea specifică acestor faze, urmărind propunerile altor cercetători ([51], [52]), se definește raportul de transmitere prin funcția (Fig. 2.5):

$$i_{21}(\varphi_1) = \begin{cases} c_1 + c_2 \cdot \cos(c_3 \cdot \varphi_1 + c_4), & \text{dacă } \varphi_1 \in [0, \varphi_0] \\ c_5 + c_6 \cdot \cos(c_7 \cdot \varphi_1 + c_8), & \text{dacă } \varphi_1 \in [\varphi_0, 2\pi] \end{cases}, \quad (2.1)$$

unde: φ_0 este unghiul de rotație a pinionului, care delimitează fazele de lucru;
 $c_1 \dots c_8$ – constante care asigură definirea unui raport de transmitere corect, respectiv generarea ulterioară a unor centroide necirculare conjugate închise, corespunzătoare geometric.

Unghiul de rotație a roții conducătoare, calculat cu relația:

$$\varphi_2(\varphi_1) = \int_0^{2\pi} i_{21}(\varphi) d\varphi, \quad (2.6)$$

devine:

$$\varphi_2(\varphi_1) = \begin{cases} c_1 \cdot \varphi_1 + \frac{c_2}{c_3} \cdot \sin(c_3 \cdot \varphi_1 + c_4) + ct_1, & \text{dacă } \varphi_1 \in [0, \varphi_0] \\ c_5 \cdot \varphi_1 + \frac{c_6}{c_7} \cdot \sin(c_7 \cdot \varphi_1 + c_8) + ct_2, & \text{dacă } \varphi_1 \in [\varphi_0, 2\pi] \end{cases}, \quad (2.7)$$

unde ct_1, ct_2 sunt constante de integrare.

Constantele $c_1 \dots c_8, ct_1, ct_2$ se determină din impunerea următoarelor condiții:

- Raportul de transmitere este cuprins între o limită minimă și maximă ➔ $a < i_{21} < b$
- Funcția care definește variația raportului de transmitere (ec.2.1) este periodică ➔ $i_{21}(0) = i_{21}(2\pi) = b,$
 $i_{21}(\varphi_0) = a$ (2.2)

• Variația raportului de transmitere (ec.2.1) este o funcție continuă și derivabilă în punctul $\varphi_1 = \varphi_0$.

$$\Rightarrow i'_{21}(0) = i'_{21}(\varphi_0) = i'_{21}(2\pi) = 0 \quad (2.4)$$

• Tangentele la graficul funcției, în punctele $\varphi_1 \in \{0, \varphi_0, 2\pi\}$, sunt paralele cu abscisa

• Funcția $\varphi_2(\varphi_1)$ este continuă, monoton crescătoare în intervalul $[0, 2\pi]$ și derivabilă

$$\Rightarrow \varphi_{2s}(\varphi_0) = \varphi_{2d}(\varphi_0); \quad (2.8)$$

$$\Rightarrow \varphi_{2's}(\varphi_0) = \varphi_{2'd}(\varphi_0) \cdot \quad (2.10)$$

• Centroide închise

$$\Rightarrow \varphi_2(0) = 0, \varphi_2(2\pi) = 2\pi \quad (2.11)$$

Rezultă astfel următoarele valori ale constantelor ce definesc raportul de transmitere și unghiul de rotație a roții conduse (Tab. 2.2):

Tabel 2.2. Constantele definitorii ale cinematicii angrenajului necircular, cu două faze ale ciclului de funcționare, cu raport de transmitere cu variație trigonometrică

$c_1 = \frac{a+b}{2}$	$c_2 = \frac{(b-a)}{2}$	$c_3 = \frac{\pi}{\varphi_0}$	$c_4 = 0$	$ct_1 = 0$
$c_5 = \frac{a+b}{2}$	$c_6 = -\frac{(b-a)}{2}$	$c_7 = \frac{\pi}{2\pi - \varphi_0}$	$c_8 = -\frac{\pi \cdot \varphi_0}{2\pi - \varphi_0}$	$ct_2 = 0$

Din Tab. 2.2 și relația (2.11) rezultă că cinematica angrenajului necircular poate fi variată prin intermediul a doi parametri, respectiv unghiul de delimitare a fazelor de lucru, φ_0 și valoarea extremă a raportului de transmitere, a (sau b). Figurile 2.6 și 2.7 prezintă influența parametrilor definitorii ai raportului de transmitere asupra cinematicii angrenajului.

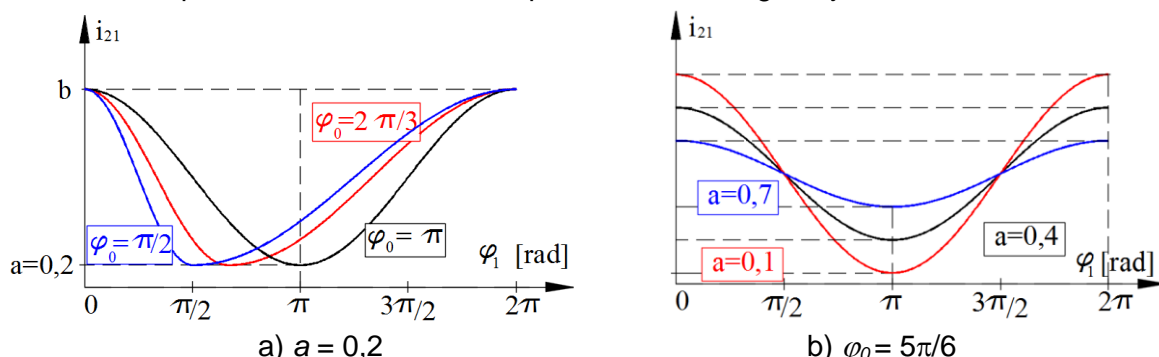


Fig. 2.6. Influența unghiului φ_0 (a) și a valorii minime a (b) asupra raportului de transmitere – ciclu de lucru cu două faze, raport de transmitere cu variație trigonometrică

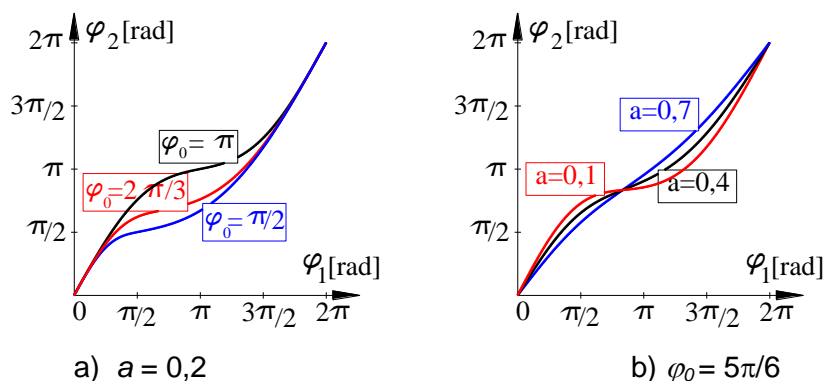


Fig. 2.7. Influența unghiului φ_0 (a) și a valorii minime a (b) asupra unghiului de rotație a roții conduse – ciclu de lucru cu două faze, raport de transmitere cu variație trigonometrică

Transmiterea mișcării neuniforme, de la roata condusă a angrenajului necircular la manivela, determină o mișcare de translație neuniformă a culisei, a cărei cursă s este definită de relația:

$$s(\varphi_2) = -r \cdot \cos \varphi_2 + \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \varphi_2} , \quad (2.12)$$

unde r este lungimea manivelei; l – lungimea bielei (Fig. 2.8).

Figura 2.9 prezintă graficul funcției compuse $s(\varphi_2(\varphi_1))$, în ipoteza variației cosinusoidale a raportului de transmitere iar în Fig. 2.10 este arătată variația vitezei relative $ds/d\varphi_1$ a culisei.

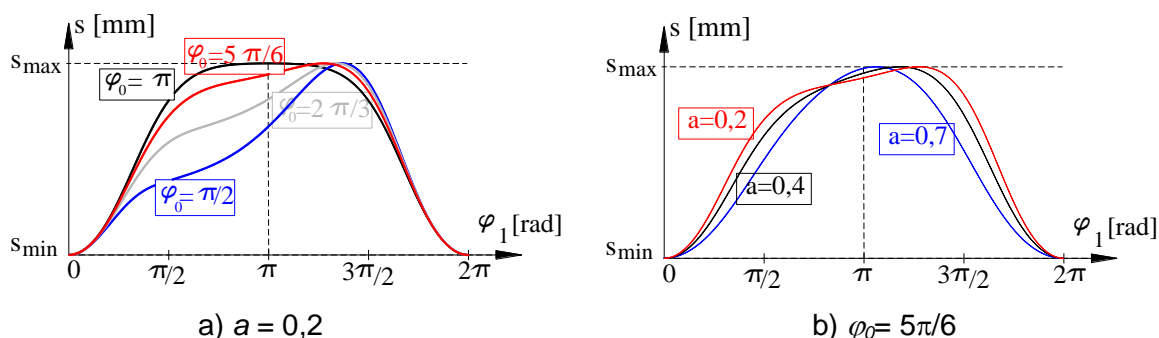


Fig. 2.9. Influența unghiului φ_0 (a) și a valorii minime a (b) asupra deplasării culisei mecanismului bielă-manivelă – ciclu de lucru cu două faze, raport de transmitere cu variație trigonometrică

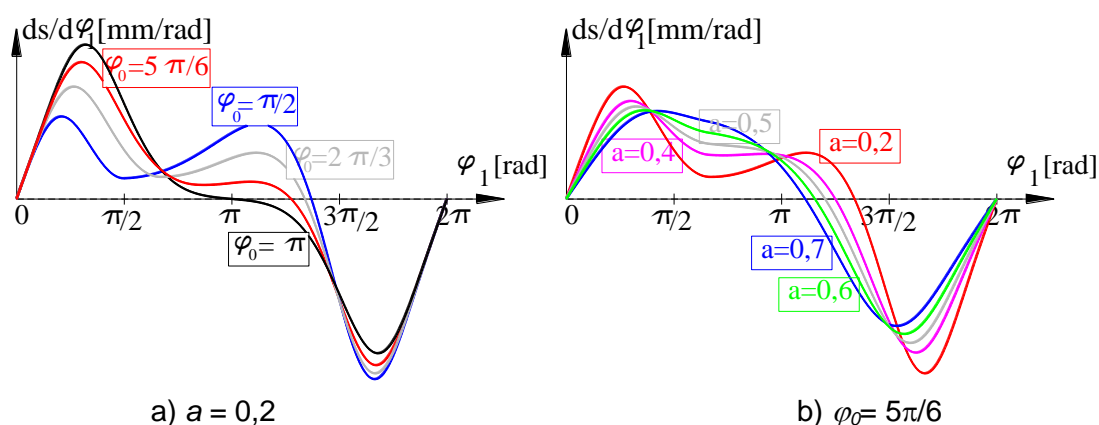


Fig. 2.10. Influența unghiului φ_0 (a) și a valorii minime a (b) asupra vitezei relative a culisei mecanismului bielă-manivelă – ciclu de lucru cu două faze, raport de transmitere cu variație trigonometrică

În urma analizării graficelor de mai sus, se consideră că o variantă convenabilă a cinematicii se obține pentru următoarele valori ale parametrilor care influențează procesul: $\varphi_0 = 8\pi/9$; $a = 0,4$.

2.2.2.2. Ciclu de lucru cu două faze, cu variație polinomială a raportului de transmitere

O altă funcție propusă pentru raportul de transmitere al angrenajului necircular, în ipoteza divizării în două faze a perioadei de rotație a mișcării, este definită prin:

$$i_{21}(\varphi_1) = \begin{cases} c_1 \cdot \varphi_1^3 + c_2 \cdot \varphi_1^2 + c_3 \cdot \varphi_1 + c_4, & \text{daca } \varphi_1 \in [0, \varphi_0] \\ c_5 \cdot \varphi_1^3 + c_6 \cdot \varphi_1^2 + c_7 \cdot \varphi_1 + c_8, & \text{daca } \varphi_1 \in [\varphi_0, 2\pi] . \end{cases} \quad (2.13)$$

Unghiul de rotație a roții conducătoare, în această ipoteză, este:

$$\varphi_2(\varphi_1) = \begin{cases} \frac{1}{4}c_1 \cdot \varphi_1^4 + \frac{1}{3}c_2 \cdot \varphi_1^3 + \frac{1}{2}c_3 \cdot \varphi_1^2 + c_4 \cdot \varphi_1 + ct_1, & \text{dacă } \varphi_1 \in [0, \varphi_0] \\ \frac{1}{4}c_5 \cdot \varphi_1^4 + \frac{1}{3}c_6 \cdot \varphi_1^3 + \frac{1}{2}c_7 \cdot \varphi_1^2 + c_8 \cdot \varphi_1 + ct_2, & \text{dacă } \varphi_1 \in [\varphi_0, 2\pi] \end{cases} \quad (2.16)$$

Din impunerea aceluiași condiții ca în capitolul 2.2.2.1, rezultă următoarele valori pentru constantele $c_1 \dots c_8, ct_1, ct_2$:

Tabel 2.3. Constantele definitorii ale cinematicii angrenajului necircular, cu două faze ale ciclului de funcționare, cu raport de transmitere cu variație polinomială

$c_1 = \frac{2(b-a)}{\varphi_0^3}$	$c_2 = \frac{-3(b-a)}{\varphi_0^2}$	$c_3 = 0$	$c_4 = b$	$ct_1 = 0$
$c_5 = \frac{-2(b-a)}{(2\pi - \varphi_0)^3}$	$c_6 = \frac{3(b-a)(2\pi + \varphi_0)}{(2\pi - \varphi_0)^3}$	$c_7 = \frac{-12\pi(b-a) \cdot \varphi_0}{(2\pi - \varphi_0)^3}$		$a + b = 2$
$c_8 = \frac{8a\pi^3 - 12a\pi\varphi_0 + 6b\pi\varphi_0^2 - b\varphi_0^3}{(2\pi - \varphi_0)^3}$		$ct_2 = \frac{\pi(b-a)\varphi_0(4\pi^2 - 6\pi\varphi_0 + \varphi_0^2)}{(2\pi - \varphi_0)^3}$		

Se studiază în continuare influența parametrilor definitorii (φ_0 și a) ai raportului de transmitere asupra variației cinematicii angrenajului (Fig. 2.11, 2.12), precum și asupra deplasării și vitezei relative a culisei (Fig. 2.13, 2.14).

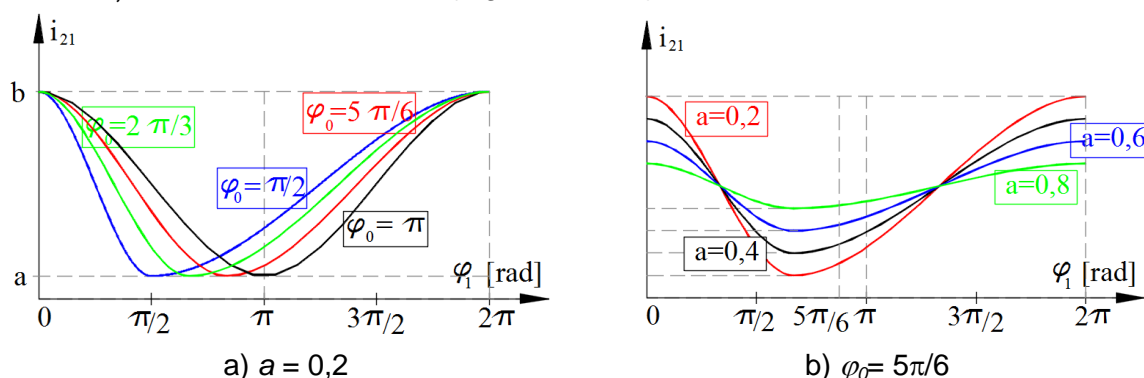


Fig. 2.11. Influența unghiului φ_0 (a) și a valorii minime a (b) asupra raportului de transmitere – ciclul de lucru cu două faze, raport de transmitere cu variație polinomială

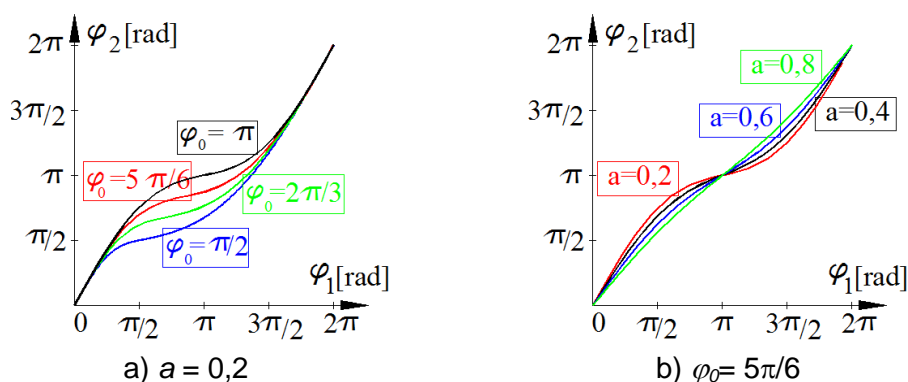


Fig. 2.12. Influența unghiului φ_0 (a) și a valorii minime a (b) asupra unghiului de rotație a roții conduse – ciclul de lucru cu două faze, raport de transmitere cu variație polinomială

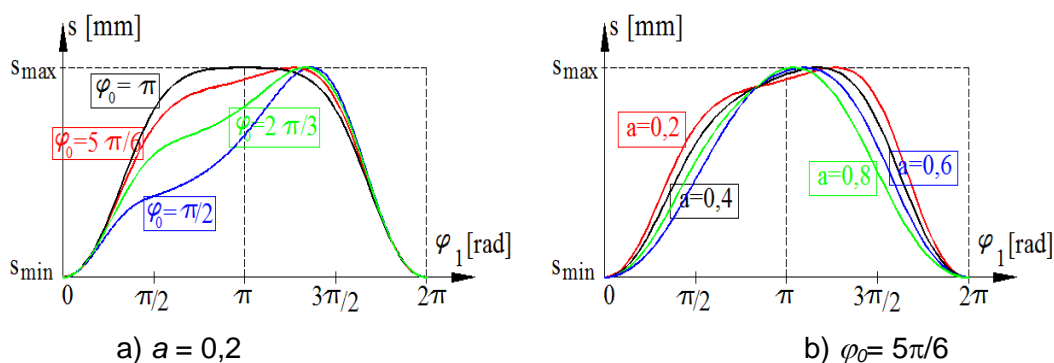


Fig. 2.13. Influența unghiului φ_0 (a) și a valorii minime a (b) asupra deplasării culisei mecanismului bielă-manivelă – ciclu de lucru cu două faze, raport de transmitere cu variație polinomială

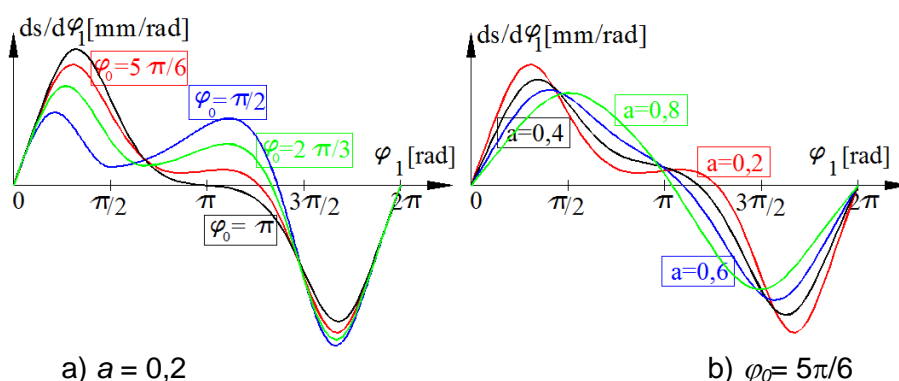


Fig. 2.14. Influența unghiului φ_0 (a) și a valorii minime a (b) asupra vitezei relative a culisei mecanismului bielă-manivelă – ciclu de lucru cu două faze, raport de transmitere cu variație polinomială

Și în acest caz se propun, ca variantă corespunzătoare, valorile parametrilor $\varphi_0 = 8\pi/9$ și $a = 0,4$, diferențele față de cazul precedent fiind nesemnificative.

2.2.2.3. Ciclu de lucru cu trei faze, cu variație trigonometrică a raportului de transmitere

O altă abordare a problemei analizate consideră că ciclul de lucru al mecanismului bielă-manivelă, cu durata egală cu perioada mișcării de rotație a angrenajului necircular (2π), este divizat în trei faze: faza de avans rapid, faza de lucru, în care viteza culisei este redusă treptat, și faza de retragere rapidă. Pentru mișcarea specifică acestor faze, raportul de transmitere va fi definit prin trei funcții. Ca și în cazul ciclului de lucru în două faze, se vor analiza două ipoteze: variația trigonometrică și variația polinomială a raportului de transmitere.

Se propune următoarea lege de definiție pentru raportul de transmitere:

$$i_{21}(\varphi_1) = \begin{cases} c_1 + c_2 \cdot \cos(c_3 \cdot \varphi_1 + c_4), & \text{daca } \varphi_1 \in [0, \varphi_{1a}] \\ c_5 + c_6 \cdot \cos(c_7 \cdot \varphi_1 + c_8), & \text{daca } \varphi_1 \in [\varphi_{1a}, \varphi_{1r}] \\ c_9 + c_{10} \cdot \cos(c_{11} \cdot \varphi_1 + c_{12}), & \text{daca } \varphi_1 \in [\varphi_{1r}, 2\pi] \end{cases} \quad (2.17)$$

unde φ_{1a} este unghiul de rotație a pinionului când se încheie faza de avans și începe faza de lucru; φ_{1r} - unghiul de rotație a pinionului când se încheie faza de lucru și începe faza de retragere; $c_1 \dots c_{12}$ – constante care asigură cinematica și geometria corecte ale angrenajului.

Unghiul de rotație a roții conduse este definit de:

$$\varphi_2(\varphi_1) = \begin{cases} c_1 \cdot \varphi_1 + \frac{c_2}{c_3} \cdot \sin(c_3 \cdot \varphi_1 + c_4) + ct_1, \text{ dacă } \varphi_1 \in [0, \varphi_{1a}] \\ c_5 \cdot \varphi_1 + \frac{c_6}{c_7} \cdot \sin(c_7 \cdot \varphi_1 + c_8) + ct_2, \text{ dacă } \varphi_1 \in [\varphi_{1a}, \varphi_{1r}] \\ c_9 \cdot \varphi_1 + \frac{c_{10}}{c_{11}} \cdot \sin(c_{11} \cdot \varphi_1 + c_{12}) + ct_3, \text{ dacă } \varphi_1 \in [\varphi_{1r}, 2\pi], \end{cases} \quad (2.20)$$

unde ct_1, ct_2, ct_3 sunt constante de integrare,

Ținând cont de următoarele condiții impuse funcțiilor $i_2(\varphi_1)$ și $\varphi_2(\varphi_1)$,

- Raportul de transmitere este cuprins între o limită minimă și maximă $\Rightarrow a < i_{21} < b$
- Funcția care definește variația raportului de transmitere (ec.2.1) este periodică $\Rightarrow \begin{cases} i_{21}(0) = i_{21}(2\pi) = b, \\ i_{21}(\varphi_{1a}) = a \\ i_{21}(\varphi_{1r}) = i_i \end{cases} \quad (2.18)$
- Variația raportului de transmitere este o funcție continuă și derivabilă în punctele $\varphi_1 = \varphi_{1a}$ și $\varphi_1 = \varphi_{1r}$
 - Tangentele la graficul funcției, în punctele $\varphi_1 \in \{0, \varphi_{1a}, \varphi_{1r}, 2\pi\}$, sunt paralele cu abscisa $\Rightarrow \begin{cases} i'_{21}(0) = i'_{21}(\varphi_{1a}) = i'_{21}(\varphi_{1r}) = \\ i'_{21}(2\pi) = 0 \end{cases} \quad (2.19)$
- Funcția $\varphi_2(\varphi_1)$ este continuă, monoton crescătoare în intervalul $[0, 2\pi]$ și derivabilă $\Rightarrow \begin{cases} \varphi_{2s}(\varphi_{1a}) = \varphi_{2d}(\varphi_{1a}); \\ \varphi_{2s}'(\varphi_{1a}) = \varphi_{2d}'(\varphi_{1a}) \\ \varphi_{2s}(\varphi_{1a}) = \varphi_{2d}(\varphi_{1a}); \\ \varphi_{2s}'(\varphi_{1a}) = \varphi_{2d}'(\varphi_{1a}) \end{cases}$

unde i_i este valoarea intermediară a raportului de transmitere la tranziția dintre faza de lucru și cea de retragere, se obțin următoarele valori ale constantelor ce definesc raportul de transmitere și unghiul de rotație a roții conduse (Tab.2.4).

Tabel 2.4. Constantele definitorii ale cinematicii angrenajului necircular, cu trei faze ale ciclului de lucru, cu raport de transmitere cu variație trigonometrică

$c_1 = \frac{a+b}{2}$	$c_2 = \frac{b-a}{2}$	$c_3 = \frac{\pi}{\varphi_{1a}}$	$c_4 = 0$	$ct_1 = 0$
$c_5 = \frac{a+i_i}{2}$	$c_6 = \frac{a-i_i}{2}$	$c_7 = \frac{\pi}{\varphi_{1r} - \varphi_{1a}}$	$c_8 = -\frac{\pi \cdot \varphi_{1a}}{\varphi_{1r} - \varphi_{1a}}$	
$ct_2 = \frac{b-i_i}{2} \cdot \varphi_{1a}$	$c_9 = \frac{b+i_i}{2}$	$c_{10} = \frac{i_i - b}{2}$	$c_{11} = \frac{\pi}{2\pi - \varphi_{1r}}$	
$c_{12} = -\frac{\pi \cdot \varphi_{1r}}{2\pi - \varphi_{1r}}$		$ct_3 = \frac{a-b}{2} \cdot \varphi_{1r} + \frac{b-i_i}{2} \cdot \varphi_{1a}$		

Pentru a obține centroide închise, se impune condiția (2.10), ceea ce conduce la interdependența valorilor semnificative ale raportului de transmitere, respectiv valoarea minimă a , valoarea intermediară i_i și valoarea maximă b :

$$b \cdot [2\pi - (\varphi_{1r} - \varphi_{1a})] + i_i \cdot (2\pi - \varphi_{1a}) + a \cdot \varphi_{1r} = 4\pi \quad (2.22)$$

Ca valoare intermediară, i_i satisface relația:

$$a < i_i < b \quad (2.23)$$

determinând restricții ale variației valorilor extreme ale raportului de transmitere.

Astfel, cinematica angrenajului necircular poate fi variată prin intermediul a patru parametri: a , φ_{1a} , φ_{1r} și b .

Figurile 2.16 - 2.19 prezintă influența parametrilor definitorii ai raportului de transmitere asupra variației cinematicii angrenajului.

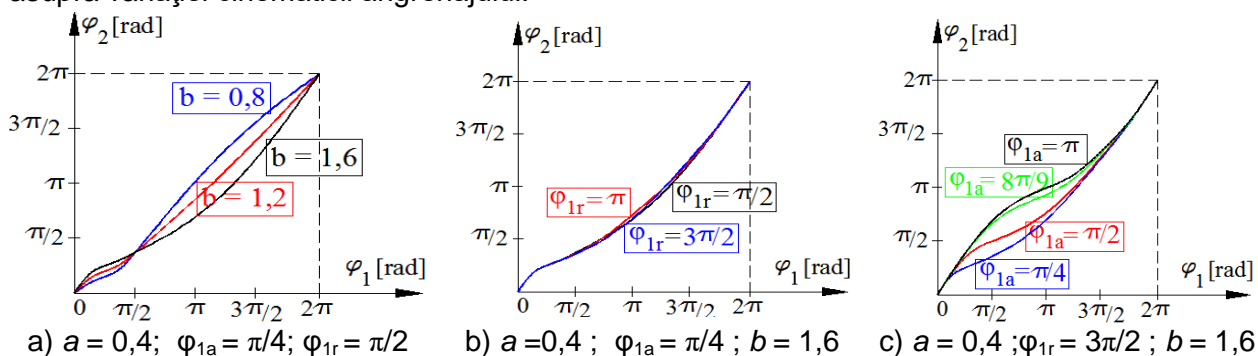


Fig. 2.17 Influența raportului maxim de transmitere b (a), a unghiului φ_{1r} (b) și a unghiului φ_{1a} (c) asupra unghiului de rotație a roții conduse

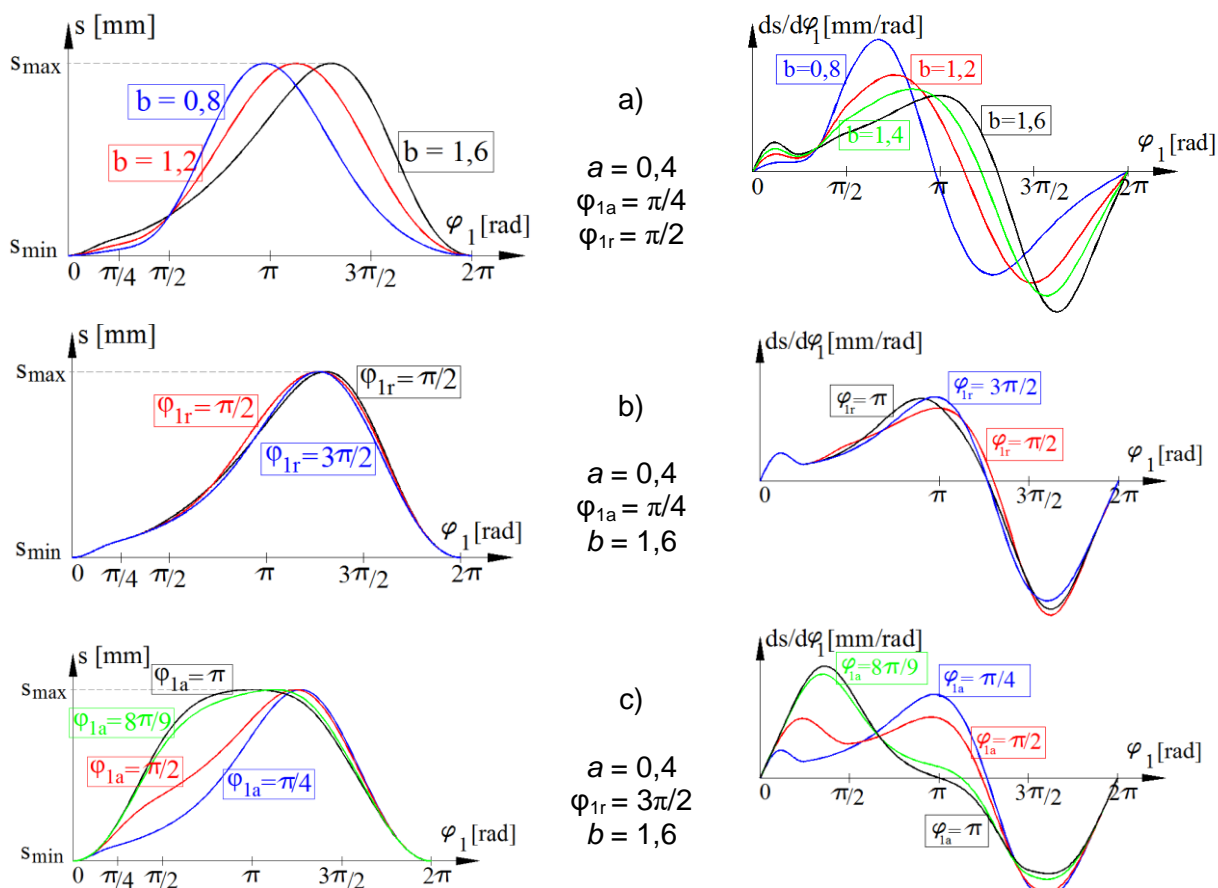


Fig. 2.18. Influența raportului maxim de transmitere b (a), a unghiului φ_{1r} (b) și a unghiului φ_{1a} (c) asupra deplasării culisei

Fig. 2.19. Influența raportului maxim de transmitere b (a), a unghiului φ_{1r} (b), și a unghiului φ_{1a} (c), asupra vitezei culisei

Studiind variația cinematicii mecanismului bielă-manivelă pe intervalul în care are loc formarea capului cuiului, se propune, ca variantă dorită, următoarea combinație: $a = 0,4$; $b = 1,6$; $\varphi_{1a} = 8\pi/9$; $\varphi_{1r} = 3\pi/2$.

2.2.2.4. Ciclu de lucru cu trei faze, cu variație polinomială a raportului de transmitere

O altă funcție de definiție a raportului de transmitere a angrenajului necircular, în ipoteza divizării, în trei faze, a perioadei de rotație a mișcării, este:

$$i_{21}(\varphi_1) = \begin{cases} c_1 \cdot \varphi_1^3 + c_2 \cdot \varphi_1^2 + c_3 \cdot \varphi_1 + c_4, & \text{dacă } \varphi_1 \in [0, \varphi_{1a}] \\ c_5 \cdot \varphi_1^2 + c_6 \cdot \varphi_1 + c_7, & \text{dacă } \varphi_1 \in [\varphi_{1a}, \varphi_{1r}] \\ c_8 \cdot \varphi_1^2 + c_9 \cdot \varphi_1 + c_{10}, & \text{dacă } \varphi_1 \in [\varphi_{1r}, 2\pi]. \end{cases} \quad (2.25)$$

Pentru a obține variația dorită a raportului de transmitere, se impun aceleași condiții ca la cap. 2.2.2.3, obținându-se următoarele valori ale constantelor, conform tabelului 2.6.

Figurile 2.20 - 2.23 prezintă influența parametrilor definatorii ai raportului de transmitere asupra variației cinematicii angrenajului.

Tabel 2.6. Constantele definatorii ale cinematicii angrenajului necircular, cu trei faze ale ciclului de lucru, cu raport de transmitere cu variație polinomială

$c_1 = \frac{2(b-a)}{\varphi_{1a}^3}$	$c_2 = \frac{-3(b-a)}{\varphi_{1a}^2}$	$c_3 = 0$	$c_4 = b$
$c_5 = \frac{p}{2(\varphi_{1r} - \varphi_{1a})}$	$c_6 = \frac{-p\varphi_{1a}}{\varphi_{1r} - \varphi_{1a}}$	$c_7 = a + \frac{p\varphi_{1a}^2}{2(\varphi_{1r} - \varphi_{1a})}$	
$c_8 = \frac{-p}{2(2\pi - \varphi_{1r})}$	$c_9 = \frac{2p\pi}{2\pi - \varphi_{1r}}$	$c_{10} = b - \frac{2p\pi^2}{2\pi - \varphi_{1r}}$	
$i_i = a + \frac{p}{2}(\varphi_{1r} - \varphi_{1a})$		$b = a + \frac{p}{2}(2\pi - \varphi_{1a})$	
$ct_1 = 0$	$ct_2 = \frac{1}{4}\varphi_{1a}^4 c_1 + \frac{1}{3}\varphi_{1a}^3(c_2 - c_5) + \frac{1}{2}\varphi_{1a}^2(c_3 - c_6) + \varphi_{1a}(c_4 - c_7) + ct_1$		
$ct_3 = \frac{1}{3}\varphi_{1r}^3(c_5 - c_8) + \frac{1}{2}\varphi_{1r}^2(c_6 - c_9) + \varphi_{1r}(c_7 - c_{10}) + ct_2$			
$p = \frac{24\pi(1-a)}{16\pi^2 - 4\pi\varphi_{1r} + 2\varphi_{1a}\varphi_{1r} - 6\pi\varphi_{1a} - \varphi_{1a}^2}$			

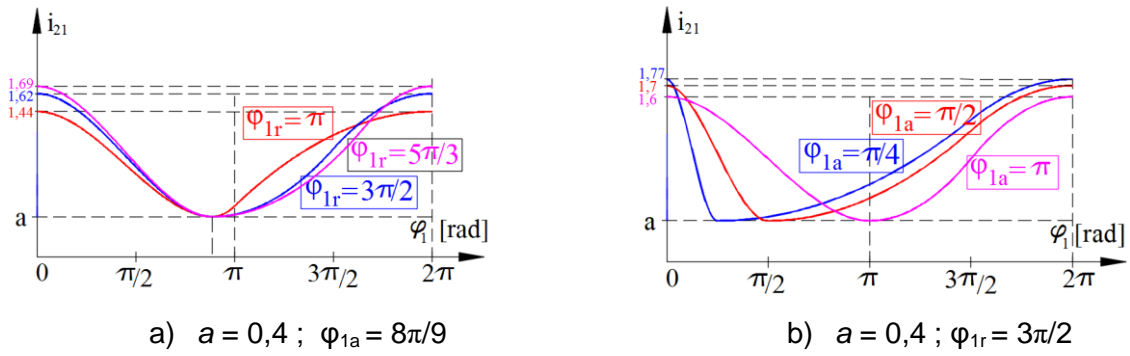


Fig. 2.20. Influența unghiului φ_{1r} (a) și a unghiului φ_{1a} (b) asupra raportului de transmitere

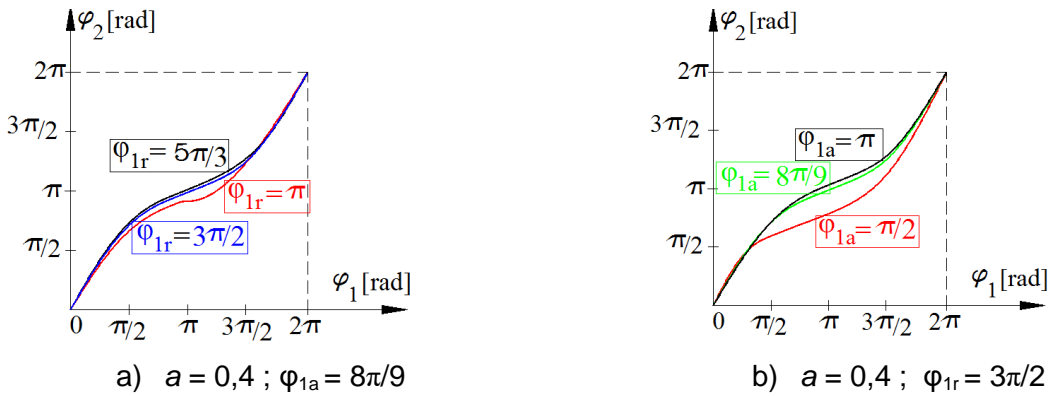


Fig. 2.21. Influența unghiului φ_{1r} (a) și a unghiului φ_{1a} (b) asupra unghiului roții conduse

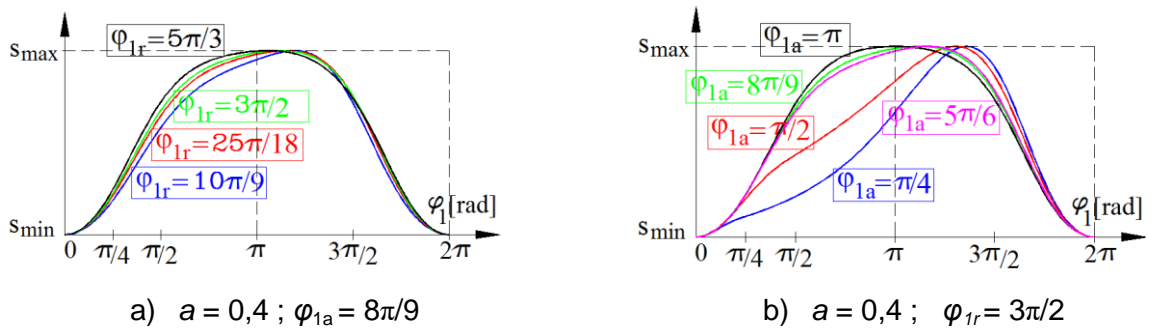


Fig. 2.22. Influența unghiului φ_{1r} (a) și a unghiului φ_{1a} (b) asupra deplasării culisei

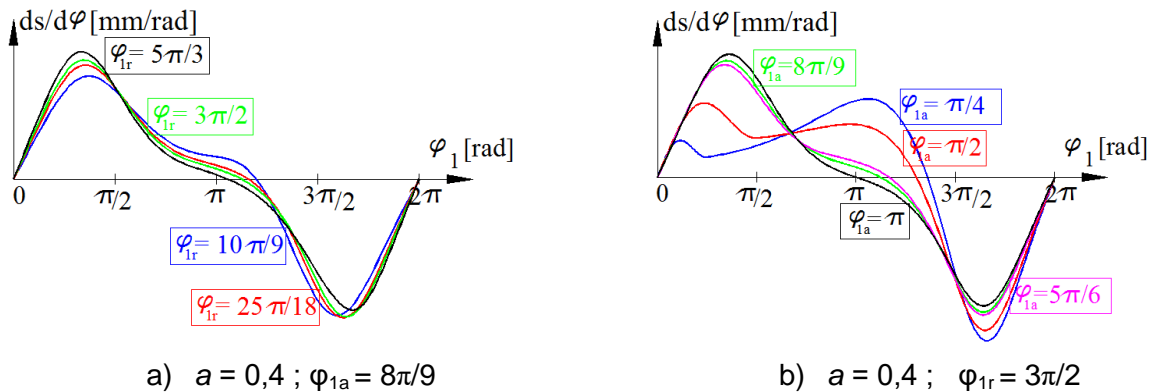


Fig. 2.23. Influența unghiului φ_{1r} (a) și a unghiului φ_{1a} (b) asupra vitezei relative a culisei

2.2.3. Analiza comparativă a cinematicii culisei

Pentru a găsi cea mai bună variantă a cinematicii culisei pe intervalul menționat, s-a luat în considerare varianta aleasă pentru fiecare caz studiat și s-a aplicat pentru cazul fabricației cuielor de tip $\phi 4 \times 50$, cu un diametru al capului de 13 mm.

Parametrii definatorii ai raportului de transmitere sunt: pentru ciclul de lucru în două faze $\varphi_0 = 8\pi/9$, $a = 0,4$, $b = 1,6$, iar pentru ciclul de lucru în trei faze $\varphi_{1a} = 8\pi/9$; $\varphi_{1r} = 3\pi/2$, $b = 1,62$; acești parametri, așa cum rezultă din analiza din secțiunea 2.2, induc cinematica dorită pentru procesul de deformare plastică în urma căruia rezultă capul cuiului.

În Fig. 2.24 sunt reprezentate graficele legilor de variație pentru raportul de transmitere, i_{21} , cursa culisei, s și viteza relativă a culisei, $ds/d\varphi$, în cele patru cazuri, pentru parametrii menționați mai sus. Așa cum se poate observa, în cazul ciclului de lucru în două faze, graficele celor două legi, cosinusoidală și polinomială, se suprapun aproape total, diferențele fiind ne semnificative.

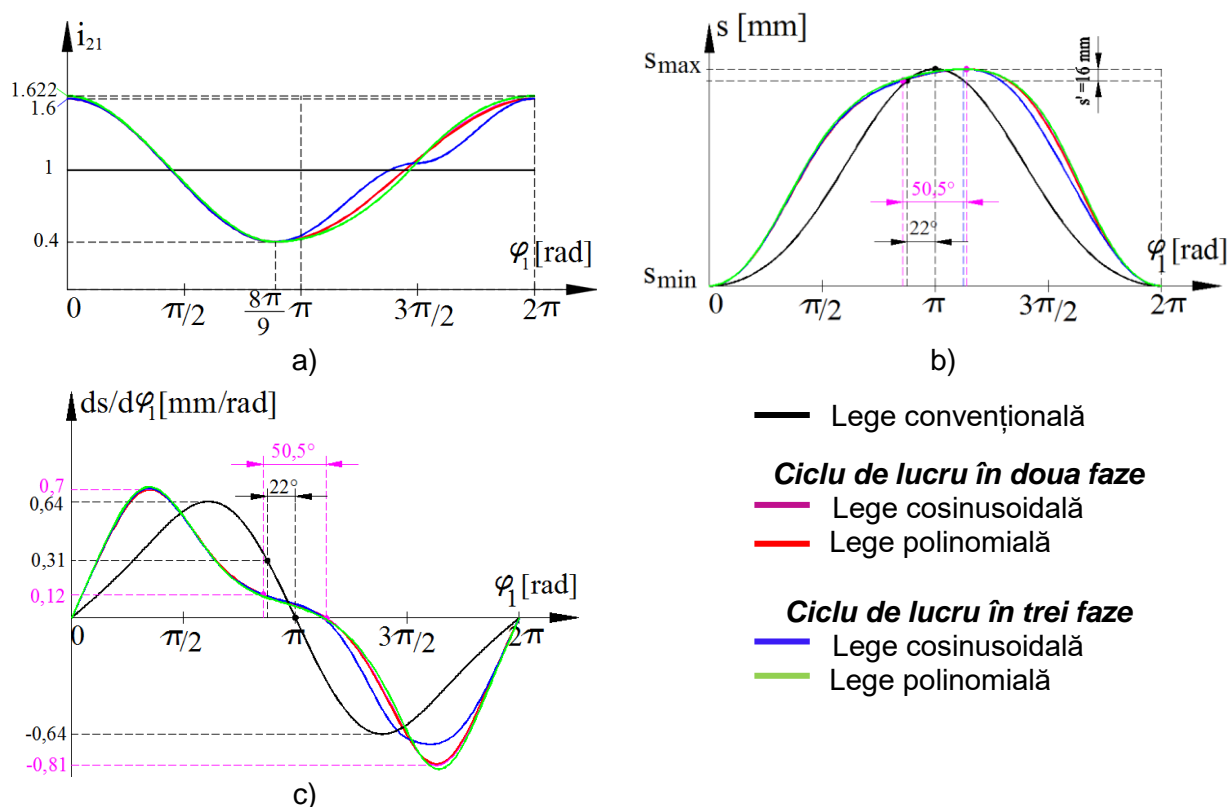


Fig. 2.24. Analiza comparativă a legilor de variație a raportului de transmitere i_{21} (a), cursei s (b) și vitezei $ds/d\varphi$ (c) pentru parametrii $\varphi_0 = 8\pi/9$; $a = 0,4$; $b = 1,6$; $\varphi_{1a} = 8\pi/9$; $\varphi_{1r} = 3\pi/2$

Comparând graficele mișcărilor propuse cu mișcarea convențională, avantajele sunt evidente: viteza relativă, la începutul deformării, scade de la $v' = 0,31$ mm/rad la $v'' = 0,12$ mm/rad, iar intervalul în care are loc deformarea crește de la $d\varphi' = 22^\circ$ la $d\varphi'' = 50,5^\circ$, rezultând astfel accelerații medii de aproape 6 ori mai mici. În ceea ce privește mișcarea culisei în afara intervalului studiat, se pot observa creșteri ale vitezelor maxime, mai importante în cazul ciclului de lucru în două faze, și creșteri ale accelerațiilor pe prima jumătate a cursei de avans, respectiv pe a doua jumătate a cursei de retragere.

2.3. ANGRENAJ NECIRCULAR PENTRU MODIFICAREA CINEMATII MAȘINII DE CONFEȚIONAT CUIE

2.3.1. Modelarea centroidelor necirculare

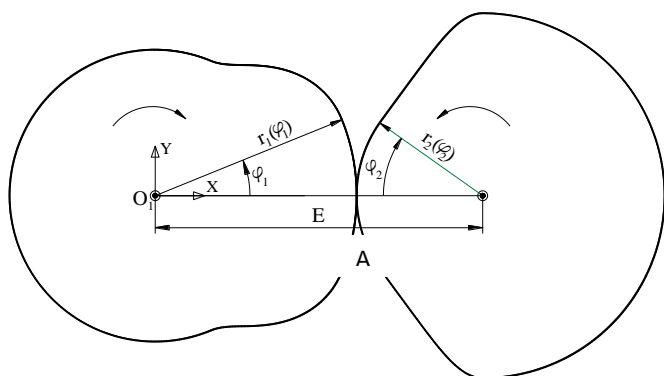
În cazul particular al angrenajului necircular ce modifică cinematica mecanismului bielă-manivelă, determinarea centroidelor/curbelor de divizare ale roților dințate se bazează pe ipoteza definirii raportului de transmitere. În această ipoteză, conform literaturii de specialitate [1], dacă se cunoaște legea de variație a raportului de transmitere, i_{21} , și distanța dintre centrele de rotație ale roților dințate necirculare, A , din definiția raportului de transmitere:

$$i_{21}(\varphi_1) = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{r_1}{A - r_1}, \quad (2.28)$$

se obține următoarea expresie pentru raza centroidei conducătoare:

$$r_1(\varphi_1) = \frac{A}{1 + i_{21}(\varphi_1)}, \quad (2.29)$$

unde r_1 , φ_1 sunt coordonatele polare ale punctului curent de pe centroidă (Fig. 2.25).



Centroida condusă este definită de ecuația:

$$r_2(\varphi_2) = A \frac{i_{21}(\varphi_1)}{1 + i_{21}(\varphi_1)} \quad (2.30)$$

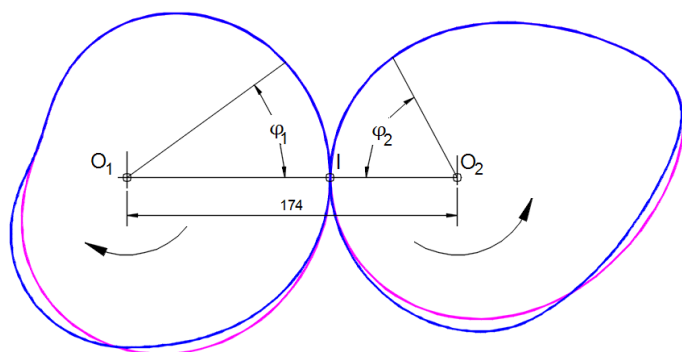
unde φ_2 este unghiul polar al centroidei, calculat cu relația (2.6).

Pornind de la variația raportului de transmitere și a analizei din secțiunea 2.2.2.,

Fig. 2.25. Rularea centroidelor necirculare conjugate [72]

ecuațiile (2.29) și (2.30) vor defini centroidele/curbele de divizare ale roților dințate necirculare propuse în lanțul cinematic al mașinii MCC 337. Figura 2.26 prezintă curbele de divizare obținute pentru cazul variației raportului de transmitere, i_{21} , după legea cosinusoidală (2.9), pentru ciclul de lucru în două faze, respectiv (2.21), pentru ciclul de lucru în trei faze.

Procesul de modelare a curbelor de divizare s-a desfășurat în mediul grafic al aplicației AutoCAD, pe baza unui cod original AutoLISP (Anexa 1).



— Ciclu de lucru în două faze, lege cosinusoidală, $\varphi_0 = 8\pi/9$; $a = 0,4$; $b = 1,6$

— Ciclu de lucru în trei faze, lege cosinusoidală, $a = 0,4$; $b = 1,6$; $\varphi_{1a} = 8\pi/9$; $\varphi_{1r} = 3\pi/2$

Fig. 2.26. Centroide necirculare pentru antrenarea mecanismului bielă-manivelă

2.3.2. Generarea danturii roților dințate necirculare

Pentru generarea flancurilor dintelui, s-a aplicat metoda rulării, descrisă analitic [73]; se consideră geometria locală a curbelor de divizare și un dinte al cremalierii generatoare, cu geometrie standard, care rulează pe curba de divizare necirculară. Flancul dintelui este definit ca mulțimea punctelor de intersecție dintre linia de angrenare instantanee și flancul activ al dintelui cremalierii.

Dinții roților sunt dispuși prin considerarea **unui pas constant pe curbă** (lungimea curbei se împarte la numărul de dinți); ca urmare, datorită geometriei complexe a curbei, modulul danturii este un număr real, nestandardizat, fără importanță în prelucrarea ulterioară a roților dințate, prin tehnologii neconvenționale.

Pentru generarea flancului dintelui, toate mișcările aferente rulării sunt transferate dintelui cremalierii generatoare. Punctul de pe flancul dintelui roții rezultă ca intersecția dintre linia de angrenare $(la)_{ij}$ și flancul dintelui cremalierii. Figura 2.27 detaliază generarea flancului dintelui roții și permite exprimarea coordonatelor punctelor flancului dintelui față de sistemul de coordonate atașat pinionului, $O_1x_1y_1$:

Zona de vârf a flancului activ al dintelui este locul geometric al punctelor F_{ij} , ale cărui coordonate, se exprimă prin (Fig. 2.27 b):

$$\begin{aligned} x_{1ij} &= r_1(\varphi_{1ij}) \cdot \cos \varphi_{1ij} - s_{ij} \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\mu_{ij} + \alpha + \varphi_{1ij}) \\ y_{1ij} &= r_1(\varphi_{1ij}) \cdot \sin \varphi_{1ij} + s_{ij} \cdot \cos \alpha \cdot \sin(\mu_{ij} + \alpha + \varphi_{1ij}), \end{aligned} \quad (2.34)$$

unde r_{1ij} , φ_{1ij} sunt coordonatele polare ale centrului instantaneu de rotație, P_{ij} , s_{ij} - distanța de rulare de-a lungul tangentei $(tg)_{ij}$, μ_{ij} - unghiul tangentei curente față de vectorul de poziție O_1P_{ij} ; α - unghiul de presiune standard (20°).

Un algoritm similar permite exprimarea segmentului de picior al flancului activ al dintelui ca loc geometric al punctelor F_{ij} definite prin:

$$\begin{aligned} x_{1ij} &= r_1(\varphi_{1ij}) \cdot \cos \varphi_{1ij} + s_{ij} \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\mu_{ij} + \alpha + \varphi_{1ij}) \\ y_{1ij} &= r_1(\varphi_{1ij}) \cdot \sin \varphi_{1ij} + s_{ij} \cdot \cos \alpha \cdot \sin(\mu_{ij} + \alpha + \varphi_{1ij}). \end{aligned} \quad (2.35)$$

Pentru definirea flancului inactiv al dintelui, se repetă procedura anterioară, ținând cont că generarea se va face cu celălalt flanc al dintelui cremalierii, iar rularea își schimbă sensul.

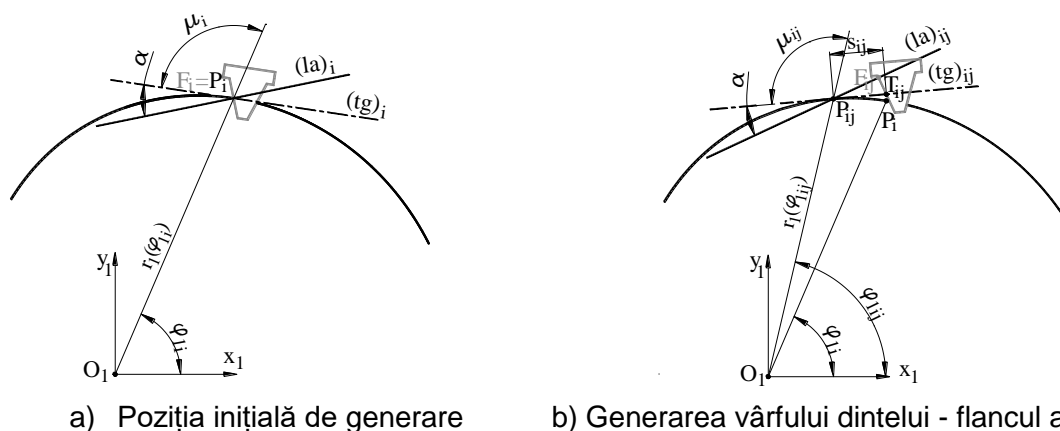


Fig. 2.27. Generarea flancului dintelui roții conducătoare

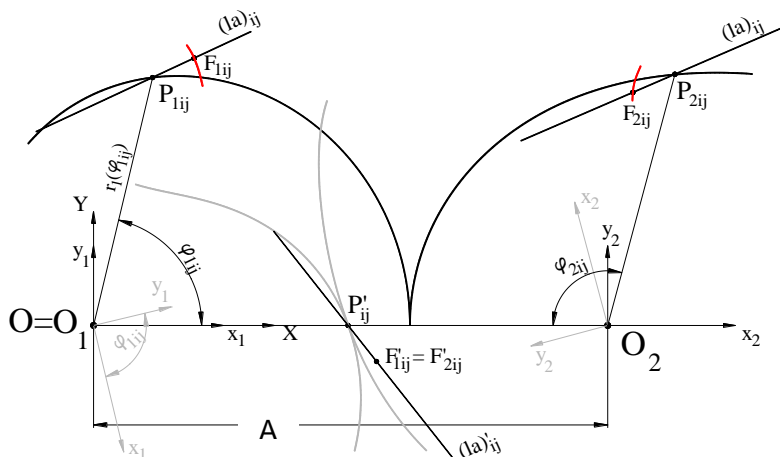


Fig. 2.28. Generarea flancului dintelui roții conduse

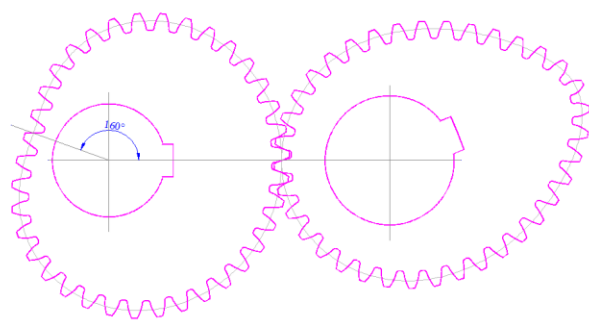
$$\begin{bmatrix} x_{2ij} \\ y_{2ij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{2ij} & \sin \varphi_{2ij} \\ -\sin \varphi_{2ij} & \cos \varphi_{2ij} \end{bmatrix} \cdot \left(\begin{bmatrix} -A \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \varphi_{1ij} & \sin \varphi_{1ij} \\ -\sin \varphi_{1ij} & \cos \varphi_{1ij} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{1ij} \\ y_{1ij} \end{bmatrix} \right), \quad (2.38)$$

unde φ_{2ij} este unghiul de rotație corespunzător roții conduse; A – distanța dintre axe.

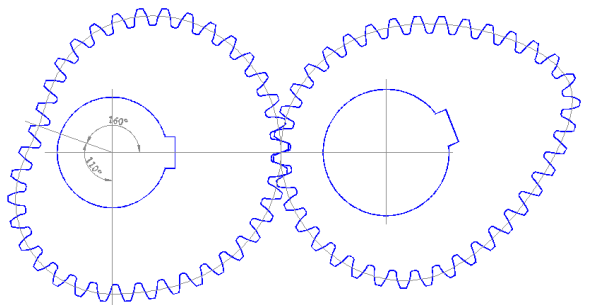
Un cod original AutoLISP (Anexa 2) generează automat profilul flancurilor dinților roților necirculare, cu număr de dinți $z_1 = z_2 = 36$, în limitele unei rulări pe o distanță predefinită, aleasă astfel încât să se asigure generarea completă a flancurilor. Secțiunile transversale ale roților (Fig. 2.29), prin extrudare, permit generarea modelului solid al angrenajului (Fig. 2.31).

O comparație a profilurilor dinților în cele două cazuri este arătată în Fig. 2.30. Se observă că dinții sunt apropiați ca formă a profilului, aceasta datorită faptului că centrițele, în cele două cazuri, diferă doar pe partea de retragere a culisei.

Modelele virtuale ale roților sunt prezentate în Fig. 2.31. Lățimea roților este aleasă la valoarea $B = 50$ mm.



a) Ciclul de lucru în două faze



b) Ciclu de lucru în trei faze

Fig.2.29. Secțiunea transversală a roților angrenajului necircular, cu raport de transmitere cu variație cosinusoidală

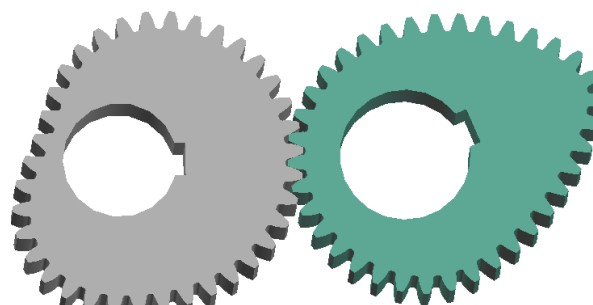
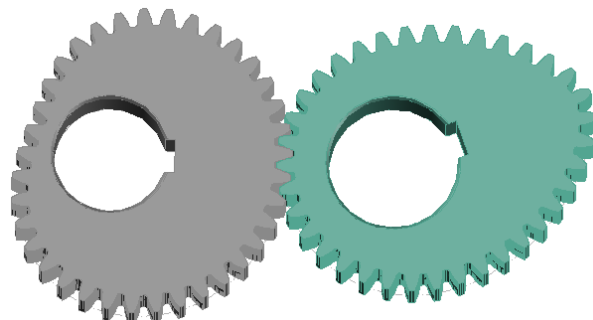


Fig. 2.31. Angrenaj necircular, cu raport de transmitere cu variație cosinusoidală, pentru ciclul de lucru al mecanismului bielă-manivelă

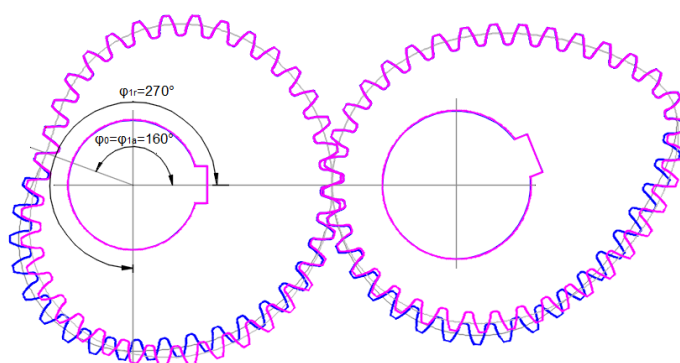


Fig. 2.30. Compararea danturilor în cazul ciclului de lucru în două și trei faze, respectiv:

— Ciclu de lucru în două faze

— Ciclu de lucru în trei faze

2.3.3. Analiza angrenării

2.3.3.1. Analiza contactului dintre dinți

Analiza suprafeței statice de contact dintre dinți s-a realizat, în fiecare din cele două cazuri (lege cosinusoidală, cu ciclu de lucru al bielei în două, respectiv trei faze), pentru perechea de dinți $D1$ respectiv $D27$ (Fig. 2.32), acestea situându-se în zonele curbilor de divizare care își modifică geometria, corespunzător legilor de definiție a raportului de transmitere din fazele 3 și 1, respectiv 2 și 3.

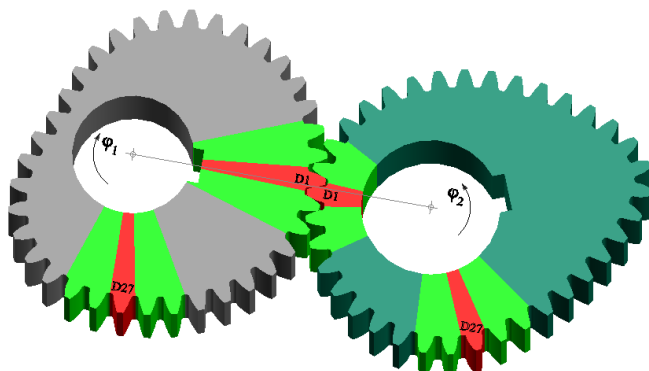


Fig. 2.32. Evidențierea dinților analizați din punct de vedere al contactului

Analiza s-a extins și asupra dinților învecinați, punându-se în evidență suprafețele de contact dintre dinții aflați concomitent în angrenare. În Fig. 2.32 sunt puse în evidență zonele roților dințate urmărite în angrenare.

Ilustrarea petei de contact și a modului de distribuție a acesteia s-a obținut utilizând modelele solide ale roților, în mediul grafic al aplicației AutoCAD, după următorul algoritm (Fig. 2.33) [74]:

- S-a adus în angrenare, pe linia centrelor, perechea de dinți luată în considerare, rotind roata conducătoare cu unghiul φ_1 și roata condusă cu unghiul corespunzător φ_2 , calculat cu relația (2.20) (Fig. 2.33a);
- S-a rotit roata conducătoare cu un unghi de $0,005^\circ$, pentru a crea un cuplu minim, astfel încât să apară pata de contact (Fig. 2.33b);
- S-a rotit roata conducătoare, incremental cu pași de 1° , și roata condusă, cu unghiurile corespunzătoare calculate, astfel încât rularea să se facă pe toată lungimea flancurilor active ale perechii de dinți luată în considerare. Figura 2.33c ilustrează poziții particulare ale angrenării;
- Intersectând, de fiecare dată, modelele solide ale roților, a rezultat pata de contact statică, precum și numărul de perechi de dinți aflați simultan în angrenare.

Utilizând facilitățile oferite de AutoCAD, s-au cules datele privind aria petei contact, ca arie a solidului rezultat din intersecția modelelor solide ale celor două roți, pentru fiecare poziție în parte. Pe baza acestor date, cu ajutorul programului de calcul tabelar EXCEL, au fost generate graficele privind mărimea și distribuția petei de contact în cazurile analizate.

În Fig. 2.34- 2.37 sunt ilustrate evoluția și mărimea petei de contact pe roata conducătoare, pentru cele două perechi de dinți, D1 și D27, și în cele două ipoteze de proiectare.

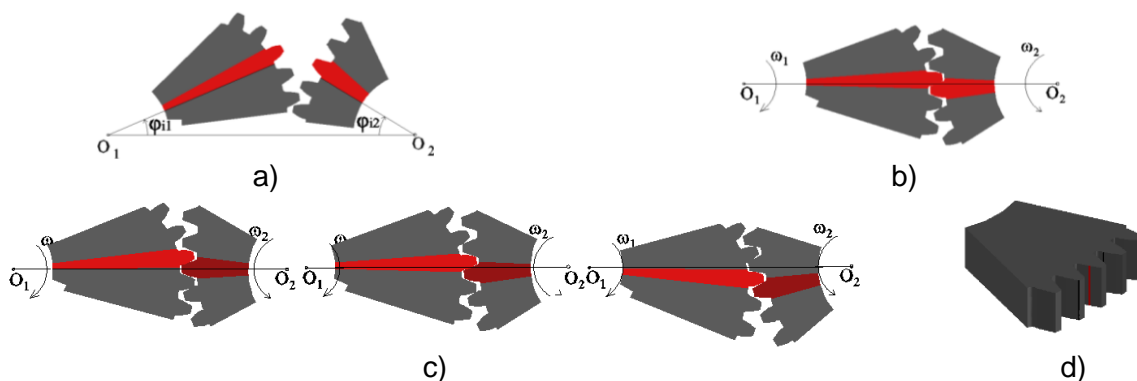


Fig 2.33. Algoritm pentru studiul petei de contact statice a roților dințate necirculare [74]

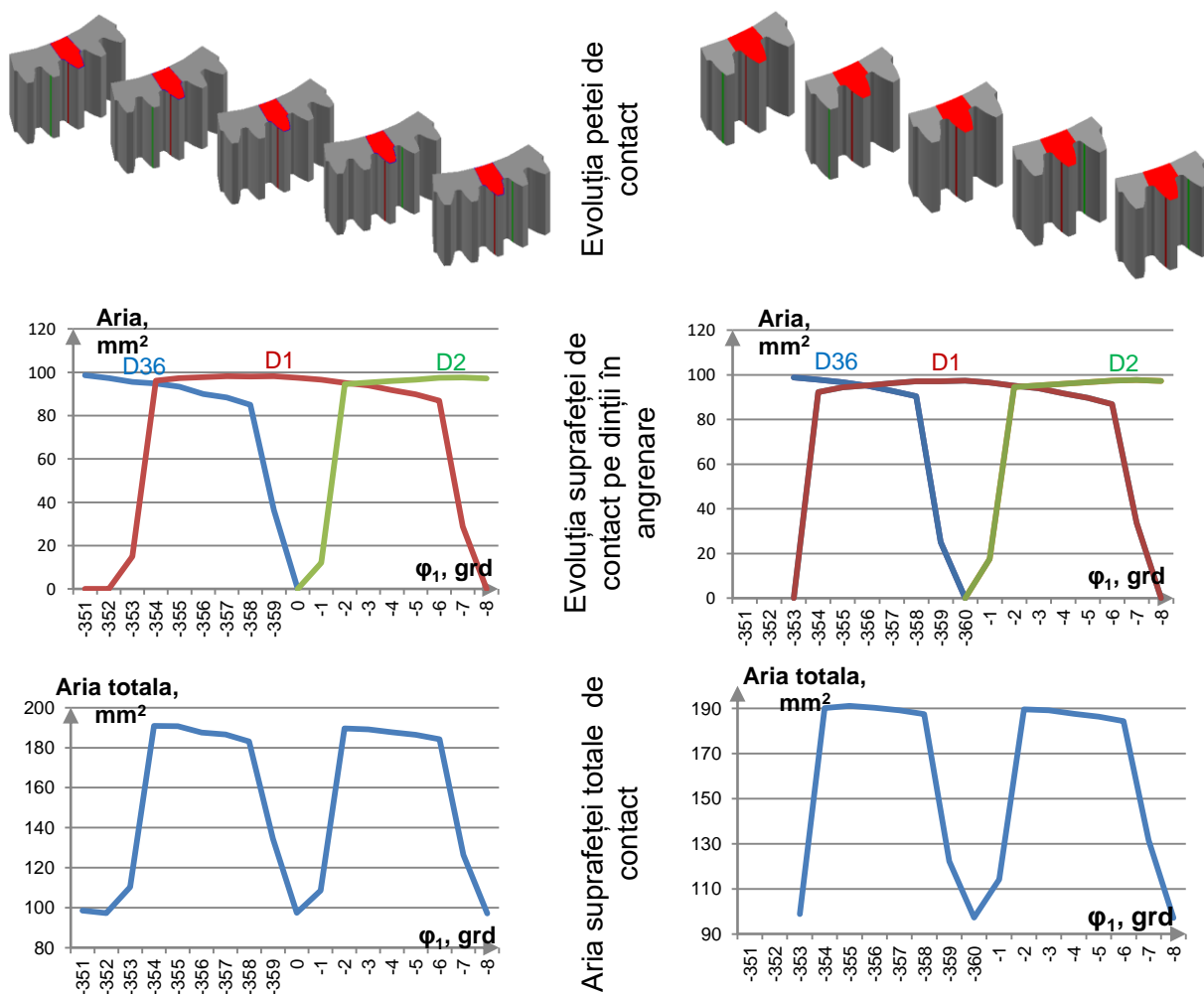


Fig. 2.34. Pata de contact pentru perechea de dinți D1, în cazul ciclului de lucru cu două faze și lege de variație cosinusoidală a raportului de transmitere

Fig. 2.35. Pata de contact pentru perechea de dinți D1 în cazul ciclului de lucru cu trei faze și lege de variație cosinusoidală a raportului de transmitere

Din analiza graficelor de mai sus se observă următoarele:

- distribuția și mărimea petei de contact este asemănătoare în ambele cazuri. Pe tot parcursul angrenării dintelui D1, există doi dinți în contact, cu excepția cazului când centrul instantaneu de rotație este pe linia centrelor, caz în care dintele D1 este singur în angrenare și preia toată încărcarea;
- aria petelor de contact este uniform distribuită pe fiecare din cei trei dinți, aria totală având un punct de minim în punctul în care dintele D1 este singur în angrenare;
- în ce privește momentul de intrare în angrenare a perechii D1, se poate observa o diferență de aproximativ 1° , datorată poziționării diferite a punctului de început al piciorului dintelui D1;
- nu s-au obținut interferențe în timpul angrenării, ceea ce certifică generarea corectă a danturii roților dințate.

Având în vedere analiza de mai sus, se poate spune că nu se înregistrează diferențe semnificative între cele două cazuri, calitatea angrenării nefiind influențată calitativ sau cantitativ.

În mod similar s-a efectuat analiza petei de contact și pentru perechile de dinți D27 și adiacenți, în cele două cazuri. În cazul angrenării perechii de dinți D27 și a dinților adiacenți, situația este diferită față de cazul angrenării perechii D1. Dacă, în cazul ciclului de lucru în două faze, graficele sunt asemănătoare cu situația anterioară, în cazul ciclului de lucru în trei faze, situația se schimbă, atât distribuția, cât și mărimea petei fiind variabile. Pentru o analiză comparativă corectă și pentru o mai bună evidențiere a diferențelor, s-au suprapus graficele obținute mai sus, pentru perechea de dinți D27 și perechile adiacente (Fig. 2.38).

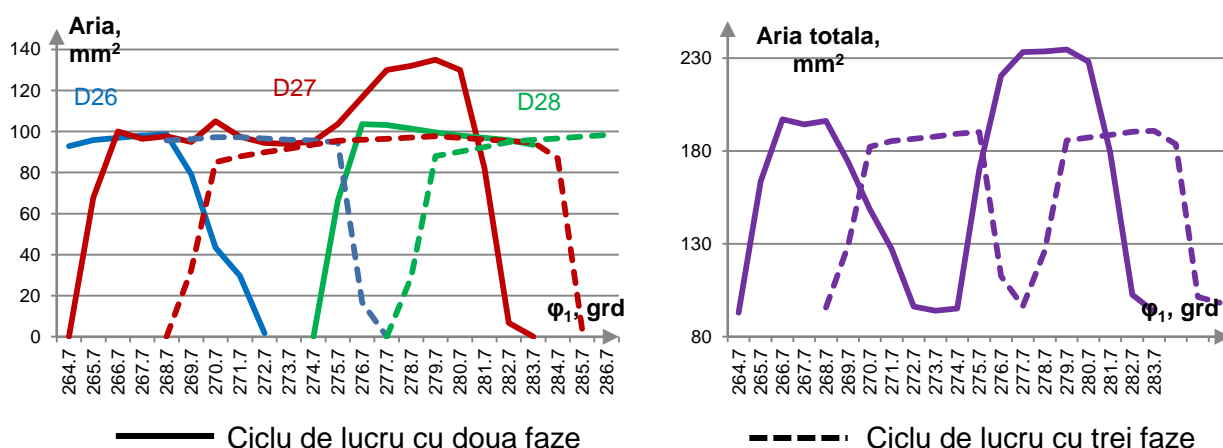


Fig. 2.38. Analiza comparativă a suprafeței de contact la angrenarea dinților D26, D27 și D28

2.3.3.2. Analiza statică a stării de tensiuni și deformații

Având în vedere că roțile dințate necirculare sunt organe de mașini complexe, cu geometrie variabilă, abordarea stării de tensiuni și deformații nu se poate realiza prin metode standardizate, metoda elementului finit (FEA) fiind singura soluție.

Studiul va fi efectuat în AutoDesk Inventor [75], [76], [77], pe modelele solide importate din AutoCAD [78], [79], ținând cont de caracteristicile mediului virtual folosit, și anume: deformațiile și tensiunile sunt direct proporționale cu sarcina, iar aplicarea forței este statică, fără a se lua în considerare efectele încărcărilor dinamice (forțe de inerție, greutatea etc.).

Analiza statică a stării de tensiuni și deformații se efectuează pentru fiecare din cele două cazuri prezentate în secțiunea 2.3.2, și anume lege sinusoidală a raportului de transmitere, cu ciclul de lucru în două, respectiv trei faze. Studiul pune în evidență influența formei centroidei

asupra stării de tensiuni și deformații care apare în roata conducătoare, în timpul fazei de formare a capului cuiului.

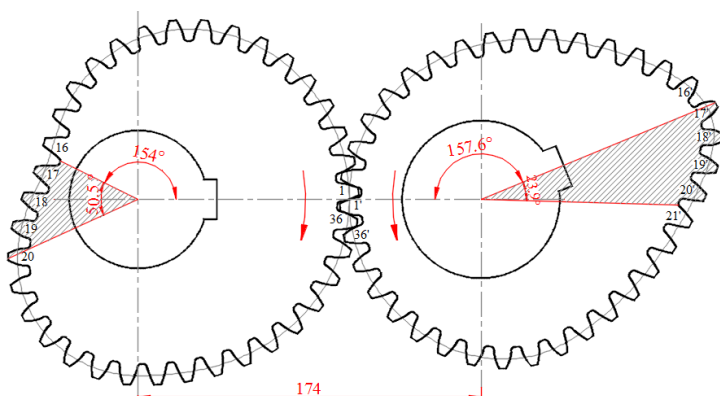


Fig. 2.39. Evidențierea zonei corespunzătoare fazei de formare a capului cuiului

Începutul fazei, deci forța din angrenare este maximă, se va lua în considerare, pentru analiză, dintele nr. 18.

În mediul de lucru Autodesk Inventor, analiza FEA presupune parcurgerea următoarelor etape de lucru:

1. Importul, în Inventor, al secțiunii transversale a roții conducătoare, editată în AutoCAD (Fig. 2.29) și generarea modelului solid (Fig. 2.40);

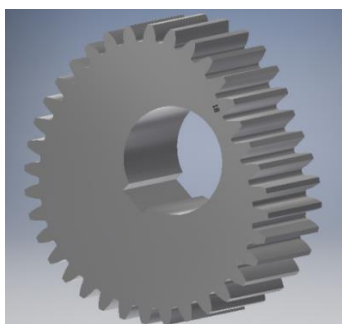


Fig. 2.40. Modelul solid al roții conducătoare, generat în mediul Autodesk Inventor

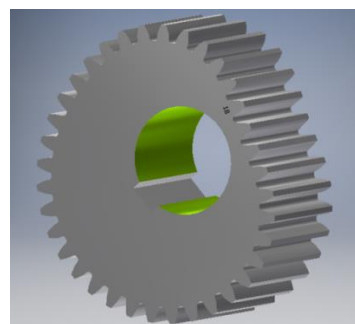


Fig. 2.41. Constrângerea butucului roții

2. Alegerea materialului din care este confecționată roata. S-a ales un oțel aliat, cu o limită de curgere de 350 MPa și o rezistență la rupere de 420 MPa

3. Stabilirea constrângerilor și a gradelor de libertate. Se fixează butucul roții (Fig. 2.41), cu un singur grad de libertate: rotație în jurul axei Ox (axa de rotație);

4. Stabilirea structurii elementelor finite (Fig 2.42):

- Numărul de noduri: 778114, numărul de elemente finite: 498993;
- Mărimea medie a elementului finit (ca fracție a spațiului de încadrare): 0,1;
- Mărimea minimă a elementului finit (ca fracție a mărimii medii): 0,2 ;
- Unghiul maxim de rotație a elementului: 60°;

5. Poziționarea forței pe coroana dintelui studiat (Fig. 2.43), normală pe suprafața dintelui, pe direcția liniei de angrenare, și acționând pe toată lățimea dintelui;

6. Simularea angrenării, generarea și preluarea rapoartelor pentru distribuția tensiunilor Von Mises, câmpul deformațiilor și distribuția factorului de siguranță (Fig. 2.46, 2.47).

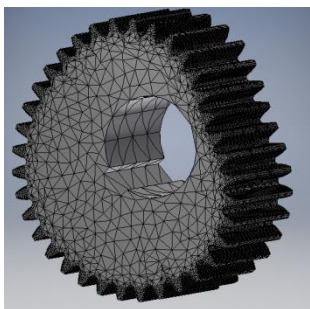


Fig. 2.42. Descompunerea modelului în elemente finite

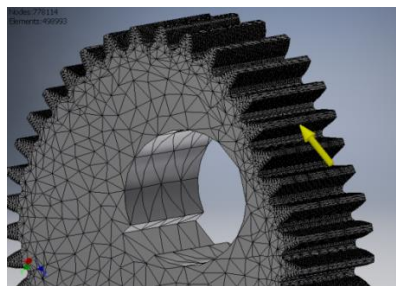


Fig. 2.43. Poziționarea forței din timpul angrenării, în ipoteza angrenării unipare

Pentru calculul forței aplicate pe dinte, s-a considerat, pentru început, **forța maximă necesară la refulare**, pentru deformarea materialului, cu formula [82], [83]:

$$F_{max} = k \cdot a \left(1 + \frac{\mu D}{3H} \right) \cdot A \cdot R_{def} \quad [N] , \quad (2.39)$$

unde (Fig. 2.44) k este un coeficient care depinde de complexitatea formei piesei refulate ($k = 1,1 \dots 1,3$), a – coeficient care ține seama de schema mecanică de deformare ($a = 1,25 \dots 1,75$), D – diametrul capului refulat [mm], H – înălțimea capului refulat [mm], A – suprafața secțiunii transversale a capului refulat [mm], μ – coeficientul de frecare al semifabricatului, în zona activă a matriței ($\mu = 0,1 \dots 0,15$), R_{def} - rezistența de deformare a materialului prelucrat [N/mm^2].

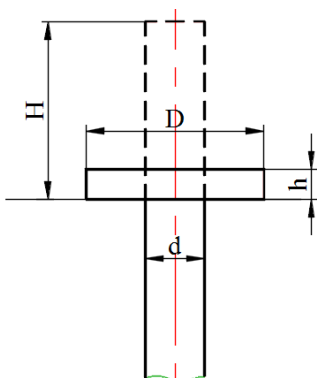


Fig. 2.44. Schema procesului de refulare, în cazul formării capului cuiului [82]

Se alege tipul de cui $\varnothing 4 \times 100$ pentru care, conform GOST 4028-63, diametrul tijei este $d = 4$ mm, diametrul capului cuiului este de $D = 7,5$ mm, iar înălțimea capului este $h = 1,5$ mm. Cu aceste elemente, conform legii constanței volumului în cazul refulării [84], [85], [86], se calculează înălțimea $H = 5,27$ mm. Având aceste elemente și adoptând următoarele valori pentru coeficienți: $k = 1,1$; $a = 1,25$; $\mu = 0,1$ și pentru $R_{def} = 500$ N/mm^2 , se obține valoarea forței maxime de deformare, **$F_{max} = 35435$ N**. Cunoscând elementele constructive ale mecanismului bielă-manivelă [50], rezultă următoarele valori pentru forța la manivelă, respectiv pentru momentul de torsiune:

$F_t = 15768,5$ N ; $M_t = 2365275$ Nmm. Momentului astfel calculat, necesar la roata condusă a angrenajului necircular $M_{l2} = M_t$, îi corespunde un moment de torsiune la roata conducătoare **$M_{t1} = 1031260$ Nmm**, considerând că, în momentul angrenării dinților 18 – 18', raportul de transmitere al angrenajului necircular este $i_{21} = 0,436$. Rezultă, astfel, următoarele valori pentru forța aplicată pe dinte (Tab.2.7):

Tabelul 2.7. Valoarea forței aplicată pe dintele 18 al roții conducătoare

Locul de aplicare	Ciclu de lucru cu 2 faze	Ciclu de lucru cu 3 faze
Mijlocul dintelui	20016,7 N	19531,4 N
Vârful dintelui	18220,1 N	17780,3 N

În Fig. 2.46 și 2.47 sunt arătate rezultatele simulării FEA, în cele două cazuri ale ciclului de lucru: cu trei, respectiv două faze.

Pentru a se putea face o comparație între cazurile analizate, în Fig. 2.48 ÷ 2.50 sunt reprezentate graficele valorilor maxime ale parametrilor analizați, conform Tab. 2.8.

Tabelul 2.8. Valorile extreme ale parametrilor analizați, prin FEA, în cazul angrenării dinților 18 -18'

Ciclul de lucru	Locul angrenării 18 – 18'	Tensiunea Von Misses maximă, [MPa]	Deplasare maximă, [mm]	Factor de siguranță minim
Cu trei faze	mijloc	198,9	0,006609	1,76
Cu două faze		205,9	0,007091	1,7
Cu trei faze	vârf	205,4	0,0148	1,7
Cu două faze		216,8	0,0155	1,61

Analizând comparativ tensiunile Von Mises maxime, se constată că acestea sunt mai mari în cazul ciclului de lucru cu două faze, fapt explicabil prin forma centroidei în zona analizată, aceasta având raze mai mari. De asemenea, valori mai mari ale tensiunilor se înregistrează pe vârful dintelui, comparativ cu zona de mijloc, dar fără diferențe semnificative.

În urma analizei statice a stării de tensiuni și deformații, rezultă că, în cele două ipoteze de proiectare, angrenajul are comportări asemănătoare, un ușor avantaj înregistrându-se în cazul ciclului de lucru cu trei faze

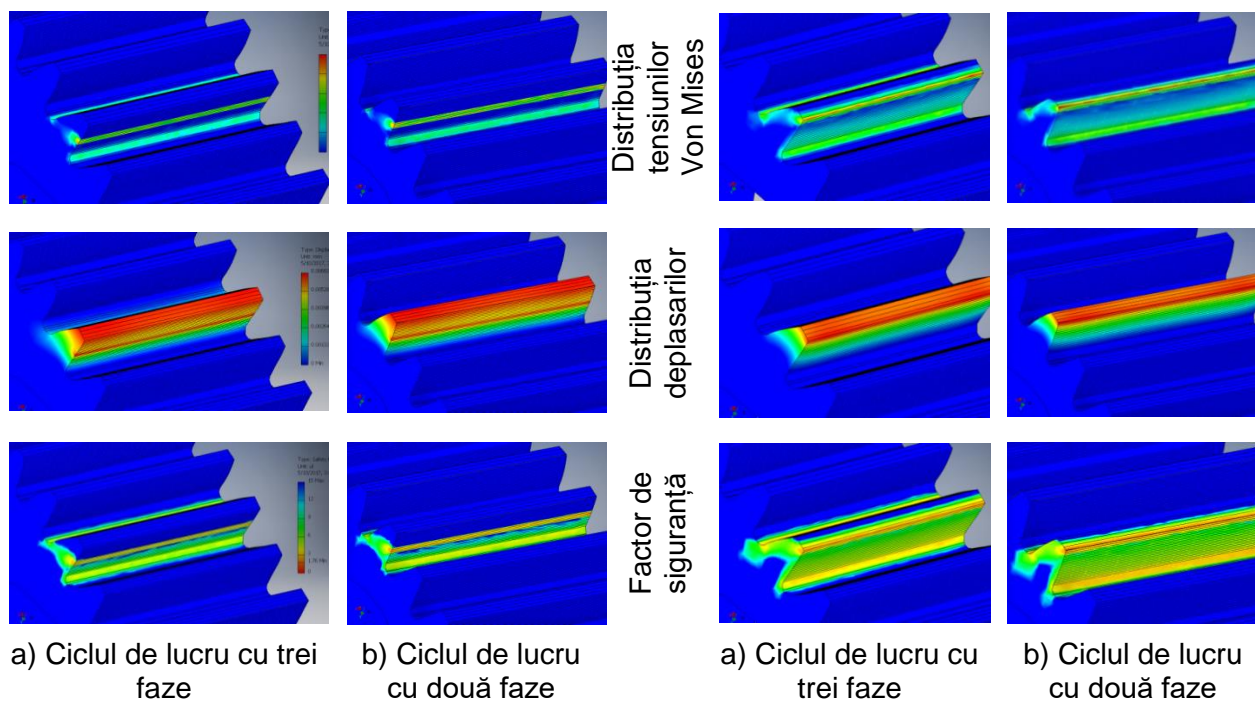


Fig 2.46. Distribuția tensiunilor Von Mises, a deplasărilor și a factorului de siguranță, în cazul angrenării pe mijlocul dintelui 18

Fig 2.47. Distribuția tensiunilor Von Mises, a deplasărilor și a factorului de siguranță, în cazul angrenării pe vârful dintelui 18

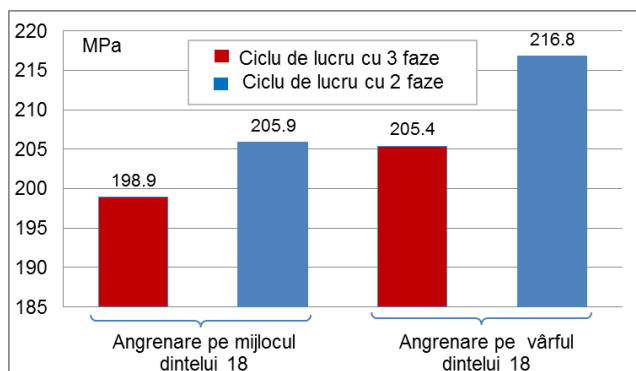


Fig 2.48. Analiza comparativă a tensiunilor echivalente Von Mises maxime (analiza statică)

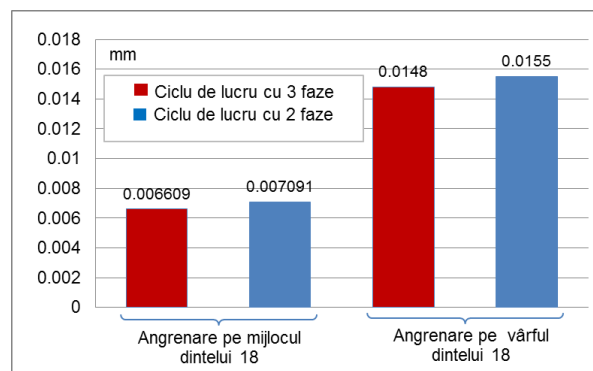


Fig. 2.49. Analiza comparativă a deplasărilor maxime (analiza statică)

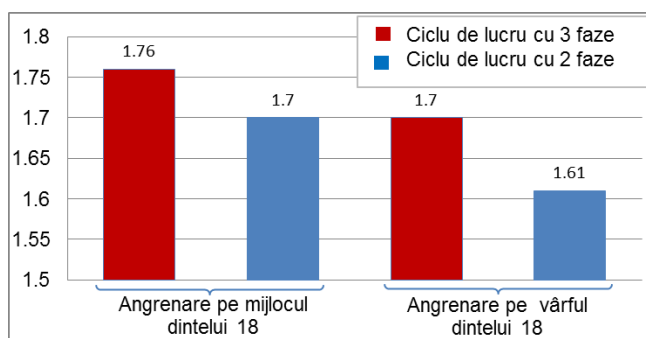


Fig 2.50. Analiza comparativă a factorului de siguranță minim (analiza statică)

2.3.3.3. Analiza dinamică a stării de tensiuni și deformații

Spre deosebire de analiza statică a stării de tensiuni și deformații, prin metoda FEM, simularea dinamică elimină erorile ce pot apărea în primul caz, ca urmare a corectitudinii ipotezelor stabilite pentru definirea modelului de calcul. Astfel, simularea dinamică creată în Inventor, ține cont de articulațiile definite de proiectant, pentru a stabili interacțiunile dintre componente, dar și de constrângeri cinematice cum ar fi [87]: forța de gravitație, forțele de inerție, forțele de interacțiune dintre componente, forțele de frecare, mișcările impuse, momentele de torsiune etc.

Analiza privind performanțele angrenării roților dințate necirculare, prin simulare dinamică, este efectuată pe baza următorului algoritm:

- Realizarea ansamblului în vederea realizării simulării dinamice, în Inventor (Fig. 2.51);
- Impunerea constrângerilor mecanice asupra componentelor: carcasa este fixă, fără nici un grad de libertate, arborii au un singur grad de libertate - rotația în jurul axei proprii, iar roțile dințate sunt montate fix pe arbori, fără nici un grad de libertate față de aceștia;
- Pentru realizarea simulării, se adaugă un moment rezistent pe arborele condus și un moment de acționare pe arborele conducător, ambele egale cu 1031260 Nmm, calculate în secțiunea 2.3.3.2;
- Realizarea simulării dinamice și analiza rezultatelor pe baza datelor de ieșire specifice mișcării: poziția roților (Fig. 2.52), variația vitezelor de rotație (Fig. 2.53) și variația accelerațiilor celor două roți (Fig. 2.54);
- Datele obținute în urma simulării dinamice sunt exportate, în vederea analizei FEA. Simularea dinamică a fost realizată pentru cazul angrenajului necircular cu trei faze de lucru, al cărui raport de transmisie variază conform legii definite anterior (ec. 2.21).

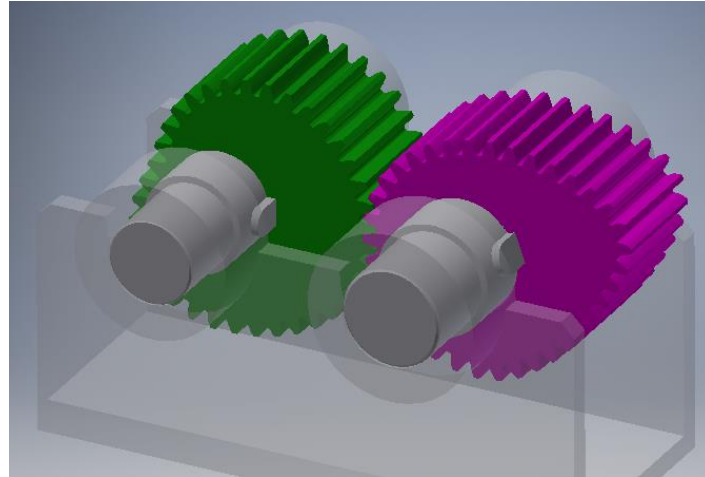


Fig. 2.51. Ansamblul utilizat pentru realizarea simulării dinamice în Inventor

Analizând graficele vitezelor unghiulare (Fig.2.53) și accelerațiilor (Fig.2.54), se poate observa că, în urma simulării dinamice pentru angrenajul cu ciclu de lucru cu trei faze, s-au obținut aceleași date cinematice ca datele impuse. Aceasta confirmă corectitudinea proiectării roților necirculare, a căror cinematică corespunde condițiilor impuse inițial.

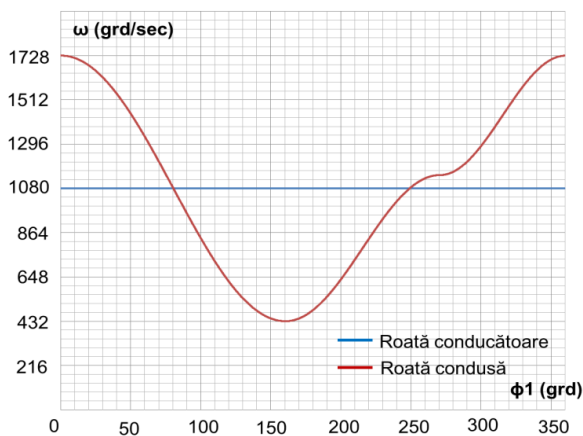


Fig. 2.53. Variația vitezelor unghiulare, obținută prin simulare dinamică în Inventor, pentru ciclul de lucru cu trei faze

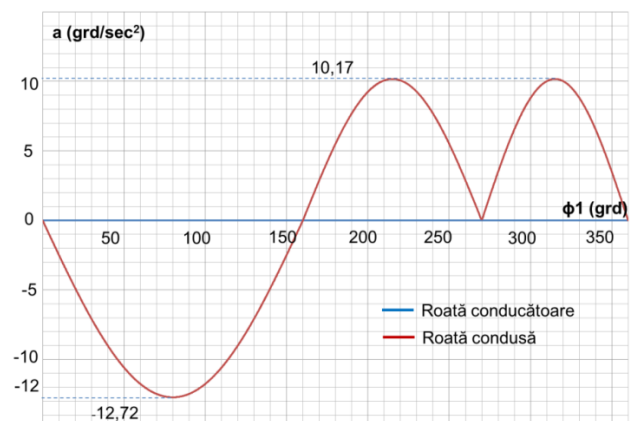


Fig. 2.54. Variația accelerațiilor, obținută prin simulare dinamică în Inventor, pentru ciclul de lucru cu trei faze

Analiza FEM s-a efectuat în două cazuri: angrenare pe mijlocul dintelui 18 și, respectiv, pe vârful dintelui 18, pe fiecare din cele două roți (Fig 2.56, 2.58). În urma analizei, se poate concluziona că angrenarea este corectă, variații înregistrându-se pe înălțimea dintelui, cu maxime pe zona de mijloc unde angrenarea este unipară. .

Pe baza valorilor maxime ale parametrilor analizați (Tab. 2.9), s-au trasat graficele comparative din Fig. 2.59, 2.60 și 2.61. Analiza acestora duce la concluzia că, pe zona analizată, roata conducătoare este cea mai solicitată, cu un factor de siguranță minim de valoare mică.

Rezultatele obținute în cazul analizei dinamice a stării de tensiuni și deformații diferă față de cele obținute în cazul analizei statice. Este evident că simularea dinamică oferă rezultate cu precizie ridicată întrucât se ține cont atât de modul de angrenare, cât și de celelalte forțe care intră în interacțiunea dintre cele două roți.

Tabelul 2.9. Valorile extreme ale parametrilor analizați, prin FEA, utilizând datele obținute din simularea dinamică, în cazul angrenării dinților 18-18'

Parametrii analizați	Dintele 18	Dintele 18'
Angrenare pe mijlocul dintelui 18 (angrenare unipară)		
Tensiunea Von Mises maximă, [MPa]	246,6	158,6
Factor de siguranță minim	1,42	2,21
Deplasarea maximă, [mm]	0,04335	0,01752
Angrenare pe vârful dintelui 18 (angrenare bipară)		
Tensiunea Von Mises maximă, [Mpa]	109,9	145,6
Factor de siguranță minim	3,18	2,4
Deplasarea maximă, [mm]	0,0512	0,0216

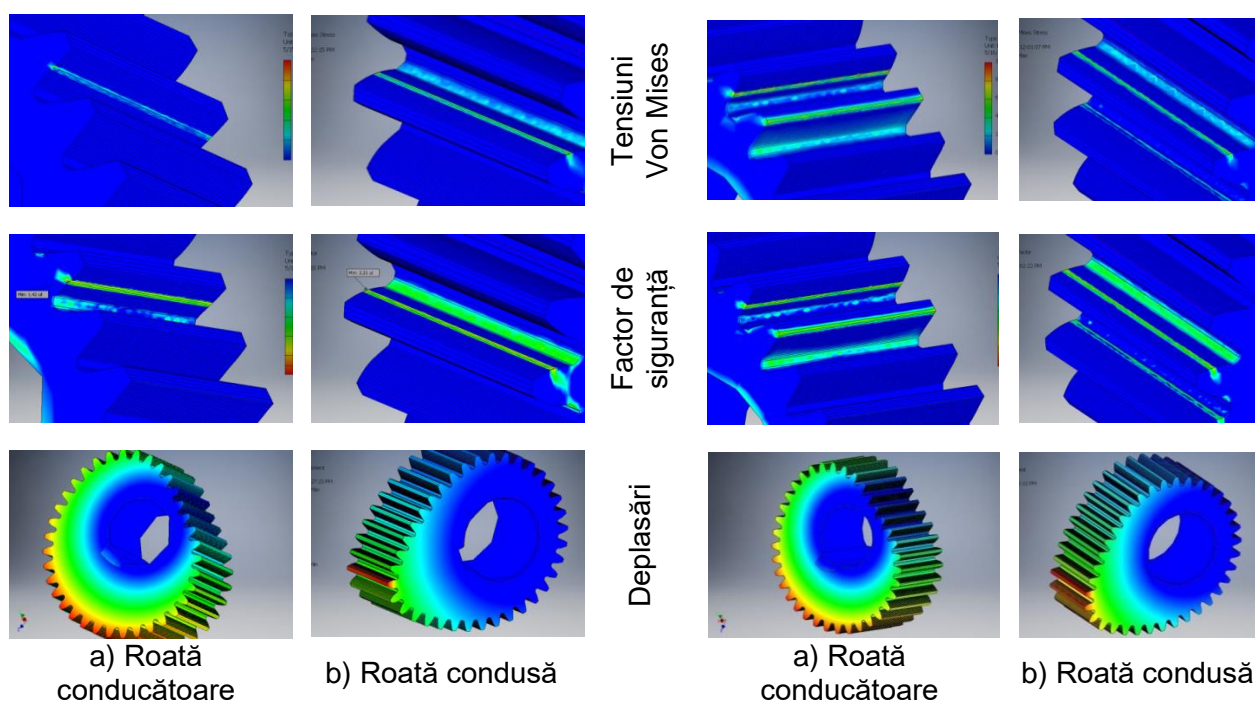


Fig 2.56. Analiza dinamică FEM, în cazul angrenării pe mijlocul dintelui 18 al roții conducătoare

Fig. 2.58. Analiza dinamică FEM, în cazul angrenării pe vârful dintelui 18 al roții conducătoare

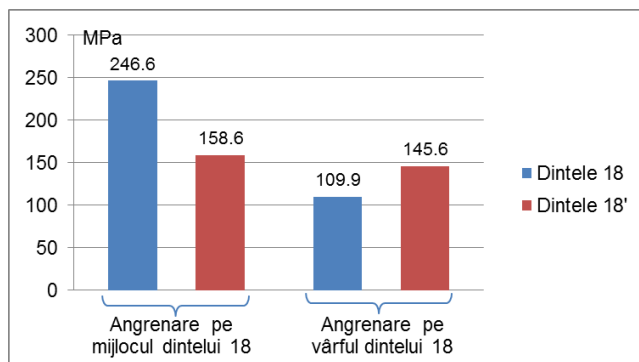


Fig 2.59. Analiza comparativă a tensiunilor echivalente Von Mises maxime (analiza dinamică)

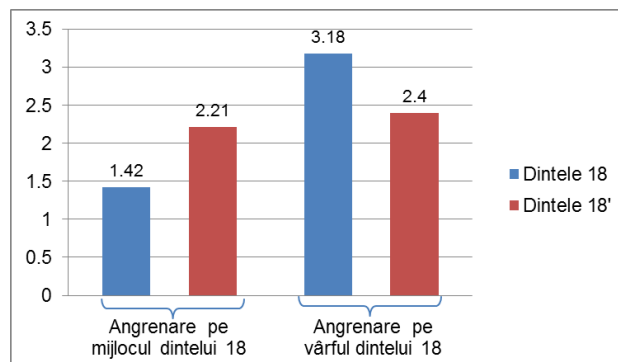


Fig. 2.60. Analiza comparativă a factorului de siguranță minim (analiza dinamică)

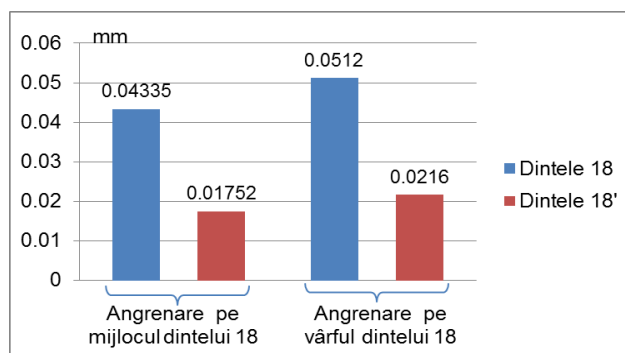


Fig 2.61. Analiza comparativă a deplasărilor maxime (analiza dinamică)

2.4. CONCLUZII

Capitolul 2 prezintă rezultatele cercetării asupra modificării cinematicii mecanismului bielă manivelă al unei mașini clasice de confecționat cuie, utilizând un angrenaj necircular, în scopul îmbunătățirii procesului de deformare plastică la rece, din timpul fazei de formare a capului cuiului. Modificarea cinematică urmărește diminuarea vitezei de început de deformare și creșterea intervalului de timp în care este aplicată forța de deformare.

Prin modificările propuse, se urmărește obținerea următoarelor avantaje: grad de ecruisare scăzut al sârmei, fapt care oferă posibilitatea extinderii gamei de dimensiuni ale cuielor fabricate pe mașină, creșterea capacității mașinii pentru cuie obișnuite, calitate mai bună a produselor și eliminarea rebuturilor, fiabilitate crescută a sculelor, stabilitate crescută a procesului de deformare plastică, reducerea zgomotului.

S-au considerat două legi de variație a raportului de transmitere: cosinusoidală și polinomială, divizând ciclul de lucru în două, respectiv trei faze. Au rezultat astfel patru ipoteze de proiectare.

Pornind de la legile de definiție propuse ale raportului de transmitere, s-au stabilit parametri semnificativi care modifică cinematica mecanismului bielă-manivelă, respectiv unghiurile de rotație a pinionului, care delimitează fazele de lucru (φ_0 , φ_{1a} , φ_{1r}) și raportul minim de transmitere (a), studiindu-se influența acestor parametri asupra deplasării și vitezei relative a culisei mecanismului. S-a constatat că, odată cu creșterea valorii unghiului de divizare a fazei de lucru spre valoarea mediană π , se obțin valori convenabile ale deplasării și vitezei culisei. De asemenea, este de dorit o valoare cât mai mică a raportului minim de transmitere a , dar, din considerente constructive, acesta nu poate fi micșorat foarte mult.

În urma analizei, s-au ales valori convenabile pentru parametrii definatorii ai raportului de transmitere ($\varphi_0 = 8\pi/9$; $\varphi_{1a} = 8\pi/9$; $\varphi_{1r} = 3\pi/2$; $a = 0,4$) care să modifice cinematica procesului, în faza de formare a capului cuiului, fără a afecta substanțial cinematica celorlalte mișcări din ciclul de lucru. Studiind graficele de variație a deplasării și vitezei relative a culisei, s-a ajuns la concluzia că, în cazul ciclului de lucru cu două faze, variațiile deplasării și vitezei, după legea cosinusoidală, sunt asemănătoare cu variațiile după legea polinomială, iar în cazul ciclului de lucru în trei faze, legea de variație cosinusoidală conduce la viteze maxime mai mici ale culisei. În plus, legea polinomială de variație a raportului de transmitere implică o procedură mai laborioasă. Ca urmare, proiectarea angrenajului necircular a luat în considerare, în continuare,

cazul legilor de variație cosinusoidală a raportului de transmitere, cu ciclul de lucru divizat în două și trei faze, respectiv.

Odata stabiliți parametrii optimi și legile de variație a raportului de transmitere, s-au modelat curbele de divizare pentru fiecare roată, utilizând aplicația AutoCAD și limbajul de programare AutoLISP. Analiza curbelor de divizare în cele două cazuri (ciclul de lucru în două, respectiv trei faze) confirmă o geometrie favorabilă pentru centroide, compuse, în general, din arce convexe, cu excepția unei mici porțiuni concave pe roata conducătoare. Această formă a centroidelor permite generarea ulterioară a dinților angrenajului.

Pentru generarea flancurilor dinților roții conducătoare, s-a aplicat metoda rulării și s-a dezvoltat o metodă analitică care să urmărească rularea unui dinte al cremalierii generatoare pe centroidă necirculară a roții. Mișcările de poziționare și rulare necesare generării flancului dintelui au fost transferate dintelui cremalierii generatoare, cu geometrie standard. Dispunerea dinților pe curba de divizare a roții a considerat un pas circular constant, diferit în cele două ipoteze de proiectare, datorită lungimilor diferite ale curbelor de divizare. Flancurile conjugate ale dinților roții conduse au fost generate prin metoda transformării de coordonate, urmărind angrenarea dintre dinți. Generarea automată a profilurilor flancurilor dinților s-a bazat pe coduri originale AutoLISP, iar completarea reprezentării roților s-a realizat prin operații de editare suplimentare, în AutoCAD. O comparare a profilurilor dinților roților generate în cele două cazuri a arătat că dinții sunt apropiați ca formă a profilului flancurilor, diferențe fiind înregistrate în quadrantul 4 al roții, cu geometrie specifică cinematicii de retragere a culisei.

Având în vedere geometria complexă a angrenajului necircular, unde modul de comportare în angrenare a dinților este dificil de precizat, s-a studiat calitatea angrenării după criteriul petei de contact statice, ca un prim parametru calitativ al angrenării. Punerea în evidență a petei de contact și a distribuției acesteia s-a făcut utilizând modelele solide ale roților, cu ajutorul programului AutoCAD, în cazul dinților situați la trecerea dintre arcele de divizare definite cu legi diferite. S-au analizat, astfel, petele de contact în zonele adiacente dinților „de tranziție”, unde se modifică legea de variație a raportului de transmitere, respectiv geometria curbei de divizare a roții și a profilurilor dinților. Utilizând facilitățile oferite de AutoCAD, s-au cules datele privind aria petei de contact și distribuția acesteia. Din analiza petei de contact statice a rezultat că evoluția acesteia este corespunzătoare, nu au apărut interferențe pe flancurile inactive. Diferențe între caracteristicile petei de contact apar pe dinții de tranziție, în cele două cazuri luate în discuție; în cazul ciclului de lucru cu trei faze, distribuția petei nu este la fel de favorabilă ca în cazul ciclului de lucru în două faze, dar divizarea ciclului de lucru în trei faze se dovedește benefică sub aspectul cinematicii mecanismului bielă-manivelă.

Pentru analiza stărilor de tensiuni și deformații care apar în angrenaj, s-a utilizat metoda elementului finit (FEA), în mediul de lucru Autodesk Inventor. Analiza stării de tensiuni și deformații (FEA) s-a realizat pe perechea de dinți 18-18' situați în zona corespunzătoare fazei de refulare a sârmei pentru formarea capului, zonă în care forțele din angrenare sunt maxime.

Analiza s-a efectuat atât static, cât și utilizând datele rezultate în urma simulării dinamice a angrenării, situație foarte apropiată condițiilor reale de funcționare. Studiul a evidențiat faptul că tensiunile echivalente se încadrează în limitele admisibile, cu coeficienți de siguranță acoperitori, precum și faptul că cinematica angrenajului respectă condițiile inițiale impuse.

ANGRENAJE NECIRCULARE PENTRU MODIFICAREA CINEMATII UȘII DE DESCĂRCARE A CUPTORULUI DE ÎNCĂLZIRE A ȚAGLELOR

3.1. INTRODUCERE

În procesul de laminare a profilelor, prima operație din fluxul de laminare este încălzirea țăgalelor (materia prima) la temperatura de 1250° C, în cuptorul specializat. Cuptorul are o capacitate de 70 t/h și este alimentat cu țăgle, una câte una, cu ajutorul mașinii de împins. Evacuarea țăgalelor din cuptor se face prin partea frontală a cuptorului, concomitent cu alimentarea, astfel încât, atunci când o țăglă este introdusă în cuptor, printr-un capăt al cuptorului, prima țăglă aflată în dreptul ușii de descărcare, din celalalt capăt, este aruncată pe calea cu role. Mai departe, țăgalele urmează fluxul tehnologic de laminare. Ritmul de evacuare a țăgalelor este de aproximativ o țăglă la fiecare 2-3 minute; de fiecare dată, ușa de descărcare se deschide și se închide pentru a permite căderea țăgalelor, pe calea cu role. Având în vedere că timpul efectiv de descărcare a țăgalelor este foarte mic (aproximativ 1- 2 secunde) în comparație cu timpul de deschidere și închidere a ușii (12 sec), se pierde o cantitate mare de căldură prin spațiul rămas deschis. Viteza ușii este uniformă pe tot parcursul descărcării țăgalelor, ca urmare se înregistrează pierderi de energie, consum suplimentar de gaz metan și, respectiv, creșteri ale costurilor de producție.

Pentru a reduce aceste pierderi de căldură, se propune modificarea lanțului cinematic de acționare a ușilor, printr-o transmisie cu roți dințate necirculare; viteza ușii de descărcare poate fi variată astfel încât, în momentul închiderii și deschiderii, viteza să rămână cea inițială, iar în restul cursei, viteza să crească, reducându-se timpul cât ușa este deschisă și pierderile de căldură, respectiv.

3.2. CINEMATICA MODIFICATĂ A MECANISMULUI DE ACȚIONARE A UȘILOR CUPTORULUI

3.2.1. Analiza cinematică a mecanismului de acționare a ușii de descărcare a cuptorului

Ușa de descărcare a cuptorului de încălzire a țăgalelor este acționată de un motor electric asincron (1), prin intermediul unui reductor melcat (2) și a unei transmisii cu lanț (4), conform Fig. 3.1 - 3.2 [88]. Ușa (8) este ridicată cu ajutorul lanțurilor (7) care se înfășoară pe roțile (6).

Raportul total de transmitere este de 140, astfel încât viteza de ridicare a ușii este de aproximativ 0,08 m/s. Această viteză mică este necesară, în momentul închiderii și deschiderii ușii, pentru a se evita șocurile mecanice asupra zidăriei, pe partea frontală a cuptorului. Deschiderea ușii se face prin acționarea motorului într-un sens, iar închiderea se face prin inversarea sensului de rotație. Limitarea cursei ușii se face pe cale electrică, printr-un controler.

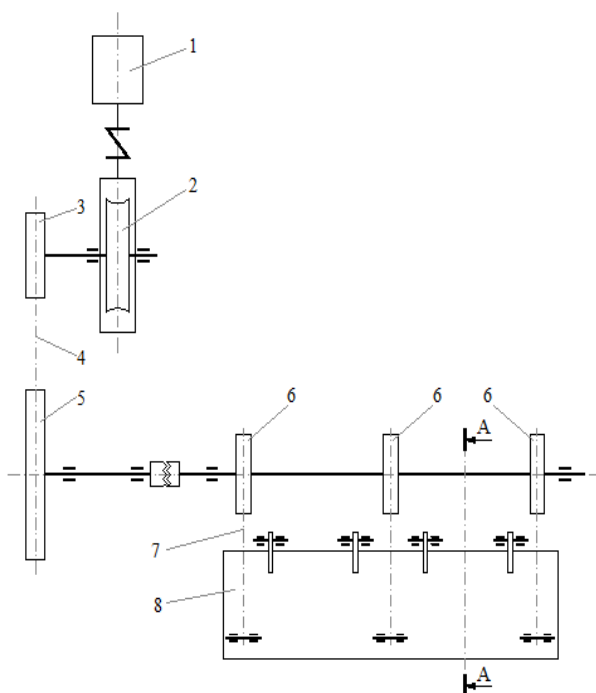


Fig. 3.1. Schema cinematică de acționare a ușii de descărcare [88]

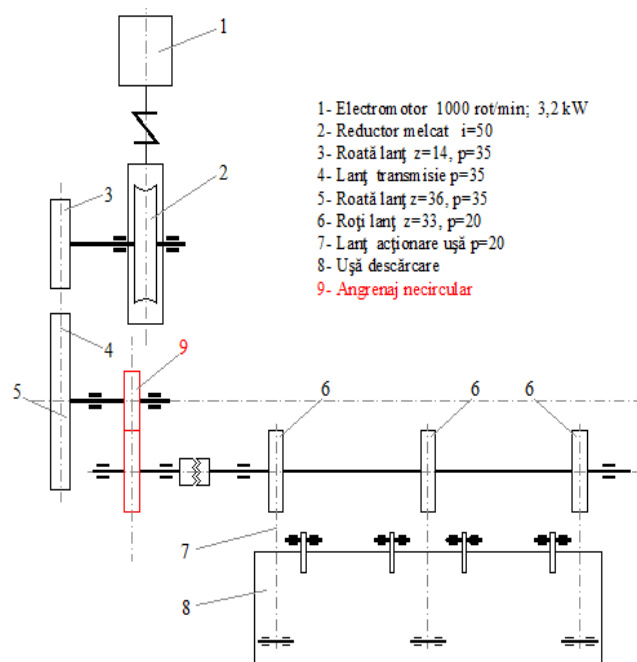


Fig. 3.3. Acționarea ușii de descărcare, utilizând roți dințate necirculare

3.2.2. Modificarea cinematicii mecanismului de acționare a ușii

În vederea creșterii vitezei unghiulare a ușii, se propune introducerea unui angrenaj necircular (Fig. 3.4.) în lanțul cinematic de acționare a ușii, între transmisia cu lanț (4) și arborele de acționare a roților (6). Roțile dințate necirculare (9) execută mai puțin de o rotație și au porțiuni circulare (θ_2, θ_2') și necirculare (θ_1, θ_1'), ca în Fig. 3.4. Unghiul de rotație total al roții conduse este $\theta_1 + \theta_2 = 308,3^\circ$ (corespunzător unei deschideri a ușii la 45°), raportul de transmitere crescând progresiv de la 1:1 la 2:1.

Pe porțiunea definită de unghiul θ_1' , viteza ușii crește de la viteza inițială $v_1 = 0,08$ m/s la v_2 , proporțional cu raza. Pe porțiunea de unghi θ_2' , viteza $v_2 > v_1$ rămâne constantă, ușa de descărcare deschizându-se cu viteză crescută. Inversând sensul de rotație a motorului, închiderea ușii se face cu aceeași viteză v_2 până aproape de momentul etanșării, când viteza scade din nou la valoarea inițială $v_1 = 0,08$ m/s, realizându-se închiderea lentă a ușii.

Pentru a modifica cinematica mecanismului de acționare a ușii de descărcare a cuptorului, se definește, pentru angrenajul necircular, un raport de transmitere cu legi multiple de variație, cu parametri variabili.

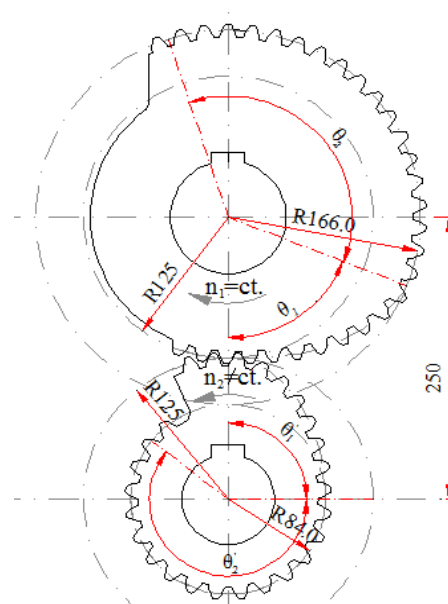


Fig. 3.4. Angrenaj necircular propus pentru acționarea ușii de descărcare

3.2.2.1. Ciclu de lucru cu două faze

Pentru a diviza ciclul de lucru în două faze, se propune următoarea funcție de definiție a raportului de transmitere a angrenajului necircular:

$$i_{21}(\varphi_1) = \begin{cases} 1 + a \cdot \sin b\varphi_1, & \text{daca } \varphi_1 \in [0, \varphi_v] \\ i_{max}, & \text{daca } \varphi_1 \in [\varphi_v, \varphi_{1t}], \end{cases} \quad (3.1)$$

unde: φ_v este unghiul de rotație a pinionului, care delimitează, superior, intervalul în care are loc scăderea vitezei; a, b – constante care asigură definirea unui raport de transmitere corect, respectiv generarea ulterioară a unor centroide necirculare conjugate, corespunzătoare geometric; i_{max} – valoarea maximă a raportului de transmitere; φ_{1t} – unghiul de rotație a pinionului corespunzător rotației roții conduse cu $308,3^\circ$, unghi necesar deschiderii ușii cuptorului cu 45° .

Unghiul de rotație a roții conducătoare, calculat cu relația:

$$\varphi_2(\varphi_1) = \int_0^{2\pi} i_{21}(\varphi_1) d\varphi, \quad (3.3)$$

devine:

$$\varphi_2(\varphi_1) = \begin{cases} \varphi_1 - \frac{a}{b} \cdot \cos b\varphi_1 + ct_1, & \text{dacă } \varphi_1 \in [0, \varphi_v] \\ i_{max} \cdot \varphi_1 + ct_2, & \text{dacă } \varphi_1 \in [\varphi_v, \varphi_{1t}]. \end{cases} \quad (3.4)$$

Se impun următoarele condiții:

$$\bullet \quad i_{21} \text{ funcție pozitivă și continuă} \quad \Rightarrow \quad 1 + a \cdot \sin b\varphi_1 = i_{max}; \quad (3.5)$$

$$\bullet \quad i_{21} \text{ funcție derivabilă} \quad \Rightarrow \quad \cos b\varphi_1 = 0; \quad b\varphi_1 = \pi/2; \quad (3.6)$$

$$\bullet \quad \varphi_2(\varphi_1) \text{ funcție continuă} \quad \Rightarrow \quad \varphi_v + ct_1 = i_{max} \cdot \varphi_v + ct_2; \quad (3.7)$$

$$\bullet \quad \varphi_2(\varphi_{1t}) = \varphi_{2t} = 308,3^\circ \quad \Rightarrow \quad i_{max} \cdot \varphi_{1t} + ct_2 = 308,3^\circ; \quad (3.8)$$

$$\bullet \quad \varphi_2(0) = 0 \quad \Rightarrow \quad -\frac{a}{b} + ct_1 = 0. \quad (3.9)$$

Din rezolvarea sistemelor de ecuații de mai sus rezultă:

$$a = i_{max} - 1, \quad (3.10)$$

$$b = \frac{\pi}{2\varphi_v} \quad (3.11)$$

Considerând ca date inițiale i_{max} și φ_v , se poate determina φ_{1t} :

$$\varphi_{1t} = \frac{(\pi - 2) \cdot (i_{max} - 1) \cdot \varphi_v + \pi \cdot \varphi_{2t}}{\pi i_{max}}. \quad (3.12)$$

În Fig. 3.5 ÷ 3.7 se prezintă influența parametrilor definitorii i_{max} și φ_v asupra cinematicii centroidelor.

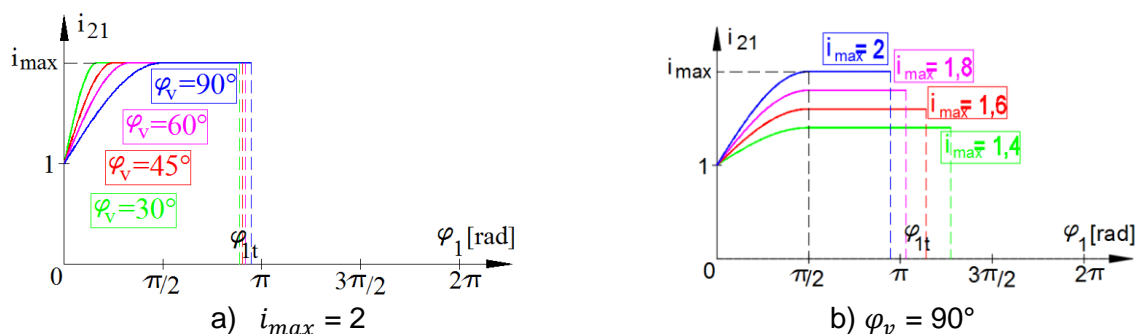


Fig. 3.5. Influența unghiului φ_v (a) și a valorii maxime i_{max} (b) asupra raportului de transmitere

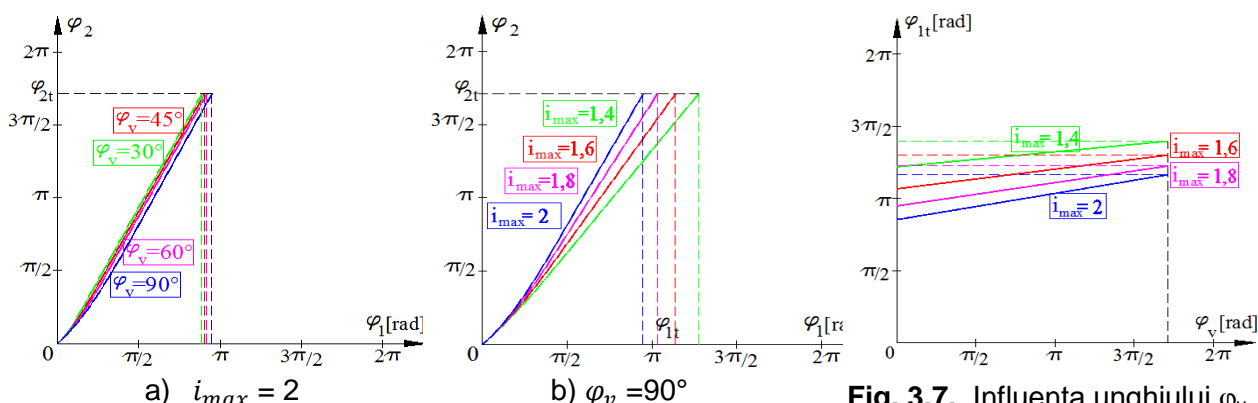


Fig. 3.6. Influența unghiului φ_v (a) și a valorii maxime i_{max} (b) asupra unghiului de rotație a roții conduse

Fig. 3.7. Influența unghiului φ_v asupra unghiului total de rotație a roții conducătoare

3.2.2.2. Ciclu de lucru cu trei faze

Pentru a diviza ciclul de lucru în trei faze, se propune următoarea lege de definiție pentru raportul de transmitere:

$$i_{21}(\varphi_1) = \begin{cases} 1, & \text{dacă } \varphi_1 \in [0, \varphi_u] \\ a + b \cdot \sin(c \cdot \varphi_1 + d), & \text{dacă } \varphi_1 \in [\varphi_u, \varphi_v] \\ i_{max}, & \text{dacă } \varphi_1 \in [\varphi_v, \varphi_{1t}] \end{cases} \quad (3.14)$$

unde φ_u, φ_v sunt unghiurile de rotație a pinionului, care delimitează intervalul în care are loc scăderea vitezei ușii; a, b – constante care asigură definirea unui raport de transmitere corect, respectiv generarea ulterioară a unor centroide necirculare conjugate, corespunzătoare geometric; φ_{1t} – unghiul de rotație a pinionului, corespunzător rotației roții conduse cu $308,3^\circ$.

Unghiul de rotație a roții conducătoare:

$$\varphi_2(\varphi_1) = \begin{cases} \varphi_1 + ct_1, & \varphi_1 \in [0, \varphi_u] \\ a\varphi_1 - \frac{b}{c} \cdot \cos(c\varphi_1 + d) + ct_2, & \varphi_1 \in [\varphi_u, \varphi_v] \\ i_{max}\varphi_1 + ct_3, & \varphi_1 \in [\varphi_v, \varphi_{1t}] \end{cases} \quad (3.16)$$

Se impun următoarele condiții:

$$\bullet \quad i_{21} \text{ funcție pozitivă} \quad \Rightarrow \quad a > b ; \quad (3.17)$$

• i_{21} funcție continuă $\Rightarrow \begin{cases} 1 = a + b \cdot \sin(c\varphi_u + d) \\ a + b \cdot \sin(c\varphi_v + d) = i_{max} \end{cases}; \quad (3.18)$

• i_{21} funcție derivabilă $\Rightarrow \begin{cases} \cos(c\varphi_u + d) = 0 \Rightarrow c\varphi_u + d = \pi/2 \\ \cos(c\varphi_v + d) = 0 \Rightarrow c\varphi_v + d = \pi/2 \end{cases}; \quad (3.19)$

• $\varphi_2(0) = 0 \Rightarrow ct_1 = 0; \quad (3.20)$

• $\varphi_2(\varphi_1)$ funcție continuă $\Rightarrow \begin{cases} \varphi_u = a\varphi_u + ct_2 \\ a\varphi_v + ct_2 = i_{max} \cdot \varphi_v + ct_3 \end{cases}; \quad (3.21)$

• $\varphi_2(\varphi_{1t}) = \varphi_{2t} = 308,3^\circ \Rightarrow i_{max} \cdot \varphi_{1t} + ct_3 = \varphi_{2t} = 308,3^\circ. \quad (3.22)$

Din sistemul de ecuații de mai sus rezultă:

$$c = \frac{\pi}{\varphi_v - \varphi_u}, \quad d = \frac{\pi(\varphi_v - 3\varphi_u)}{2(\varphi_v - \varphi_u)}. \quad (3.23)$$

$$a = \frac{i_{max} + 1}{2}, \quad b = \frac{1 - i_{max}}{2}. \quad (3.24)$$

$$ct_1 = 0, \quad ct_2 = \frac{1 - i_{max}}{2} \cdot \varphi_u, \quad ct_3 = \frac{1 - i_{max}}{2} \cdot (\varphi_u + \varphi_v). \quad (3.25)$$

Considerând parametrii i_{max} , φ_u și φ_v ca date definitorii, unghiul de rotație a pinionului va fi:

$$\varphi_{1t} = \frac{\varphi_{2t}}{i_{max}} + \frac{i_{max} - 1}{2i_{max}} \cdot (\varphi_u + \varphi_v). \quad (3.26)$$

Figurile 3.8 ÷ 3.10 prezintă influența parametrilor definitorii asupra cinematicii și geometriei centroidelor.

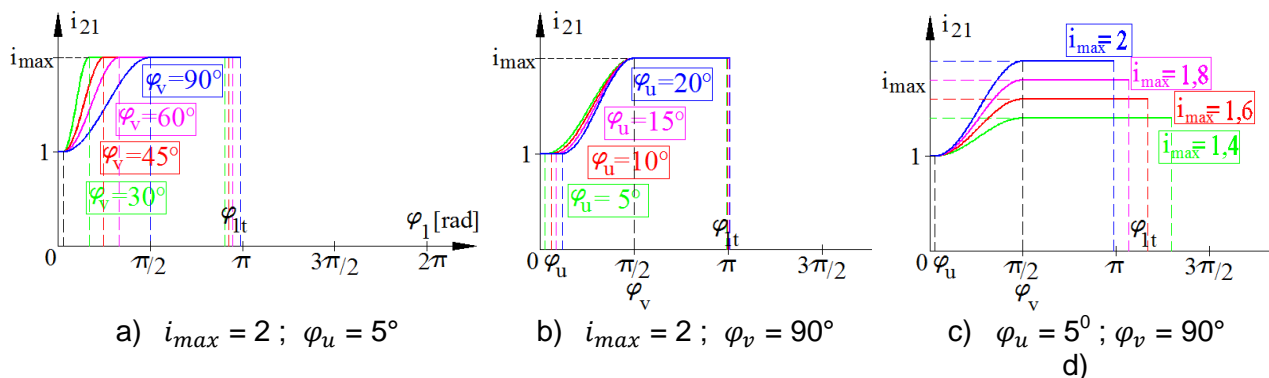


Fig. 3.8. Influența unghiurilor φ_v (a), φ_u (b) și a valorii maxime i_{max} (c) asupra raportului de transmitere

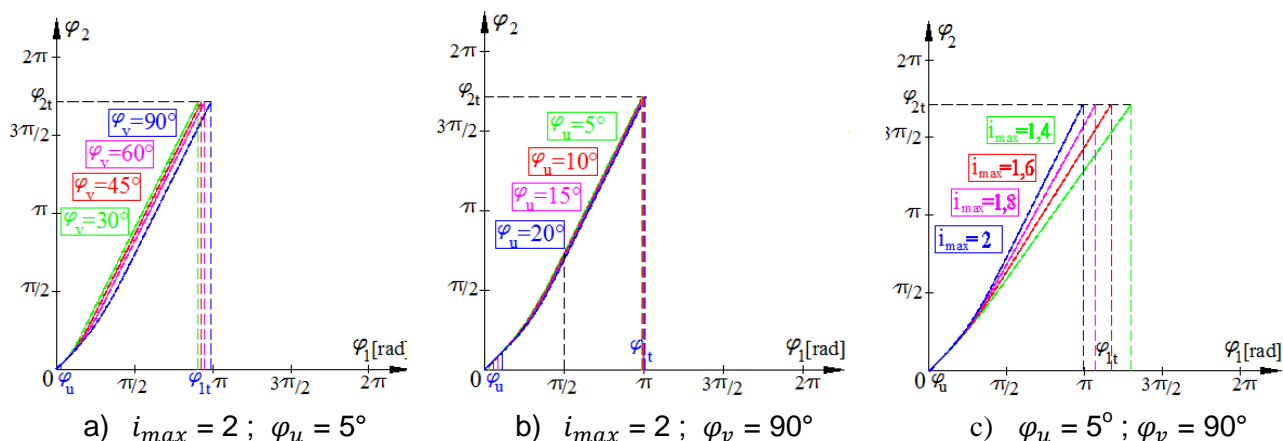


Fig. 3.9. Influența unghiurilor φ_v (a), φ_u (b) și a valorii maxime i_{max} (c) asupra unghiului de rotație a roții conduse

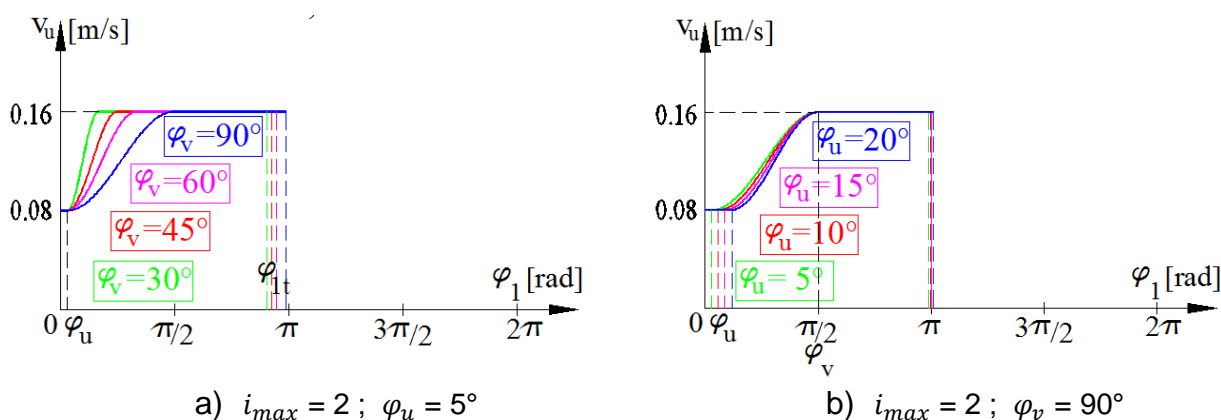


Fig 3.10. Influența unghiurilor φ_v (a) și φ_u (b) asupra vitezei de ridicare a ușii

Din analiza graficelor din Fig.3.8, se observă că raportul de transmitere i_{21} este influențat în același mod, ca și în cazul precedent, de către parametrii i_{max} și φ_v . În plus, creșterea unghiului de început φ_u duce la creșterea pantei curbei de variație a raportului de transmitere, în faza a doua, în același mod ca și φ_v . Combinând influența unghiului φ_v și φ_u asupra raportului i_{21} , rezultă că influența semnificativă asupra pantei curbei de variație a raportului de transmitere este dată de diferența $\varphi_v - \varphi_u$, în sensul creșterii pantei odată cu scăderea diferenței celor două unghiuri.

3.2.3. Analiza comparativă a cinematicii ușii

Pentru a găsi o variantă convenabilă a legii de variație a raportului de transmitere, s-a realizat o comparație între legea de variație cu două faze, pentru cazul $i_{max} = 2$ și $\varphi_v = 90^\circ$, și legea de variație cu trei faze, pentru cazul $i_{max} = 2$, $\varphi_u = 20^\circ$ și φ_v în trei variante: 90° , 110° și 130° (Fig 3.11).

În urma analizei variației raportului de transmitere, se alege ca o variantă convenabilă, atât pentru scopul tehnologic, cât și din punct de vedere cinematic, ciclul de lucru cu trei faze, cu unghiul φ_u cât mai mic și o diferență $(\varphi_v - \varphi_u) \in [50^\circ, 80^\circ]$.

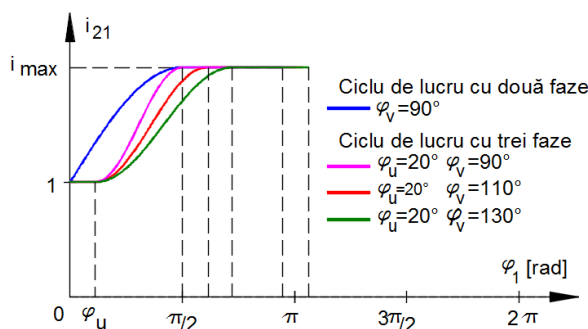


Fig. 3.11. Analiza comparativă a legilor de variație a raportului de transmitere pentru $i_{min}=1$ și $i_{max}=2$, pentru număr diferit de faze și parametri definatorii diferiți

3.3. ANGRENAJ NECIRCULAR PENTRU MODIFICAREA CINEMATII MECANISMULUI DE ACȚIONARE A UȘII CUPTORULUI

3.3.1. Modelarea centroidelor necirculare

Modelarea centroidelor necirculare, are la bază principiul fundamental al rulării și ipotezele enunțate în capitolul 2 (secțiunea 2.3). În cazul particular al angrenajului necircular ce modifică cinematica mecanismului de acțiune a ușilor, determinarea centroidelor/curbelor de divizare ale roților dințate se bazează pe ipoteza definirii raportului de transmitere.

Pornind de la variația raportului de transmitere și a analizei din secțiunea 3.2.2, ecuațiile (2.28) și (2.29) vor permite generarea centroidelor/curbelor de divizare ale roților dințate necirculare.

Prin variația parametrilor inițiali i_{max} , φ_u și φ_v și considerând un ciclu de lucru cu trei faze, s-au generat centroidele celor două roți. Figura 3.12 prezintă, comparativ, formele centroidelor pentru diverse cazuri analizate. Procesul de modelare a curbelor de divizare s-a desfășurat în mediul grafic al aplicației AutoCAD, pe baza unui cod original AutoLISP (Anexa 3).

Analiza centroidelor confirmă, încă o dată, necesitatea alegerii unor valori mici pentru unghiul φ_u și faptul că variația raportului i_{max} influențează semnificativ doar unghiul total φ_{1t} .

În continuare, pentru generarea angrenajului necircular, se consideră următorii parametri: $i_{max}=2$, $\varphi_u=10^\circ$ și două cazuri pentru φ_v : $\varphi_v=60^\circ$ respectiv $\varphi_v=90^\circ$.

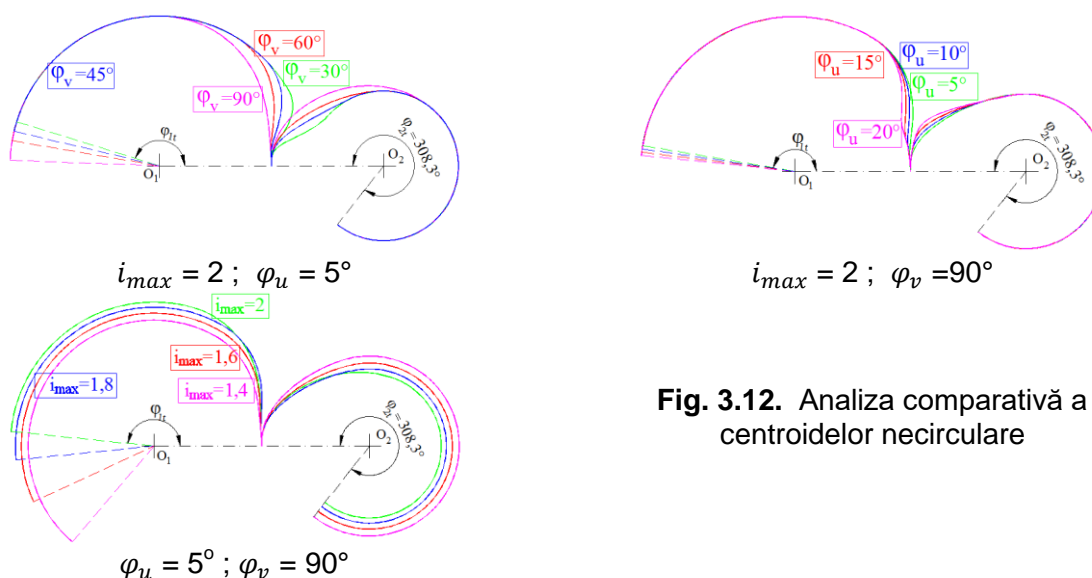


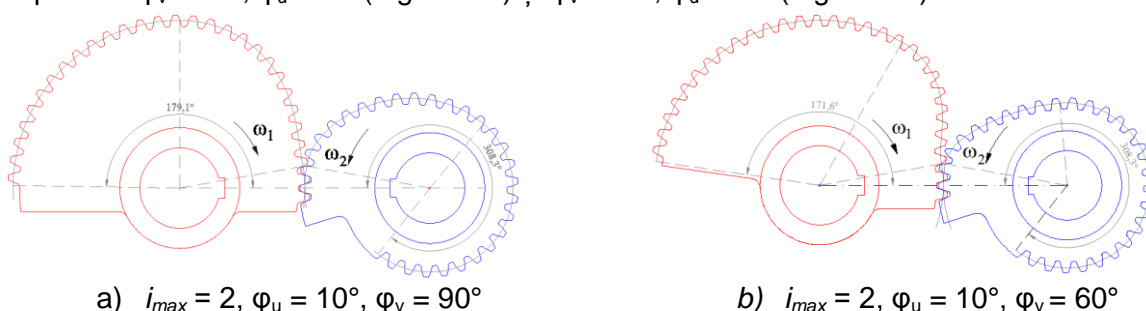
Fig. 3.12. Analiza comparativă a centroidelor necirculare

3.3.2. Generarea danturii roților dințate necirculare

Pentru generarea flancurilor dinților, s-a aplicat metoda rulării, descrisă analitic în capitolul 2 (secțiunea 2.3.2), în care toate mișcările aferente rulării sunt transferate dintelui cremalierii generatoare.

Pornind de la ecuațiile (2.34) ÷ (2.38), care definesc profilurile dinților roții conducătoare, respectiv conduse, un cod original AutoLISP (Anexa 4) generează automat profilul flancurilor dinților roților necirculare, cu număr de dinți $z_1 = z_2 = 29$, în limitele unei rulări pe o distanță predefinită, aleasă astfel încât să se asigure generarea completă a flancurilor (Fig. 3.13). Secțiunile transversale ale roților, prin extrudare, permit generarea modelului solid al angrenajului (Fig. 3.16).

În Fig. 3.14 sunt reprezentate secțiunile transversale ale celor două roți necirculare, în cele două ipoteze: $\varphi_v = 90^\circ$, $\varphi_u = 10^\circ$ (Fig. 3.14a) și $\varphi_v = 60^\circ$, $\varphi_u = 10^\circ$ (Fig. 3.14b).



a) $i_{max} = 2$, $\varphi_u = 10^\circ$, $\varphi_v = 90^\circ$

b) $i_{max} = 2$, $\varphi_u = 10^\circ$, $\varphi_v = 60^\circ$

Fig 3.14. Secțiuni transversale ale roților angrenajului necircular

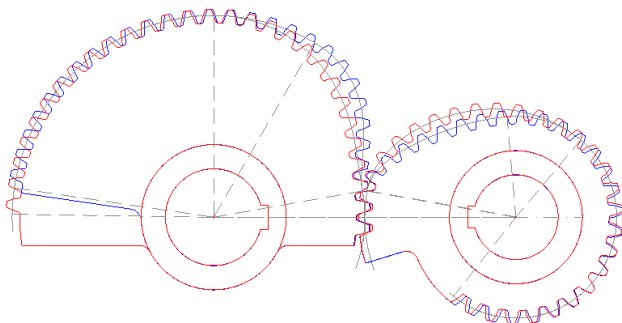
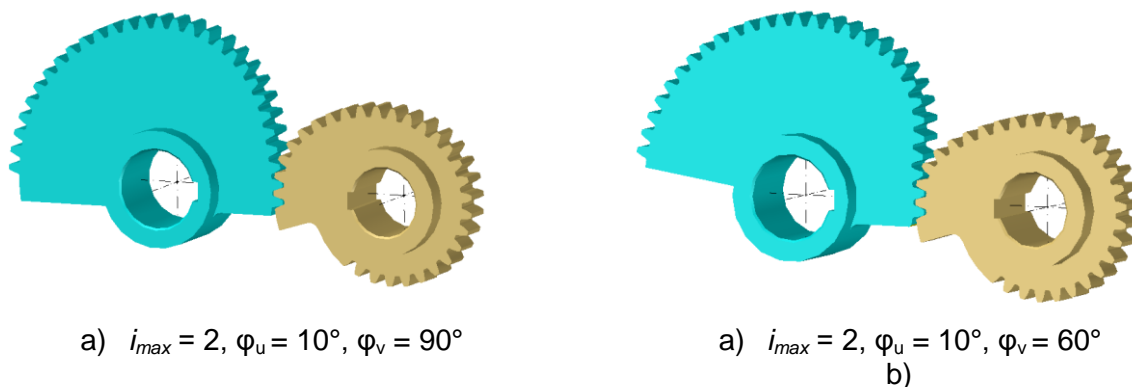


Fig 3.15. Comparația profilului danturii

- ipoteza 1: $i_{max} = 2$, $\varphi_u = 10^\circ$, $\varphi_v = 60^\circ$
- ipoteza 2: $i_{max} = 2$, $\varphi_u = 10^\circ$, $\varphi_v = 90^\circ$

O comparație a profilurilor dinților, în cele două cazuri, este arătată în Fig. 3.15. Se observă că dinții sunt apropiați ca formă a profilului, aceasta datorită faptului că centroidele, în cele două cazuri, diferă doar în zona de trecere de la raportul de transmitere $i_{min} = 1$ la raportul de transmitere $i_{max} = 2$. Modelele virtuale ale roților sunt prezentate în Fig. 3.16. Lățimea roților este aleasă la valoarea $B = 50$ mm.



a) $i_{max} = 2$, $\varphi_u = 10^\circ$, $\varphi_v = 90^\circ$

a) $i_{max} = 2$, $\varphi_u = 10^\circ$, $\varphi_v = 60^\circ$
b)

Fig 3.16. Modelul solid al angrenajului necircular

3.3.3. Analiza angrenării

3.3.3.1. Analiza statică a stării de tensiuni și deformații

Analiza statică a stării de tensiuni și deformații se efectuează în mediul grafic Autodesk Inventor, prin metoda elementului finit (FEA), pentru fiecare din cele două cazuri rezultate în secțiunea 3.3.2, și anume $\varphi_v - \varphi_u = 50^\circ$, respectiv $\varphi_v - \varphi_u = 80^\circ$. Studiul pune în evidență influența diferenței ($\varphi_v - \varphi_u$) asupra stării de tensiuni și deformații care apare în roata conducătoare. Analiza statică a stării de tensiuni și deformații se face pe trei dinți ai roții conducătoare, situați în porțiunea necirculară a acesteia, dinții nr. 4, 7 și 10. Dintele nr. 4 este situat în zona concavă a centroidei, iar dinții nr.7 și 10 sunt situați la mijlocul, respectiv sfârșitul centroidei, din zona a doua a ciclului de lucru (Fig. 3.18).

Similar, se parcurg etapele prezentate în capitolul 2 (secțiunea 2.3.3.2.).

Forțele s-au calculat luând în considerare un cuplu constant de 1000 Nm, corespunzător masei ușii de descărcare a cuptorului, $m = 1000\text{kg}$. A rezultat, astfel, forța aplicată pe dinte (Tab. 3.1);

Tabelul 3.1 Valori forțelor aplicate pe dinții analizați

$\varphi_v - \varphi_u$	Dinte nr. 4	Dinte nr. 7	Dinte nr. 10
50°	7479,4 N	6361,3 N	5851,4 N
80°	7589,5 N	6800,4 N	6169,0 N

În Fig. 3.22 ÷ 3.24, sunt arătate rezultatele simulării FEA, în cele două cazuri: $\varphi_v - \varphi_u = 50^\circ$ și ($\varphi_v - \varphi_u$) = 80°.

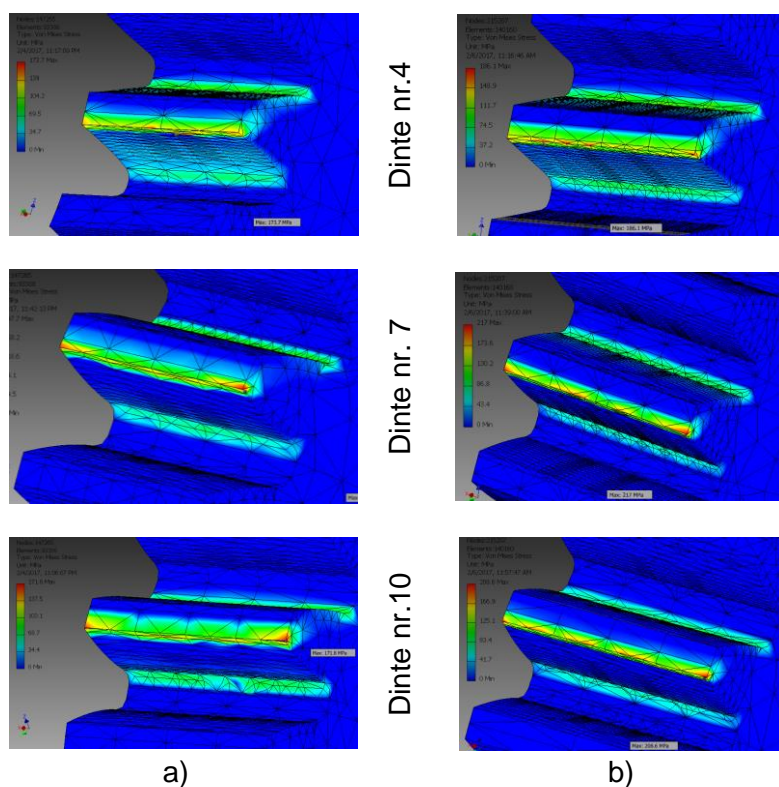


Fig. 3.22. Distribuția tensiunilor echivalente Von Mises, pentru $\varphi_v - \varphi_u = 50^\circ$ (a) și $\varphi_v - \varphi_u = 80^\circ$ (b)

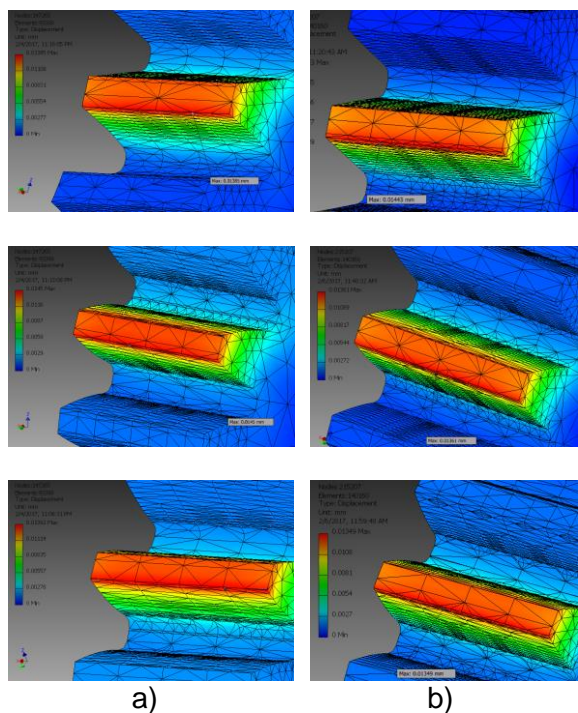


Fig. 3.23. Distribuția deplasărilor, pentru $\varphi_v - \varphi_u = 50^\circ$ (a) și $\varphi_v - \varphi_u = 80^\circ$ (b)

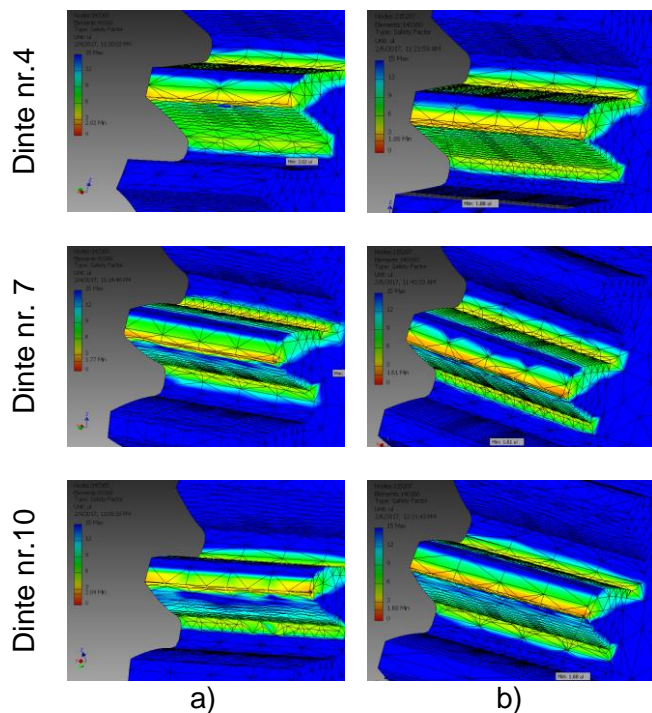


Fig. 3.24. Distribuția factorului de siguranță, pentru $\varphi_v - \varphi_u = 50^\circ$ (a) și $\varphi_v - \varphi_u = 80^\circ$ (b)

Pentru a se putea face o comparație între cazurile analizate, în Fig. 3.25 ÷ 3.27 sunt reprezentate graficele valorilor maxime ale parametrilor analizați, conform Tab. 3.2.

Tabelul 3.2 Valorile maxime ale parametrilor analizați, rezultate prin analiza statică

$\varphi_v - \varphi_u$	Dintele analizat	Tensiunea Von Misses maximă, MPa	Deplasare maximă, mm	Factor de siguranță minim
50°	Dinte nr. 4	173,7	0,01385	2,02
	Dinte nr. 7	197,7	0,01450	1,77
	Dinte nr. 10	171,8	0,01392	2,04
80°	Dinte nr. 4	186,1	0,01443	1,88
	Dinte nr. 7	217,0	0,01361	1,61
	Dinte nr. 10	208,6	0,01349	1,68

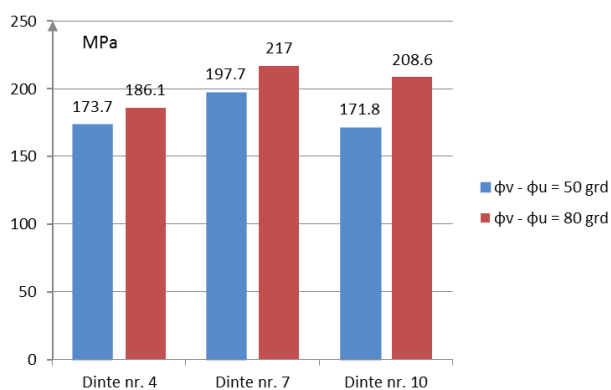


Fig. 3.25. Analiza comparativă a tensiunilor echivalente Von Mises maxime (analiza statică)

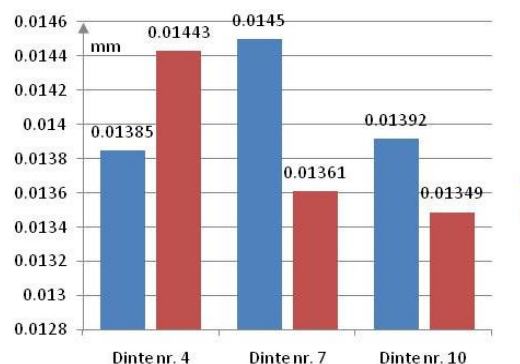


Fig. 3.26. Analiza comparativă a deplasărilor maxime (analiza statică)

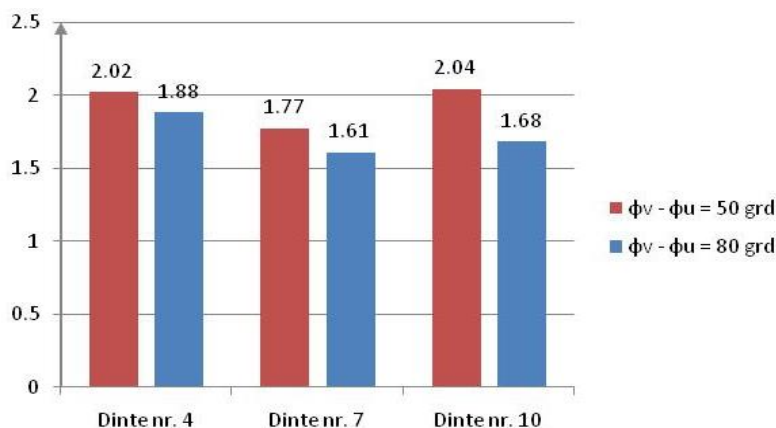


Fig. 3.27. Analiza comparativă a factorului de siguranță minim (analiza statică)

Analizând comparativ cazurile $\phi_v - \phi_u = 50^\circ$, respectiv $\phi_v - \phi_u = 80^\circ$ se observă că tensiunile maxime au valori mai mari, respectiv coeficienți de siguranță mai mici, în al doilea caz. Având în vedere ca momentul aplicat este constant, forțele aplicate pe dinte scad odată cu creșterea razei centroidei, fapt ce explică tensiuni maxime mai mari în cazul $\phi_v - \phi_u = 80^\circ$.

3.3.3.3. Analiza dinamică a stării de tensiuni și deformații

Analiza privind performanțele angrenării roților dințate necirculare, prin simulare dinamică, este efectuată pe baza aceluiași algoritm de la cap.2.3.3.3

Realizarea simulării dinamice și analiza rezultatelor pe baza graficelor datelor de ieșire specifice mișcării: poziția roților (Fig. 3.31), variația vitezelor de rotație (Fig. 3.29) și variația accelerațiilor celor două roți (Fig. 3.30);

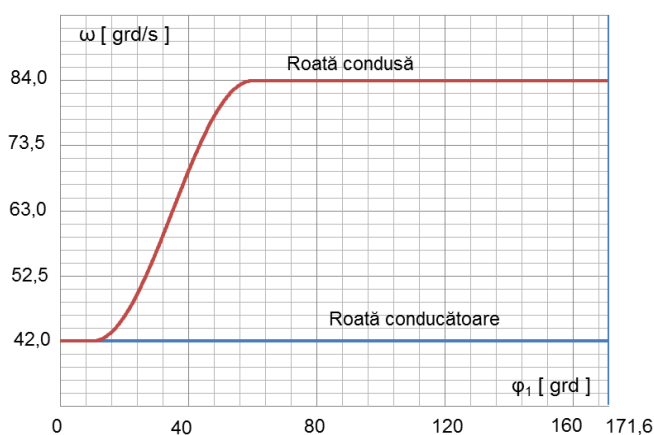


Fig. 3.29. Variația vitezelor unghiulare, pentru angrenajul cu $\phi_v - \phi_u = 50^\circ$ (simulare dinamică a angrenării)

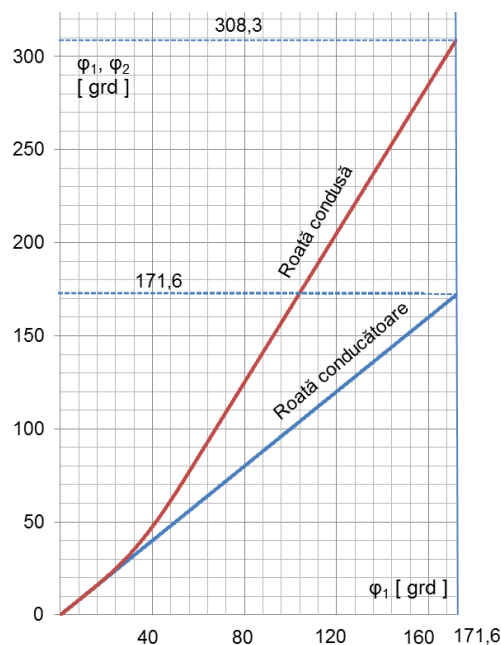


Fig. 3.31. Variația unghiului de rotație pentru angrenajul cu $\phi_v - \phi_u = 50^\circ$ (simulare dinamică a angrenării)

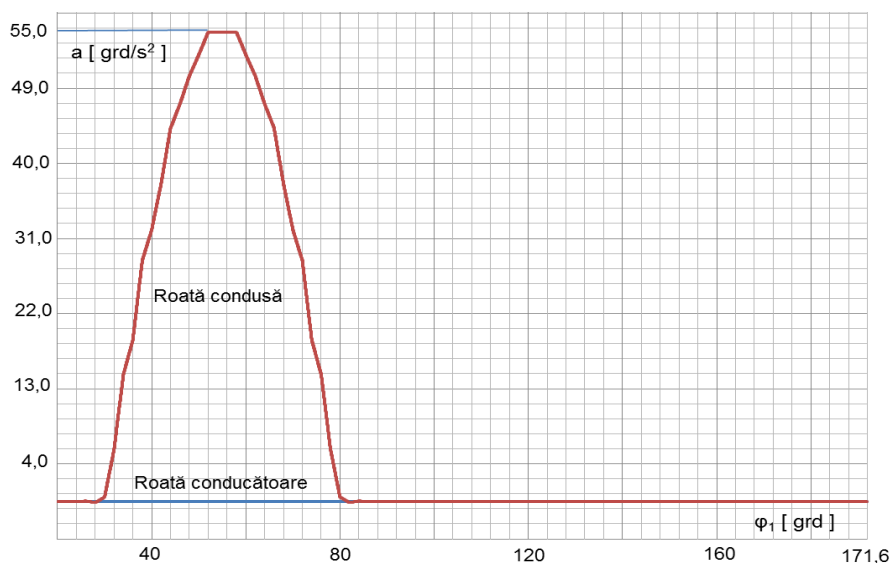


Fig. 3.30. Variația accelerațiilor, pentru angrenajul cu $\varphi_v - \varphi_u = 50^\circ$ (simulare dinamică a angrenării)

Analizând graficele obținute în urma simulării dinamice, se poate observa că s-au obținut aceleași date cinematice cu cele impuse.

În urma simulării dinamice, pentru angrenajul cu $\varphi_v - \varphi_u = 50^\circ$, s-au exportat datele obținute, în vederea analizei FEM focalizată pe dinții nr. 4, 7 și 10 (Fig.3.32 - 3.35).

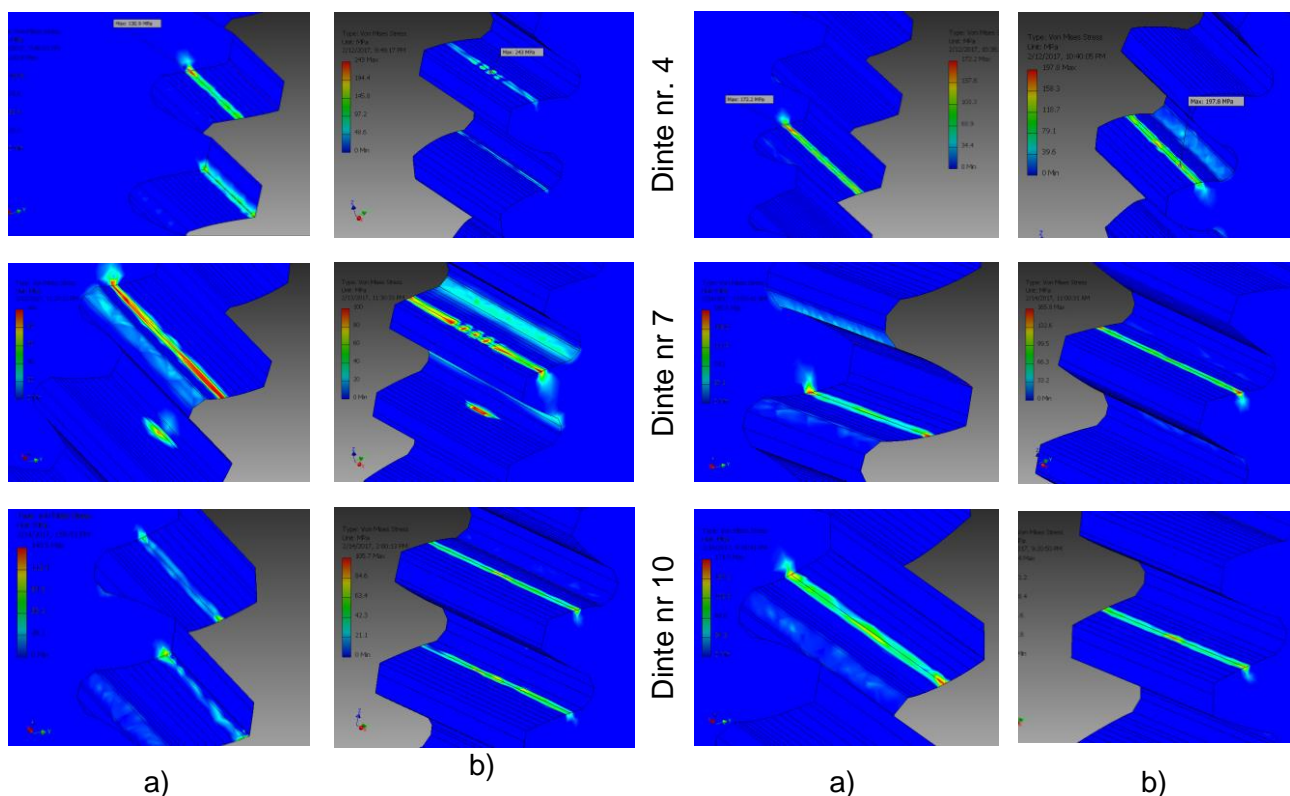


Fig. 3.32. Distribuția tensiunilor echivalente Von Mises din pinion (a) și în cazul roții conduse (b), cu angrenare pe vârful dintelui

Fig. 3.33. Distribuția tensiunilor echivalente Von Mises din pinion (a) și din roata condusă (b), cu angrenare pe mijlocul dintelui

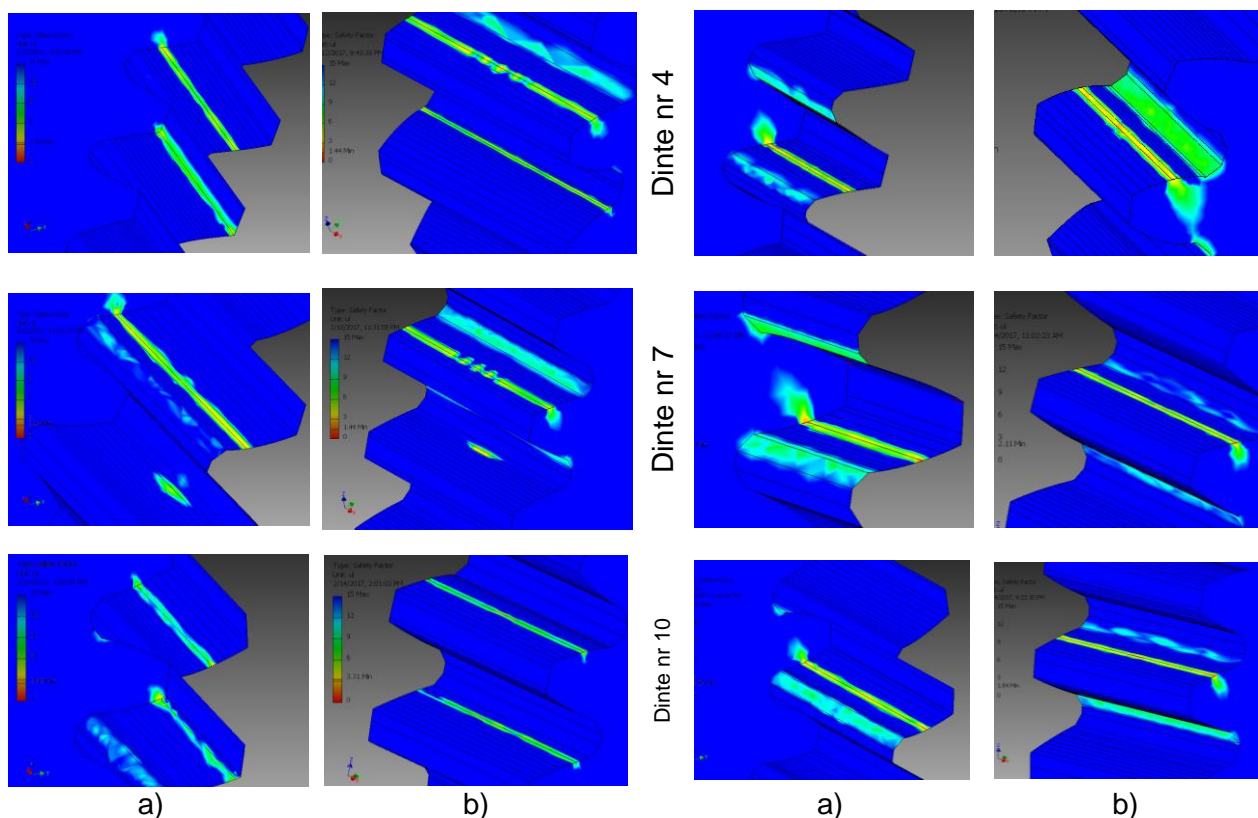


Fig. 3.34. Distribuția factorului de siguranță pentru pinion (a) și roata condusă (b), cu angrenare pe vârful dintelui

Fig. 3.35. Distribuția factorului de siguranță pentru pinion (a) și roata condusă (b), cu angrenare pe mijlocul dintelui

Analizând graficele din Fig. 3.32 ÷ 3.35, se pot trage concluzii privind atât calitatea angrenării, cât și nivelul tensiunilor și deformațiilor. În ceea ce privește calitatea angrenării, se pot vizualiza petele de contact din timpul angrenării, cât și numărul de dinți în angrenare. Astfel, se poate verifica că, atunci când angrenarea se face pe mijlocul dintelui, există o singură pereche de dinți în angrenare, iar atunci când contactul se deplasează spre vârful dintelui, sunt două perechi de dinți în angrenare.

Figurile 3.36 și 3.37 prezintă un studiu comparativ al tensiunilor echivalente maxime și al factorului de siguranță minim, în ipotezele analizate.

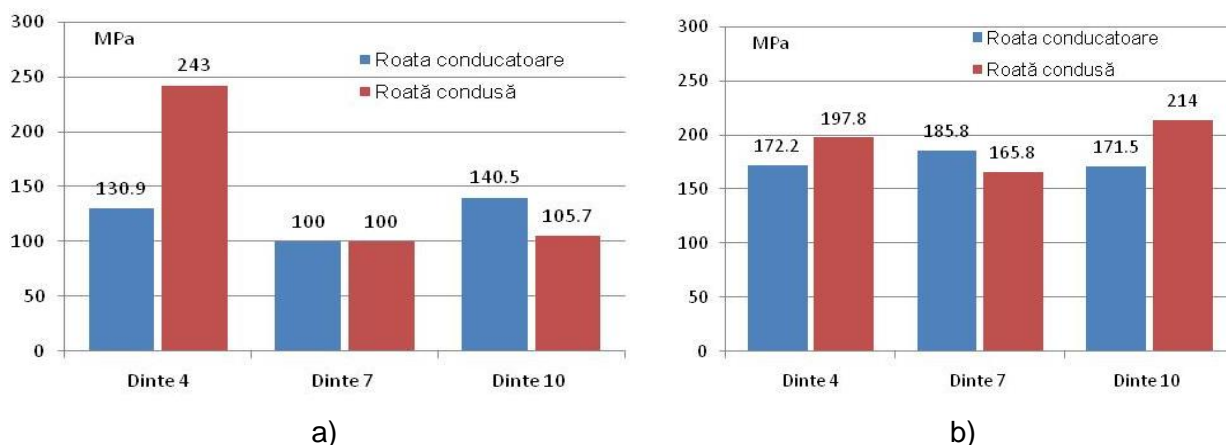


Fig. 3.36. Analiza comparativă a tensiunilor echivalente Von Mises maxime, în cazul angrenării pe vârful dintelui (a) și în cazul angrenării pe mijlocul dintelui (b)

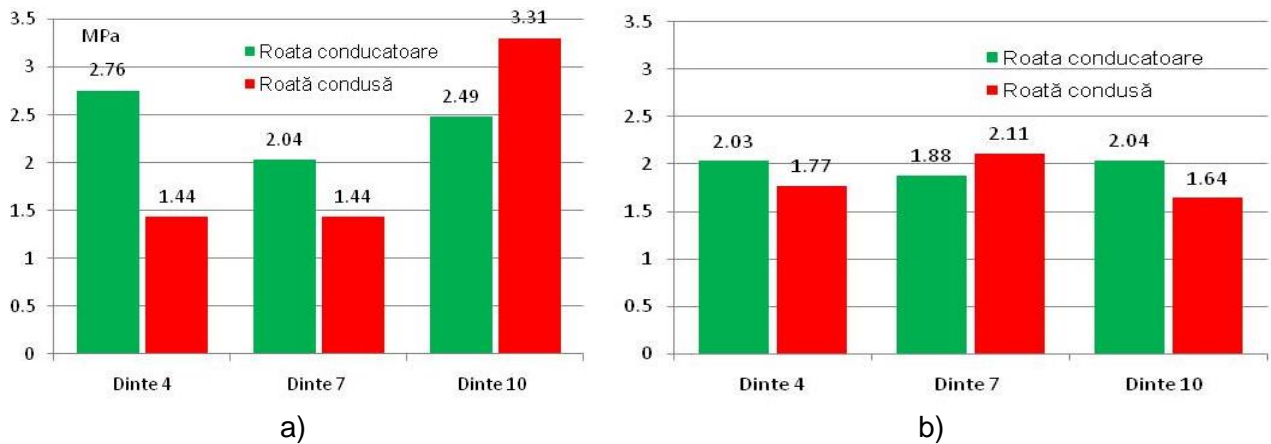


Fig. 3.37. Analiza comparativă a factorului de siguranță minim, în cazul angrenării pe vârful dintelui (a) și în cazul angrenării pe mijlocul dintelui (b)

3.4. CONCLUZII

Capitolul 3 prezintă rezultatele cercetării privind modificarea cinematicii mecanismului de acționare a ușii unui cuptor de încălzire a țagelilor, din cadrul unui laminor de profile, utilizând un angrenaj necircular. Scopul modificării cinematicii este micșorarea pierderilor de căldură, prin micșorarea timpului cât ușa de descărcare este deschisă, respectiv prin creșterea vitezei unghiulare a ușii.

Pentru modificarea cinematicii, s-a propus inserarea unui angrenaj necircular în lanțul cinematic de acționare a ușii, care să divizeze ciclul de lucru în două și trei faze, respectiv, ce se desfășoară cu viteze diferite, variabile. Angrenajul este proiectat pe baza unui raport de transmitere definit ca funcție hibridă: constantă pe durate mici, la deschiderea și închiderea ușii, și variabilă, după o lege cosinusoidală, în restul ciclului.

Pentru fiecare din cele două ipoteze, ciclul de lucru cu două și trei faze, respectiv, pornind de la legile de definiție propuse ale raportului de transmitere, s-au stabilit parametri semnificativi care influențează cinematica mecanismului, și anume: unghiurile roții conducătoare care delimitează fazele de lucru φ_u (pentru ciclul de lucru cu două faze) respectiv φ_v și φ_u (pentru ciclul de lucru cu trei faze), precum și raportul maxim de transmitere i_{max} . Studiind influența acestor parametri asupra raportului de transmitere i_{21} , asupra unghiului roții conduse φ_2 și asupra vitezei ușii v_u , s-a constatat că raportul de transmitere și variația vitezei ușii sunt influențate în principal de diferența $\varphi_v - \varphi_u$, aceasta având valori convenabile în intervalul $[50^\circ, 80^\circ]$. Valoarea unghiului φ_u și raportul i_{max} nu influențează în mod semnificativ raportul de transmitere, fiind de dorit, totuși, valori cât mai mici pentru unghiul φ_u , pentru ca angrenajul să funcționeze cu un raport i_{max} un timp cât mai mare.

În urma analizei, s-a stabilit că ciclul de lucru cu trei faze este mai avantajos atât pentru cinematica mișcării, cât și pentru generarea ulterioară a danturii, și s-au stabilit următoarele valori convenabile ale parametrilor definitorii ai raportului de transmitere: $\varphi_u = 10^\circ$; $\varphi_v \in [60^\circ, 90^\circ]$; $i_{max} = 2$. Parametrii au fost aleși astfel încât să fie îndeplinită condiția tehnologică de micșorare a timpului de deschidere/inchidere a ușii, și pentru a nu introduce suprasolicitări suplimentare ale mecanismului de acționare a ușii.

Analiza comparativă a centroidelor generate pentru diverse valori ale parametrilor definitorii ai angrenajului a confirmat concluziile de mai sus. De asemenea, geometria centroidelor este favorabilă generării ulterioare a flancurilor dinților, fiind, în general compusă din arce convexe,

cu excepția unei porțiuni concave, a cărei curbura este semnificativ influențată de diferența φ_v - φ_u . Curbele de divizare, pentru fiecare roată, s-au modelat utilizând programul AutoCAD și limbajul de programare AutoLISP.

Pentru generarea flancurilor dinților roții conducătoare, s-a aplicat metoda rulării și s-a dezvoltat o metodă analitică, care să urmărească rularea dintre un dinte al cremalierii generatoare pe centroida necirculară a roții. Mișcările de poziționare și rulare necesare generării flancului dintelui au fost transferate dintelui cremalierii, cu geometrie standard. Flancurile conjugate ale dinților roții conduse au fost generate prin metoda transformării de coordonate, urmărind angrenarea dintre dinți. Generarea automată a profilurilor flancurilor dinților s-a bazat pe coduri originale AutoLISP, iar completarea reprezentării roților s-a realizat prin operații de editare suplimentare, în AutoCAD. Modelele solide ale pinionului și roții au fost generate pentru valorile parametrilor definatorii alese convenabil, în două variante: $i_{max} = 2$, $\varphi_u = 10^\circ$, $\varphi_v = 60^\circ$ și $i_{max} = 2$, $\varphi_u = 10^\circ$, $\varphi_v = 90^\circ$.

Pentru analiza stărilor de tensiuni și deformații care apar în angrenaj, s-a utilizat metoda elementului finit (FEA), utilizând mediul de lucru Autodesk Inventor. Analiza s-a efectuat atât static, cât și dinamic, situație foarte apropiată condițiilor reale de funcționare. Analiza s-a efectuat atât static, cât și dinamic, pentru trei perechi de dinți situați în zona concavă a centroidei și, respectiv, în zonele în care geometria centroidei își schimbă legea de definiție, în cele două ipoteze menționate. Analiza dinamică a stării de tensiuni și deformații a evidențiat o angrenare corectă între dinți, fără interferențe, tensiunile și deformațiile încadrându-se în limite admisibile, cu coeficienți de siguranță acoperitori.

Capitolul 4

CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI PERSPECTIVE

4.1. CONCLUZII

Principalul obiectiv al lucrării de față l-a constituit identificarea și soluționarea unor aplicații industriale concrete, care să utilizeze roțile dințate necirculare; având la bază experiența practică a autorului, au fost propuse două aplicații din domeniul industriei metalurgice, și anume: 1 - modificarea cinematicii mecanismului bielă-manivelă al unei mașini de confecționat cuie, în scopul îmbunătățirii procesului de deformare plastică la rece, din timpul fazei de formare a capului cuiului, și 2 - modificarea cinematicii ușilor de descărcare ale cuptorului de încălzire a țagtelor, din cadrul liniei de laminare la cald a profilelor, în vederea micșorării pierderilor de căldură în timpul cât ușa de descărcare este deschisă.

Pentru desfășurarea cercetărilor propuse, s-a impus parcurgerea prealabilă a stadiului actual al cercetărilor și realizărilor din domeniu. Acest studiu a scos în evidență faptul că algoritmul de proiectare a roților dințate necirculare nu este unul standardizat, acesta fiind specific fiecărei aplicații, în funcție de datele inițiale solicitate/impuse de aplicație. De asemenea, analiza aplicațiilor similare din domeniu a încurajat cercetările, sugerând soluții pentru rezolvarea problemelor formulate în lucrare, și a conturat algoritmul de derulare a cercetărilor, respectiv alegerea datelor de proiectare astfel încât să se obțină cinematica variabilă dorită, proiectarea roților dințate în anumite ipoteze de proiectare, pentru o analiză comparativă constructivă, generarea roților în varianta considerată convenabilă și studiul teoretic al performanțelor angrenajelor necirculare proiectate, prin simularea angrenării.

Concret, proiectarea angrenajului necircular, pentru fiecare din cele două aplicații propuse, a necesitat parcurgerea următoarelor etape: **i)** definirea legii de variație a raportului de transmitere, divizând ciclul de lucru în două, respectiv trei faze; **ii)** stabilirea parametrilor definatorii ai raportului de transmitere, care influențează cinematica mecanismului, și studiul influenței acestora asupra cinematicii; **iii)** selectarea valorilor convenabile ale parametrilor definatorii, astfel încât să fie îndeplinit obiectivul propus, valori care au constituit datele de intrare în proiectarea ulterioară a angrenajului necircular; **iv)** generarea curbei de divizare/centroidei pentru fiecare roată; **v)** generarea flancurilor dinților roților dințate necirculare; **vi)** generarea secțiunilor transversale ale roților, prin operații de editare suplimentare, și generarea modelelor solide ale roților dințate necirculare; **vii)** analiza calității angrenării, prin analiza contactului dintre dinți și analiza stării de tensiuni și deformații la contactul dintre dinți. Generarea graficelor în vederea analizei influenței parametrilor definatorii asupra cinematicii mecanismului, generarea centroidelor și a flancurilor dinților roților dințate necirculare, precum și studiul contactului dintre dinți s-au realizat în mediul de lucru AutoCAD, utilizând coduri originale AutoLISP. Analiza stării de tensiuni și deformații s-a făcut prin metoda elementului finit (FEM), în mediul de lucru AutoDESK Inventor.

Pentru modificarea cinematicii mecanismului bielă-manivelă care intervine în procesul de formare a capului cuiului, pe mașina clasică de confecționat cuie MC337, s-au propus două legi de variație a raportului de transmitere, cosinusoidală și polinomială, respectiv, divizând ciclul de lucru în două, respectiv trei faze. Pornind de la aceste legi de variație, raportul de transmitere a fost definit printr-o funcție hibridă, cu două și trei legi de

definiție, respectiv, cu mai mulți parametri. Urmărind ca raportul de transmitere să fie pozitiv, monoton, continuu, derivabil și periodic și, din condiția de închidere a curbilor de divizare necirculare (ciclul de lucru fiind definit de o rotație completă a roților angrenajului), s-au determinat parametri semnificativi care influențează cinematica mecanismului bielă-manivelă, și anume: unghiurile de rotație a roții conducătoare, care delimitează fazele de lucru (φ_0 – pentru ciclul de lucru în două faze, φ_{1a} , φ_{1r} – pentru ciclul de lucru în trei faze) și valorile extreme ale raportului de transmitere (a – valoarea minimă, b – valoarea maximă). După analiza influenței acestor parametri asupra deplasării și vitezei relative a culisei mecanismului, în cele patru cazuri, s-au stabilit pentru parametri menționați următoarele valori convenabile: $\varphi_0 = 8\pi/9$; $\varphi_{1a} = 8\pi/9$; $\varphi_{1r} = 3\pi/2$; $a = 0,4$; $b = 1,6$. De asemenea, s-a constatat că cele două legi propuse pentru variația raportului de transmitere, cosinusoidală și polinomială, respectiv, sunt apropiate din punct de vedere al influenței asupra cinematicii mecanismului bielă-manivelă, un ușor avantaj obținându-se în cazul legii cosinusoidale, de altfel mai ușor de manipulat analitic. Ca urmare, proiectarea angrenajului necircular a luat în considerare, în continuare, variația cosinusoidală a raportului de transmitere, definit de parametri menționați anterior, în cele două ipoteze de divizare ale ciclului de lucru.

Pornind de la definiția raportului de transmitere și considerând principiul fundamental al rulării, s-au determinat ecuațiile polare ale centroidelor necirculare conjugate. Modelarea centroidelor a presupus scrierea unor coduri AutoLISP care au automatizat procesul de reprezentare grafică. Centroidele generate sunt curbe închise, compuse din arce convexe, cu excepția unei mici porțiuni concave pe centroida conducătoare; compararea centroidelor, în cele două cazuri analizate, a evidențiat o geometrie mai „prietenosă”, cu raze de curbura mai mari, în cazul divizării ciclului de lucru în trei faze.

Generarea flancurilor dinților pinionului s-a efectuat având la bază metoda rulării, dezvoltând o metodă analitică care urmărește rularea dintre un dinte al cremalierii generatoare pe centroida necirculară a roții. Ipotezele de generare au considerat un unghi de presiune constant, la valoarea standard de 20° , și un pas curbiliniu constant, rezultat prin divizarea lungimii curbilor de divizare la numărul de dinți ales $z_1 = z_2 = 36$. Transformările de coordonate au permis definirea flancurilor conjugate ale dinților roții conduse, urmărind centrul instantaneu de rotație, variabil de-a lungul liniei centrelor roților. Metoda analitică aleasă a permis generarea automată a flancurilor dinților, utilizând coduri originale AutoLISP, în mediul grafic AutoCAD. O comparare a profilurilor dinților roților generate în cele două ipoteze a evidențiat că dinții sunt apropiați ca formă a profilului, diferențe fiind înregistrate în quadrantul 4 al pinionului, unde cinematica de retragere a culisei, respectiv geometria centroidelor, diferă.

Generarea ulterioară a modelelor solide, în AutoCAD, a permis efectuarea analizei privind calitatea angrenării, după criteriul petei de contact statice, ca un prim parametru calitativ al angrenării. Punerea în evidență a petei de contact, precum și modul de distribuție a acesteia, s-a făcut cu ajutorul programului AutoCAD, în zonele adiacente dinților „de tranziție”, unde se modifică legea de variație a raportului de transmitere, respectiv geometria curbei de divizare a roții și a profilurilor dinților. Din analiza petei de contact statice a rezultat că evoluția acesteia este corespunzătoare, nefiind interferențe pe flancurile inactive. Diferențe între caracteristicile petei de contact apar pe dinții de tranziție, în cele două ipoteze luate în discuție; în cazul ciclului de lucru cu trei faze, distribuția petei nu este la fel de favorabilă ca în cazul ciclului de lucru în două faze, dar divizarea ciclului de lucru în trei faze se dovedește benefică sub aspectul cinematicii mecanismului bielă-manivelă.

Pentru analiza stărilor de tensiuni și deformații care apar în angrenaj, s-a utilizat metoda elementului finit (FEA), utilizând aplicația Autodesk Inventor. Simularea FEA s-a făcut pe

perechea de dinți 18-18', situați în zona corespunzătoare fazei de refulare a sârmei pentru formarea capului, zonă în care forțele din angrenare sunt maxime. Analiza s-a efectuat atât static, cât și utilizând datele rezultate în urma simulării dinamice, situație foarte apropiată condițiilor reale de funcționare. Studiul a scos în evidență faptul că tensiunile echivalente se încadrează în limitele admisibile, cu coeficienți de siguranță acoperitori, precum și faptul că cinematica angrenajului respectă condițiile inițiale impuse.

Pentru modificarea cinematicii ușilor de descărcare ale cuptorului de încălzire a țaglelor, s-au parcurs aceleași etape prezentate în prima aplicație. Raportul de transmitere a fost definit printr-o funcție hibridă, multiparametru, cu variație cosinusoidală, corespunzător divizării ciclului de lucru în două, respectiv trei faze. Pentru a se asigura un raport de transmitere pozitiv, monoton, continuu, derivabil și periodic și din condiția ca ciclul de lucru să fie definit de o rotație incompletă, impusă roții conduse a angrenajului, în acord cu unghiul de deschidere a ușii cuptorului, s-au determinat, ca parametri definatorii, unghiurile de rotație a roții conducătoare, care delimitează fazele de lucru (φ_u - pentru ciclul de lucru cu două faze, respectiv φ_v și φ_u - pentru ciclul de lucru cu trei faze), și valoarea maximă a raportului de transmitere (i_{max}). Studiindu-se, în continuare, în cele două ipoteze, influența parametrilor definatorii asupra raportului de transmitere al angrenajului, asupra unghiului de rotație a roții conduse și asupra vitezei ușii cuptorului, s-a constatat că raportul de transmitere și variația vitezei ușii sunt influențate, în principal, de diferența $\varphi_v - \varphi_u$. De asemenea, s-a constatat că ciclul de lucru cu trei faze este mai avantajos atât pentru cinematica mișcării, cât și pentru generarea ulterioară a danturii, și s-au stabilit următoarele valori convenabile ale parametrilor definatorii ai raportului de transmitere: $\varphi_u = 10^\circ$; $\varphi_v \in [60^\circ, 90^\circ]$; $i_{max} = 2$.

Generarea centroidelor și a flancurilor dinților roților necirculare s-a făcut pe baza aceluiași principii și metode utilizate în cazul primei aplicații, în două variante: $i_{max} = 2$, $\varphi_u = 10^\circ$, $\varphi_v = 60^\circ$ și, respectiv, $i_{max} = 2$, $\varphi_u = 10^\circ$, $\varphi_v = 90^\circ$. Centroidele rezultate sunt curbe deschise, având în vedere că unghiul de rotație impus a roților este mai mic de 360° . Modelele solide generate în AutoCAD și importate în Inventor au permis efectuarea analizei privind starea de tensiuni și deformații, la contactul dintre dinți, prin metoda elementului finit (FEM). Analiza efectuată în cazul a trei dinți situați în zona cu raza de curbură crescătoare a centroidei, corespunzătoare celei de a doua fază de lucru, atât static cât și dinamic, în cele două ipoteze, a evidențiat faptul că tensiunile echivalente se încadrează în limitele admisibile, cu coeficienți de siguranță acoperitori. Totodată, s-a putut analiza distribuția petei de contact, în cazurile menționate, calitatea angrenării fiind satisfăcătoare.

Lucrarea de față, prin cele două noi aplicații propuse pentru utilizarea angrenajelor necirculare, completează cercetările în domeniu și, în același timp, creează noi perspective de dezvoltare a aplicabilității angrenajelor necirculare a căror proiectare și generare sunt facilitate de instrumentele software actuale și tehnologiile neconvenționale în continuă perfecționare.

4.2. CONTRIBUȚII PERSONALE

Îndeplinirea obiectivelor de cercetare propuse în lucrarea de față s-a bazat pe următoarele contribuții personale originale:

- Sinteza cercetărilor și realizărilor din domeniul angrenajelor necirculare, cu evidențierea aplicațiilor care conduc la modificarea ciclului clasic al mecanismului bielă-manivelă și a soluțiilor de variație a vitezei unor elemente de închidere și reglare;
- Realizarea unei clasificări originale a roților dințate necirculare, după criteriul domeniului de aplicare;

- Studiul cinematicii mașinii de confecționat cuie și propunerea introducerii unui angrenaj necircular pentru modificarea cinematicii mecanismului bielă-manivelă, în vederea îmbunătățirii procesului de deformare plastică a materialului, în timpul fazei de formare a capului cuiului;
- Împărțirea ciclului de lucru al mecanismului bielă-manivelă, în două, respectiv trei faze, în scopul modificării cinematicii acestuia în timpul procesului de formare a capului cuiului;
- Studiul cinematicii mecanismului de acționare a ușii de descărcare a cuptorului și propunerea introducerii unui angrenaj necircular, pentru modificarea cinematicii mecanismului, în scopul variației vitezei unghiulare a ușii, astfel încât să se reducă pierderile de căldură;
- Divizarea ciclului de lucru al mecanismului de acționare a ușii cuptorului de încălzire țagle, în două, respectiv trei faze, în scopul modificării cinematicii acestuia, respectiv a cinematicii ușii;
- Definirea raportului de transmitere, ca funcție multiparametru, cu legi multiple de variație, a angrenajelor necirculare corespunzătoare celor două aplicații propuse;
- Studiul influenței parametrilor definitorii ai raportului de transmitere asupra cinematicii mecanismelor propuse;
- Crearea codurilor originale AutoLISP (*Anexa 5*) pentru generarea graficelor funcțiilor de definiție a raportului de transmitere, a unghiului de rotație a roții conduse, a deplasării culisei mecanismului bielă-manivelă, respectiv a vitezei ușii de descărcare a cuptorului;
- Crearea codurilor originale AutoLISP pentru modelarea centroidelor conjugate necirculare (*Anexa 1* și *Anexa 3*);
- Dezvoltarea unei metode analitice pentru definirea flancurilor dinților roților necirculare;
- Crearea codurilor originale AutoLISP pentru generarea flancurilor danturii roților (*Anexa 2* și *Anexa 4*);
- Dezvoltarea unei metode de studiu a calității angrenării, utilizând pata statică de contact, în mediul de lucru AutoCAD;
- Verificarea calității angrenării prin analiza stării de tensiuni și deformații din zona contactului dintre dinți, utilizând metoda elementului finit (FEM) în mediul INVENTOR;
- Verificarea condițiilor cinematice inițiale impuse, prin simularea dinamică în INVENTOR, precum și a încărcărilor reale din timpul angrenării;

4.3. PERSPECTIVE DE CERCETARE

Lucrarea propune două aplicații practice, în cadrul cărora se pot îmbunătăți, parțial, procesele tehnologice, prin utilizarea roților dințate necirculare. Aceste aplicații pot fi completate sau pot fi abordate dintr-o perspectivă extinsă, relativ la posibilitățile de îmbunătățire a proceselor tehnologice. Astfel, la mașina de confecționat cuie, în afara mișcării principale de formare a capului cuiului, se poate modifica cinematica celorlalte mișcări care au loc pe mașină (vezi cap.2.1). Aceasta se poate realiza fie prin utilizarea unui angrenaj necircular, pentru fiecare mișcare, fie prin utilizarea unui singur angrenaj (sau a unui ansamblu de angrenaje) care să modifice cinematica tuturor mecanismelor. În cazul celei de-a doua aplicații, angrenajul necircular propus modifică viteza de închidere-deschidere a ușii cuptorului de încălzire a țaglelor, utilizându-se aceeași porțiune dințată a roții, atât la închiderea cât și la deschiderea ușii (flancurile inactive devin flancuri active și invers) prin inversarea sensului de rotație a motorului. Prin utilizarea unui mecanism planetar de inversare a sensului de rotație, cu roți dințate necirculare, nu ar mai fi nevoie de schimbarea sensului de rotație a motorului, la fiecare ciclu de deschidere-închidere a ușii, acesta având loc la o rotație completă a roților dințate necirculare.

De asemenea, roțile dințate necirculare ar putea fi utilizate în multe alte aplicații din industria metalurgică. Astfel, unele aplicații, cum ar fi mașina de trefilat clasică, necesită porniri dese ale

motoarelor electrice de acționare, în sarcină (cu cuplu rezistent foarte mare) și cu șocuri. Utilizarea unui angrenaj necircular, care să intre în funcțiune doar la pornirea motorului electric de acționare, ar duce la reducerea semnificativă a cuplului de pornire și a șocurilor mecanice. În alte aplicații din cadrul laminoarelor de profile, unde la momentul actual se utilizează motoare electrice cu viteză variabilă, este necesar ca, pe anumite zone scurte ale liniei de laminare (de exemplu în zona de deșunderizare a țaglelor), viteza de transfer a țaglelor sau laminatelor să fie redusă, după care să revină la valoarea inițială. Angrenajele necirculare (simple sau în tandem), utilizate în cadrul lanțurilor cinematice de acționare a căilor cu role de transport, pot rezolva cu succes această cerință, într-un mod simplu și puțin costisitor.

Exemplele pot continua căci datorită flexibilității acestora, roțile dințate necirculare oferă, practic, perspective de cercetare nelimitate, atât în industria metalurgică cât și în celelalte ramuri ale industriei.

LISTA LUCRĂRILOR PUBLICATE

A. Lucrări științifice publicate în volumul unei manifestări științifice indexat în ISI Proceedings

[1] Niculescu M., Andrei L., Cristescu A., *Generation of noncircular gears for variable motion of the crank-slider mechanism*, 7TH International Conference on Advanced Concepts In Mechanical Engineering, IOP Conf. Series: Materials and Engineering, Volume 147, Number 1, 2016, ISSN: 1757-8981

B. Lucrări științifice publicate în reviste indexate BDI

[2] Niculescu M., Andrei L. *Meshing analysis in case of noncircular gears designed for the nails forming kinematics optimization*, Annals of "Dunărea de Jos" University of Galați, Fascicle V, Technologies In Machine Building, 2016, Galați University Press, ISSN 1221-4566

[3] Niculescu M., Andrei L., *Noncircular gears with transmission ratio as hybrid function*, Bulletin of the Transilvania University of Brașov, Vol. 9 (58), Series I, No.2, 2016, pag. 181-189, Transilvania University Press, ISSN 2065-2119

[4] Cristescu A., Niculescu M., Andrei L., *The Influence of Kinematics Variation on multispeed gears meshing*, Innovative Manufacturing Engineering 2015, Applied Mechanics and Materials Vols. 809-810, 2015, pag. 962-967, ISSN: 1662-7482

C. Lucrări științifice publicate în volumele conferințelor internaționale

[5] Niculescu M., Andrei L., *Using noncircular gears for the unloading door kinematics modification*, 21st Innovative Manufacturing Engineering & Energy International Conference (IManE&E 2017), Matec Web Conf., Volume 112, 2017

D. Cereri de brevet

[6] Niculescu M., Andrei L., *Angrenaj necircular pentru modificarea cinematicii mașinii de confecționat cuie* – depunere documentație invenție cu brevet în national A/00586/22.08.2017

[7] Niculescu M., Andrei L., *Angrenaj necircular pentru modificarea cinematicii ușilor de descărcare ale cuptorului de încălzit țagle* – depunere documentație invenție cu brevet în national A/00585/22.08.2017

BIBLIOGRAFIE

- [1] ***, <http://www.universalleonardo.org>
- [2] Burmester L., *Lehrbuch der Kinematik*, 1888, , Leipzig, Arthur Felix Verlag;
- [3] Globber C., Hyman E., *Rollcurve Gears*, Transactions of ASME, 1939,61, 223-231;
- [4] Boyd W., *Elliptical gears provide feed control*, Machine Design, 1940,12;
- [5] Fellows E.R., Edwin R., *Gear generating cutting machine*, United States patent 1516524, 1924;
- [6] Bopp & Reuther Gmbh, *Improvements in or relating to milling toothed gears*, Patent No. DE668897, also published as GB 531563, 1938;
- [7] Litvin F., Ketov C. F., *Planetary reducer*, USSR Certificate of Invention, 1949;
- [8] Litvin F., et al., *Generation of Noncircular Gear by Enveloping Proces*, USSR Certificate of Invention, 1949 to 1951;
- [9] Litvin F., *Noncircular Gears: Design, Theory of Gearing and Manufacture*, 2nd edn., Gos Tech Isdat, Leningrad, Moscow (in Russian), 1956;
- [10] ***, <http://www.gearshub.com>
- [11] ***, <http://www.cunningham-ind.com>
- [12] ***, <http://www.maplesoft.com>
- [13] Litvin F., Alfonso Fuentes Aznar, et al., *Noncircular Gears Design and generation*, Cambridge University Press, 2009;
- [14] Riaza Q., 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, Vol. 12;
- [15] Tsay Ming-Feng, Fong Zhang-Hua, *Study on the generalized mathematical model of noncircular gears*, "Mathematical and computer modelling", Vol. 41, 2005;
- [16] Mundo D., *Geometric design of a planetary gear train with noncircular gears*, Mechanism and machine teory, Vol 42, 456-472, 2006 ;
- [17] Ceccarelli M., ș.a., *Numerical and experimental analysis of non-circular gears and cam-follower systems as function generators*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 43, 2008, 996-1008;
- [18] Mundo D., Gatti G., Dooner D.B., *Combined syntesis of five-bar linkages and non-circular gears for pieces path generation*, 12th IFToMM World Congress, Besancon (France), June 18-21, 2007;
- [19] Liu, J-Y, ș.a., *Study on the use of a noncircular gear train for the generation of figure-8 patterns*, Proc. IMechE, Vol. 220, part C, 2006;
- [20] Mckinley J.R., ș.a. *Planar motion generation incorporating a 6-link mechanism and non-circular elements*, ASME 29th Mechanism and Robotics Conference, 2005;
- [21] Bair B., ș.a., *Mathematical model and characteristic analysis of elliptical gears manufactured by circular-arc shaper cutters*, Journal of mechanical design, Vol. 129/211, 2007;
- [22] Bair B. ș.a., *Tooth profile generation and analysis of oval gears with circular - arc teeth*, Mechanism and machine theory, Vol. 44, 1306-1317, 2009;
- [23] Yan Jia et al., *On the generation of analytical noncircular multilobe internal pitch curves*, Journal of mechanical design, Vol 130, 2008;
- [24] Vasie M., Andrei L., *Noncircular Gear Design and Generation by Rack Cutter*, The Annals of "DUNĂREA DE JOS" University of Galați, Fascicle V, Technologies in Machine Building, ISSN 1221-4566, 2011;
- [25] Vasie M., Andrei L., *Analysis of Noncircular Gears Meshing*, Mechanical Testing and Diagnosis, ISSN 2247 – 9635, Volume 4, 70-78, 2012;

- [26] Vasie M., Andrei L., *Technologies for Non-Circular Gear Generation and Manufacture*, The Annals "Dunărea de Jos" of Galați, Fascicle V, Technologies in Machine Building, ISSN 1221-4566, 2010, 167;
- [27] Figliolini G., Angeles J., *Synthesis of the Base Curves For N-Lobed Elliptical Gears*, Journal of mechanical design, 125 (2005) 997-1005.
- [28] Lozzi A., *Non-circular gears-graphic generation involutes and base outlines*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 214 (2006).
- [29] Litvin F., 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.
- [30] Litvin F. 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.
- [31] Chang L., Tsay C.B., *Computerized Tooth Profile Generation and Undercut Analysis of Gears Manufactured With Pre-Shaving Hobs*, Appl. Mech. Mater., 16–19 (1996) 1278–1282.
- [32] Figliolini G., Angeles J., *The Synthesis of Elliptical Gears Generated by Shaper-Cutters*, Journal of mechanical design, 125 (2003) 793-801.
- [33] Quintero H. F. ș.a., *An analytical model for the tooth profile generation of noncircular gear*, 12th IFToMM World Congress, 2007.
- [34] Xia J., ș.a., *Noncircular Bevel Gear Transmission With Intersecting Axes*, Journal Mech. Des., 130 (2008) 545-551.
- [35] Bair B.W., ș.a., *Mathematical Model and Characteristic Analysis of Elliptical Gears Manufactured by Circular-Arc Shaper Cutters*, Journal of mechanical design, 129 (2007) 210-214.
- [36] Bair B. W., *Computer aided design of elliptical gears with circular-arc teeth*, Mechanism and Machine Theory, 39 (2004) 153–168.
- [37] Bair B. W. ș.a., *Tooth profile generation and analysis of oval gears with circular-arc teeth*, Mech. Mach. Theory, 44 (2009) 1306–1317.
- [38] Jian Gang Li, et al., *Numerical computing method of noncircular gear tooth profiles generated by shaper cutters*, "Int. J. Manuf. Technol", Vol. 33, 1098-1105, 2007.
- [39] Vasie M., *Cercetări privind roțile dințate cu transmitere variabilă a mișcării*, Universitatea "Dunărea de Jos" Galați, 2012
- [40] Vasie M., Andrei L., *Design And Generation Of Noncircular Gears With Convex-Concave Pitch Curves*, The Annals of Dunarea Jos University of Galati, Fascicle V (2012) 55–60..
- [41] Danieli G. A., *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.
- [42] Danieli G. A., Mundo D., *New developments in variable radius gears using constant pressure angle teeth*, Mechanism and machine theory, 40 (2005) 203–217.
- [43] Laczik B., 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.
- [44] Gao S., ș.a., *Design and analysis of shapes of elliptic gears*, 12th International Conference on Geometry and Graphics, 2006.
- [45] Zarebski I., Salacinski T., *Designing of non-circular gears*, The archive of mechanical engineering, LV (2008) 275–292.
- [46] Lin C., *Design and Manufacture of Noncircular Bevel Gears*, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, Mexico, 2011;
- [47] Jing L., *A Pressure Angle Function Method for Describing Tooth Profiles of Planar Gears*, Journal of mechanical design, 131 (2009) 051005-1 - 051005-8.

- [48] Zhao Y., *Planar unfolding algorithm of noncircular bevel gears*, China Mech. Eng., 19 (17) (2008) 2046–2049.
- [49] Li S., *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.
- [50] Li S., *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.
- [51] Mundo D., Danieli G. A., *Use of the Non-Circular Gear in Pressing Machine Driving Systems*, Mechanical Department, University of Calabria, Italy;
- [52] Doege E., Bohnsach R., *Press Concept for the Future in Precision Forging*, Advanced Technology of Plasticity, Proceedings of the 6th ICTP, Nuremberg, 1999, pp.203-210;
- [53] Doege E., Hindersmann M., *Optimize Kinematics of Mechanical Presses with Non-Circular Gears*, Annals of the CIRP, Vol. 46/1, 1997, pp.213-216;
- [54] Yokoyama T., Takahashi K., *Driving apparatus for powder compacting press* US Patent 4662234, 1987;
- [55] Quintero H. F., Romero C. A. and Vanegas Useche L. V., *Thermodynamic and dynamic analysis of an internal combustion engine with a noncircular-gear based modified crank-slider mechanism*, 12th IFToMM World Congress Besançon (France), June 18-21 2007;
- [56] Mundo D., Danieli G.A., ș.a. *Generation of Variable Radius Elliptical Helical Gears and Experimental Results*, The 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, 2004;
- [57] Figliani G., ș.a., *Synthesis of Non-Circular Gears*, Proceedings of the International Conference on Gearing, Transmission, and Mechanical Systems, Professional Engineering Publishing, 2000;
- [58] Takahiro Yamada, et al., *Vehicle window regulator*, United States Patent 4998379; Mar 12 1991;
- [59] Nolta J.P., *Constant to variable gear pitch for temperature door rotation*, United States Patent US 2014/0000397 A1, Jan 2 2014;
- [60] Vonhausen G., *Valve actuator*, United States Patent 4638977, Jan 27 1987;
- [61] Sugiyama T., *Engine starter apparatus*, United States Patent 5111707, May 12 1992;
- [62] Infanger A. W., Brownlie A. W., *Steering System*, US Patent 3823617, 16.07.1974;
- [63] Emura T., Arakawa A., *A new steering mechanism using noncircular gears*, The Japan Society of Mechanical Engineers International Journal Series III Vol. 35 No. 4, 1992, 604-610;
- [64] Johnson K. M., *Power transmission assembly*, United States Patent 4262233, Apr.14 1981;
- [65] Freudenstein F, *Intermittent motion mechanism employing non-circular gears*, US Patent 3424021, 28.01.1969;
- [66] Matsuda Yasuhiko, *Intermittent drive mechanism*, US Patent 4756203, 12.07.1988;
- [67] Russell F. S., Simonelli R. J, *Wire coiling machine*, US Patent 4372141, 08.02.1983;
- [68] Yazar Mehmet, Ozdemir Ahmet, *Comparative analysis of the pressure variations and the flow rates of a hydraulic pump made of a pair of elliptical and cylindrical spur gear*, Technology, Volume 14(1), 1-10 (2011), Gazi University, Institute of science and technology, Department of mechanical education, Ankara;
- [69] Kowalczyk L., Urbanek S. *The Geometry and Kinematics of a Toothed Gear of Variable Motion*, FIBRES & TEXTILES in Eastern Europe July / September 2003, Vol. 11, No. 3 (42);
- [70] Urbanek S., *Geometrical analysis of the rolling lines of non-circular pinions of the elliptical type with consideration of selected kinematic and design demands*, Technical University of Łódź, 1967, Ph.D. Dissertation (in Polish);
- [71] Proiect nr. MCC337, CCCPFTT Câmpia Turzii, *Mașina de confeționat cuie MCC 337*;

- [72] Cristescu A., Niculescu M., Andrei L., 2015, *The Influence of Kinematics Variation on Multispeed Gears Meshing*, Trans Tech Publications, Switzerland Applied Mechanics and Materials Vols. 809-810 (2015) pp 962-967,
- [73] Cristescu B., Andrei L., Cristescu A., *Analytical generation of involute flanks of noncircular gear tooth*, The Annals of "Dunarea Jos" University of Galati, Mathematics, Physics, Theoretical Mechanics, Fascicle II Year VI (XXXVII), 2014, v 1 pp 36-43 104–110;,
- [74] Cristescu A., Andrei L., Cristescu B., *Influence of tooth profile on the noncircular gear tooth contact*, 13TH International Conference on Tribology (ROTRIB'16), IOP Conference Series – Materials Science and Engineering, vol. 174, 2017, ISSN: 1757-8981
- [75] Stăncescu C., *Modelare parametrică și adaptivă cu Inventor*, Efitura Fast , 2014;
- [76] Stăncescu C., ș.a., *Proiectare Asistată cu Autodesk Inventor – Îndrumar de laborator*, Editura Fast , 2012;
- [77] Man & Machine, *Autodesk Inventor - Note de curs* , 2016;
- [78] Finkelstein E., *AutoCAD 2004*, Editura Teora, 2004 ;
- [79] Stăncescu C., *AutoLISP Manual de programare*, Editura Fast 2000, București , 1996;
- [80] G. Rădulescu ș.a., *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*. București: Editura Tehnică, 1986;
- [81] G. Buicliu ș.a., *Manualul inginerului*. București: Editura Tehnică, 1955;
- [82] Tabără V., Tureac I., *Mașini pentru prelucrări prin deformare* , Editura didactică și pedagogică, București, 1984;
- [83] Ciocârdia C., ș.a., *Tehnologia presării la rece*, Editura didactică și pedagogică, București, 1991;
- [84] Teodorescu M., ș.a., *Elemente de proiectare a ștanțelor și matrițelor*, Editura didactică și pedagogică, București, 1983;
- [85] Iliescu C., *Tehnologia presării la rece*, Editura didactică și pedagogică, București, 1984;
- [86] Tschaetsch H., *Metal Forming Practice – Processes, Machines, Tools*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006;
- [87] Cristescu B., *Studii privind elemente de proiectare și generare a angrenajelor necirculare*, Teza de doctorat, Galați, 2016;
- [88] Proiect IPROLAM nr. 505.30-012, *Dispozitiv de ridicare a ușilor de descarcare*, 1977.
- [89] Ghiță E., *Teoria și tehnologia suprafețelor poliforme*, Published by BREN, București, 2001, ISBN 973–8143–07–1.