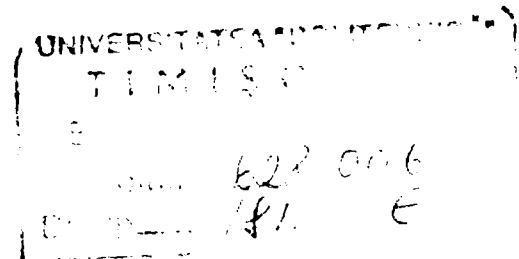


ing. Augustin POP

TEZĂ DE DOCTORAT

CONTRIBUȚII PRIVIND OPTIMIZAREA
PARAMETRILOR CONSTRUCTIVI ȘI FUNCȚIONALI
AI ORGANELOR DE ACȚIONARE ALE
MAȘINILOR AGRICOLE PRIN PRIZA DE PUTERE

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



Conducător științific: Prof. dr. ing. DĂNILĂ ION

2000

PREFAȚĂ

Transmisiile cardanice au o istorie impresionantă, cu nume ilustre de cercetători și constructori, cum sunt:

Leonardo da Vinci (1493); *G. Cardano* (1557); *R.Hooke* (1664); *I. Newton* (1675); *J.V.Poncelet* (1824); *R.Willis* (1841); *F.Reuleaux* (1875), *M. d'Ocagne* (1918) și mulți alții.

O privire, chiar sumară, asupra cinematicii transmisiilor cardanice, evidențiază bogate contribuții aduse în decursul timpului, în acest domeniu, prin: lucrări științifice publicate în revistele de specialitate și în buletinele unor simpozioane și congrese de profil, teze de doctorat, contracte de cercetare științifică, monografii, manuale de proiectare, invenții etc.

Se remarcă astfel, prin preocupările în acest domeniu, nume ca Bussien, Kutzbach, Dietz, Reuthe, Wieland, Reineke, Ileri, Meyer zur Capellen, Denavit și Hartenberg, Bouchard, Guimbreitierre, Spehr, Raht, Dudiță, Philipp, Wagner, Freudestein, Rădulescu, Perfilier, Kojevnikov, Duffz și încă mulți alții.

În aceste condiții, s-ar putea crede ușor că domeniul transmisiilor cardanice este un domeniu deja închis.

În cadrul transmisiilor cardanice, cele destinate transmiterii momentului motor dintre tractor (Tr) și mașina agricolă (Ma) trebuie să răspundă unor cerințe specifice mecanismelor de cuplare ale Tr cu Ma.

Astfel, mecanismul de cuplare trebuie să asigure mobilitățile necesare ale Tr față de Ma, să asigure condițiile pentru obținerea unei transmisii homocinetice în poziția standard de lucru a agregatului Tr-Ma și să prezinte un heterocinetism mic în alte poziții relative realizate în timpul lucrului. Îndeplinindu-se aceste cerințe se reduc sau se înlătură accelerațiile datorate heterocinetismului transmisiei, ceea ce are ca efect micșorarea reacțiilor în cuple, micșorarea vibrațiilor, micșorarea solicitării transmisiilor mașinii agricole antrenate și a motorului tractorului. Toate acestea duc la creșterea fiabilității agregatelor Tr-Ma și la micșorarea consumurilor de piese de schimb, carburanți și lubrifianți.

Pe de altă parte, transmisiile cardanice pentru mașini agricole sunt plasate de obicei în locuri accesibile și de aceea e obligatoriu ca, pentru prevenirea eventualelor accidentări ale personalului ce deservește agregatul Tr+Ma, arborii cardanici să fie echipați cu protectori care să asigure izolarea arborelui pe întreaga sa lungime (indiferent dacă mașina e tractată, purtată sau semipurtată). De asemenea trebuie prevăzute apărători pe tractor și mașina agricolă care să acopere apărătoarea transmisiei cardanice în dreptul arborelui prizei de putere și a arborelui receptor de putere.

Prezenta teză constituie o sinteză a cercetărilor teoretice și experimentale din domeniul transmisiilor cardanice destinate acționării mașinilor agricole prin priza de putere, efectuate de autor în perioada 1986-1998 la Institutul Național de Cercetare-Dezvoltare pentru Mașini și Instalații destinate Agriculturii și Industriei Alimentare - I.N.M.A. București și a avut drept scop determinarea interdependențelor dintre cele două lanțuri cinematice ale mecanismului de cuplare a tractorului cu mașina agricolă și anume, între lanțul cinematic pentru transmiterea momentului motor (transmisia cardanică) și lanțul cinematic pentru transmiterea forței de deplasare, precum și optimizarea parametrilor constructivi și funcționali, atât ai arborelui cardanic propriu-zis, cât și ai protectorilor acestora.

Analiza nivelului unui număr mare de lucrări de cercetare și produse realizate pe plan mondial, elaborarea unor studii de cercetare proprii în legătură cu transmisiile cardanice echipate cu protectori, crearea unei game tipodimensionale de TC și elemente specifice pentru întreaga gamă de Ma, încercările de laborator destinate verificării veridicității soluțiilor inițiale, ansamblul încercărilor experimentale în exploatare atât a modului experimental, cât și a prototipului cu variante constructive îmbunătățite succesiv, brevetarea unor soluții originale găsite de autor la partea de arbori cardanici și la protectorii acestora, contribuțiile teoretice privind structura și cinematica mecanismelor de cuplare a TC cu Ma, și în sfârșit, concluziile parțiale și finale impuse de rezultatele încercărilor, constituie la un loc, imaginea unei activități neîntrerupte în domeniu, desfășurate în peste 12 ani consecutivi, cuprinși practic între 1986 și 1998.

Lucrarea constituie astfel, o contribuție modestă a autorului, la efortul comun de modernizare a industriei constructoare de mașini agricole românești, în vederea realizării de produse noi, care să țină cont de prevederile standardelor interne și internaționale în domeniu.

În ansamblu, teza cuprine 205 pagini în care sunt incluse 124 figuri, 23 tabele, 299 ecuații matematice și 105 titluri bibliografice. În rezumat s-au păstrat notațiile și numerele de ordine respective din teza de doctorat.

Cu profundă considerație, autorul mulțumește călduros domnului prof.dr.ing. Dănilă Ion, conducătorul științific al tezei, remarcabilă personalitate a prestigioasei Universității Politehnica din Timișoara, pentru permanenta îndrumare, sprijinul prețios acordat și orientarea activității de cercetare, căruia îi adresează cele mai sincere gânduri de recunoștință și devotament.

Cu ocazia finalizării tezei, autorul aduce calde mulțumiri și membrilor comisiei de doctorat pentru amabilitatea de a accepta să analizeze lucrarea.

De asemeni aduce mulțumiri colectivului de specialiști ai Departamentului pentru Încercări Tractoare și Mașini Agricole (DITRAMA) din cadrul INMA București pentru sprijinul asigurat, sollicitudinea și profesionalismul dovedite pe perioada experimentărilor și a interpretării datelor.

Nu în ultimul rând țin să mulțumesc colaboratorilor apropiați din cadrul INMA filiala Timișoara, în frunte cu ing. Guzei Dimitrie și tehnician proiectant Baumchen Alfred pentru sprijinul și înțelegerea acordate pe parcursul elaborării lucrării.

Autorul

CONTRIBUȚII PRIVIND OPTIMIZAREA PARAMETRILOR CONSTRUCTIVI ȘI FUNCȚIONALI AI ORGANELOR DE ACȚIONARE ALE MAȘINILOR AGRICOLE PRIN PRIZA DE PUTERE

CUPRINS

	Pag.
1. INTRODUCERE.....	7
2. STADIUL ACTUAL AL ACȚIONĂRII MAȘINILOR AGRICOLE PRIN PRIZA DE PUTERE A TRACTORULUI.....	9
2.1. Cerințe impuse mecanismelor de cuplare a tractorului cu mașina agricolă	9
2.1.1. Lanțul cinematic pentru transmiterea momentului motor	11
2.1.2. Lanțul cinematic suport	12
2.1.3. Protectorii transmisiilor cardanice	13
2.2. Aprecieri asupra stadiului actual al acționării mașinilor agricole prin priza de putere a tractorului	13
2.3. Oportunitatea abordării temei și obiectivele lucrării.....	18
3. CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND ANALIZA CINEMATICĂ A TRANSMISIILOR CARDANICE DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ.....	21
3.1. Parametrii cinematici și analiza cinematică a articulației cardanice simple	21
3.2. Parametrii cinematici și analiza cinematică a transmisiei bicardanice	29
3.3. Parametrii cinematici și analiza cinematică a transmisiei tricardanice	37
3.4. Parametrii cinematici și analiza cinematică a transmisiei tetracardanice	41
3.5. Parametrii cinematici și analiza cinematică a transmisiei policardanice	47
3.5.1. Mărimi cinematice caracteristice transmisiilor policardanice	47
3.5.2. Determinarea parametrilor cinematici ai transmisiei policardanice	47
3.5.3. Determinarea unghiurilor de montaj	50
3.5.4. Funcțiile de poziție ale transmisiei policardanice	50
3.5.5. Vitezele și accelerațiile unghiulare ale transmisiei policardanice	51
4. CONTRIBUȚII TEORETICE PRIVIND CINEMATICA MECANISMELOR DE CUPLARE DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ.....	52
4.1 Analiza cinematică a transmisiei cardanice dintre tractor și mașina agricolă purtată clasică.....	56
4.1.1 Sinteza cinematică mecanismului de suspendare	58
4.1.2 Alegerea configurației transmisiei cardanice.....	62
4.1.3 Asigurarea homocinetismului transmisiei cardanice a mașinilor agricole purtate.....	68
4.1.4 Analiza influenței unor parametri constructivi ai lanțului cinematic suport asupra transmisiei cardanice dintre tractor și mașina agricolă purtată.....	71

4.2 Analiza cinematică a transmisiei bicardanice dintre tractor și mașina agricolă tractată.....	73
4.2.1 Poziția relativă a tractorului față de mașina agricolă tractată.....	73
4.2.2 Stabilirea coordonatelor centrului articulației cardanice <i>A</i>	76
4.2.3. Alegerea configurației transmisiei cardanice.....	77
4.2.4. Asigurarea homocinetismului transmisiei bicardanice a mașinilor agricole monoax tractate.....	81
4.2.5 Analiza influenței unor parametri constructivi ai lanțului cinematic suport asupra transmisiei bicardanice dintre tractor și mașina agricolă monoax tractată.....	84
4.3. Analiza cinematică a transmisiei tricardanice cu lagăr intermediar mobil dintre tractor și mașina agricolă monoax tractată.....	88
4.3.1 Alegerea configurației transmisiei cardanice.....	93
4.3.2 Asigurarea homocinetismului transmisiei tricardanice cu lagăr intermediar mobil a mașinilor agricole monoax tractate.....	97
4.3.3 Analiza influenței unor parametrii constructivi ai lanțului cinematic asupra transmisiei tricardanice cu lagăr intermediar mobil dintre tractor și mașina agricolă monoax tractată.....	100
4.4 Analiza cinematică a transmisiei tricardanice cu lagăr intermediar fix dintre tractor și mașina agricolă monoax tractată.....	101
4.5. Considerații privind determinarea unghiului de rotație relativă în articulații, necesar evitării fenomenului de brinelare.....	104
4.6. Criterii privind optimizarea cinematică a transmisiilor cardanice dintre tractor și mașina agricolă tractată.....	111
4.7. Concluzii privind analiza cinematică a transmisiilor cardanice dintre tractor și mașina agricolă tractată.....	113
4.7.1. Transmisii bicardanice.....	115
4.7.2. Transmisii tricardanice.....	115
4.7.3. Concluzii privind optimizarea parametrilor constructivi și funcționali ai transmisiilor cardanice dintre tractor și mașina agricolă.....	116
4.8 Principii generale în alegerea transmisiilor cardanice.....	118
4.8.1. Alegerea configurației transmisiei cardanice.....	118
4.8.2 Tipul solicitărilor transmisiei cardanice.....	122
4.8.3. Mărimea transmisiei cardanice.....	123
4.8.4. Lungimea nominală.....	124
5. CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA TRANSMISIILOR CARDANICE DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ.....	126
5.1 Obiective ale cercetării experimentale.....	126
5.1.1 Crearea unei game tipodimensionale de transmisii cardanice.....	126
5.1.2 Contribuții la îmbunătățirea parametrilor constructivi și funcționali ai transmisiilor cardanice folosite la mașini agricole.....	128
5.1.3. Scopul încercărilor.....	134
5.2 Metodica încercărilor experimentale a transmisiilor cardanice.....	136

5.2.1	<i>Normative de bază privind încercarea transmisiilor cardanice</i>	136
5.2.2	<i>Echipamente și aparatură folosită. Lotul pregătit pentru încercări</i>	137
5.2.3	<i>Metodica încercărilor de laborator ale arborilor cardanici</i>	138
5.3	<i>Metodica încercărilor experimentale ale protectorilor transmisiilor cardanice</i>	145
5.3.1	<i>Stabilirea inițială a materialelor plastice pentru protectori</i>	145
5.3.2	<i>Metodica încercării experimentale a pieselor componente ale protectorilor</i>	147
5.3.3	<i>Metodica încercării protectorilor propuși pentru testări</i>	150
5.3.4	<i>Investigarea stării tehnice după experimentări</i>	156
5.4	<i>Încercări experimentale de laborator ale modelului experimental de arbori cardanici</i>	156
5.4.1	<i>Încercări la solicitări statice de rezistență</i>	156
5.4.2	<i>Încercări la solicitări dinamice ale arborilor cardanici</i>	161
5.4.3	<i>Încercările funcționale ale articulațiilor cardanice</i>	163
5.5	<i>Încercări experimentale de laborator ale modelului experimental de protectori</i>	164
5.5.1	<i>Încercarea pieselor componente ale protectorilor transmisiilor cardanice</i>	164
5.5.2	<i>Stabilirea variantelor constructive pentru protectori</i>	169
5.5.3	<i>Încercarea variantelor constructive de protectori</i>	170
5.5.4	<i>Concluzii</i>	172
5.6	<i>Încercări experimentale în exploatare ale modelului experimental de arbori cardanici</i>	173
5.7	<i>Analiza comportării la încercări experimentale a arborilor cardanici model experimental</i>	175
5.7.1	<i>Deficiențe ale arborilor cardanici apărute la încercări</i>	175
5.7.2	<i>Deficiențe ale protectorilor apărute la încercări</i>	176
5.7.3	<i>Concluzii și propuneri după încercarea modelului experimental</i>	177
5.8	<i>Încercări experimentale de laborator ale prototipului transmisiilor cardanice</i>	179
5.8.1	<i>Încercări statice ale arborilor cardanici</i>	181
5.8.2	<i>Încercări la solicitări dinamice ale arborilor cardanici</i>	182
5.8.3	<i>Încercări de laborator ale prototipului de protectori</i>	185
5.9	<i>Încercări experimentale în exploatare ale prototipului arborilor cardanici</i>	186
5.9.1	<i>Stabilirea condițiilor și a operațiilor de încercări</i>	186
5.9.2	<i>Probe de laborator și laborator - câmp</i>	187
5.9.3	<i>Încercări în anduranță</i>	192
5.10	<i>Concluzii privind cercetările experimentale ale transmisiilor cardanice de acționare a mașinilor agricole</i>	195
6.	CONTRIBUȚII ORIGINALE, CONCLUZII FINALE ȘI VALORIFICAREA REZULTATELOR CERCETĂRII	197
	BIBLIOGRAFIE	200

1. INTRODUCERE

În cadrul proceselor de producție din agricultură, pentru executarea marii diversități de operații de lucru, conform cu cerințele agrobiologice și tehnico-economice impuse fiecărei lucrări în parte, se folosesc diferite sisteme de mașini agricole. Mașinile, agregatele și instalațiile care intră în componența unui sistem sunt corelate între ele din punct de vedere tehnic și economic în scopul obținerii unor producții agricole mari cu cheltuieli minime. Pentru atingerea acestui scop e necesar ca sistemele de mașini agricole, care sunt instrumentele de realizare practică a programelor elaborate pe baza tehnologiei de producție, să fie continuu perfecționate, realizându-se complexe de mașini astfel încât un utilaj să poată fi folosit în cât mai multe procese tehnologice, iar utilajele să poată fi folosite la toate lucrările ce se pretează a fi executate mecanizat.

Clasificarea tipurilor de mașini și instalații folosite în mecanizarea lucrărilor agricole se poate face după mai multe criterii, bazate pe principii diferite [4], [5], [48], [53], [74], [80] și anume:

- după felul lucrării pe care o execută;
- după modul în care execută procesul de lucru;
- după tipul transmisiei cardanice;
- după punctul de cuplare;
- după felul acționării.

Pe plan internațional, după ISO, mașinile agricole sunt clasificate în următoarele grupuri: mașini surse de energie; mașini de lucrat solul; mașini de semănat, plantat și administrat îngrășăminte; mașini pentru protecția plantelor; mașini și utilaje pentru irigații; mașini de recoltat; mașini de curățat, sortat și condiționat produse agricole; mașini zootehnice; mașini și utilaje pentru prelucrarea primară a produselor agricole; utilaje și instalații pentru fermele zootehnice producătoare de lapte; mașini și utilaje de încărcat, descărcat și transport; mașini pentru lucrările de pregătire a noi terenuri agricole și pentru lucrări de ameliorații, fiecare grup fiind divizat în subgrupuri.

În general, pentru acționarea mașinilor agricole mobile - purtate, semipurțate, tractate, principala sursă energetică folosită este tractorul. Având în vedere diversitatea condițiilor de lucru în procesele de producție agricole (terenuri plane sau

în pantă; culturi de câmp; plantații de pomi sau viță de vie; legumicultură etc.) s-au construit corespunzător o diversitate de tractoare agricole în ceea ce privește puterea, parametrii constructivi, sistemul de rulare și echipamentele de lucru.

În afară de tractoare pentru acționarea mașinilor agricole mobile se utilizează și șasiuri autodeplasabile - universale sau speciale. S-au construit mașini agricole moderne, adevărate "uzine pe roți", autodeplasabile, dotate cu mecanisme și organe de lucru speciale pentru executarea operațiilor tehnologice particulare procesului tehnologic respectiv, sisteme de acționare (mecanică, hidrostatică, electrică, combinată), sisteme de reglare, control și automatizare etc.[5],[53],[74].

La unele lucrări de combatere a dăunătorilor din culturile agricole, sunt folosite ca surse energetice avioane sau elicoptere utilitare, pe care sunt montate instalații de stropit și prăfuit.

Pentru acționarea mașinilor agricole staționare se folosesc ca surse energetice motoare electrice asincrone trifazate, motoare termice și tractoare.

Acționarea mașinilor, a organelor de lucru și a mecanismelor acestora se poate realiza prin următoarele sisteme de acționare:

- de la roata de transport a mașinii;
- prin tractare sau împingere cu ajutorul tractorului;
- de la roata de curea a tractorului;
- de la priza de putere a tractorului;
- de la motorul propriu de acționare;
- prin sisteme hidraulice de acționare ale tractorului sau ale mașinii.

În afară de aceste sisteme de acționare, care în prezent sunt extinse la majoritatea mașinilor și instalațiilor agricole, se folosește și acționarea manuală a unor aparate sau chiar utilaje (tocători, vânturători, separatoare de lapte etc.).

Sistemul de acționare de la priza de putere (ce constituie și obiectul acestei teze de doctorat), care în prezent cunoaște o răspândire foarte mare, se utilizează atât la mașinile agricole mobile cât și la mașinile staționare. Transmiterea puterii, de la arborele prizei de putere (APP) al tractorului la arborele receptor de putere (ARP) al mașinii agricole, necesară antrenării organelor de lucru ale mașinii agricole, se face prin intermediul transmisiilor cardanice, cu două sau mai multe articulații de tip cardanic.

În afara transmiterii puterii de la APP al tractorului la ARP al mașinii agricole, transmisiile cardanice mai sunt folosite și la lanțurile cinematice ale mașinilor agricole pentru antrenarea diferitelor subansambluri, reductoare, variatoare, elemente de transformare a mișcării etc. sau la antrenarea organelor de lucru.

2. STADIUL ACTUAL AL ACȚIONĂRII MAȘINILOR AGRICOLE PRIN PRIZA DE PUTERE A TRACTORULUI

2.1. CERINȚE IMPUSE MECANISNELOR DE CUPLARE A TRACTORULUI CU MAȘINA AGRICOLĂ

Transmiterea energiei mecanice de la tractor (Tr) la mașina agricolă (Ma) se face prin două ramuri:

- a) transmiterea energiei mecanice necesare deplasării mașinii agricole;
- b) transmiterea energiei mecanice necesare antrenării organelor active (de lucru) ale mașinilor agricole (fig. 2.1) [60].

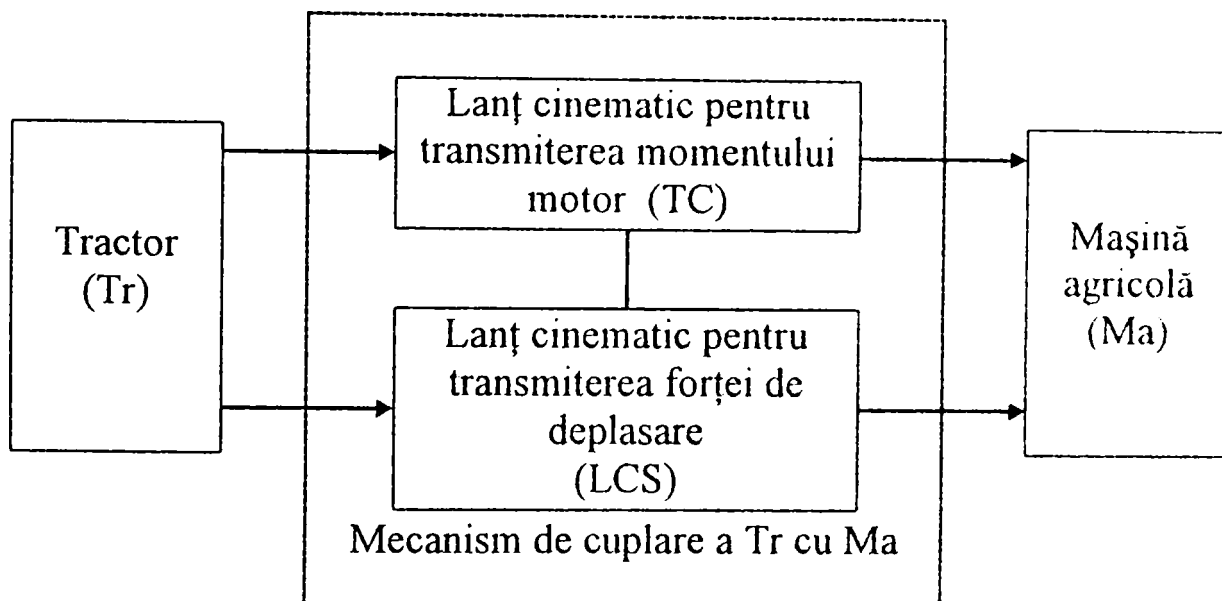


Fig. 2.1 - Schema transmiterii energiei mecanice de la tractor la mașina agricolă

Transmiterea energiei mecanice pe cele două fluxuri se face prin intermediul unui mecanism complex, format din două lanțuri cinematice: 1) lanțul cinematic de deplasare a mașinilor agricole și 2) lanțul cinematic al transmiterii momentului motor (transmisia cardanică TC).

Cele două lanțuri cinematice sunt interdependente, astfel transmisia cardanică se sprijină pe lanțul cinematic de deplasare, acest lanț constituind și baza, cu configurație spațială variabilă, a transmisiei cardanice. Lanțul cinematic de deplasare se va denumi în continuare, mai simplu, lanț cinematic suport (al transmisiei cardanice) (LCS).

În timpul lucrului agregatului Tr+Ma, poziția relativă a Tr față de Ma este variabilă, astfel că Tr trebuie să poată efectua față de Ma trei rotații α , β , γ , (fig. 2.2).

Deoarece unghiurile poziției relative a Tr față de Ma sunt destul de mari (uneori $\alpha \cong 90^\circ$) și se modifică continuu în procesul de lucru, lanțul cinematic al

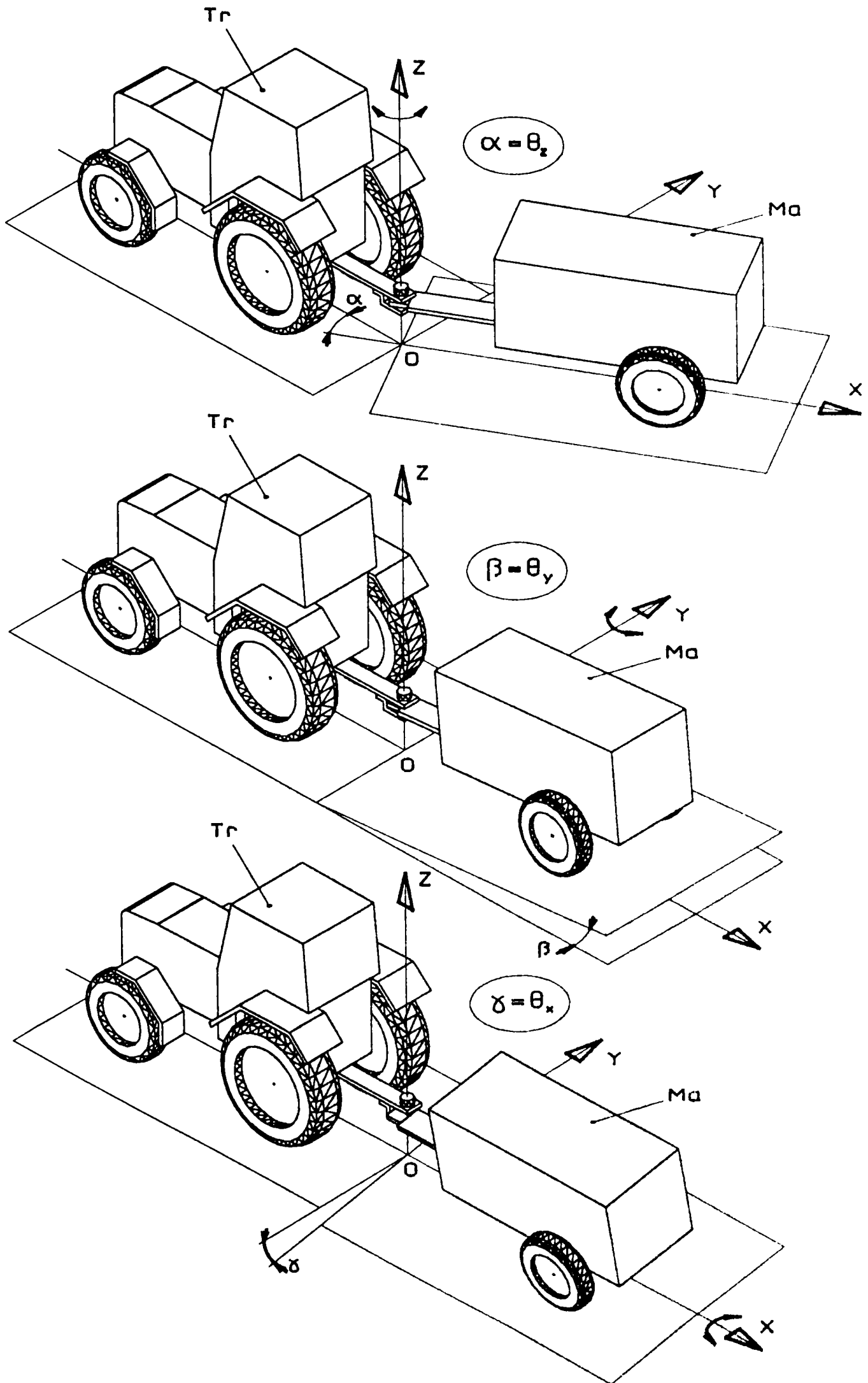


Fig. 2.2 - Poziția relativă a tractorului față de mașina agricolă

momentului motor trebuie să fie astfel alcătuit încât să transmită mișcarea cât mai uniform și să suporte fără perturbări aceste modificări. Soluția cea mai răspândită a lanțului cinematic pentru transmiterea momentului motor între Tr și Ma este cea cu cuple cinematice cardanice. Pentru o distribuție echilibrată a solicitărilor pe toate cuplele este necesar ca unghiurile de frângere să fie repartizate pe toate articulațiile transmisiei cardanice.

Mecanismul de cuplare a Tr cu Ma trebuie să îndeplinească condițiile menționate la punctele 2.1.1, 2.1.2 și 2.1.3:

2.1.1 Lanțul cinematic pentru transmiterea momentului motor (transmisia cardanică TC)

- transmisia cardanică să poată fi utilizată la o gamă largă de Ma;
- transmisia cardanică adoptată să poată fi montată între arborele prizei de putere al tractorului (APP) și arborele receptor de putere al mașinii agricole (ARP) și să permită o cuplare rapidă la APP;
- transmisia cardanică să permită toate pozițiile relative necesare Tr față de Ma;
- structura lanțului cinematic pentru transmiterea momentului motor să fie astfel aleasă încât unghiurile articulațiilor cardanice să nu depășească valorile maxime permise în funcționare, pentru nici o poziție relativă a Tr față de Ma, în timpul lucrului (cu transmisia cuplată);
- transmisia să funcționeze în limitele lungimilor minime și maxime ale sale, pentru orice poziție relativă a Tr față de Ma, atât în procesul de lucru (transmisia cuplată), cât și în transport (transmisia decuplată);
- transmisia cardanică să fie homocinetică în poziția standard de lucru a agregatului Tr+Ma și să prezinte un heterocinetism mic în alte poziții relative realizate în timpul lucrului;
- transmisia cardanică să funcționeze cu unghiuri nenule ale articulațiilor cardanice componente pentru evitarea fenomenului de brinelare (aparitia adânciturilor pe fusurile crucilor datorită apăsării rotelor în același loc);
- forța necesară comprimării sau extinderii arborilor cardanici să fie redusă;
- să fie echipată cu protectori. Transmisiile cardanice pentru Ma, fiind situate în locuri accesibile, trebuie să fie protejate, atât pentru a preveni eventualele accidentări, cât și pentru a proteja transmisia împotriva condițiilor de mediu (praf, ploaie, etc.);
- să funcționeze în condiții de exploatare dificile, adică la solicitări mari, variabile, cu șocuri, iar în mod accidental să suporte și șocuri exterioare;
- să fie sigură în exploatare;

- să fie ușor de întreținut;
- să aibă tehnologie de fabricație simplă;
- să fie ieftină.

2.1.2. Lanțul cinematic suport (LCS)

- să transmită forța necesară deplasării Ma ;
- să permită toate mobilitățile relative necesare Tr față de Ma , atât în timpul lucrului, cât și în transport;
- să asigure o poziție adecvată a Tr față de Ma în procesul tehnologic și transport;
- să asigure repartizarea unghiurilor poziției relative a Tr față de Ma pe toate articulațiile TC ;
- să asigure unghiuri mici între arborii articulațiilor cardanice (sub cele permise în lucru și în transport);
- să asigure o astfel de repartizare a unghiurilor articulațiilor TC încât aceasta (TC) să fie homocinetică, atât la mersul rectiliniu al agregatului $Tr+Ma$, cât și la mers în curbă ($\alpha \neq 0$), pe teren denivelat ($\beta \neq 0$; $\gamma \neq 0$), sau cel puțin să asigure un heterocinetism mic pentru $\alpha, \beta, \gamma \neq 0$;
- să aibă o construcție simplă și ieftină;
- să permită o cuplare rapidă a Tr cu Ma .

Modalitățile de realizare a unor transmisii care să satisfacă total sau parțial criteriile enunțate sunt:

- alegerea unei transmisii cardanice adecvate agregatului proiectat (transmisie bi-, tri-, sau tetracardanică, transmisia având cuplaje cardanice simple și/sau cuplaje bicardanice centrate homocinetice);
- alegerea unui lanț cinematic suport corespunzător;
- poziționarea corectă a ARP în cadrul mașinii agricole;
- determinarea parametrilor geometrici ai lanțului cinematic suport astfel ca să se poată asigura criteriile de sinteză enunțate.

Se precizează faptul că nu toate LCS și nu toate TC pot asigura în totalitate criteriile enunțate. De aceea proiectantul va trebui să aleagă soluția care se abate cel mai puțin de la criteriile de sinteză propuse și convine cel mai mult situației concrete.

Așa după cum s-a menționat la paragraful 2.2.1, o parte componentă necesară și obligatorie a lanțului cinematic pentru transmiterea momentului motor între Tr și Ma , sunt și protectorii transmisiilor cardanice.

În continuare, se va denumi transmisia cardanică ansamblu format din arborele

cardanic propriu-zis, care transmite momentul motor, și protectorul care echipează acest arbore.

2.1.3 Protectorii transmisiilor cardanice

Funcționarea în condiții de siguranță deplină a transmisiilor cardanice constituie o cerință absolut necesară și obligatorie.

Transmisiile cardanice pentru mașini agricole sunt plasate de obicei în locuri accesibile și de aceea e obligatoriu ca, pentru prevenirea eventualelor accidentări ale personalului ce deservește agregatul Tr+Ma, arborii cardanici să fie echipați cu protectori care să asigure izolarea arborelui pe întreaga sa lungime (indiferent dacă mașina e tractată, purtată sau semipurată). De asemenea trebuie prevăzute apărători pe tractor și mașina agricolă care să acopere apărătoarea transmisiei cardanice în dreptul APP și ARP (conf. SR ISO 4254-1:1995).

În acest scop au fost realizate transmisiile cardanice echipate cu protectori, din diferite materiale plastice și diverse forme și structuri constructive [6].

Acești protectori pentru arborii cardanici trebuie să satisfacă anumite cerințe de funcționare, ținând cont de locul de funcționare și condițiile grele de mediu și anume:

- rezistență la temperatura ambiantă între 5°C și 35°C la sarcini axiale și radiale;
- rezistență la temperatura de îngheț de - 35°C la sarcini axiale, radiale și la șocuri (conf. SR ISO 5674-1:1997);
- rezistență la uzură în mediu de prafuri organice (ex. praf de lucernă), prafuri minerale (îngrășăminte fosfatice), apă și soluții de apă sărată (conf. SR ISO 5674-2:1997).

2.2 APRECIERI ASUPRA STADIULUI ACTUAL AL ACȚIONĂRII MAȘINILOR AGRICOLE PRIN PRIZA DE PUTERE A TRACTORULUI

Antrenarea Ma purtate sau tractate de la APP a Tr prin transmisiile cardanice nu este o problemă nouă. Datorită avantajelor pe care le prezintă (sunt simple și robuste), acest mod de antrenare este foarte utilizat. Astfel, se utilizează cu precădere transmisiile bi- și tricardanice montate pe LCS format din numai două elemente, articulate sferic, proțapul Ma și bara de tracțiune a Tr, denumit în continuare LCS tip S, acesta prezentând cea mai mare simplitate. Pe lângă acest avantaj, aceste transmisiile

prezintă o serie de dezavantaje, deoarece nu pot răspunde tuturor cerințelor specificate în paragraful 2.1. Dintre acestea cele referitoare la repartizarea unghiurilor dintre Tr și Ma pe toate articulațiile transmisiei și la realizarea homocinetismului sunt cel mai dificil de realizat. În literatura de specialitate se întâlnesc lucrări care studiază analiza și sinteza structurală a transmisiilor cardanice în general [2], [8], [17], [21], [22], [23], [27], [28], [29], [30], [33], [38], [39], [43], [69], [70], [72]. În alte lucrări se tratează probleme de analiză și sinteză cinematică a transmisiilor cardanice în general, abstracție făcând de LCS al acestora [2], [8], [12], [17], [20], [21], [22], [24], [25], [27], [28], [29], [30], [31], [32], [34], [36], [38], [40], [47], [52], [67], [68], [69], [70], [71], [72], [77], [78], [79]. Dinamica și statica transmisiilor cardanice este analizată, de asemenea, abstracție făcându-se de LCS într-o serie de lucrări ca: [7], [8], [9], [10], [11], [13], [14], [15], [17], [18], [19], [20], [22], [26], [27], [29], [30], [32], [35], [37], [42], [43], [44], [45], [49], [51], [52], [71], [73], [75], [77], [79].

Lucrările de specialitate care țin seamă de faptul că structura, cinematica și dinamica transmisiilor cardanice depind în mare măsură de poziția relativă a Tr față de Ma, de lanțul cinematic suport, de configurația pe care acesta o imprimă transmisiei cardanice sunt mai puține și în general se rezumă numai la cel mai simplu LCS menționat mai sus, analizându-se transmisii cu două, trei și patru articulații cardanice. Analiza cinematică a acestor transmisii se face experimental, prin măsurarea mărimilor cinematice.

Constructorii de mașini agricole, sesizând dezavantajele transmisiilor cardanice montate pe cel mai simplu LCS, au încercat să imagineze alte LCS care să înlăture cel puțin o parte din aceste dezavantaje. Astfel se întâlnesc o serie de brevete care au ca scop realizarea unor transmisii cardanice homocinetice, pentru orice poziție relativă a Tr față de Ma [89], [90], [91]. Anumite brevete propun diferite soluții pentru transmisii cardanice homocinetice montate pe diferite LCS : [83], [84], [85], [86], [87], [88], [92], [93], [94], [95], [96], [97], [98], [99]. În aceste brevete transmisiile cardanice au configurație plană a arborilor cardanici și sunt montate pe LCS plane. Se menționează că acestea nu pot fi utilizate între Tr și Ma, numai după efectuarea unor modificări structurale, astfel încât atât LCS cât și transmisiile cardanice să permită toate mobilitățile relative ale Tr față de Ma.

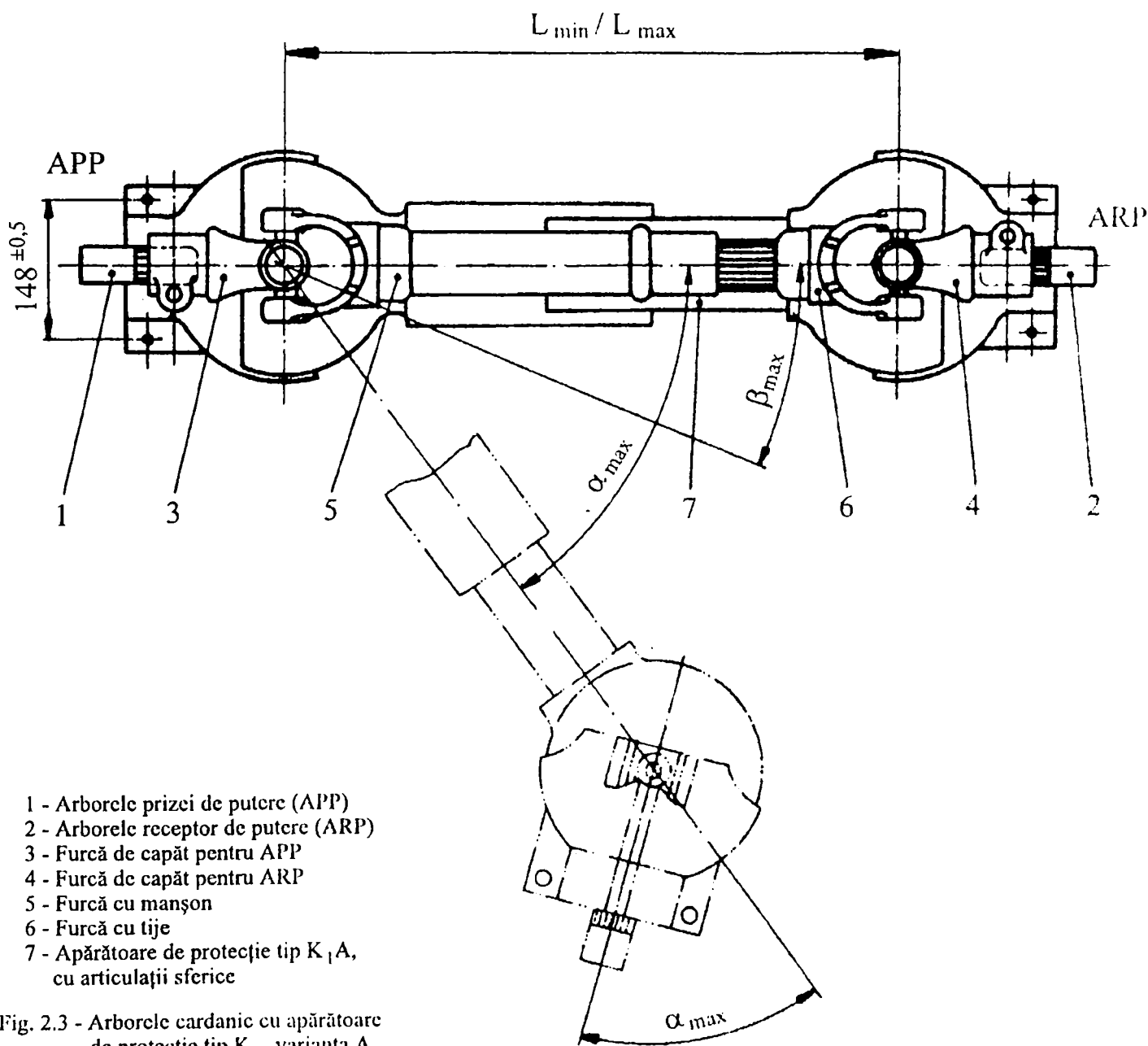
Deoarece în literatura de specialitate nu există o teorie a TC dintre Tr și Ma amplasate pe LCS tip S (sau pe alte LCS), nu s-a putut aborda nici sinteza structurală, cinematică, statică și dinamică a acestor mecanisme complexe. În unele lucrări se prezintă anumite recomandări pentru montarea TC între Tr și Ma astfel ca acestea să fie homocinetice sau să asigure un heterocinetism minim. Toate aceste recomandări

se referă însă numai la transmisiile bicardanice amplasate pe LCS tip S, transmisiile care, așa cum reiese din analiza cinematică și statică, prezintă multe dezavantaje.

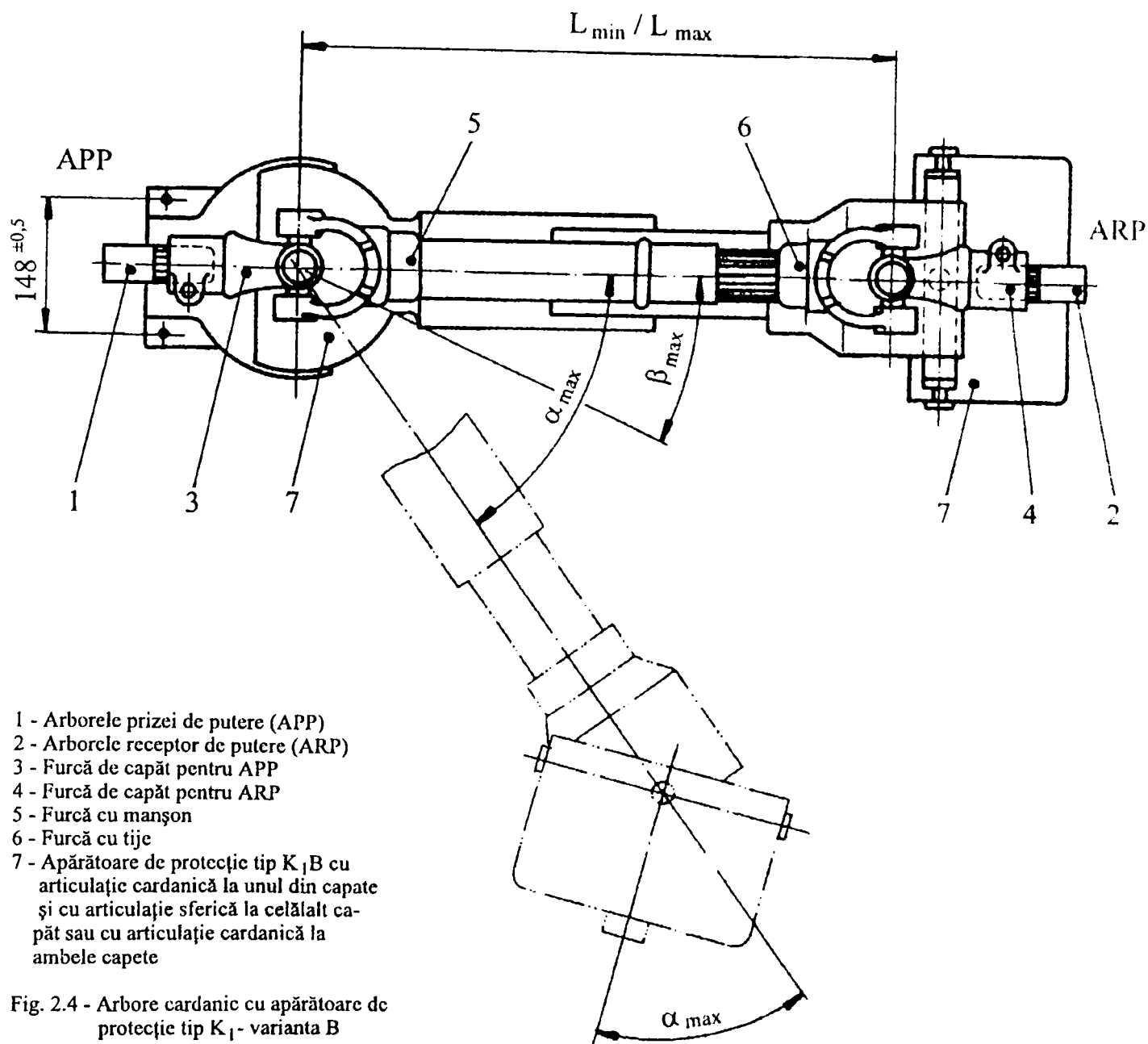
Din punct de vedere constructiv, pe plan național au fost standardizate prin STAS 10555-83 următoarele tipuri de arbori cardanici telescopici pentru acționarea mașinilor agricole de la priza de putere a tractorului, echipați cu apărători de protecție:

1) *Arbore cardanic cu apărătoare de protecție tip K1*, la care toate elementele componente ale arborelui cardanic sunt protejate cu apărătoare nerotitoare, metalică ambutisată, ce aparține arborelui cardanic. Aceste apărători sunt construite în două variante constructive:

- *tip K1A* - cu două articulații sferice (fig. 2.3) este destinată arborilor cardanici de legătură între APP și ARP, neprevăzuți cu cuplaje de siguranță;



- tip $K1B$ - cu o articulație sferică la unul din capete și o articulație la celălalt capăt, sau cu articulații cardanice la ambele capete (fig. 2.4), sunt destinate arborilor cardanici prevăzuți cu cuplaje de siguranță sau pentru cei la care se necesită unghiuri ale articulației mai mari de 50° .



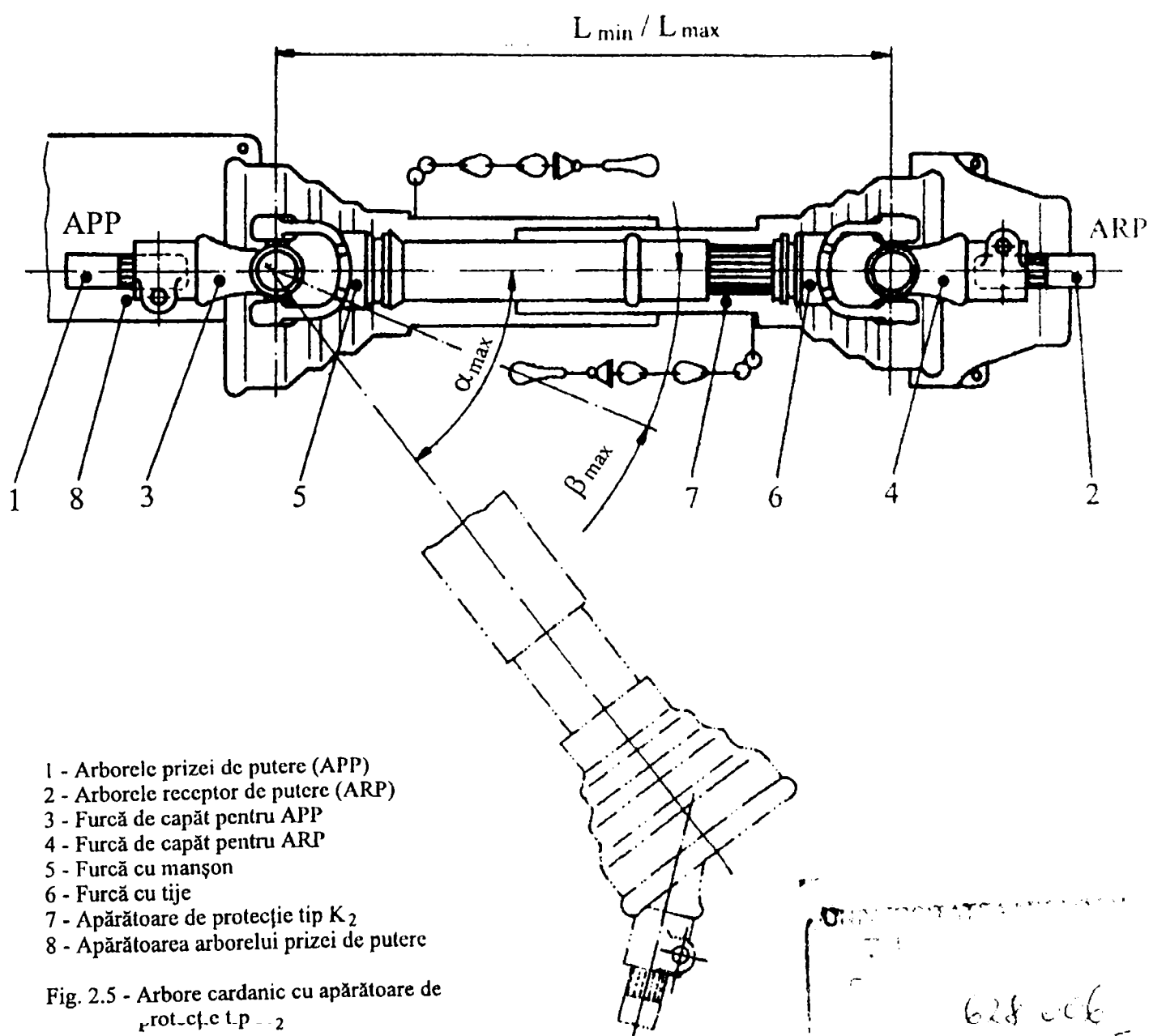
2) *Arbore cardanic cu apărătoare de protecție tip $K2$* (fig.2.5), la care elementele componente ale arborelui cardanic sunt protejate cu o apărătoare nerotitoare, formată din două pâlnii de plastic în dreptul articulațiilor, fixate fiecare pe câte un tub din tablă. Protecția furcilor externe, în dreptul APP și ARP, este asigurată de apărători fixe aparținând tractorului, respectiv mașinii agricole.

În prezent toate aceste tipuri de apărători sunt executate de S.C. IMU Medgidia S.A., iar apărători de tipul $K1A$ se execută la S.C. FORMA S.A. Botoșani. Aceste tipuri de apărători, pe lângă faptul că asigură o mobilitate redusă ($\alpha_{max} = 50^\circ$ în plan

orizontal și $\beta_{\max} = 30^\circ$ în plan vertical), sunt realizate din tablă groasă, greu și scump de executat. În exploatare nu dau satisfacții deoarece:

- nu permit ungerea ușoară a articulațiilor;
- sunt grele, vulnerabile la lovituri, după deformare sunt repede abandonate,
- se defectează la transport și depozitare.

Pe plan internațional sunt multe firme producătoare de transmisii cardanice pentru mașini agricole, [1], [3], [50], [82], dintre care amintim: Walterscheid - Germania; Bondioli & Pavesi - Italia; Benzi & Di Terlizzi - Italia; Agritrans - Olanda; Didot - Franța; La Magdalena - Spania; FKL - Iugoslavia etc.



În vederea asigurării unei lungimi variabile a transmisiei în timpul funcționării arborele transmisiei este telescopic, realizat de fapt din doi arbori care culisează unul în interiorul celuilalt, fiecare fiind solidar cu câte o articulație cardanică, respectiv cu

furca articulației. Din această cauză cel puțin arborele exterior trebuie să fie tubular, cel interior putând fi plin sau tubular.

Pentru a putea transmite mișcarea acești arbori trebuie să fie profilați. În prezent se folosesc multe tipuri de profile (pătrate sau dreptunghiulare, tip oval cu renuri, triunghiulare cu renuri, stelate, canelate, etc.), forma principalelor profile fiind arătată în fig. 2.6.

Pe lângă capacitatea de a transmite momentul nominal, arborii telescopici mai trebuie să și culiseze ușor. Pentru a reduce cât mai mult frecarea dintre profile se folosește ungerea acestora sau o soluție cu rezultate remarcabile este acoperirea exterioară a profilului interior cu material plastic de antifricțiune (ex. RILSAN).

În vederea asigurării transmiterii momentului nominal trebuie ținut cont ca la lungimea maximă să existe o porțiune de suprapunere minimă a profilelor, prescrisă de constructor.

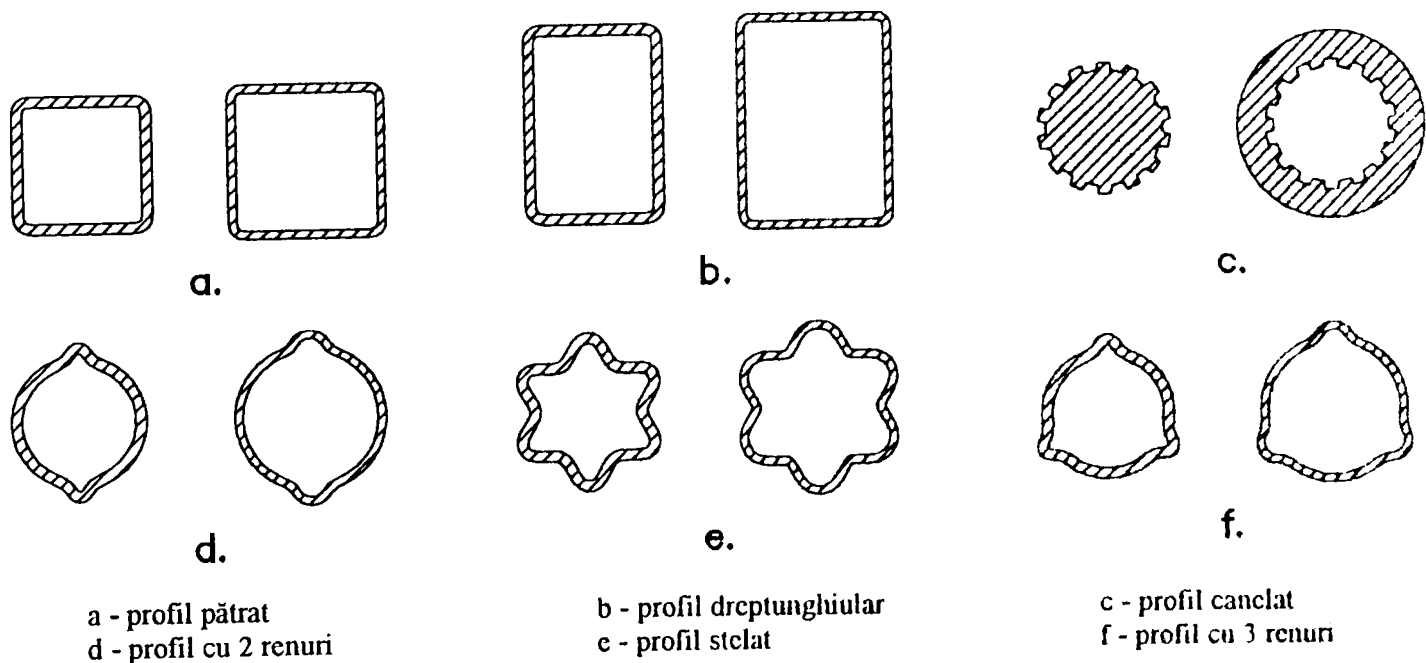


Fig. 2.6 - Diferite tipuri de profile ale arborilor telescopici

2.3 Oportunitatea abordării temei și obiectivele lucrării

În urma analizei unui număr mare de lucrări de cercetare, a elaborării unor studii de cercetare proprii în legătură cu transmisiile cardanice echipate cu protectori, au rezultat următoarele:

- transmisiile cardanice de fabricație indigenă destinate mașinilor agricole sunt depășite din punct de vedere al parametrilor constructivi și funcționali, ca execuție și ca nivel calitativ și de fiabilitate;

- existența în fabricație a unei game tipodimensionale foarte largi, neraționale, impune introducerea unei tipizări a transmisiilor cardanice destinate mașinilor agricole care să țină cont de normele internaționale în domeniu;

- pentru alegerea tipodimensiunii unei transmisii cardanice de către constructorii de mașini agricole ar fi necesară elaborarea unei metodologii de calcul a transmisiilor cardanice ale agregatului tractor - mașină agricolă, ținând cont de lanțul cinematic suport, în diversele condiții de agregare, mașină tractată sau purtată, având posibilități de cuplare prin transmisiile bicardanice, tricardanice sau chiar tetracardanice;

- necesitatea asimilării în țară a unor articulații cardanice superangulare homocinetice, fără de care în anumite situații nu se poate realiza transmiterea uniformă a mișcării;

- având în vedere rolul deosebit pe care îl au protectorii transmisiei cardanice, în vederea asigurării protecției vieții, sănătății și securității persoanelor fizice, este necesară cercetarea, proiectarea și execuția acestora, corespunzătoare cu standardele internaționale, stabilirea și încercarea materialelor plastice din care să fie construite, astfel încât să răspundă cerințelor și condițiilor specifice de funcționare.

Pornind de la realizările obținute și de la necesitatea aprofundării unor aspecte teoretice legate de transmiterea energiei mecanice pe cele două fluxuri (TC și LCS) între Tr și Ma, ținând cont de interdependența dintre cele două lanțuri cinematice, în diverse condiții de agregare, lucrarea de față și-a propus următoarele obiective:

a) *Contribuții teoretice* cu privire la structura și cinematica mecanismelor de cuplare a TC cu Ma prin rezolvarea următoarelor aspecte:

- Stabilirea cerințelor impuse de diferitele mecanisme de cuplare ale Tr cu Ma;
- Stabilirea parametrilor cinematici ai TC dintre Tr-Ma și interdependența lor cu parametrii geometrici constructivi și cinematica LCS;
- Analiza cinematică a TC dintre Tr și Ma purtată;
- Soluții de amplasare a ARP pe Ma;
- Influența unor parametrii constructivi ai LCS asupra transmisiei cardanice dintre Tr și Ma purtată;
- Analiza cinematică a TC dintre Tr și Ma tractată;
- Influența unor parametrii constructivi ai LCS asupra transmisiei bicardanice dintre Tr și Ma monoax tractată;
- Influența unor parametrii constructivi ai LCS asupra transmisiei tricardanice cu lagăr intermediar mobil dintre Tr și Ma monoax tractată;

- Influența unor parametrii constructivi ai LCS tip S asupra transmisiei tricardanice cu lagăr intermediar fix dintre Tr și Ma monoax tractată;
- Considerații privind determinarea unghiului de rotație relativă în articulații, necesar evitării fenomenului de brinelare;
- Stabilirea unor criterii privind optimizarea cinematicii a TC dintre Tr și Ma tractată.

b) *Contribuții și cercetări experimentale* care au drept scop următoarele:

- Crearea unei game tipodimensionale raționale de TC și elemente specifice pentru întreaga gamă de Ma, care să țină seama de prevederile standardelor interne și internaționale;
- Elaborarea metodicilor încercărilor experimentale ale transmisiilor cardanice, atât la solicitări statice și dinamice ale arborilor cardanici, cât și ale protectorilor transmisiilor cardanice;
- Îmbunătățirea parametrilor constructivi și funcționali ai TC folosite la Ma. Brevetarea unor soluții originale găsite de autor, atât la partea de arbori cardanici, cât și la protectorii acestora;
- Stabilirea variantelor de protectori ale arborilor cardanici, atât din punct de vedere al alegerii materialelor plastice ce pot fi folosite pentru execuția diferitelor componente, cât și din punct de vedere al variantei constructive și funcționale de montaj;
- Încercări experimentale statice și dinamice de laborator și în exploatare ale modelelor experimentale de arbori cardanici și de protectori din mase plastice;
- Analiza rezultatelor cercetărilor experimentale ale modelelor experimentale, modificările constructive și funcționale ce se impun după încercări în proiectul de execuție și reluarea tuturor încercărilor și pentru prototipul transmisiilor cardanice.

3. CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND ANALIZA CINEMATICĂ A TRANSMISIILOR CARDANICE DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ

Parametrii cinematici ai TC dintre Tr și Ma sunt influențați în mod direct de parametrii geometrici constructivi și cinematica LCS. Pentru a putea studia cinematica TC ținând seama de cinematica LCS, urmărindu-se interdependența parametrilor constructivi și funcționali ai celor două lanțuri cinematice, pentru început se studiază parametrii cinematici și analiza cinematică a articulației cardanice simple, a transmisiilor bicardanice, tricardanice, tetracardanice și a cazului general al transmisiilor policardanice.

3.1 PARAMETRII CINEMATICI ȘI ANALIZA CINEMATICĂ A ARTICULAȚIEI CARDANICE SIMPLE

Articulația cardanică simplă (fig. 3.1) este formată din două furci articulate printr-o cruce prin intermediul unor rulmenți speciali cu ace. Este destinată cuplării a doi arbori neparaleli, înclinați unul față de celălalt cu un anumit unghi α_i .

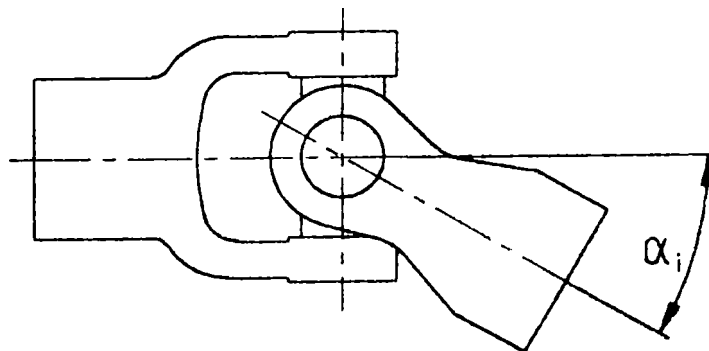


Fig. 3.1 - Articulație cardanică simplă

Schema cinematică a articulației cardanice este reprezentată în fig. 3.2. În notații, i - reprezintă numărul de ordine al articulației în transmisie, iar al doilea indice indică: 1 - intrare; 2 - ieșire.

Parametrii geometrici ai articulației cardanice sunt:

- A_{i1} , A_{i2} - axele arborilor de intrare, respectiv de ieșire ai articulației cardanice;
- \vec{e}_{i1} , \vec{e}_{i2} - versorii asociați axelor A_{i1} , A_{i2} ;
- P_i - planul (de referință) al articulației i , format de axele A_{i1} și A_{i2} ;

- Q_{i1}, Q_{i2} - plane perpendiculare pe planul P_i , care conțin axele A_{i1} și respectiv A_{i2} ;
- F_{i1}, F_{i2} - planele furcilor de intrare, respectiv de ieșire ale articulației;
- F_{i1}^0, F_{i2}^0 - planele furcilor de intrare, respectiv de ieșire ale articulației în poziție inițială.

Parametrii cinematici ai articulației cardanice sunt:

- α_i - unghiul articulației i ; $\alpha_i = \angle(\bar{e}_{i1}, \bar{e}_{i2})$
- $\varphi_{i1}^0, \varphi_{i2}^0$ - unghiul poziției inițiale a furcii de intrare, respectiv de ieșire; descriu poziția inițială a planelor F_{i1}^0 și F_{i2}^0 față de planele P_i și respectiv Q_{i2} ,
- $\varphi_{i1}, \varphi_{i2}$ - unghiurile de rotație ale arborelui de intrare, respectiv de ieșire; descriu pozițiile curente ale planelor F_{i1} și F_{i2} măsurate față de planele F_{i1}^0 , respectiv F_{i2}^0 .

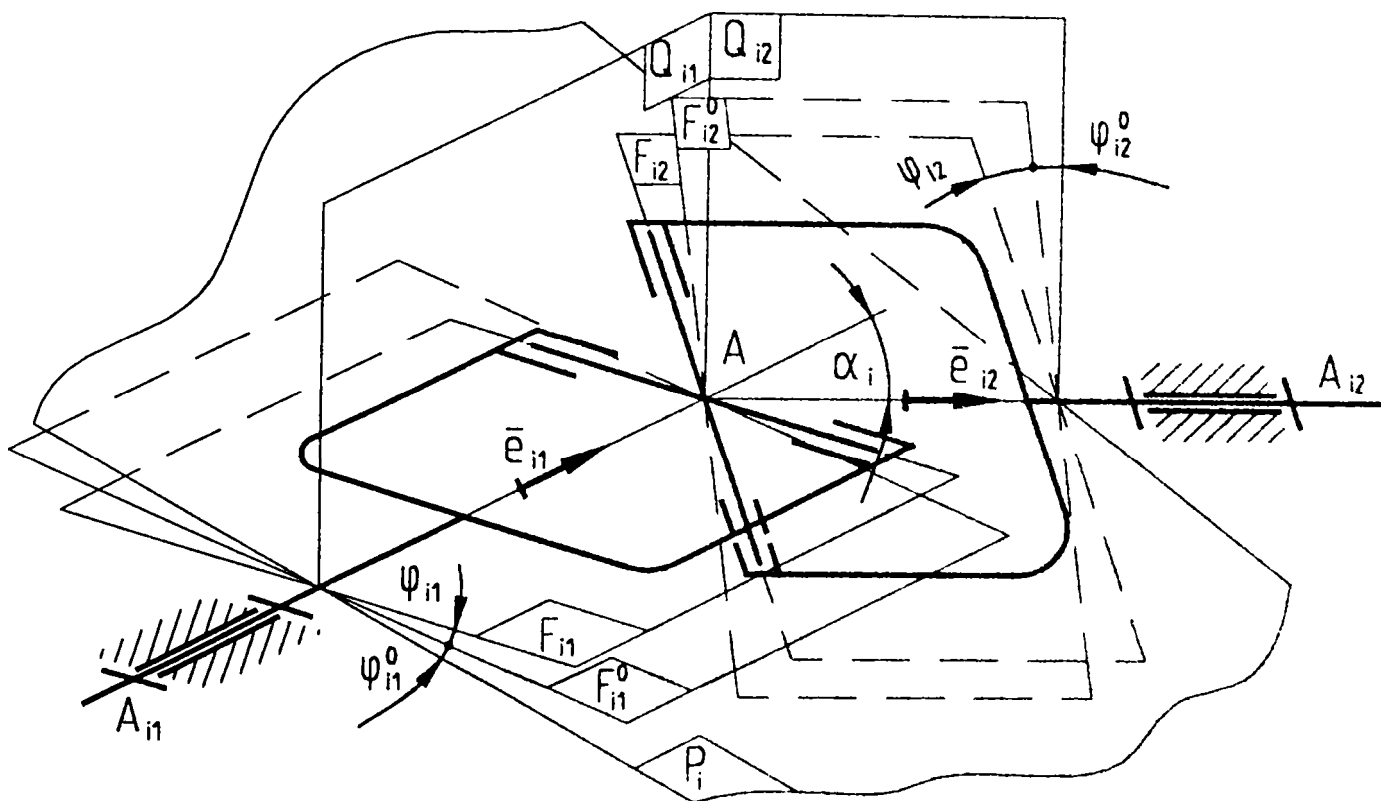


Fig. 3.2 - Schema cinematică a articulației cardanice

Funcțiile de poziție ale articulației cardanice [30] sunt :

a) legea de transmitere

Pe baza notațiilor adoptate în acest capitol se stabilește, mai întâi, funcția de transmitere a deplasărilor unghiulare, în formă generalizată, pentru transmisia formată dintr-o articulație cardanică simplă; pe baza acestei funcții de transmitere, se deter-

mină în continuare expresiile funcțiilor de transmitere pentru transmisiile policardanice, folosind procedeul agregării [19], [30], [31], [38].

Legile de transmitere vor fi exprimate ca o funcție de forma:

$$\operatorname{tg} \varphi_{n2} = \lambda_i \left(\alpha_i, \varphi_{i1}^0, \operatorname{tg} \varphi_{i1} \right) \operatorname{tg} \varphi_{i1}, \quad (3.1)$$

care evidențiază funcția factorului de heterocinetism: $\lambda_i \left(\alpha_i, \varphi_{i1}^0, \operatorname{tg} \varphi_{i1} \right)$; această funcție este cea mai utilizată în modelarea homocinetismului.

Pentru articulația cardanică simplă legea de transmitere se va scrie sub forma:

$$\operatorname{tg} \left(\varphi_{i2}^0 + \varphi_{i2} \right) = \lambda_i \operatorname{tg} \left(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1} \right), \quad (3.2)$$

sau

$$\varphi_{i2} = \operatorname{arctg} \left[\lambda_i \operatorname{tg} \left(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1} \right) \right] - \operatorname{arctg} \left(\lambda_i \operatorname{tg} \varphi_{i1}^0 \right), \quad (3.3)$$

$$\text{în care } \lambda_i = 1 / \cos \alpha_i, \quad (3.4)$$

$$\text{iar între unghiurile de defazare inițială există relația: } \operatorname{tg} \varphi_{i2}^0 = \lambda_i \operatorname{tg} \varphi_{i1}^0, \quad (3.5)$$

sau

$$\varphi_{i2}^0 = \operatorname{arctg} \left(\lambda_i \operatorname{tg} \varphi_{i1}^0 \right). \quad (3.6)$$

b) rotațiile relative din cuplele crucii cardanice:

$$\left| \begin{array}{l} \theta_{i1} = \operatorname{arctg} \left[\operatorname{tg} \alpha_i \sin \left(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1} \right) \right], \\ \theta_{i2} = \operatorname{arctg} \left[\frac{\sin \alpha_i \cos \left(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1} \right)}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_i \cos^2 \left(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1} \right)}} \right]. \end{array} \right. \quad (3.7)$$

Vitezele și accelerațiile unghiulare se obțin prin derivări succesive ale legii de transmitere:

$$\omega_{i2} = d\varphi_{i2} / dt = \partial\varphi_{i2} d\varphi_{i1} / \partial\varphi_{i1} dt = \partial\varphi_{i2} \omega_{i1} / \partial\varphi_{i1}$$

$$\omega_{i2} = \frac{2\lambda_i}{(1 + \lambda_i^2) + (1 - \lambda_i^2) \cos 2(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1})} \cdot \omega_{i1} \quad (3.8)$$

$$\varepsilon_{i2} = \frac{d}{dt} (\omega_{i2}) = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial\varphi_{i2}}{\partial\varphi_{i1}} \right) \cdot \omega_{i1} = \frac{\partial^2 \varphi_{i2}}{\partial\varphi_{i1}^2} \cdot \omega_{i1}^2 + \frac{\partial\varphi_{i2}}{\partial\varphi_{i1}} \cdot \varepsilon_{i1},$$

sau

$$\varepsilon_{i2} = \frac{4\lambda_i(1 - \lambda_i^2) \cdot \sin 2(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1})}{\left[(1 + \lambda_i^2) + (1 - \lambda_i^2) \cdot \cos 2(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1}) \right]^2} \cdot \omega_{i1}^2 + \frac{2\lambda_i}{(1 + \lambda_i^2) + (1 - \lambda_i^2) \cdot \cos 2(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1})} \cdot \varepsilon_{i1}. \quad (3.9)$$

Heterocinetismul articulației cardanice poate fi pus în evidență prin următoarele funcții:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \quad \Psi_i = \varphi_{i2} - \varphi_{i1} - \text{abaterea instantanee de la homocinetism,} \\ 2) \quad \Delta\varphi_{i2} = \Psi_{i_{\max}} - \Psi_{i_{\min}}, \\ 3) \quad \lambda_i = 1/\cos\alpha_i, \\ 4) \quad \mu_i = \operatorname{tg}\varphi_{i2}/\operatorname{tg}\varphi_{i1}, \\ 5) \quad i_i = \omega_{i2}/\omega_{i1}, \\ 6) \quad v_i = \varepsilon_{i2}/\omega_{i1}. \end{array} \right\} \quad (3.10)$$

Funcțiile Ψ_i , μ_i , i_i și v_i sunt reprezentate în fig. 3.3, 3.4, 3.5 și respectiv 3.6.

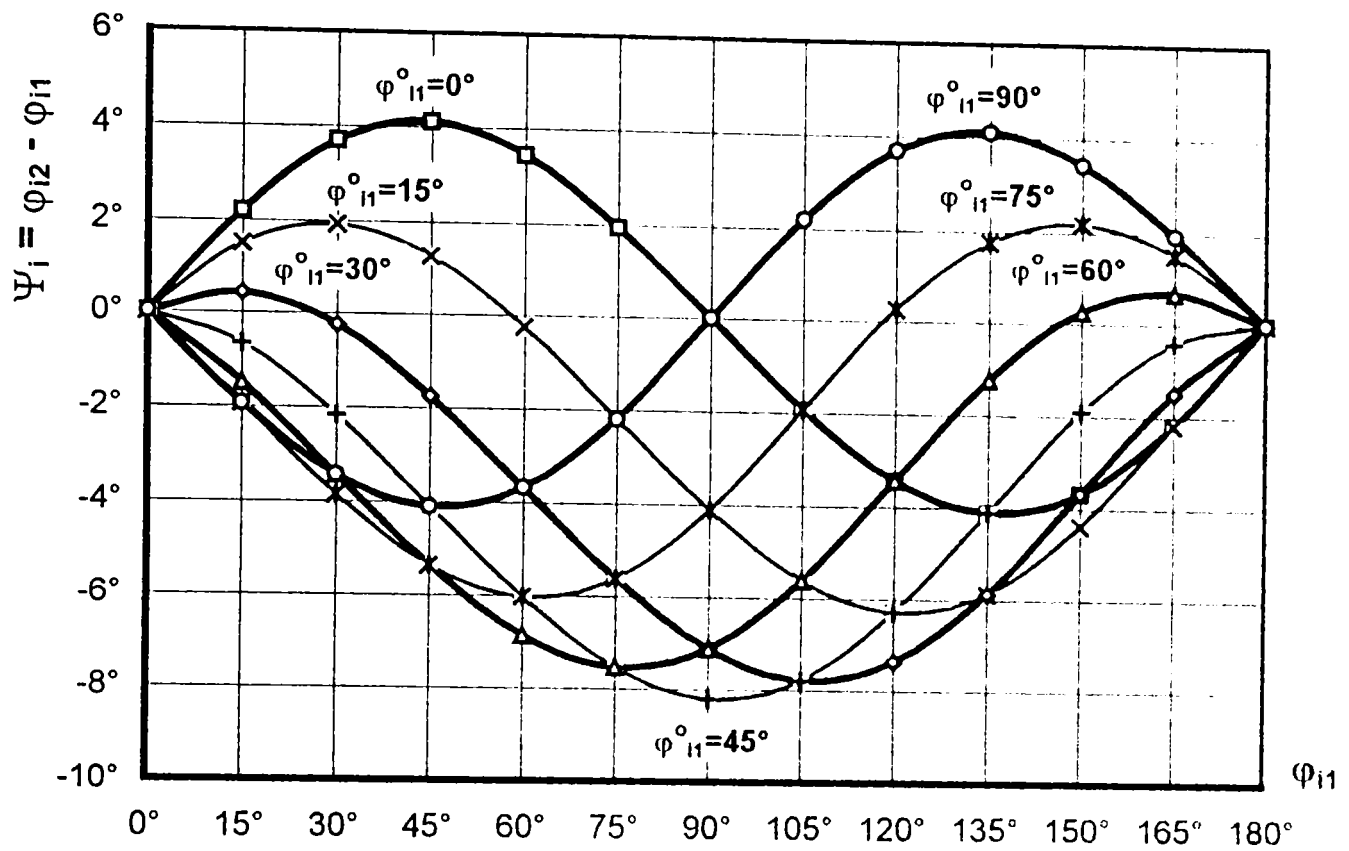
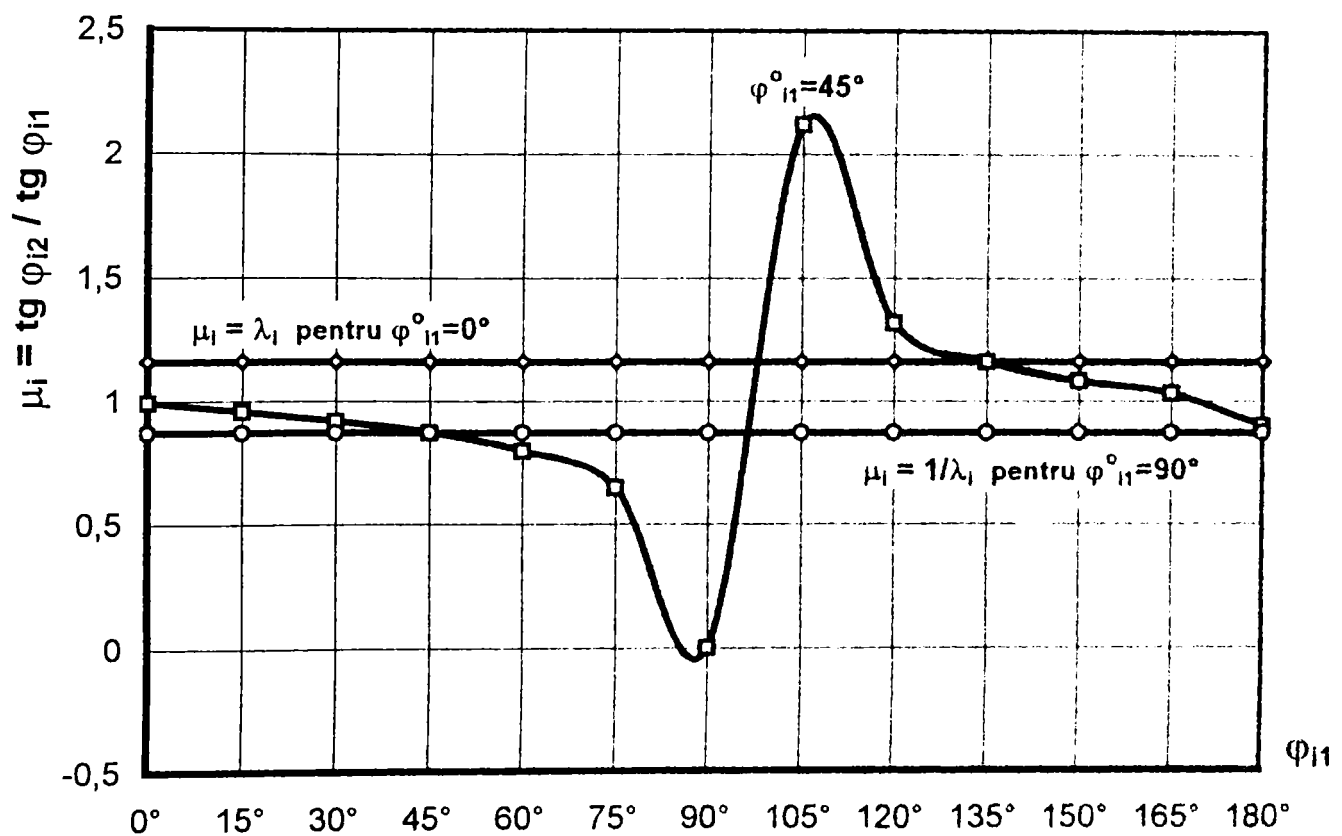
Se observă că funcția ψ_i descrie abaterile unghiului φ_{i2} față de φ_{i1} . Variația unghiului de rotație a furcii de ieșire φ_{i2} este de fapt $\Delta\varphi_{i2} = \Psi_{i_{\max}} - \Psi_{i_{\min}} = 4 - (-4) = 8^\circ$ (pentru $\varphi_{i1}^0 = 0$ și $\varphi_{i1}^0 = 90^\circ$). Acest lucru este bine evidențiat pentru $\varphi_{i1}^0 = 45^\circ$ când $\Psi_{i_{\max}} = 0$ și $\Psi_{i_{\min}} = -8^\circ$, rezultând o variație $\Delta\varphi_{i2} = \Psi_{i_{\max}} - \Psi_{i_{\min}} = 0 - (-8) = 8^\circ$. Dacă s-ar analiza numai funcția ψ_i s-ar putea trage concluzia că măsurând unghiul φ_{i1} începând de la $\varphi_{i1}^0 = 45^\circ$ articulația funcționează cu heterocinetismul mai mare decât dacă se măsoară φ_{i1} de la $\varphi_{i1}^0 = 0$ sau $\varphi_{i1}^0 = 90^\circ$, pentru același unghi α_i . Exprimarea heterocinetismului prin funcția $\Delta\varphi_{i2}$ are avantajul că această mărime este o constantă pentru o articulație cardanică de unghi α_i , ea nefiind dependentă de unghiul de defazare inițială. De fapt în cazul $\varphi_{i1}^0 = 45^\circ$ se pune în evidență funcția $\Delta\varphi_{i2}$.

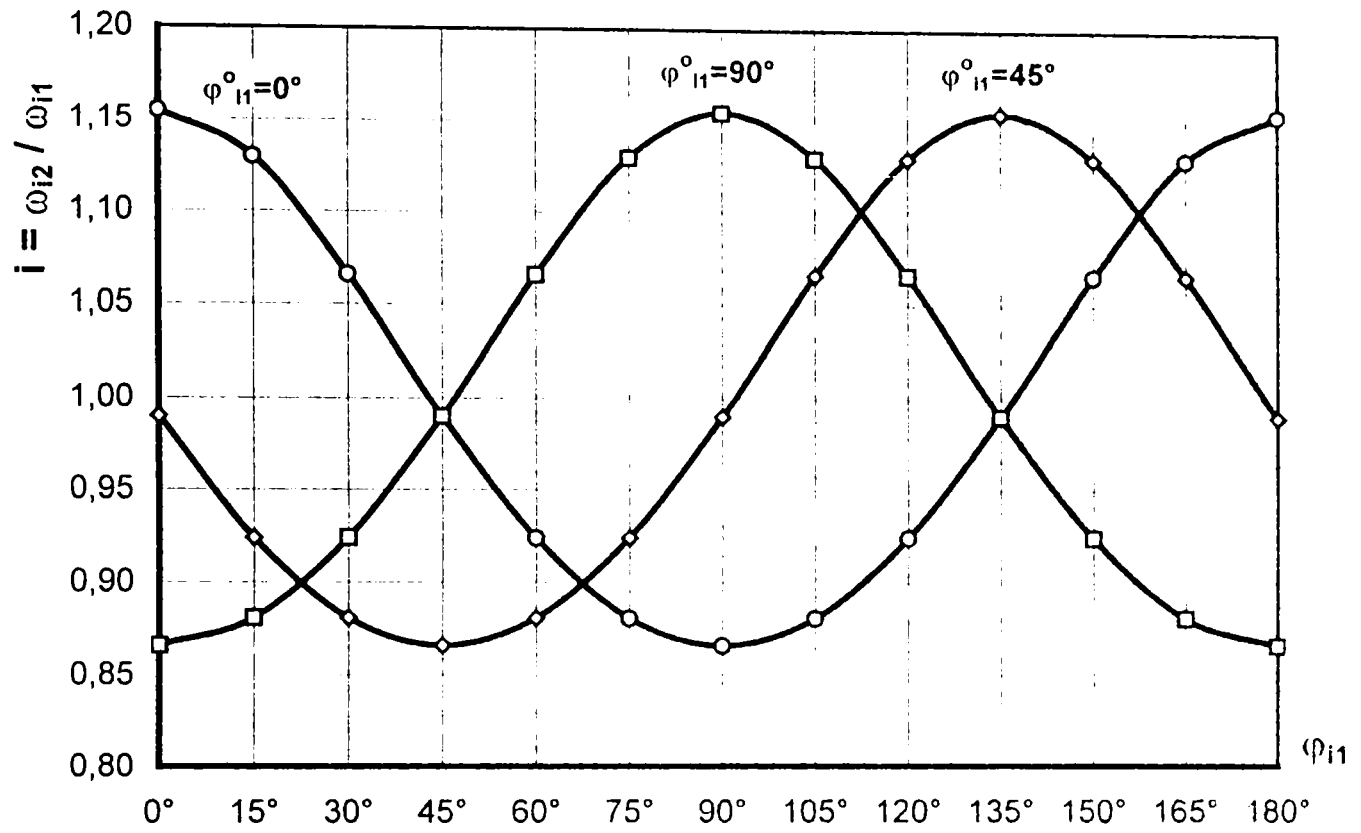
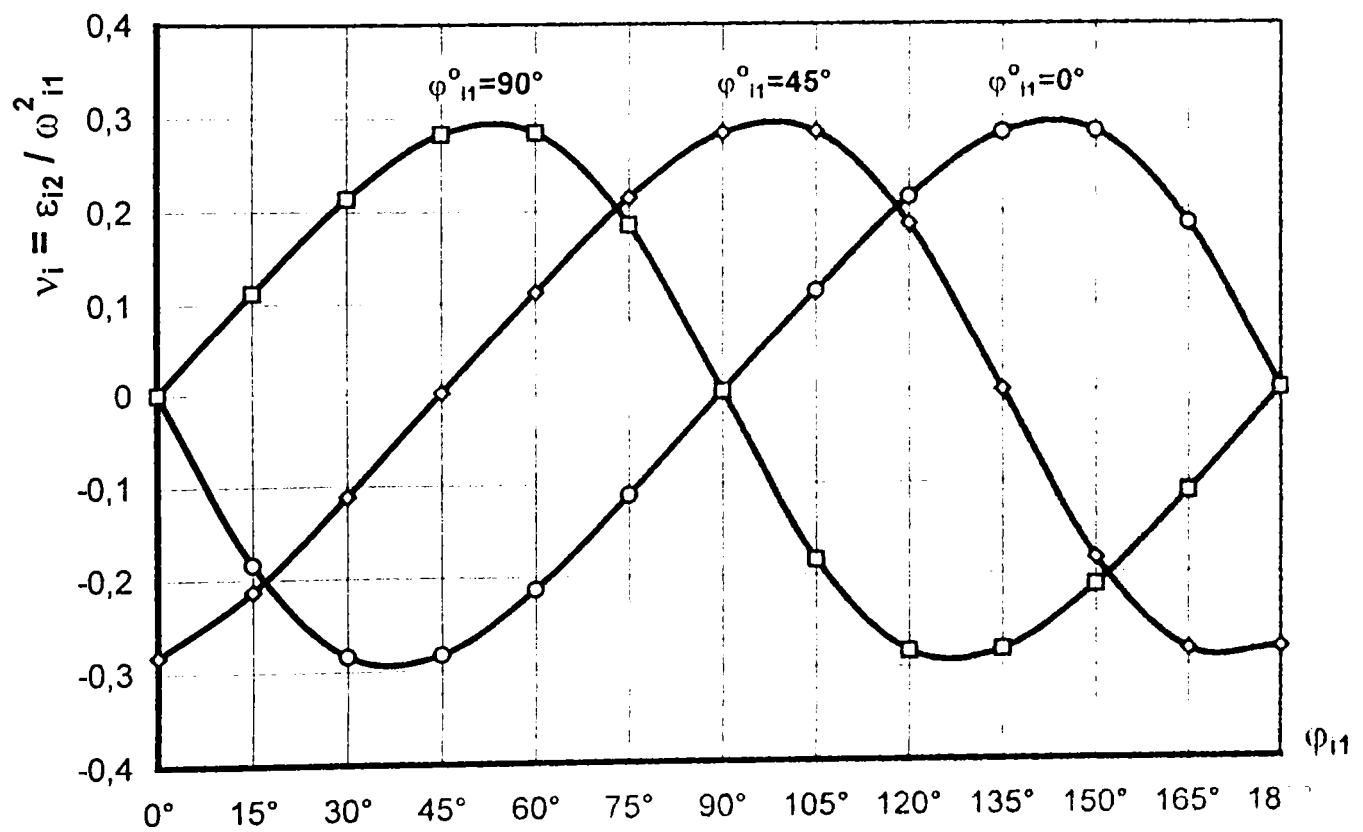
Coeficientul de heterocinetism $\mu_i = \operatorname{tg}\varphi_{i2}/\operatorname{tg}\varphi_{i1}$ este constant și egal cu λ_i sau $1/\lambda_i$ numai pentru $\varphi_{i1}^0 = 0$, respectiv $\varphi_{i1}^0 = 90^\circ$. Pentru alte valori ale unghiului φ_{i1}^0 , μ_i este variabil, valorile cele mai mari avându-le la $\varphi_{i1}^0 = 45^\circ$.

Se observă că rapoartele $i_{i_{\max}} = (\omega_{i2}/\omega_{i1})_{\max}$ și $\gamma_{i_{\max}} = (\varepsilon_{i2}/\omega_{i1}^2)_{\max}$ nu depind de unghiul de defazare inițială.

Aceste mărimi pot descrie și ele destul de bine heterocinetismul articulației cardanice.

În concluzie, funcția de transmitere (3.2) evidențiază clar heterocinetismul articulației cardanice (transmiterea neuniformă a mișcării de rotație: $\varphi_{i2} \neq \varphi_{i1}$). Cu scopul simplificării, fără a reduce generalitatea problemei, pentru prima articulație cardanică din transmisiile policardanice se va considera întotdeauna $\varphi_{i1}^0 = 0$; în acest caz particular (fig. 3.7) legea de transmitere (3.2) devine:

Fig. 3.3 - Deplasarea relativă a furcilor pentru $\alpha_1 = 30^\circ$ Fig. 3.4 - Coeficientul de homocinism μ_i pentru $\alpha_1 = 30^\circ$

Fig. 3.5 - Raportul de transmitere pentru $\alpha_1 = 30^\circ$ Fig. 3.6 - Abateră accelerației unghiulare pentru $\alpha_1 = 30^\circ$ și $\omega_{11} = 56 \text{ sec}^{-1}$

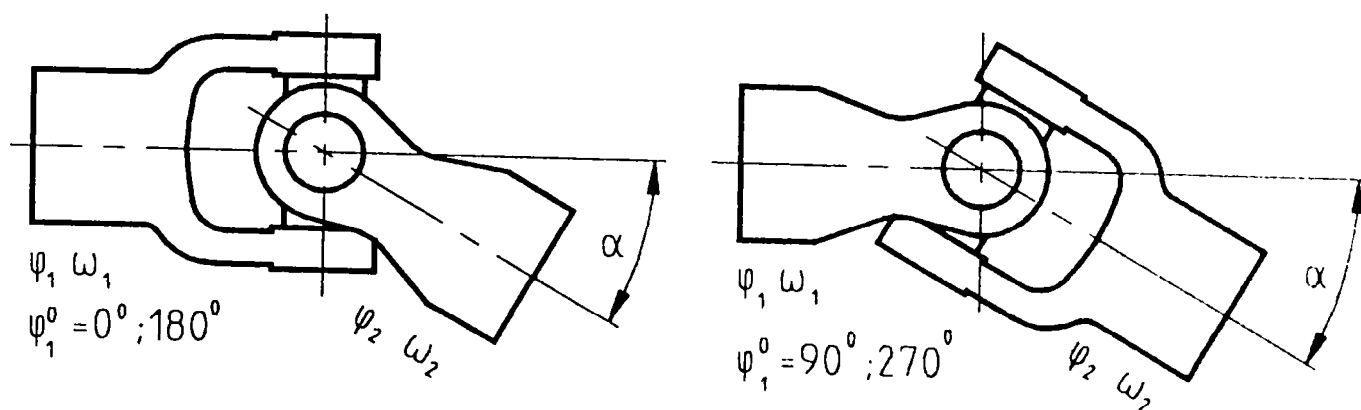


Fig. 3.7 - Pozițiile furcilor când unghiul inițial $\varphi_{11}^0 = 0^\circ$ și $\varphi_{11}^0 = 90^\circ$

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \lambda \operatorname{tg} \varphi_1, \lambda = 1/\cos \alpha \quad (3.11)$$

sau

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg}(\lambda \operatorname{tg} \varphi_1) \quad (3.12)$$

Deplasarea relativă a furcilor (abaterea instantanee de la homocinetism)

$\Psi = \varphi_2 - \varphi_1$ se determină cu relația:

$$\Psi = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \varphi_2 - \operatorname{tg} \varphi_1}{1 + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_2} \right) = \operatorname{arctg} \left[\frac{(1 - \cos \alpha) \cdot \operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha + \operatorname{tg}^2 \varphi_1} \right] \quad (3.13)$$

a cărei reprezentare în funcție de deplasarea unghiulară a furcii conducătoare φ_1 , pentru diferite valori ale unghiului de frângere α este arătată în fig. 3.8.

Anulând derivata parțială $\frac{\partial \Psi}{\partial \varphi_1}$ a funcției

$$\Psi = \varphi_2 - \varphi_1 = \operatorname{arctg}(\lambda \operatorname{tg} \varphi_1) - \varphi_1 = \Psi(\varphi_1, \lambda) \quad (3.14)$$

Conform [30], se găsesc valorile extreme ale abaterii unghiulare φ :

$$\Psi_{\max, \min} = \pm \operatorname{arctg} \left(\frac{\lambda - 1}{2\sqrt{\lambda}} \right) \quad (3.15)$$

Dependența modulului valorii maxime (3.15), $\Psi_{\max} = (\varphi_2 - \varphi_1)_{\max}$ față de același unghi α este arătat în fig. 3.9.

Vitezele unghiulare ale celor două furci se determină folosind relațiile:

$$\omega_1 = \pi n / 30$$

$$\omega_2 = \frac{2\lambda}{(1 + \lambda^2) + (1 - \lambda^2) \cos 2\varphi_1} \cdot \omega_1 = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \cos^2 \varphi_1} \cdot \omega_1 = \omega_2(\varphi_1, \omega_1, \alpha) \quad (3.16)$$

Raportul de transmitere al articulației se definește ca raportul dintre viteza unghiulară a furcii conduse și viteza unghiulară a furcii conducătoare:

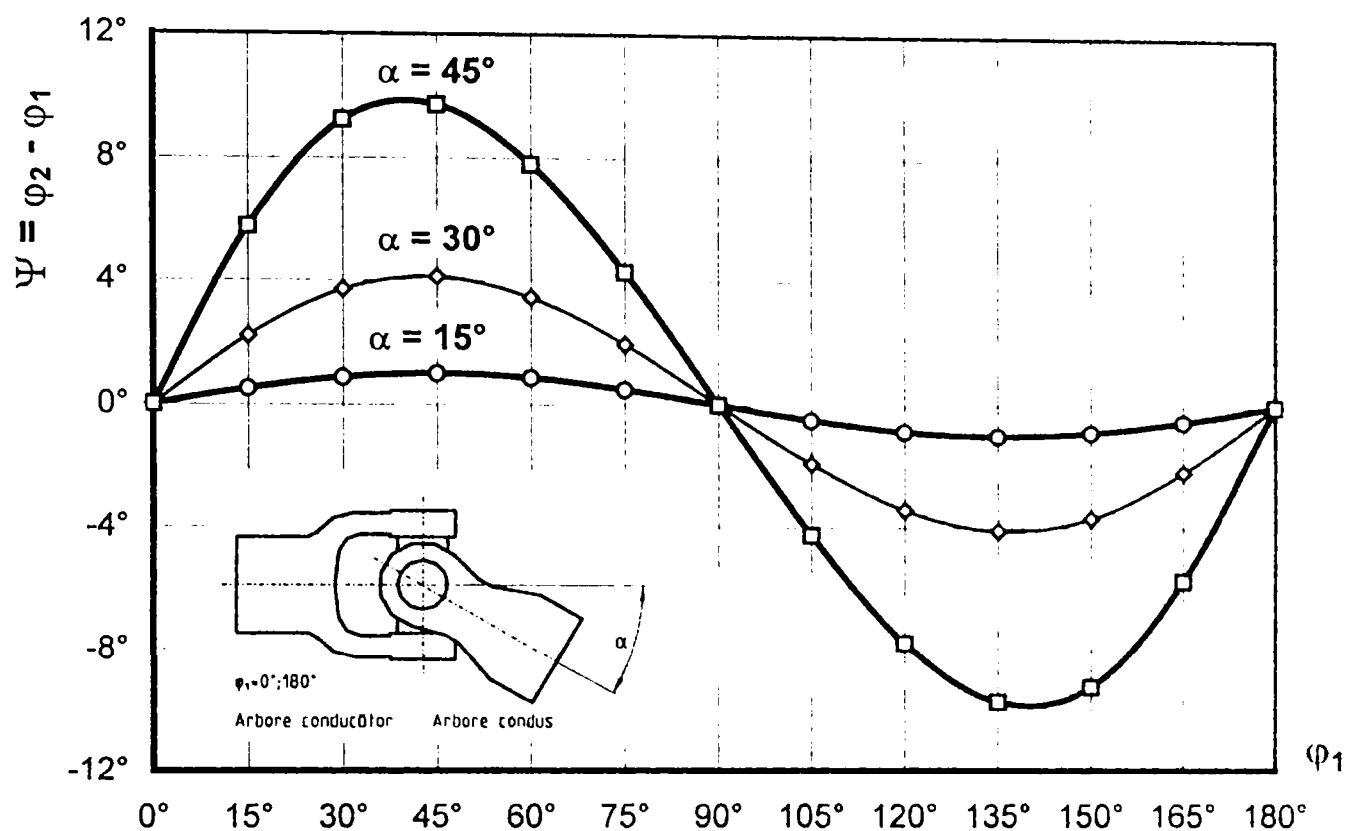


Fig. 3.8 - Deplasarea relativă a furcilor ($\varphi_{11}^0 = 0$)

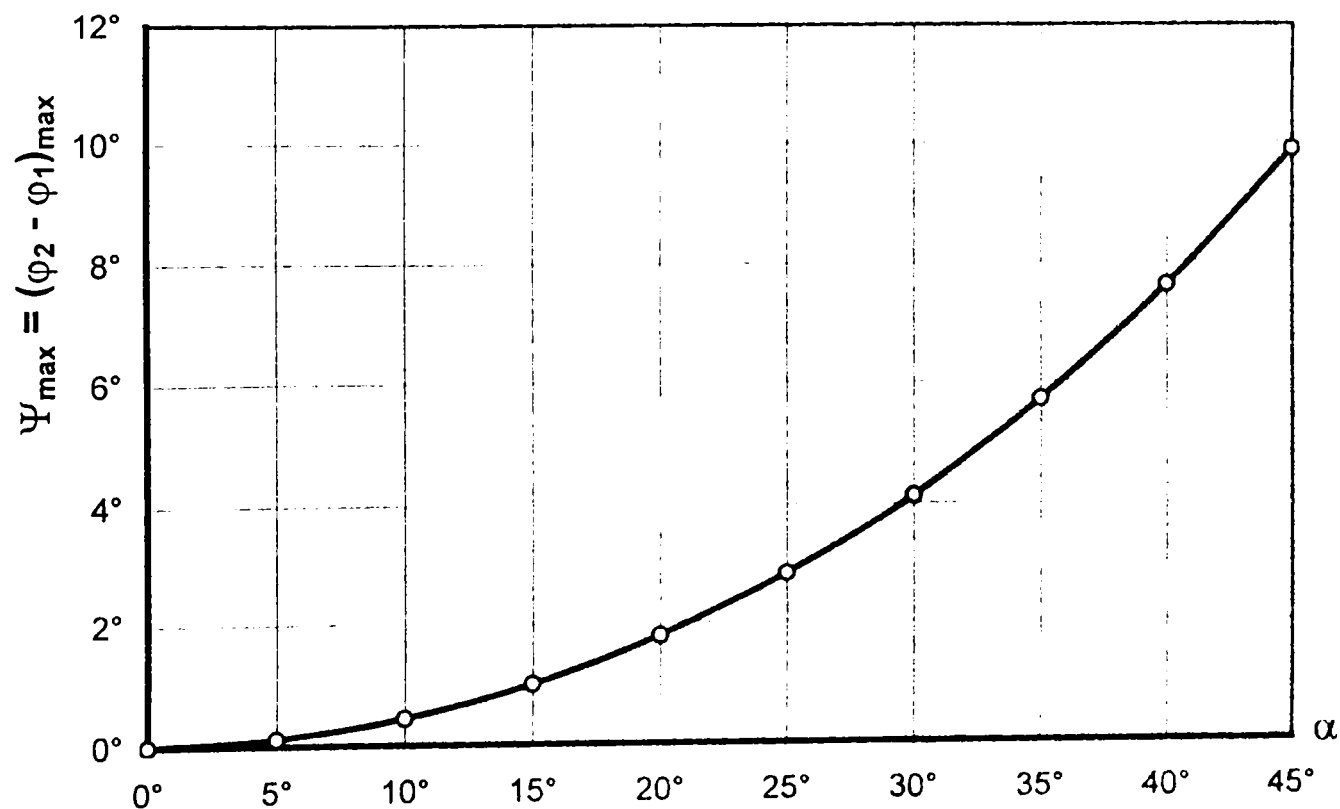


Fig. 3.9 - Deplasarea relativă maximă a furcilor ($\varphi_{11}^0 = 0$)

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{2\lambda}{(1+\lambda^2) + (1-\lambda^2)\cos 2\varphi_1} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha} = i(\varphi_1, \alpha) \quad (3.17)$$

Reprezentarea variației raportului de transmitere în funcție de deplasarea unghiulară φ_1 , pentru diferite valori ale unghiului de frângere α este reprezentată în fig. 3.10.

Rezolvând $\frac{\partial i}{\partial \varphi_1} = 0$ se găsesc valorile extreme

$$i_{\max, \min} = \lambda^{\pm 1}$$

$$i_{\max} = \omega_{2\max}/\omega_1 = \lambda = 1/\cos \alpha$$

$$i_{\min} = \omega_{2\min}/\omega_1 = 1/\lambda = \cos \alpha \quad (3.18)$$

Dependența valorilor extreme ale raportului de transmitere de unghiul dintre arbori α este arătat în fig. 3.11.

Gradul de neuniformitate (neregularitate) al articulației cardanice (fig. 3.11) se determină cu ajutorul relației:

$$\partial = (\omega_{2\max} - \omega_{2\min})/\omega_1 = i_{\max} - i_{\min} = \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha = i(\alpha) \quad (3.19)$$

3.2. PARAMETRII CINEMATICI ȘI ANALIZA CINEMATICĂ A TRANSMISIEI BICARDANICE

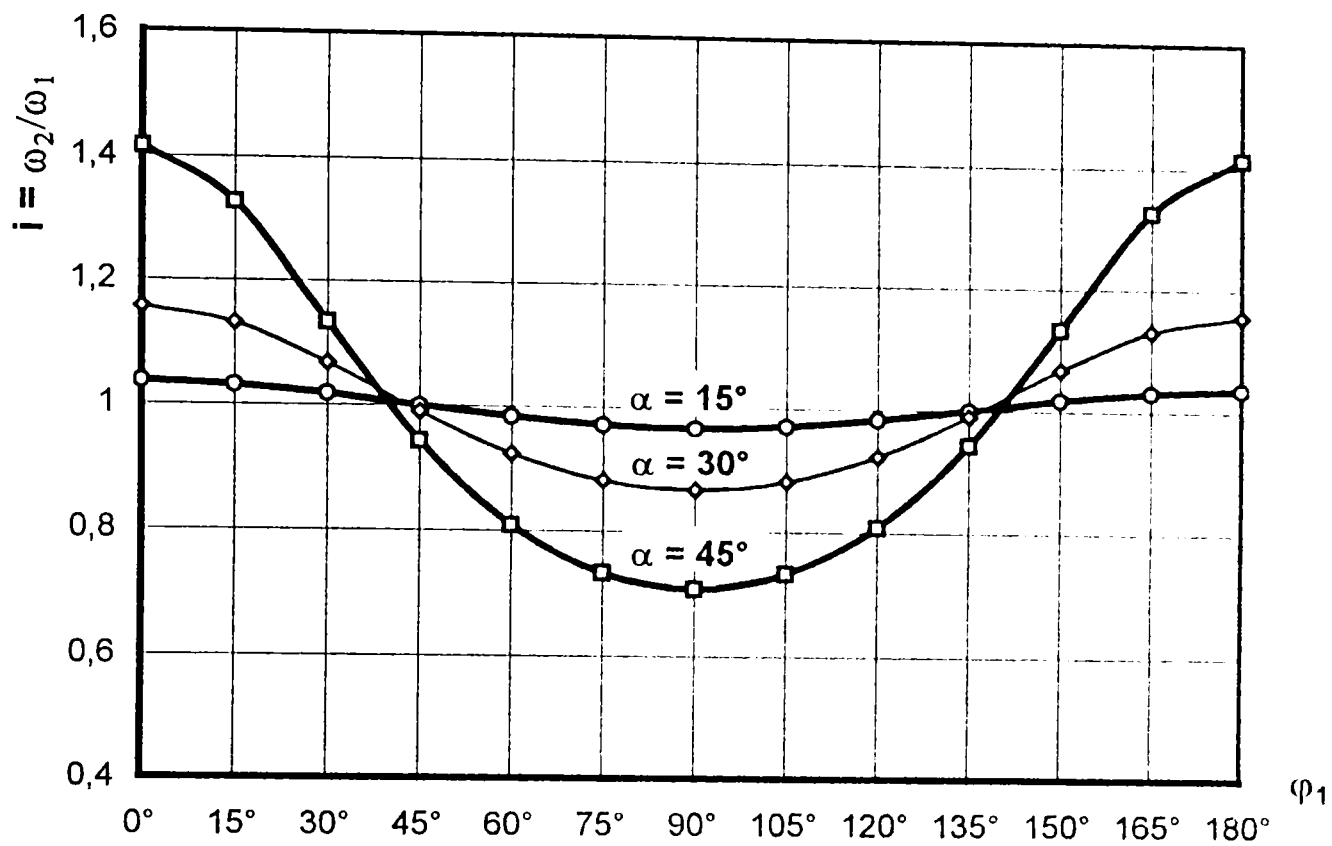
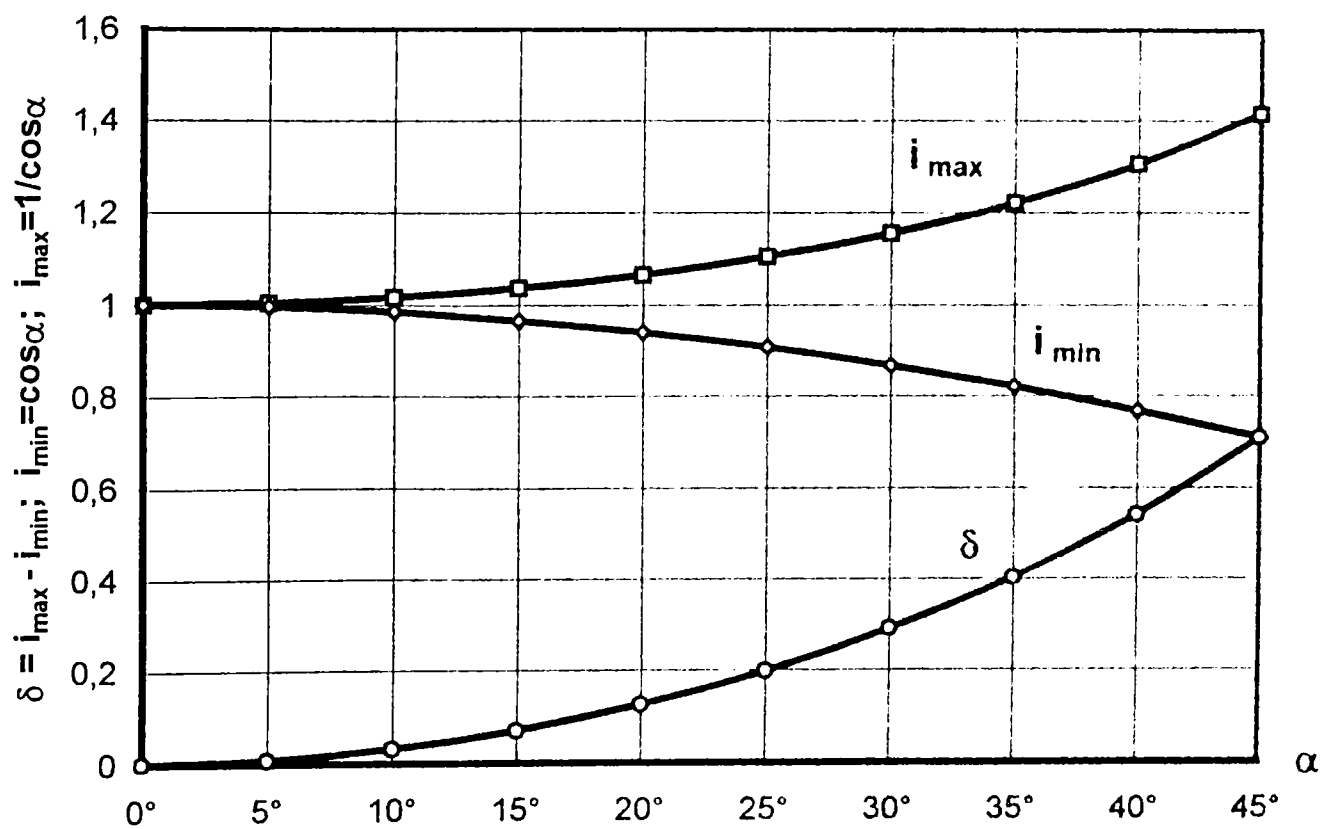
Pentru a stabili condițiile de homocinetism ale acestor transmisii se pleacă de la legea de transmitere scrisă pentru o transmisie bicardanică spațială, reprezentată în fig. 3.12. În această formă s-a reprezentat transmisia în poziția inițială (cu linie întreruptă) și într-o poziție curentă (cu linie groasă). Semnificațiile notațiilor din figură sunt:

$A_{11}, A_{12} \equiv A_{21}, A_{22}$ - axele arborilor cardanici, A_{11} arborele de intrare în articulația 1, $A_{12} \equiv A_{21}$ arborele de ieșire al articulației 1 și de intrare al articulației 2, A_{22} - arborele de ieșire al articulației 2;

P_1, P_2 - planele articulațiilor 1 și 2, formate de axele A_{11}, A_{12} și respectiv A_{21}, A_{22} ;

α_1, α_2 - unghiurile articulațiilor 1 și 2, formate în planele P_1 și P_2 de către axele A_{11}, A_{12} și respectiv A_{21}, A_{22} ;

Q_{11}, Q_{12} - plane perpendiculare pe planul P_1 , conținând axele A_{11} și respectiv A_{12} ;

Fig. 3.10 - Raportul de transmitere ($\varphi_{i1}^0 = 0$)Fig. 3.11 - Raportul de transmitere maxim, minim și gradul de neuniformitate ($\varphi_{i1}^0 = 0$)

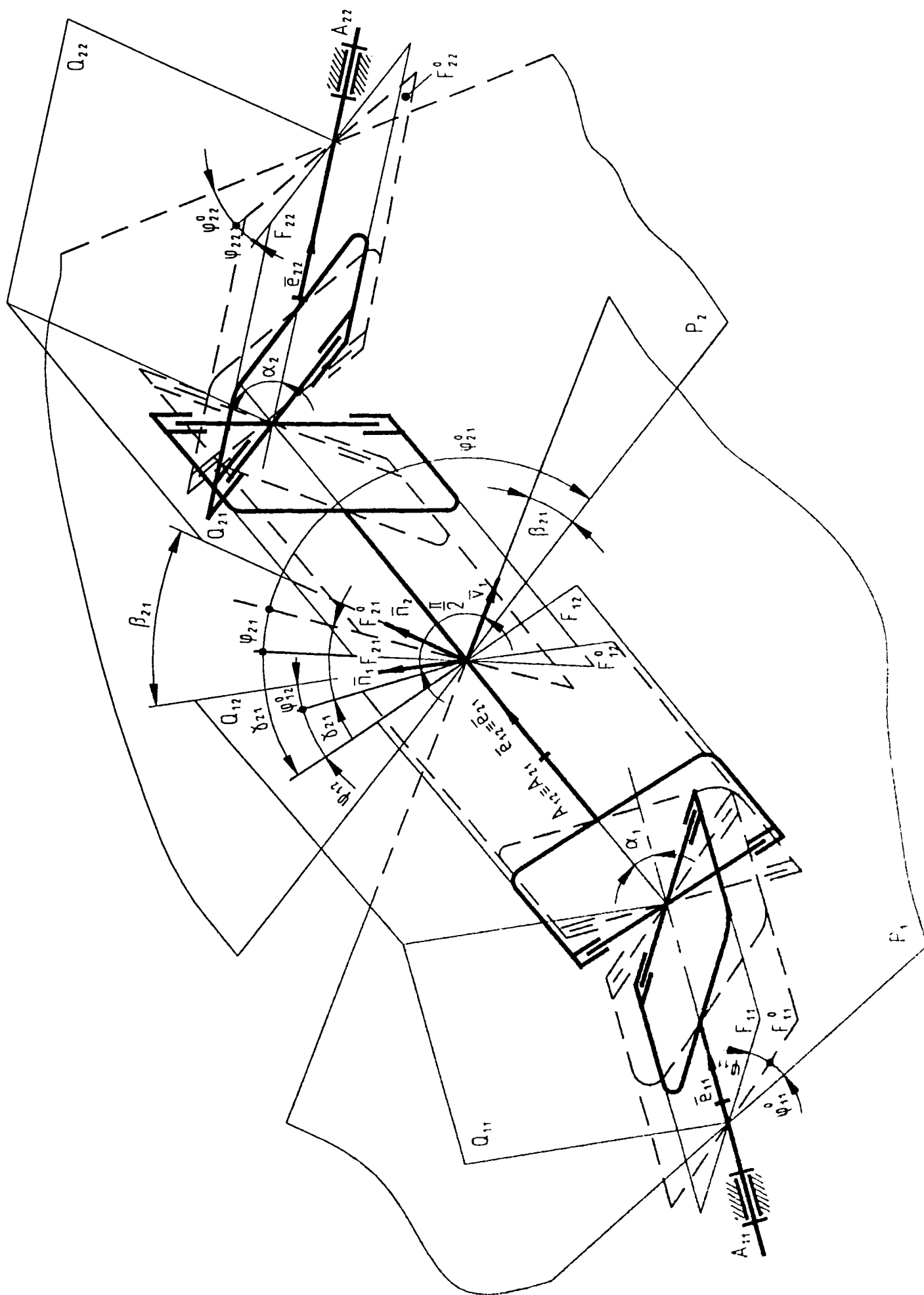


Fig 3.12

Q_{21}, Q_{22} - plane perpendiculare pe planul P_2 , conținând axele A_{21} și respectiv A_{22} ;

F_{11}^0, F_{12}^0 - planele furcilor de intrare respectiv ieșire ale articulației 1 în poziția inițială;

F_{21}^0, F_{22}^0 - planele furcilor de intrare respectiv ieșire ale articulației 2 în poziția inițială;

F_{11}, F_{12} - planele furcilor de intrare respectiv ieșire ale articulației 1 în poziția curentă;

F_{21}, F_{22} - planele furcilor de intrare respectiv ieșire ale articulației 2 în poziția curentă;

$\overline{e_{11}}, \overline{e_{12}} \equiv \overline{e_{21}}, \overline{e_{22}}$ - versorii axelor arborilor $A_{11}, A_{12} \equiv A_{21}, A_{22}$;

$\overline{n_1}, \overline{n_2}$ - vectorii perpendiculari pe planele P_1 și respectiv P_2
 $\left(\overline{n_1} = \overline{e_{11}} \times \overline{e_{12}}, \overline{n_2} = \overline{e_{21}} \times \overline{e_{22}} \right)$;

$\overline{v_1}$ - vector din planul P_1 perpendicular pe axa arborelui intermediar
 $\left(\overline{v_1} = \overline{e_{12}} \times \overline{n_1} \right)$;

γ_{21} - unghiul de montaj al transmisiei, format între planele furcilor de pe arborele intermediar $\gamma_{21} = \angle \left(F_{12}^0, F_{21}^0 \right) = \angle \left(F_{12}, F_{21} \right)$; rămâne nemodificat în timpul funcționării transmisiei;

β_{21} - unghiul de deplanare al transmisiei format între planele articulațiilor P_1 și P_2 , $\beta_{21} = \angle \left(P_1, P_2 \right) = \angle \left(\overline{n_1}, \overline{n_2} \right)$; valoarea acestui unghi poate rămâne constantă sau nu în timpul funcționării transmisiei;

φ_{11}^0 - unghiul de defazare inițială a furcii de intrare a articulației 1,
 $\varphi_{11}^0 = \angle \left(F_{11}^0, P_1 \right)$;

φ_{12}^0 - unghiul poziției inițiale a furcii de ieșire a articulației 1,
 $\varphi_{12}^0 = \angle \left(F_{12}^0, Q_{12} \right)$;

φ_{21}^0 - unghiul de defazare inițială a furcii de intrare a articulației 2,
 $\varphi_{21}^0 = \angle \left(F_{21}^0, P_2 \right)$;

φ_{22}^0 - unghiul poziției inițiale a furcii de ieșire a articulației 2,
 $\varphi_{22}^0 = \angle \left(F_{22}^0, Q_{22} \right)$;

φ_{11} - unghiul de rotație curentă a furcii de intrare a articulației 1,
 $\varphi_{11} = \angle(F_{11}, F_{11}^0);$

φ_{12} - unghiul de rotație curentă a furcii de ieșire a articulației 1,
 $\varphi_{12} = \angle(F_{12}, F_{12}^0);$

φ_{21} - unghiul de rotație curentă a furcii de intrare a articulației 2,
 $\varphi_{21} = \angle(F_{21}, F_{21}^0);$

φ_{22} - unghiul de rotație curentă a furcii de ieșire a articulației 2,
 $\varphi_{22} = \angle(F_{22}, F_{22}^0).$

Legea de transmitere a acestei transmisii se poate scrie sub forma [30]:

$$\operatorname{tg}(\varphi_{12}^0 + \varphi_{12}) = \operatorname{tg}(\varphi_{11}^0 + \varphi_{11}) / \cos \alpha_1, \quad (3.20)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_{22}^0 + \varphi_{22}) = \operatorname{tg}(\varphi_{21}^0 + \varphi_{21}) / \cos \alpha_2, \quad (3.21)$$

$$\varphi_{21} = \varphi_{12} \quad (3.22)$$

$$\operatorname{tg}\varphi_{12}^0 = \operatorname{tg}\varphi_{11}^0 / \cos \alpha_1 \quad (3.23)$$

$$\operatorname{tg}\varphi_{22}^0 = \operatorname{tg}\varphi_{21}^0 / \cos \alpha_2 \quad (3.24)$$

Heterocinetismul transmisiei se poate exprima sub forma:

$$\mu = \operatorname{tg}\varphi_{22} / \operatorname{tg}\varphi_{11} \quad (3.25)$$

Dacă transmisia este homocinetică acest raport este unitar pentru orice unghi de rotație φ_{11} . Pentru valori particulare ale unghiurilor de defazare inițială, acest raport poate să aibă o formă simplă. De exemplu pentru $\varphi_{11}^0 = 0$ și $\varphi_{21}^0 = 0$, rezultă $\varphi_{12}^0 = 0$, $\varphi_{22}^0 = 0$ și legea de transmitere se scrie sub forma:

$$\operatorname{tg}\varphi_{12} = \operatorname{tg}\varphi_{11} / \cos \alpha_1 \quad (3.26)$$

$$\operatorname{tg}\varphi_{22} = \operatorname{tg}\varphi_{21} / \cos \alpha_2 \quad (3.27)$$

$$\varphi_{21} = \varphi_{12} \quad (3.28)$$

de unde rezultă:

$$\operatorname{tg}\varphi_{22} = \operatorname{tg}\varphi_{11} / \cos \alpha_2 \cos \alpha_1 \quad (3.29)$$

iar heterocinetismul transmisiei devine

$$\mu = \operatorname{tg}\varphi_{22} / \operatorname{tg}\varphi_{11} = 1 / \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \quad (3.30)$$

Se observă că transmisia poate fi homocinetică ($\mu = 1$) numai pentru $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$, ceea ce nu are sens, deoarece arborii transmisiei sunt în acest caz în prelungire.

Deoarece transmisia poate fi adusă în poziția inițială astfel ca $F_{11}^0 \equiv P_1$ se va considera totdeauna $\varphi_{11}^0 = 0$. În acest caz legea de transmitere se scrie sub forma:

$$\operatorname{tg} \varphi_{12} = \operatorname{tg} \varphi_{11} / \cos \alpha_1 \quad (3.31)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_{22}^0 + \varphi_{22}) = \operatorname{tg}(\varphi_{21}^0 + \varphi_{21}) / \cos \alpha_2, \quad (3.32)$$

$$\varphi_{21} = \varphi_{12} \quad (3.33)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{22}^0 = \operatorname{tg} \varphi_{21}^0 / \cos \alpha_2 \quad (3.34)$$

Prelucrând legea de transmitere (3.32) se poate scrie:

$$\frac{\operatorname{tg} \varphi_{22}^0 + \operatorname{tg} \varphi_{22}}{1 - \operatorname{tg} \varphi_{22}^0 \operatorname{tg} \varphi_{22}} = \frac{1}{\cos \alpha_2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \varphi_{21}^0 + \operatorname{tg} \varphi_{21}}{1 - \operatorname{tg} \varphi_{21}^0 \operatorname{tg} \varphi_{21}} \quad (3.35)$$

sau

$$\frac{\frac{1}{\cos \alpha_2} \operatorname{tg} \varphi_{21}^0 + \operatorname{tg} \varphi_{22}}{1 - \frac{1}{\cos \alpha_2} \operatorname{tg} \varphi_{21}^0 \operatorname{tg} \varphi_{22}} = \frac{1}{\cos \alpha_2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \varphi_{21}^0 + \operatorname{tg} \varphi_{21}}{1 - \operatorname{tg} \varphi_{21}^0 \operatorname{tg} \varphi_{21}} \quad (3.36)$$

Dacă $\varphi_{21}^0 \neq 0$ se pot împărți atât numărătorii cât și numitorii la $\operatorname{tg} \varphi_{21}^0$, obținându-se:

$$\frac{\frac{1}{\cos \alpha_2} + \frac{\operatorname{tg} \varphi_{22}}{\operatorname{tg} \varphi_{21}^0}}{\frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_{21}^0} - \frac{1}{\cos \alpha_2} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{22}} = \frac{1}{\cos \alpha_2} \cdot \frac{1 + \frac{\operatorname{tg} \varphi_{21}}{\operatorname{tg} \varphi_{21}^0}}{\frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_{21}^0} - \operatorname{tg} \varphi_{21}} \quad (3.37)$$

Presupunând acum $\varphi_{21}^0 = \frac{\pi}{2} \Rightarrow \operatorname{tg} \varphi_{21}^0 = \infty$ și relația devine:

$$\frac{\frac{1}{\cos \alpha_2}}{-\frac{1}{\cos \alpha_2} \operatorname{tg} \varphi_{22}} = \frac{1}{\cos \alpha_2} \cdot \frac{1}{-\operatorname{tg} \varphi_{21}} \quad (3.38)$$

de unde:

$$\operatorname{tg} \varphi_{22} = \cos \alpha_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_{21} \quad (3.39)$$

Deci pentru cazul $\varphi_{11}^0 = 0$, $\varphi_{21}^0 = \pi/2$, legea de transmitere se scrie sub forma:

$$\operatorname{tg} \varphi_{12} = \operatorname{tg} \varphi_{11} / \cos \alpha_1 \quad (3.40)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{22} = \cos \alpha_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_{21} \quad (3.41)$$

$$\varphi_{21} = \varphi_{12} \quad (3.42)$$

de unde:

$$\operatorname{tg} \varphi_{22} = \cos \alpha_2 \operatorname{tg} \varphi_{11} / \cos \alpha_1 \quad (3.43)$$

iar heterocinetismul:

$$\mu = \operatorname{tg} \varphi_{22} / \operatorname{tg} \varphi_{11} = \cos \alpha_2 / \cos \alpha_1 \quad (3.44)$$

Se observă că raportul μ nu depinde de unghiul φ_{11} și că pentru $\alpha_1 = \alpha_2$ el este unitar, deci transmisia este homocinetică.

Condițiile de homocinetism ale transmisiei sunt $\varphi_{11}^0 = 0$, $\varphi_{21}^0 = \pi/2$ (articulația a doua montată ortofazat) și $\alpha_1 = \alpha_2$. Montajul ortofazat al articulației a doua se obține pentru unghiul de montaj:

$$\gamma_{21} = (\pi/2) - \varphi_{21}^0 + \varphi_{12}^0 + \beta_{21} = (\pi/2) - (\pi/2) + 0 + \beta_{21} = \beta_{21} \quad (3.45)$$

adică unghiul de montaj să fie egal cu unghiul de deplanare. În cazul mașinilor agricole, de cele mai multe ori, în poziția de lucru, arborii A_{11} și A_{22} sunt paraleli, ceea ce înseamnă că $\alpha_1 = \alpha_2$, $P_1 \equiv P_2$ și $\beta_{21} = 0$. Aceasta impune $\gamma_{21} = 0$, adică furcile de pe arborele intermediar să fie coplanare. În cazul $\beta_{21} \neq 0$, $\gamma_{21} = \beta_{21}$.

Sintetizând rezultatele obținute se poate spune că transmisiile bicardanice sunt homocinetice dacă se îndeplinesc simultan condițiile:

$$1. \alpha_1 = \alpha_2 \quad (3.46)$$

$$2. \gamma_{21} = \beta_{21} \quad (3.47)$$

Precizare: Pentru transmisiile cu configurație plană a arborilor cardanici $\beta_{21} = 0 \Rightarrow \gamma_{21} = 0$. Unghiurile $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ dacă A_{11} este paralel cu A_{22} (fig. 3.13), iar furcile de pe arborele intermediar să fie coplanare (fig. 3.14). În acest caz transmisiile bicardanice se pot monta corect, pentru valori mici ale unghiului α , în două moduri: montaj "W" și montaj "Z" (fig. 3.15).

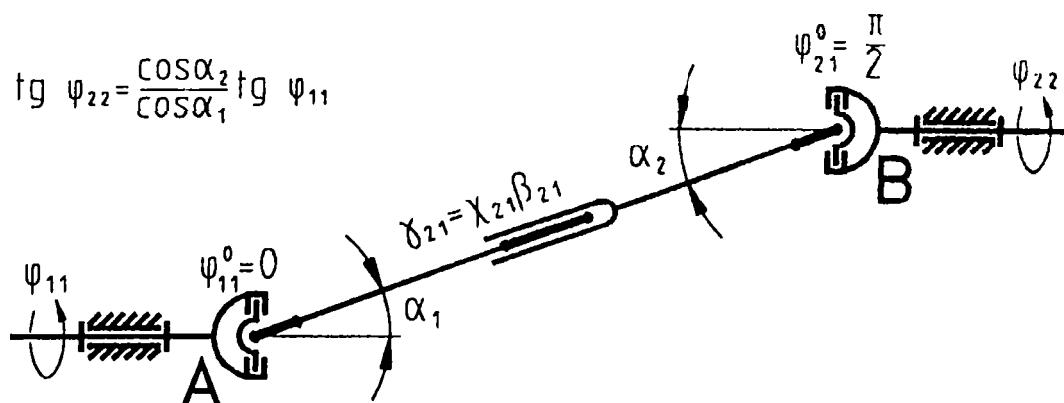


Fig. 3.13

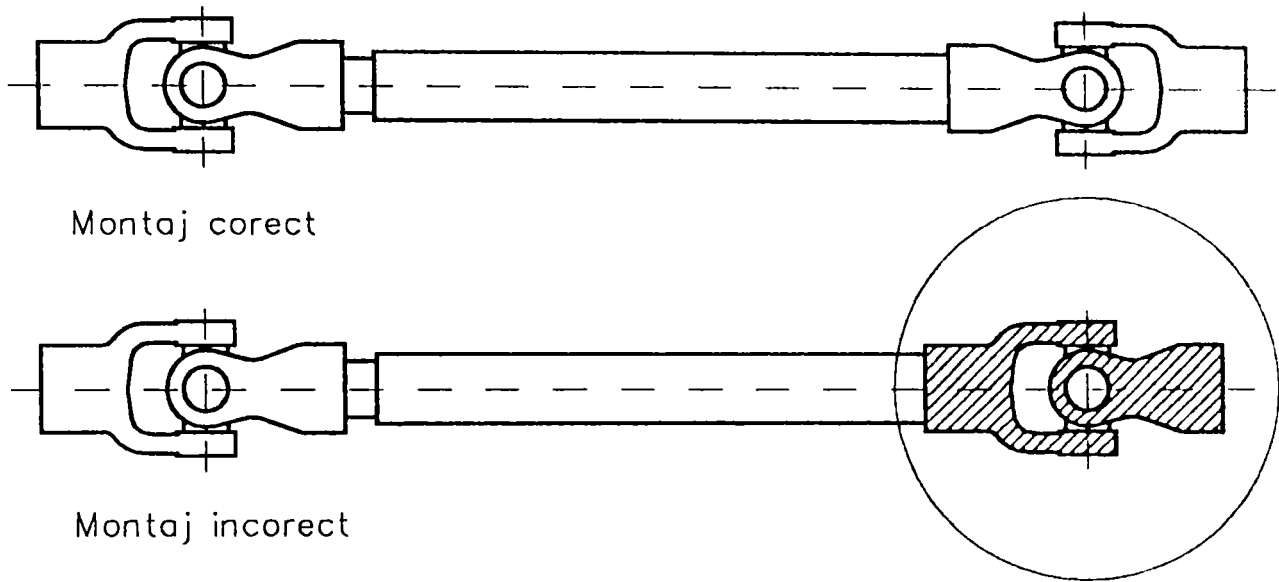


Fig. 3.14

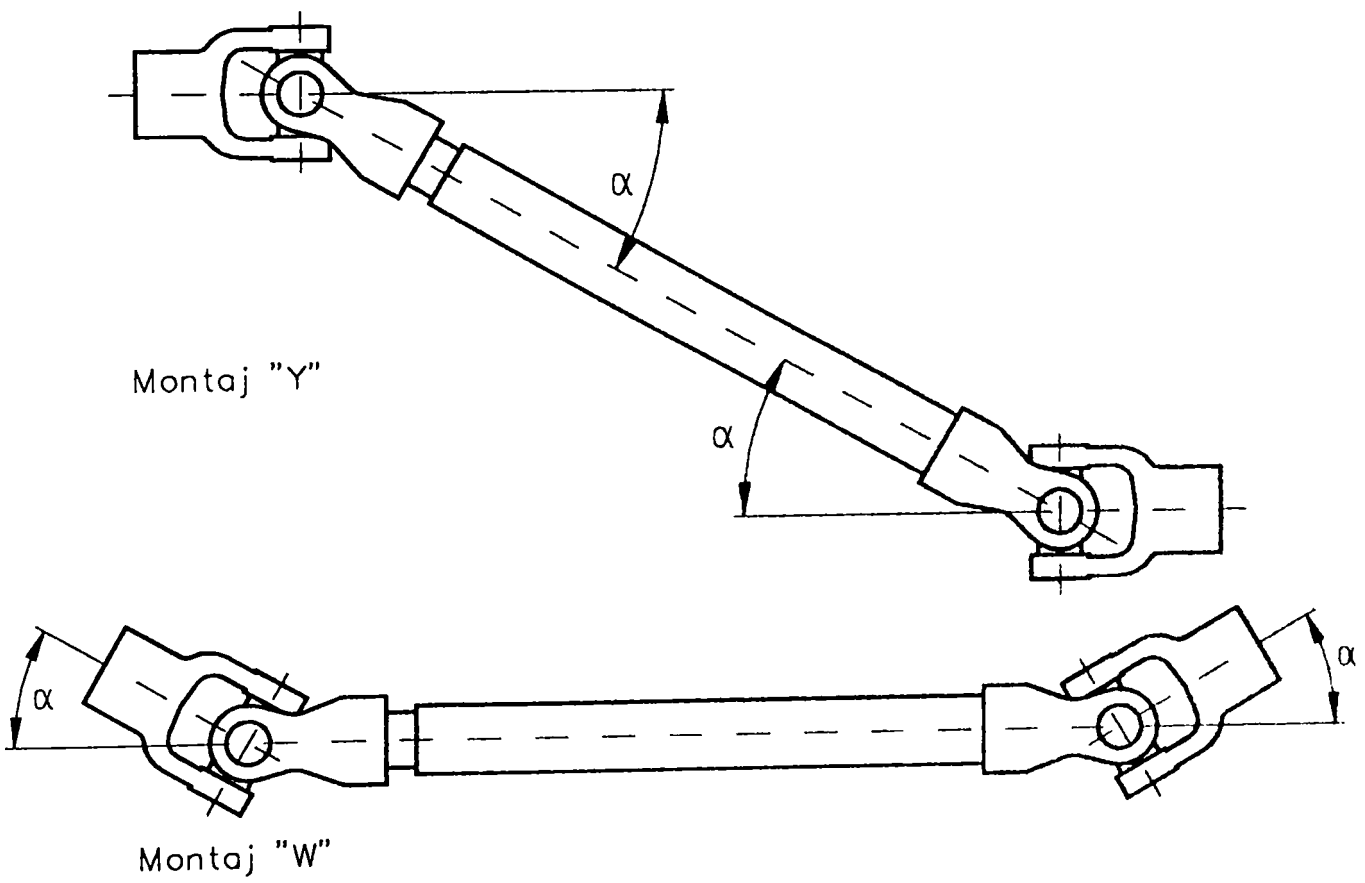


Fig. 3.15

3.3. PARAMETRII CINEMATICI ȘI ANALIZA CINEMATICĂ A TRANSMISIEI TRICARDANICE

Legea de transmitere pentru transmisiile tricardanice ($\varphi_{11}^0 = 0$) se poate scrie sub forma:

$$\operatorname{tg} \varphi_{12} = \operatorname{tg} \varphi_{11} / \cos \alpha_1 \quad (3.48)$$

$$\varphi_{21} = \varphi_{12} \quad (3.49)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_{22}^0 + \varphi_{22}) = \operatorname{tg}(\varphi_{21}^0 + \varphi_{21}) / \cos \alpha_2 \quad (3.50)$$

$$\varphi_{31} = \varphi_{22} \quad (3.51)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_{32}^0 + \varphi_{32}) = \operatorname{tg}(\varphi_{31}^0 + \varphi_{31}) / \cos \alpha_3 \quad (3.52)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{22}^0 = \operatorname{tg} \varphi_{21}^0 / \cos \alpha_2 \quad (3.53)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{32}^0 = \operatorname{tg} \varphi_{31}^0 / \cos \alpha_3 \quad (3.54)$$

Această lege de transmitere se poate particulariza în patru cazuri distincte:

$$1) \varphi_{21}^0 = 0; \varphi_{31}^0 = 0 \quad (\text{fig. 3.16. a}) \quad (3.55)$$

pentru care legea de transmitere este:

$$\operatorname{tg} \varphi_{32} = \operatorname{tg} \varphi_{11} / \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \cos \alpha_3 \quad (3.56)$$

iar heterocinetismul:

$$\mu = \operatorname{tg} \varphi_{32} / \operatorname{tg} \varphi_{11} = 1 / \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \cos \alpha_3 \quad (3.57)$$

Această transmisie nu poate fi homocinetică, pentru $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \neq 0$.

$$2) \varphi_{21}^0 = 0; \varphi_{31}^0 = \pi/2 \quad (\text{fig. 3.16. b}) \quad (3.58)$$

pentru care legea de transmitere este:

$$\operatorname{tg} \varphi_{32} = \operatorname{tg} \varphi_{11} \cos \alpha_3 / \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \quad (3.59)$$

iar heterocinetismul:

$$\mu = \operatorname{tg} \varphi_{32} / \operatorname{tg} \varphi_{11} = \cos \alpha_3 / \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \quad (3.60)$$

Această transmisie este homocinetică pentru cazul:

$$\cos \alpha_3 = \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \quad (3.61)$$

În acest caz, unghiurile de montaj se determină cu relațiile:

$$\gamma_{21} = \pi/2 - \varphi_{21}^0 + \varphi_{12}^0 + \chi_{21} \beta_{21} \quad (3.62)$$

$$\gamma_{32} = \pi/2 - \varphi_{31}^0 + \varphi_{22}^0 + \chi_{32} \beta_{32} \quad , \quad \text{în care:} \quad (3.63)$$

$$\varphi_{11}^0 = 0 \rightarrow \varphi_{12}^0 = 0, \varphi_{21}^0 = 0, \varphi_{22}^0 = 0, \varphi_{31}^0 = \pi/2 \rightarrow \varphi_{32}^0 = \pi/2 \quad , \quad \text{de unde:} \quad (3.64)$$

$$\gamma_{21} = \pi/2 - 0 + 0 + \chi_{21} \beta_{21} = \pi/2 + \chi_{21} \beta_{21} \quad (3.65)$$

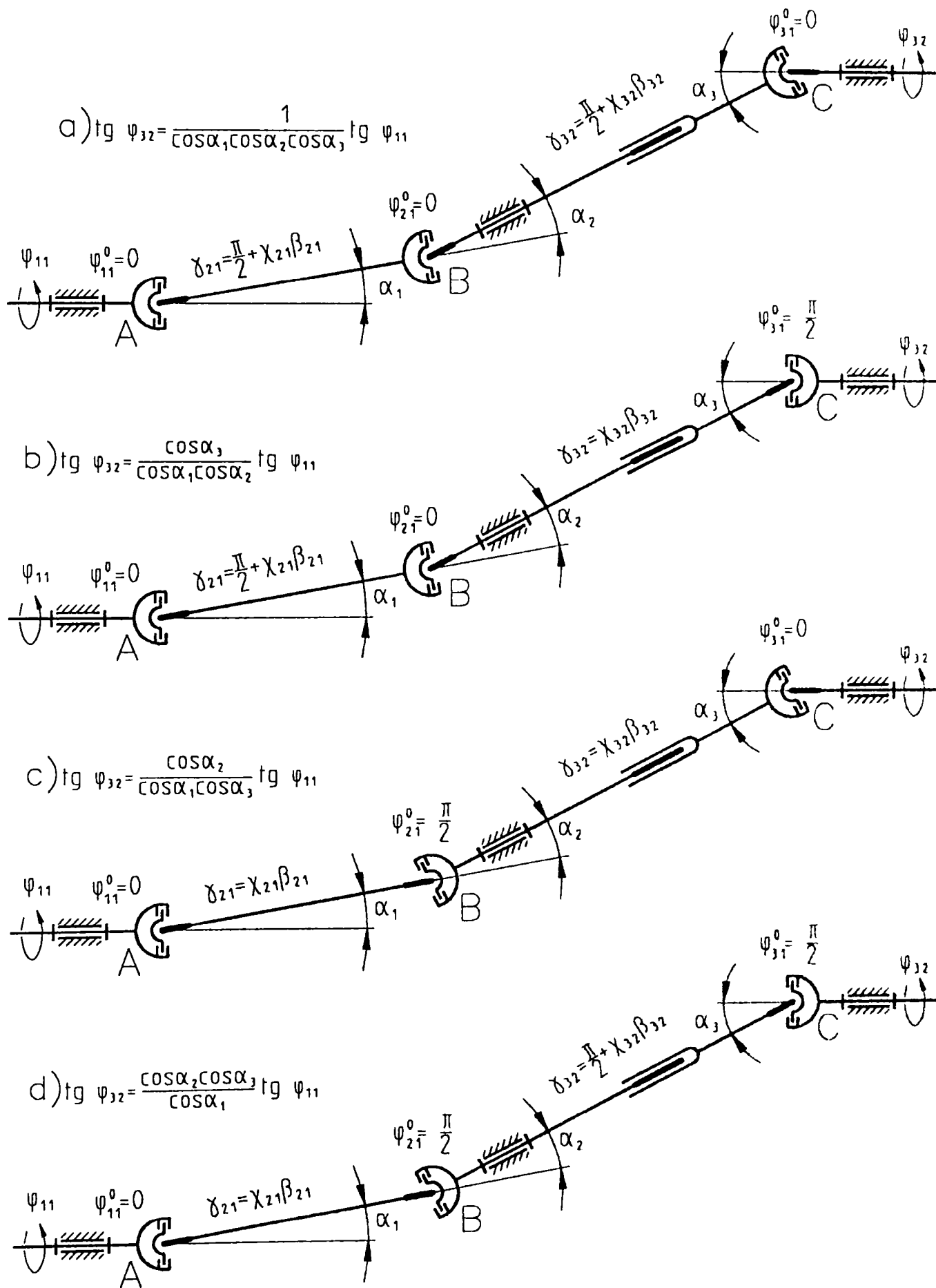


Fig. 3.16

$$\gamma_{32} = \pi/2 - \pi/2 + 0 + \chi_{32}\beta_{32} = \chi_{32}\beta_{32} \quad (3.66)$$

cu

$$\begin{cases} \chi_{21} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_2}, \overline{v_1}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{32} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_3}, \overline{v_2}) \lesseqgtr \pi/2 \end{cases} \quad (3.67)$$

Pentru $\beta_{21} = 0, \beta_{32} = 0$ (transmisia cu configurație plană a arborilor):

$$\gamma_{21} = \pi/2, \gamma_{32} = 0 \quad (3.68)$$

$$3) \varphi_{21}^0 = \pi/2; \varphi_{31}^0 = 0 \text{ (fig. 3.16. c)} \quad (3.69)$$

pentru care legea de transmitere este:

$$\operatorname{tg} \varphi_{32} = \operatorname{tg} \varphi_{11} \cos \alpha_2 / \cos \alpha_1 \cos \alpha_3 \quad (3.70)$$

iar heterocinetismul:

$$\mu = \operatorname{tg} \varphi_{32} / \operatorname{tg} \varphi_{11} = \cos \alpha_2 / \cos \alpha_1 \cos \alpha_3 \quad (3.71)$$

Această transmisie este homocinetică pentru cazul:

$$\cos \alpha_2 = \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_3 \quad (3.72)$$

În acest caz unghiurile de montaj sunt:

$$\gamma_{21} = \pi/2 - \pi/2 + 0 + \chi_{21}\beta_{21} = \chi_{21}\beta_{21} \quad (3.73)$$

$$\gamma_{32} = \pi/2 - 0 + \pi/2 + \chi_{32}\beta_{32} = \pi + \chi_{32}\beta_{32} \Rightarrow \gamma_{32} = \chi_{32}\beta_{32} \quad (3.74)$$

cu

$$\begin{cases} \chi_{21} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_2}, \overline{v_1}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{32} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_3}, \overline{v_2}) \lesseqgtr \pi/2 \end{cases} \quad (3.75)$$

$$4) \varphi_{21}^0 = \pi/2; \varphi_{31}^0 = \pi/2 \text{ (fig. 3.16. d)} \quad (3.76)$$

pentru care legea de transmitere este:

$$\operatorname{tg} \varphi_{32} = \operatorname{tg} \varphi_{11} \cos \alpha_2 \cos \alpha_3 / \cos \alpha_1 \quad (3.77)$$

iar homocinetismul:

$$\mu = \operatorname{tg} \varphi_{32} / \operatorname{tg} \varphi_{11} = \cos \alpha_2 \cdot \cos \alpha_3 / \cos \alpha_1 \quad (3.78)$$

Această transmisie este homocinetică pentru cazul:

$$\cos \alpha_1 = \cos \alpha_2 \cdot \cos \alpha_3 \quad (3.79)$$

În acest caz unghiurile de montaj sunt:

$$\gamma_{21} = \pi/2 - \pi/2 + 0 + \chi_{21}\beta_{21} = \chi_{21}\beta_{21} \quad (3.80)$$

$$\gamma_{32} = \pi/2 - \pi/2 + \pi/2 + \chi_{32}\beta_{32} = \pi/2 + \chi_{32}\beta_{32} \quad (3.81)$$

cu

$$\begin{cases} \chi_{21} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_2}, \overline{v_1}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{32} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_3}, \overline{v_2}) \lesseqgtr \pi/2 \end{cases} \quad (3.82)$$

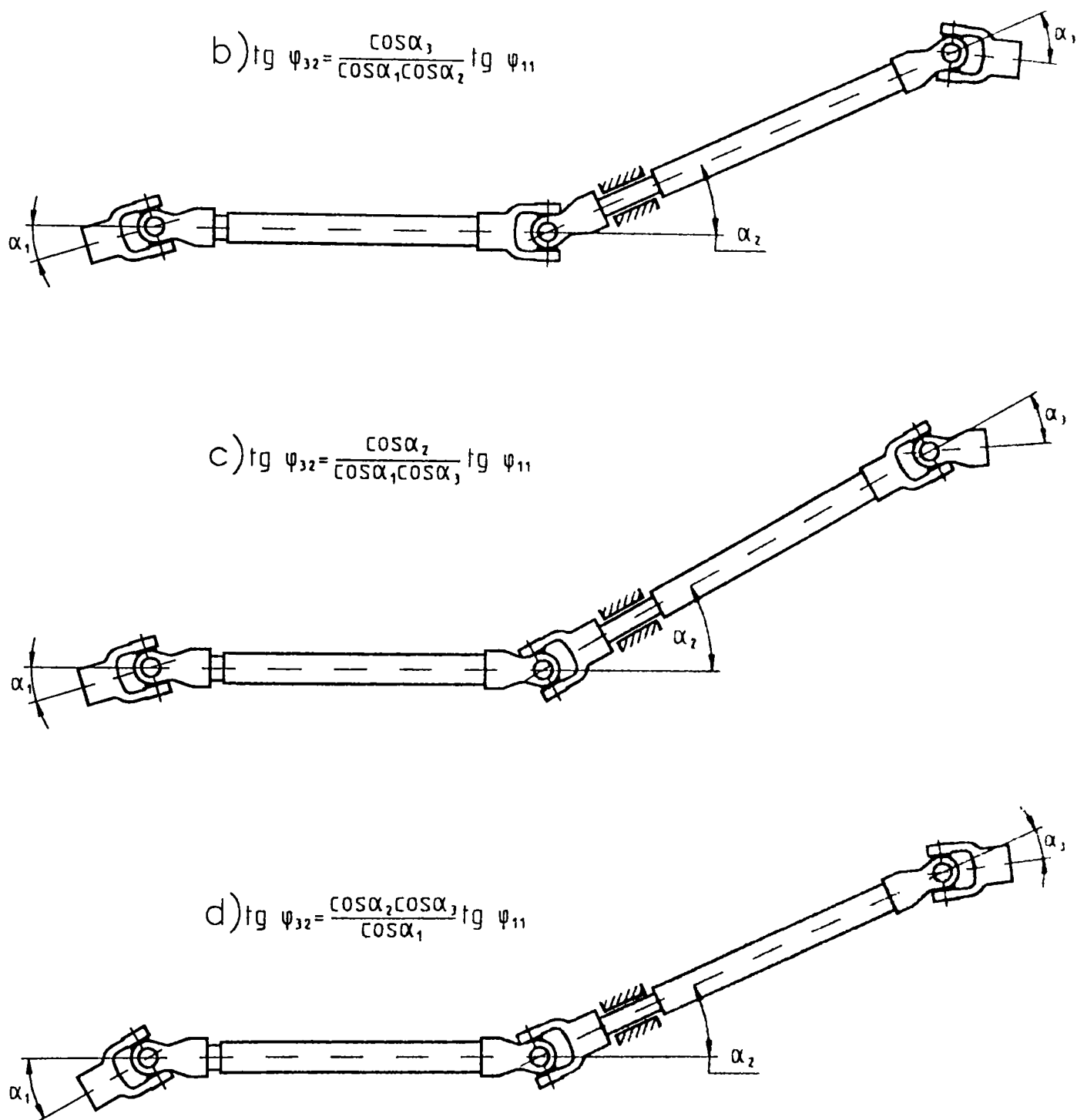


Fig. 3.17

În cazul particular al transmisiei tricardanice cu *configurație plană a arborilor* ($\beta_{21}=0, \beta_{32}=0$), în afară de cazul fără sens când toate unghiurile de frângere sunt nule ($\alpha_1=\alpha_2=\alpha_3=0$), se întâlnesc deci trei cazuri de sincronism prezentate în fig. 3.17.

Precizări: 1. Transmisiile tricardanice se recomandă pentru mașini agricole semipuritate dezaxat față de tractor, arborele prizei receptoare fiind la distanță mare în spatele tractorului.

2. Dintre variantele de transmisii tricardanice, mai propice pentru utilizarea între tractor și mașina agricolă sunt variantele b și c, aceasta funcție de lanțul cinematic suport utilizat.

3.4 PARAMETRII CINEMATICI ȘI ANALIZA CINEMATICĂ A TRANSMISIEI TETRACARDANICE

Legea de transmitere pentru transmisiile tetracardanice se poate scrie astfel:

$$\operatorname{tg}\varphi_{12} = \operatorname{tg}\varphi_{11} / \cos \alpha_1 \quad (3.83)$$

$$\varphi_{21} = \varphi_{12} \quad (3.84)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_{22}^{\circ} + \varphi_{22}) = \operatorname{tg}(\varphi_{21}^{\circ} + \varphi_{21}) / \cos \alpha_2 \quad (3.85)$$

$$\varphi_{31} = \varphi_{22} \quad (3.86)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_{32}^{\circ} + \varphi_{32}) = \operatorname{tg}(\varphi_{31}^{\circ} + \varphi_{31}) / \cos \alpha_3 \quad (3.87)$$

$$\varphi_{41} = \varphi_{32} \quad (3.88)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_{42}^{\circ} + \varphi_{42}) = \operatorname{tg}(\varphi_{41}^{\circ} + \varphi_{41}) / \cos \alpha_4 \quad (3.89)$$

$$\operatorname{tg}\varphi_{22}^{\circ} = \operatorname{tg}\varphi_{21}^{\circ} / \cos \alpha_2 \quad (3.90)$$

$$\operatorname{tg}\varphi_{32}^{\circ} = \operatorname{tg}\varphi_{31}^{\circ} / \cos \alpha_3 \quad (3.91)$$

$$\operatorname{tg}\varphi_{42}^{\circ} = \operatorname{tg}\varphi_{41}^{\circ} / \cos \alpha_4 \quad (3.92)$$

Această lege se poate particulariza în opt cazuri distincte:

$$1) \varphi_{21}^{\circ} = 0; \varphi_{31}^{\circ} = 0; \varphi_{41}^{\circ} = 0 \quad (\text{fig. 3.18.a}) \quad (3.93)$$

cu legea de transmitere:

$$\operatorname{tg}\varphi_{42} = \operatorname{tg}\varphi_{11} / \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 \quad (3.94)$$

Transmisia nu poate fi homocinetică în acest caz.

$$2) \varphi_{21}^{\circ} = 0; \varphi_{31}^{\circ} = 0; \varphi_{41}^{\circ} = \pi/2 \quad (\text{fig. 3.18.b}) \quad (3.95)$$

cu legea de transmitere:

$$\operatorname{tg}\varphi_{42} = \operatorname{tg}\varphi_{11} \cos \alpha_4 / \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \cos \alpha_3 \quad (3.96)$$

homocinetică pentru:

$$\cos \alpha_4 = \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \cos \alpha_3 \quad (3.97)$$

având unghiurile de montaj:

$$\gamma_{21} = \pi/2 - \varphi_{21}^{\circ} + \varphi_{12}^{\circ} + \chi_{21}\beta_{21} = \pi/2 - 0 + 0 + \chi_{21}\beta_{21} = \pi/2 + \chi_{21}\beta_{21} \quad (3.98)$$

$$\gamma_{32} = \pi/2 - \varphi_{31}^{\circ} + \varphi_{22}^{\circ} + \chi_{32}\beta_{32} = \pi/2 - 0 + 0 + \chi_{32}\beta_{32} = \pi/2 + \chi_{32}\beta_{32} \quad (3.99)$$

$$\gamma_{43} = \pi/2 - \varphi_{41}^{\circ} + \varphi_{32}^{\circ} + \chi_{43}\beta_{43} = \pi/2 - \pi/2 + 0 + \chi_{43}\beta_{43} = \chi_{43}\beta_{43} \quad (3.100)$$

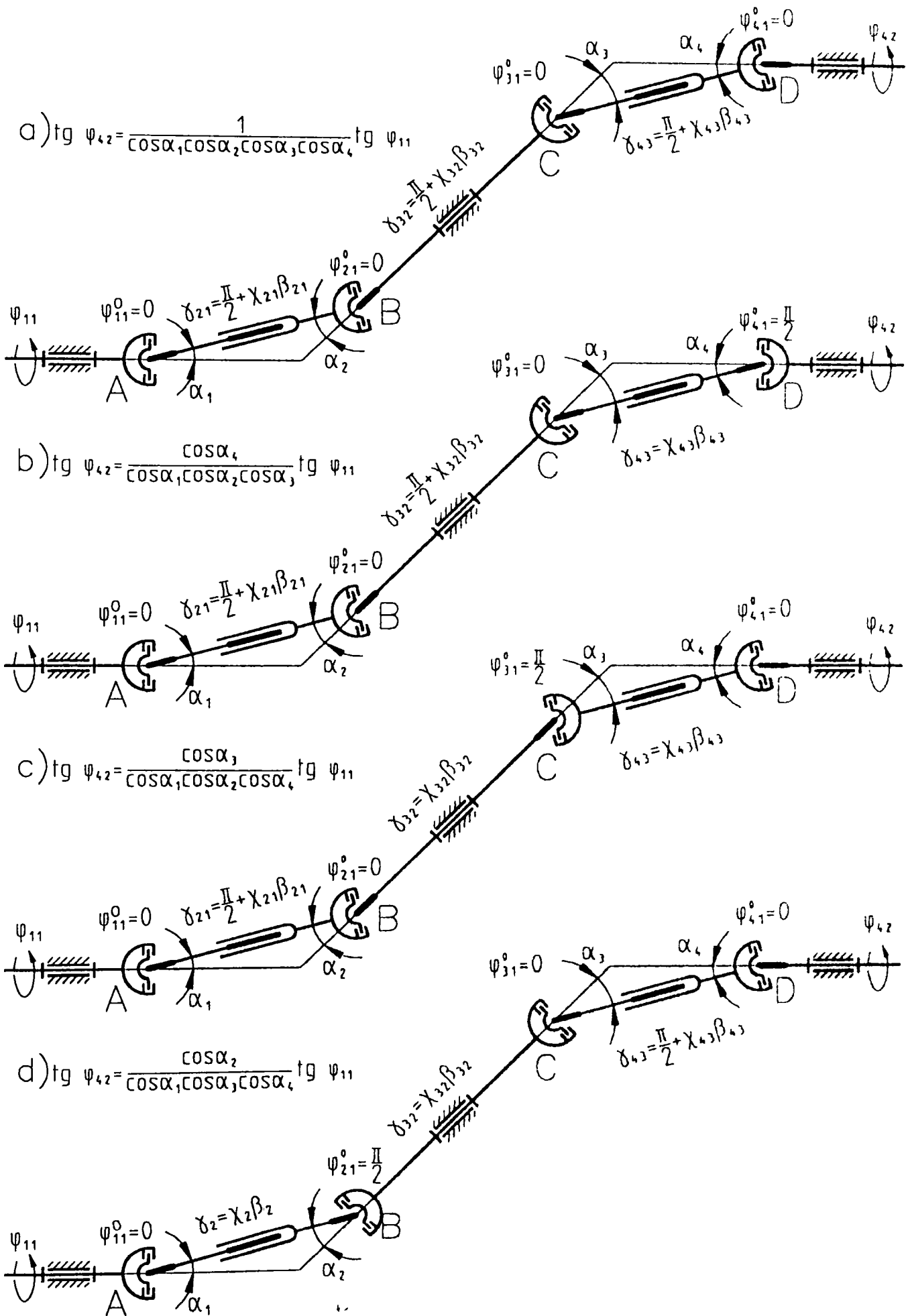


Fig. 3.18

cu

$$\begin{cases} \chi_{21} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_2}, \overline{v_1}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{32} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_3}, \overline{v_2}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{43} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_4}, \overline{v_3}) \lesseqgtr \pi/2 \end{cases} \quad (3.101)$$

$$3) \varphi_{21}^0 = 0; \varphi_{31}^0 = \pi/2; \varphi_{41}^0 = 0 \quad (\text{fig. 3.18.c}) \quad (3.102)$$

cu legea de transmitere:

$$\text{tg} \varphi_{42} = \text{tg} \varphi_{11} \cos \alpha_3 / \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \cos \alpha_4 \quad (3.103)$$

homocinetică pentru:

$$\cos \alpha_3 = \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \cos \alpha_4 \quad (3.104)$$

având unghiurile de montaj:

$$\gamma_{21} = \pi/2 - 0 + 0 + \chi_{21} \beta_{21} = \pi/2 + \chi_{21} \beta_{21} \quad (3.105)$$

$$\gamma_{32} = \pi/2 - \pi/2 + 0 + \chi_{32} \beta_{32} = \chi_{32} \beta_{32} \quad (3.106)$$

$$\gamma_{43} = \pi/2 - 0 + \pi/2 + \chi_{43} \beta_{43} = \pi + \chi_{43} \beta_{43} \Rightarrow \gamma_{43} = \chi_{43} \beta_{43} \quad (3.107)$$

cu

$$\begin{cases} \chi_{21} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_2}, \overline{v_1}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{32} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_3}, \overline{v_2}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{43} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_4}, \overline{v_3}) \lesseqgtr \pi/2 \end{cases} \quad (3.108)$$

$$4) \varphi_{21}^0 = \pi/2; \varphi_{31}^0 = 0; \varphi_{41}^0 = 0 \quad (\text{fig. 3.18.d}) \quad (3.109)$$

cu legea de transmitere:

$$\text{tg} \varphi_{42} = \text{tg} \varphi_{11} \cos \alpha_2 / \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 \quad (3.110)$$

homocinetică pentru:

$$\cos \alpha_2 = \cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 \quad (3.111)$$

având unghiurile de montaj:

$$\gamma_{21} = \pi/2 - \pi/2 + 0 + \chi_{21} \beta_{21} = \chi_{21} \beta_{21} \quad (3.112)$$

$$\gamma_{32} = \pi/2 - 0 + \pi/2 + \chi_{32} \beta_{32} = \pi + \chi_{32} \beta_{32} \Rightarrow \gamma_{32} = \chi_{32} \beta_{32} \quad (3.113)$$

$$\gamma_{43} = \pi/2 - 0 + 0 + \chi_{43} \beta_{43} = \pi/2 + \chi_{43} \beta_{43} \quad (3.114)$$

cu

$$\begin{cases} \chi_{21} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_2}, \overline{v_1}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{32} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_3}, \overline{v_2}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{43} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_4}, \overline{v_3}) \lesseqgtr \pi/2 \end{cases} \quad (3.115)$$

$$5) \varphi_{21}^0 = 0; \varphi_{31}^0 = \pi/2; \varphi_{41}^0 = \pi/2 \quad (\text{fig. 3.19.a}) \quad (3.116)$$

cu legea de transmitere:

$$\operatorname{tg}\varphi_{42} = \operatorname{tg}\varphi_{11} \cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 / \cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_2 \quad (3.117)$$

homocinetică pentru:

$$\cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_2 = \cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 \quad (3.118)$$

având unghiurile de montaj:

$$\gamma_{21} = \pi/2 - 0 + 0 + \chi_{21}\beta_{21} = \pi/2 + \chi_{21}\beta_{21} \quad (3.119)$$

$$\gamma_{32} = \pi/2 - \pi/2 + 0 + \chi_{32}\beta_{32} = \chi_{32}\beta_{32} \quad (3.120)$$

$$\gamma_{43} = \pi/2 - \pi/2 + \pi/2 + \chi_{43}\beta_{43} = \pi/2 + \chi_{43}\beta_{43} \quad (3.121)$$

cu

$$\begin{cases} \chi_{21} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_2}, \overline{v_1}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{32} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_3}, \overline{v_2}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{43} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_4}, \overline{v_3}) \lesseqgtr \pi/2 \end{cases} \quad (3.122)$$

$$6) \varphi_{21}^0 = \pi/2; \varphi_{31}^0 = 0; \varphi_{41}^0 = \pi/2 \text{ (fig. 3.19.b)} \quad (3.123)$$

cu legea de transmitere:

$$\operatorname{tg}\varphi_{42} = \operatorname{tg}\varphi_{11} \cos\alpha_2 \cdot \cos\alpha_4 / \cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_3 \quad (3.124)$$

homocinetică pentru:

$$\cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_3 = \cos\alpha_2 \cdot \cos\alpha_4 \quad (3.125)$$

având unghiurile de montaj:

$$\gamma_{21} = \pi/2 - \pi/2 + 0 + \chi_{21}\beta_{21} = \chi_{21}\beta_{21} \quad (3.126)$$

$$\gamma_{32} = \pi/2 - 0 + \pi/2 + \chi_{32}\beta_{32} = \pi + \chi_{32}\beta_{32} \Rightarrow \gamma_{32} = \chi_{32}\beta_{32} \quad (3.127)$$

$$\gamma_{43} = \pi/2 - \pi/2 + 0 + \chi_{43}\beta_{43} = \chi_{43}\beta_{43} \quad (3.128)$$

cu

$$\begin{cases} \chi_{21} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_2}, \overline{v_1}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{32} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_3}, \overline{v_2}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{43} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_4}, \overline{v_3}) \lesseqgtr \pi/2 \end{cases} \quad (3.129)$$

$$7) \varphi_{21}^0 = \pi/2; \varphi_{31}^0 = \pi/2; \varphi_{41}^0 = 0 \text{ (fig. 3.19.c)} \quad (3.130)$$

cu legea de transmitere

$$\operatorname{tg}\varphi_{42} = \operatorname{tg}\varphi_{11} \cos\alpha_2 \cdot \cos\alpha_3 / \cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_4 \quad (3.131)$$

homocinetică pentru

$$\cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_4 = \cos\alpha_2 \cdot \cos\alpha_3 \quad (3.132)$$

având unghiurile de montaj

$$\gamma_{21} = \pi/2 - \pi/2 + 0 + \chi_{21}\beta_{21} = \chi_{21}\beta_{21} \quad (3.133)$$

$$\gamma_{32} = \pi/2 - \pi/2 + \pi/2 + \chi_{32}\beta_{32} = \pi/2 + \chi_{32}\beta_{32} \quad (3.134)$$

$$\gamma_{43} = \pi/2 - 0 + \pi/2 + \chi_{43}\beta_{43} = \pi + \chi_{43}\beta_{43} \Rightarrow \gamma_{43} = \chi_{43}\beta_{43} \quad (3.135)$$

cu

$$\begin{cases} \chi_{21} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_2}, \overline{v_1}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{32} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_3}, \overline{v_2}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{43} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_4}, \overline{v_3}) \lesseqgtr \pi/2 \end{cases} \quad (3.136)$$

$$8) \varphi_{21}^0 = \pi/2; \varphi_{31}^0 = \pi/2; \varphi_{41}^0 = \pi/2 \quad (\text{fig. 3.19.d}) \quad (3.137)$$

cu legea de transmitere

$$\text{tg}\varphi_{42} = \text{tg}\varphi_{11} \cos\alpha_2 \cdot \cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 / \cos\alpha_1 \quad (3.138)$$

homocinetică pentru

$$\cos\alpha_1 = \cos\alpha_2 \cdot \cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 \quad (3.139)$$

având unghiurile de montaj

$$\gamma_{21} = \pi/2 - \pi/2 + 0 + \chi_{21}\beta_{21} = \chi_{21}\beta_{21} \quad (3.140)$$

$$\gamma_{32} = \pi/2 - \pi/2 + \pi/2 + \chi_{32}\beta_{32} = \pi/2 + \chi_{32}\beta_{32} \quad (3.141)$$

$$\gamma_{43} = \pi/2 - \pi/2 + \pi/2 + \chi_{43}\beta_{43} = \pi/2 + \chi_{43}\beta_{43} \quad (3.142)$$

cu

$$\begin{cases} \chi_{21} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_2}, \overline{v_1}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{32} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_3}, \overline{v_2}) \lesseqgtr \pi/2 \\ \chi_{43} = \pm 1 \text{ pentru } \angle(\overline{n_4}, \overline{v_3}) \lesseqgtr \pi/2 \end{cases} \quad (3.143)$$

Precizări

1. Transmisiile tetracardanice, neutilizate în prezent între tractor și mașina agricolă, se pot utiliza în cazul distanțelor mari dintre arborii prizei de putere și receptor de putere, pentru mașini dezaxate.

2. Pentru lanțuri cinematice suport adecvate, unghiurile dintre tractor și mașina agricolă se pot repartiza pe toate articulațiile transmisiilor cardanice, acestea funcționând la unghiuri α_i ($i = 1, 2, 3, 4$) mici, chiar la unghiuri mari de viraj între tractor și mașina agricolă.

3. Dintre transmisiile tetracardanice se pretează a fi aplicate variantele a, b și c din fig.3.19.

4. Pentru aceste transmisii se pot asigura mai ușor condițiile de homocinetism atât pentru mersul rectiliniu (poziția de lucru) cât și în viraj.

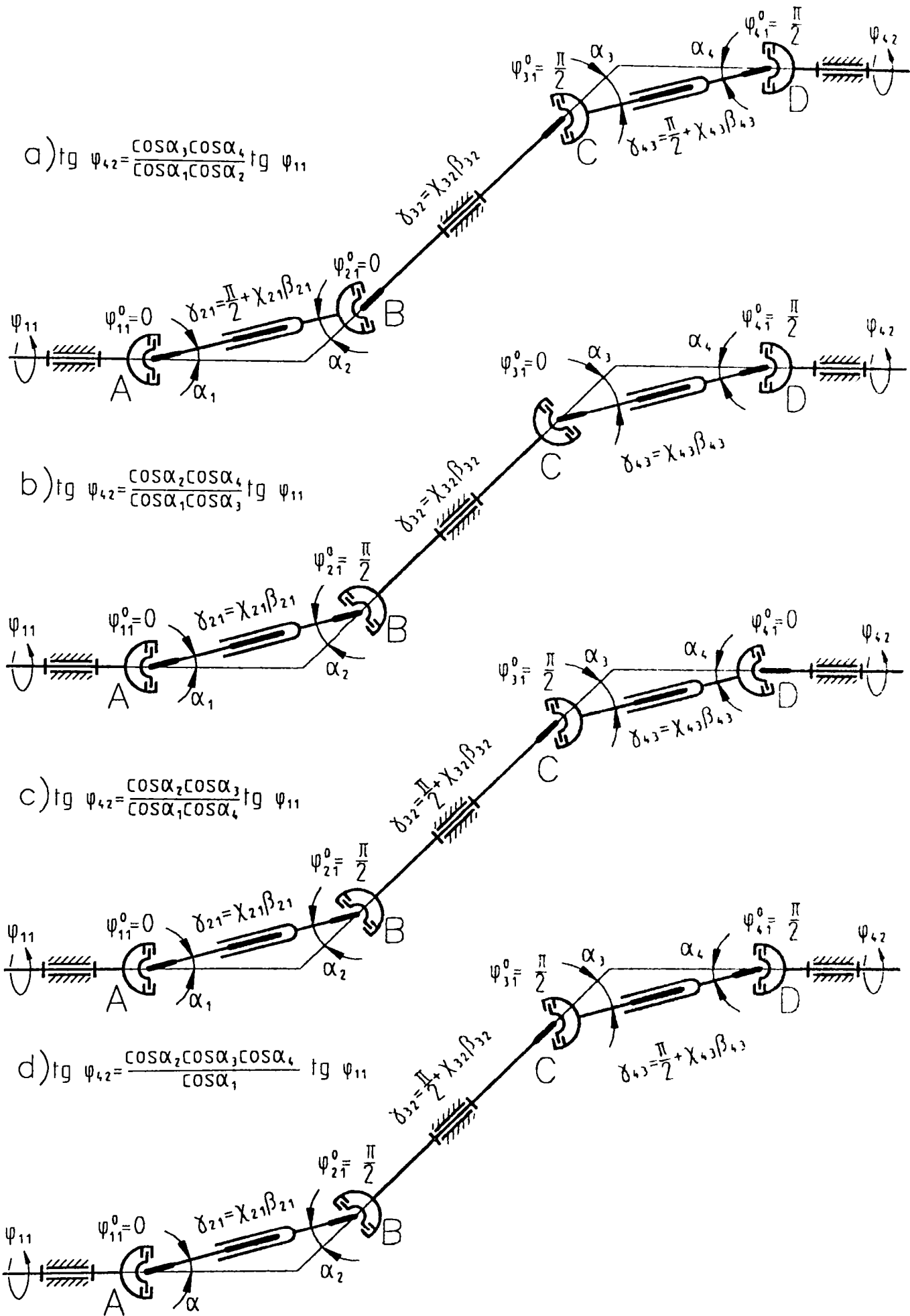


Fig. 3.19

3.5 PARAMETRII CINEMATICI ȘI ANALIZA CINEMATICĂ A TRANSMISIEI POLICARDANICE

3.5.1. Mărimi cinematice caracteristice transmisiilor policardanice

Pentru precizarea parametrilor cinematici și stabilirea cinematicii transmisiilor policardanice se consideră două articulații cardanice succesive i și $i+1$ dintr-o transmisie policardanică (fig. 3.20). În afara notațiilor și a mărimilor cinematice precizate pentru articulația cardanică i (vezi subcapitolul 3.1), valabile și pentru articulația $i+1$, pentru transmisiile policardanice mai apar următoarele notații și mărimi care influențează parametrii cinematici ai articulațiilor componente:

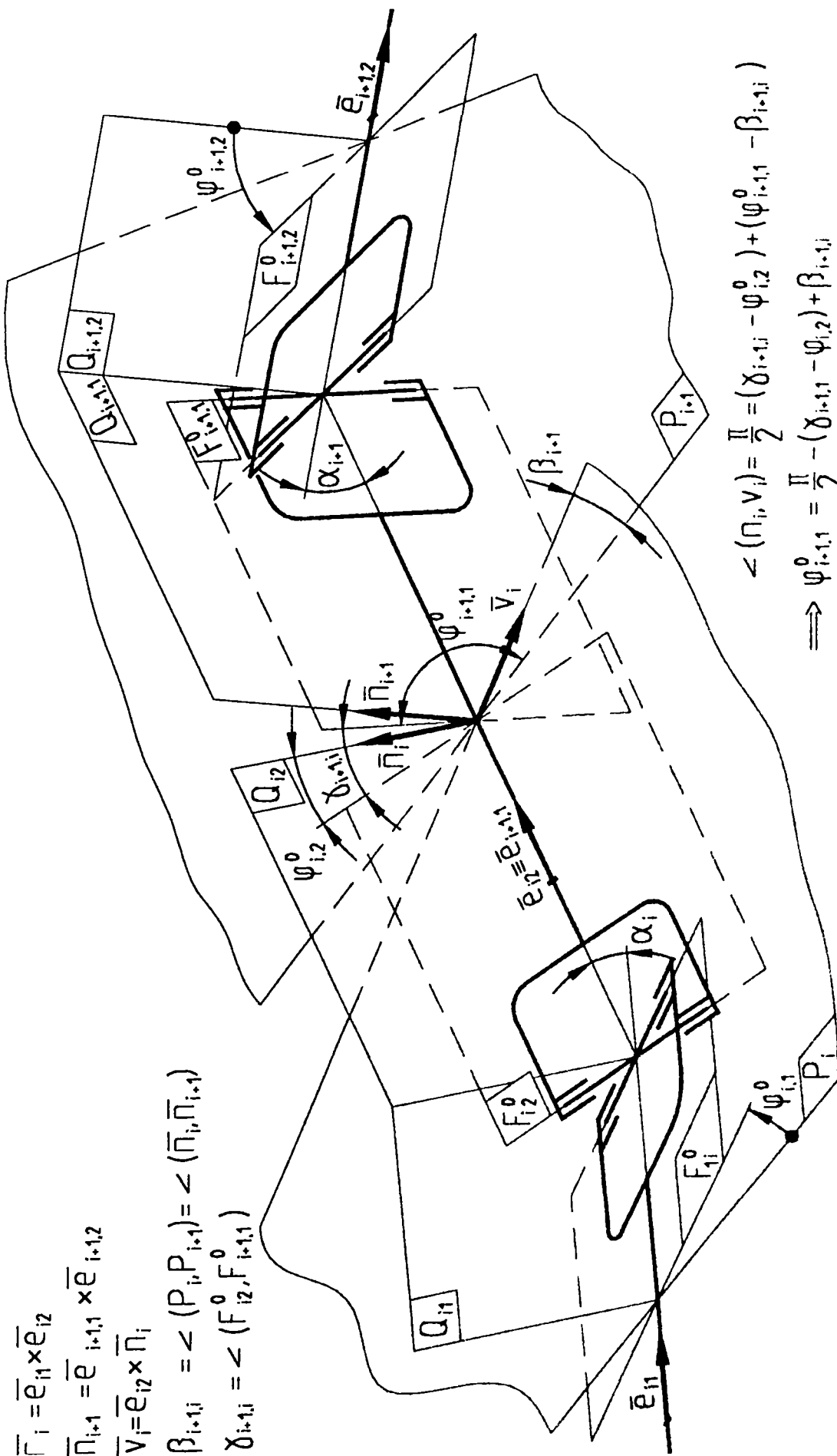
- \bar{e}_{i1} , $\bar{e}_{i+1,2}$ - versori asociați arborelui furcii de intrare a articulației i , respectiv de ieșire a articulației $i+1$;
- $\bar{e}_{i2} \equiv \bar{e}_{i+1,1}$ - versori asociați arborelui cardanic dintre articulațiile i și $i+1$;
- $\bar{n}_i = \bar{e}_{i1} \times \bar{e}_{i2}$ - vector asociat normalei la planul P_i ;
- $\bar{n}_{i+1} = \bar{e}_{i+1,1} \times \bar{e}_{i+1,2}$ - vector asociat normalei la planul P_{i+1} ;
- $\bar{v}_i = \bar{n}_i \times \bar{e}_{i2}$ - vector în planul P_i perpendicular pe arborele cardanic dintre articulații;
- $\beta_{i+1,i}$ - unghiul de deplanare al articulațiilor i și $i+1$, format de planele articulațiilor P_i și P_{i+1} ;
- $\gamma_{i+1,i}$ - unghiul de montaj al articulației $i+1$ față de articulația i , format între planele $F_{i+1,1}$ și F_{i2} de pe același arbore.

3.5.2. Determinarea parametrilor cinematici ai transmisiilor policardanice

Pentru determinarea parametrilor cinematici, α_i , α_{i+1} , φ_{i+1}^0 , φ_{i+1} , se vor considera cele două articulații i și $i+1$ dintr-o transmisie policardanică, fig. 3.20, articulații prezentate în poziția inițială $F_{i1} \equiv F_{i1}^0 \rightarrow \varphi_{i1}^0 = 0$ și $F_{i+1,1} \equiv F_{i+1,1}^0 \rightarrow \varphi_{i+1,1}^0 = 0$.

În acest scop este necesară cunoașterea configurației arborilor cardanici, poziția inițială a articulației cardanice i și unghiul de montaj al articulației $i+1$ față de articulația i :

- \bar{e}_{i1} ; $\bar{e}_{i2} \equiv \bar{e}_{i+1,1}$; $\bar{e}_{i+1,2}$,
- φ_{i1}^0 ,
- $\gamma_{i+1,i}$.



$$\begin{aligned} \bar{r}_i &= \bar{e}_{i1} \times \bar{e}_{i2} \\ \bar{n}_{i+1} &= \bar{e}_{i+1,1} \times \bar{e}_{i+1,2} \\ \bar{v}_i &= \bar{e}_{i2} \times \bar{n}_i \\ \beta_{i+1,i} &= \angle (P_i P_{i+1}) = \angle (\bar{n}_i, \bar{n}_{i+1}) \\ \delta_{i+1,i} &= \angle (F_{i2}^0, F_{i+1,1}^0) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \angle (\bar{n}_i, \bar{v}_i) &= \frac{\pi}{2} = (\delta_{i+1,i} - \varphi_{i,2}^0) + (\varphi_{i+1,1}^0 - \beta_{i+1,i}) \\ \implies \varphi_{i+1,1}^0 &= \frac{\pi}{2} - (\delta_{i+1,i} - \varphi_{i,2}^0) + \beta_{i+1,i} \\ \varphi_{i+1,1}^0 &= \frac{\pi}{2} - (\delta_{i+1,i} - \varphi_{i,2}^0) + \chi_{i+1,i} \beta_{i+1,i} \\ \chi_{i+1,i} &= \text{sgn}(\bar{n}_{i+1} \cdot \bar{v}_i) < \begin{cases} \frac{\pi}{2} \longrightarrow \chi_{i+1,i} = 1 \\ \frac{\pi}{2} \longrightarrow \chi_{i+1,i} = -1 \end{cases} \end{aligned}$$

Fig. 3.20 - Schema cinematică a articulațiilor succesive i și $i+1$ ale transmisiei polticardance

Precizare: În transmisiile plicardanice se adoptă poziția inițială a primei articulații astfel ca $F_{11}^0 \equiv P_1$, $F_{12}^0 \equiv Q_{12} \rightarrow \varphi_{11}^0 = 0$, $\varphi_{12}^0 = 0$ urmând ca funcție de aceasta să se stabilească pozițiile inițiale ale celorlalte articulații cardanice.

În vederea determinării parametrilor cinematici se parcurg următoarele etape:

E.0 - precizarea mărimilor cunoscute

E.01 - versorii arborilor cardanici sub formă matriceală:

$$\bar{e}_{i1} = \begin{bmatrix} e_{i1}^x \\ e_{i1}^y \\ e_{i1}^z \end{bmatrix}; \quad \bar{e}_{i2} = \begin{bmatrix} e_{i2}^x \\ e_{i2}^y \\ e_{i2}^z \end{bmatrix}; \quad \bar{e}_{i+1,2} = \begin{bmatrix} e_{i+1,2}^x \\ e_{i+1,2}^y \\ e_{i+1,2}^z \end{bmatrix}; \quad (3.144)$$

E.02 - unghiurile de defazare inițială φ_{i1}^0 și $\varphi_{i2}^0 = \arctg[\lambda_i \operatorname{tg}(\varphi_{i1}^0)]$,

$$\text{în care: } \begin{cases} \lambda_i = 1 / \cos \alpha_i, \\ \alpha_i = \arccos(\bar{e}_{i1} \cdot \bar{e}_{i2}) = \arccos(e_{i1}^x \cdot e_{i2}^x + e_{i1}^y \cdot e_{i2}^y + e_{i1}^z \cdot e_{i2}^z); \end{cases} \quad (3.145)$$

E.03 - unghiul de montaj $\gamma_{i+1,1}$.

E.1 - se determină vectorii normali la planele articulațiilor cardanice P_i și P_{i+1} (utilizând matricea antisimetrică a versorului \bar{e}_{i1}), cu relațiile:

$$\begin{aligned} \bar{n}_i &= \bar{e}_{i1} \times \bar{e}_{i2} = \begin{bmatrix} 0 & -e_{i1}^z & e_{i1}^y \\ e_{i1}^z & 0 & -e_{i1}^x \\ -e_{i1}^y & e_{i1}^x & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} e_{i2}^x \\ e_{i2}^y \\ e_{i2}^z \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} e_{i1}^y \cdot e_{i2}^z - e_{i1}^z \cdot e_{i2}^y \\ e_{i1}^z \cdot e_{i2}^x - e_{i1}^x \cdot e_{i2}^z \\ e_{i1}^x \cdot e_{i2}^y - e_{i1}^y \cdot e_{i2}^x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_i^x \\ n_i^y \\ n_i^z \end{bmatrix}, \\ \bar{n}_{i+1} &= \bar{e}_{i2} \times \bar{e}_{i+1,2} = \begin{bmatrix} e_{i2}^y \cdot e_{i+1,2}^z - e_{i2}^z \cdot e_{i+1,2}^y \\ e_{i2}^z \cdot e_{i+1,2}^x - e_{i2}^x \cdot e_{i+1,2}^z \\ e_{i2}^x \cdot e_{i+1,2}^y - e_{i2}^y \cdot e_{i+1,2}^x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_{i+1}^x \\ n_{i+1}^y \\ n_{i+1}^z \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (3.146)$$

E.2 - se determină vectorul \bar{v}_i :

$$\bar{v}_i = \bar{e}_{i2} \times \bar{n}_i = \begin{bmatrix} e_{i2}^y \cdot n_i^z - e_{i2}^z \cdot n_i^y \\ e_{i2}^z \cdot n_i^x - e_{i2}^x \cdot n_i^z \\ e_{i2}^x \cdot n_i^y - e_{i2}^y \cdot n_i^x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_i^x \\ v_i^y \\ v_i^z \end{bmatrix}. \quad (3.147)$$

E.3 - se determină unghiul de deplanare:

$$\begin{aligned} \beta_{i+1,i} &= \arccos(\bar{n}_i \cdot \bar{n}_{i+1}) = \arccos(\bar{n}_i \cdot \bar{n}_{i+1} / |\bar{n}_i| \cdot |\bar{n}_{i+1}|), \\ \beta_{i+1,j} &= \arccos[(n_i^x \cdot n_{i+1}^x + n_i^y \cdot n_{i+1}^y + n_i^z \cdot n_{i+1}^z) / n_i \cdot n_{i+1}], \end{aligned} \quad (3.148)$$

$$\text{în care: } n_i = \sqrt{n_i^{x^2} + n_i^{y^2} + n_i^{z^2}}; \quad n_{i+1} = \sqrt{n_{i+1}^{x^2} + n_{i+1}^{y^2} + n_{i+1}^{z^2}};$$

E.4 - se determină coeficientul de sens al defazării $\chi_{i+1,i}$ care ține seama că planul P_{i+1} este rotit cu unghiul $\beta_{i+1,i}$ în sensul de rotație ($\chi_{i+1,i} = -1$) al transmisiei sau invers ($\chi_{i+1,i} = 1$):

$$\chi_{i+1,i} = \text{sgn}(\bar{n}_{i+1} \cdot \bar{v}_i) = \text{sgn}(n_{i+1}^x \cdot v_i^x + n_{i+1}^y \cdot v_i^y + n_{i+1}^z \cdot v_i^z), \quad (3.149)$$

$$\text{astfel că: } \begin{cases} \chi_{i+1,i} = 1 & \text{pentru } \angle(\bar{n}_{i+1}, \bar{v}_i) < \pi/2, \\ \chi_{i+1,i} = -1 & \text{pentru } \angle(\bar{n}_{i+1}, \bar{v}_i) > \pi/2. \end{cases} \quad (3.150)$$

E.5 - se determină unghiul de defazare inițială, observând că:

$$\angle(\bar{n}_i, \bar{v}_i) = \pi/2 = (\gamma_{i+1,i} - \varphi_{i2}^0) + (\varphi_{i+1,1}^0 - \chi_{i+1,i} \cdot \beta_{i+1,i}), \quad (3.151)$$

$$\text{de unde: } \varphi_{i+1,1}^0 = \pi/2 - (\gamma_{i+1,i} - \varphi_{i2}^0) + \chi_{i+1,i} \cdot \beta_{i+1,i}. \quad (3.152)$$

Precizări:

1. Pentru cazul particular, $\varphi_{i1}^0 = 0 \rightarrow \varphi_{i2}^0 = 0$ și neglijarea lui $\chi_{i+1,i}$, relația (3.152) devine identică cu cea din literatura de specialitate [30].

2. În transmisiile policardanice este obligatoriu să se țină seama de sensul de deplanare al articulațiilor, astfel coeficientul $\chi_{i+1,i}$ nu se poate neglija.

3.5.3. Determinarea unghiurilor de montaj

În cazul în care se impune un anumit unghi $\varphi_{i+1,1}^0$ (pentru a avea o anumită lege de transmitere, ex.: $\varphi_{i+1,1}^0 = 0$ sau $\varphi_{i+1,1}^0 = \pi/2$), din relația (3.151) rezultă unghiul de montaj care satisface această condiție:

$$\gamma_{i+1,i} = \pi/2 + \varphi_{i2}^0 - \varphi_{i+1,1}^0 + \chi_{i+1,i} \cdot \beta_{i+1,i}. \quad (3.153)$$

3.5.4. Funcțiile de poziție ale transmisiei policardanice

Considerând că articulația i se rotește din poziția inițială cu unghiul φ_{i1} , legea de transmitere pentru transmisia cardanică din fig. 3.20 devine:

$$\begin{cases} \varphi_{i2} = \arctg[\lambda_i \cdot \text{tg}(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1})] - \arctg(\lambda_i \cdot \text{tg} \varphi_{i1}^0), \\ \varphi_{i+1,1} = \varphi_{i2}, \\ \varphi_{i+1,2} = \arctg[\lambda_{i+1} \cdot \text{tg}(\varphi_{i+1,1}^0 + \varphi_{i+1,1})] - \arctg(\lambda_{i+1} \cdot \text{tg} \varphi_{i+1,1}^0), \end{cases} \quad (3.154)$$

în care:

$$\begin{cases} \lambda_{i+1} = 1/\cos \alpha_{i+1}, \\ \alpha_{i+1} = \arccos(\bar{e}_{i+1,1} \cdot \bar{e}_{i+1,2}) = \\ = \arccos(e_{i+1,1}^x \cdot e_{i+1,2}^x + e_{i+1,1}^y \cdot e_{i+1,2}^y + e_{i+1,1}^z \cdot e_{i+1,2}^z), \end{cases} \quad (3.155)$$

Rotațiile relative în cuplele crucilor cardanice se calculează cu relațiile:

$$\left| \begin{aligned} \theta_{i1} &= \operatorname{arctg} \left[\operatorname{tg} \alpha_i \sin(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1}) \right], \\ \theta_{i2} &= \operatorname{arctg} \left[\sin \alpha_i \cos(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1}) / \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_i \cos^2(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1})} \right], \\ \theta_{i+1,1} &= \operatorname{arctg} \left[\operatorname{tg} \alpha_{i+1} \sin(\varphi_{i+1,1}^0 + \varphi_{i+1,1}) \right], \\ \theta_{i+1,2} &= \operatorname{arctg} \left[\sin \alpha_{i+1} \cos(\varphi_{i+1,1}^0 + \varphi_{i+1,1}) / \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_{i+1} \cos^2(\varphi_{i+1,1}^0 + \varphi_{i+1,1})} \right]. \end{aligned} \right. \quad (3.156)$$

3.5.5. Vitezele și accelerațiile unghiulare ale transmisiei policanice

Se presupune cunoscute ω_{i1} și ε_{i1} , vitezele și accelerațiile unghiulare ale arborului de intrare al articulației i .

Astfel, conform (3.8) rezultă vitezele unghiulare:

$$\left| \begin{aligned} \omega_{i2} &= 2 \lambda_i \omega_{i1} / [(1 + \lambda_i^2) + (1 - \lambda_i^2) \cdot \cos 2(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1})], \\ \omega_{i+1,1} &= \omega_{i2}, \\ \omega_{i+1,2} &= 2 \lambda_{i+1} \omega_{i+1,1} / [(1 + \lambda_{i+1}^2) + (1 - \lambda_{i+1}^2) \cdot \cos 2(\varphi_{i+1,1}^0 + \varphi_{i+1,1})], \end{aligned} \right. \quad (3.157)$$

și accelerațiile unghiulare conform (3.9):

$$\left| \begin{aligned} \varepsilon_{i2} &= \frac{4 \lambda_i (1 - \lambda_i^2) \cdot \sin 2(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1})}{[(1 + \lambda_i^2) + (1 - \lambda_i^2) \cdot \cos 2(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1})]^2} \cdot \omega_{i1}^2 + \\ &+ \frac{2 \lambda_i}{(1 + \lambda_i^2) + (1 - \lambda_i^2) \cdot \cos 2(\varphi_{i1}^0 + \varphi_{i1})} \cdot \varepsilon_{i1}, \\ \varepsilon_{i+1,1} &= \varepsilon_{i2}, \\ \varepsilon_{i+1,2} &= \frac{4 \lambda_{i+1} (1 - \lambda_{i+1}^2) \cdot \sin 2(\varphi_{i+1,1}^0 + \varphi_{i+1,1})}{[(1 + \lambda_{i+1}^2) + (1 - \lambda_{i+1}^2) \cdot \cos 2(\varphi_{i+1,1}^0 + \varphi_{i+1,1})]^2} \cdot \omega_{i+1,1}^2 + \\ &+ \frac{2 \lambda_{i+1}}{(1 + \lambda_{i+1}^2) + (1 - \lambda_{i+1}^2) \cdot \cos 2(\varphi_{i+1,1}^0 + \varphi_{i+1,1})} \cdot \varepsilon_{i+1,1}. \end{aligned} \right. \quad (3.158)$$

Heterocinetismul transmisiei policanice se poate exprima prin una din următoarele funcții:

$$\left| \begin{aligned} 1) \quad \psi_{i+1,1} &= \varphi_{i+1,2} - \varphi_{i1}, \\ 2) \quad \Delta \varphi_{i+1,2} &= (\psi_{i+1,1})_{\max} - (\psi_{i+1,1})_{\min}, \\ 3) \quad \mu_{i+1,1} &= \operatorname{tg} \varphi_{i+1,2} / \operatorname{tg} \varphi_{i1}, \\ 4) \quad i_{i+1,1} &= \omega_{i+1,2} / \omega_{i1}, \\ 5) \quad v_{i+1,1} &= \varepsilon_{i+1,2} / \omega_{i1}^2. \end{aligned} \right. \quad (3.159)$$

4. CONTRIBUȚII TEORETICE PRIVIND CINEMATICA MECANISMELOR DE CUPLARE DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ

Parametrii cinematici ai TC dintre Tr și Ma sunt influențați în mod direct de parametrii geometrici constructivi și cinematica LCS. Pentru a putea satisface în cât mai mare măsură cerințele impuse mecanismelor de cuplare a Tr cu Ma, descrise la pct.2.1, se va studia cinematica TC ținând seama de cinematica LCS, urmărindu-se interdependența parametrilor constructivi și funcționali ai celor două lanțuri cinematice.

În calcule, pentru LCS se urmărește determinarea funcțiilor de poziție, iar pentru TC funcțiile de poziție, viteze și accelerații. În vederea efectuării sintezei cinematice, pentru diferite mecanisme de cuplare ale Tr cu Ma, se parcurg trei etape importante:

- a) Sinteza lanțului cinematic suport (mecanism de suspendare);
- b) Alegerea configurației transmisiei cardanice;
- c) Asigurarea homocinetismului transmisiilor cardanice.

În continuare se vor preciza parametrii geometrico-cinematici generali ai transmisiei ce vor fi folosiți la analiza cinematică a mecanismului de cuplare a TC cu diferite tipuri de Ma.

• *Parametrii tractorului*

Pentru cuplarea Ma acționate prin TC la Tr, acestea (fig.4.1) sunt echipate cu:

- priză de putere, având arborele prizei de putere (APP) în spate, în față sau sub tractor;
- mecanism de ridicare-suspendare;
- mecanism de tractare;
- bară de tracțiune inferioară;
- cuplă automată pentru tractare;
- cuplă pentru remorci monoax.

Coordonatele punctelor caracteristice tuturor acestor dispozitive se vor considera în sistemul de referință $Px_t y_t z_t$ solidar cu Tr. Acest sistem este caracterizat prin:

- originea P situată la mijlocul axei punții spate;
- axa Px_t , situată în planul vertical longitudinal median al Tr, paralelă cu axa APP, orientată spre spate;
- axa Py_t , identică cu axa punții spate, orientată spre dreapta;
- axa Pz_t , normală pe celelalte două, orientată în sus, spre a forma un triedru ortogonal drept.

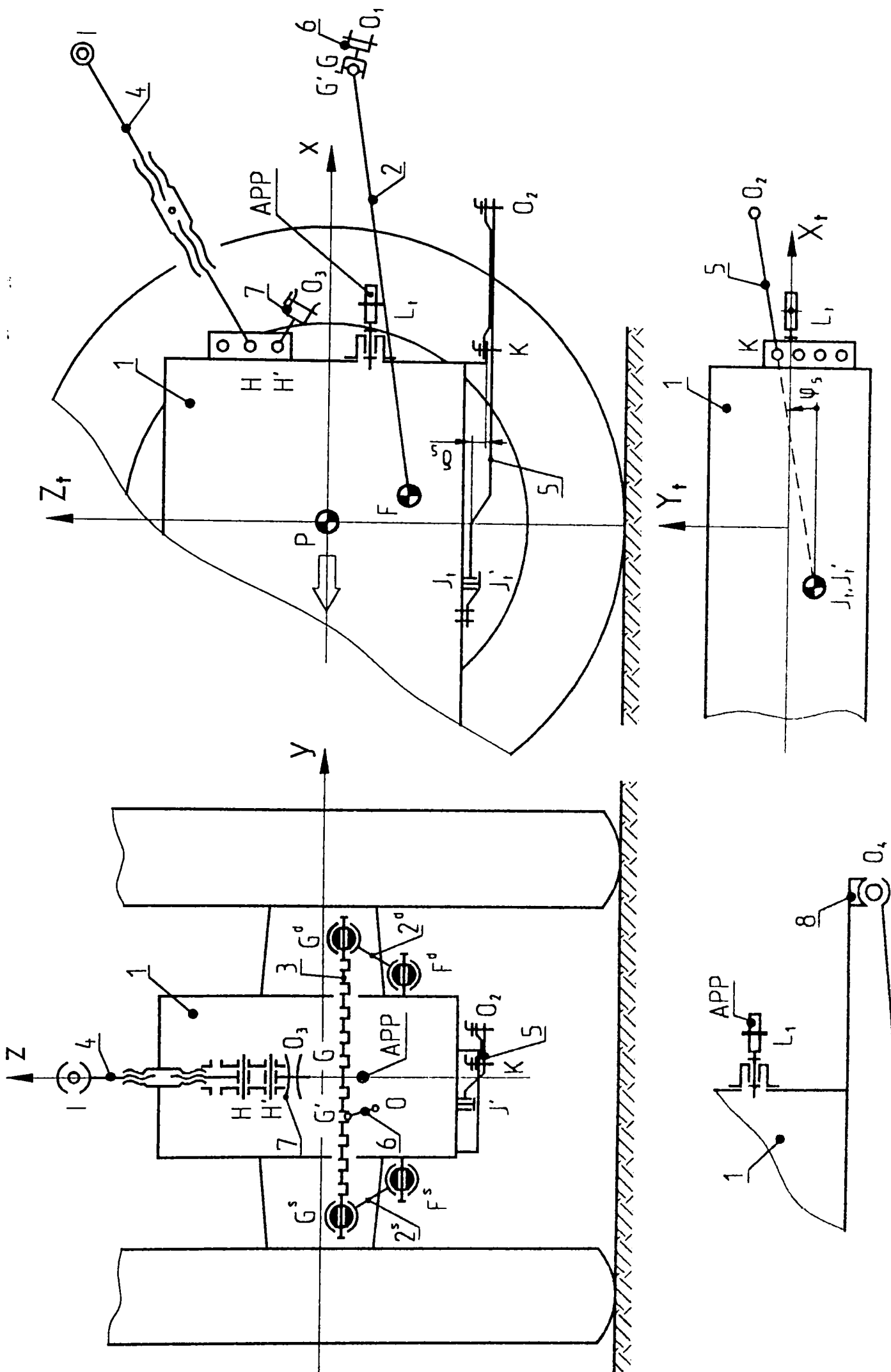


Fig. 4.1 - Echipamente ale Tr pentru cuplarea (suspendarea sau tractarea sau antrenarea) Ma

a) Priza de putere la care interesează următoarele cote:

- $X_{L_t}, Y_{L_t}, Z_{L_t}$ - coordonatele punctului L_t al APP. Punctul L_t se consideră pe axa APP, la intersecția acestuia cu planul canalului pentru știftul de fixare al TC;
- P_p, n_p, M_p - puterea, turația și momentul care se pot transmite prin APP.

b) Mecanismul de ridicare-suspendare în trei puncte

Este format din tiranții laterali $2^s, 2^d$ și tirantul central 4. În punctele G^s, G^d și I se prinde triunghiul de suspendare al Ma, astfel că acesta, împreună cu tractorul I, tiranții inferiori și tirantul superior, formează un mecanism patrulater plan. Acționarea lui se face de la instalația hidraulică a Tr, la tiranții inferiori, astfel că unghiul de poziție φ_2 al acestora variază între φ_{2min} (poziția cea mai de jos) și φ_{2max} (poziția cea mai ridicată). În acest mod, punctele G^s și G^d vor avea cotele între Z_{Gmin} și Z_{Gmax} . Pentru cinematica acestui mecanism interesează următoarele cote:

- X_F, Z_F - abscisa și cota punctelor F^s și F^d . Mecanismul patrulater fiind plan, se va considera cinematica în planul $Y = 0$;
- $X_{H min / max}, Z_{H min / max}$ - coordonatele punctului H, de articulare la tractor a tirantului superior;
- l_2 - lungimea tirantului inferior;
- $l_4 min / max$ - lungimea minimă și maximă a tirantului superior;
- $Z_{G min / max}$ - cota minimă și maximă a punctelor $G^{s,d}$.

c) Mecanismul de tractare

Este format din tiranții laterali $2^s, 2^d$ și bara transversală de tracțiune 3 (bara cu găuri). Cuplarea proșapului Ma tractate se poate face direct pe bara de tracțiune într-un punct G, sau prin intermediul cercelului 6, cuplat într-un punct G' pe bara de tracțiune. În acest caz proșapul Ma se va cupla în punctul O_1 al cercelului 6. În absența cercelului 6, punctul de cuplare O_1 coincide cu G. Punctele G și G' pot corespunde cu oricare din găurile barei transversale de tracțiune. În vederea cuplării Ma tractate, în afară de cotele precizate la mecanismul de suspendare $X_F, Z_F, l_2, Z_{G min / max}$ mai interesează:

- $X_{O_1 min / max}; Y_{O_1 min / max}; Z_{O_1 min / max}$ - coordonatele minime și maxime ale punctului de cuplare O_1 ;
- l_6 - lungimea $G'O_1$ a cercelului 6.

d) Bara de tracțiune inferioară

Această bară 5, articulată față de Tr în punctul J_t , se poate roti orizontal și se fixează în poziția dorită în punctele K, astfel că punctul O_2 , de cuplare al proșapului

Ma tractate la această bară poate lua diferite poziții. În vederea cuplării Ma la Tr interesează:

- $X_{J_t}, Y_{J_t}, Z_{J_t}$ - coordonatele punctului de articulare J_t ;
- l_5 - lungimea barei 5;
- δ_5 - diferența de cotă între J_t și O_2 ;
- $X_{O_2 \min/\max}; Y_{O_2 \min/\max}; Z_{O_2 \min/\max}$ - coordonatele minime și maxime ale punctului O_2 .

e) Cupla automată sau furca de tracțiune

Aceasta se utilizează în special pentru tractarea Ma (remorcile) biax. În locul ei se folosește o furcă pentru tractare. În vederea cuplării proșapului Ma tractate interesează:

- $X_{O_3}; Z_{O_3 \min/\max}$ - coordonatele punctului O_3 de cuplare a proșapului Ma cu Tr

f) Cupla pentru remorci monoax

Aceasta se montează sub corpul Tr. Pentru cuplarea cu Ma sunt necesare:

- $X_{O_4 \min/\max}; Y_{O_4 \min/\max}; Z_{O_4 \min/\max}$ - coordonatele punctului O_4 .

• **Parametrii transmisiei cardanice** (fig. 4.2):

- a. - simbolul transmisiei cardanice;
- b. - P_c - puterea transmisă de TC;
- c. - l_{\min}, l_{\max} - lungimile extreme ale transmisiei (între centrele articulației cardanice);
- d. - d_t, d_m - distanțele între centrele articulațiilor și punctele de fixare ale furcilor pe APP și ARP;
- e. - α_M, β_M - unghiurile maxime ale articulațiilor cardanice, permise constructiv de TC în lucru (α_M) și la transport (β_M).

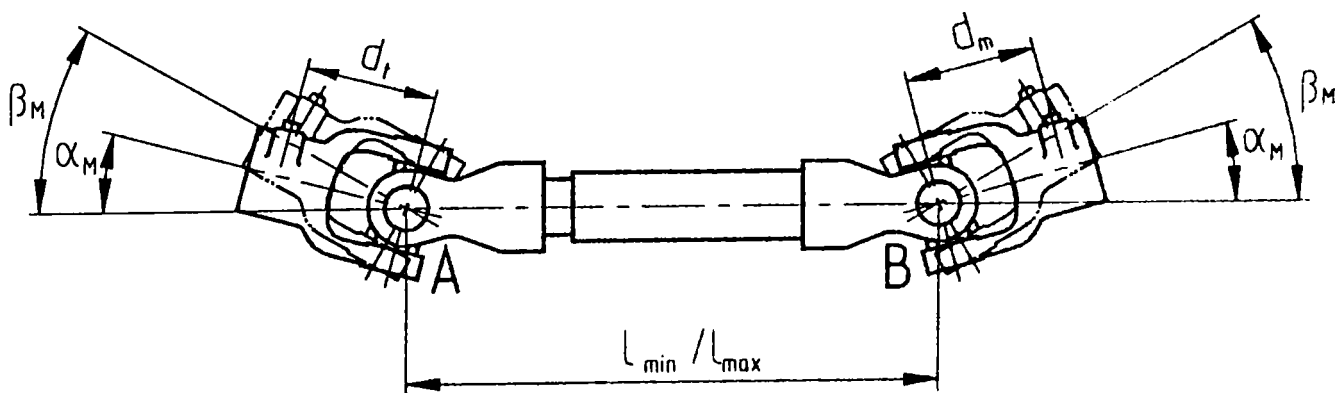


Fig. 4.2 - Transmisie bicardanică

4.1 ANALIZA CINEMATICĂ A TRANSMISIEI CARDANICE DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ PURTATĂ CLASICĂ

Schema cinematică a Ma purtate este reprezentată în fig. 4.3. Lanțul cinematic suport al TC dintre Tr și Ma este format din tiranții inferiori l_2 și tirantul central l_4 , ai mecanismului de suspendare și triunghiul de suspendare h al Ma purtate. Aceste Ma sunt întotdeauna antrenate prin transmisii bicardanice, articulația cardanică A fiind un punct fix pe APP, iar B un punct fix pe ARP.

Parametrii specifici agregatului Tr+Ma purtată necesari sintezei cinematice a mecanismului de cuplare sunt:

➤ **Parametrii tractorului în agregat cu Ma purtată** (fig. 4.3):

- a. - tipul (simbolul) tractorului;
- b. - P_p, n_p - puterea și turația APP;
- c. - $X_{L_t}, Y_{L_t}, Z_{L_t}$ - coordonatele punctului L_t al APP în sistemul $Px_t y_t z_t$ al Tr
- d. - X_F, Z_F, X_H, Z_H - coordonatele punctului F și H în sistemul $Px_t y_t z_t$ al Tr;
- e. - $l_2, l_{4 \min}, l_{4 \max}$ - lungimile tiranților inferiori și lungimile extreme ale tirantului central;
- f. - $Z_{G \min}, Z_{G \max}$ - cotele extreme ale punctelor de cuplare a Ma la tiranții inferiori, în sistemul $Px_t y_t z_t$ al Tr.

➤ **Parametrii mașinii agricole purtate** (fig. 4.3):

- a. - tipul (simbolul) mașinii agricole;
- b. - $P; n$ - puterea și turația de antrenare a ARP;
- c. - $X_{L_m \min}, X_{L_m \max}, Y_{L_m \min}, Y_{L_m \max}, Z_{L_m \min}, Z_{L_m \max}$ - coordonatele minime și maxime, posibile tehnic, de plasare a punctului L_m al ARP pe cadru, în sistemul $Oxyz$ al Ma;
- d. - h - înălțimea triunghiului de suspendare.

➤ **Parametrii privind poziția relativă a Tr și a Ma**

- a. - Z_G^{01}, φ^{01} - cota punctului G al tirantului inferior, în sistemul $Px_t y_t z_t$ al Tr și unghiul de poziție al cadrului Ma (dintre axa Px_t și direcția $ARP // Ox$), în poziția de lucru;
- b. - Z_G^{02}, φ^{02} - cota punctului G și unghiul de poziție al cadrului Ma pentru o altă poziție caracteristică (ex.: la intrarea organelor active în sol, etc.).

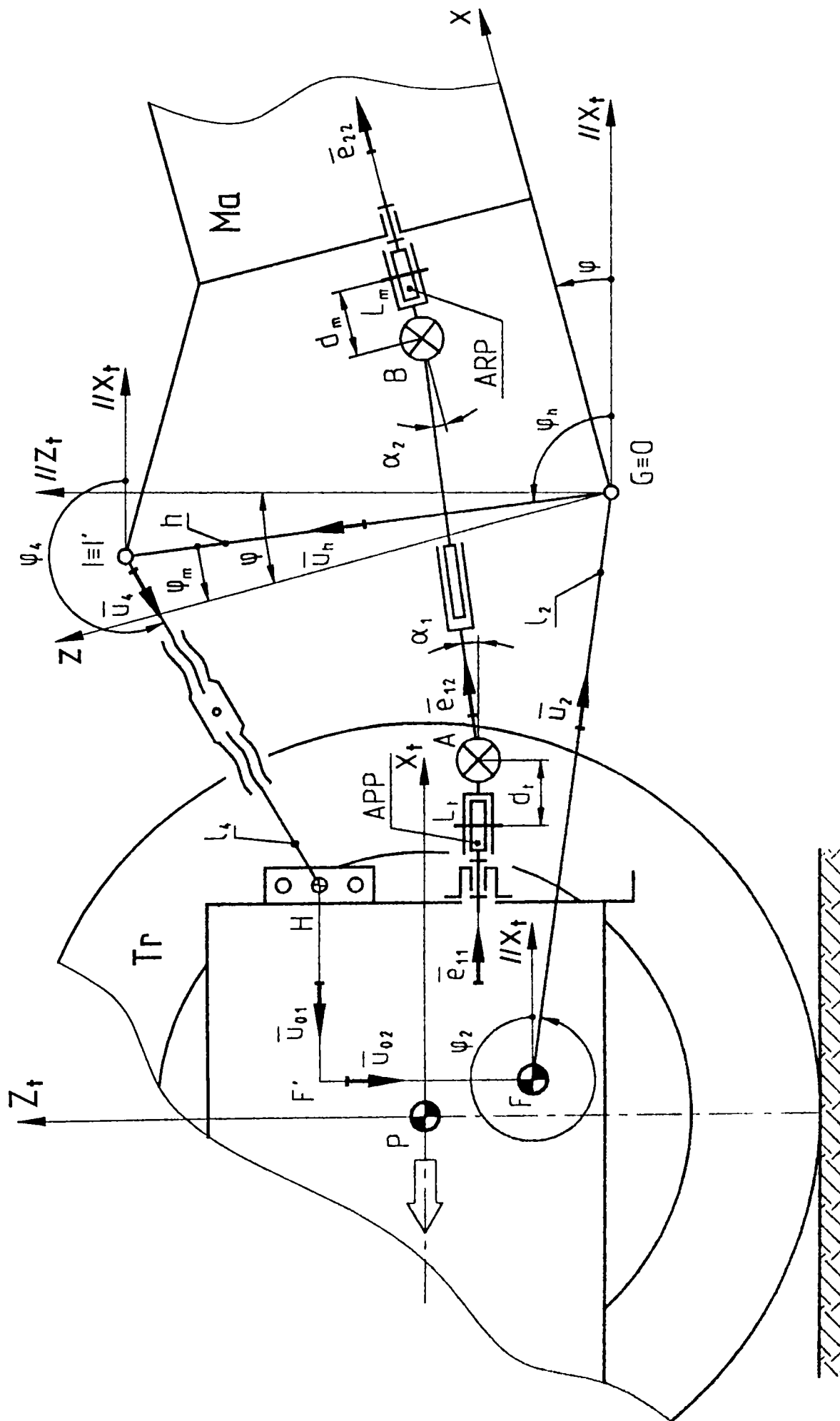


Fig. 4.3 - Schema cinematică a agregatului Tr-Ma purtată în spațe

În urma sintezei cinematice se determină următoarele mărimi:

1. - Lungimea tirantului central l_4 și unghiul φ_m al cadrului Ma, din condițiile asigurării paralelismului ARP și APP în poziție de lucru (asigurându-se astfel și homocinetismul transmisiei în această poziție) și asigurarea φ^{02} pentru cealaltă poziție caracteristică adoptată;
2. - Simbolul TC tipizate utilizabilă între Tr și Ma;
3. - $X_{L_m \min}^S, X_{L_m \max}^S, Y_{L_m \min}^S, Y_{L_m \max}^S, Z_{L_m \min}^S, Z_{L_m \max}^S$ - domeniul soluție în care poate fi amplasat punctul L_m al ARP, astfel ca TC aleasă de calculator din cele tipizate să funcționeze între lungimile l_{\min} și l_{\max} la unghiuri α_i ($i = 1, 2$) mai mici decât α_M în toate punctele dintre pozițiile extreme ale mecanismului de suspendare (între $Z_{G \min}$ și $Z_{G \max}$). În caz că se depășesc aceste valori, se stabilesc valorile $Z_{G \min}^P$ și $Z_{G \max}^P$, reprezentând cotele între care este posibil ca TC să funcționeze.

Așa cum s-a amintit, în vederea efectuării sintezei cinematice cu ajutorul calculatorului se parcurg trei etape importante:

- a. - sinteza lanțului cinematic suport (mecanismul de suspendare),
- b. - alegerea configurației transmisiei cardanice,
- c. - asigurarea homocinetismului transmisiei cardanice.

4.1.1 Sinteza cinematică mecanismului de suspendare

Sinteza mecanismului de suspendare constă în determinarea unghiului φ_m de poziționare a triunghiului de suspendare și a lungimii l_4 a tirantului central, astfel ca Ma să ocupe pozițiile de lucru indicate (fig. 4.4). Se parcurg următoarele etape:

E.0 - Se precizează tipul Tr cu care se formează agregatul;

E.1 - Se aleg din datele Tr cele care sunt necesare pentru sinteza TC ale Ma purtate:

$$P_p, n_p, X_{L_t}, Y_{L_t}, Z_{L_t}, X_F, Z_F, X_H, Z_H, l_2, l_4 \min, l_4 \max, Z_{G \min}, Z_{G \max};$$

E.2 - Se stabilesc datele Ma purtate: $P, n, X_{L_m \min}, X_{L_m \max}, Y_{L_m \min}, Y_{L_m \max},$

$$Z_{L_m \min}, Z_{L_m \max}, h, Z_G^{01}, \varphi_2^{01}, Z_G^{02}, \varphi_2^{02};$$

E.3 - Se determină lungimea l_4 a tirantului superior și unghiul φ_m de poziționare a punctului I' al triunghiului de suspendare al Ma, din

condițiile realizării unghiurilor φ^{01} și φ^{02} ale cadrului, pentru pozițiile Z_G^{01}, Z_G^{02} impuse, în modul următor:

a. - se scrie ecuația vectorială de închidere a conturului FGIHF'F:

$$l_2 \cdot \bar{u}_2 + h \cdot \bar{u}_h + l_4 \cdot \bar{u}_4 + (X_H - X_F) \cdot \bar{u}_{01} + (Z_{H1} - Z_F) \cdot \bar{u}_{02} = 0, \quad (4.1)$$

sau

$$l_2 \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \end{bmatrix} + h \begin{bmatrix} \cos \varphi_h \\ \sin \varphi_h \end{bmatrix} + l_4 \begin{bmatrix} \cos \varphi_4 \\ \sin \varphi_4 \end{bmatrix} + (X_{H1} - X_F) \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} + (Z_{H1} - Z_F) \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} = 0$$

Se observă că:

$$\varphi_h + \varphi_m = \varphi + \pi/2, \text{ de unde } \Rightarrow \varphi_h = \varphi + \pi/2 - \varphi_m, \quad (4.2)$$

iar

$$\varphi_2 = \arcsin [(Z_G - Z_F)/l_2]; \quad (4.3)$$

b. - se calculează unghiurile φ_2^{01} și φ_2^{02} corespunzătoare pozițiilor Z_G^{01} și Z_G^{02} :

$$\varphi_2^{01} = \arcsin [(Z_G^{01} - Z_F)/l_2], \quad \varphi_2^{02} = \arcsin [(Z_G^{02} - Z_F)/l_2]; \quad (4.4)$$

c. - se scrie ecuația de contur vectorial pentru cele două poziții:

$$\left\{ \begin{array}{l} l_2 \begin{bmatrix} \cos \varphi_2^{01} \\ \sin \varphi_2^{01} \end{bmatrix} + h \begin{bmatrix} \cos (\varphi^{01} + (\pi/2) - \varphi_m) \\ \sin (\varphi^{01} + (\pi/2) - \varphi_m) \end{bmatrix} + l_4 \begin{bmatrix} \cos \varphi_4^{01} \\ \sin \varphi_4^{01} \end{bmatrix} + \\ + (X_H - X_F) \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} + (Z_{H1} - Z_F) \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} = 0, \\ l_2 \begin{bmatrix} \cos \varphi_2^{02} \\ \sin \varphi_2^{02} \end{bmatrix} + h \begin{bmatrix} \cos (\varphi^{02} + (\pi/2) - \varphi_m) \\ \sin (\varphi^{02} + (\pi/2) - \varphi_m) \end{bmatrix} + l_4 \begin{bmatrix} \cos \varphi_4^{02} \\ \sin \varphi_4^{02} \end{bmatrix} + \\ + (X_H - X_F) \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} + (Z_{H1} - Z_F) \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} = 0; \end{array} \right. \quad (4.5)$$

în care necunoscutele sunt: $\varphi_m, l_4, \varphi_4^{01}$ și φ_4^{02} .

d. - se rezolvă sistemul (4.5) astfel:

- se izolează termenii ce conțin φ_4^{01} și φ_4^{02} în membrul drept;
- se ridică la pătrat fiecare ecuație de proiecție;
- se adună primele și ultimele două ecuații între ele, rezultând sistemul:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 \cdot \sin (\varphi^{01} + \pi/2 - \varphi_m) + B_1 \cdot \cos (\varphi^{01} + \pi/2 - \varphi_m) - l_4^2 + C_1 = 0, \\ A_2 \cdot \sin (\varphi^{02} + \pi/2 - \varphi_m) + B_2 \cdot \cos (\varphi^{02} + \pi/2 - \varphi_m) - l_4^2 + C_2 = 0, \end{array} \right. \quad (4.6)$$

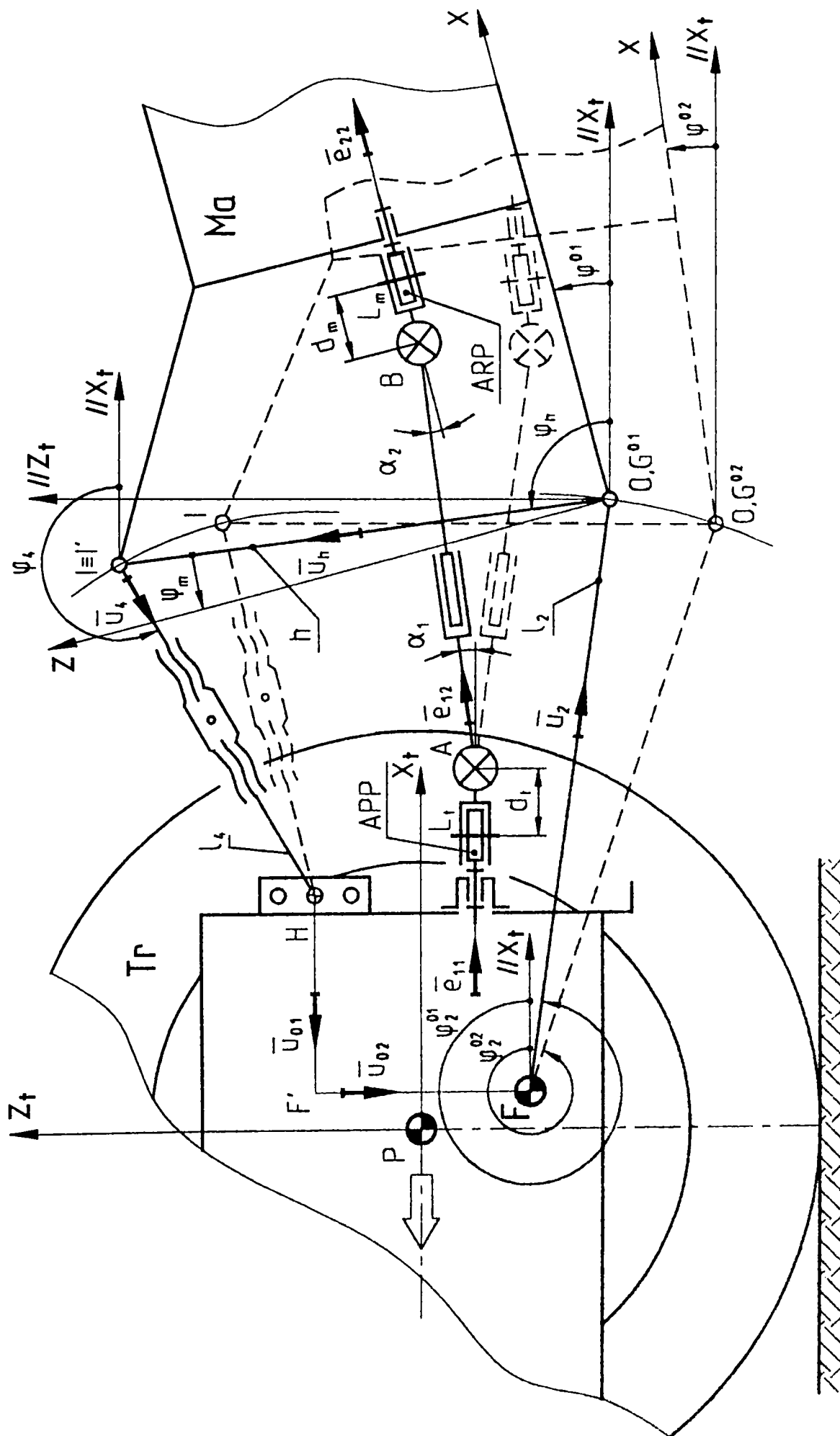


Fig. 4.4 - Poziții de lucru ale agregatului Tr+Ma purtată în spațiu

în care:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 = 2 \cdot h \cdot [l_2 \cdot \sin \varphi_2^{01} - (Z_H - Z_F)], \\ B_1 = 2 \cdot h \cdot [l_2 \cdot \cos \varphi_2^{01} - (X_H - X_F)], \\ C_1 = l_2^2 + h^2 + (X_H - X_F)^2 + (Z_H - Z_F)^2 - \\ \quad - 2 \cdot l_2 \cdot (Z_H - Z_F) \cdot \sin \varphi_2^{01} - 2 \cdot l_2 \cdot (X_H - X_F) \cdot \cos \varphi_2^{01}, \\ A_2 = 2 \cdot h \cdot [l_2 \cdot \sin \varphi_2^{02} - (Z_H - Z_F)], \\ B_2 = 2 \cdot h \cdot [l_2 \cdot \cos \varphi_2^{02} - (X_H - X_F)], \\ C_2 = l_2^2 + h^2 + (X_H - X_F)^2 + (Z_H - Z_F)^2 - \\ \quad - 2 \cdot l_2 \cdot (Z_H - Z_F) \cdot \sin \varphi_2^{02} - 2 \cdot l_2 \cdot (X_H - X_F) \cdot \cos \varphi_2^{02}; \end{array} \right. \quad (4.7)$$

- se dezvoltă funcțiile trigonometrice ale sumelor de unghiuri în sistemul (4.6),
ecuațiile putând fi puse sub forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_1 \cdot \sin \varphi_m + N_1 \cdot \cos \varphi_m - l_4^2 + C_1 = 0, \\ M_2 \cdot \sin \varphi_m + B_2 \cdot \cos \varphi_m - l_4^2 + C_2 = 0, \end{array} \right. \quad (4.8)$$

în care:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_1 = B_1 \cdot \sin [\varphi^{01} + \pi/2] - A_1 \cdot \cos [\varphi^{01} + \pi/2], \\ N_1 = B_1 \cdot \cos [\varphi^{01} + \pi/2] + A_1 \cdot \sin [\varphi^{01} + \pi/2], \\ M_2 = B_2 \cdot \sin [\varphi^{02} + \pi/2] - A_2 \cdot \cos [\varphi^{02} + \pi/2], \\ N_2 = B_2 \cdot \cos [\varphi^{02} + \pi/2] + A_2 \cdot \sin [\varphi^{02} + \pi/2]; \end{array} \right. \quad (4.9)$$

- în sistemul (4.8) se scade ecuația a doua din prima rezultând ecuația:

$$A \sin \varphi_m + B \cos \varphi_m + C = 0, \quad (4.10)$$

cu soluția:

$$\varphi_m = 2 \cdot \arctg \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B - C}, \quad (4.11)$$

$$\text{în care: } \left\{ \begin{array}{l} A = M_1 - M_2, \\ B = N_1 - N_2, \\ C = C_1 - C_2. \end{array} \right. \quad (4.12)$$

Observație: Semnul din fața radicalului din relația (4.11) se adoptă conform concordanței cu construcția grafică a poziției.

- se determină lungimea l_4 a tirantului central cu relația:

$$l_4 = \sqrt{M_1 \cdot \sin \varphi_m + N_1 \cdot \cos \varphi_m + C_1}, \quad (4.13)$$

- se determină unghiurile φ_4^{01} și φ_4^{02} cu relațiile:

$$\varphi_4^{01} = \arcsin \left[-\frac{l_2}{l_4} \cdot \sin \varphi_2^{01} - \frac{h}{l_4} \cdot \sin \left(\varphi^{01} + \frac{\pi}{2} - \varphi_m \right) + \frac{Z_{II} - Z_F}{l_4} \right], \quad (4.14)$$

$$\varphi_4^{02} = \arcsin \left[-\frac{l_2}{l_4} \cdot \sin \varphi_2^{02} - \frac{h}{l_4} \cdot \sin \left(\varphi^{02} + \frac{\pi}{2} - \varphi_m \right) + \frac{Z_{II} - Z_F}{l_4} \right]. \quad (4.15)$$

Precizare: Pentru cazul în care se impune o singură poziție relativă a Ma față de Tr ($Z_G^{01} \rightarrow \varphi^{01}$), se adoptă o valoare convenabilă pentru φ_m (de obicei $\varphi_m = 0$), iar lungimea l_4 a tirantului central se calculează astfel: se determină unghiul φ_2^{01} cu relația (4.4), apoi coeficienții A_1, B_1, C_1 cu relațiile (4.7), M_1, N_1 cu relațiile (4.9), rezultând l_4 cu relația (4.13).

4.1.2 Alegerea configurației transmisiei cardanice

Alegerea configurației TC se face astfel ca TC tipizată să funcționeze în limitele l_{\min}, l_{\max} pentru orice poziție relativă Tr - Ma.

E.4 - Se alege dintre transmisiile bicardanice o transmisie din clasa de putere identică sau imediat superioară puterii P de antrenare a Ma. Astfel se cunosc: tipul TC, $P_C, l_{\min}, l_{\max}, d_t, d_m, \alpha_M, \beta_M$.

E.5 - Se determină coordonatele articulației cardanice A în sistemul Px_yz_t al tractorului cu relațiile:

$$(PA)^{(t)} = \begin{bmatrix} X_A^t \\ Y_A^t \\ Z_A^t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{L_t} - d_t \\ Y_{L_t} \\ Z_{L_t} \end{bmatrix}. \quad (4.16)$$

E.6 - Se determină domeniul în care poate fi amplasată articulația cardanică B în sistemul $Oxyz$ al Ma, cu relațiile:

$$\left| \begin{array}{l} (OB_{\min})^{(m)} = \begin{bmatrix} X_{B_{\min}} \\ Y_{B_{\min}} \\ Z_{B_{\min}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{L_m \min} - d_m \\ Y_{L_m \min} \\ Z_{L_m \min} \end{bmatrix}, \\ (OB_{\max})^{(m)} = \begin{bmatrix} X_{B_{\max}} \\ Y_{B_{\max}} \\ Z_{B_{\max}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{L_m \max} - d_m \\ Y_{L_m \max} \\ Z_{L_m \max} \end{bmatrix}. \end{array} \right. \quad (4.17)$$

Așa după cum se observă în fig. 4.5, domeniul în care ar putea fi amplasată articulația cardanică B în sistemul $Oxyz$, numai din punct de vedere al Ma, este delimitat de paralelipipedul cu diagonala $B_{\min} - B_{\max}$. Acest domeniu trebuie limitat și

în funcție de domeniul în care poate să lucreze TC. Domeniul în care poate să lucreze TC este format de două sfere concentrice cu centrul în articulația A, de raze l_{\min} și l_{\max} . Intersecția dintre cele două domenii este domeniul soluție pentru punctul B.

E.7 - Se inițializează domeniul soluție pentru:

$$\begin{cases} X_{B_m}^S = X_{B_{\min}} \\ X_{B_M}^S = X_{B_{\max}} \end{cases} \quad (4.18)$$

E.8 - Se generează valori pentru Z_G între $Z_{G_{\min}}$ și $Z_{G_{\max}}$:

$$Z_G = Z_{G_{\min}} \quad (4.19)$$

E.9 - Se calculează valoarea curență a lui φ_2 cu relația (4.3)

E.10- Se calculează valoarea curență a lui φ_h (vezi fig. 4.4) din ecuațiile (4.1)

- prin separarea termenilor ce conțin necunoscuta φ_4 :

$$l_2 \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 \end{bmatrix} + h \begin{bmatrix} \cos \varphi_h \\ \sin \varphi_h \end{bmatrix} + (X_H - X_F) \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} + (Z_H - Z_F) \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} = -l_4 \begin{bmatrix} \cos \varphi_4 \\ \sin \varphi_4 \end{bmatrix}, \quad (4.20)$$

- prin ridicarea ecuațiilor la pătrat și adunarea lor, rezultând ecuația:

$$A_3 \sin \varphi_h + B_3 \cos \varphi_h + C_3 = 0, \quad (4.21)$$

în care:

$$\begin{cases} A_3 = 2 \cdot l_2 \cdot h \cdot \sin \varphi_2 - 2 \cdot h \cdot (Z_H - Z_F), \\ B_3 = 2 \cdot l_2 \cdot h \cdot \cos \varphi_2 - 2 \cdot h \cdot (X_H - X_F), \\ C_3 = l_2^2 - l_4^2 + h^2 + (X_H - X_F)^2 + (Z_H - Z_F)^2 - \\ \quad - 2 \cdot l_2 \cdot (Z_H - Z_F) \cdot \sin \varphi_2 - 2 \cdot l_2 \cdot (X_H - X_F) \cdot \cos \varphi_2, \end{cases} \quad (4.22)$$

de unde rezultă:

$$\varphi_h = 2 \cdot \arctg \left[\frac{A_3 \pm \sqrt{A_3^2 + B_3^2 - C_3^2}}{B_3 - C_3} \right] \quad (4.23)$$

E.11- Din relația (3.2) se calculează unghiul φ :

$$\varphi = \varphi_h + \varphi_m - \pi / 2. \quad (4.24)$$

E.12- Se determină matricea de trecere din sistemul Oxyz al Ma în sistemul

$Px_t y_t z_t$ al Tr:

$$[M_{m-t}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ X_O & \cos \varphi & 0 & -\sin \varphi \\ Y_O & 0 & 1 & 0 \\ Z_O & \sin \varphi & 0 & \cos \varphi \end{bmatrix}. \quad (4.25)$$

E.13- Se determină domeniul articulației B în sistemul $Px_t y_t z_t$ cu relațiile:

$$\begin{cases} (PB_{\min}) = [M_{m-t}] \cdot (OB_{\min}), \\ (PB_{\max}) = [M_{m-t}] \cdot (OB_{\max}), \end{cases} \quad (4.26)$$

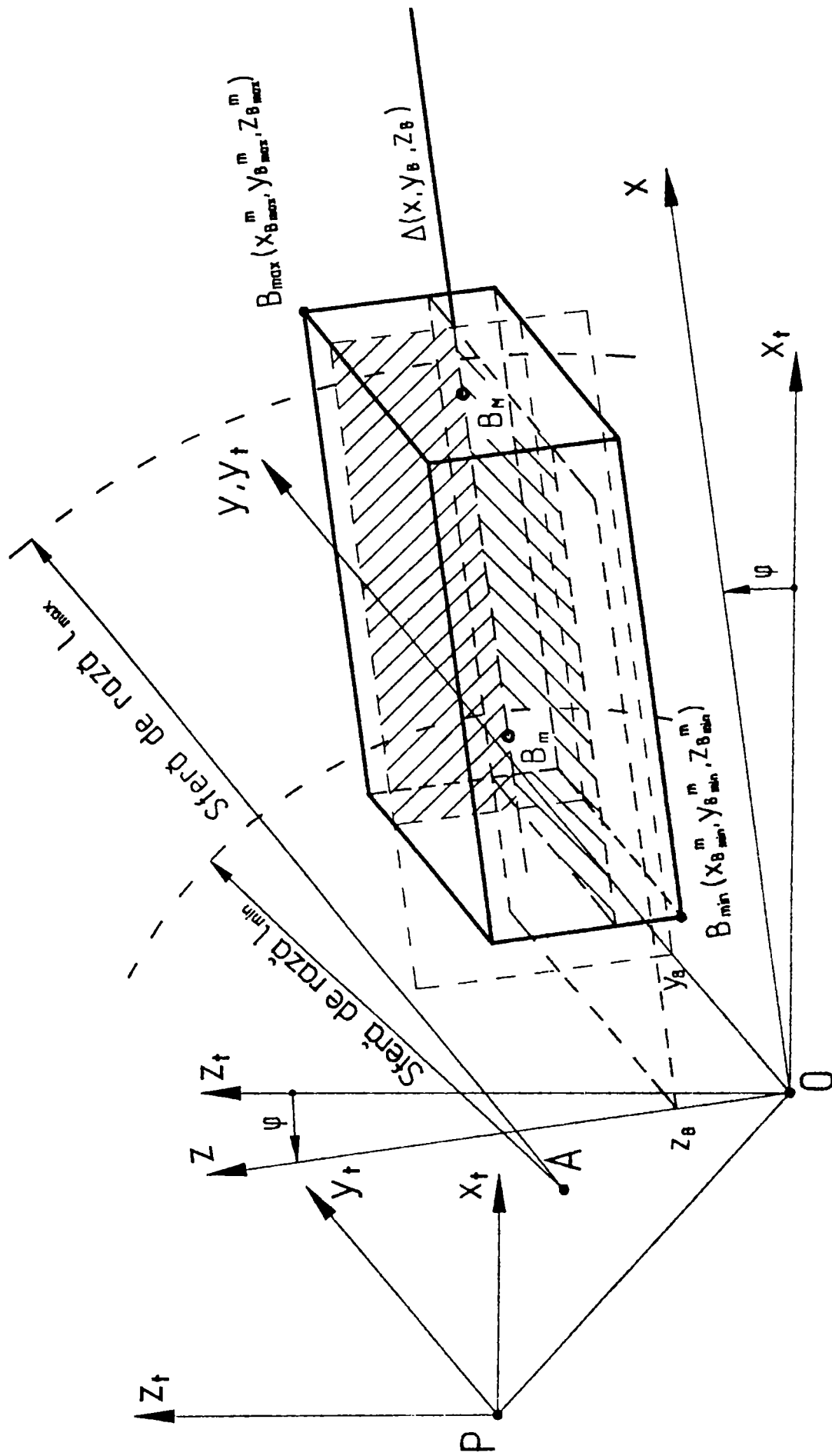


Fig. 4.5 - Domeniul de amplasare a articulației cardanice la Mia

$$\begin{aligned}
 (\text{PB}_{\min}) &= \begin{bmatrix} 1 \\ X_{B_{\min}}^t \\ Y_{B_{\min}}^t \\ Z_{B_{\min}}^t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ X_O & \cos \varphi & 0 & -\sin \varphi \\ Y_O & 0 & 1 & 0 \\ Z_O & \sin \varphi & 0 & \cos \varphi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ X_{B_{\min}} \\ Y_{B_{\min}} \\ Z_{B_{\min}} \end{bmatrix} = \\
 &= \begin{bmatrix} 1 \\ X_O + X_{B_{\min}} \cdot \cos \varphi - Z_{B_{\min}} \cdot \sin \varphi \\ Y_O + Y_{B_{\min}} \\ Z_O + X_{B_{\min}} \cdot \sin \varphi + Z_{B_{\min}} \cdot \cos \varphi \end{bmatrix}, \\
 (\text{PB}_{\max}) &= \begin{bmatrix} 1 \\ X_{B_{\max}}^t \\ Y_{B_{\max}}^t \\ Z_{B_{\max}}^t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ X_O & \cos \varphi & 0 & -\sin \varphi \\ Y_O & 0 & 1 & 0 \\ Z_O & \sin \varphi & 0 & \cos \varphi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ X_{B_{\max}} \\ Y_{B_{\max}} \\ Z_{B_{\max}} \end{bmatrix} = \\
 &= \begin{bmatrix} 1 \\ X_O + X_{B_{\max}} \cdot \cos \varphi - Z_{B_{\max}} \cdot \sin \varphi \\ Y_O + Y_{B_{\max}} \\ Z_O + X_{B_{\max}} \cdot \sin \varphi + Z_{B_{\max}} \cdot \cos \varphi \end{bmatrix}, \tag{4.27}
 \end{aligned}$$

în care:

$$\begin{cases} X_O = X_G = l_2 \cdot \cos \varphi_2 + X_F, \\ Y_O = 0, \\ Z_O = Z_G = l_2 \cdot \sin \varphi_2 + Z_F. \end{cases} \tag{4.28}$$

E.14- Se generează drepte Δx paralele cu Ox , în domeniul (B_{\min}, B_{\max}) date de intersecția planelor de nivel $Z_B \in [Z_{B_{\min}}, Z_{B_{\max}}]$ cu planele frontale $Y_B \in [Y_{B_{\min}}, Y_{B_{\max}}]$, (fig. 4.5) și se inițializează:

$$\begin{cases} Z_B = Z_{B_{\min}}, \\ Y_B = Y_{B_{\min}}. \end{cases} \tag{4.29}$$

E.15- Se stabilesc coordonatele unui punct curent B situat pe aceste drepte, în sistemul $Oxyz$:

$$(\text{OB})^{(m)} = \begin{bmatrix} 1 \\ X \\ Y_B \\ Z_B \end{bmatrix}. \tag{4.30}$$

E.16- Se stabilesc coordonatele punctului curent B în sistemul de bază $Px_i y_i z_i$:

$$(\text{PB}) = \begin{bmatrix} 1 \\ X_B^t \\ Y_B^t \\ Z_B^t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ X_O & \cos \varphi & 0 & -\sin \varphi \\ Y_O & 0 & 1 & 0 \\ Z_O & \sin \varphi & 0 & \cos \varphi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ X \\ Y_B \\ Z_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ X_O + X \cdot \cos \varphi - Z_B \cdot \sin \varphi \\ Y_O + Y_B \\ Z_O + X \cdot \sin \varphi + Z_B \cdot \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

E.17- Se scriu ecuațiile sferelor de raze l_{\min} și l_{\max} cu centrul în A, punctele de pe sfere fiind $M_m (X_m, Y_m, Z_m)$, respectiv $M_M (X_M, Y_M, Z_M)$:

$$\begin{cases} (X_m - X_A)^2 + (Y_m - Y_A)^2 + (Z_m - Z_A)^2 = l_{\min}^2, \\ (X_M - X_A)^2 + (Y_M - Y_A)^2 + (Z_M - Z_A)^2 = l_{\max}^2. \end{cases} \quad (4.32)$$

E.18- Se determină coordonatele punctelor B_m și B_M de intersecție a sferelor de rază l_{\min} și respectiv l_{\max} cu dreptele paralele cu Ox, din condiția ca punctele B să satisfacă ecuațiile sferelor:

- se înlocuiesc coordonatele punctelor X_B^t, Y_B^t, Z_B^t din (4.31) în ecuațiile sferelor (4.32):

$$\begin{cases} (X_O + X \cdot \cos \varphi - Z_B \cdot \sin \varphi - X_A)^2 + (Y_O + Y_B - Y_A)^2 + \\ + (Z_O + X \cdot \sin \varphi + Z_B \cdot \cos \varphi - Z_A)^2 = l_{\min}^2, \\ (X_O + X \cdot \cos \varphi - Z_B \cdot \sin \varphi - X_A)^2 + (Y_O + Y_B - Y_A)^2 + \\ + (Z_O + X \cdot \sin \varphi + Z_B \cdot \cos \varphi - Z_A)^2 = l_{\max}^2; \end{cases} \quad (4.33)$$

- ecuațiile precedente se pun sub forma:

$$\begin{cases} X^2 + 2 \cdot B_4 \cdot X + C_4 = 0, \\ X^2 + 2 \cdot B_5 \cdot X + C_5 = 0; \end{cases} \quad (4.34)$$

în care:

$$\begin{cases} B_4 = (X_O - Z_B \cdot \sin \varphi - X_A) \cdot \cos \varphi + (Z_O + Z_B \cdot \cos \varphi - Z_A) \cdot \sin \varphi, \\ C_4 = (X_O - Z_B \cdot \sin \varphi - X_A)^2 + (Z_O + Z_B \cdot \cos \varphi - Z_A)^2 + \\ + (Y_O + Y_B - Y_A)^2 - l_{\min}^2, \\ B_5 = B_4, \\ C_5 = (X_O - Z_B \cdot \sin \varphi - X_A)^2 + (Z_O + Z_B \cdot \cos \varphi - Z_A)^2 + \\ + (Y_O + Y_B - Y_A)^2 - l_{\max}^2, \end{cases} \quad (4.35)$$

cu soluțiile:

$$\begin{cases} X_m = -B_4 \pm \sqrt{B_4^2 - C_4}, \\ X_M = -B_5 \pm \sqrt{B_5^2 - C_5}; \end{cases} \quad (4.36)$$

- se precizează coordonatele punctelor B_m și B_M în sistemul Oxyz:

$$(\text{OB}_m)^{(m)} = \begin{bmatrix} 1 \\ X_{B_m} \\ Y_{B_m} \\ Z_{B_m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ X_m \\ Y_B \\ Z_B \end{bmatrix}, \quad (\text{OB}_M)^{(m)} = \begin{bmatrix} 1 \\ X_{B_M} \\ Y_{B_M} \\ Z_{B_M} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ X_M \\ Y_B \\ Z_B \end{bmatrix}. \quad (4.37)$$

E.19- Se verifică dacă transmisia cardanică testată corespunde sau nu:

- dacă $X_{B_M} \leq X_{B_{\min}}$, transmisia este prea scurtă și se alege următoarea ca lungime, reluându-se calculele;

- dacă $X_{B_m} \geq X_{B_{\max}}$, transmisia este prea lungă și se procedează la fel.

E.20- Se determină abscisele domeniului punctului B, astfel:

$$\begin{cases} X_{B_m}^S = \max(X_{B_m}, X_{B_m}^S), \\ X_{B_M}^S = \min(X_{B_M}, X_{B_M}^S). \end{cases}$$

și se generează valori pentru coordonatele domeniului punctelor B și G până când:

$$\begin{cases} Z_B = Z_{B_{\max}} \\ Y_B = Y_{B_{\max}} \\ Z_G = Z_{G_{\max}} \end{cases} \begin{cases} (Z_B = Z_B + Z_{B_{\text{pas}}}), \\ (Y_B = Y_B + Y_{B_{\text{pas}}}), \\ (Z_G = Z_G + Z_{G_{\text{pas}}}), \end{cases}$$

determinându-se în final coordonatele punctelor B_{\min}^S și B_{\max}^S ale domeniului soluție pentru punctul B:

$$(\text{OB}_{\min}^S)^{(m)} = \begin{bmatrix} X_{B_{\min}^S} \\ Y_{B_{\min}^S} \\ Z_{B_{\min}^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{B_m^S} \\ Y_{B_{\min}} \\ Z_{B_{\min}} \end{bmatrix}, \quad (\text{OB}_{\max}^S)^{(m)} = \begin{bmatrix} X_{B_{\max}^S} \\ Y_{B_{\max}^S} \\ Z_{B_{\max}^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{B_M^S} \\ Y_{B_{\max}} \\ Z_{B_{\max}} \end{bmatrix}. \quad (4.38)$$

E.21- Se stabilește domeniul de amplasare al punctului L_m al ARP:

$$(\text{OL}_{m \min}^S)^{(m)} = \begin{bmatrix} X_{L_{m \min}^S} \\ Y_{L_{m \min}^S} \\ Z_{L_{m \min}^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{B_{\min}^S} + d_m \\ Y_{B_{\min}^S} \\ Z_{B_{\min}^S} \end{bmatrix}, \quad (\text{OL}_{m \max}^S)^{(m)} = \begin{bmatrix} X_{L_{m \max}^S} \\ Y_{L_{m \max}^S} \\ Z_{L_{m \max}^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{B_{\max}^S} + d_m \\ Y_{B_{\max}^S} \\ Z_{B_{\max}^S} \end{bmatrix}. \quad (4.39)$$

4.1.3 Asigurarea homocinetismului transmisiei cardanice a mașinilor agricole purtate

În urma parcurgerii etapei de alegere a TC, s-a determinat geometria mecanismului de legătură dintre Tr și Ma și s-a ales TC, stabilindu-se și domeniul în care poate fi plasat punctul L_m al ARP, astfel ca transmisia aleasă să poată transmite mișcarea de antrenare în toate pozițiile relative ale Ma și Tr. Domeniul final în care se poate plasa punctul L_m se stabilește impunând transmisiei cardanice condițiile de homocinetism. Acestea constau în asigurarea homocinetismului transmisiei în poziția de lucru și a unui heterocinetism cât mai mic în celelalte poziții, funcționarea transmisiei la unghiuri $\alpha_i \leq \alpha_M$ în lucru și $\alpha_i \leq \beta_M$ în transport.

Pentru determinarea domeniului final de amplasare a punctului L_m al ARP la Ma purtate se parcurg următoarele etape:

E.0 - Precizarea datelor Tr, Ma purtate și a TC, conform subcap. 4.1.

E.1 - Se calculează unghiurile: φ_2 cu relația (4.3), φ_h cu relația (4.23) și φ cu relația (4.24).

E.2 - Se determină coordonatele articulațiilor cardanice A și B

E.2.1 - coordonatele articulației A:

$$(PA) = \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_{L_t} + d_t \\ Y_{L_t} \\ Z_{L_t} \end{bmatrix}. \quad (4.40)$$

E.2.2 - coordonatele articulației B:

- în sistemul Oxyz al Ma

$$(OB)^{(m)} = \begin{bmatrix} X_B \\ Y_B \\ Z_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{L_m} - d_m \\ Y_{L_m} \\ Z_{L_m} \end{bmatrix}; \quad (4.41)$$

- în sistemul $Px_t y_t z_t$ al Tr

$$(PO) = \begin{bmatrix} X_O \\ Y_O \\ Z_O \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_F + l_2 \cdot \cos \varphi_2 \\ 0 \\ Z_F + l_2 \cdot \sin \varphi_2 \end{bmatrix}, \quad (4.42)$$

$$(PB) = \begin{bmatrix} X_B \\ Y_B \\ Z_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_O + X_B \cdot \cos \varphi - Z_B \cdot \sin \varphi \\ Y_O + Y_B \\ Z_O + X_B \cdot \sin \varphi + Z_B \cdot \cos \varphi \end{bmatrix}. \quad (4.43)$$

E.3 - Se determină expresiile versorilor arborilor cardanici (fig. 2.3 și fig. 4.4)

$$\left| \begin{array}{l} \bar{e}_{11} = \begin{bmatrix} e_{11}^x \\ e_{11}^y \\ e_{11}^z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \\ \bar{e}_{12} = \begin{bmatrix} e_{12}^x \\ e_{12}^y \\ e_{12}^z \end{bmatrix} = \frac{1}{l_{12}} \begin{bmatrix} X_B - X_A \\ Y_B - Y_A \\ Z_B - Z_A \end{bmatrix}, \\ \bar{e}_{22} = \begin{bmatrix} e_{22}^x \\ e_{22}^y \\ e_{22}^z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & 0 & -\sin \varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \varphi & 0 & \cos \varphi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ 0 \\ \sin \varphi \end{bmatrix}, \end{array} \right. \quad (4.44)$$

în care lungimea transmisiei cardanice este:

$$l_{12} = \sqrt{(X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2}. \quad (4.45)$$

E.4 - Se determină unghiurile articulațiilor cardanice α_1 și α_2

$$\left| \begin{array}{l} \alpha_1 = \arccos (\bar{e}_{11} \cdot \bar{e}_{12}) = \arccos (e_{11}^x \cdot e_{12}^x + e_{11}^y \cdot e_{12}^y + e_{11}^z \cdot e_{12}^z), \\ \alpha_2 = \arccos (\bar{e}_{12} \cdot \bar{e}_{22}) = \arccos (e_{12}^x \cdot e_{22}^x + e_{12}^y \cdot e_{22}^y + e_{12}^z \cdot e_{22}^z). \end{array} \right. \quad (4.46)$$

E.5 - Se determină unghiurile de defazare inițială

$$\left| \begin{array}{l} \varphi_{11}^0 = 0 \rightarrow \varphi_{12}^0 = 0, \\ \varphi_{21}^0 = \pi/2 + \varphi_{12}^0 - \gamma_{21} + \chi_{21} \cdot \beta_{21} = \pi/2 + 0 - 0 + 0 = \pi/2. \end{array} \right. \quad (4.47)$$

Observație: Unghiul β_{21} este nul deoarece pentru orice poziție relativă a Tr și Ma purtate, transmisia bicardanică are arbori coplanari.

E.6 - Se determină funcțiile de transmitere cinematice:

- legea de transmitere

$$\left| \begin{array}{l} \varphi_{12} = \arctg [\lambda_1 \cdot \operatorname{tg}(\varphi_{11})], \\ \varphi_{21} = \varphi_{12}, \\ \varphi_{22} = \arctg [\lambda_2 \cdot \operatorname{tg}(\pi/2 + \varphi_{21})] - \arctg (\lambda_2 \cdot \operatorname{tg} \pi/2), \end{array} \right. \quad (4.48)$$

în care:

$$\lambda_1 = 1/\cos \alpha_1; \quad \lambda_2 = 1/\cos \alpha_2. \quad (4.49)$$

Deoarece $\beta_{21} = 0$, $\gamma_{21} = 0$ și $\varphi_{21}^0 = \pi/2$ legea de transmitere poate fi pusă sub forma [30]:

$$\operatorname{tg} \varphi_{22} = \operatorname{tg} \varphi_{11} \cos \alpha_2 / \cos \alpha_1 \quad \text{sau} \quad \varphi_{22} = \arctg(\operatorname{tg} \varphi_{11} \cos \alpha_2 / \cos \alpha_1). \quad (4.50)$$

- rotațiile relative în articulațiile crucilor

$$\left| \begin{aligned} \theta_{11} &= \operatorname{arctg} [\operatorname{tg} \alpha_1 \sin (\varphi_{11})], \\ \theta_{12} &= \operatorname{arctg} \left[\frac{\sin \alpha_1 \cos (\varphi_{11})}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_1 \cos^2 (\varphi_{11})}} \right], \\ \theta_{21} &= \operatorname{arctg} [\operatorname{tg} \alpha_2 \sin (\pi / 2 + \varphi_{21})], \\ \theta_{22} &= \operatorname{arctg} \left[\frac{\sin \alpha_2 \cos (\pi / 2 + \varphi_{21})}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_2 \cos^2 (\pi / 2 + \varphi_{21})}} \right]. \end{aligned} \right. \quad (4.51)$$

E.7 - Se calculează vitezele și accelerațiile unghiulare

$$\left| \begin{aligned} \omega_{11} &= \pi \cdot n / 30, \quad \omega_{12} = \omega_{11} \cdot 2 \cdot \lambda_1 / N_1, \\ \omega_{21} &= \omega_{12}, \quad \omega_{22} = \omega_{21} \cdot 2 \cdot \lambda_2 / N_2. \\ \varepsilon_{11} &= 0, \quad \varepsilon_{12} = \frac{4 \cdot \lambda_1 \cdot (1 - \lambda_1^2) \cdot \sin (2 \cdot \varphi_{11})}{N_1^2} \cdot \omega_{11}^2 + \frac{2 \cdot \lambda_1}{N_1} \cdot \varepsilon_{11}, \\ \varepsilon_{21} &= \varepsilon_{12}, \quad \varepsilon_{22} = \frac{4 \cdot \lambda_2 \cdot (1 - \lambda_2^2) \cdot \sin [2 \cdot (\pi / 2 + \varphi_{21})]}{N_2^2} \cdot \omega_{21}^2 + \frac{2 \cdot \lambda_2}{N_2} \cdot \varepsilon_{21}. \end{aligned} \right. \quad (4.52)$$

$$(4.53)$$

în care:

$$\left| \begin{aligned} N_1 &= (1 + \lambda_1^2) + (1 - \lambda_1^2) \cdot \cos (2 \cdot \varphi_{11}), \\ N_2 &= (1 + \lambda_2^2) + (1 - \lambda_2^2) \cdot \cos [2 \cdot (\pi / 2 + \varphi_{21})]. \end{aligned} \right. \quad (4.54)$$

E.8 - Se calculează heterocinetismul transmisiei bicardanice cu una din funcțiile:

$$\left| \begin{aligned} 1) \quad \psi_{21} &= \varphi_{22} - \varphi_{11}, \\ 2) \quad \Delta \varphi_{22} &= (\psi_{21})_{\max} - (\psi_{21})_{\min}, \\ 3) \quad \lambda_{21} &= \cos \alpha_2 / \cos \alpha_1, \\ 4) \quad \mu_{21} &= \operatorname{tg} \varphi_{22} / \operatorname{tg} \varphi_{11}, \\ 5) \quad i_{21} &= \omega_{22} / \omega_{11}, \\ 6) \quad v_{21} &= \varepsilon_{22} / \omega_{11}^2. \end{aligned} \right. \quad (4.55)$$

În funcție de valorile obținute se va acționa asupra parametrilor constructivi ai lanțului cinematic suport, precum și asupra poziției punctului de amplasare a ARP din domeniul soluție stabilit, până când se va obține homocinetismul transmisiei în poziția standard de lucru a agregatului Tr+Ma și un heterocinetism mic în celelalte poziții relative de lucru.

4.1.4 Analiza influenței unor parametri constructivi ai lanțului cinematic suport asupra transmisiei cardanice dintre tractor și mașina agricolă purtată

Schema cinematică a mecanismului de cuplare al Tr cu Ma purtată, reprezentată în fig. 4.4, este definită de următorii parametrii: l_2 , h , l_4 , X_A , Z_A , X_B , Z_B , X_F , Z_F , X_H , Y_H . Dintre aceștia, tirantul inferior l_2 este impus ca mărime, variabil ca poziție, iar h , l_4 , X_A , Z_A , X_H , Z_H , pot să varieze în limite foarte strânse. Proiectantul de mașini agricole poate influența ușor numai mărimile X_B și Z_B , mai importantă pentru transmisia cardanică fiind mărimea X_B . De aceea s-a analizat influența acestei mărimi asupra cinematicii transmisiei bicardanice dintre Tr și Ma purtată.

În fig. 4.6 sunt reprezentate variațiile unghiurilor α_1 , α_2 , a lungimii Δl_{12} a arborelui cardanic intermediar $l_{12} = AB$ și a heterocinetismului transmisiei cardanice funcție de parametrul de intrare φ_2 (unghiul de poziție a tiranților inferiori l_2) pentru trei valori ale lui X_B^m (poziția articulației B pe axa Ox în sistemul de referință Oxyz al Ma). În calcule s-au considerat datele mecanismului de cuplare a tractorului U 445DT cu Ma tip MCM (date transpuse în graficul din fig. 4.6.b). S-au considerat: $l_2 = 800$ mm, $h = 361$ mm, $l_4 = 695$ mm, $X_A = 490$ mm, $Z_A = -3$ mm, $Z_B^m = 150$ mm, $X_F = 225,5$ mm, $Z_F = -110$ mm, $X_H = 275$ mm, $Z_H = 295$ mm.

Se observă că pentru $X_B^m = -200$ mm, unghiurile α_1 și α_2 au valori inadmisibil de mari, heterocinetismul transmisiei este de asemenea mare, iar variația de lungime a arborelui cardanic intermediar este de 187, prea mare pentru lungimea transmisiei respective. Pe măsură ce se mărește cota de amplasare a articulației B față de mecanismul de ridicare-suspendare în trei puncte a Ma (crește cota X_B^m), scad unghiurile α_1 și α_2 , scade heterocinetismul transmisiei, iar variația lungimii arborelui cardanic intermediar este de numai 72 mm (pentru $X_B^m = 200$ mm). De aceea se impune ca la proiectarea Ma purtate să se adopte mărimea X_B^m pozitivă și cât mai mare.

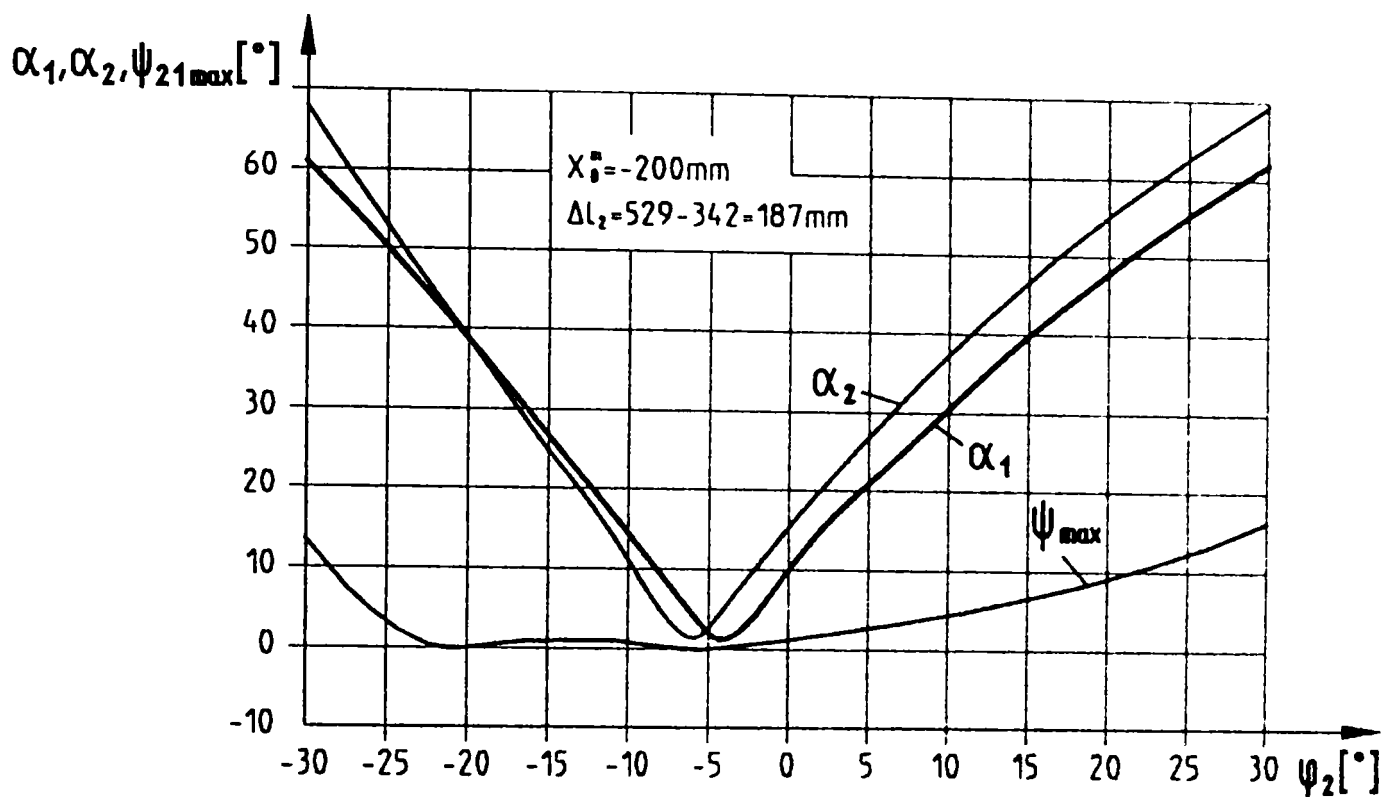


Fig. 4.6 a

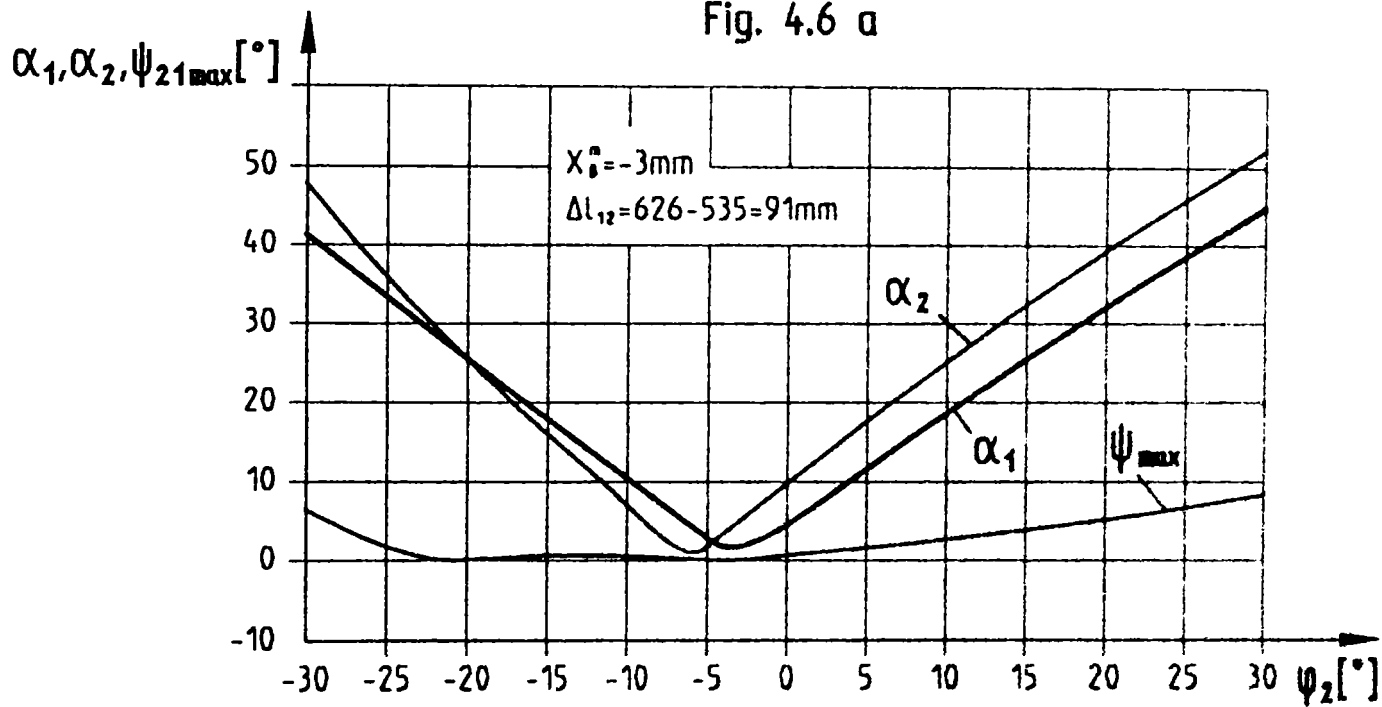


Fig. 4.6 b

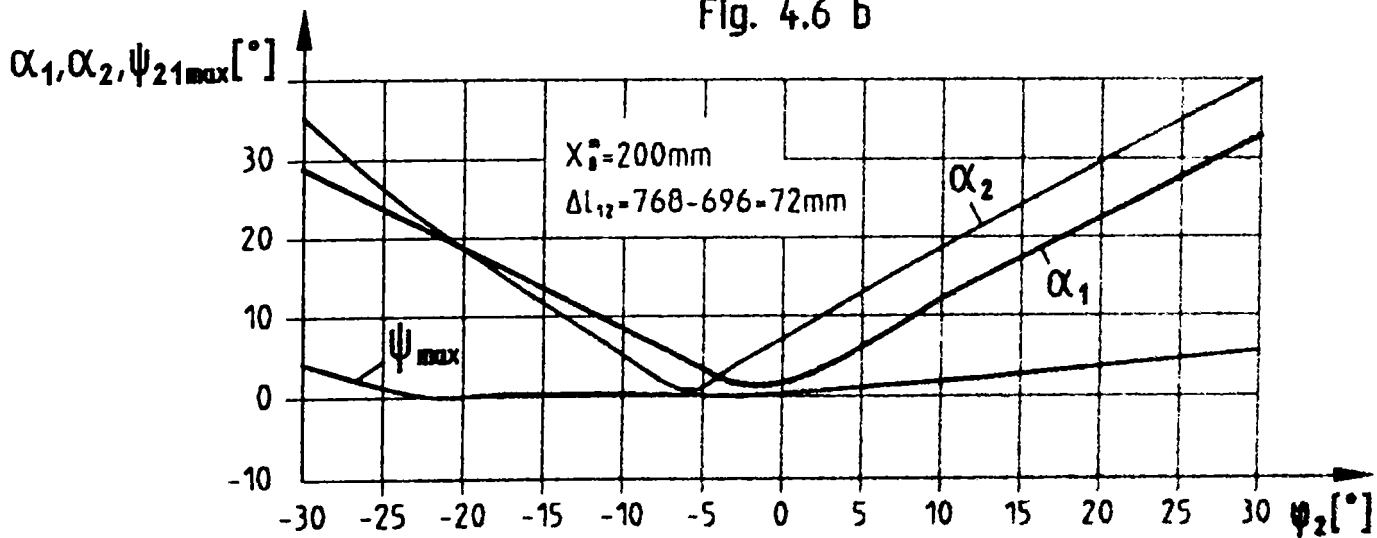


Fig. 4.6 c

4.2 ANALIZA CINEMATICĂ A TRANSMISIEI BICARDANICE DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ TRACTATĂ

Aând în vedere faptul că parametrii pentru un anumit tip de Tr rămân aceeași indiferent de TC sau de Ma tractată, se vor preciza mai întâi poziția relativă a Tr față de Ma tractată și se va stabili coordonatele centrului articulației cardanice A, fixate pe APP.

4.2.1 Poziția relativă a tractorului față de mașina agricolă tractată

În timpul lucrului agregatului Tr + Ma, poziția relativă a Tr față de Ma este variabilă, astfel că Tr trebuie să poată efectua față de Ma trei rotații (fig. 2.2):

- α - unghiul de rotație în plan orizontal (unghi de virare), în jurul axei Oz;
- β - unghiul de înclinare longitudinală, în jurul axei Oy;
- γ - unghiul de înclinare transversală, în jurul axei Ox.

Sistemul de referință de bază se consideră sistemul Oxyz, solidar cu Ma. Sistemul $Px_t y_t z_t$, solidar cu Tr, poate fi utilizat în calcule numai după ce originea lui se mută în O și vectorii din acest sistem se exprimă în sistemul de bază. Într-o poziție oarecare a Tr față de Ma, sistemul este rotit față de sistemul de bază Oxyz cu unghiurile α , β , γ (fig. 2.2 și fig. 4.7).

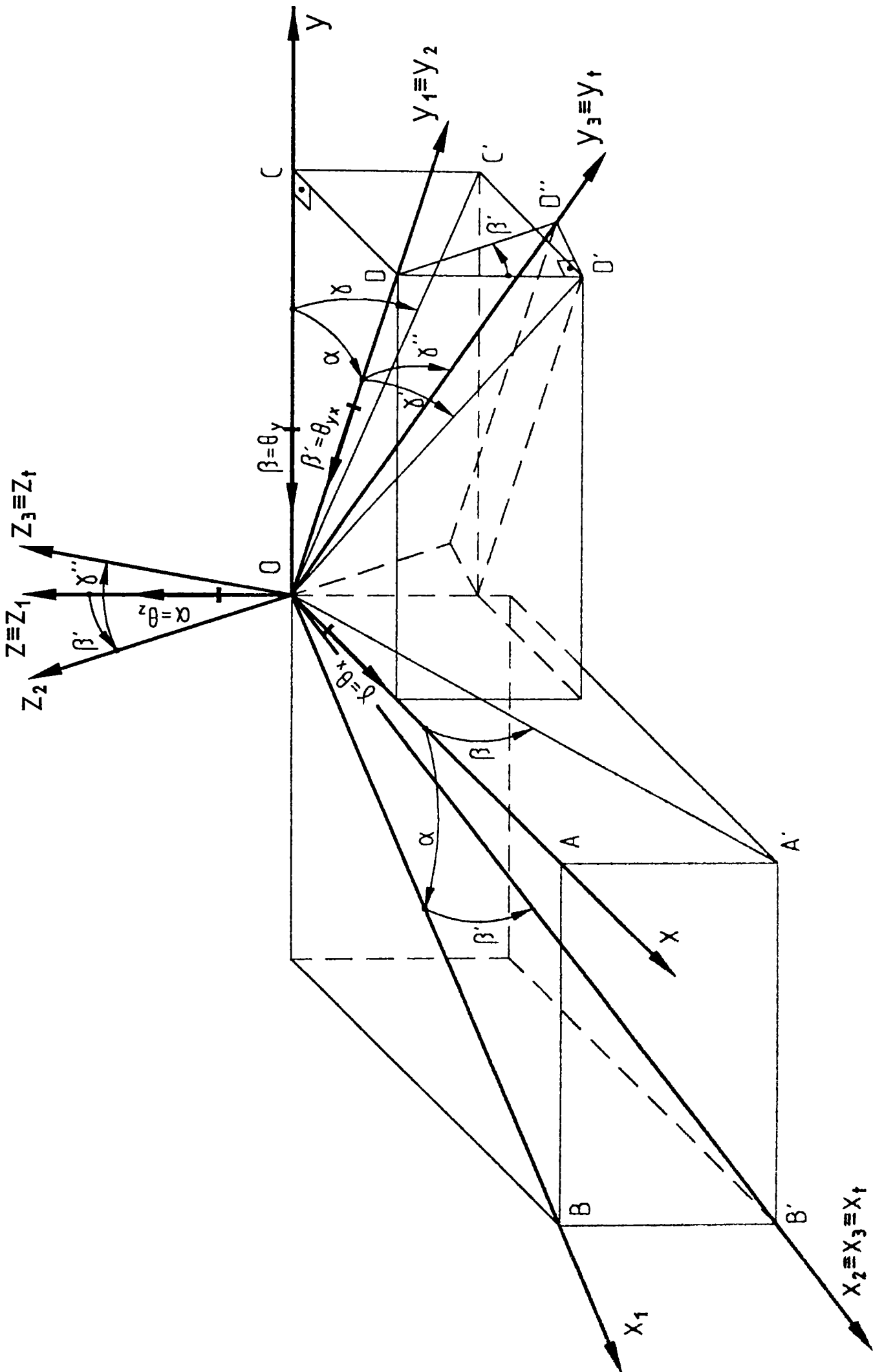
În fig. 4.7 sunt reprezentate sistemele intermediare obținute prin rotațiile α , β , γ , în rotațiile succesive utilizându-se unghiurile α , β' , γ' și γ'' definite în continuare. În cele ce urmează se prezintă modul de determinare a matricii de transformare din sistemul $Ox_t y_t z_t$, solidar cu Tr, în sistemul de bază Oxyz, solidar cu Ma.

a. Rotația α în jurul axei Oz. Rezultă sistemul $Ox_1 y_1 z_1$ cu $Oz_1 \equiv Oz$. Matricea de transformare a unui vector în sistemul Oxyz este:

$$[M_{10}] = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (4.56)$$

b. Rotația β' în jurul axei Oy_1 . Rezultă sistemul $Ox_2 y_2 z_2$ cu $Oy_2 \equiv Oy_1$. Matricea de transformare din sistemul $Ox_2 y_2 z_2$ în sistemul $Ox_1 y_1 z_1$ este:

$$[M_{21}] = \begin{bmatrix} \cos \beta' & 0 & \sin \beta' \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta' & 0 & \cos \beta' \end{bmatrix}. \quad (4.57)$$

Fig. 4.7 - Sisteme intermediare la rotațiile α , β și γ

Deoarece se cunoaște unghiul β de rotație în jurul axei Oy , unghiul β' se va exprima funcție de acesta. Se observă că din triunghiurile dreptunghice OBB' , OAA' și OAB se pot scrie relațiile:

$$\operatorname{tg} \beta' = BB'/OB; \quad \operatorname{tg} \beta = AA'/OA; \quad AA' = BB'; \quad \cos \alpha = OA/OB \quad (4.58)$$

de unde, prin împărțirea primelor două, rezultă:

$$\operatorname{tg} \beta' = \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta \quad \text{sau} \quad \beta' = \operatorname{arctg} (\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta) \quad (4.59)$$

c. Rotația γ'' în jurul axei Ox_2 . Rezultă sistemul $Ox_3y_3z_3$ cu $Ox_3 \equiv Ox_2$. Matricea de transformare din sistemul $Ox_3y_3z_3$ în sistemul $Ox_2y_2z_2$ este:

$$[M_{32}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma'' & \sin \gamma'' \\ 0 & -\sin \gamma'' & \cos \gamma'' \end{bmatrix}. \quad (4.60)$$

Deoarece se cunoaște unghiul γ de rotație în jurul axei Ox , unghiul γ'' se va exprima în funcție de acesta. Se observă că în urma rotației cu unghiul γ'' în jurul axei Ox_2 se formează triunghiul dreptunghic ODD'' în planul (Oy_3z_3) , identic cu planul (Oy_2z_2) , unghiul γ'' fiind unghiul DOD'' . Proiectând D'' în planul vertical (Oy_1z_1) [imaginând că sistemul $Ox_2y_2z_2$ (axa Ox_2 cu planul Oy_2z_2) se rotește în sens invers lui β'] se formează triunghiul dreptunghic $DD'D''$, unghiul β' fiind unghiul $D'DD''$, în care se poate scrie relația:

$$\cos \beta' = DD'/DD''. \quad (4.61)$$

În triunghiurile dreptunghice ODD'' ODD' se pot scrie relațiile:

$$\operatorname{tg} \gamma'' = DD''/OD; \quad \operatorname{tg} \gamma' = DD'/OD, \quad (4.62)$$

de unde prin împărțirea lor rezultă:

$$\operatorname{tg} \gamma'' = \operatorname{tg} \gamma' / \cos \beta'. \quad (4.63)$$

Proiectând punctul D' pe planul (Oyz) rezultă punctul C' , astfel că unghiul γ este unghiul COC' .

În triunghiurile dreptunghice ODD' , OCC' și OCD se pot scrie relațiile:

$$\operatorname{tg} \gamma' = DD'/OD; \quad \operatorname{tg} \gamma = CC'/OC; \quad DD' = CC'; \quad \cos \alpha = OC/OD, \quad (4.64)$$

de unde:

$$\operatorname{tg} \gamma' = \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (4.65)$$

Între unghiurile γ'' și γ se poate scrie relația:

$$\operatorname{tg} \gamma'' = \operatorname{tg} \gamma (\cos \alpha / \cos \beta') \quad \text{sau} \quad \gamma'' = \operatorname{arctg} [\operatorname{tg} \gamma (\cos \alpha / \cos \beta')]. \quad (4.66)$$

Matricea de transformare a unui vector din sistemul $Ox_3y_3z_3$ - solidar cu Tr - după rotațiile sale cu unghiurile α , β , γ față de Ma tractată se obține astfel:

$$[M_{30}] = [M_{10}] \cdot [M_{21}] \cdot [M_{32}],$$

$$[M_{30}] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix}$$

$$[M_{30}] = \begin{bmatrix} \cos \alpha \cdot \cos \beta' & -\cos \alpha \cdot \sin \beta' \cdot \sin \gamma'' + \sin \alpha \cdot \cos \gamma'' & \cos \alpha \cdot \sin \beta' \cdot \cos \gamma'' + \sin \alpha \cdot \sin \gamma'' \\ -\sin \alpha \cdot \cos \beta' & \sin \alpha \cdot \sin \beta' \cdot \sin \gamma'' + \cos \alpha \cdot \cos \gamma'' & -\sin \alpha \cdot \sin \beta' \cdot \cos \gamma'' + \cos \alpha \cdot \sin \gamma'' \\ -\sin \beta' & -\cos \beta' \cdot \sin \gamma'' & \cos \beta' \cdot \cos \gamma'' \end{bmatrix} \quad (4.67)$$

4.2.2 Stabilirea coordonatelor centrului articulației cardanice A

Folosind notațiile parametrilor Tr și ai TC specificați la începutul cap. 4.1 și în fig. 4.8, coordonatele articulației A se determină cu relațiile:

- în sistemul de referință al Tr- $Px_t y_t z_t$:

$$(PA)^{(t)} = \begin{bmatrix} X_{L_t} + d_t \\ Y_{L_t} \\ Z_{L_t} \end{bmatrix}, \quad (4.68)$$

- în sistemul $Ox_t y_t z_t$:

$$(OA)^{(t)} = \begin{bmatrix} X_A^t \\ Y_A^t \\ Z_A^t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{L_t} + d_m - X_{O_t} \\ Y_{L_t} - Y_{O_t} \\ Z_{L_t} - Z_{O_t} \end{bmatrix}, \quad (4.69)$$

în care $X_{O_t}, Y_{O_t}, Z_{O_t}$ sunt coordonatele punctului de cuplare al proțapului Ma la Tr în sistemul $Px_t y_t z_t$.

- în sistemul de referință de bază Oxyz:

$$(OA) = \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{bmatrix} = [M_{30}] \cdot (OA)^{(t)} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_A^t \\ Y_A^t \\ Z_A^t \end{bmatrix}, \quad (4.70)$$

$$(OA) = \begin{bmatrix} a_{11} \cdot X_A^t + a_{12} \cdot Y_A^t + a_{13} \cdot Z_A^t \\ a_{21} \cdot X_A^t + a_{22} \cdot Y_A^t + a_{23} \cdot Z_A^t \\ a_{31} \cdot X_A^t + a_{32} \cdot Y_A^t + a_{33} \cdot Z_A^t \end{bmatrix}.$$

Observație: Exponentul din paranteză indică sistemul de referință în care este exprimat vectorul. Pentru sistemul de bază nu se indică exponentul.

Transmisia bicardanică dintre Tr și Ma se poate monta pe diferite LCS, dar este rațional să se monteze numai pe cel mai simplu, tip S, format din bara de tracțiune și proțapul Ma, articulate sferic în O, deoarece celelalte nu aduc nici o îmbunătățire în cinematica sau dinamica acestei transmisii. Schema cinematică a acestui tip de agregat este reprezentată în fig. 4.8.

Sinteza transmisiilor bicardanice ale Ma monoax tractate se face în două etape:

- a) alegerea configurației transmisiei cardanice
- b) asigurarea homocinetismului transmisiei cardanice.

4.2.3. Alegerea configurației transmisiei cardanice

Alegerea configurației TC se face din condiția ca o TC din cele tipizate să funcționeze în limitele l_{\min} - l_{\max} , pentru orice poziție relativă a Tr față de Ma. În vederea alegerii TC se parcurg următoarele etape:

- E.0** - Se precizează datele Tr (vezi fig. 4.1.): tip, P_P , n_P , X_{L_1} , Y_{L_1} , Z_{L_1} , X_F , Z_F , X_{J_1} , Y_{J_1} , Z_{J_1} , $Z_{G \min/\max}$, $Y_{O_1 \min/\max}$, $Z_{O_1 \min/\max}$, $Y_{O_2 \min/\max}$, $Z_{O_2 \min/\max}$, X_H , $Z_{H \min/\max}$, X_{O_4} , Y_{O_4} , Z_{O_4} , l_2 , l_5 , l_6 , l_7 , r_t ;
- Se precizează datele Ma: tip, P , n , X_{L_m} , Y_{L_m} , Z_{L_m} , X_{P_m} , Y_{P_m} , Z_{P_m} , $X_{L_m \min/\max}$, $Y_{L_m \min/\max}$, $Z_{L_m \min/\max}$, r_m ;
- Se precizează datele privind pozițiile relative ale Tr față de Ma : O_t , Y_{O_t} , Z_{O_t} , α_0 , β_0 , γ_0 (în poziția de lucru), $\alpha_{\min/\max}$, $\beta_{\min/\max}$, $\gamma_{\min/\max}$ (în poziții limită);
- Se precizează datele TC: $l_{\min/\max}$, d_t , α_M , β_M .

E.1 - Se calculează coordonatele punctului O_t de cuplare a Ma astfel:

E.1.1 - dacă $O_t \equiv O_1$

$$(PO)^{(t)} = \begin{bmatrix} X_{O_t} \\ Y_{O_t} \\ Z_{O_t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_F + l_2 \cdot \cos \varphi_2 \\ Y_{O_1} \\ Z_{O_1} \end{bmatrix}, \quad (4.71)$$

$$\text{în care: } \varphi_2 = \arcsin[(Z_{O_1} - Z_F)/l_2]. \quad (4.72)$$

E.1.2 - dacă $O_t \equiv O_2$

$$(PO)^{(t)} = \begin{bmatrix} X_{O_t} \\ Y_{O_t} \\ Z_{O_t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{J_1} + l_5 \cdot \cos \varphi_5 \\ Y_{O_2} \\ Z_{O_2} \end{bmatrix}, \quad (4.73)$$

$$\text{în care: } \varphi_5 = \arcsin[(Y_{O_2} - Y_{J_1})/l_5]. \quad (4.74)$$

E.1.3 - dacă $O_t \equiv O_3$

$$(PO)^{(t)} = \begin{bmatrix} X_{O_t} \\ Y_{O_t} \\ Z_{O_t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_H + l_7 \\ Y_{O_3} \\ Z_{O_3} \end{bmatrix}. \quad (4.75)$$

E.1.4 - dacă $O_t \equiv O_4$

$$(PO)^{(t)} = \begin{bmatrix} X_{O_t} \\ Y_{O_t} \\ Z_{O_t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{O_4} \\ Y_{O_4} \\ Z_{O_4} \end{bmatrix}. \quad (4.76)$$

E.2 - Se determină coordonatele articulației cardanice A, cu relațiile (4.68), (4.69) și (4.70).

E.3 - Se alege dintre transmisiile bicardanice o transmisie din clasa de putere identică sau imediat superioară puterii P de antrenare a Ma. Astfel se cunosc: tipul TC, P_C , l_{\min} , l_{\max} , d_t , d_m , α_M , β_M .

E.4 - Se determină domeniul în care poate fi amplasată articulația cardanică B, în sistemul Oxyz al Ma, conform E.6 și E.7 din cap. 4.1.2.

E.5 - Se generează drepte Δx paralele cu Ox (fig. 4.5), conform E.14 - cap. 4.1.2.

E.6 - Se stabilesc coordonatele unui punct curent B situat pe aceste drepte, în sistemul Oxyz:

$$(OB) = \begin{bmatrix} X \\ Y_B \\ Z_B \end{bmatrix}. \quad (4.77)$$

E.7 - Se scriu ecuațiile sferelor de raze l_{\min} și l_{\max} cu centrul în A, punctele de pe sfere fiind $M_m (X_m, Y_m, Z_m)$, respectiv $M_M (X_M, Y_M, Z_M)$:

$$\begin{cases} (X_m - X_A)^2 + (Y_m - Y_A)^2 + (Z_m - Z_A)^2 = l_{\min}^2, \\ (X_M - X_A)^2 + (Y_M - Y_A)^2 + (Z_M - Z_A)^2 = l_{\max}^2. \end{cases} \quad (4.78)$$

E.8 - Se determină coordonatele punctelor B_m și B_M de intersecție a sferelor de rază l_{\min} și respectiv l_{\max} cu dreptele paralele cu Ox, din condiția ca punctele B să satisfacă ecuațiile sferelor:

a. se înlocuiesc coordonatele punctului B în ecuațiile sferelor:

$$\begin{cases} (X - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2 = l_{\min}^2, \\ (X - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2 = l_{\max}^2. \end{cases} \quad (4.79)$$

b. ecuațiile precedente se pun sub forma:

$$\begin{cases} X^2 + 2 \cdot B_4 \cdot X + C_4 = 0, \\ X^2 + 2 \cdot B_5 \cdot X + C_5 = 0, \end{cases} \quad (4.80)$$

în care:

$$\begin{cases} B_4 = -X_A, \\ C_4 = X_A^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2 - l_{\min}^2, \\ B_5 = B_4, \\ C_5 = X_A^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2 - l_{\max}^2, \end{cases} \quad (4.81)$$

cu soluțiile:

$$\begin{cases} X_m = -B_4 \pm \sqrt{B_4^2 - C_4}, \\ X_M = -B_5 \pm \sqrt{B_5^2 - C_5}. \end{cases} \quad (4.82)$$

b. se precizează coordonatele punctelor B_m și B_M în sistemul Oxyz:

$$(OB_m) = \begin{bmatrix} X_{B_m} \\ Y_{B_m} \\ Z_{B_m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_m \\ Y_B \\ Z_B \end{bmatrix}; \quad (OB_M) = \begin{bmatrix} X_{B_M} \\ Y_{B_M} \\ Z_{B_M} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_M \\ Y_B \\ Z_B \end{bmatrix}. \quad (4.83)$$

E.9 - Se verifică dacă transmisia cardanică testată corespunde sau nu:

- dacă $X_{B_M} \leq X_{B_{\min}}$, transmisia este prea scurtă și se alege următoarea ca lungime, reluându-se calculele;
- dacă $X_{B_m} \geq X_{B_{\max}}$, transmisia este prea lungă și se procedează la fel.

E.10 - Se determină abscisele domeniului punctului B, astfel:

$$\begin{cases} X_{B_m}^S = \max(X_{B_m}, X_{B_m}^S) \\ X_{B_M}^S = \min(X_{B_M}, X_{B_M}^S) \end{cases} \quad (4.84)$$

și se generează valori pentru coordonatele domeniului punctelor B și pentru unghiurile α, β, γ până când:

$$\begin{aligned} Z_B &= Z_{B_{\max}}, & Y_B &= Y_{B_{\max}}, \\ \alpha &= \alpha_{\max}, & \beta &= \beta_{\max}, & \gamma &= \gamma_{\max}, \end{aligned}$$

determinându-se în final coordonatele punctelor B_{\min}^S și B_{\max}^S ale domeniului soluție pentru punctul B:

$$(OB_{\min}^S) = \begin{bmatrix} X_{B_{\min}^S} \\ Y_{B_{\min}^S} \\ Z_{B_{\min}^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{B_{\min}^S} \\ Y_{B_{\min}^S} \\ Z_{B_{\min}^S} \end{bmatrix}; \quad (OB_{\max}^S) = \begin{bmatrix} X_{B_{\max}^S} \\ Y_{B_{\max}^S} \\ Z_{B_{\max}^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{B_{\max}^S} \\ Y_{B_{\max}^S} \\ Z_{B_{\max}^S} \end{bmatrix}. \quad (4.85)$$

E.11 - Se stabilește domeniul de amplasare al punctului L_m al ARP:

$$\left(OL_{m \min}^S\right) = \begin{bmatrix} X_{L_{m \min}^S} \\ Y_{L_{m \min}^S} \\ Z_{L_{m \min}^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{B_{\min}^S} + d_m \\ Y_{B_{\min}^S} \\ Z_{B_{\min}^S} \end{bmatrix}; \quad \left(OL_{m \max}^S\right) = \begin{bmatrix} X_{L_{m \max}^S} \\ Y_{L_{m \max}^S} \\ Z_{L_{m \max}^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{B_{\max}^S} + d_m \\ Y_{B_{\max}^S} \\ Z_{B_{\max}^S} \end{bmatrix} \quad (4.86)$$

4.2.4. Asigurarea homocinetismului transmisiei bicardanice a mașinilor agricole monoax tractate

Pentru determinarea domeniului final de amplasare a punctului L_m al ARP, la acest tip de mașini, se parcurg următoarele etape:

- E.1** - Se calculează coordonatele punctului O_t de cuplare a Ma cu una din relațiile (4.71), (4.73), (4.75) sau (4.76).
- E.2** - Se determină coordonatele articulației cardanice A , cu relațiile (4.68), (4.69) și (4.70).
- E.3** - Se determină expresiile versorilor arborilor cardanici (fig. 4.8 și fig. 3.20)

- versorul \bar{e}_{11} :

- în sistemul tractorului

$$\left(e_{11}\right)^{(t)} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (4.87)$$

- în sistemul $Oxyz$

$$\left(e_{11}\right) = \begin{bmatrix} e_{11}^x \\ e_{11}^y \\ e_{11}^z \end{bmatrix} = [M_{30}] \cdot \left(e_{11}\right)^{(t)} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} \\ a_{21} \\ a_{31} \end{bmatrix}, \quad (4.88)$$

- versorul \bar{e}_{12} :

$$\left(e_{12}\right) = \begin{bmatrix} e_{12}^x \\ e_{12}^y \\ e_{12}^z \end{bmatrix} = \frac{1}{l_{12}} \begin{bmatrix} X_B - X_A \\ Y_B - Y_A \\ Z_B - Z_A \end{bmatrix}, \quad (4.89)$$

- versorul \bar{e}_{22} :

$$\left(e_{22}\right) = \begin{bmatrix} e_{22}^x \\ e_{22}^y \\ e_{22}^z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (4.90)$$

în care lungimea transmisiei cardanice este:

$$l_{12} = \sqrt{(X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2}. \quad (4.91)$$

E.4 - Se determină unghiurile articulațiilor cardanice α_1 și α_2

$$\begin{cases} \alpha_1 = \arccos(\bar{e}_{11} \cdot \bar{e}_{12}) = \arccos(e_{11}^x \cdot e_{12}^x + e_{11}^y \cdot e_{12}^y + e_{11}^z \cdot e_{12}^z), \\ \alpha_2 = \arccos(\bar{e}_{12} \cdot \bar{e}_{22}) = \arccos(e_{12}^x \cdot e_{22}^x + e_{12}^y \cdot e_{22}^y + e_{12}^z \cdot e_{22}^z). \end{cases} \quad (4.92)$$

E.5 - Se calculează componentele vectorilor normali la planele P_1 și P_2 ale articulațiilor A și B, conform relației (3.146) pentru $i = 1$

$$\begin{cases} (n_1) = \begin{bmatrix} n_1^x \\ n_1^y \\ n_1^z \end{bmatrix} = (e_{11}) \times (e_{12}) = \begin{bmatrix} e_{11}^y \cdot e_{12}^z - e_{11}^z \cdot e_{12}^y \\ e_{11}^z \cdot e_{12}^x - e_{11}^x \cdot e_{12}^z \\ e_{11}^x \cdot e_{12}^y - e_{11}^y \cdot e_{12}^x \end{bmatrix}, \\ (n_2) = \begin{bmatrix} n_2^x \\ n_2^y \\ n_2^z \end{bmatrix} = (e_{12}) \times (e_{22}) = \begin{bmatrix} e_{12}^y \cdot e_{22}^z - e_{12}^z \cdot e_{22}^y \\ e_{12}^z \cdot e_{22}^x - e_{12}^x \cdot e_{22}^z \\ e_{12}^x \cdot e_{22}^y - e_{12}^y \cdot e_{22}^x \end{bmatrix}. \end{cases} \quad (4.93)$$

E.6 - Se calculează unghiul de deplanare β_{21} cu relația (3.148) pentru $i = 1$:

$$\beta_{21} = \arccos(\bar{n}_1 \cdot \bar{n}_2) = \arccos \frac{n_1^x \cdot n_2^x + n_1^y \cdot n_2^y + n_1^z \cdot n_2^z}{\sqrt{n_1^{x^2} + n_1^{y^2} + n_1^{z^2}} \cdot \sqrt{n_2^{x^2} + n_2^{y^2} + n_2^{z^2}}}. \quad (4.94)$$

E.7 - Se calculează unghiul φ_{21}^0 de defazare inițială a articulației B cu relațiile (3.147), (3.149), (3.152) pentru $i = 1$:

$$(v_1) = \begin{bmatrix} v_1^x \\ v_1^y \\ v_1^z \end{bmatrix} = (e_{12}) \times (n_1) = \begin{bmatrix} e_{12}^y \cdot n_1^z - e_{12}^z \cdot n_1^y \\ e_{12}^z \cdot n_1^x - e_{12}^x \cdot n_1^z \\ e_{12}^x \cdot n_1^y - e_{12}^y \cdot n_1^x \end{bmatrix}, \quad (4.95)$$

$$\chi_{21} = \text{sgn}(\bar{n}_2 \cdot \bar{v}_1) = \text{sgn}(n_2^x \cdot v_1^x + n_2^y \cdot v_1^y + n_2^z \cdot v_1^z), \quad (4.96)$$

$$\varphi_{21}^0 = \pi/2 - \gamma_{21} + \chi_{21} \cdot \beta_{21}. \quad (4.97)$$

Observație. Deoarece se consideră $\varphi_{11}^0 = 0$ rezultă și $\varphi_{12}^0 = 0$

E.8 - Se calculează funcțiile de poziție:

- *legea de transmitere* cu relațiile (3.154) pentru $i = 1$ și $\varphi_{11}^0 = 0$

$$\begin{cases} \varphi_{12} = \arctg[\lambda_1 \cdot \text{tg}(\varphi_{11})], \\ \varphi_{21} = \varphi_{12}, \\ \varphi_{22} = \arctg[\lambda_2 \cdot \text{tg}(\varphi_{21}^0 + \varphi_{21})] - \arctg[\lambda_2 \cdot \text{tg} \varphi_{21}^0]. \end{cases} \quad (4.98)$$

- *rotațiile relative* în articulațiile crucilor

$$\begin{cases}
 \theta_{11} = \operatorname{arctg} [\operatorname{tg} \alpha_1 \sin (\varphi_{11})], \\
 \theta_{12} = \operatorname{arctg} \left[\frac{\sin \alpha_1 \cos (\varphi_{11})}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_1 \cos^2 (\varphi_{11})}} \right], \\
 \theta_{21} = \operatorname{arctg} [\operatorname{tg} \alpha_2 \sin (\varphi_{21}^0 + \varphi_{21})], \\
 \theta_{22} = \operatorname{arctg} \left[\frac{\sin \alpha_2 \cos (\varphi_{21}^0 + \varphi_{21})}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_2 \cos^2 (\varphi_{21}^0 + \varphi_{21})}} \right].
 \end{cases} \quad (4.99)$$

E.9 - Se calculează vitezele și accelerațiile unghiulare cu relațiile (3.157) și (3.158) pentru $i = 1$ și $\varphi_{11}^0 = 0$

$$\begin{cases}
 \omega_{11} = \pi \cdot n / 30, \quad \omega_{12} = \omega_{11} \cdot 2 \cdot \lambda_1 / N_1, \\
 \omega_{21} = \omega_{12}, \quad \omega_{22} = \omega_{21} \cdot 2 \cdot \lambda_2 / N_2,
 \end{cases} \quad (4.100)$$

$$\begin{cases}
 \varepsilon_{11} = 0, \quad \varepsilon_{12} = \frac{4 \cdot \lambda_1 \cdot (1 - \lambda_1^2) \cdot \sin (2 \cdot \varphi_{11})}{N_1^2} \cdot \omega_{11}^2 + \frac{2 \cdot \lambda_1}{N_1} \cdot \varepsilon_{11}, \\
 \varepsilon_{21} = \varepsilon_{12}, \quad \varepsilon_{22} = \frac{4 \cdot \lambda_2 \cdot (1 - \lambda_2^2) \cdot \sin [2 \cdot (\varphi_{21}^0 + \varphi_{21})]}{N_2^2} \cdot \omega_{21}^2 + \frac{2 \cdot \lambda_2}{N_2} \cdot \varepsilon_{21},
 \end{cases} \quad (4.101)$$

în care:

$$\begin{cases}
 N_1 = (1 + \lambda_1^2) + (1 - \lambda_1^2) \cdot \cos (2 \cdot \varphi_{11}), \\
 N_2 = (1 + \lambda_2^2) + (1 - \lambda_2^2) \cdot \cos [2 \cdot (\varphi_{21}^0 + \varphi_{21})].
 \end{cases} \quad (4.102)$$

E.10- Se calculează heterocinetismul transmisiei bicardanice cu una din funcțiile:

$$\begin{cases}
 1) \quad \psi_{21} = \varphi_{22} - \varphi_{11}, \\
 2) \quad \Delta \varphi_{22} = (\psi_{21})_{\max} - (\psi_{21})_{\min}, \\
 3) \quad \mu_{21} = \operatorname{tg} \varphi_{22} / \operatorname{tg} \varphi_{11}, \\
 4) \quad i_{21} = \omega_{22} / \omega_{11}, \\
 5) \quad v_{21} = \varepsilon_{22} / \omega_{11}^2.
 \end{cases} \quad (4.103)$$

În funcție de valorile obținute se va acționa asupra parametrilor constructivi ai lanțului cinematic suport, precum și asupra poziției punctului de amplasare a ARP din domeniul soluție stabilit, până când se va obține homocinetismul transmisiei în poziția standard de lucru a agregatului Tr+Ma și un heterocinetism mic în celelalte poziții relative de lucru.

4.2.5 Analiza influenței unor parametri constructivi ai lanțului cinematic suport asupra transmisiei bicardanice dintre tractor și mașina agricolă monoax tractată

Schema cinematică a mecanismului de cuplare a Tr cu Ma tractată, acționată prin transmisie bicardanică, folosind LCS cel mai simplu, este reprezentată în fig. 4.8. Parametrii cinematici care definesc LCS al acestei transmisii sunt: X_A , Y_A , Z_A , X_B , Y_B , Z_B , d_t , d_m , dintre care proiectantul poate acționa cu mai multă ușurință asupra lui X_A , X_B , Y_B , Z_B . Din acest motiv se va analiza influența acestor parametri asupra cinematicii transmisiei bicardanice. Pentru aceasta, în calcule s-a plecat de la datele mecanismului de cuplare a tractorului U 445 DT cu Ma tip MACF și anume: $X_A = -679 \cos \alpha$ [mm], $Y_A = 679 \sin \alpha$ [mm], $Z_A = 304$ mm, $X_B = 303$ mm, $Y_B = 0$, $Z_B = 285$ mm și $d_t = d_m = 98$ mm.

În fig. 4.9 sunt reprezentate diagramele de variație ale unghiurilor α_1 și α_2 și a heterocinetismului $\Psi_{\max} = |\varphi_{22} - \varphi_{11}|_{\max}$ funcție de unghiul α dintre Tr și Ma tip MACF. Se observă că prin amplasarea articulațiilor cardanice A și B la distanțe diferite față de punctul de cuplare a proțapului Ma cu Tr (pentru $\alpha = 0 \rightarrow |X_A| \neq |X_B|$) și pe înălțimi diferite ($Z_B \neq Z_A$), la unghiuri $\alpha \neq 0$ transmisia are o configurație spațială a arborilor cardanici cu $\alpha_1 \neq \alpha_2$, iar unghiul de defazare inițială φ_{21}^0 variază cu α , ceea ce duce la creșterea heterocinetismului rezultat din diferența unghiurilor α_1 și α_2 .

În fig. 4.10 și 4.11 sunt reprezentate câteva cazuri de variație ale unghiurilor α_1 și α_2 și ale heterocinetismului transmisiei bicardanice în funcție de unghiul α dintre Tr și Ma pentru diferite valori ale parametrilor Z_B , X_A și X_B . În fig. 4.10 sunt reprezentate aceste variații pentru cazul în care articulațiile cardanice A și B sunt amplasate simetric față de punctul de cuplare al Ma cu Tr (la $\alpha = 0, \rightarrow |X_A| = |X_B|$), respectiv $X_A = -679 \cos \alpha$, $Y_B = 679 \sin \alpha$, $Z_A = 304$, $X_B = 679$, $Y_B = 0$, iar Z_B este variabil. Se observă permanenta egalitate a unghiurilor α_1 și α_2 . Analizând diagramele din fig. 4.10.a în care $Z_B = Z_A$, se observă că pentru $\alpha = 0, \beta, \gamma = 0$ (agregatul Tr + Ma în deplasare rectilinie pe teren plan - situația cea mai des întâlnită), arborii cardanici sunt în prelungire $\Rightarrow \alpha_1 = \alpha_2 = 0 \Rightarrow \theta_{11}, \theta_{12}, \theta_{21}, \theta_{22} = 0$. Aceasta înseamnă că nu există rotație relativă în cuplele articulațiilor cardanice (între cruci și furci), ceea ce duce la apariția fenomenului de brinelare. Heterocinetismul transmisiei este nul, fiind nul unghiul de defazare inițială φ_{21}^0 .

Odată cu creșterea lui Z_B (când $|X_B| = |X_A|$ pentru $\alpha = 0$ - fig. 4.10.b, c), se păstrează egalitatea unghiurilor α_1 și α_2 , dar cresc ca valoare, transmisia la $\alpha \neq 0$, are o configurație spațială a arborilor cardanici și unghiul de defazare inițială φ_{21}^0 variază cu α și Z_B , ceea ce duce la creșterea heterocinetismului (datorată numai lui φ_{21}^0).

În fig. 4.11 sunt reprezentate aceleași variații, pentru cazul în care articulațiile cardanice A și B sunt amplasate asimetric față de punctul de cuplare al Ma cu Tr și anume $|X_B| = 2 \cdot |X_A|$ pentru $\alpha = 0$ ($X_A = -679 \cos \alpha$, $Y_A = 679 \sin \alpha$, $X_B = 1358$).

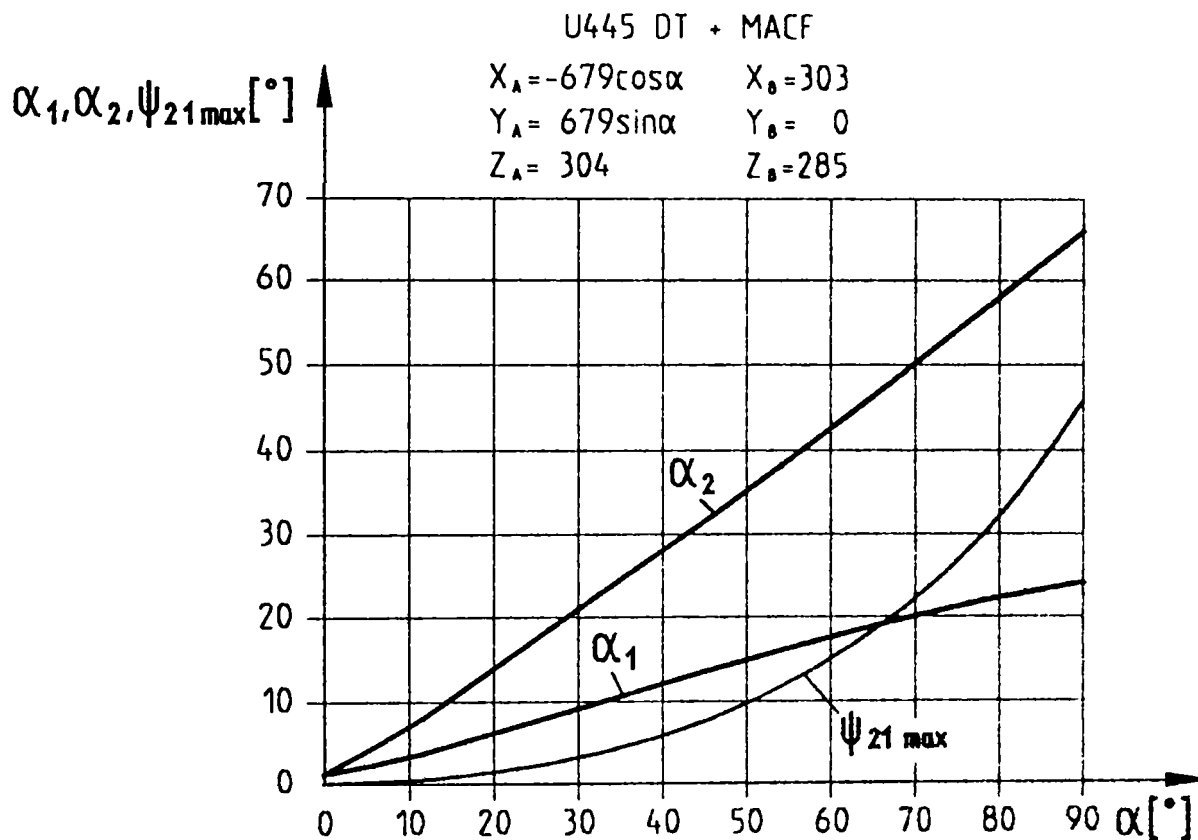


Fig. 4.9

Analizând aceste diagrame se observă că heterocinetismul transmisiei este mai mare decât în primul caz ($|X_B| = |X_A|$), deoarece pe lângă variația unghiului de defazare inițială φ_{21}^0 se adaugă și inegalitatea unghiurilor α_1 și α_2 .

În fig. 4.12, 4.13, 4.14.a,b sunt reprezentate diagramele de variație ale unghiurilor α_1 , α_2 , și ale heterocinetismului transmisiei cu variația mărimilor Y_B , $\overline{OA}(X_A, Y_A, Z_A)$ și X_B . Valorile parametrilor sunt: $X_A = -679 \cos \alpha$, $Y_A = 679 \sin \alpha$, $Z_A = 304$, α , $X_B = 1358$, $Y_B = 0$, $Z_B = 304$. Când unul ia valori variabile ceilalți rămân la valorile inițiale menționate. Diagramele s-au trasat pentru unghiurile de poziție ale Tr față de Ma de $\alpha = 60^\circ$ și $\beta = \gamma = 0$. Analizând diagramele din fig. 4.12 se observă că unghiul α_1 și heterocinetismul Ψ_{\max} cresc mult odată cu creșterea lui Y_B . Se menționează că la $Z_A = Z_B$, transmisia are configurație plană și heterocinetismul este

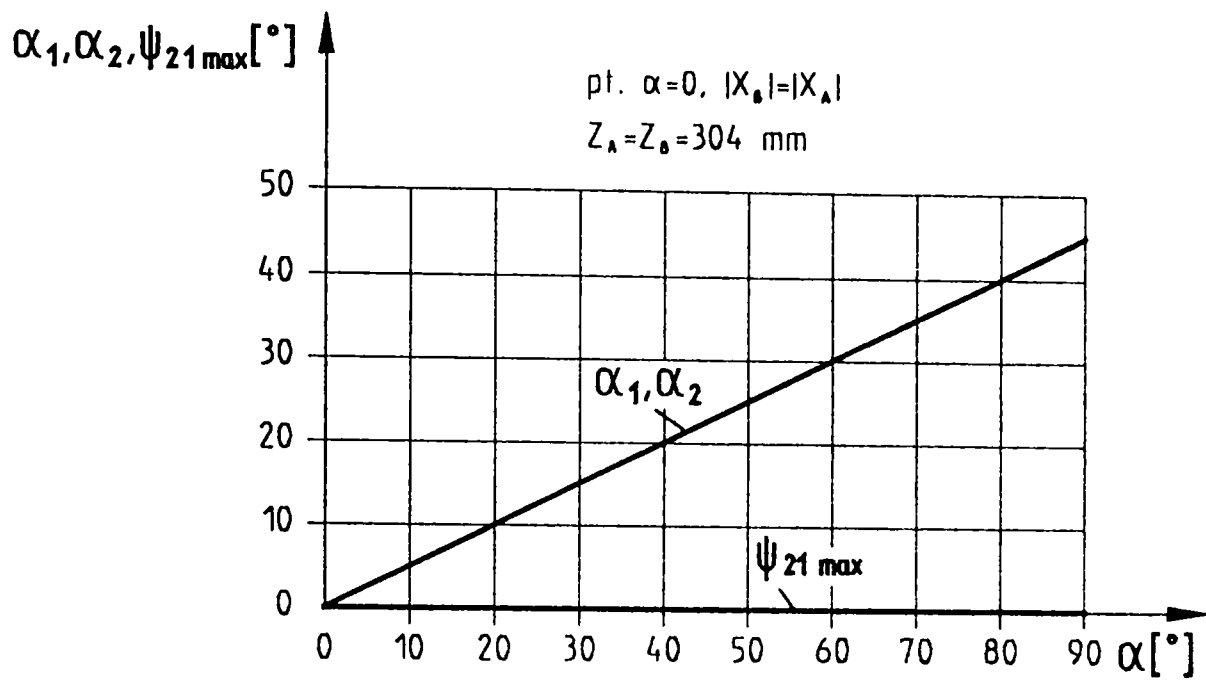


Fig. 4.10 a

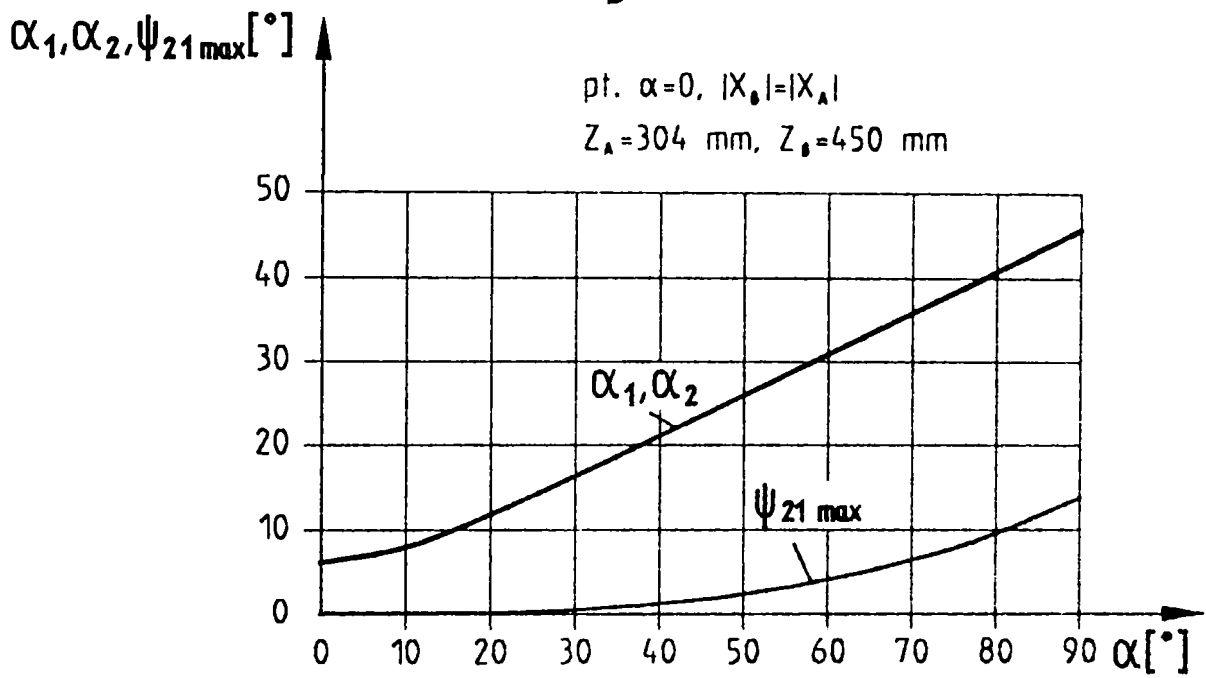


Fig. 4.10 b

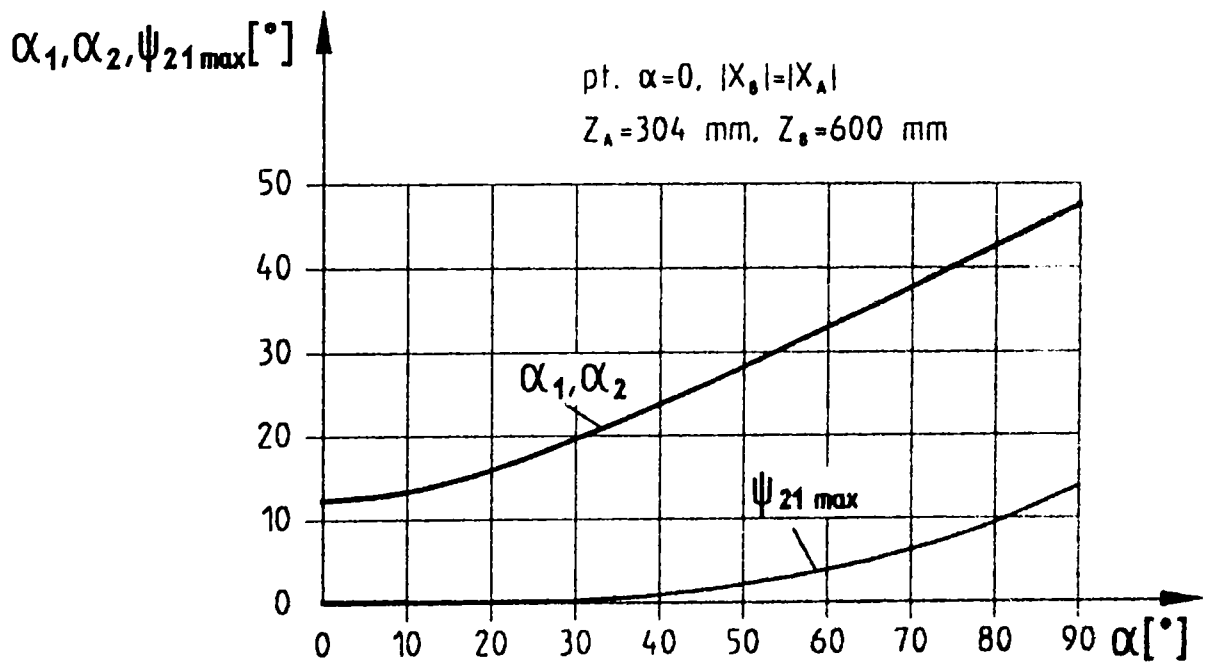


Fig. 4.10 c

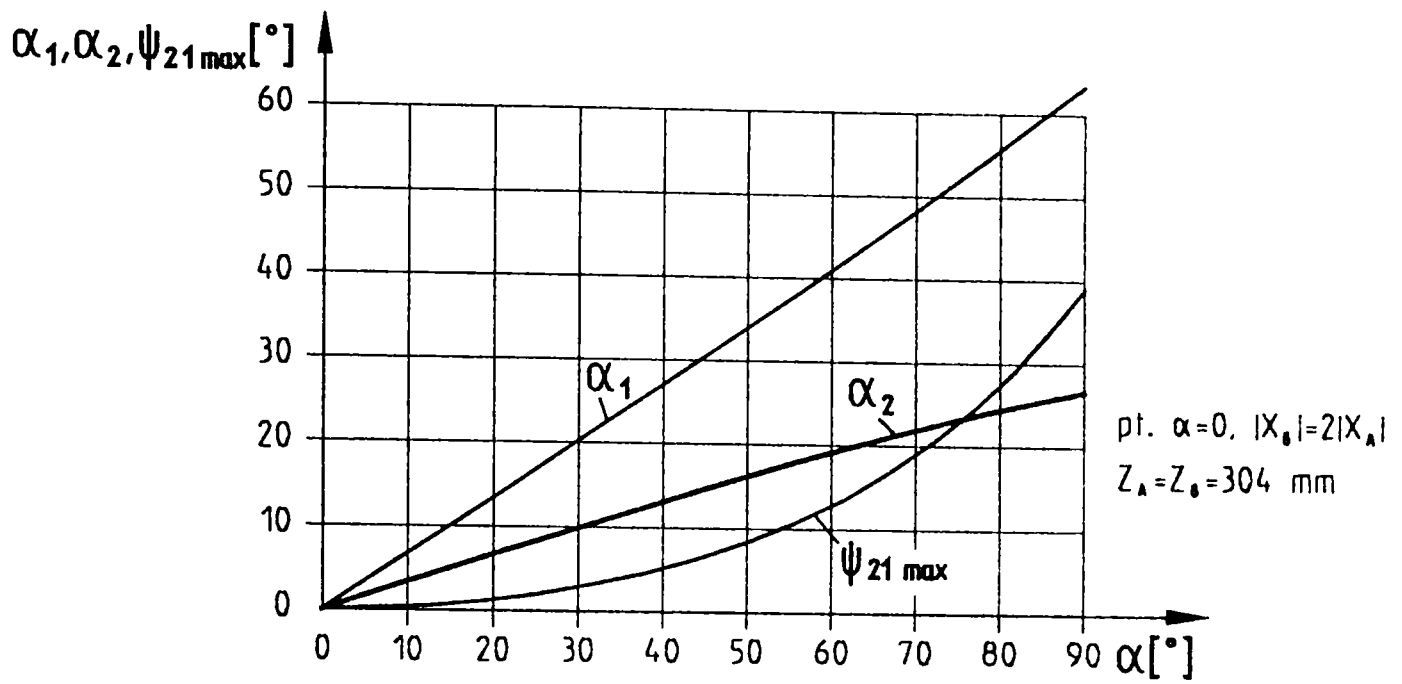


Fig. 4.11 a

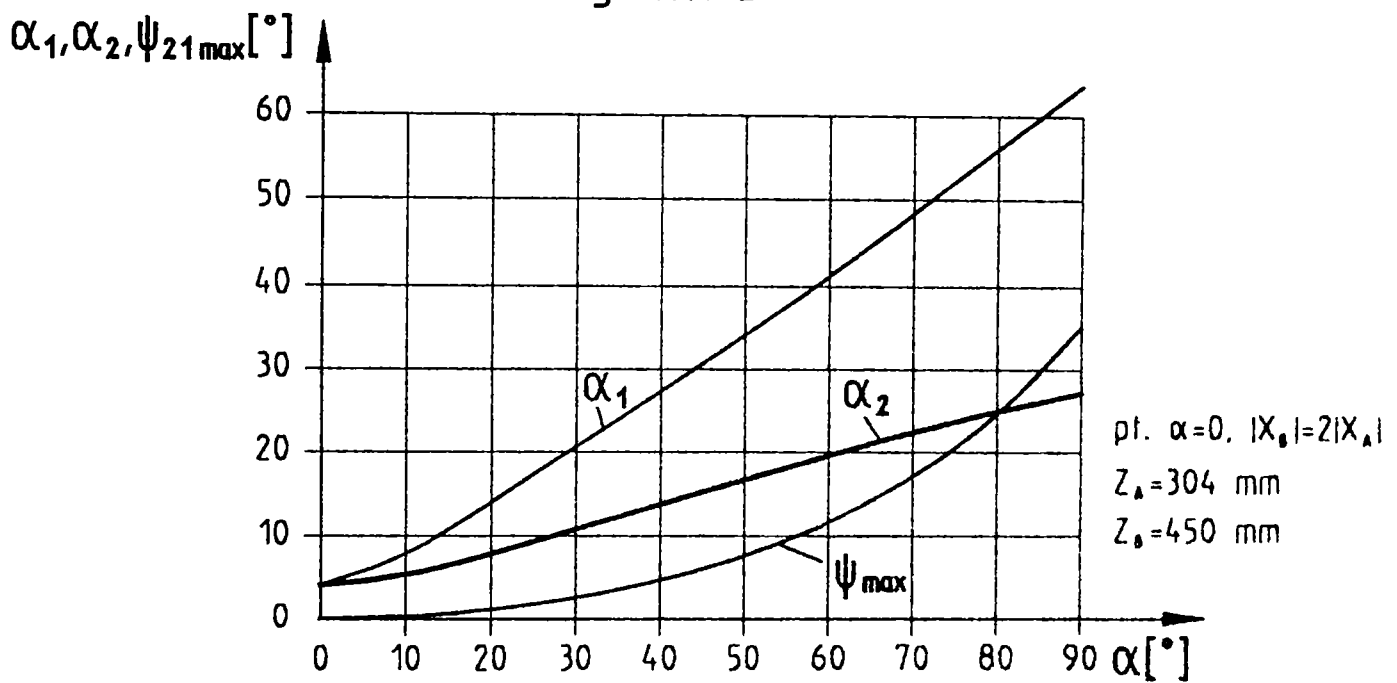


Fig. 4.11 b

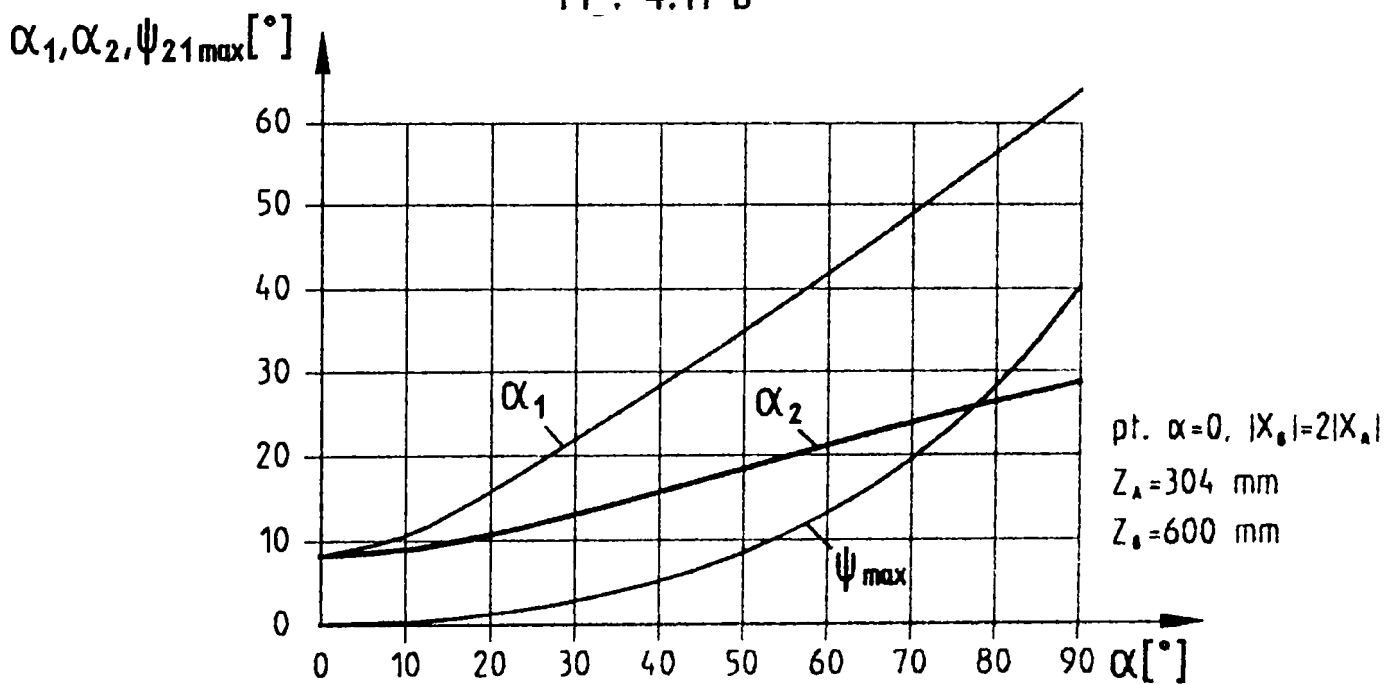


Fig. 4.11 c

datorat numai inegalităților unghiurilor α_1 și α_2 . La fel ca și în situația din fig. 4.10.a și în acest caz dacă $Z_B = Z_A$, $Y_B = 0$ și $\alpha = 0$, β , $\gamma = 0$, arborii cardanici sunt în prelungire (apare fenomenul de brinelare).

Analizând diagrama din fig. 4.13 se observă că atât heterocinetismul cât și unghiurile (în special α_1) scad cu creșterea lui $\overline{OA}(X_A, Y_A, Z_A)$. În cazul în care $(OA) = 0$, articulația A preia în totalitate unghiul α dintre Tr și Ma, fiind foarte sollicitată și uneori ajungând să funcționeze la unghiuri α_1 inadmisibil de mari.

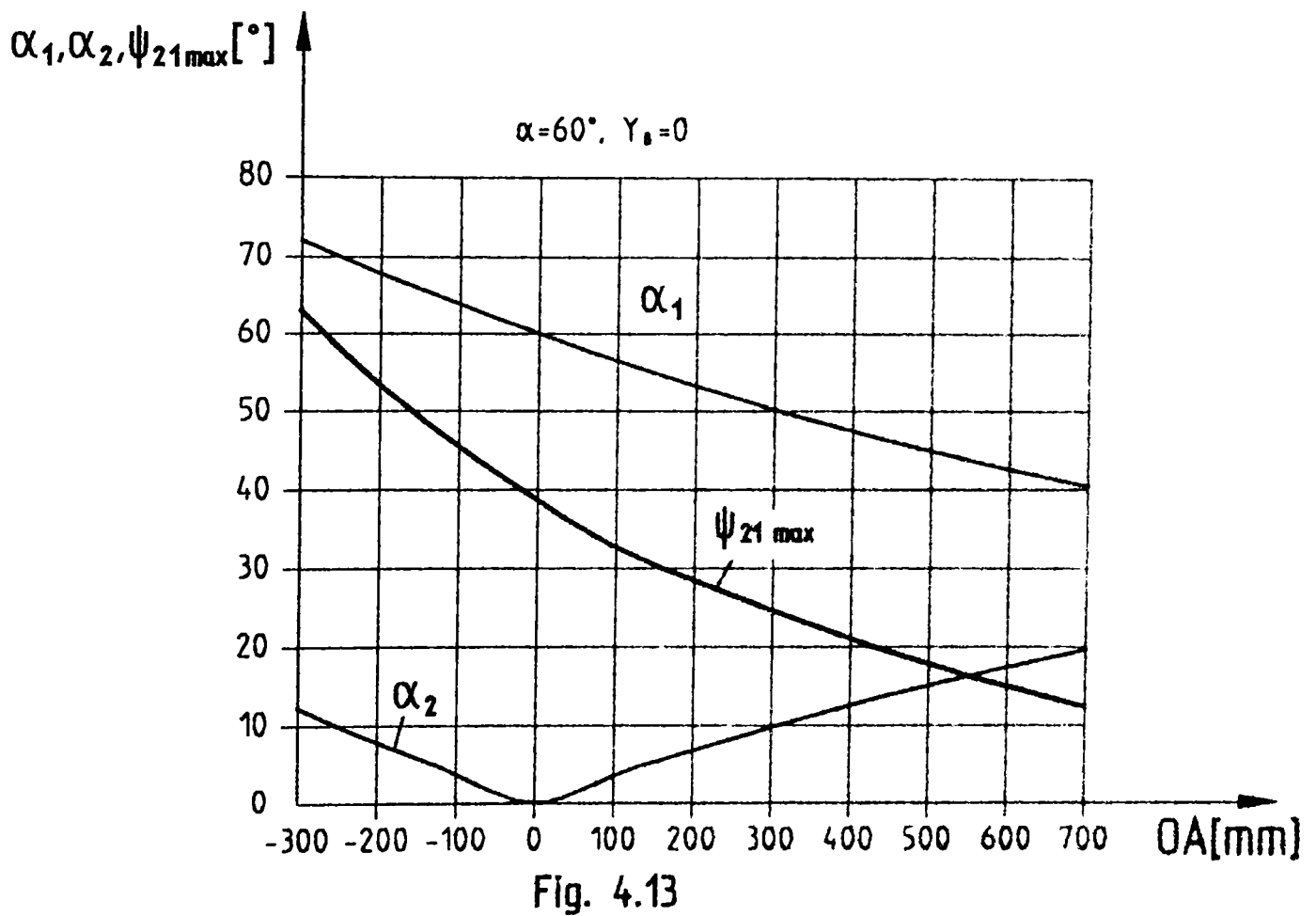
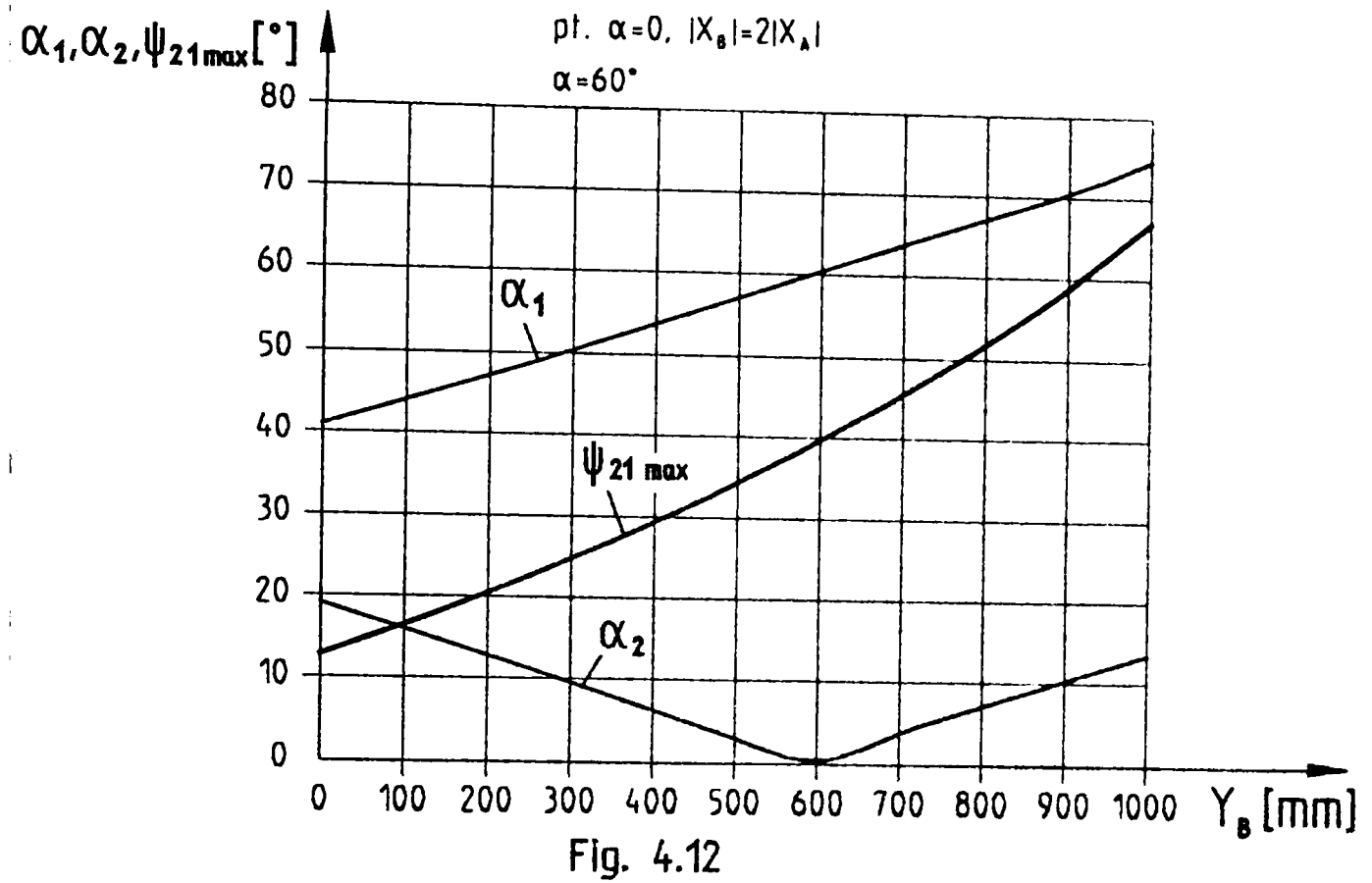
În fig. 4.14.a și b sunt reprezentate diagramele de variație ale unghiurilor α_1 , α_2 și a heterocinetismului transmisiei în funcție de poziția de amplasare a articulației B (X_B) în două situații $Y_B = 0$ și $Y_B = 450$ mm. Din analiza diagramelor se observă că unghiurile α_1 și α_2 au în primul caz variații foarte mari, α_1 crește, iar α_2 scade cu creșterea lui X_B , heterocinetismul scade la zero când $|X_B| = |X_A|$, după care crește din nou. Se observă că la $|X_B| \cong (2,5 - 3)|X_A|$ atât unghiurile α_1 și α_2 , cât și heterocinetismul încep să se stabilizeze. În literatura de specialitate se indică faptul că pt. $Y_B = 0$ se admite un raport $(X_A / X_B)_{\max} = 1/3$. Pentru obținerea unui heterocinetism minim, cu unghiuri α_1 și α_2 nu prea mari (sub 35° la $\alpha = 60^\circ$), se impune totuși un raport $X_A / X_B = 1$ sau apropiat de această valoare. În fig. 4.15.a și b sunt reprezentate diagramele de variație (α_1 , α_2 , $\Psi_{21 \max}$) ale unei transmisii bicardanice în funcție de raportul Z_B / Z_A . În cazul când $|X_B| = |X_A|$ (fig.4.15.a) heterocinetismul se datorează numai unghiurilor de defazare inițială ($\varphi_{21}^0 \neq 0$, $\alpha_1 = \alpha_2$), pe când în cazul în care $|X_B| \neq |X_A|$ (fig. 4.15.b), heterocinetismul crește deoarece, pe lângă unghiurile de defazare inițială ($\varphi_{21}^0 \neq 0$), mai este influențat și de inegalitatea unghiurilor α_1 și α_2 .

4.3. ANALIZA CINEMATICĂ A TRANSMISIEI TRICARDANICE CU LAGĂR INTERMEDIAR MOBIL DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ MONOAX TRACTATĂ

Schema cinematică a acestui tip de agregat este reprezentată în fig. 4.16.

Sinteza transmisiilor tricardanice cu lagăr intermediar mobil ale Ma monoax tractate se face în două etape:

- a) alegerea configurației transmisiei cardanice,
- b) asigurarea homocinetismului transmisiei cardanice.



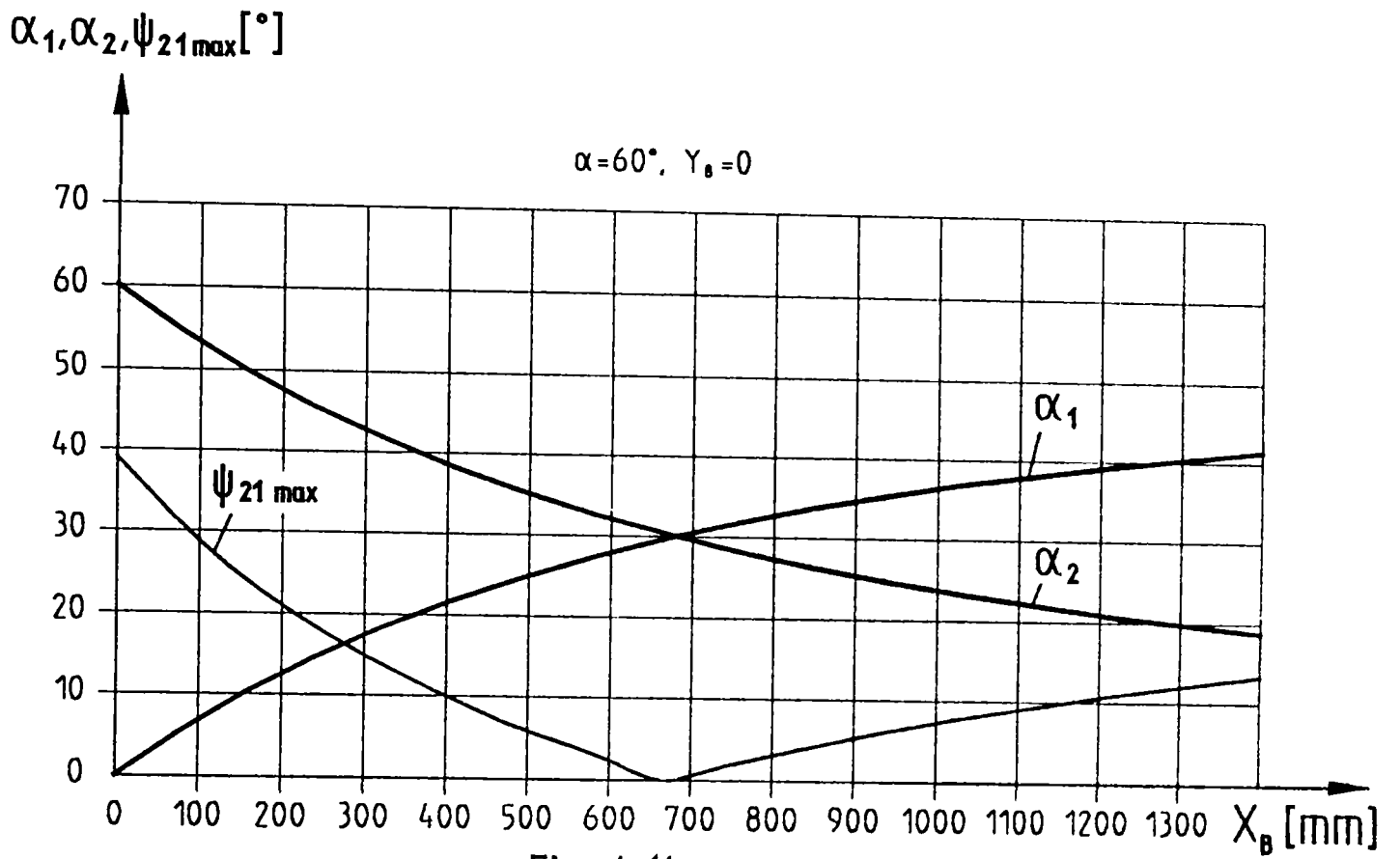


Fig. 4.14 a

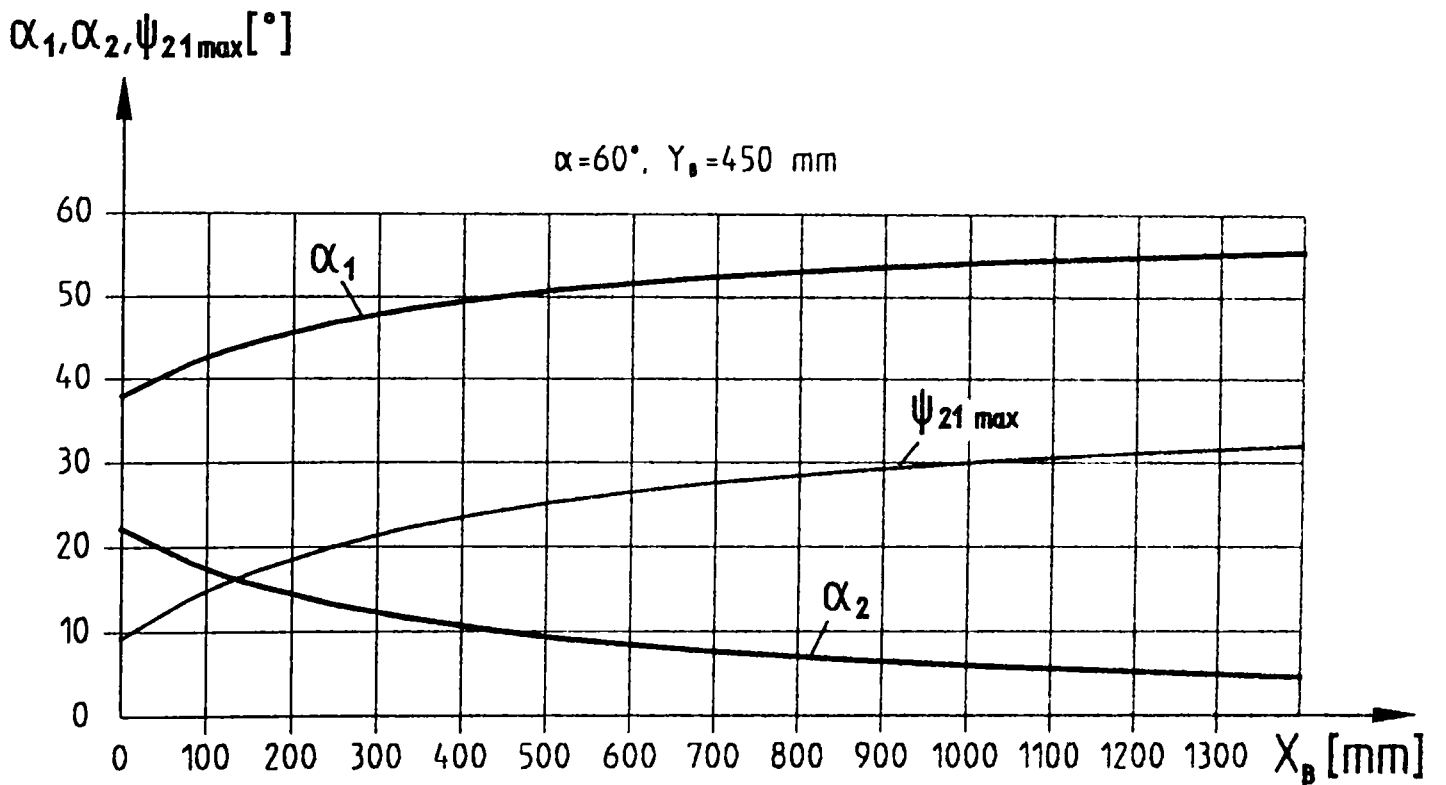


Fig. 4.14 b

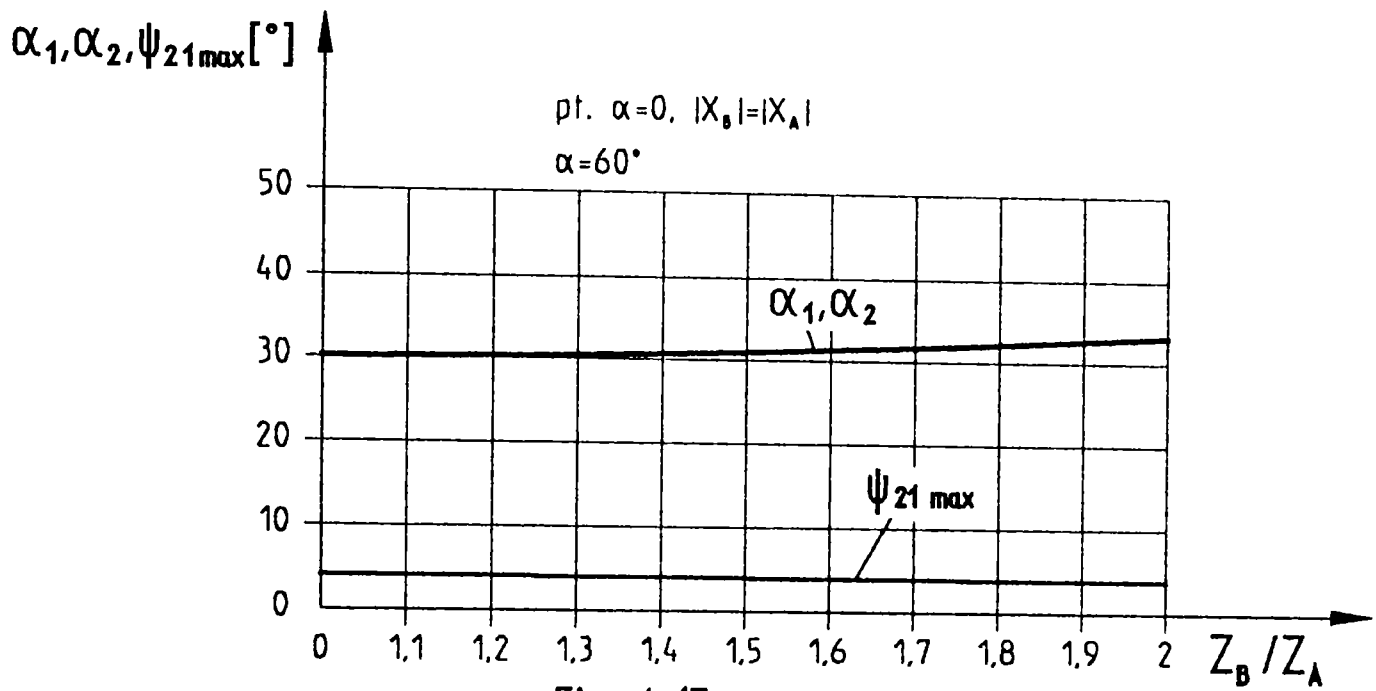


Fig. 4.15 a

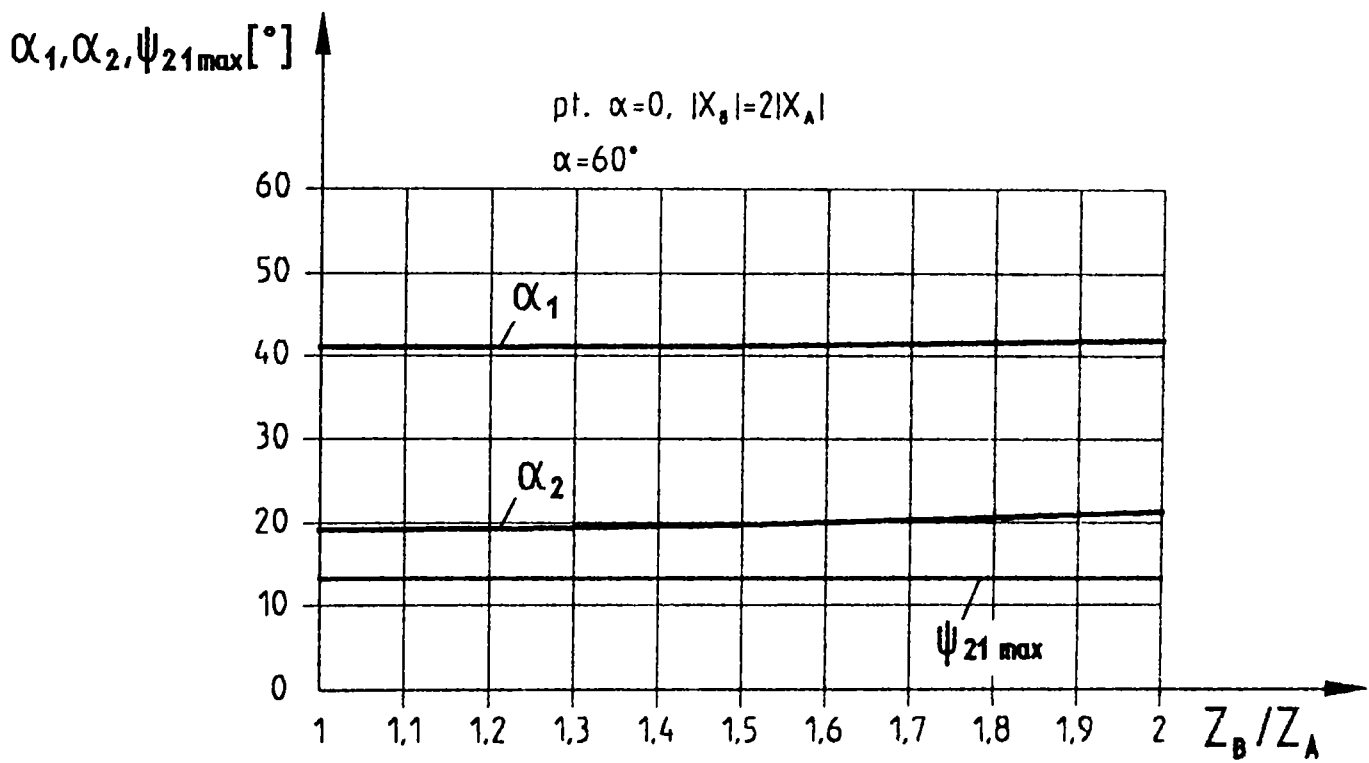


Fig. 4.15 b

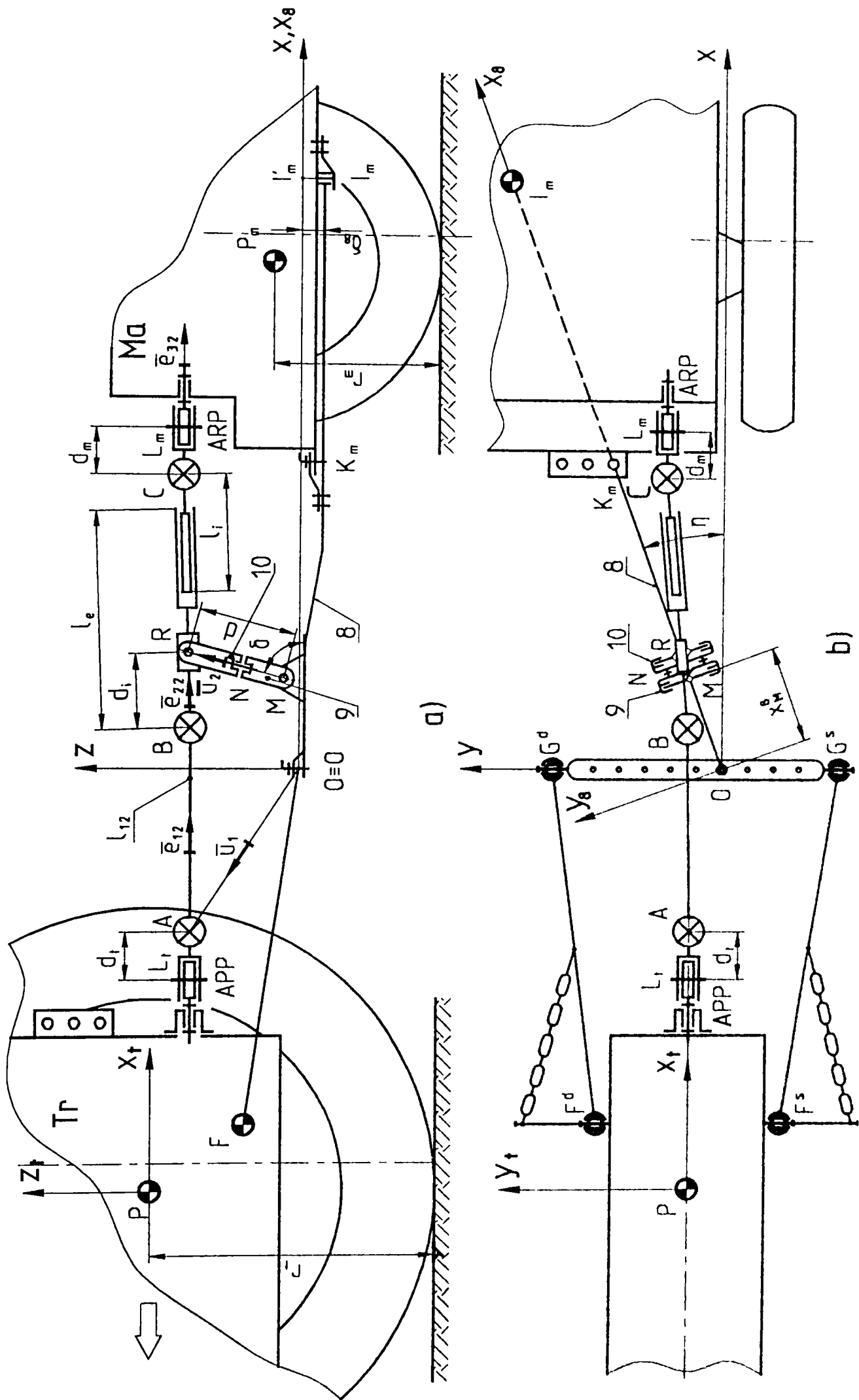


Fig. 4.16 - Schema cinematică a agregatului Tr-Ma monoaxl tractată acționată prin transmisie tricardanică cu lagăr intermediar mobil

4.3.1 Alegerea configurației transmisiei cardanice

Transmisia tricardanică a mașinilor de tip PPF se compune dintr-o transmisie bicardanică de lungime fixă, având ca valoare una dintre valorile tipizate, înseriată cu o transmisie monocardanică, având arborele intermediar de lungime variabilă între l_{\min} și l_{\max} , alese de asemenea dintre valorile tipizate. Pentru o Ma oarecare se consideră că se poate face orice combinație între cele două transmisii componente ale transmisiei tricardanice.

În vederea alegerii configurației TC se parcurg următoarele etape:

E.0 - Se precizează datele Tr (vezi fig. 4.1.): tip, P_P , n_P , X_{L_1} , Y_{L_1} , Z_{L_1} , X_F , Z_F , X_{J_1} , Y_{J_1} , Z_{J_1} , $Z_{G \min/\max}$, $Y_{O_1 \min/\max}$, $Z_{O_1 \min/\max}$, $Y_{O_2 \min/\max}$, $Z_{O_2 \min/\max}$, X_H , $Z_{H \min/\max}$, X_{O_4} , Y_{O_4} , Z_{O_4} , l_2 , l_5 , l_6 , l_7 , r_t ;

- Se precizează datele Ma: tip, P , n , X_{L_m} , Y_{L_m} , Z_{L_m} , X_{P_m} , Y_{P_m} , Z_{P_m} , $X_{L_m \min/\max}$, $Y_{L_m \min/\max}$, $Z_{L_m \min/\max}$, r_m , l_8 , $d_{\min/\max}$, $X_M \min/\max$, $Y_M=0$, $Z_M \min/\max$;

- Se precizează datele privind pozițiile relative ale Tr față de Ma : O_t , Y_{O_t} , Z_{O_t} , α_0 , β_0 , γ_0 (în poziția de lucru), $\alpha_{\min/\max}$, $\beta_{\min/\max}$, $\gamma_{\min/\max}$ (în poziții limită);

- Se precizează datele TC: l_{12} , $l_{\min/\max}$, d_t , d_m , d_i , d , l_i , l_c , α_M , β_M .

E.1 - Se calculează coordonatele punctului O_t de cuplare a Ma conform cu E.1 - cap. 4.2.3.

E.2 - Se determină coordonatele articulației cardanice A, cu relațiile (4.68), (4.69) și (4.70).

E.3 - Se alege dintre transmisiile bicardanice o transmisie din clasa de putere identică sau imediat superioară puterii P de antrenare a Ma, având lungimea cea mai mică. Astfel se cunosc: tipul TC, P_C , l_{\min} , l_{\max} , d_t , d_m , α_M , β_M .

E.4 - Se precizează că $l_{12} = l_{\min}$ și $d_i = d_m$.

E.5 - Se alege dintre transmisiile monocardanice telescopice o transmisie din clasa de putere identică sau imediat superioară puterii P de antrenare a Ma, având lungimea cea mai mică. Astfel se cunosc: tipul TC, P_C , l_{\min} , l_{\max} , d_t , d_m , α_M , β_M .

E.6 - Se determină domeniul în care poate fi amplasată articulația cardanică C în sistemul Oxyz al Ma, cu relațiile:

$$(OC_{\min}) = \begin{bmatrix} X_{C_{\min}} \\ Y_{C_{\min}} \\ Z_{C_{\min}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{L_m \min} - d_m \\ Y_{L_m \min} \\ Z_{L_m \min} \end{bmatrix}, \quad (OC_{\max}) = \begin{bmatrix} X_{C_{\max}} \\ Y_{C_{\max}} \\ Z_{C_{\max}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{L_m \max} - d_m \\ Y_{L_m \max} \\ Z_{L_m \max} \end{bmatrix}. \quad (4.104)$$

E.7 - Se inițializează domeniul soluție pentru:

$$\begin{cases} X_{C_m}^S = X_{C_{\min}} \\ X_{C_M}^S = X_{C_{\max}} \end{cases}. \quad (4.105)$$

E.8 - Se generează drepte Δx paralele cu Ox, în domeniul (C_{\min}, C_{\max}) , (fig. 4.5) și se inițializează:

$$\begin{cases} Y_C = Y_{C_{\min}} \\ Z_C = Z_{C_{\min}} \end{cases}. \quad (4.106)$$

E.9 - Se stabilesc coordonatele unui punct curent C situat pe aceste drepte, în sistemul Oxyz:

$$(OC) = \begin{bmatrix} X \\ Y_C \\ Z_C \end{bmatrix}. \quad (4.107)$$

E.10- Se stabilesc expresiile versorilor arborilor cardanici în sistemul de referință fix Oxyz:

- *versorii* \bar{e}_{12} și \bar{e}_{22} ai arborilor cardanici AB, respectiv BC (fig. 4.16 și fig. 4.17):

$$(e_{12}) = \begin{bmatrix} e_{12}^x \\ e_{12}^y \\ e_{12}^z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_1 \cdot \cos \theta_1 \\ \cos \psi_1 \cdot \sin \theta_1 \\ \sin \psi_1 \end{bmatrix}, \quad (e_{22}) = \begin{bmatrix} e_{22}^x \\ e_{22}^y \\ e_{22}^z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_2 \cdot \cos \theta_2 \\ \cos \psi_2 \cdot \sin \theta_2 \\ \sin \psi_2 \end{bmatrix}. \quad (4.108)$$

- *versorul* \bar{u}_2 al direcției MR (fig. 4.16 și fig. 4.18):

$$(u_2) = \begin{bmatrix} u_2^x \\ u_2^y \\ u_2^z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \delta \cdot \cos \eta \\ \cos \delta \cdot \sin \eta \\ \sin \delta \end{bmatrix}, \quad (4.109)$$

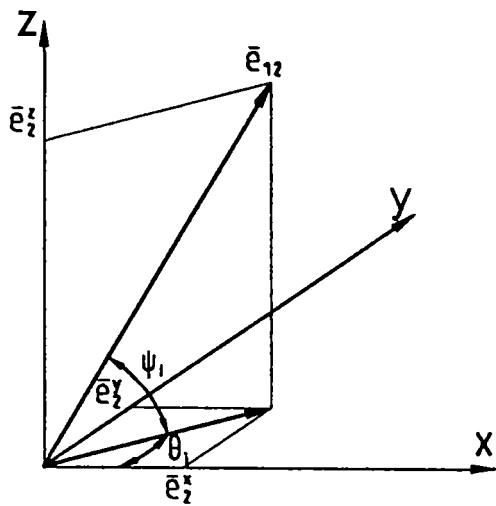


Fig. 4.17

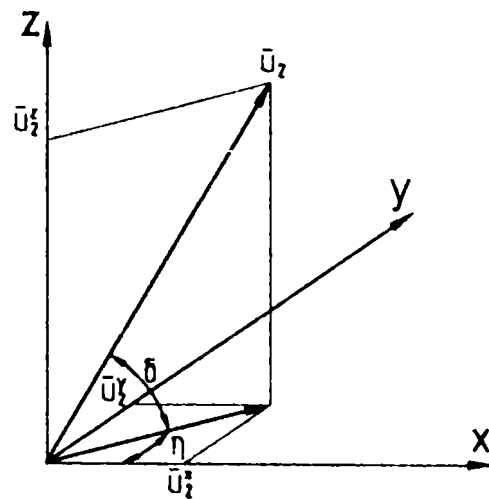


Fig. 4.18

în care δ este necunoscut, iar η se calculează cu relația:

$$\eta = \operatorname{arctg} (Y_{I_m} / X_{I_m}). \quad (4.110)$$

E.11 - Se determină componentele vectorului $\bar{V} = \overline{CM}$ astfel:

- se stabilește matricea de transformare din sistemul $Ox_8y_8z_8$ în sistemul de bază $Oxyz$, ambele sisteme fiind rotite cu unghiul η în jurul axei Oz

$$[M_{8-O}] = \begin{bmatrix} \cos \eta & -\sin \eta & 0 \\ \sin \eta & \cos \eta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (4.111)$$

- se determină coordonatele punctului M în sistemul de bază $Oxyz$

$$(\overline{OM}) = \begin{bmatrix} X_M \\ Y_M \\ Z_M \end{bmatrix} = [M_{8-O}] \cdot (\overline{OM})^{(8)} = \begin{bmatrix} \cos \eta & -\sin \eta & 0 \\ \sin \eta & \cos \eta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_M^8 \\ Y_M^8 \\ Z_M^8 \end{bmatrix}, \quad (4.112)$$

$$(\overline{OM}) = \begin{bmatrix} \cos \eta \cdot X_M^8 - \sin \eta \cdot Y_M^8 \\ \sin \eta \cdot X_M^8 + \cos \eta \cdot Y_M^8 \\ Z_M^8 \end{bmatrix}; \quad (4.113)$$

- se determină componentele vectorului $\bar{V} = \overline{CM} = \overline{OM} - \overline{OC}$:

$$(\overline{V}) = \begin{bmatrix} V_X \\ V_Y \\ V_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_M - X_C \\ Y_M - Y_C \\ Z_M - Z_C \end{bmatrix}. \quad (4.114)$$

E.12 - Se scriu ecuațiile vectoriale de închidere ale conturilor $OABRMO$ și $MRCM$:

$$(\overline{OA}) + (\overline{AB}) + (\overline{BR}) + (\overline{RM}) + (\overline{MO}) = 0, \quad (4.115)$$

$$(MR) + (RC) + (CM) = 0, \quad (4.116)$$

care în transcriere matriceală devin:

$$\begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{bmatrix} + l_{12} \cdot \begin{bmatrix} \cos \psi_1 \cdot \cos \theta_1 \\ \cos \psi_1 \cdot \sin \theta_1 \\ \sin \psi_1 \end{bmatrix} + d_i \cdot \begin{bmatrix} \cos \psi_2 \cdot \cos \theta_2 \\ \cos \psi_2 \cdot \sin \theta_2 \\ \sin \psi_2 \end{bmatrix} - d \cdot \begin{bmatrix} \cos \delta \cdot \cos \eta \\ \cos \delta \cdot \sin \eta \\ \sin \delta \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} X_M \\ Y_M \\ Z_M \end{bmatrix} = 0, \quad (4.117)$$

$$d \cdot \begin{bmatrix} \cos \delta \cdot \cos \eta \\ \cos \delta \cdot \sin \eta \\ \sin \delta \end{bmatrix} + l_{32} \cdot \begin{bmatrix} \cos \psi_2 \cdot \cos \theta_2 \\ \cos \psi_2 \cdot \sin \theta_2 \\ \sin \psi_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} V_X \\ V_Y \\ V_Z \end{bmatrix} = 0. \quad (4.118)$$

În aceste ecuații se cunosc: $X_A, Y_A, Z_A, l_{12}, d_i, d, \eta, X_M, Y_M, Z_M, V_X, V_Y, V_Z$, necunoscute fiind $\psi_1, \theta_1, \psi_2, \theta_2, \delta$ și X , inițial luându-se $l_{32} = l_{\min}$ (generându-se apoi valori până la $l_{32} = l_{\max}$)

Rezolvarea acestui sistem nelinier se face pe calculator, asigurându-se o rapidă convergență.

E.13- Se determină coordonatele punctelor C_m și C_M :

$$(OC_m) = \begin{bmatrix} X_{C_m} \\ Y_{C_m} \\ Z_{C_m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{C_m} \\ Y_C \\ Z_C \end{bmatrix}, \quad (OC_M) = \begin{bmatrix} X_{C_M} \\ Y_{C_M} \\ Z_{C_M} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{C_M} \\ Y_C \\ Z_C \end{bmatrix}. \quad (4.119)$$

E.14- Se verifică dacă transmisia cardanică aleasă corespunde sau nu:

- dacă $X_{C_M} \leq X_{C_{\min}}$, transmisia este prea scurtă și se alege următoarea ca lungime, reluându-se calculele;
- dacă $X_{C_m} \geq X_{C_{\max}}$, transmisia este prea lungă și se procedează la fel.

E.15- Se determină abscisele domeniului punctului C, astfel:

$$\begin{cases} X_{C_m}^S = \max(X_{C_m}, X_{C_m}^S), \\ X_{C_M}^S = \min(X_{C_M}, X_{C_M}^S), \end{cases}$$

și se generează valori pentru unghiurile α, β, γ , coordonatele punctelor de cuplare O_i , coordonatele punctului M și cota d, determinându-se în final coordonatele punctelor C_{\min}^S și C_{\max}^S ale domeniului soluție pentru punctul C:

$$(OC_{\min}^S) = \begin{bmatrix} X_{C_{\min}^S} \\ Y_{C_{\min}^S} \\ Z_{C_{\min}^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{C_m}^S \\ Y_{C_m}^S \\ Z_{C_m}^S \end{bmatrix}, \quad (OC_{\max}^S) = \begin{bmatrix} X_{C_{\max}^S} \\ Y_{C_{\max}^S} \\ Z_{C_{\max}^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{C_M}^S \\ Y_{C_M}^S \\ Z_{C_M}^S \end{bmatrix}. \quad (4.120)$$

E.16- Se stabilește domeniul de amplasare al punctului L_m al ARP:

$$(OL_m^S) = \begin{bmatrix} X_{L_m^S} \\ Y_{L_m^S} \\ Z_{L_m^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{C_{min}^S} + d_m \\ Y_{C_{min}^S} \\ Z_{C_{min}^S} \end{bmatrix}, \quad (OL_m^S) = \begin{bmatrix} X_{L_m^S} \\ Y_{L_m^S} \\ Z_{L_m^S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{C_{max}^S} + d_m \\ Y_{C_{max}^S} \\ Z_{C_{max}^S} \end{bmatrix} \quad (4.121)$$

E.17- Coordonatele punctului B se determină cu relația:

$$(OB) = (OM) + (MR) + (RB) \quad (4.122)$$

care în transcriere matriceală devine:

$$\begin{bmatrix} X_B \\ Y_B \\ Z_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_M \\ Y_M \\ Z_M \end{bmatrix} + d \cdot \begin{bmatrix} \cos \delta \cdot \cos \eta \\ \cos \delta \cdot \sin \eta \\ \sin \delta \end{bmatrix} - d_1 \cdot \begin{bmatrix} \cos \psi_2 \cdot \cos \theta_2 \\ \cos \psi_2 \cdot \sin \theta_2 \\ \sin \psi_2 \end{bmatrix} \quad (4.123)$$

4.3.2 Asigurarea homocinetismului transmisiei tricardanice cu lagăr intermediar mobil a mașinilor agricole monoax tractate

Pentru determinarea domeniului final de amplasare a punctului L_m al ARP, la acest tip de mașini se parcurg următoarele etape:

E.1; E.2 - decurg identic cu **E.1** și **E.2** din subcapitolul 4.2.4.

E.3 - Se determină coordonatele articulației C în sistemul Oxyz:

$$(OC) = \begin{bmatrix} X_C \\ Y_C \\ Z_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{L_m} - d_m \\ Y_{L_m} \\ Z_{L_m} \end{bmatrix} \quad (4.124)$$

E.4 - Se determină coordonatele articulației B conform etapelor **E.17**, **E.11** și **E.12** din subcapitolul 4.3.1.

E.5 - Se determină unghiurile articulațiilor cardanice α_1 , α_2 și α_3 :

$$\begin{cases} \alpha_1 = \arccos(\bar{e}_{11} \cdot \bar{e}_{12}) = \arccos(e_{11}^x \cdot e_{12}^x + e_{11}^y \cdot e_{12}^y + e_{11}^z \cdot e_{12}^z), \\ \alpha_2 = \arccos(\bar{e}_{21} \cdot \bar{e}_{22}) = \arccos(e_{21}^x \cdot e_{22}^x + e_{21}^y \cdot e_{22}^y + e_{21}^z \cdot e_{22}^z), \\ \alpha_3 = \arccos(\bar{e}_{31} \cdot \bar{e}_{32}) = \arccos(e_{31}^x \cdot e_{32}^x + e_{31}^y \cdot e_{32}^y + e_{31}^z \cdot e_{32}^z), \end{cases} \quad (4.125)$$

în care componentele versorului \bar{e}_{11} sunt date de relația (4.88), cele ale lui \bar{e}_{12} de relația (4.89), iar ale versorilor \bar{e}_{22} și \bar{e}_{32} sunt date de relațiile:

$$(\mathbf{e}_{22}) = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_{22}^x \\ \mathbf{e}_{22}^y \\ \mathbf{e}_{22}^z \end{bmatrix} = \frac{1}{l_{32}} \begin{bmatrix} X_C - X_B \\ Y_C - Y_B \\ Z_C - Z_B \end{bmatrix}, \quad (4.126)$$

$$(\mathbf{e}_{32}) = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_{32}^x \\ \mathbf{e}_{32}^y \\ \mathbf{e}_{32}^z \end{bmatrix} = (\mathbf{i}) = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (4.127)$$

E.6 - Se calculează vectorii normali la planele articulațiilor:

$$\left| \begin{aligned} (\mathbf{n}_1) &= \begin{bmatrix} \mathbf{n}_1^x \\ \mathbf{n}_1^y \\ \mathbf{n}_1^z \end{bmatrix} = (\mathbf{e}_{11}) \times (\mathbf{e}_{12}) = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_{11}^y \cdot \mathbf{e}_{12}^z - \mathbf{e}_{11}^z \cdot \mathbf{e}_{12}^y \\ \mathbf{e}_{11}^z \cdot \mathbf{e}_{12}^x - \mathbf{e}_{11}^x \cdot \mathbf{e}_{12}^z \\ \mathbf{e}_{11}^x \cdot \mathbf{e}_{12}^y - \mathbf{e}_{11}^y \cdot \mathbf{e}_{12}^x \end{bmatrix}, \\ (\mathbf{n}_2) &= \begin{bmatrix} \mathbf{n}_2^x \\ \mathbf{n}_2^y \\ \mathbf{n}_2^z \end{bmatrix} = (\mathbf{e}_{12}) \times (\mathbf{e}_{22}) = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_{12}^y \cdot \mathbf{e}_{22}^z - \mathbf{e}_{12}^z \cdot \mathbf{e}_{22}^y \\ \mathbf{e}_{12}^z \cdot \mathbf{e}_{22}^x - \mathbf{e}_{12}^x \cdot \mathbf{e}_{22}^z \\ \mathbf{e}_{12}^x \cdot \mathbf{e}_{22}^y - \mathbf{e}_{12}^y \cdot \mathbf{e}_{22}^x \end{bmatrix}, \\ (\mathbf{n}_3) &= \begin{bmatrix} \mathbf{n}_3^x \\ \mathbf{n}_3^y \\ \mathbf{n}_3^z \end{bmatrix} = (\mathbf{e}_{22}) \times (\mathbf{e}_{32}) = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_{22}^y \cdot \mathbf{e}_{32}^z - \mathbf{e}_{22}^z \cdot \mathbf{e}_{32}^y \\ \mathbf{e}_{22}^z \cdot \mathbf{e}_{32}^x - \mathbf{e}_{22}^x \cdot \mathbf{e}_{32}^z \\ \mathbf{e}_{22}^x \cdot \mathbf{e}_{32}^y - \mathbf{e}_{22}^y \cdot \mathbf{e}_{32}^x \end{bmatrix}. \end{aligned} \right. \quad (4.128)$$

E.7 - Se calculează unghiurile de deplanare β_{21} și β_{32} :

$$\left| \begin{aligned} \beta_{21} &= \arccos(\bar{\mathbf{n}}_1 \cdot \bar{\mathbf{n}}_2) = \arccos \frac{\mathbf{n}_1^x \cdot \mathbf{n}_2^x + \mathbf{n}_1^y \cdot \mathbf{n}_2^y + \mathbf{n}_1^z \cdot \mathbf{n}_2^z}{\sqrt{\mathbf{n}_1^{x^2} + \mathbf{n}_1^{y^2} + \mathbf{n}_1^{z^2}} \cdot \sqrt{\mathbf{n}_2^{x^2} + \mathbf{n}_2^{y^2} + \mathbf{n}_2^{z^2}}}, \\ \beta_{32} &= \arccos(\bar{\mathbf{n}}_2 \cdot \bar{\mathbf{n}}_3) = \arccos \frac{\mathbf{n}_2^x \cdot \mathbf{n}_3^x + \mathbf{n}_2^y \cdot \mathbf{n}_3^y + \mathbf{n}_2^z \cdot \mathbf{n}_3^z}{\sqrt{\mathbf{n}_2^{x^2} + \mathbf{n}_2^{y^2} + \mathbf{n}_2^{z^2}} \cdot \sqrt{\mathbf{n}_3^{x^2} + \mathbf{n}_3^{y^2} + \mathbf{n}_3^{z^2}}}. \end{aligned} \right. \quad (4.129)$$

E.8 - Se calculează vectorii ajustori: $\bar{\mathbf{v}}_i$:

$$\left| \begin{aligned} (\mathbf{v}_1) &= \begin{bmatrix} \mathbf{v}_1^x \\ \mathbf{v}_1^y \\ \mathbf{v}_1^z \end{bmatrix} = (\mathbf{e}_{12}) \times (\mathbf{n}_1) = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_{12}^y \cdot \mathbf{n}_1^z - \mathbf{e}_{12}^z \cdot \mathbf{n}_1^y \\ \mathbf{e}_{12}^z \cdot \mathbf{n}_1^x - \mathbf{e}_{12}^x \cdot \mathbf{n}_1^z \\ \mathbf{e}_{12}^x \cdot \mathbf{n}_1^y - \mathbf{e}_{12}^y \cdot \mathbf{n}_1^x \end{bmatrix}, \\ (\mathbf{v}_2) &= \begin{bmatrix} \mathbf{v}_2^x \\ \mathbf{v}_2^y \\ \mathbf{v}_2^z \end{bmatrix} = (\mathbf{e}_{22}) \times (\mathbf{n}_2) = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_{22}^y \cdot \mathbf{n}_2^z - \mathbf{e}_{22}^z \cdot \mathbf{n}_2^y \\ \mathbf{e}_{22}^z \cdot \mathbf{n}_2^x - \mathbf{e}_{22}^x \cdot \mathbf{n}_2^z \\ \mathbf{e}_{22}^x \cdot \mathbf{n}_2^y - \mathbf{e}_{22}^y \cdot \mathbf{n}_2^x \end{bmatrix}, \\ (\mathbf{v}_3) &= \begin{bmatrix} \mathbf{v}_3^x \\ \mathbf{v}_3^y \\ \mathbf{v}_3^z \end{bmatrix} = (\mathbf{e}_{32}) \times (\mathbf{n}_3) = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_{32}^y \cdot \mathbf{n}_3^z - \mathbf{e}_{32}^z \cdot \mathbf{n}_3^y \\ \mathbf{e}_{32}^z \cdot \mathbf{n}_3^x - \mathbf{e}_{32}^x \cdot \mathbf{n}_3^z \\ \mathbf{e}_{32}^x \cdot \mathbf{n}_3^y - \mathbf{e}_{32}^y \cdot \mathbf{n}_3^x \end{bmatrix}, \end{aligned} \right. \quad (4.130)$$

și coeficienții sensului de defazare:

$$\begin{cases} \chi_{21} = \operatorname{sgn} \left(\bar{n}_2 \cdot \bar{v}_1 \right) = \operatorname{sgn} \left(n_2^x \cdot v_1^x + n_2^y \cdot v_1^y + n_2^z \cdot v_1^z \right), \\ \chi_{32} = \operatorname{sgn} \left(\bar{n}_3 \cdot \bar{v}_2 \right) = \operatorname{sgn} \left(n_3^x \cdot v_2^x + n_3^y \cdot v_2^y + n_3^z \cdot v_2^z \right). \end{cases} \quad (4.131)$$

E.9 - Se calculează unghiurile de defazare inițială φ_{21}^0 și φ_{31}^0 cu relațiile (3.152) pentru $i = 1, 2$:

$$\begin{cases} \varphi_{11}^0 = 0 \rightarrow \varphi_{12}^0 = 0, \\ \varphi_{21}^0 = \pi/2 - \gamma_{21} + \chi_{21} \cdot \beta_{21}, \\ \varphi_{22}^0 = \operatorname{arctg} \left[\lambda_2 \cdot \operatorname{tg} \left(\varphi_{21}^0 \right) \right], \\ \varphi_{31}^0 = \pi/2 - \gamma_{32} + \varphi_{22}^0 + \chi_{32} \cdot \beta_{32}. \end{cases} \quad (4.132)$$

Observație. Dintre variantele de transmisii tricardanice, practic, între Tr și Ma, se utilizează următoarele variante de montaj, funcție de LCS utilizat:

- a. $\varphi_{11}^0 = 0$; $\varphi_{21}^0 = \pi/2$; $\varphi_{31}^0 = 0$,
- b. $\varphi_{11}^0 = 0$; $\varphi_{21}^0 = 0$; $\varphi_{31}^0 = \pi/2$,
- c. $\varphi_{11}^0 = 0$; $\varphi_{21}^0 = \pi/2$; $\varphi_{31}^0 = \pi/2$.

E.10 - Se calculează funcțiile de poziție:

- *legea de transmitere* cu relațiile (3.154) pentru $i = 1, 2$ și $\varphi_{11}^0 = 0$

$$\begin{cases} \varphi_{12} = \operatorname{arctg} \left[\lambda_1 \cdot \operatorname{tg} \left(\varphi_{11} \right) \right], \\ \varphi_{21} = \varphi_{12}, \\ \varphi_{22} = \operatorname{arctg} \left[\lambda_2 \cdot \operatorname{tg} \left(\varphi_{21}^0 + \varphi_{21} \right) \right] - \operatorname{arctg} \left[\lambda_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_{21}^0 \right], \\ \varphi_{31} = \varphi_{22}, \\ \varphi_{32} = \operatorname{arctg} \left[\lambda_3 \cdot \operatorname{tg} \left(\varphi_{31}^0 + \varphi_{31} \right) \right] - \operatorname{arctg} \left[\lambda_3 \cdot \operatorname{tg} \varphi_{31}^0 \right]; \end{cases} \quad (4.133)$$

- *rotațiile relative* în articulațiile crucilor cu relațiile (3.156) pentru $i = 1, 2$ și $\varphi_{11}^0 = 0$.

E.11 - Se calculează vitezele și accelerațiile unghiulare cu relațiile (3.157) și (3.158) pentru $i = 1, 2$ și $\varphi_{11}^0 = 0$.

E.12 - Se calculează heterocinetismul transmisiei tricardanice cu una din funcțiile:

$$\begin{cases} 1) \psi_{31} = \varphi_{32} - \varphi_{11}, \\ 2) \mu_{31} = \operatorname{tg} \varphi_{32} / \operatorname{tg} \varphi_{11}, \\ 3) i_{31} = \omega_{32} / \omega_{11}, \\ 4) \nu_{21} = \varepsilon_{32} / \omega_{11}^2. \end{cases} \quad (4.134)$$

În funcție de valorile obținute se va acționa asupra parametrilor constructivi ai lanțului cinematic suport, precum și asupra poziției punctului de amplasare a ARP din domeniul soluție stabilit, până când se va obține homocinetismul transmisiei în poziția standard de lucru a agregatului Tr+Ma și un heterocinetism mic în celelalte poziții relative de lucru.

4.3.3 Analiza influenței unor parametri constructivi ai lanțului cinematic suport asupra transmisiei tricardanice cu lagăr intermediar mobil dintre tractor și mașina agricolă monoax tractată

Transmisia tricardanică cu lagăr intermediar fix montată pe LCS de tip S, (analizată cinematic în subcap. 4.4) prezintă o serie de dezavantaje ce au fost sesizate de constructorii de Ma. În construcția Ma se preferă tipul de transmisie tricardanică cu lagăr intermediar mobil datorită faptului că unghiurile poziției relative Tr-Ma (α) se repartizează pe toate articulațiile cardanice, față de cele cu lagăr fix la care se repartizează numai pe două articulații, ultima rămânând la unghi constant. Pentru a nu complica prea mult construcția LCS s-a trecut la soluția din fig. 4.16, care păstrează ca suport bara de tracțiune a Tr și proșapul Ma, dar care are arborele cardanic AB de lungime constantă, aceasta impunând deplasarea articulației B. Acest lucru este posibil prin faptul că articulația R, de rezemare a TC pe LCS, este mobilă față de proșap, mobilitate datorată cuplelor de rotație M, N, R, dintre elementele 8-9, 9-10 și respectiv 10- l_{BC} . Aceste cuple permit orice poziționare a articulației cardanice C în raport cu punctul M ($X_C \geq X_{K_m}$, $Y_C \geq Y_{K_m}$). Se menționează faptul că acest LCS este utilizat ca suport al transmisiei tricardanice la Ma tractate dezaxat (ex. Presa pentru paie și fân - PPF).

Pentru analiza cinematică a acestui tip de TC, programul întocmit s-a rulat cu următoarele date: $X_A = -400 \cos \alpha$ [mm], $Y_A = 400 \sin \alpha$ [mm], $Z_A = 440$ mm, $d_i = 120$ mm, $X_C = 1700$ mm, $Y_C = 500$ mm, $Z_C = 440$ mm, $d_m = 165$ mm, $d = 440$ mm, $d_i = 200$ mm, $\delta = 90^\circ$, $l_{12} = l_{AB} = 792$ mm.

În urma rulării pe calculator s-au întocmit diagramele de variație ale unghiurilor α_1 , α_2 , α_3 și ale heterocinetismului ψ_{31max} în funcție de unghiul α dintre Tr și Ma, reprezentate în fig. 4.19 și fig. 4.20. Se observă în ambele cazuri de montaj variații mari ale unghiurilor α_1 și α_2 (în special α_1) cu creșterea lui α . Heterocinetismul ψ_{31max} are și el valori ceva mai mari în cazul din fig. 4.19, când primele două articulații cardanice sunt montate sinfazat și a treia ortofazat. Cazul din fig. 4.20, cu a doua articulație cardanică montată ortofazat și a treia sinfazat, prezintă un

heterocinetism ceva mai mic atât la mers rectiliniu ($\alpha = 0$) cât și la mersul în viraj, ceea ce conduce la alegerea preferențială a acestui tip de montaj.

4.4 ANALIZA CINEMATICĂ A TRANSMISIEI TRICARDANICE CU LAGĂR INTERMEDIAR FIX DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ MONOAX TRACTATĂ

Schema cinematică a acestui tip de agregat este reprezentată în fig. 4.21.

Transmisia cardanică a acestor Ma se compune dintr-o transmisie bicardanică cu arborele intermediar telescopic și o transmisie monocardanică, ambele de lungimi tipizate. Pentru o Ma oarecare, se consideră că se poate face orice combinație între cele două transmisii componente ale transmisiei tricardanice.

În vederea sintezei TC ale Ma monoax, antrenate prin lagăr intermediar fix, atât pentru alegerea TC cât și pentru asigurarea homocinetismului TC, se parcurg aceleași etape ca la cele cu lagăr intermediar mobil. Diferența față de algoritmul prezentat în subcapitolul 4.3 constă în faptul că mărimea necunoscută pentru care se generează valori de la minim la maxim este l_{12} , valoarea l_{32} fiind dată constructiv, iar lungimea acestei transmisii intermediare BC este dată de relația:

$$l_{32} = \sqrt{(X_C - X_B)^2 + (Y_C - Y_B)^2 + (Z_C - Z_B)^2} \quad (4.135)$$

În vederea analizei cinematice a transmisiei tricardanice cu lagăr intermediar fix montată pe LSC de tip S (fig. 4.21) și a influenței unor parametri constructivi ai LCS asupra TC s-a pornit de la următorul set de parametri: $X_A = -500 \cos \alpha$ [mm], $Y_A = 500 \sin \alpha$ [mm], $Z_A = 300$ mm, $X_B = 500$ mm, $Y_B = 0$ mm, $Z_B = 300$ mm, $X_C = 1500$ mm, $Y_C = 0$ mm, $Z_C = 300$ mm, $d_t = d_m = 100$ mm, $d = 300$ mm, $d_i = 160$ mm. În analiza efectuată când unul dintre parametri ia valori variabile, ceilalți rămân la valorile inițiale indicate. În fig. 4.22, 4.23, 4.24, 4.25, și 4.26 sunt reprezentate diagramele de variație ale unghiurilor α_1 , α_2 , α_3 și ale heterocinetismului $\psi_{31\max}$ pentru diferite valori ale cotelor Z_A , Z_B , Z_C ale articulațiilor cardanice, funcție de unghiul α dintre Tr și Ma. Din analiza diagramelor se remarcă cea mai bună comportare pentru transmisia plană (fig. 4.22 a \equiv 4.23 a) cu $Z_A = Z_B = Z_C$, când heterocinetismul este mic și se datorează numai heterocinetismului articulației cardanice C (variante de montaj: $\varphi_{11}^\circ = 0$, $\varphi_{21}^\circ = \pi/2$, $\varphi_{31}^\circ = 0$). Se observă de asemenea că odată cu variația valorii Z_C față de Z_A , transmisia are variații relativ mici ale unghiurilor α_1 , α_2 și α_3 și heterocinetism relativ mic pe când, așa cum era de așteptat,

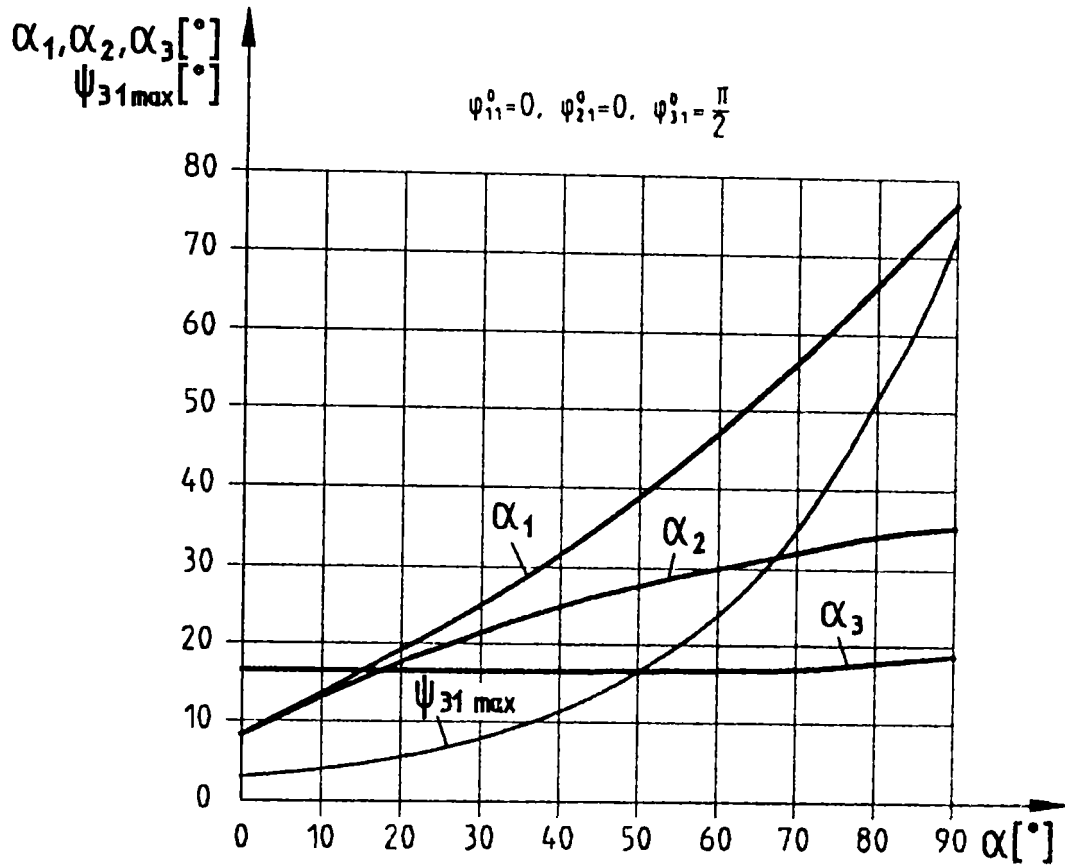


Fig. 4.19

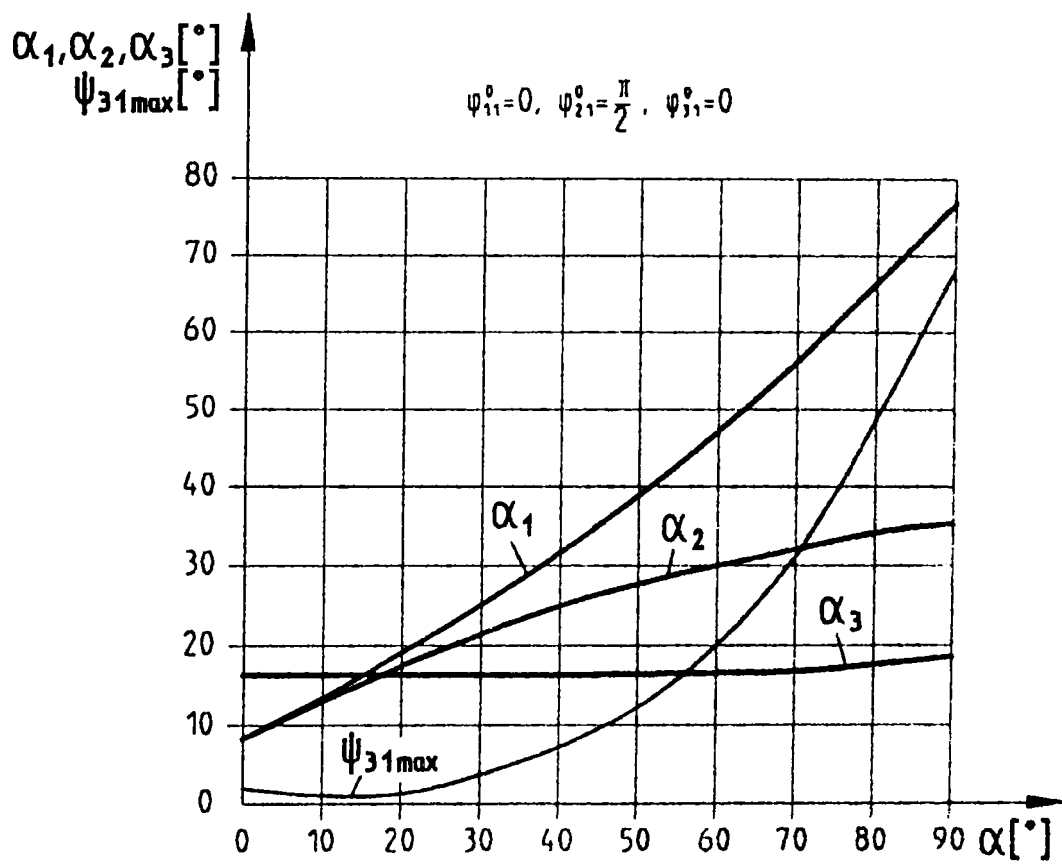


Fig. 4.20

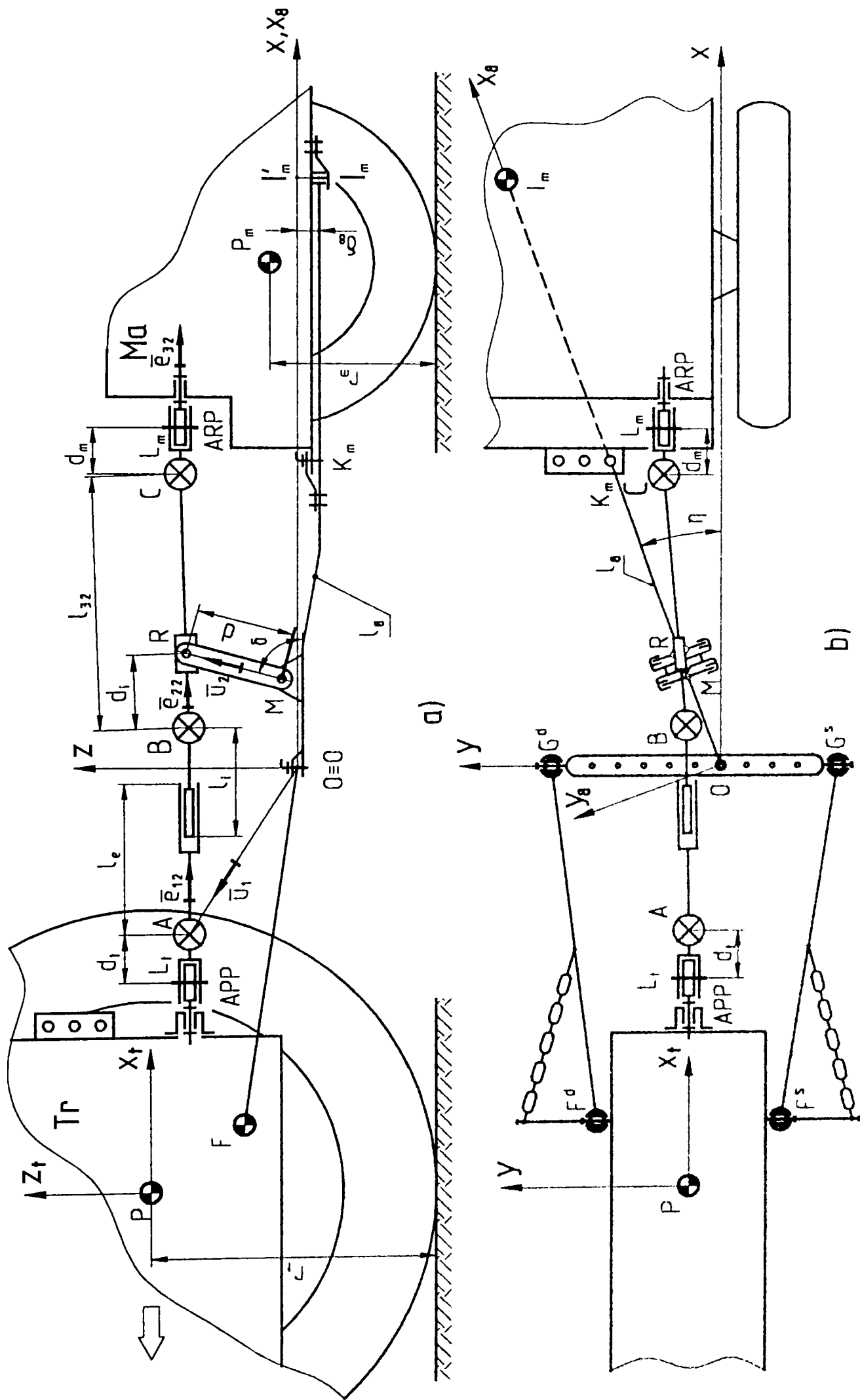


Fig. 4 21 - Schemă cinematică a agregatului Tr+Ma monoaxlă tractată acționată prin transmisie încardană cu lagăr intermediar fix

îndepărtarea valorii Z_B față de Z_A conduce la variații mai mari ale unghiurilor α_1 , α_2 și α_3 și un heterocinetism mai mare.

În următoarele fig. 4.27, 4.28, 4.29, 4.30 s-au trasat diagramele de variație a unghiurilor α_1 , α_2 , α_3 și a heterocinetismului transmisiei pentru unghiul de poziție al Tr față de Ma $\alpha = 60^\circ$, $\beta = \gamma = 0$, în funcție de variația parametrilor constructivi Z_B , Z_C , X_B și Y_C . Se observă astfel, din fig. 4.27 și fig. 4.28, că cu cât Z_B și Z_C se îndepărtează de valoarea lui Z_A (transmisia tricardanică are configurația arborilor cardanici plană pentru $Z_A = Z_B = Z_C$ și spațială pentru $Z_B, Z_C \neq Z_A$), heterocinetismul crește datorită creșterii diferenței între unghiurile α_1 , α_2 , α_3 și modificării unghiurilor de defazare inițială φ_{21}^0 și φ_{31}^0 ale articulațiilor cardanice.

În fig. 4.29 se observă că odată cu creșterea cotei X_B , unghiurile α_1 și α_2 au valori acceptabile, iar heterocinetismul scade până la o valoare minimă când $|X_B| = |X_A|$, adică articulația cardanică B este amplasată simetric față de punctul de cuplare Tr-Ma. Din fig. 4.30 se observă că unghiurile α_2 și α_3 cresc la valori mari cu creșterea lui Y_C . De asemenea și heterocinetismul crește foarte mult cu creșterea lui Y_C .

4.5. CONSIDERAȚII PRIVIND DETERMINAREA UNGHIULUI DE rotație relativă ÎN ARTICULAȚII, NECESAR EVITĂRII FENOMENULUI DE BRINELARE

Așa după cum rezultă din relația 3.7 rotațiile relative din cuplele crucii cardanice depind de unghiul α_i de înclinare al celor doi arbori ai articulației i . Reprezentând grafic cele două funcții (fig.4.31) se observă că rotațiile relative $(\theta_{i1}, \theta_{i2})_{\max}$ sunt egale cu $\pm\alpha_i$ în jurul poziției de referință.

La trasarea graficelor s-a considerat $\alpha_i = 30^\circ$ și $\varphi_{i1}^0 = 0$. În vederea determinării unghiului minim necesar α_i pentru evitarea fenomenului de brinelare, deci ca rolele (acele) cuplei cardanice să calce pe întreaga cale de rulare, se consideră articulația între fusul crucii (c) și furca (f) (fig.4.32) în care: R_c = raza fusului crucii; R_f = raza furcii; r = raza rolei; z = numărul de role (ace). Pentru facilitatea raționamentului se consideră furca (f) fixă, iar crucea (c) mobilă. Fiecărei role îi revine unghiul la centru $\rho = 2\pi/z$. Așa cum reiese din graficele din fig. 4.31, rotațiile relative θ_{i1} sau θ_{i2} din cuple au valori maxime pozitive și maxime negative față de poziția de referință (funcție de φ_{i1}^0), ceea ce înseamnă că și rolele cuplei cardanice execută o mișcare pendulară cu o amplitudine funcție de unghiul α_i . Pentru ca rolele, în deplasările lor pe calea de rulare a furcii să acopere întreaga circumferință a alezajului furcii, este

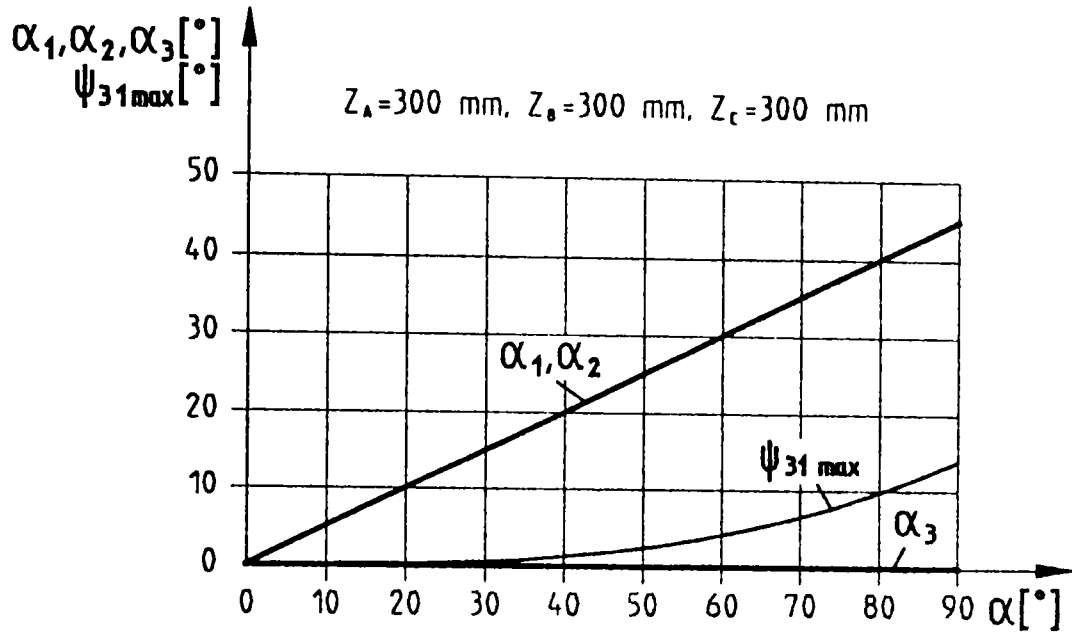


Fig. 4.22 a

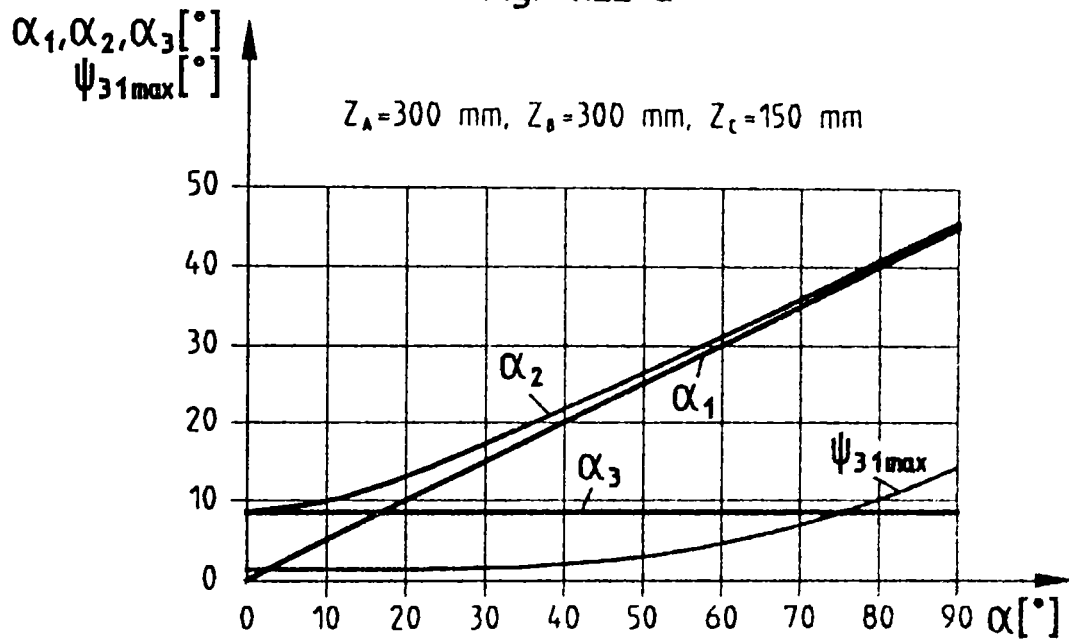


Fig. 4.22 b

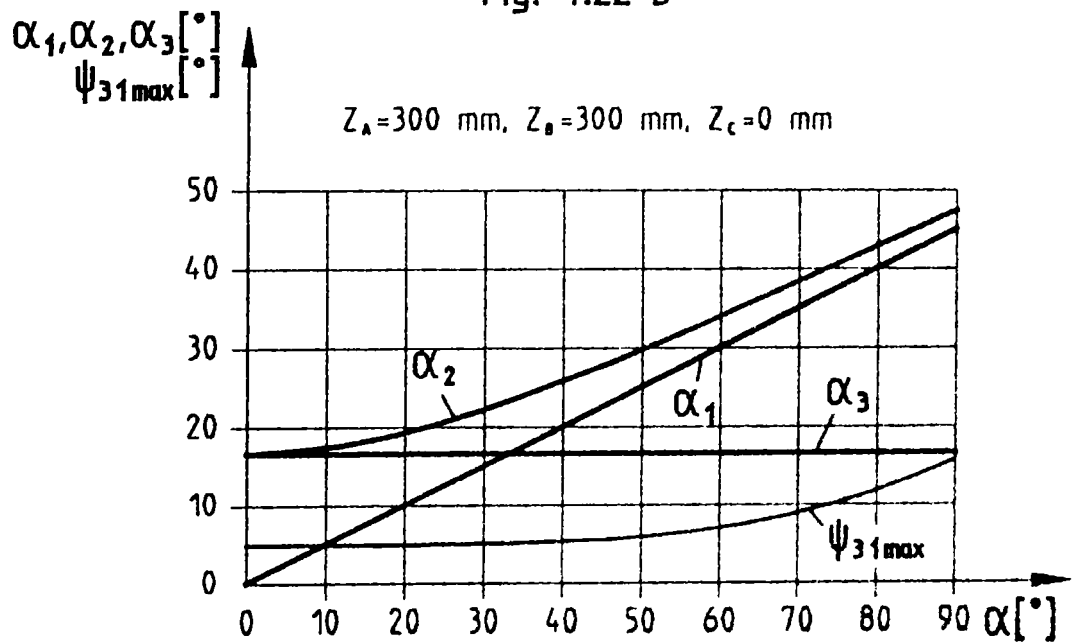


Fig. 4.22 c

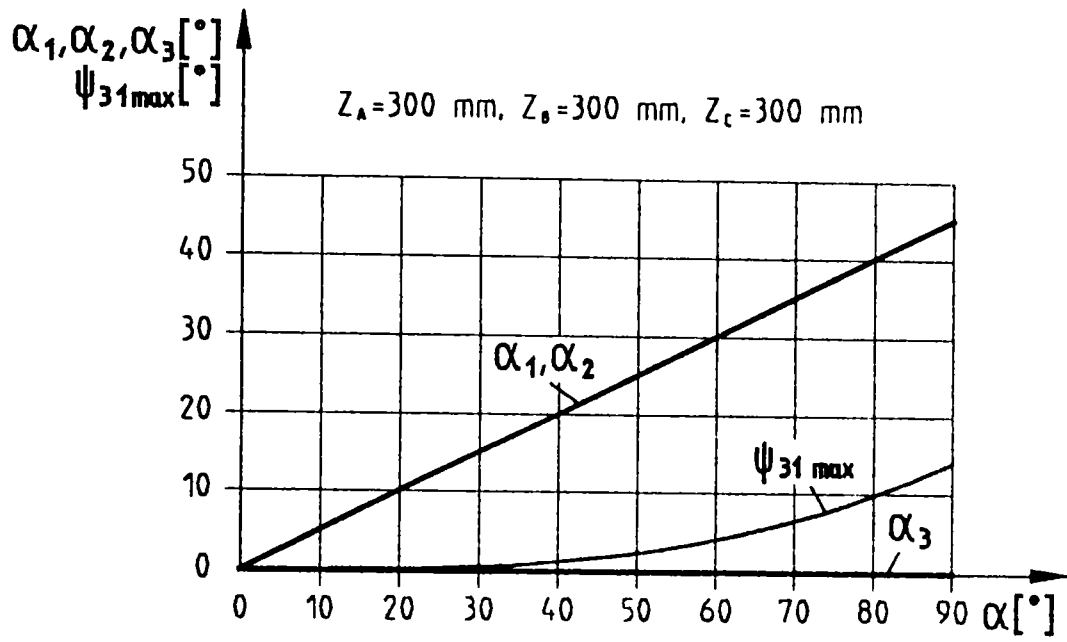


Fig. 4.23 a

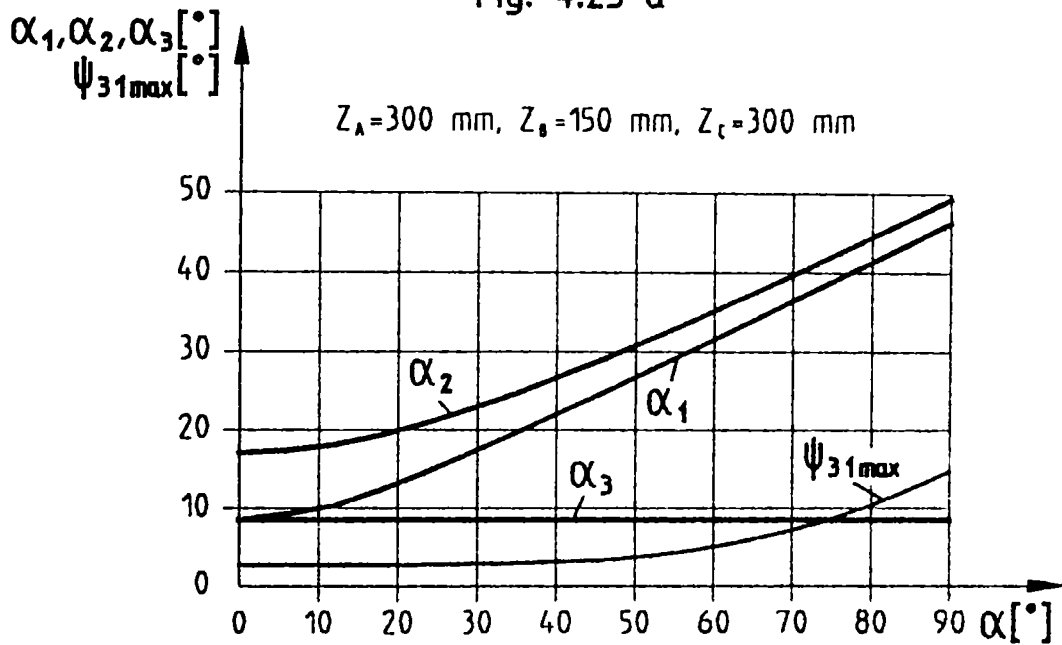


Fig. 4.23 b

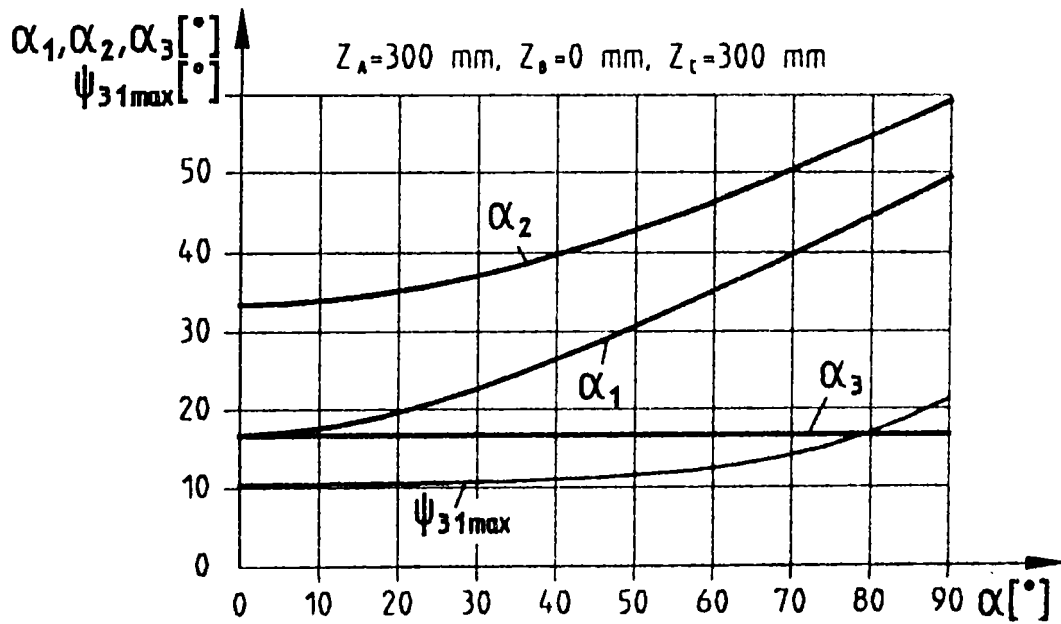


Fig. 4.23 c

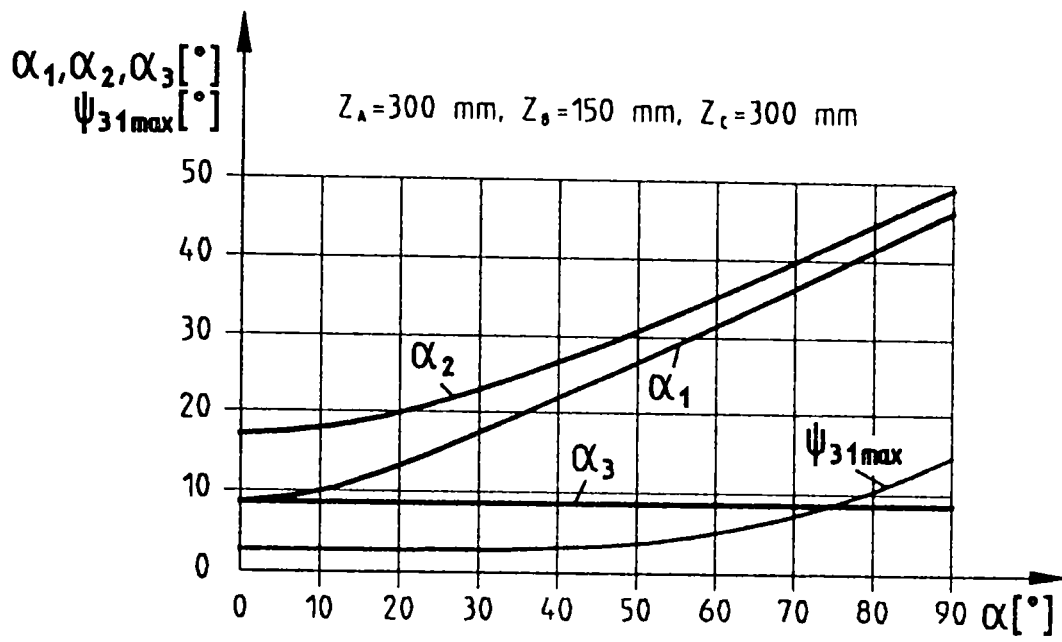


Fig. 4.24 a

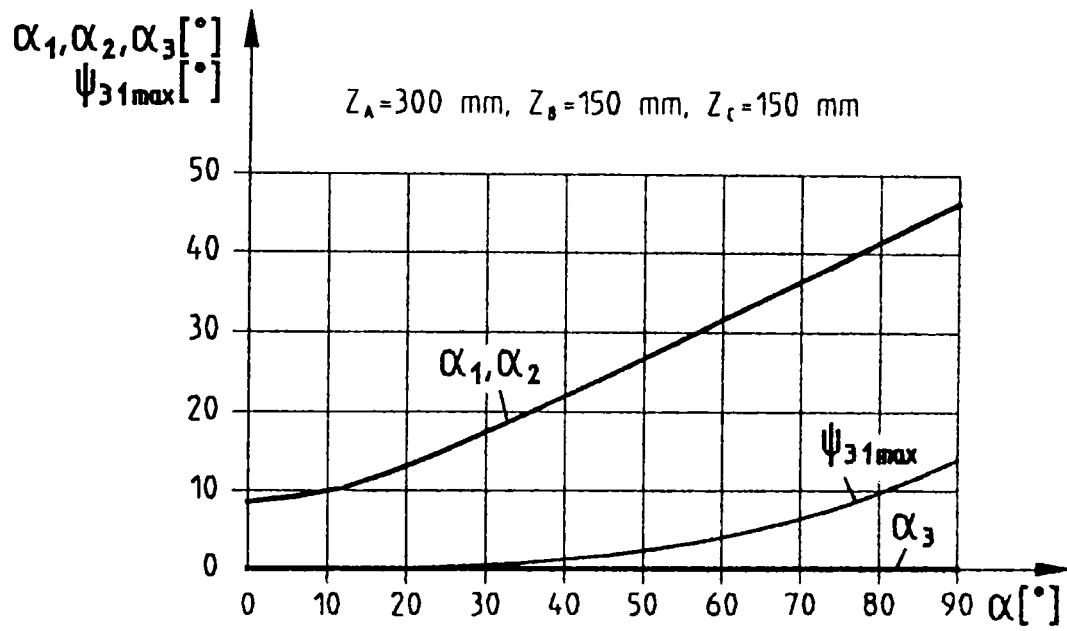


Fig. 4.24 b

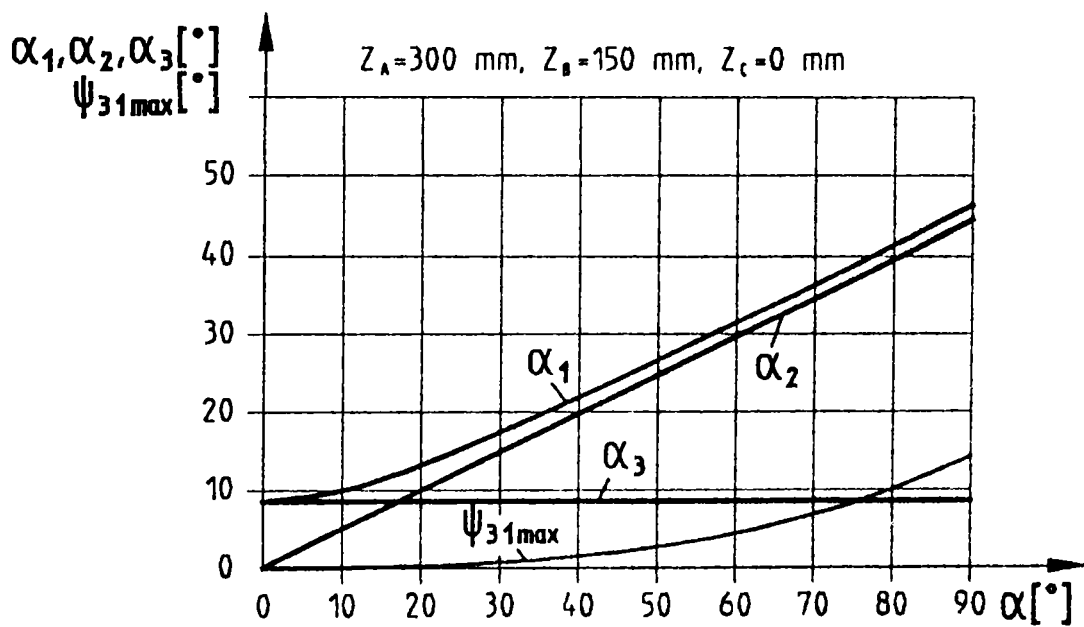


Fig. 4.24 c

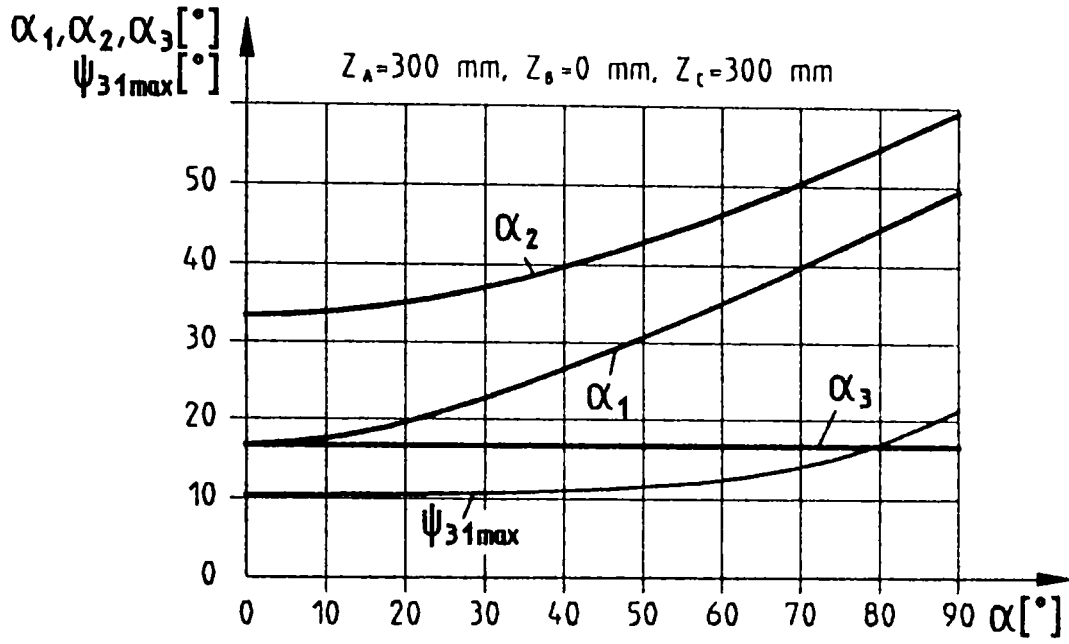


Fig. 4.25 a

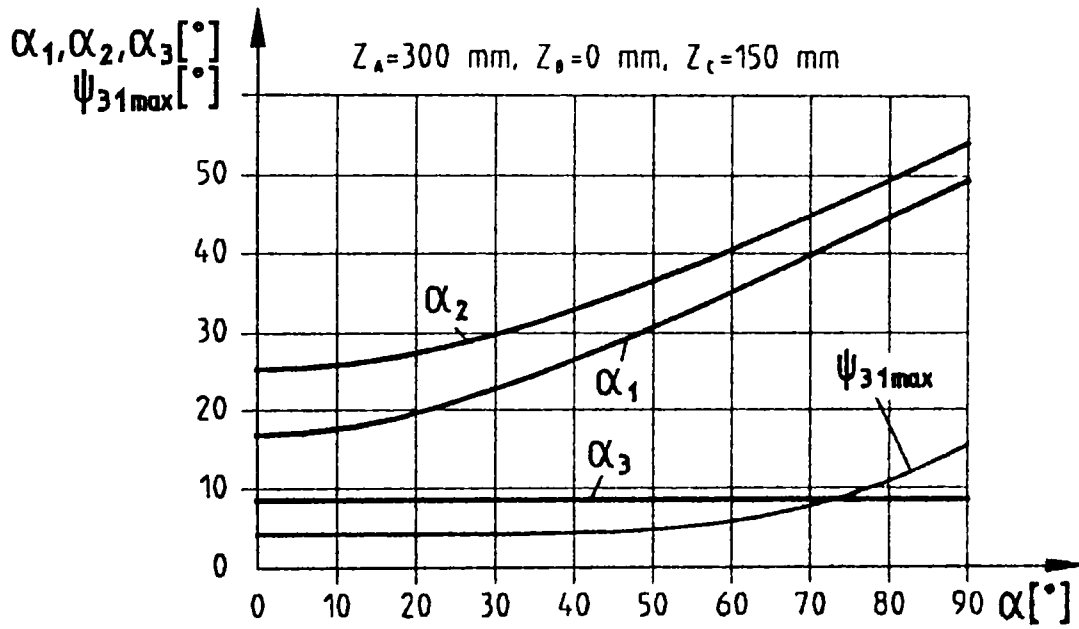


Fig. 4.25 b

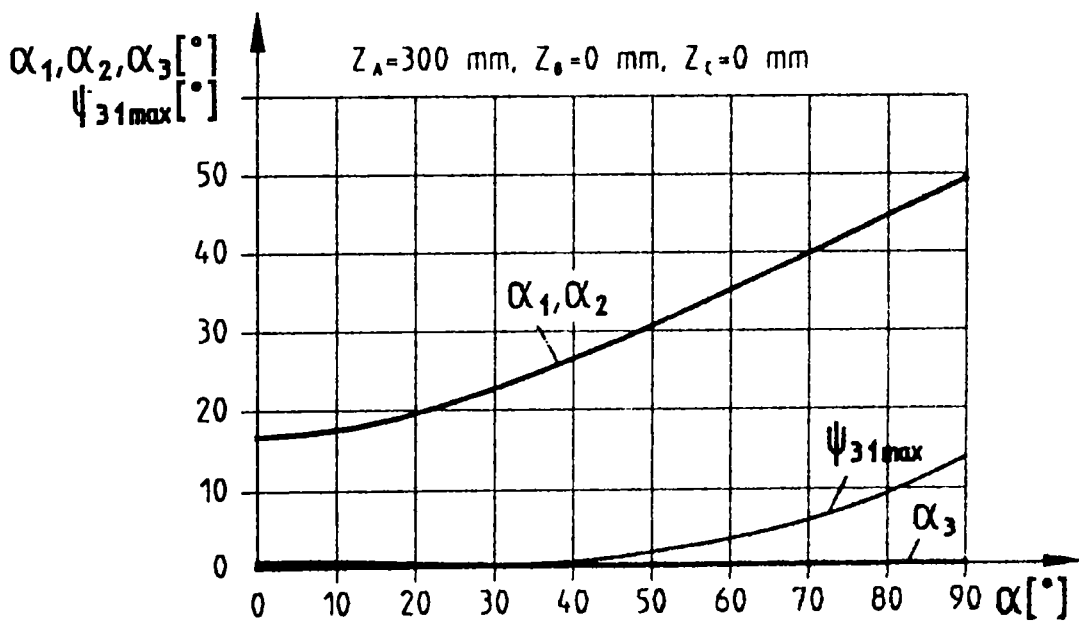


Fig. 4.25 c

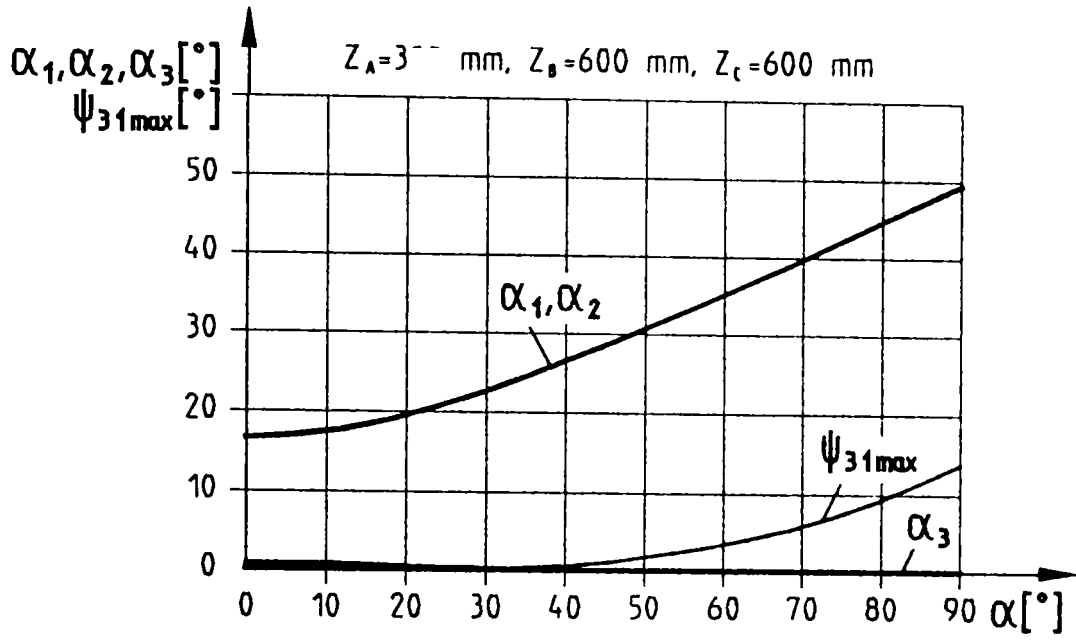


Fig. 4.26

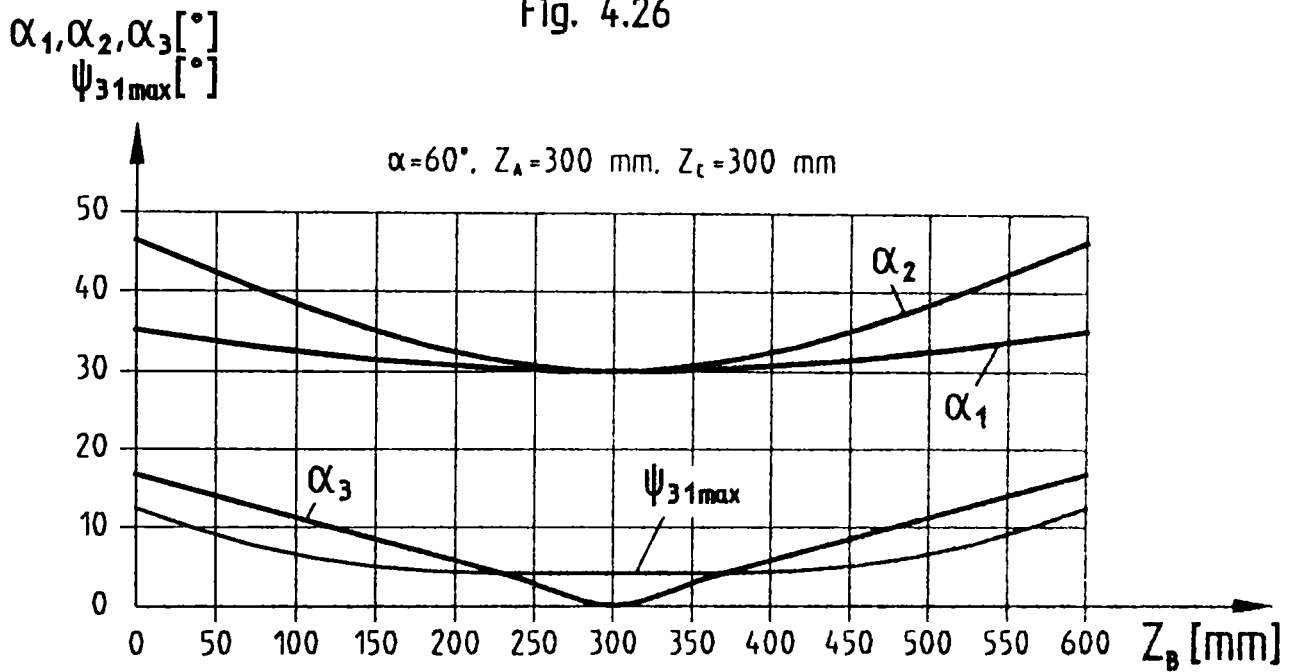


Fig. 4.27

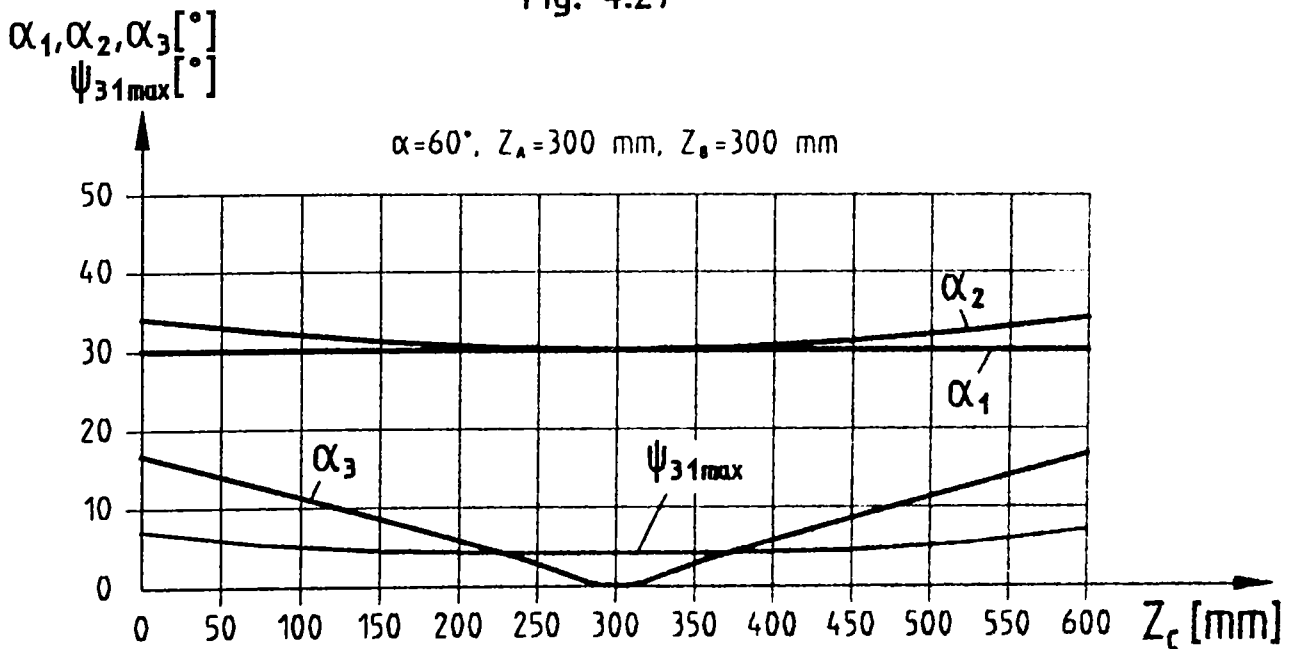


Fig. 4.28

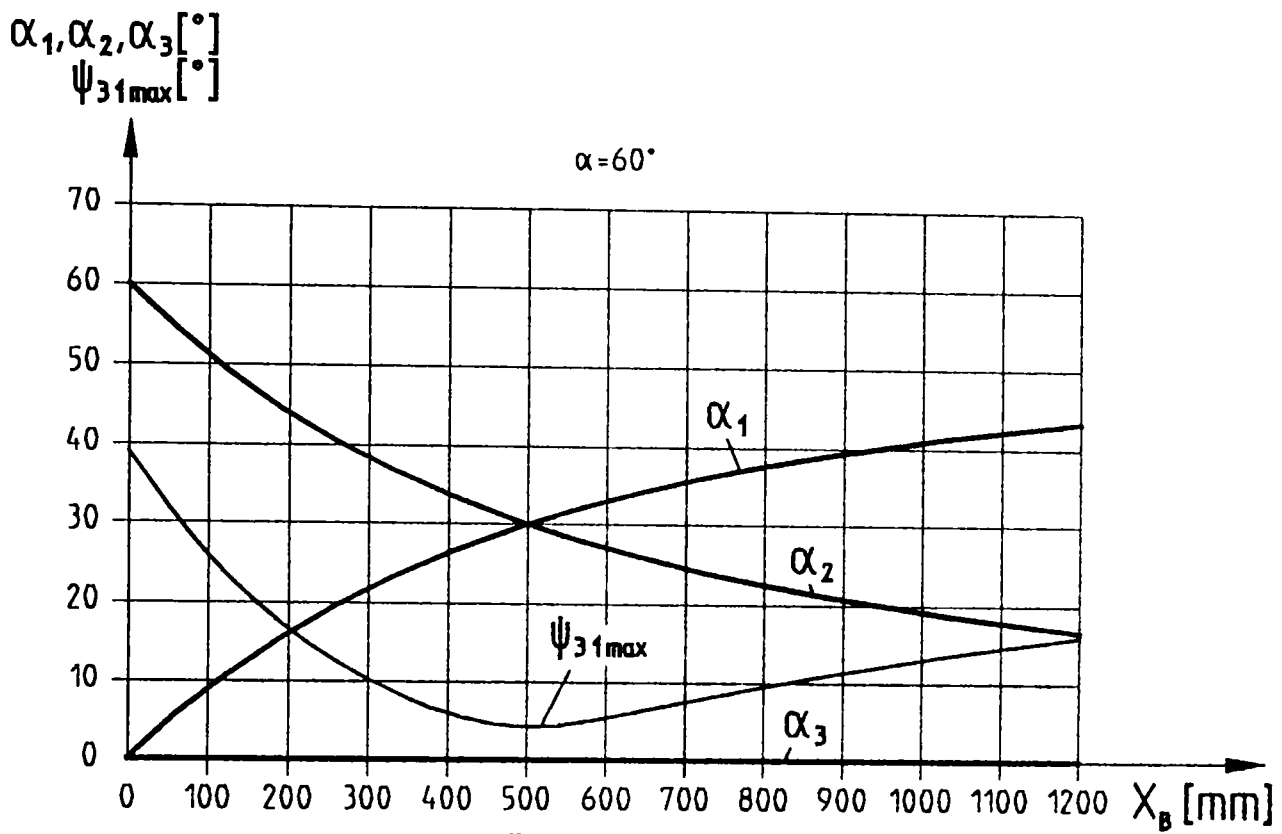


Fig. 4.29

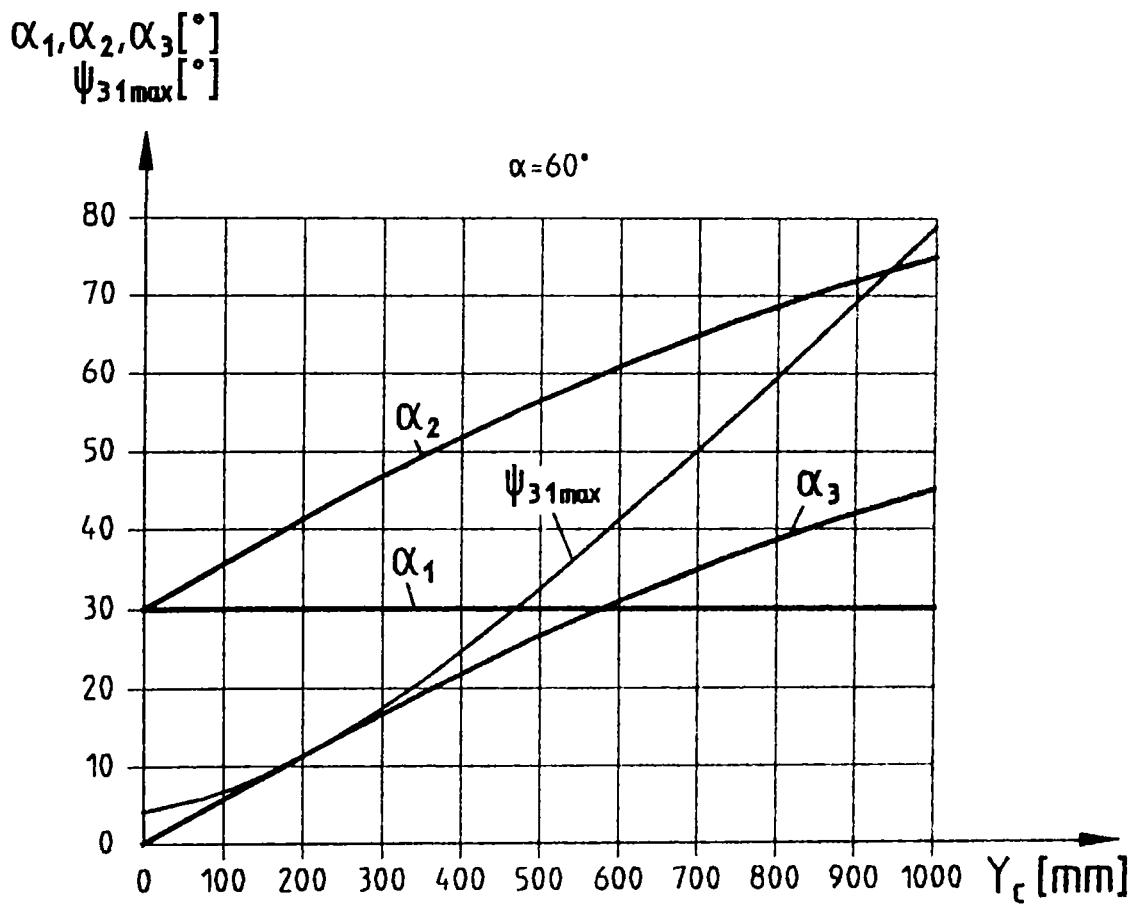


Fig. 4.30

necesar ca fiecare rolă să acopere cel puțin unghiul ce-i revine $\rho = 2\pi/z$, respectiv să parcurgă cel puțin arcul $a_0^f b_0^f$ corespunzător acestui unghi. Față de poziția de referință (rola în contact cu furca în a_0 , respectiv $a_0^r \equiv a_0^f$) crucea trebuie să se rotească cu unghiul δ_c , astfel ca rola în deplasarea ei în furcă să acopere arcul $a_0^f b_0^f = \rho \cdot R_f = 2\pi R_f / z$. Presupunând că s-a făcut această deplasare, contactul rolă-furcă s-a deplasat în b ($b_1^r \equiv b_0^f$), iar contactul rolă-cruce s-a deplasat din c_0 ($c_0^r \equiv c_0^c$) în d_1 ($d_1^r \equiv d_1^c$). Din egalitatea arcelor:

$a_0^f b_0^f = a_0^r b_0^r = c_0^r d_0^r = c_0^c d_0^c$ se poate scrie:

$$a_0^f b_0^f = 2\pi R_f / z = \delta_c \cdot R_c \rightarrow \delta_c = 2\pi R_f / z R_c. \quad (4.136)$$

Din triunghiul OAB rezultă:

$$\sin \frac{\pi}{z} = \frac{r}{R} = \frac{\frac{R_f - R_c}{2}}{\frac{R_f + R_c}{2}} = \frac{R_f - 1}{R_f + 1}, \quad (4.137)$$

de unde:

$$R_f / R_c = [1 + \sin(\pi/z)] / [1 - \sin(\pi/z)]. \quad (4.138)$$

Prin înlocuiri rezultă:

$$\delta_c = \frac{2\pi[1 + \sin(\pi/z)]}{z[1 - \sin(\pi/z)]}. \quad (4.139)$$

Pentru ca rola să calce cel puțin pe întreaga cale de rulare ce-i revine este necesar ca unghiul articulației α_i să fie mai mare decât δ_c :

$$\alpha_i \geq \frac{2\pi[1 + \sin(\pi/z)]}{z[1 - \sin(\pi/z)]}, \quad (4.140)$$

deoarece rotația relativă $(\theta_{11}, \theta_{12})_{\max}$ este $\pm\alpha_i$ în jurul poziției de referință (v. relația 3.7)

4.6. CRITERII PRIVIND OPTIMIZAREA CINEMATICĂ A TRANSMISIILOR CARDANICE DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ TRACTATĂ

O transmisie cardanică între Tr și Ma se consideră optimă dacă răspunde următoarelor criterii:

1. Este homocinetică la mers rectiliniu;
2. Prezintă heterocinetism nul sau minim la mers în viraj;

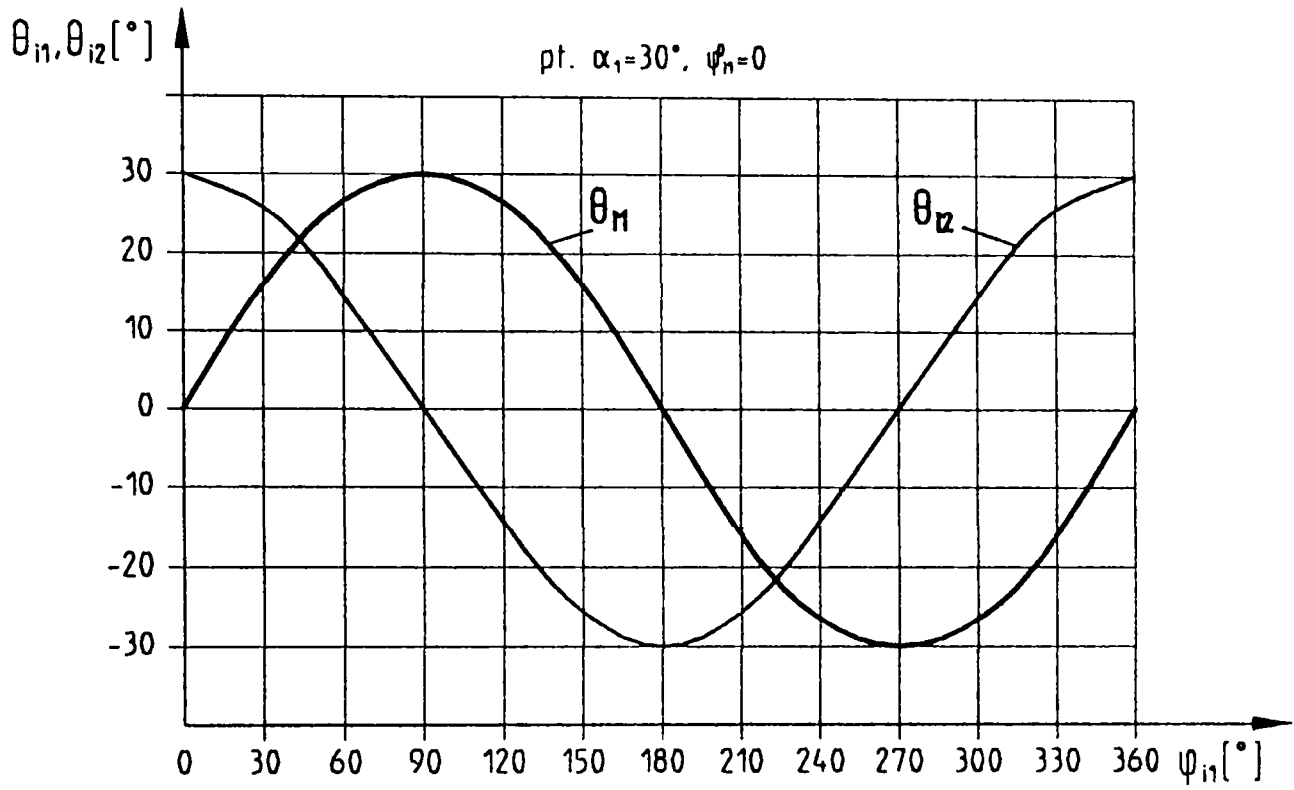


Fig. 4.31

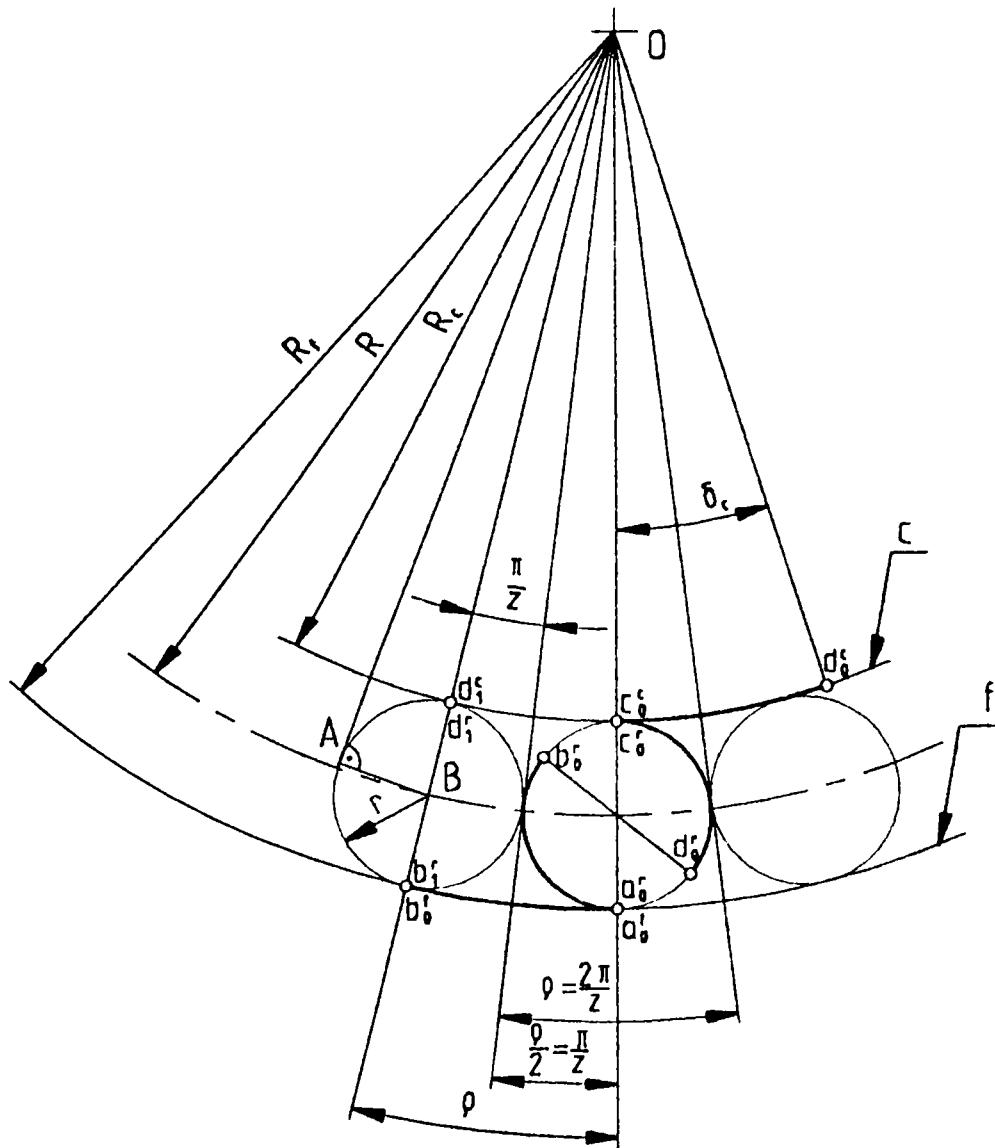


Fig. 4.32

3. Unghiurile poziției relative ale Tr față de Ma se repartizează judicios pe toate articulațiile cardanice ale transmisiei;
4. Unghiurile articulațiilor cardanice sunt mici, pe cât posibil să nu depășească valoarea de $30-35^\circ$ în cele mai defavorabile situații;
5. Să se evite fenomenul de brinelare (aparitia adânciturilor pe fusurile crucilor datorită apăsării rozelor în același loc).

Satisfacerea simultană a tuturor acestor criterii este relativ dificil de realizat. Se specifică faptul că la Ma tractate este recomandabil să se utilizeze transmisii tetracardanice (care ar putea satisface în totalitate cerințele impuse), sau măcar transmisii tricardanice, în ambele situații montate pe LCS monocontur [76]. LCS al transmisiei cardanice cu lagăr intermediar mobil (uzual) și cel de tip S cu lagăr intermediar fix nu satisfac în totalitate criteriile enunțate. Transmisii bicardanice, deși mai ieftine, prezintă multe dezavantaje la utilizarea lor între Tr și Ma tractată. Se consideră că unghiurile mari ale articulațiilor cardanice, brinelarea, în general heterocinetismul mare la mersul în curbă și forțele mari care apar în cazul acestor transmisii, duc la ieșirea rapidă din uz a acestor transmisii și la un consum ridicat de combustibil și lubrifianți. De aceea cheltuielile de întreținere și exploatare ale Ma tractate acționate prin transmisii bicardanice sunt mai ridicate și ar justifica utilizarea transmisiilor tetracardanice (nefolosite în țară), ori a unei sau două articulații cardanice superangulare homocinetice care, deși au un preț de cost mai ridicat, reduc cheltuielile de întreținere și exploatare. În toate cazurile este totuși necesar să se aibă în vedere condiția evitării fenomenului de brinelare când transmisia cardanică are toate articulațiile coliniare în poziția standard de lucru, adică unghiurile α_i să verifice relația (4.140), condiție care asigură deplasarea rozelor din cupla cardanică pe întreaga cale de rulare.

4.7. CONCLUZII PRIVIND ANALIZA CINEMATICĂ A TRANSMISIILOR CARDANICE DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ TRACTATĂ

Alcătuirea unui agregat Tr+Ma trebuie să fie precedată de analiza cinematică temeinică a celor două lanțuri cinematice interdependente pentru:

- asigurarea acționării Ma în toate pozițiile relative posibile în timpul lucrului a agregatului agricol Tr+Ma;
- asigurarea unui regim uniform de mișcare a organelor de lucru ale Ma, care să satisfacă condițiile tehnologice pentru efectuarea procesului de lucru specific (tăiere, tocare, curățire, etc), ceea ce presupune asigurarea condițiilor de

homocinetism a transmisiei în poziția de lucru și a unui heterocinetism cât mai mic în alte poziții relative realizate în timpul lucrului;

- asigurarea mobilității relative necesare ale Tr față de Ma, atât în timpul lucrului, cât și în transport;

- repartizarea, pe cât posibil, a unghiurilor poziției relative Tr-Ma (α) pe toate articulațiile cardanice ale transmisiei;

- realizarea mecanismului de cuplare a Tr cu Ma, astfel încât să nu apară unghiuri nule ale articulațiilor cardanice, pentru evitarea fenomenului de brinelare.

În faza de alcătuire a unui agregat agricol Tr+Ma, analiza cinematică a mecanismului de cuplare a Tr cu Ma trebuie efectuată ținându-se cont de situațiile concrete ce pot apare, dintre care se menționează următoarele:

a - Tractorul, mașina agricolă și transmisia cardanică adecvată există. În acest caz se pune problema sintezei lanțului cinematic suport, astfel ca prin ansamblarea lor să se asigure poziția relativă corectă a Ma față de Tr în procesul tehnologic și să se asigure condițiile de funcționare homocinetică a transmisiei cardanice;

b - Tractorul și mașina agricolă există. Se pune problema alegerii configurației transmisiei cardanice funcție de lanțul cinematic suport cu asigurarea cerințelor impuse celor două lanțuri cinematice;

c - Tractorul și mașina agricolă există, iar transmisia cardanică nu există în configurația dorită, în gama tipodimensională tipizată. În acest caz se pune problema proiectării unei transmisii policardanice, folosind elemente specifice tipizate, pe lanțul cinematic suport existent, cu asigurarea cerințelor impuse acestor lanțuri cinematice;

d - Tractorul și transmisia cardanică adecvată există. Se pune problema proiectării Ma, a amplasării corecte a ARP și sinteza lanțului cinematic suport în vederea asigurării homocinetismului transmisiei cardanice.

În urma analizei cinematice a transmisiilor cardanice dintre Tr și Ma agricolă se pot stabili o serie de parametri constructivi și funcționali cu influență însemnată asupra heterocinetismului transmisiei cardanice (asupra legii de transmitere), numiți parametri cinematici principali și alții cu influență mai mică sau neînsemnată. Stabilirea parametrilor cinematici principali este importantă, deoarece proiectantul va putea acționa asupra acestora pentru a micșora heterocinetismul transmisiei. Astfel proiectantul va putea acționa asupra parametrilor legați de mașina agricolă: coordonatele punctului L_m al ARP pe Ma ($X_{L_m}, Y_{L_m}, Z_{L_m}$) și înălțimea lagărului intermediar Z_B (când e cazul), deoarece cei legați de bara de tracțiune sau de mecanismul de suspendare al Tr nu pot fi modificați decât într-o măsură foarte mică. În dorința de micșorare sau anulare a heterocinetismului trebuie avut în vedere să nu

apară situații ca lanțul cinematic de transmitere a momentului motor să fie rectiliniu, astfel ca unul sau mai multe unghiuri ale articulațiilor cardanice componente să fie nule, deoarece apare fenomenul nedorit de brinelare.

4.7.1. Transmisii bicardanice

În cazul transmisiilor bicardanice este foarte greu de a găsi o soluție optimă deoarece:

- la $Y_B = 0$, $Z_B = Z_A$, transmisia este homocinetică pentru orice α , dar la $\alpha = 0 \Rightarrow \alpha_1 = \alpha_2 = 0 \Rightarrow$ brinelare. În plus la $\alpha \neq 0$, α_1 și α_2 iau valori mari;
- la $Y_B = 0$, $Z_B \neq Z_A$, nu apare brinelare la $\alpha = 0$, dar la $\alpha \neq 0$ transmisia este heterocinetică, heterocinetismul devenind destul de mare. Unghiurile α_1 și α_2 iau valori mai mari decât în cazul $Z_B = Z_A$;
- la $Y_B \neq 0$, $Z_B = Z_A$, transmisia este homocinetică la mers rectiliniu, dar la $\alpha \neq 0$ unghiul α_1 ia valori mari ($\alpha = 60^\circ \rightarrow \alpha_1 \cong 70^\circ$);
- la $Y_B \neq 0$, $Z_B \neq Z_A$, transmisia este homocinetică la mers rectiliniu, dar unghiurile α_1 și α_2 iau valori mai mari decât în cazul $Z_B = Z_A$;
- în cazul $Y_B = 0$, $\overline{OA} = 0$, $Z_B = Z_A$, transmisia este homocinetică la mers rectiliniu, dar prezintă fenomenul de brinelare în articulația B ($\alpha_2 = 0$). Unghiul α_2 rămâne constant nul (brinelarea se păstrează și la mersul în viraj), iar unghiul $\alpha_1 = \alpha$ are valori mari și imprimă și un heterocinetism ridicat în viraj;
- în cazul $Y_B = 0$, $\overline{OA} = 0$, $Z_B \neq Z_A$, transmisia este homocinetică la mers rectiliniu, nu apare brinelarea, dar α_1 ia valori mai mari decât α .

Unele mașini agricole sunt obligate să funcționeze și în alte poziții relative ale Tr față de Ma (ex. remorci, cisterne, prese de balotat paie, etc.) decât mers rectiliniu ($\alpha = 0$) și uneori la valori ridicate ale unghiului α . De aceea trebuie avut în vedere ca articulațiile cardanice să nu ajungă la unghiuri α_i prea mari ($\alpha_i < 35^\circ$), heterocinetismul să fie mic sau chiar nul și să nu apară fenomenul de brinelare. În unele din aceste cazuri se justifică folosirea articulațiilor cardanice superangulare homocinetice (una sau două, după caz).

4.7.2. Transmisii tricardanice

În general transmisiile tricardanice se utilizează cu bune rezultate între Tr și Ma tractată dezaxat ($Y_C \neq 0$). Ma antrenate prin transmisi tricardanice cu lagăr

intermediar fix, montate pe LCS de tip S (utilizate de firme constructoare de Ma ca: Fahr, Taarup, neutilizate la noi) au comportamentul mai bun decât cele ce utilizează transmisii bicardanice, deoarece au unghiurile α_1 și α_2 aproape ca la cele cu transmisii bicardanice, dar au avantajul unor heterocinetisme mai mici la mersul în viraj. La aceste transmisii montajul este recomandat să se facă astfel ca să nu apară brinelarea la mersul rectiliniu. Se sesizează ca dezavantaj, deși nu este însemnat, un mic heterocinetism ($\approx 1,3^\circ$) la mersul rectiliniu și că unghiul α dintre Tr și Ma se repartizează numai pe primele articulații, α_3 rămânând constant.

Transmisia tricardanică cu lagăr intermediar mobil (uzuale), montate pe LCS corespunzător, au avantajul unei repartizări a unghiului α pe toate articulațiile transmisiei cardanice, dar această repartizare nu este optimă deoarece primele două articulații preiau mai mult. Acest lucru duce la unghiuri α_1 și α_2 mari, reprezentând un mic heterocinetism la mersul rectiliniu. Se observă că la mersul în viraj heterocinetismul transmisiei tricardanice cu lagăr intermediar mobil are o creștere însemnată (fig. 4.19 și fig. 4.20) față de transmisia tricardanică cu lagăr intermediar fix (fig. 4.22 ... fig. 4.26), montată pe LCS de tip S, când heterocinetismul rămâne aproximativ constant mic. Aceasta se datorează faptului la TC cu lagăr intermediar mobil nu se păstrează egalitatea unghiurilor α_1 și α_2 și în plus, în timpul funcționării, arborii cardanici capătă configurații spațiale variabile, unghiurile de defazare inițială φ_{21}^0 și φ_{31}^0 modificându-se, ceea ce duce la un heterocinetism ridicat. Faptul că la această transmisie unghiurile α_1 , α_2 și α_3 sunt variabile la mers în viraj, se transformă aici în dezavantaj, deoarece nu se poate asigura heterocinetismul sau mic. În general transmisia se montează astfel ca la mers rectiliniu unghiul α_2 să fie nul, fapt care nu aduce substanțiale îmbunătățiri privind heterocinetismul, dar care duce la apariția brinelării în această articulație. În consecință se consideră că este mai bună comportarea transmisiei cardanice cu lagăr intermediar fix, montată pe LCS tip S, decât cea cu lagăr intermediar mobil, aceasta atât la mersul rectiliniu cât și la mersul în viraj. În plus, și nu în ultimul rând, datorită unei construcții mai complicate și prețul de cost este mai ridicat la cele cu lagăr intermediar mobil.

4.7.3. Concluzii privind optimizarea parametrilor constructivi și funcționali ai transmisiilor cardanice dintre tractor și mașina agricolă

1. Transmisiile bicardanice dintre Tr și Ma tractată prezintă cele mai mari dezavantaje cinematice, singurul avantaj (cinematic) fiind posibilitatea realizării homocinetismului la mers rectiliniu.

2. Cel mai simplu LCS, de tip S, cu lagăr intermediar fix, neutilizat în construcția mașinilor agricole în țara noastră, are cel mai bun comportament pentru transmisiile tricardanice, cu condiția ca unghiul α_3 să aibă valori mici, deoarece acesta imprimă heterocinetismul transmisiei atât la mers rectiliniu cât și în viraj.
3. Pentru toate categoriile de transmisii cardanice între Tr și Ma se recomandă o configurație plană a arborilor cardanici la mers rectiliniu și dacă este posibil să rămână plană și în viraj, pentru a avea unghiuri mici ale articulațiilor.

Din cele prezentate rezultă că se impune o abordare specifică a mecanismelor cardanice dintre Tr și Ma, cu cele două lanțuri distincte, TC și LCS, această abordare trebuie să cuprindă printre altele și analiza cinematică a transmisiei cardanice dintre TC și Ma în vederea optimizării parametrilor constructivi și funcționali și a unei proiectări corecte a acestor mecanisme. În cadrul lucrării s-au atins următoarele obiective:

- a) Stabilirea cerințelor impuse diferitelor mecanisme de cuplare ale Tr cu Ma;
- b) Particularitățile cinematice ale LCS din cadrul acestor mecanisme;
- c) Stabilirea unei metode generale de analiză cinematică a TC funcție de parametrii cinematici ai LCS, de parametrii geometrici, constructivi dați în coordonate pentru Tr, Ma și TC, ușor de ales și de folosit de către proiectant;
- d) Particularizarea relațiilor de calcul pentru diferite TC și LCS;
- e) Analiza cinematică a unor TC montate pe diferite LCS, prezentând metoda de sinteză cinematică a mecanismului de suspendare a Ma purtate, metoda de alegere a TC cu determinarea domeniului posibil de amplasare al ARP în funcție de parametri Tr, Ma și LCS și metoda calcul privind asigurarea homocinetismului TC;
- f) Analiza influenței unor parametri constructivi și funcționali ai LCS asupra legii de transmitere a TC, stabilind parametri cinematici principali cu influență majoră asupra homocinetismului transmisiei, asupra căruia proiectantul va putea acționa pentru optimizarea funcționării mecanismului de cuplare Tr-Ma;
- g) Determinarea valorii minime a unghiului dintre axele unei articulații cardanice pentru evitarea fenomenului de brinelare;
- h) Stabilirea unor criterii pentru optimizarea cinematică a TC dintre Tr și Ma.

4.8 PRINCIPII GENERALE ÎN ALEGEREA TRANSMISIILOR CARDANICE

Așa după cum s-a amintit, în vederea efectuării sintezei cinematice cu ajutorul calculatorului a transmisiilor cardanice dintre tractor și mașina agricolă, una din etapele ce trebuie parcursă este alegerea transmisiei cardanice.

4.8.1. Alegerea configurației transmisiei cardanice

Alegerea configurației transmisiei cardanice constă în selectarea unei transmisii tipizate din clasa de putere identică sau imediat superioară puterii necesare antrenării mașinii agricole. De asemenea transmisia tipizată trebuie să corespundă din punct de vedere al asigurării tuturor mobilităților și pozițiilor relative ale tractorului și mașinii agricole, pentru orice poziții relative, transmisia încadrându-se în limitele lungimilor minime și maxime, chiar dacă pentru aceasta se impune restrângerea domeniului de amplasare al ARP. Deci pentru o alegere corectă a cuplării tractorului cu mașina agricolă se impune cunoașterea parametrilor geometrici, constructivi și cinematici ai lanțului cinematic suport al transmisiei, parametri cinematici ai transmisiei cardanice, precum și parametri tehnici, funcționali ai transmisiei cardanice.

Din punct de vedere al parametrilor tehnici, funcționali, elementele definiției ale unei transmisii cardanice se referă la:

- *tipul transmisiei cardanice*: cu două articulații simple, cu o articulație simplă și una homocinetică, cu două articulații homocinetice, cu o articulație simplă și una dublă sau tren de articulații cardanice (policardane);

- *tipul solicitării transmisiei cardanice*;

- *mărimea transmisiei*;

- *lungimea nominală*;

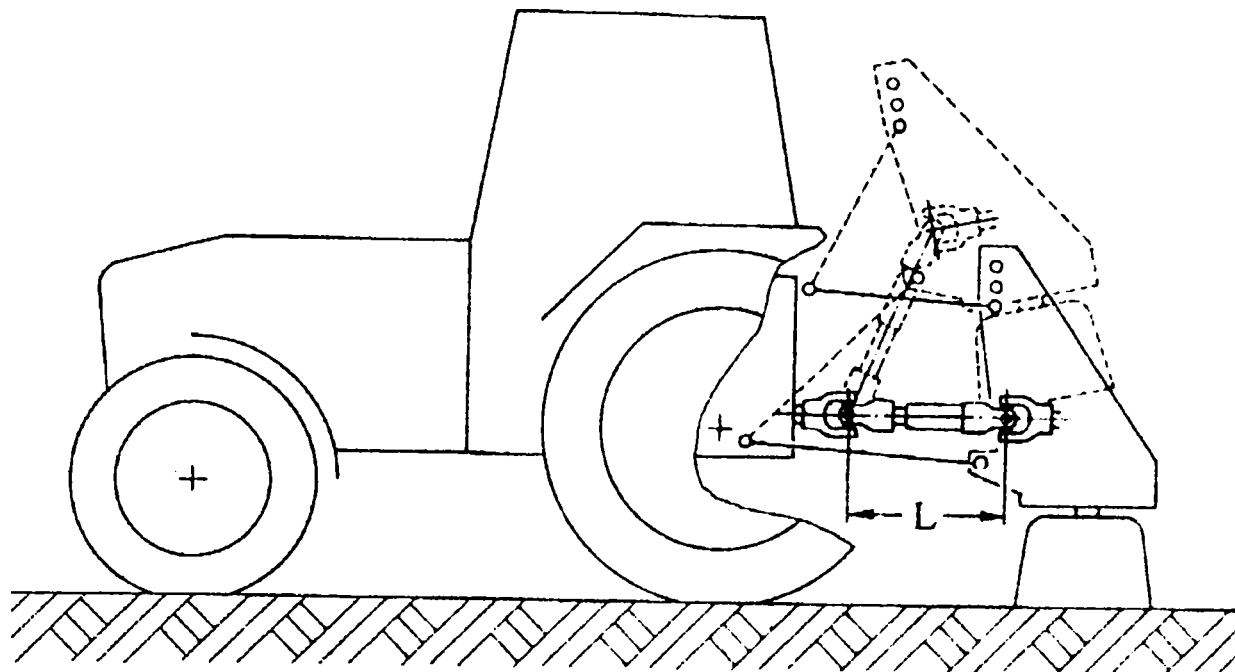
- *profilele telescopice*;

- *apărătorile de protecție ale transmisiei cardanice*.

În continuare se prezintă câteva exemple practice de alegere a transmisiei cardanice în funcție de modul de cuplare a mașinii agricole cu tractorul.

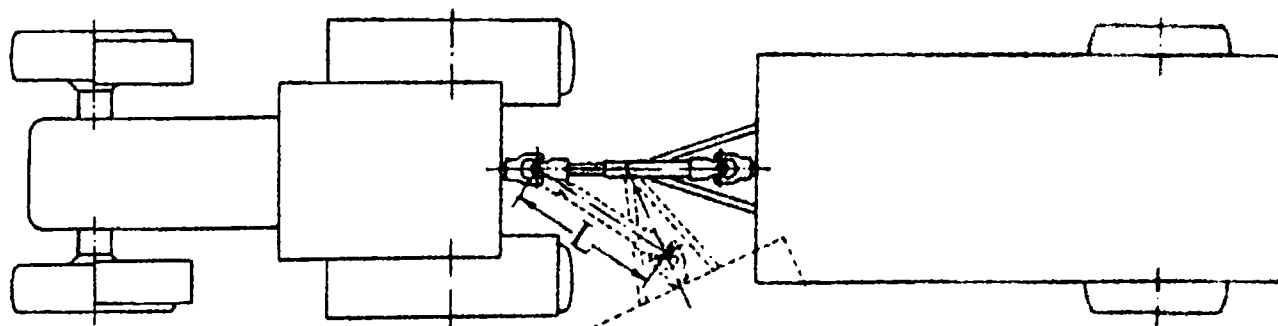
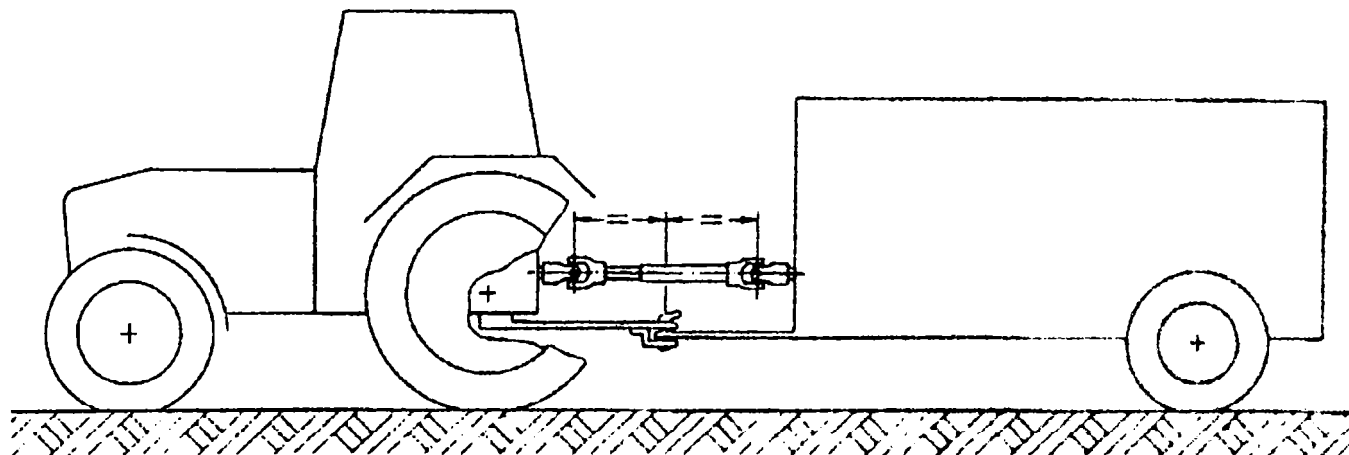
Cazul *mașinilor agricole purtate clasice*, care se cuplează la mecanismul de suspendare al tractorului prin triunghiul de suspendare (în 3 puncte) este reprezentat în fig. 4.33.

Cazul *mașinilor agricole tractate (monoax)*, care se cuplează la bara de tracțiune transversală dintre tiranții inferiori, la bara de tracțiune inferioară sau la



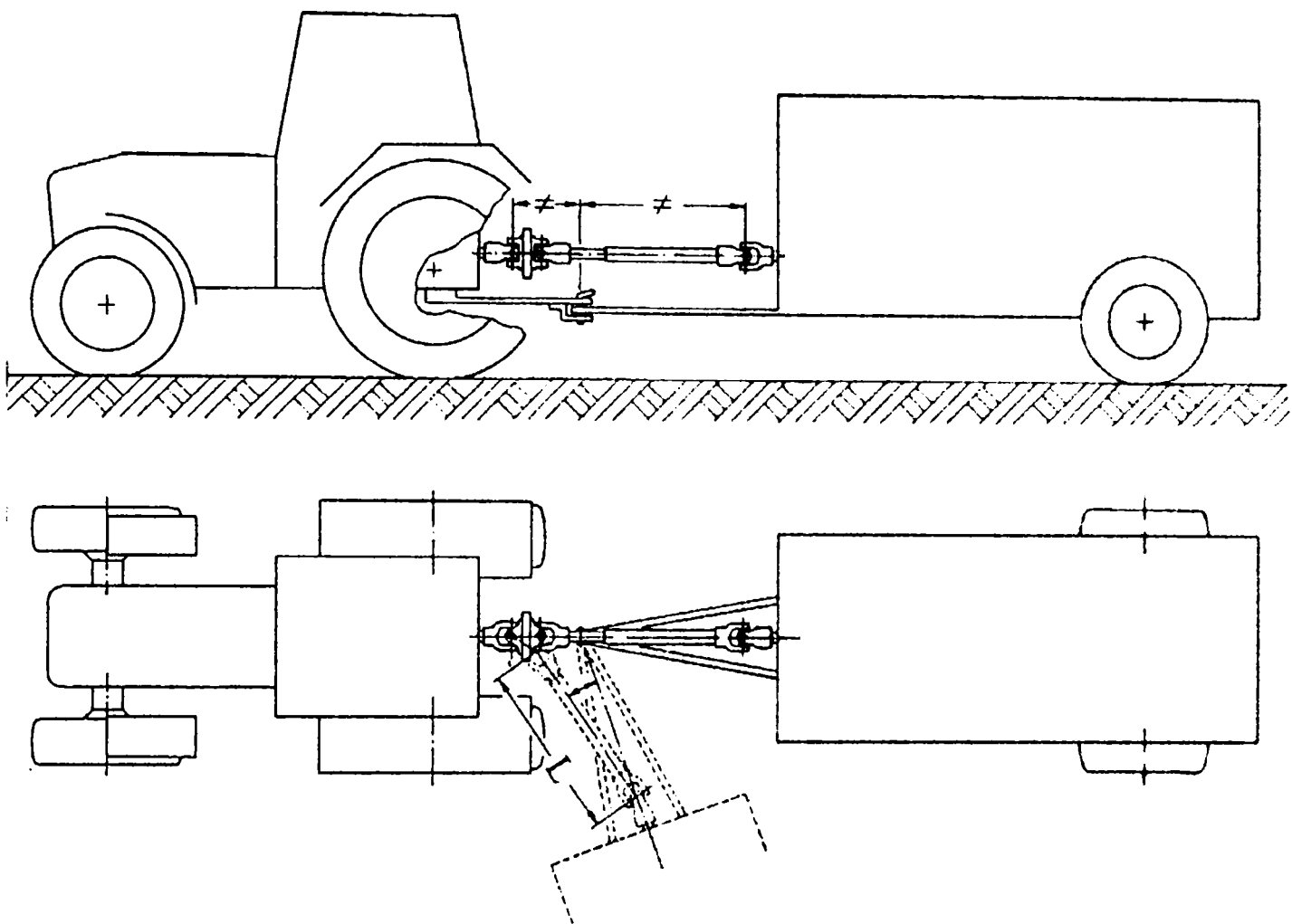
Aceste mașini se cuplează la mecanismul de suspendare al tractorului prin triunghiul de suspendare (în 3 puncte). Datorită caracteristicilor cinematice ale sistemului de suspendare al tractorului în trei puncte, compensarea pe cele două articulații cardanice este funcție de condițiile de cuplare. Dacă cele trei pârghii de suspendare (tirantul central superior și tiranții laterali inferiori) ar fi paralele între ele și cu transmisia cardanică, evident și unghiurile de frângere ale celor două articulații ar rămâne în general egale, indiferent de înălțimea de ridicare. Pentru că acest lucru nu este practic posibil, la o diferență unghiulară mai importantă trebuie decuplată antrenarea. În poziția orizontală a transmisiei cardanice lungimea acesteia (L) are valoare minimă. Înclinarea în jos sau în sus a transmisiei conduce la o reducere a lungimii de suprapunere a profilelor telescopice culisante, lungime ce nu trebuie să scadă sub valoarea lungimii minime de suprapunere prescrisă de constructor.

Fig. 4.33 - Mașini agricole purtate clasice



Dacă punctul de cuplare între tractor și remorcă sau mașina agricolă este situat la jumătatea distanței dintre centrele articulațiilor transmisiei; furcile de pe axul intermediar (profilele telescopice) sunt coplanare și transmisia este orizontală, unghiurile de frângere ale articulațiilor rămân egale pentru toate schimbările de direcție în timpul mersului. La funcționarea utilajului în linie dreaptă și cu transmisia coliniară, lungimea de suprapunere a profilelor telescopice culisante este minimă, dar nu trebuie să fie mai mică decât valoarea lungimii minime de suprapunere prescrisă de constructor.

Fig. 4.34 - Mașini agricole monoax, acționate cu transmisii bicardanice



Dacă distanțele delimitate de articulația cardanică dinspre APP, punctul de cuplare tractor-mașină agricolă și articulația cardanică dinspre ARP sunt inegale, la schimbarea direcției de mers unghiurile de frângere ale celor două articulații sunt repartizate inegal.

La utilizarea unei transmisii cu o articulație superangulară homocinetică și una simplă, în cazul schimbării direcției de mers, trebuie ținut cont ca efectele neuniformității rotației articulației simple, la schimbarea unghiului ei de frângere, depind de turație și de masa în mișcare. Variația neadmisibilă a turației datorate articulației simple nu poate fi compensată decât utilizând o transmisie cu două articulații superangulare homocinetice

Raza de viraj minimă este limitată de lungimea (l) a transmisiei cardanice în stare comprimată

La funcționarea utilajului în linie dreaptă și cu transmisia coliniară, lungimea de suprapunere a profilelor telescopice culisante este minimă, dar nu trebuie să fie mai mică decât valoarea lungimii minime de suprapunere prescrisă de constructor.

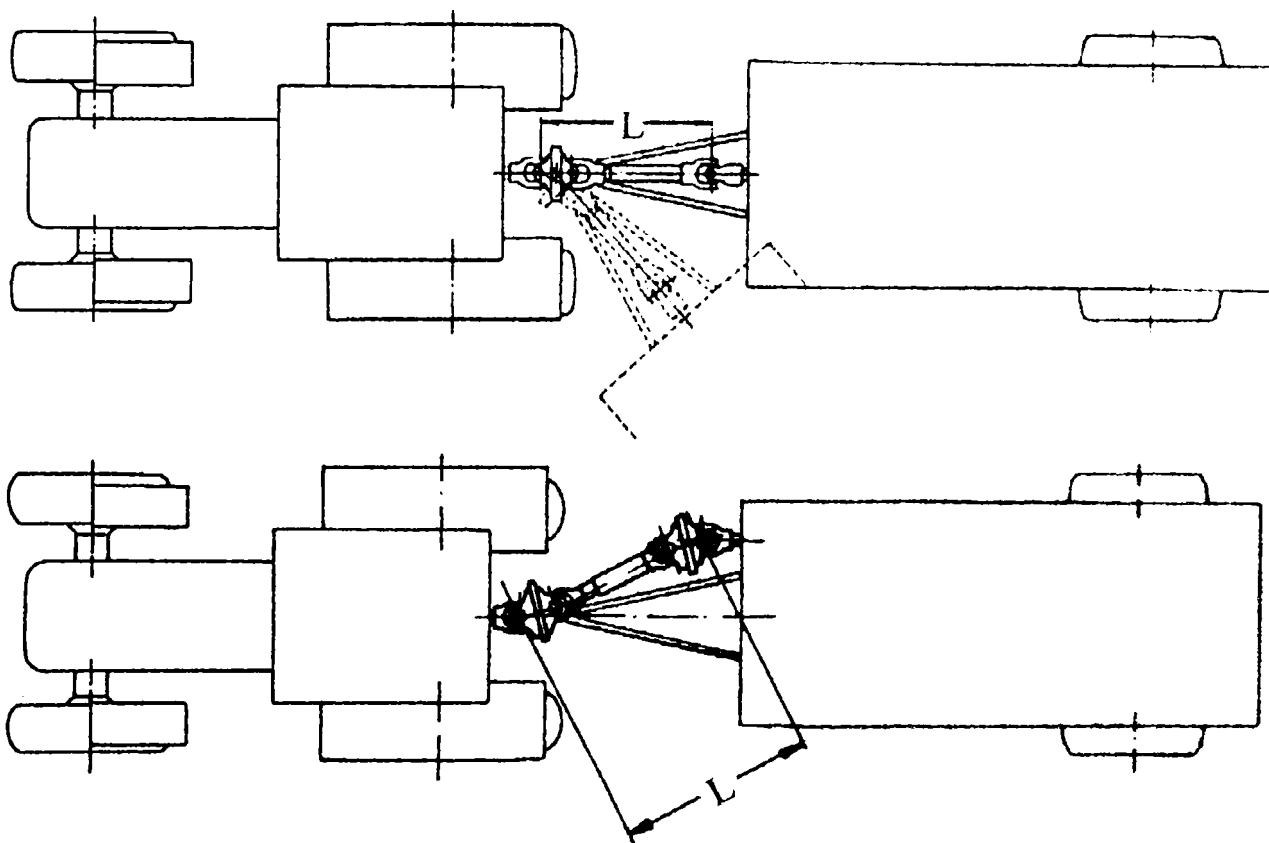
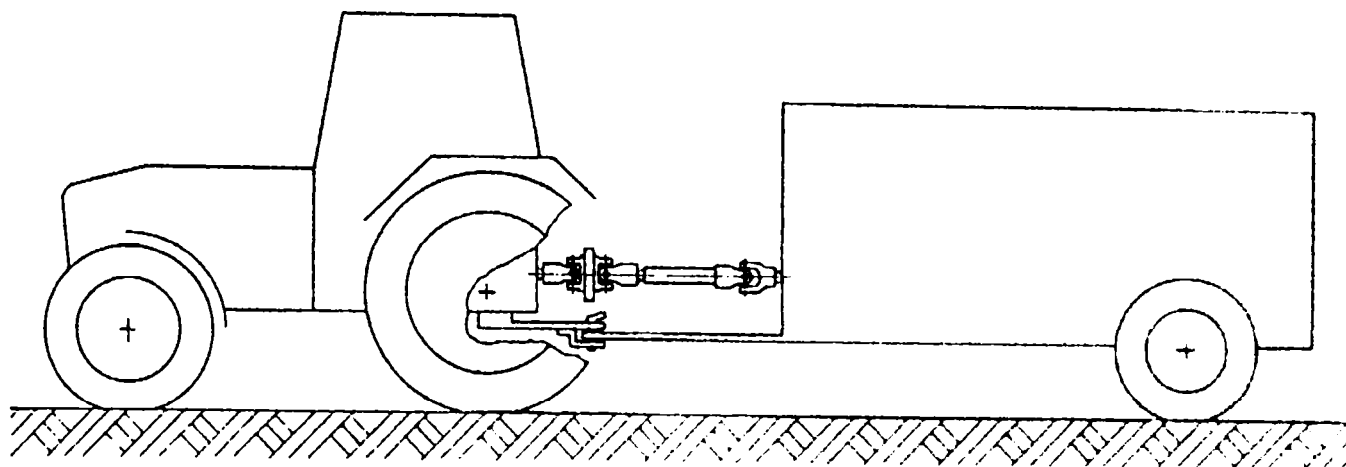
Fig. 4.35 - Mașini agricole monoax cu proșap lung

cupla pentru remorci monoax, acționate cu transmisii bicardanice este reprezentat în fig. 4.34.

În cazul acționării *mașinilor agricole monoax, cu proșap lung*, la care punctul de cuplare al tractorului cu mașina agricolă nu este situat la mijlocul transmisiei cardanice, fiind mai aproape de punctul de cuplare, se recomandă folosirea unei transmisii cardanice cu o articulație superangulară homocinetică (sau cu două), conform fig. 4.35.

În cazul acționării *mașinilor agricole monoax, cu proșap scurt*, la care punctul de cuplare al mașinii agricole cu tractorul este pe aceeași verticală (sau foarte aproape) cu prima articulație a transmisiei cardanice, APP și ARP sunt coliniare, se

recomandă montajul din fig. 4.36.a. Când ARP al mașinii agricole tractate este decalat față de APP al tractorului se recomandă transmisia din fig. 4.36.b.



a) Punctul de cuplare a mașinii agricole cu tractorul și axa primei articulații cardanice dinspre APP sunt suprapuse sau foarte apropiate de aceeași verticală.

La schimbarea direcției de mers, frângerea maximă se produce la capătul dinspre APP al tractorului. Unghiul de frângere a articulației dinspre mașina agricolă depinde de poziția ARP. În acest caz trebuie să se țină cont de neuniformitatea admisibilă a rotației la o funcționare încă corectă a mașinii agricole. Neuniformitatea rezultată nu poate fi compensată decât de încă o articulație superangulară homocinetică.

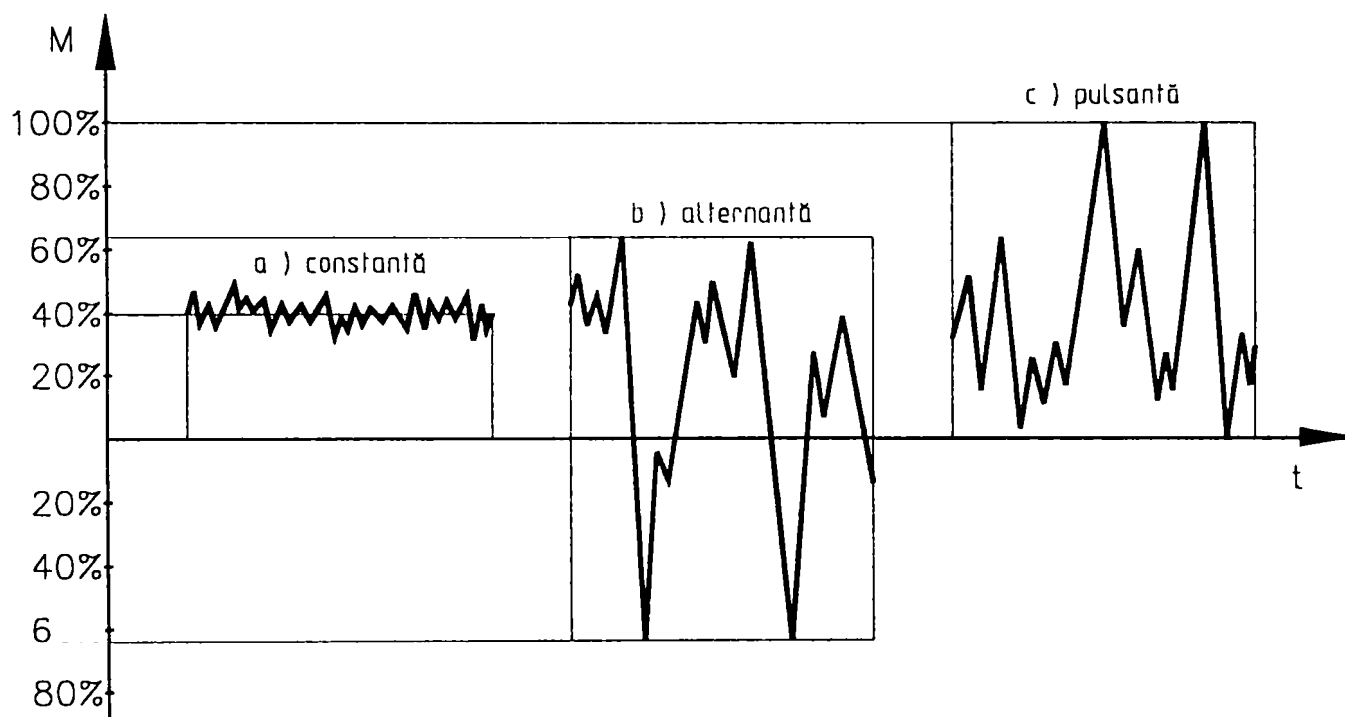
b) Când ARP al mașinii agricole este decalat față de APP al tractorului se recomandă transmisia bicardanică cu două articulații superangulare homocinetice.

În aceste cazuri variația lungimii (L) a transmisiei cardanice la mersul în viraje este nesemnificativă

Fig. 4.36 - Mașini agricole monoax cu proțap scurt

4.8.2 Tipul solicitărilor transmisiei cardanice

În timpul funcționării agregatului tractor - mașină agricolă rezistențele mecanice opuse organelor active ale mașinilor agricole sunt variabile, ceea ce conduce la solicitări variabile ale transmisiilor cardanice. În general se consideră că aceste solicitări pot fi împărțite în 3 categorii [46] (fig. 4.37):



- a) solicitare cu slabe variații ale cuplului mediu transmis
 b) solicitare cu mari variații în raport cu cuplul mediu transmis și inversări de cuplu
 c) solicitare foarte neregulată cu variații mari de cuplu și vârfuri mari de supraîncălzire

Fig. 4.37 Tipul solicitărilor arborilor cardanici

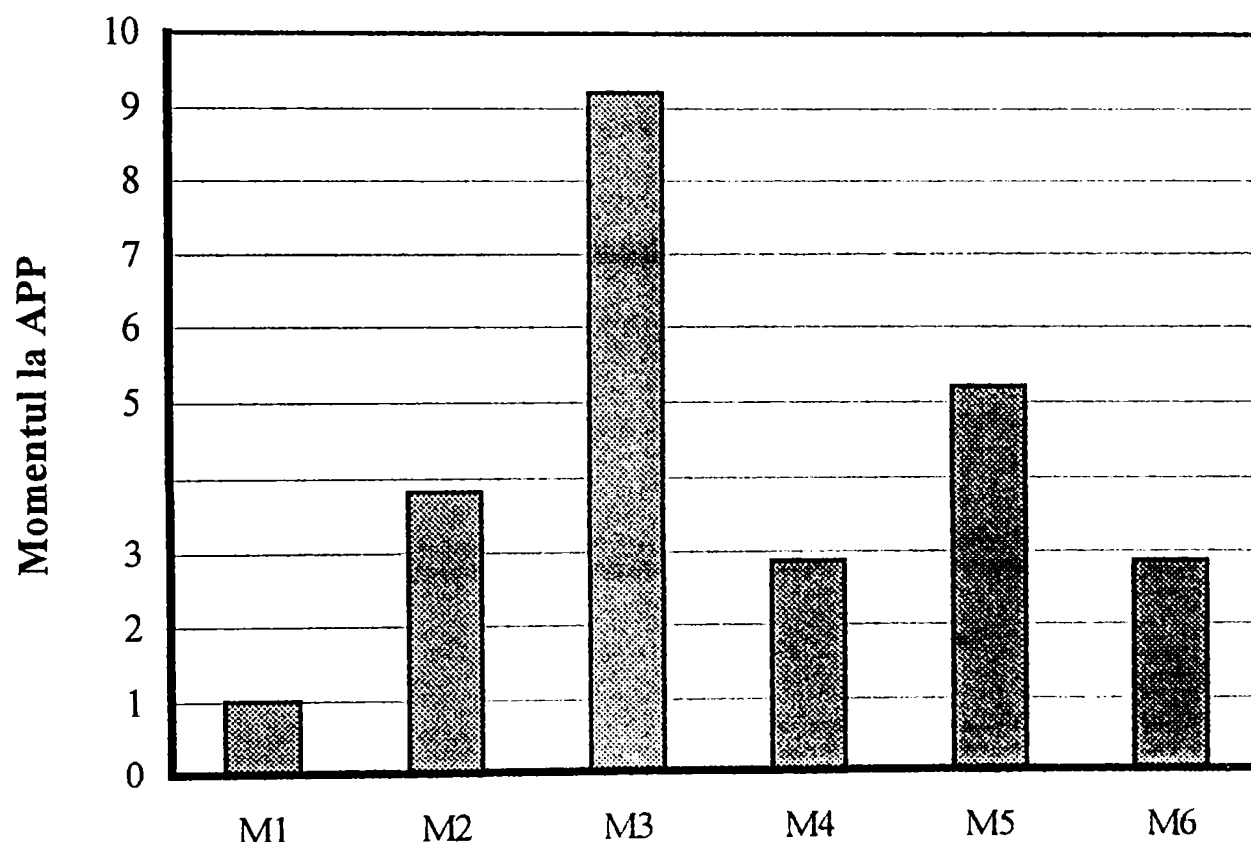
- *solicitări constante* când variațiile momentului sunt mici în raport cu momentul mediu transmis;
- *solicitări alternante* când variațiile momentului sunt mari în raport cu momentul mediu transmis și prezintă schimbări de sens;
- *solicitări pulsante* când variațiile momentului sunt foarte mari, însă nu prezintă schimbări de sens.

La alegerea unei transmisii cardanice este neapărat nevoie a cunoaște tipul de solicitare și să se dețină o diagramă de variație a momentului, ridicată pe baza încercărilor de exploatare.

O mare parte a transmisiilor cardanice pentru mașini agricole sunt supuse solicitărilor variabile (în general pulsante), caz în care pentru a preveni avariarea accidentală a transmisiilor, în practică s-a impus introducerea unor sisteme de

protecție (limitatoare de suprasarcină, amortizoare de șocuri, cuplaje de siguranță, dispozitive de decuplare, roți libere etc.) integrate transmisiilor cardanice, care intervin în cazul suprasarcinilor cauzate de demarări bruște, blocări accidentale, mase inerțiale mari etc.

În urma cercetărilor din laborator și exploatare s-au stabilit raporturile între momentele normale de funcționare și vârfurile de suprasarcină, valorile comparative ale acestora fiind prezentate în fig. 4.38 [66].



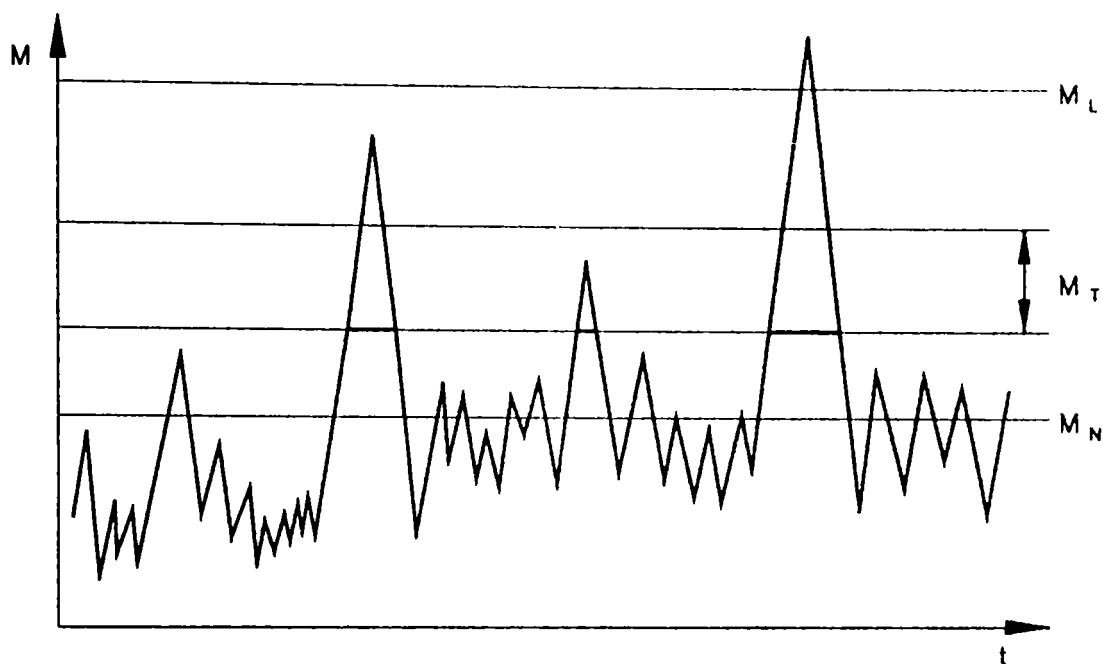
M1 - Momentul mediu de funcționare	M4 - Momentul maxim în condiții normale de funcționare
M2 - Momentul de demaraj la cuplarea normală	M5 - Momentul maxim la mașina aproape blocată
M3 - Momentul de demaraj la cuplare brutală	M6 - Momentul de tarare al limitatorului de suprasarcină

Fig. 4.38 Valorile comparative ale momentelor din exploatare

Variația în timp a momentelor transmise de la tractor la mașina agricolă și modul în care acționează limitatorul de suprasarcină este prezentată în fig. 4.39 [66].

4.8.3. Mărimea transmisiei cardanice

Mărimea transmisiei se indică în mod uzual prin valoarea momentului nominal exprimat în Nm. Uneori se mai indică mărimea transmisiei și prin puterea nominală transmisă, dar prima metodă este în general acceptată de toți producătorii.



M_L - momentul limită admis pentru mașina agricolă

M_T - zona de tarare a limitatorului de suprasarcină

M_N - momentul nominal al mașinii agricole

Fig. 4.39 Variația în timp a momentelor transmise de arborele cardanic

Capacitatea de transmitere a momentului pentru o transmisie cardanică este limitată de elementele ei constitutive:

- momentul maxim limitat de perechea elementelor telescopice;
- momentul maxim limitat de articulația cardanică, prin elementele ei: cruce, rulmenți, furci.

Această capacitate este indicată prin trei caracteristici [62], [66] și anume:

M_p - limita statică de încărcare, a cărei poziție pe curba de încărcare statică în funcție de unghiul de rotire φ este prezentată în fig. 4.40;

M_s - momentul maxim admis în cazul unei încărcări pulsante (fig. 4.41) și care în general este determinat de limita de încărcare dinamică a rulmenților cu ace;

M_n - momentul nominal definit ca moment mediu (fig. 4.41) și este determinat de durata de viață garantată și de unghiul de frângere.

4.8.4. Lungimea nominală

Lungimea nominală se referă la transmisii bicardanice și este definită ca distanța între axele crucilor articulațiilor cardanice atunci când arborele cardanic este în poziție strânsă.

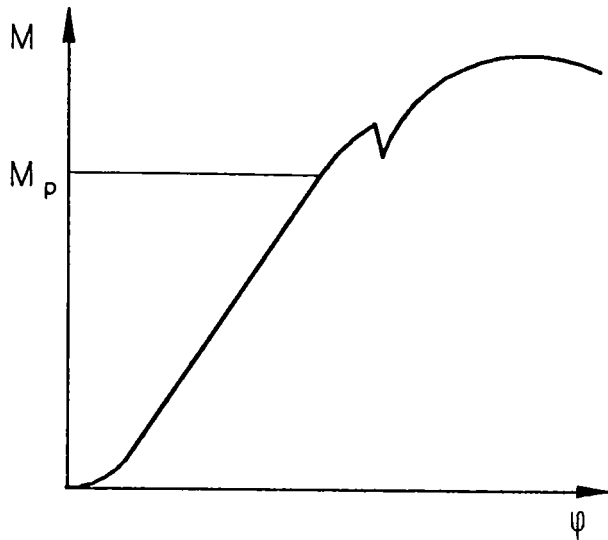


Fig. 4.40 Încărcare statică

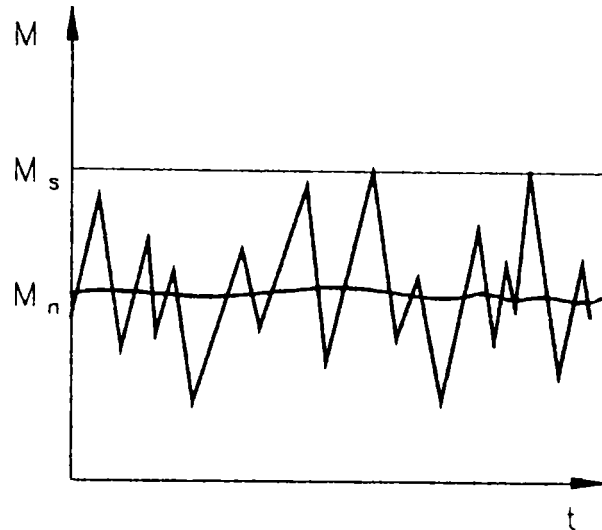


Fig. 4.41 Încărcare dinamică

Pe lângă lungimea nominală, la o transmisie bicardană agricolă mai pot fi indicate:

Lungimea maximă în sarcină - distanța între axele crucilor articulațiilor cardanice atunci când arborele cardanic este în poziție extinsă, transmite moment la valoarea nominală și lungimea minimă de suprapunere a profilelor telescopice este cea prescrisă de constructor.

Lungimea maximă în repaus - distanța între axele crucilor articulațiilor cardanice atunci când arborele cardanic este în poziție extinsă și este în repaus. Aceasta este mai mare decât lungimea maximă în sarcină pentru că posibilitatea transmiterii momentului nominal presupune o lungime mai mare de suprapunere a profilelor telescopice, și deci o lungime mai mică.

Pe plan internațional lungimea arborilor cardanici este reglementată prin ISO 5673, intern prin SR ISO 5673-97 și are următoarele valori: 460; 510; 610; 710; 1010 mm.

5. CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA TRANSMISIILOR CARDANICE DINTRE TRACTOR ȘI MAȘINA AGRICOLĂ

5.1 OBIECTIVE ALE CERCETĂRII EXPERIMENTALE

5.1.1 Crearea unei game tipodimensionale de transmisii cardanice

Analiza efectuată de autor asupra fabricării, utilizării, întreținerii și reparării transmisiilor cardanice în unitățile de profil, a dovedit că, pentru creșterea calității și a eficienței economice a acestor organe de mașini, se impune schimbarea întregii concepții despre TC utilizate în construcția de Ma.

Așa după cum a rezultat din lucrarea [46], în cadrul întreprinderilor executante de TC se produceau o multitudine de transmisii, în foarte multe variante constructive, ceea ce a condus la o evidență extrem de dificilă a producției, desfacerii și asigurării pieselor de schimb. S-a extins obiceiul ca proiectanții de Ma să conceapă pentru fiecare utilaj o nouă construcție de cardan, fără a ține seama de standardele și normativele interne și internaționale în vigoare. Așa se explică apariția în practică a unor TC supradimensionate, greoaie și echipate cu apărători de protecție complicate, confecționate din tablă sau din tablă și material plastic. S-a ajuns astfel la o gamă nejustificat de mare de tipodimensiuni de TC și de repere, în special furci externe pentru ARP, ceea ce a condus la imposibilitatea unei organizări normale a fabricației cu toate implicațiile ei tehnico-economice.

Din cele expuse a rezultat necesitatea de a crea o gamă rațională de TC și elemente specifice, cu parametri tehnici bine stabiliți, care să fie reprezentați în cataloage de produse și care să ducă la:

- asigurarea unor tipodimensiuni judicious alese de TC pentru întreaga gamă de mașini agricole;
- reducerea la minimum a numărului reperelor ce intră în structura TC;
- reducerea masei TC prin reconsiderarea constructivă și redimensionarea elementelor componente, obținându-se o TC suplă și fiabilă;
- impunerea unor clase de mărimi (momente nominale) și lungimi nominale care să respecte prevederile standardelor internaționale, adoptate acum și la noi. Astfel, conform SR ISO 5673:1997, prin care s-a înlocuit STAS 10555-83, s-au eliminat arborii cardanici cu apărători sferice de protecție tip K1, propunându-se realizarea arborilor cardanici cu apărători complet din materiale plastice, cu părțile componente conform fig. 5.1 pentru articulații cardanice simple și conform fig. 5.2

pentru articulații cardanice homocinetice. Este necesară asimilarea în țară a arborilor cardanici echipați cu astfel de apărători de protecție realizate din materiale plastice care să corespundă cerințelor de funcționare și încercărilor la rezistență conf. SR ISO 5674-1:1997 și a încercărilor la uzură conf. SR ISO 5674-2:1997.

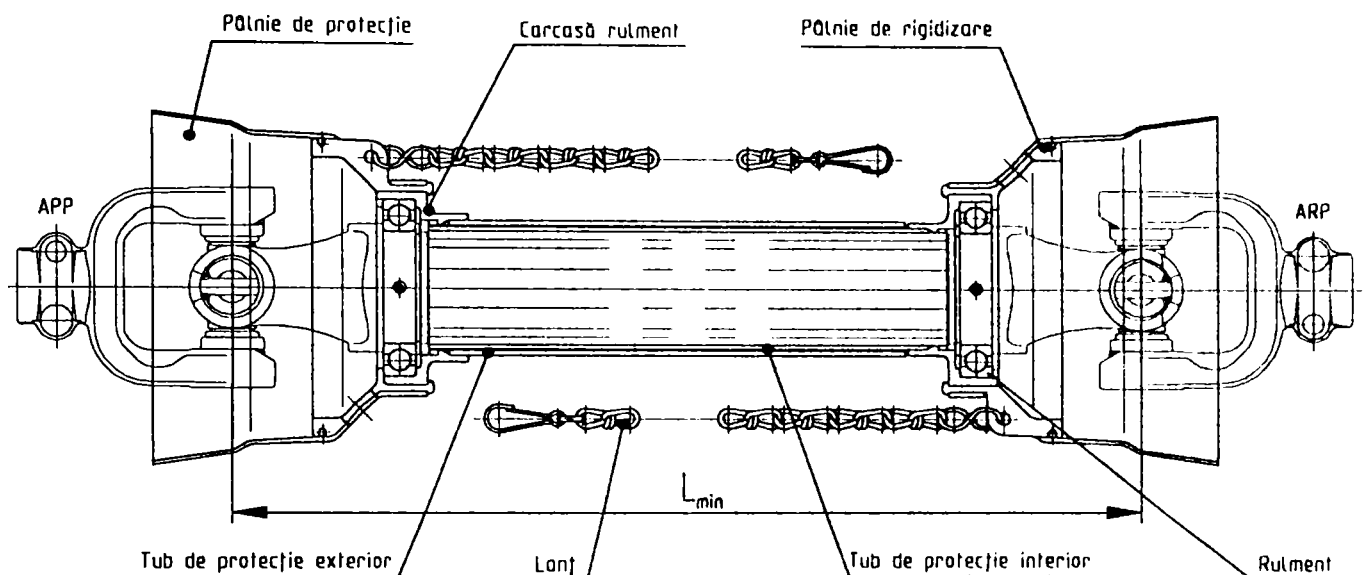


Fig. 5.1 Protectori din materiale plastice pentru arbore cardanic

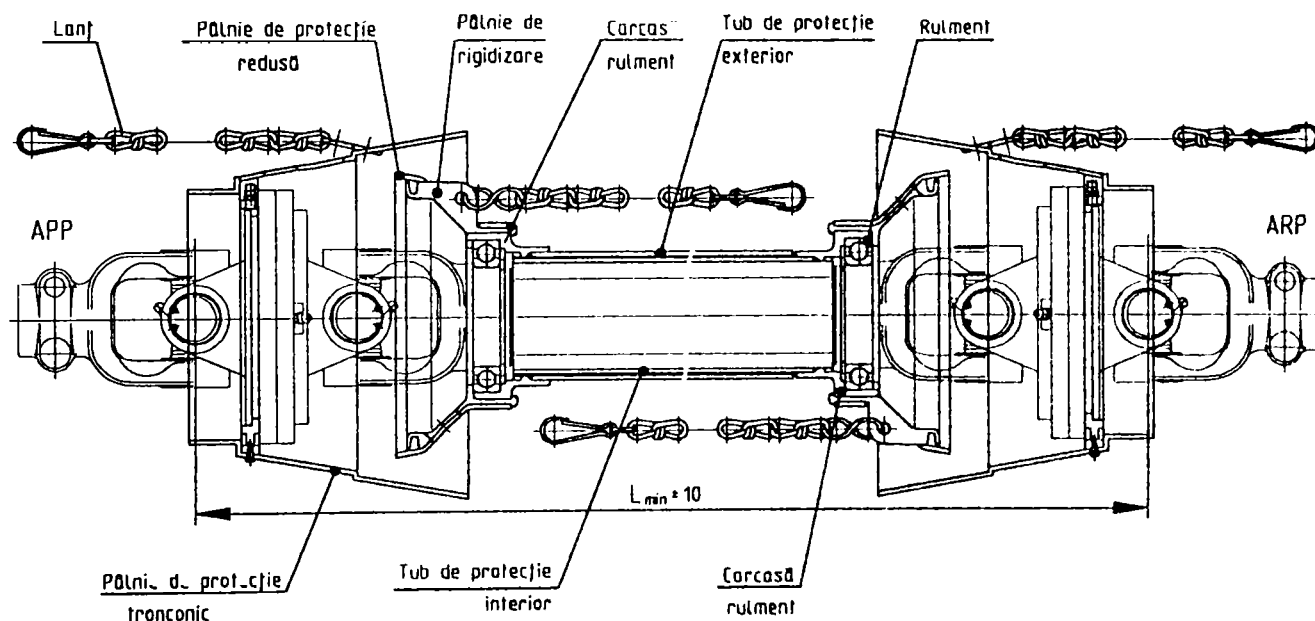


Fig. 5.2 Protectori pentru arbore cardanic cu două articulații homocinetice

Unul din obiectivele privind optimizarea parametrilor constructivi și funcționali ai transmisiilor cardanice pentru mașini agricole, pe care autorul le-a avut în vedere în scopul asimilării unei noi generații de TC, a fost și realizarea unei game tipodimensionale moderne de TC, atât pentru arborii cardanici, cât și pentru protectorii corespunzători acestor arbori.

În prima fază de model experimental, autorul împreună cu un colectiv de colaboratori a conceput și a proiectat, în baza studiilor și cercetărilor teoretice făcute, 5 clase de mărimi de arbori cardanici echipate cu protectori din material plastic.

Clasele de mărimi sunt caracterizate prin momentul nominal transmis în Nm (100; 160; 250; 400; 630), fiecare clasă de mărime având 7 clase de lungimi nominale (460, 510, 560, 610, 710, 1010 mm) și sunt conform SR ISO 5673:1997.

Arborii cardanici tipizați sunt codificați prin grupe de cifre care au semnificații conform fig.5.3.

Protectorii sunt codificați prin grupe de cifre care au semnificația conform fig.5.4.

5.1.2 Contribuții la îmbunătățirea parametrilor constructivi și funcționali ai transmisiilor cardanice folosite la mașini agricole

În faza de concepție și proiectare a noilor clase de transmisii cardanice echipate cu protectori, pe lângă obiectivele atinse menționate la punctul 5.1.1, prin cercetarea în acest domeniu a produselor din țară și a celor realizate de firme de prestigiu din străinătate [1], [3], [50], [82] etc. autorul a găsit soluții originale, atât la partea de arbori cardanici materializate prin "Brevet de Invenție" nr. 100725/19.03.1992 - Dispozitiv de zăvorâre [100], cât și la protectori, materializate prin "Brevet de Invenție" nr. 102400/25.03.1993 - Apărătoare pentru transmisii cardanice [101]. Ambele brevete au fost realizate fizic, încercate și validate.

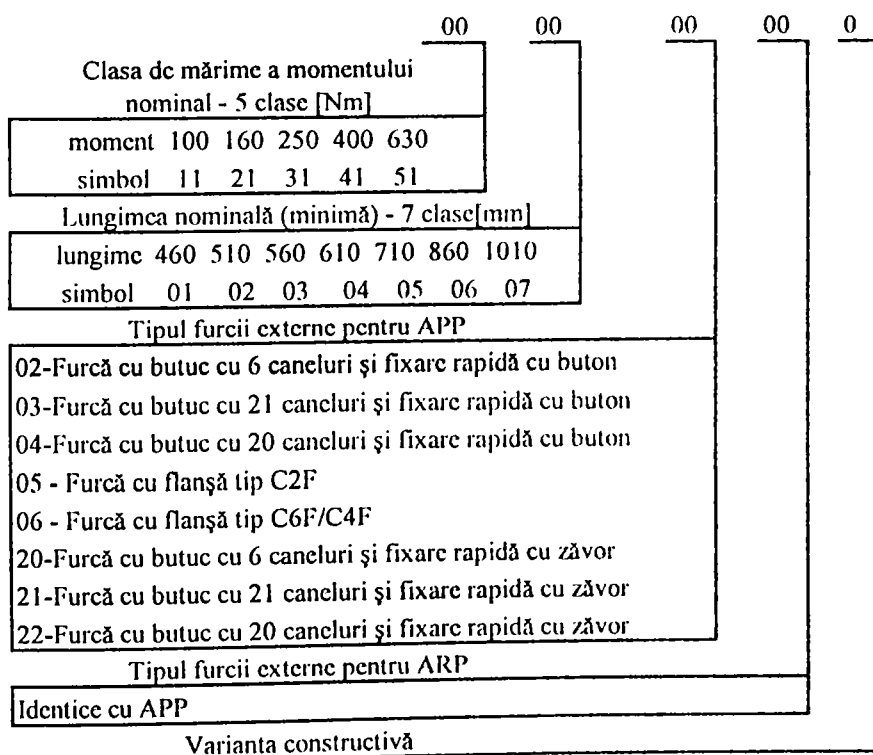


Fig.5.3

Codificare arborilor cardanici

	00	00	00	00	0		
Clasa de mărime a momentului nominal - 2 clase [Nm]							
moment	100	160	250	400	630		
simbol	32	32	32	52	52		
Lungimea nominală (minimă) - 7 clase [mm]							
lungime	460	510	560	610	710	860	1010
simbol	01	02	03	04	05	06	07
Tipul furcii externe pentru APP							
01-Pâlnic scurtă							
02-Pâlnic mijlocie							
01-Pâlnic lungă							
Tipul furcii externe pentru ARP							
Identice cu APP							
Varianta constructivă							

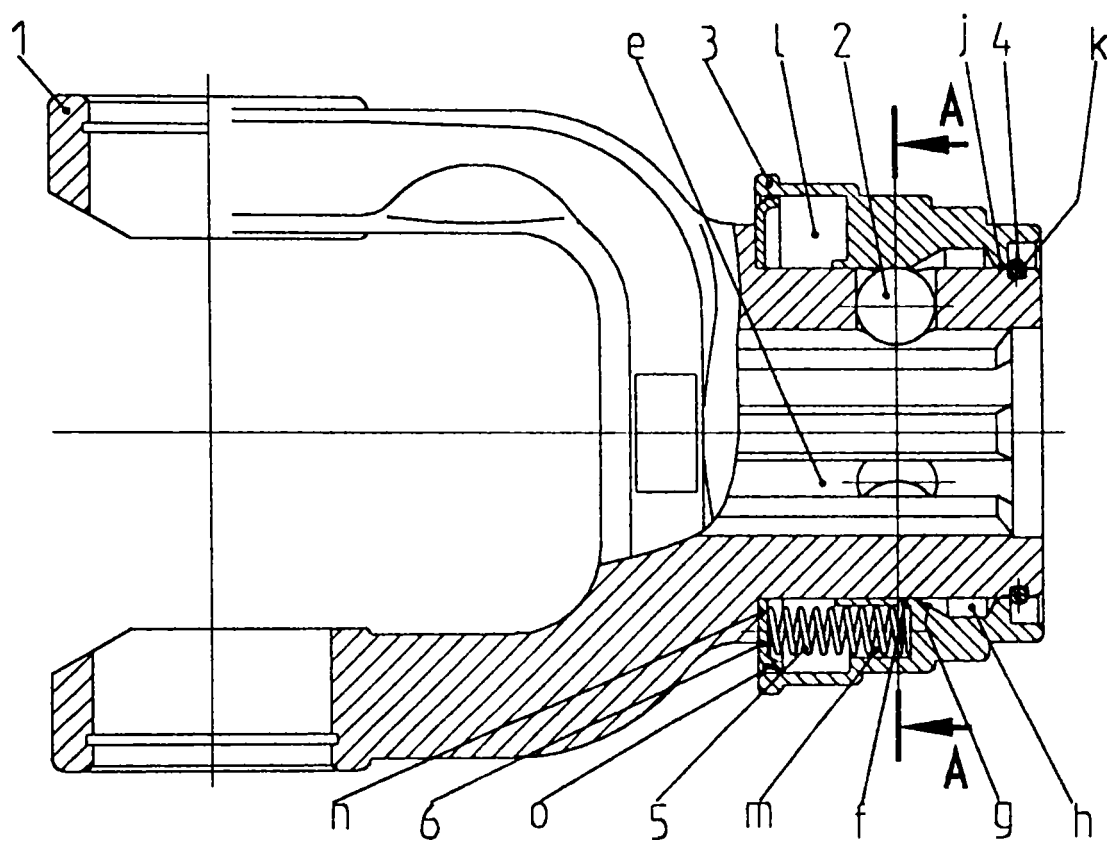
Fig. 5.4

Codificare apărătorilor de protecție

Dispozitivul de zăvorâre conform [100] se referă la un dispozitiv destinat asigurării montajului furcii de capăt al unui arbore cardanic pe APP al unui Tr sau pe ARP al unei Ma.

Soluția clasică, la care dispozitivul de asigurare al furcii de capăt al arborelui cardanic pe APP sau ARP are butonul de zăvorâre montat tangențial la butonul furcii (montaj excentric), conduce la mase dezechilibrate pe APP sau ARP și la proeminențe la un corp aflat în mișcare de rotație. Problema tehnică pe care o rezolvă invenția este realizarea unui dispozitiv de zăvoare (fig. 5.5) care nu prezintă proeminențe în rotație și nu produce forțe de dezechilibrare pe APP sau ARP, și, așa cum a rezultat din încercări, forța de smulgere pentru furcile cu 21 caneluri de pe APP sau ARP este cu aproximativ 20-25% mai mare față de prinderea clasică cu butoni.

Pe porțiunea cilindrică a butucului unei furci de capăt (1) sunt practicate un număr de trei canale radiale, echidistante (a), terminate spre partea dinspre alezajul canelat cu niște găuri (b), care împiedică ieșirea din aceste canale a unor bile (2), introduse aici pentru a se insera într-un canal circular (c), de pe capătul prizei de putere (d), a tractorului. Cele trei canale radiale echidistante (a) sunt practicate astfel în butuc ca să coincidă cu canalele longitudinale (e) ale alezajului canelat din furca (1). Un manșon cilindric (3) este prevăzut la interiorul alezajului cu o porțiune cilindrică (f), cu rol de ghidaj al culisării și cu rol de menținere a bilelor (2) în poziție blocată, împinse spre axa manșonului, deci în canalul circular al arborelui canelat. Această porțiune cilindrică (f) este continuată de o porțiune tronconică (g), având rolul de a conduce ușor bila spre axa manșonului. Porțiunea tronconică (g) se continuă cu un canal circular (h), în care bilele sunt evacuate atunci când manșonul este extras de pe arbore, vârful lor fiind îndepărtat spre exterior, reușind astfel a depăși vârful canelurilor corespunzătoare de pe capătul canelat al arborelui prizei de



A - A

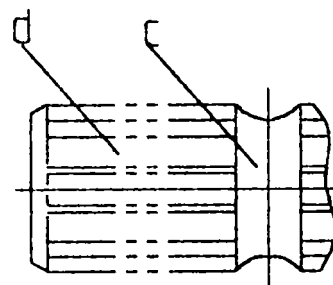
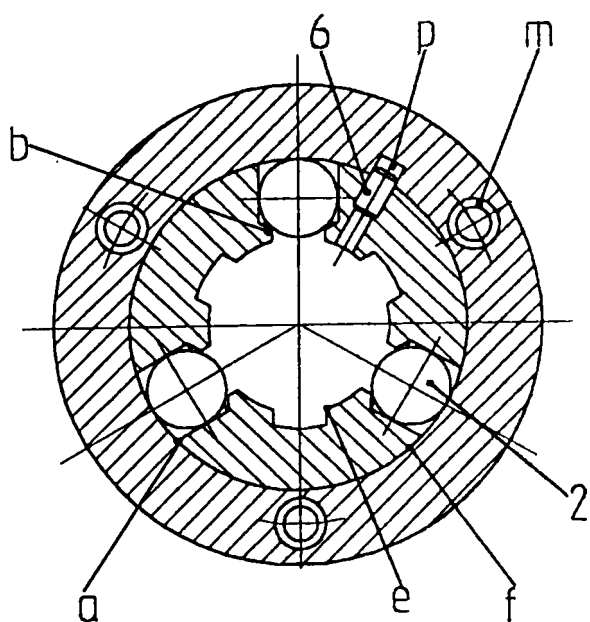


Fig. 5.5 Furcă cu butuc și fixare rapidă cu zăvor

putere (d) a tractorului. Spre capătul de diametru mic al manșonului, canalul circular (h) este prevăzut cu un umăr (j), care limitează deplasarea manșonului (3) spre capătul extrem al furcii de capăt, prin contactul lui cu un inel de siguranță (4), așezat într-un locaș (k), practicat în vârful furcii de capăt. La partea de diametru mai mare a manșonului este practicat un canal circular (1), în care sunt prevăzute niște canale longitudinale de poziționare (m), așezate decalat față de orificiile radiale ale bilelor, în care sunt reținute niște arcuri elicoidale (5), rezemate de un disc de sprijin (6), montat pe un umăr (n) al furcii de capăt, prevăzut cu un guler (o). În scopul împiedicării rotirii manșonului (3) pe furca de capăt (1), în butuc se presează un știft de ghidare (6), care la deplasarea axială a manșonului (3), culisează într-un canal longitudinal (p) practicat în alezajul cilindric (f) al manșonului. La montarea sau demontarea furcii de capăt (1) de pe arborele prizei de putere, manșonul cilindric (3) este împins prin învingerea opoziției arcurilor (5), spre porțiunea sa de diametru mai mare, canalele radiale cu bilele (2) venind în suprapunere cu canalul circular (h) al manșonului, unde bilele pot scăpa la trecerea butucului furcii peste proeminențele canelurilor arborelui prizei de putere.

Prin aplicarea invenției se obțin următoarele avantaje:

- creșterea siguranței în funcționarea arborelui cardanic;
- simplitate constructivă;
- lipsa unor proeminențe pe corpul butucului furcii aflat în mișcare de rotație.

Apărătoarea pentru transmisii cardanice [101] se referă la o apărătoare din materiale plastice, care, prin soluția tehnică adoptată, permite folosirea opțională a unui rulment sau a unei bucșe de fricțiune, permite simplificarea constructivă a protectorului ce necesită o montare-demontare ușoară și o creștere a siguranței în exploatare.

Apărătoarea (fig.5.6) conform [101] este alcătuită dintr-o pâlnie de rigidizare (1), o carcasă (2) pentru rulment (3) sau pentru o bucșă de fricțiune (4), o pâlnie de protecție (5) și un tub de protecție (6).

Pâlnia de rigidizare (1) (fig.5.7) este o piesă injectată din material plastic, de consistență tare, constituită dintr-un inel de rigidizare (a), un con (b) care conține o gaură de ungere (c), un locaș (d) pentru carcasa de rulment sau de bucșă de fricțiune (2), limitat pe partea stângă de un umăr (e), iar pe partea dreaptă de patru degete elastice (f) cu călcâie duble (g) fiecare. Umărul (e) are o gaură antirotație (h), iar conul (b) conține o ureche de prindere (i) prevăzută cu o gaură (j).

Carcasa pentru rulment sau pentru bucșă de fricțiune (2) (fig.5.8) este o piesă injectată din material plastic, prevăzută cu următoarele particularități: un locaș pentru rulment sau bucșă de fricțiune (k) la extremitatea căreia se află un pinten antirotație

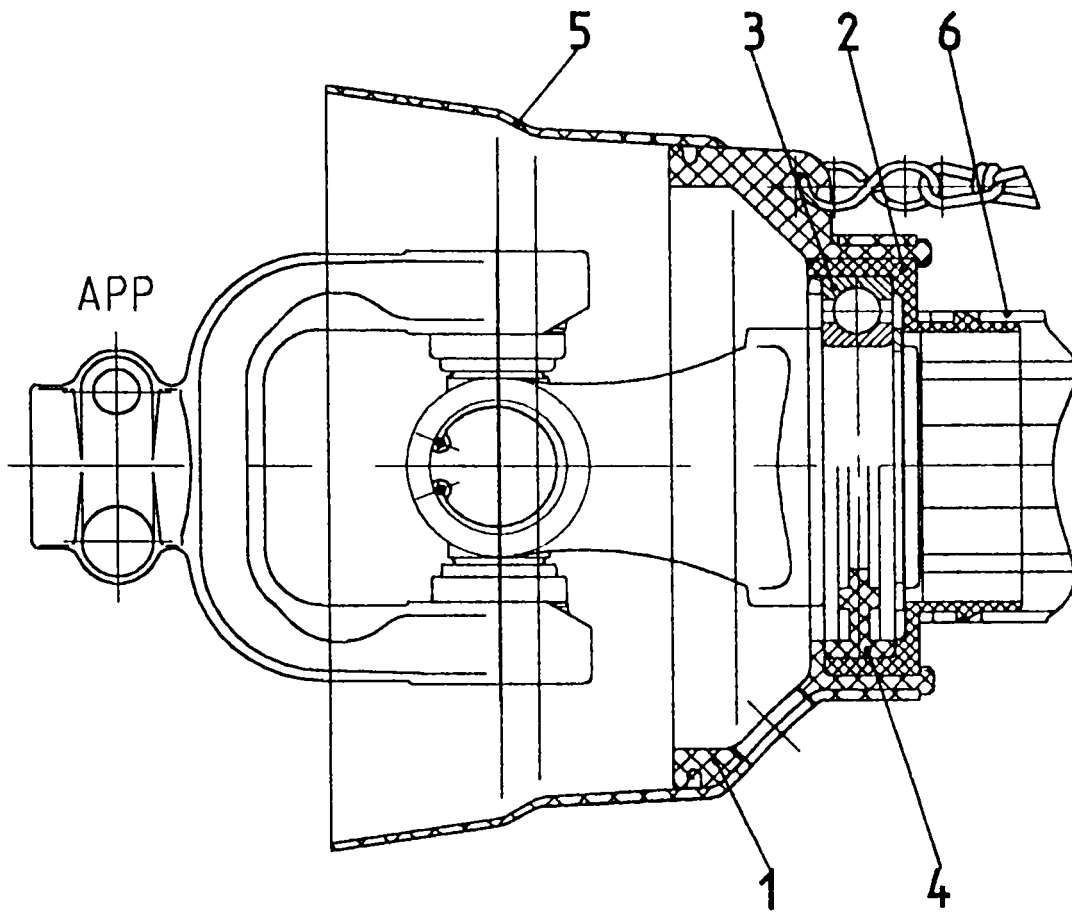


Fig. 5.6 Ansamblu apărătoare

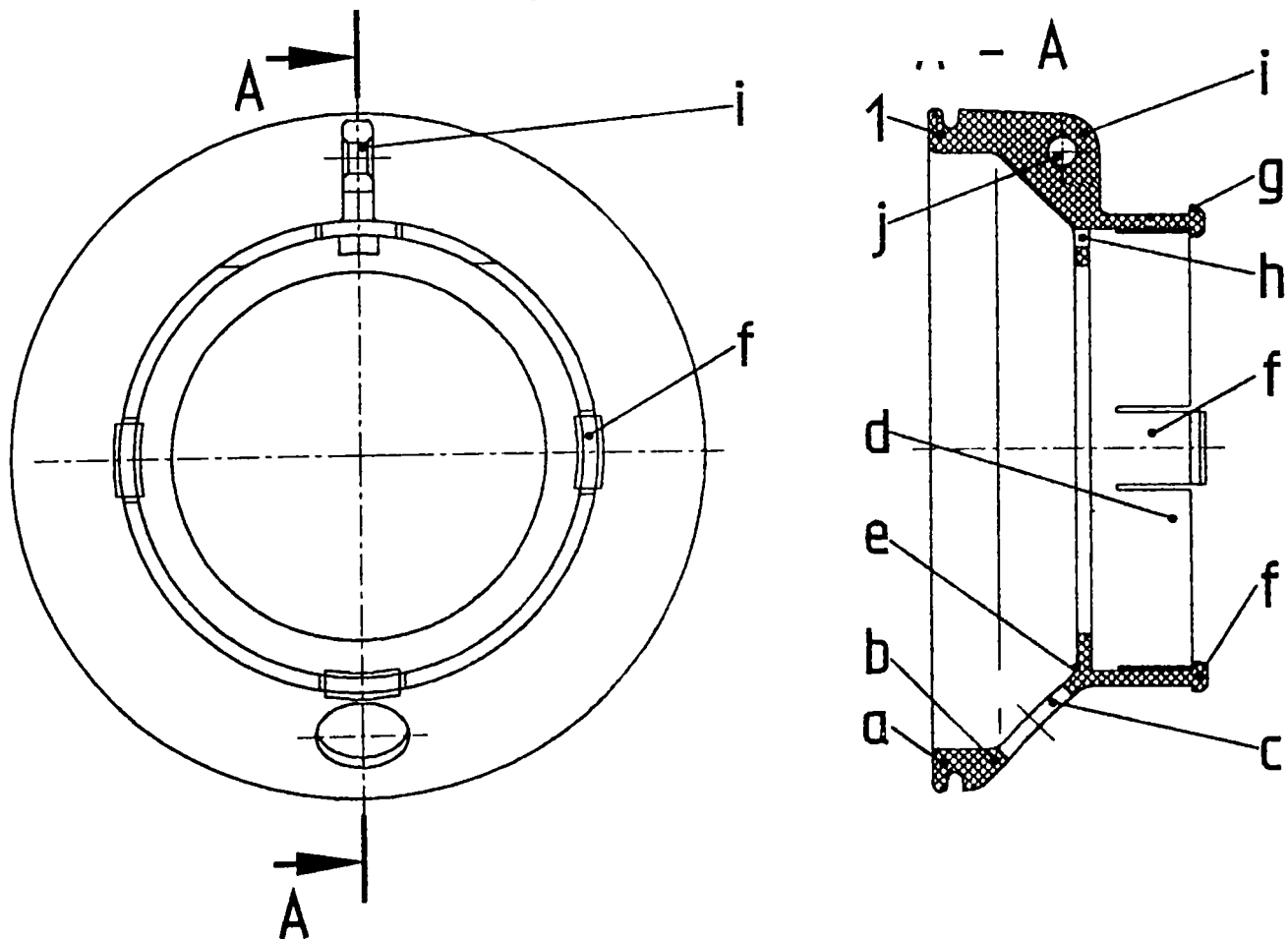


Fig. 5.7 Pâlnie de rigidizare

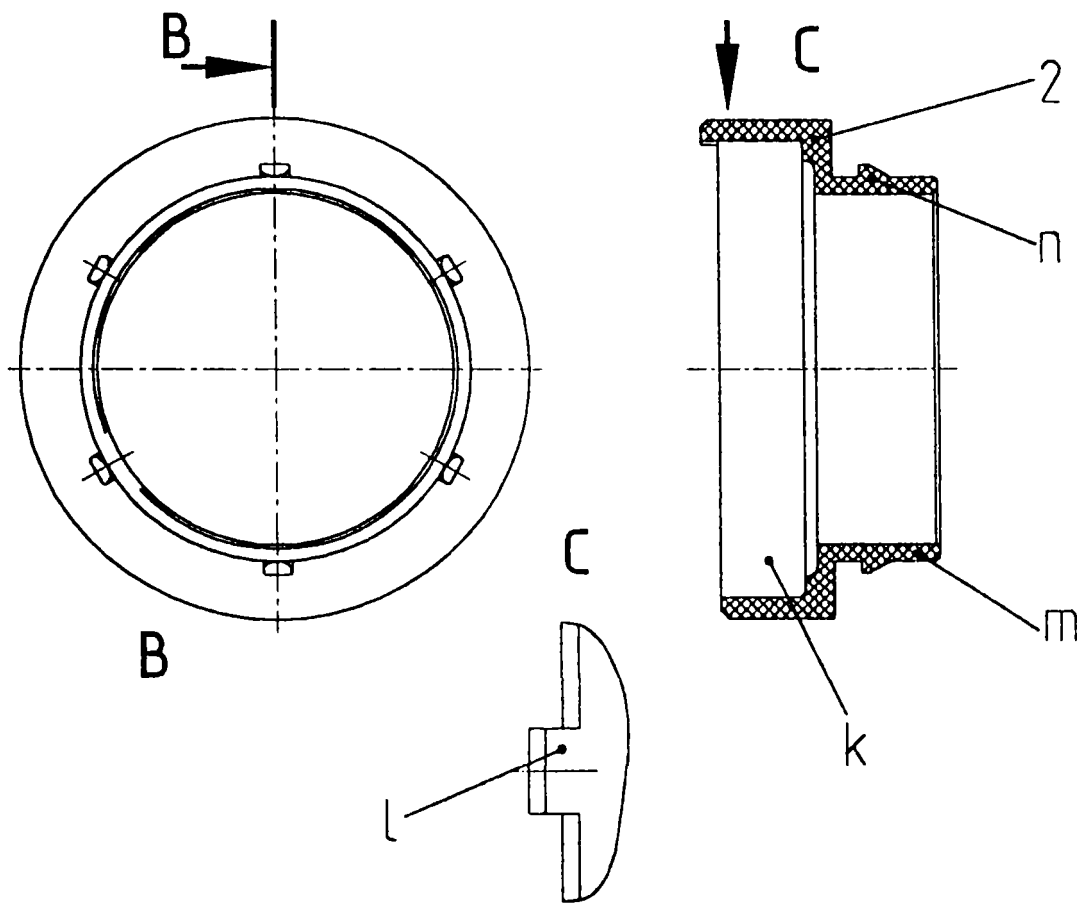


Fig. 5. 8 Carcasă pentru rulment sau pentru bucsă de fricțiune

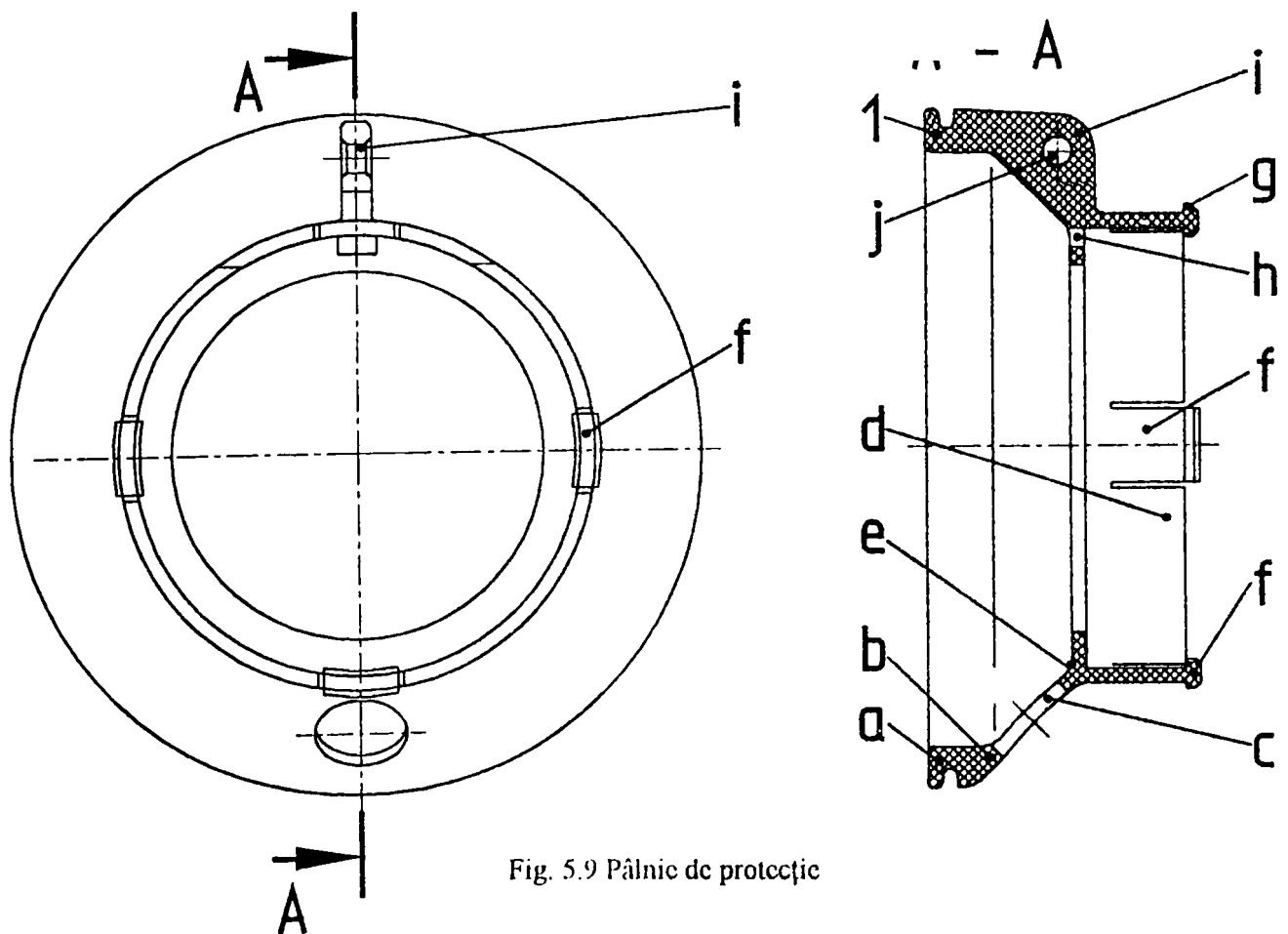


Fig. 5.9 Pâlnie de protecție

(1) care asigură fixarea carcusei (2) în pâlnia de rigidizare (1).

La extremitatea din partea dreaptă carcasa pentru rulment sau bucșă (2) prezintă o zonă de prindere prevăzută cu șase călcâie teșite (n) care asigură prinderea cu tubul de protecție (6).

Pâlnia de protecție (5) (fig.5.9) este o piesă injectată din material plastic de o consistență moale, prevăzută cu o gaură (o) de fixare a urechii de prindere (i) (fig. 5.7) și o gaură (p) pentru ungere.

Apărătoarea pentru transmisii cardanice conform invenției prezintă următoarele avantaje:

- simplitate constructivă și montarea-demontarea ușoară;
- rezistență sporită la șocuri și siguranță mărită în exploatare;
- lagăr universal opțional, atât pe rulment capsulat cât și pe bucșă de fricțiune.

5.1.3. Scopul încercărilor

Scopul încercărilor de laborator și al încercărilor în exploatare, realizate conform metodicii de încercare elaborate [65], au fost:

- testarea soluțiilor constructive adoptate;
- determinarea parametrilor cinematici și geometrici ai articulațiilor și ai elementelor telescopice;
- verificarea capacității portante a arborilor cardanici;
- încercări în vederea stabilirii variantei optime de protectori ai arborilor cardanici, atât din punctul de vedere al stabilirii materialelor plastice ce pot fi folosite pentru diferite componente, cât și din punct de vedere al variantei constructive și funcționale optime.

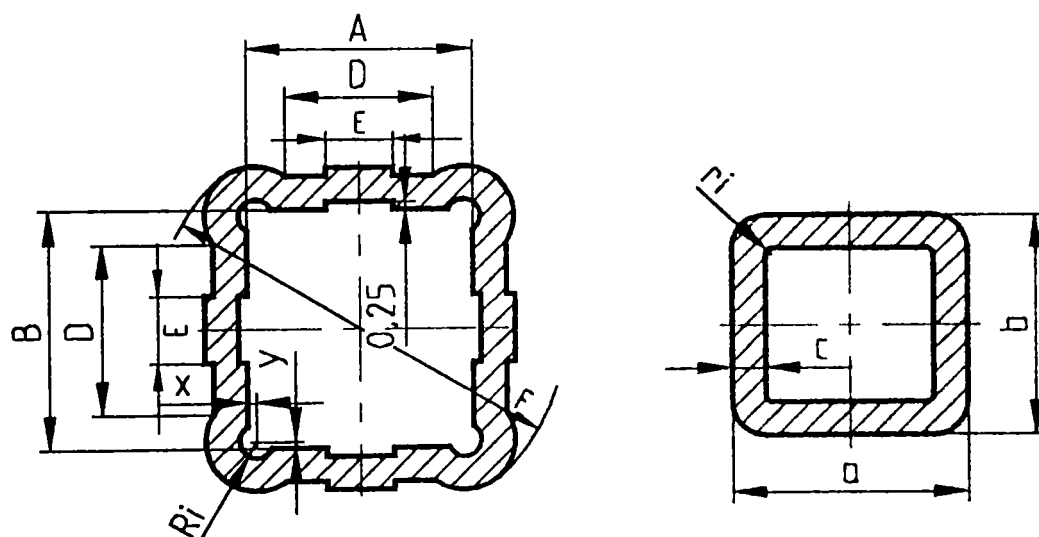
În faza de model experimental, din cele 5 clase de mărimi care au fost cercetate și proiectate, s-au executat două clase de mărimi: 250 Nm și 630 Nm, cod 31.00.00.00.0, respectiv 51.00.00.00.0. Elementele telescopice s-au executat în varianta cu tijă interioară din țevă de secțiune rectangulară cvasidreptunghiulară, iar partea exterioară având la un capăt o porțiune de ghidare de secțiune rectangulară cvasidreptunghiulară obținută prin deformarea plastică (manșon), porțiune prelungită cu țevă rotundă. Caracteristicile profilelor telescopice sunt redată în figura 5.10. Mărimea 250 Nm este reprezentativă pentru clasele mici și utilizează elemente

telescopice comune pentru toate cele trei clase de mărimi, iar mărimea 630 Nm este reprezentativă pentru clasele mari.

Tot în această etapă s-au executat două mărimi de protectori care să acopere toate cele cinci mărimi de arbori cardanici, cea mică acoperă primele trei clase de arbori, iar cea mare acoperă cele două clase mari de arbori. Protectorii s-au executat în diferite variante constructive, cu pâlnia de protecție normală (conică în trepte) și cu pâlnia de protecție ondulantă, precum și din diferite materiale plastice pentru fiecare reper al protectorului.

În faza de prototip, după analiza rezultatelor cercetărilor experimentale și a modificărilor constructive funcționale în proiectul de execuție, s-au realizat toate cele cinci clase de mărimi ale arborilor cardanici tipizați, echipați cu protectori din materiale plastice.

În ambele faze s-au realizat atât încercări de laborator, cât și încercări în exploatare, iar după analiza cercetărilor experimentale s-a definitivat documentația de execuție a arborilor cardanici tipizați echipați cu protectori, valabilă pentru execuția de serie.



Profil exterior								
Clasa de mărime [Nm]	A	B	C	D	E	F	Ri	Semifabricat țevă STAS 530/1-87
100	28,5	27	5	19	8	Ø51	2,5	Ø48×5
160	28,5	27	5	19	8	Ø51	2,5	Ø48×5
250	28,5	27	5	19	8	Ø51	2,5	Ø48×5
400	35,5	33,5	5	24	10	Ø61	2,5	Ø57×5
630	37,5	35,5	5	25	12	Ø64	2,5	Ø60×5
Profil interior								
a	b	c	ri	Semifabricat țevă STAS 530/1-87		x	y	
28	26,5	4	1	Ø32×4		1,5	1,1	
28	26,5	4	1	Ø32×4		1,5	1,1	
28	26,5	4	1	Ø32×4		1,5	1,1	
35	33	5	1	Ø40×5		1,3	1	
37	33	6	1	Ø42×6		1,2	0,9	

Fig. 5.10 - Caracteristicile profilurilor telescopice

5.2 METODICA ÎNCERCĂRILOR EXPERIMENTALE A TRANSMISIILOR CARDANICE

În vederea efectuării cercetărilor experimentale, atât în laborator cât și în exploatare, asupra arborilor cardanici tipizați echipați cu protectori, autorul a conceput și elaborat, împreună cu un grup de specialiști, o metodică de încercare a modelelor experimentale [65] în care s-a ținut cont de standardele interne și internaționale în domeniu, precum și de normele interne și procedurile de asigurare a calității în cadrul testărilor mașinilor agricole elaborate de I.N.M.A.

5.2.1 Normative de bază privind încercarea transmisiilor cardanice

Încercarea TC echipate cu protectori, conform metodicii elaborate, a fost realizată ținându-se cont de următoarele norme:

- STAS 8802-91. Tractoare și mașini agricole. Capetele arborilor prizei de putere și receptorii de putere.
- STAS 8773-87. Spațiul liber pentru transmisiile cardanice.
- SR ISO 5673:1997. Tractoare și mașini agricole. Arbori cardanici de transmisie de la priza de putere și poziția arborelui receptor pe mașină.
- SR ISO 5674-1:1997. Tractoare și mașini agricole și forestiere. Apărători pentru arbori cardanici de transmisie de la priza de putere. Partea 1: Încercare la rezistență.
- SR ISO 5674-2:1997 Tractoare și mașini agricole și forestiere. Apărători pentru arbori cardanici de transmisie de la priza de putere. Partea 2: Încercare la uzură.
- Standard: ANSI/ASAE S 331.3 - Cerințe pentru arbori cardanici
- ANSI/ASAE S 203 - Priză de putere de 540 min^{-1} pentru tractoare agricole
- ANSI/ASAE S 204 - Priză de putere de 1000 min^{-1} pentru tractoare agricole
- DIN 9611: 94-Priza de putere din spate
- NPI 493-83. Arbori cardanici dublu articulați cu apărătoare de protecție. Metodă de verificare a mărimii momentului nominal de rotație pe cale experimentală (normă I.N.M.A.).
- NPI 503-83. Arbori cardanici cu apărătoare de protecție. Metodică de încercări (normă I.N.M.A.).
- Proceduri de asigurare a calității în cadrul testării mașinilor agricole elaborate de I.N.M.A.

5.2.2 Echipamente și aparatură folosită. Lotul pregătit pentru încercări

Echipamentele și aparatura folosită sunt prezentate în tabelul 5.1.:

Tabelul 5.1

Nr. crt.	Denumirea echipamentului sau aparatului	Seria	Precizia de măsurare
0	1	2	3
1.	Stand pentru încercări statice de torsiune	001	cl. 2
2.	Stand pentru încercări dinamice al arborilor cardanici	002	cl. 2
3.	Stand pentru încercarea după un ciclu pulsator cu cilindri instalației hidropuls	001	cl. 2
4.	Amplificator tensiometric	-	cl. 2
5.	Tuometru electronic	32.049	cl. 2
6.	Traductor pentru măsurat temperatura	-	cl. 2
7.	Șubler 0-130 mm cu ceas	8315	0,1 mm
8.	Șubler 200 mm	5079-88	0,1 mm
9.	Micrometru 0-25 mm	51.35.12	0,01 mm
10.	Micrometru 25-50 mm	07.189	0,01 mm
11.	Micrometru cu pârghie 0-25 mm	71.197	0,002 mm
12.	Pasmetru 25-50 mm	34.852	0,002 mm
13.	Pasmetru 50-75 mm	157.86	0,002 mm
14.	Trusă cale plan paralele	652.774	cls.1
15.	Trusă alezaj 15-35 mm	3678	0,01 mm
16.	Raportor optic	34.512	± 2,5 %
17.	Microscop universal	-	0,001
18.	Ruletă 2 m	-	1 mm

Lotul de arbori cardanici folosit la încercările modelului experimental, a cuprins două clase de mărimi (250 Nm și 630Nm), structurate astfel:

- Arbori cardanici cu mărimea nominală 250 Nm, având ambele furci de capăt cu 6 caneluri și prindere rapidă cu butoni:
 - cod 31.07.03.03.0; $L_n=1010$ mm; buc. 10
 - cod 31.05.03.03.0; $L_n= 710$ mm; buc. 1
 - cod 31.03.03.03.0; $L_n= 560$ mm; buc. 1
 - cod 31.01.03.03.0; $L_n= 460$ mm; buc. 1
- Arbori cardanici cu mărimea nominală 630 Nm, având ambele furci de capăt cu 6 caneluri și prindere rapidă cu butoni:
 - cod 51.07.03.03.0; $L_n=1010$ mm; buc. 10
 - cod 51.05.03.03.0; $L_n= 710$ mm; buc. 1
 - cod 51.03.03.03.0; $L_n= 560$ mm; buc. 1
 - cod 51.01.03.03.0; $L_n= 460$ mm; buc. 1
- Furci de capăt cu zăvor, clasa de mărime 250 Nm:
 - furci de capăt cu 6 caneluri, cod 31.00.07.00.0; buc. 4
 - furci de capăt cu 21 caneluri, cod 31.00.08.00.0; buc. 4
 - furci de capăt cu 20 caneluri, cod 31.00.09.00.0; buc. 4
- Furci de capăt cu zăvor, clasa de mărime 630 Nm:
 - furci de capăt cu 6 caneluri; cod 51.00.07.00.0; buc. 4
 - furci de capăt cu 21 caneluri; cod 51.00.08.00.0; buc. 4
 - furci de capăt cu 20 caneluri; cod 51.00.09.00.0; buc. 4
- Furci de capăt cu prindere rapidă cu butoni, clasa de mărime 250 Nm:
 - furci de capăt cu 21 caneluri; cod 31.00.04.00.0; buc. 2
 - furci de capăt cu 20 caneluri; cod 31.00.05.00.0; buc. 2
- Furci de capăt cu prindere rapidă cu butoni, clasa de mărime 630 Nm:
 - furci de capăt cu 21 caneluri; cod 51.00.04.00.0; buc. 2
 - furci de capăt cu 20 caneluri; cod 51.00.05.00.0; buc. 2
- Furci de capăt cu flanșe:

- clasa de mărime 250 Nm, cod 31.00.06.00.0; buc.2
- clasa de mărime 630 Nm, cod 51.00.06.00.0; buc.2

5.2.3. Metodica încercărilor de laborator ale arborilor cardanici

Scopul acestor încercări îl constituie analiza comportării arborilor cardanici în regim de încărcare progresiv, la solicitări statice și dinamice.

În scopul unei analize cât mai complete, s-a urmărit pe standuri comportarea unor loturi de câte 3-5 exemplare la fiecare tip de solicitare.

Pentru toate încercările de rezistență mecanică ale arborelui cardanic, lungimile maxime sunt redate în tabelul 5.2

Tabelul 5.2

Lungimea nominală L_{min}	460	510	560	610	710	860	1010
Lungimea minimă (între centrele crucilor la arbore comprimat)	460	510	560	610	710	860	1010
Lungime maximă în exploatare	610	685	760	835	985	1210	1435
Lungime maximă de telescopare fără sarcină	685	775	860	950	1125	1385	1650

5.2.3.1. Metodica încercărilor la solicitare statică

Metoda nr.1 de încercări statice ale arborelui cardanic

Condiții de încercare:

- Încercările statice s-au efectuat pe standul de încercări statice de torsiune din laboratorul I.N.M.A. prezentat în fig. 5.11 și fig. 5.12, a cărei schemă bloc este reprezentată în fig. 5.13.

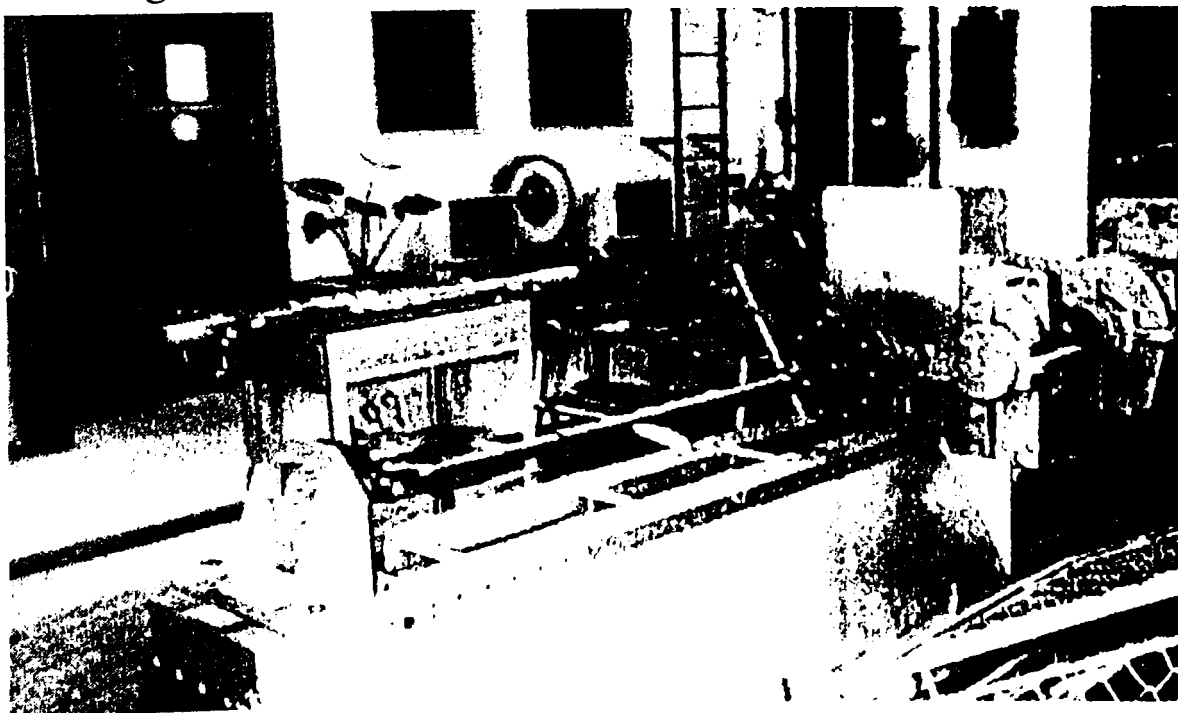


Fig. 5.11 Standul pentru încercări statice

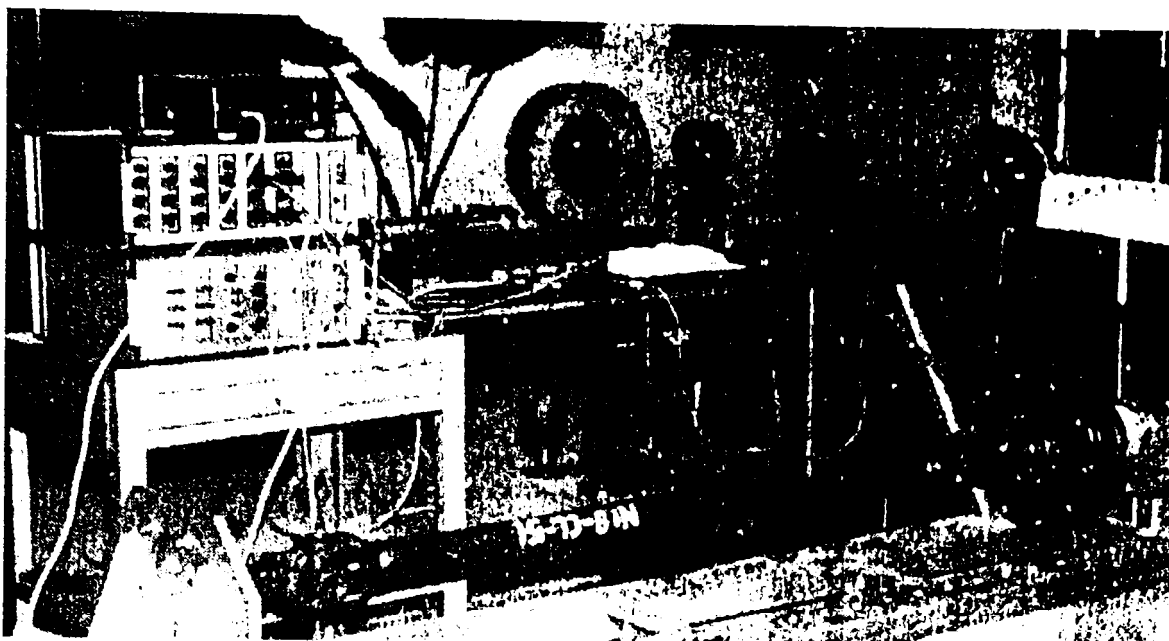


Fig. 5.12 Arbore cardanic clasa de mărime 630 Nm montat pe standul de încercări statice

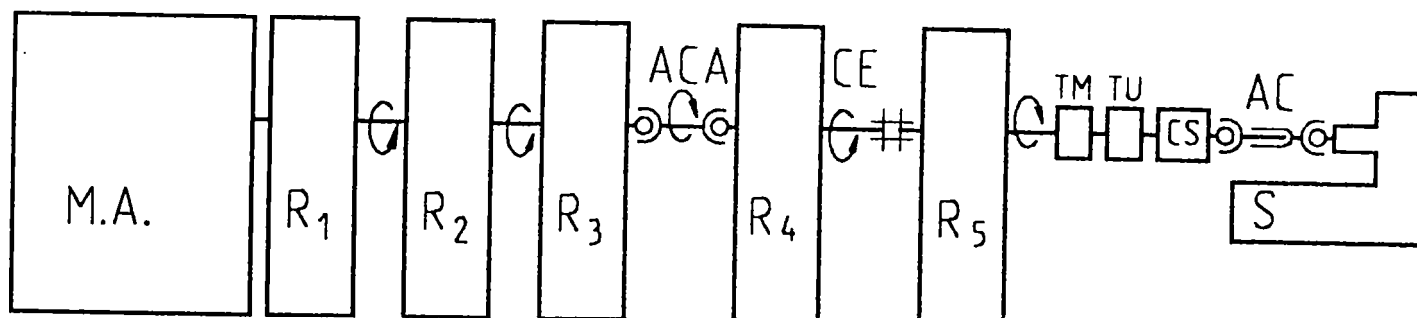


Figura 5.13 Schema bloc a standului de încercări statice

Principalele componente ale standului sunt:

- MA _____ motorul pentru acționare; $P=2,2$ kW; $n=705$ roU/min;
- R_1, R_2 _____ reductoare de turație;
- $i_{1,2}=1/35$ _____ unde $i_{1,2}$ este raportul de transmitere;
- R_3 _____ reductor cu inversor de sens; $i_j=1/1$;
- ACA _____ arbore cardanic auto;
- R_4 _____ reductor de turație; raport de transmitere $i=2/5$;
- CE _____ cuplaj elastic;
- R_5 _____ reductor de turație; raport de transmitere $i_5=1/4$;
- TM _____ traductor de moment;
- TU _____ traductor de unghi;
- CS _____ cuplaj de siguranță (poate fi montat sau nu);
- AC _____ arbore cardanic supus încercărilor
- S _____ șasiul standului

Standul pentru încercări statice asigură o încărcare lentă, progresivă.

Prin cele cinci reductoare sa realizat o demultiplicare a turației, astfel:

$$n_{ieq} = n_{int} \times i_1 \times i_2 \times i_3 \times i_4 \times i_5 = 705 \times 1/35 \times 1/35 \times 1/1 \times 2/5 \times 1/4 = 0,058 \text{ roU/min}$$

- Arborele cardanic se montează în poziție orizontală, cu unghi de înclinație 0° (unghiul de frângere a celor două articulații cardanice 0°). În timpul încercărilor arborele cardanic nu se rotește. Furcile exterioare sunt fixate pe stand conform modului de fixare pe APP și ARP.

- Pentru eliminarea jocurilor, arborele cardanic, se încarcă cu un cuplu de 10-20 Nm. Aceasta este starea inițială $\varphi_{11}^0 = 0^\circ$.

- Momentul de torsiune este aplicat progresiv până la valoarea cuplului nominal (Mn) al arborelui, după care se scade progresiv, urmărindu-se deformațiile unghiulare în cele două faze pentru aceleași valori ale momentului de torsiune.

- Arborii vor fi încărcați în trepte după regimul de încărcare prezentat în tabelul 5.3.

Tabel 5.3

Treapta de încărcare	Gradul de încărcare	Momentul de încărcare pentru clasa 250 Nm	Momentul de încărcare pentru clasa 630 Nm
0	I	2	3
I	-	25	25
II	0,2•Mn	50	126
III	0,5•Mn	125	315
IV	0,75•Mn	187,5	427,5
V	1•Mn	250	630
I	-	25	25
VI	1,25•Mn	312,5	787,5
VII	1,5•Mn	375	945
I	-	25	25
VIII	2,0•Mn	506	1260
I	-	25	25
IX	2,5•Mn	625	1575
I	-	25	25
X	3•Mn	750	1890
I	-	25	25
XI	3,5•Mn	875	2205
XII	4•Mn	1000	2520
I	-	25	25
XIII	4,5•Mn	1125	2835

- Arborii sunt încărcați până la distrugere, consemnându-se valorile limită ale cuplului și ale deformației la care are loc distrugerea.

- Toate manevrele de încărcare-descărcare cu momente de torsiune se efectuează lent fără bruscări.

- Temperatura ambiantă în timpul încercărilor să fie cuprinsă între + 10°C și +30 °C.

- Pentru determinarea eforturilor unitare s-au fixat mărci tensiometrice pe piesele arborelui cardanic: pe crucile și furcile cardanice pentru verificarea încovoierii brațelor, iar elementele telescopice au fost verificate la torsiune.

- Se consideră că arborii cardanici sunt corespunzători dacă lucrează în domeniul elastic până la un moment de 3 Mn.

Metoda nr.2 de încercare la torsiune statică a elementelor telescopice de la arborii cardanici

Cele două elemente telescopice sunt supuse solicitării la torsiune pe standul pentru încercări statice (fig. 5.12) cu un cuplu impus, în două regimuri: normal și greu, prezentate în tabelul 5.4, urmărindu-se comportarea lor fără defecțiuni până la atingerea valorilor menționate.

Tabel 5.4

Clasa de mărime a arborilor cardanici [Nm]	Momentul de torsiune maximă la încercarea statică a elementelor telescopice	
	Regim normal [Nm]	Regim greu [Nm]
100	345	482
160-250	856	1198
400-630	1860	2790

Condiții de încercare:

- Elementele telescopice ale arborelui cardanic sunt fixate în bacurile standului de încercări statice în poziție orizontală.
- Distanța între fețele interioare ale bacurilor să fie 915 mm.
- Mijlocul manșonului elementului telescopic exterior să fie la mijlocul distanței dintre bacuri.
- Lungimea elementului telescopic interior să nu depășească la capătul său liber mai mult de 20 mm porțiunea activă a manșonului.
- Sistemul de elemente telescopice montat în bacurile standului este pretensionat cu un cuplu de 10 Nm și sistemul de măsurare al deformațiilor se tarează la "0" pentru această valoare.
- Momentul de torsiune se aplică progresiv, urmărind în trepte, valorile cuplului și deformațiilor.
- În accepțiunea metodei (2), se numește defect o fisură, ruptură sau o deformare permanentă mai mare de $1^{\circ}/305\text{mm}$ (echivalent cu $3^{\circ}15'/\text{m}$ liniar) [102].

Metoda nr.3 de încercare la torsiune statică a articulațiilor cardanice

Articulația cardanică propriu-zisă este solicitată static la un moment de torsiune maxim conform tabelului 5.5, la unghi de frângere nul.

Tabel 5.5

Specificații	Clasa de mărime a arborelui cardanic [Nm]				
	100	160	250	400	630
Momentul de torsiune [Nm]	689	1096	1411	2400	4000

Ea trebuie să reziste fără apariția unor defecțiuni.

În accepțiunea metodei (3), se numește defecțiune orice fisură, ruptură sau o schimbare a pantei curbei "efort-deformație" mai mare de 50% (depășirea limitei de elasticitate) [102].

Condiții de încercare:

- Articulația cardanică se montează pe stand (fig. 5.12) în poziția orizontală, cu cele două elemente de furci fixate în bacurile standului.
- Standul se încarcă lent și progresiv cu moment de torsiune, urmărind valoarea deformației. În momentul apariției frânturii în alura curbei însemnează că s-a atins limita de elasticitate.

5.2.3.2 Metodica încercărilor la solicitări dinamice ale arborilor cardanici

Metoda nr.4 de încercare la solicitare dinamică a arborilor cardanici

Încercările dinamice conform acestei metode urmăresc comportarea arborelui cardanic la funcționarea în regim nominal timp de 500 ore, în condiții de temperatură ambiantă (+10°C...+30°C).

Condiții de încercare:

- Arborele cardanic echipat cu protectori este montat pe standul cu circuit energetic închis prezentat în fig. 5.14, în poziție de extensie maximă (1435mm conf.tab. 5.2) prin fixarea furcilor exterioare ale acestuia în același mod cu fixarea în exploatare pe APP și ARP.
- Abaterea unghiulară a articulațiilor este de 22°.
- Momentul de încărcare al arborelui cardanic este momentul nominal Mn.
- Încercările se efectuează lin, continuu fără întreruperi.
- În timpul încercărilor se admit scurte opriri pentru întreținere (ungere după fiecare 8 ore de funcționare) și pentru măsurători ale suprafețelor de uzură.
- Frecvența de rotație a arborilor cardanici este de 540 min⁻¹.
- Se încearcă simultan doi arbori cardanici pe stand.
- Arborele cardanic se consideră că a rezistat încercărilor dacă pentru fiecare

din cei doi arbori testați, timp de 500 ore, nu au apărut detensionări. Prin deteriorare se înțelege distrugerea sau defectarea mecanică, precum și necorespondența produsului cu cerințele tehnice, după finalizarea încercărilor.

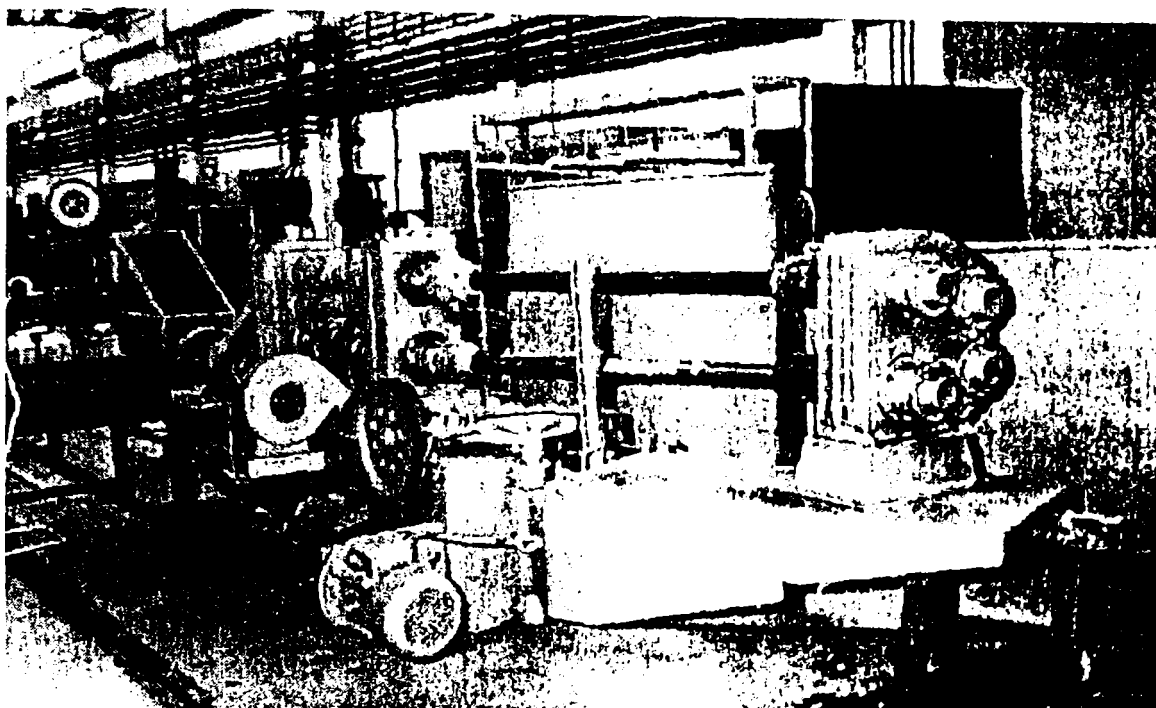


Fig. 5.14 Stand pentru încercare dinamică a arborilor cardanici

Metoda nr.5 de încercare la torsiune dinamică, la solicitare sub unghi constant

Arborele cardanic, montat cu o abatere unghiulară de 10° , este solicitat cu un moment de torsiune constant la rotire timp de 31 ore, cu o frecvență de rotație de 540 min^{-1} (echivalentul a 1.000.000 rotații), trebuind să funcționeze fără defecțiuni.

Se consideră defecțiune creșterea temperaturii lagărului cu rulmenți peste 178°C [102].

Condiții de încercare:

- Arborele cardanic este montat pe standul cu circuit energetic închis din figura 5.14, cu o abatere unghiulară de 10° .

- Arborele este pus în mișcare de rotație la turația de 540 min^{-1} și se încarcă progresiv cu moment de torsiune până la atingerea valorii de încercare.

- Arborele este menținut în aceste condiții de funcționare timp de 31 ore. După 7;14 și 21 ore, mișcarea de rotație a arborelui cardanic este oprită, se verifică temperatura lagărelor și se execută ungerea articulațiilor cardanice, fără descărcarea cuplului, după care standul este pus din nou în funcțiune.

- După trecerea celor 31 ore de funcționare se verifică temperatura lagărelor articulațiilor cardanice.

Metoda nr.6 de încercare la solicitare dinamică după un ciclu pulsator

Aceste încercări dinamice urmăresc comportarea arborilor cardanici la solicitare pulsantă, având ca valoare minimă solicitarea produsă la momentul nominal, iar ca valoare maximă solicitarea produsă la un moment de trei ori valoarea momentului nominal.

Condiții de încercare:

- Arborii cardanici sunt fixați pe stand (fig. 5.15 și fig.5.16) în poziție de extensie maximă, prin fixarea furcilor exterioare ale acestuia în același mod cu fixarea din exploatare pe APP și ARP.
- Abaterea unghiulară a articulațiilor este de 0° .
- Arborii se consideră că au rezistat testului dacă după 10.000 cicluri de solicitare corespund cerințelor din documentația de execuție.

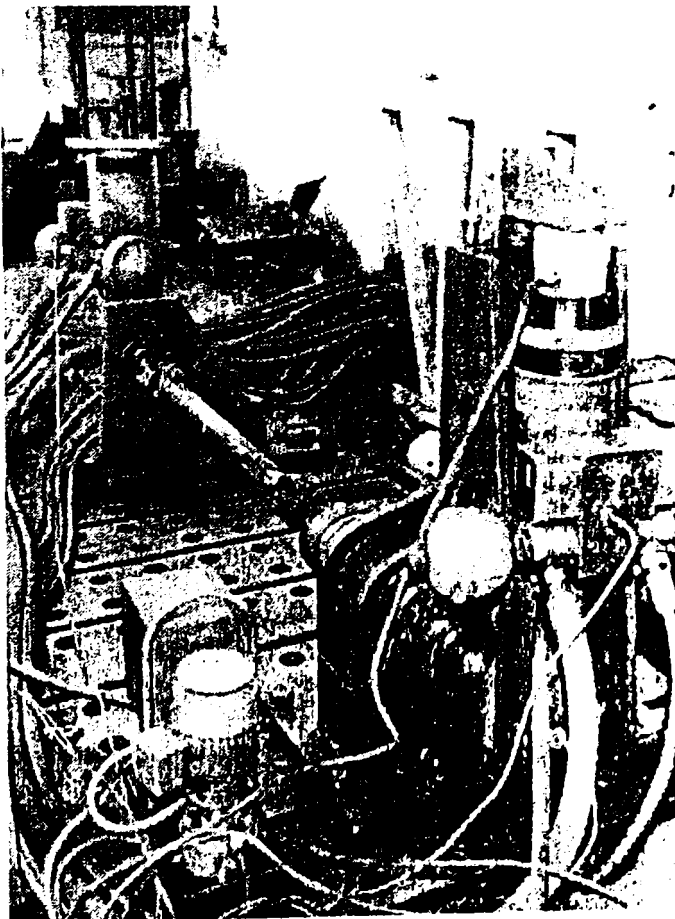


Fig. 5.15 Stand pentru încercarea la solicitarea pulsantă a arborilor cardanici (cilindru hidropuls)

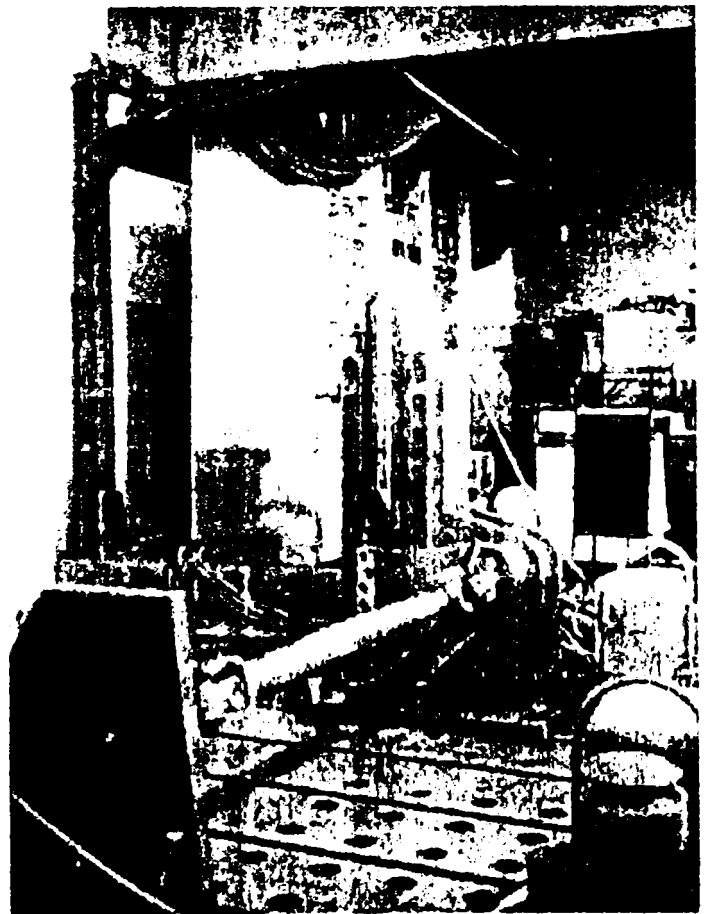


Fig. 5.16 Stand pentru încercarea la solicitarea pulsantă a arborilor cardanici (dulap comandă)

5.2.3.3 Metodica încercărilor funcționale ale articulațiilor cardanice

Aceste încercări urmăresc determinarea unghiului maxim de frângere al unei articulații, comportarea articulațiilor la unghiularitatea maximă în rotație și determinarea forțelor de smulgere a furcilor externe de pe APP și ARP.

Încercarea pentru determinarea unghiului maxim de frângere se execută prin articularea manuală a nodului cardanic. Unghiul de frângere trebuie să fie de minimum 90°.

Încercarea la abaterea unghiulară maximă în rotație se execută pe standul de încercări dinamice (fig. 5.14). Arborii cardanici se fixează cu furcile exterioare în același mod cu fixarea din exploatare pe APP și ARP.

Condiții de încercare:

- Frecvența de rotație a arborilor cardanici este de 540 min⁻¹ și 1000 min⁻¹.
- Unghiul de frângere se schimbă lent între 0° și 45°.
- Momentul de torsiune este 0 Nm.

Încercarea la smulgere a furcilor externe din APP și ARP se execută pe mașina de încercat la tracțiune ZDM - 10/91, furcile fiind montate și fixate în același condiții ca cele din exploatare.

Se urmăresc diagramele de variație a forței de smulgere a furcii externe din sistemul de fixare și asigurare funcție de deformație, pentru furcile cu 6; 21; 20 caneluri și prindere rapidă cu butoni și pentru furcile cu 6; 21; 20 caneluri și prindere rapidă cu zăvor.

5.3 METODICA ÎNCERCĂRILOR EXPERIMENTALE A PROTECTORILOR TRANSMISIILOR CARDANICE

5.3.1. Stabilirea inițială a materialelor plastice pentru protectori

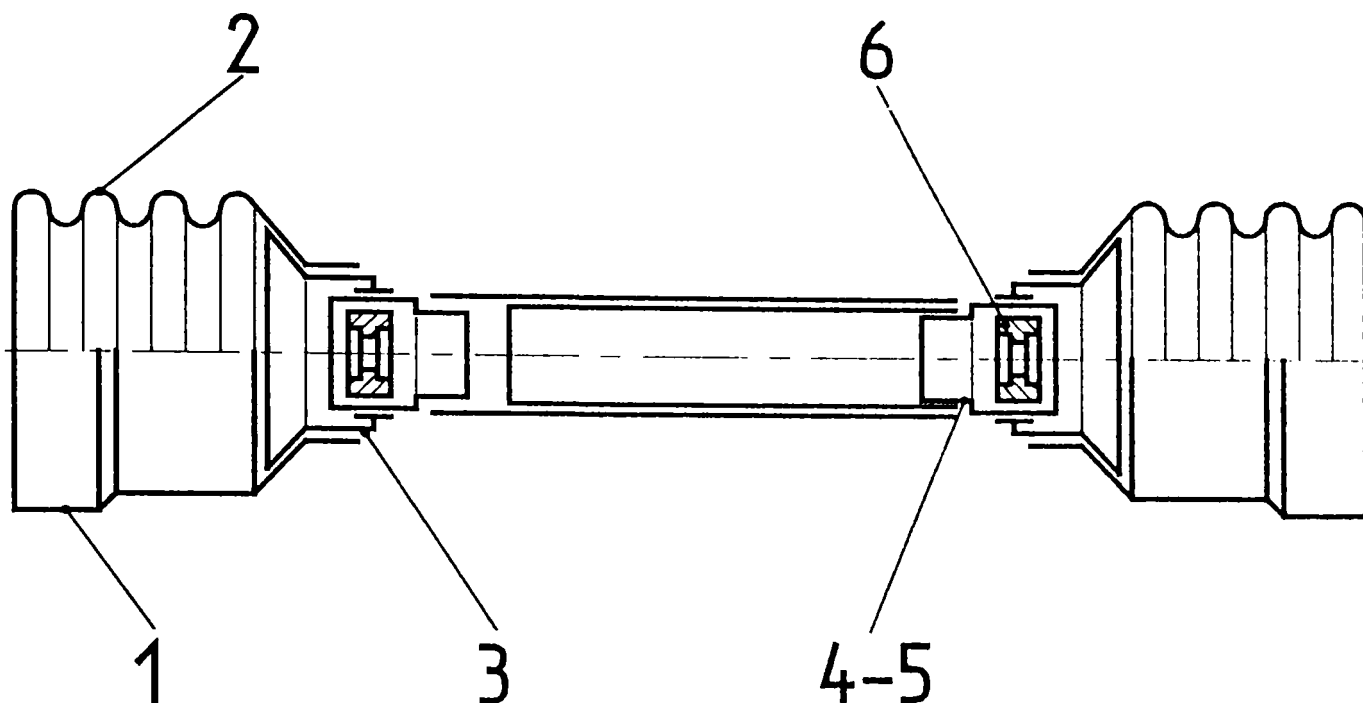
Protectorii din materiale plastice ai arborilor cardanici, fig. 5.1, supuși încercărilor, au fost executați în faza de model experimental în mai multe variante constructive din materiale diferite.

Lista reperelor și a materialelor pentru modelele experimentale ale protectorilor din mase plastice este prezentată în tabelul 5.6.

Schema de asamblare a reperelor din mase plastice pentru protectori - variante constructive încercate - este prezentată în fig.5.17. Reperetele au fost marcate în vederea identificării.

Tabel 5.6

Nr. crt.	Reper		Material		Nr. buc. nec.
	Denumire	Cod	Denumire	Cod	
0	1	2	3	4	5
1.	Pâlnie de protecție	32.00.00.02.0	Copolimer liniar etilenă-acetat de vinil (EVA)	B-2-2-B-A/116A	50
			Copolimer liniar etilenă-acetat de vinil (EVA)	B-2-2-B-A/115A	50
			Polipropilenă antișoc	PPAS 3	50
2.	Pâlnie de protecție (variantă ondulată)	32.00.00.02.0/V	Polietilenă de joasă densitate (PEJ)	A-2-2-FM-A/002/300	50
			Polipropilenă antișoc	PPAS 3	10
			Copolimer liniar etilenă-acetat de vinil (EVA)	B-2-2-B-A/116A	20
			Copolimer liniar etilenă-acetat de vinil (EVA)	B-2-2-F-B/115A	20
3.	Pâlnie de rigidizare	32.00.00.11.0	Polietilenă de înaltă densitate (PEI)	A-4-2-EP-B /110/900	50
			Polietilenă de înaltă densitate (PEI)	A-4-2-EP-B /094/900	50
			Poliamidă 6 tip A (Relon)	STAS 9238-89	50
			Poliamidă 6 modificată cu fibre de sticlă	PAFS - 20	30
			Polipropilenă antișoc	PPAS 1	30
4.	Carcasă de rulment	32.00.00.12.0	Poliamidă 6 tip A (Relon)	STAS 9238-89	30
			Poliamidă 6 modificată cu fibre de sticlă	PAFS - 20	30
			Poliamidă 6 modificată cu grafit	PAM-G-4	30
			Polipropilenă antișoc	PPAS 1	30
5.	Carcasă de rulment	32.00.00.13.0	Poliamidă 6 tip A (Relon)	STAS 9238-89	30
			Poliamidă 6 modificată cu fibre de sticlă	PAFS - 20	30
			Poliamidă 6 modificată cu grafit	PAM-G-4	30
			Polipropilenă antișoc	PPAS 1	30
6.	Bucșă de fricțiune	BF 01	Poliamidă 6 tip A (Relon)	STAS 9238-89	30
			Poliamidă 6 modificată cu grafit	PAM-G-4	30
			Poliamidă 6 modificată cu bisulfură de molibden	PAM-Mo S ₂ -4	30
			Duramid G2	C.S. 15-74	20
7.	Tuburi de protecție din material plastic	32.07.00.14.0	Polietilenă de înaltă densitate (PEI)	A-4-2-EP-B /110/900	50 din fiecare dim.
		și 32.07.00.15.0			



Varianta	Reper 1	Reper 2	Reper 3	Reper 4+5	Reper 6
I	EVA	-	Relon	Relon	Relon
II	PPAS 3	-	PEI	PAFS	PAM-G
III	EVA	-	PAFS	PAM-G	PAM-MoS ₂
IV	EVA	-	PEI	Relon	Duramid
V	EVA	-	Relon	PPAS 1	Rul
VI	-	PEJ	Relon	Relon	Rul
VII	-	PPAS 3	PEI	PAM-G	Rul
VIII	-	EVA	Relon	PAM-G	Rul

Fig. 5.17 - Schema de asamblare a reperelor din materiale plastice pentru protectori

5.3.2 Metodica încercării experimentale a pieselor componente ale protectorilor

Metoda nr. 1 pentru determinarea rezistenței la fisurare în cazul găurilor rotunde de la tuburile de protecție

Încercările se efectuează pe o mașină pentru încercat la tracțiune WPM, tip ZDM10/91, pe scara D-200 Nm, clasa de precizie 1, cu ajutorul unui dispozitiv proiectat și realizat la I.N.M.A (fig. 5.18 și fig. 5.19). Forma și dimensiunile epruvetei sunt prezentate în fig.5.20.

Se determină forța axială de tragere la care cedează materialul tubului telescopic de protecție.

Metoda nr.2 de încercare a stabilității formei geometrice

Conform acestei metode, piesele de secțiune circulară care sunt supuse încercărilor sunt: tuburile de protecție și pâlniile de protecție.

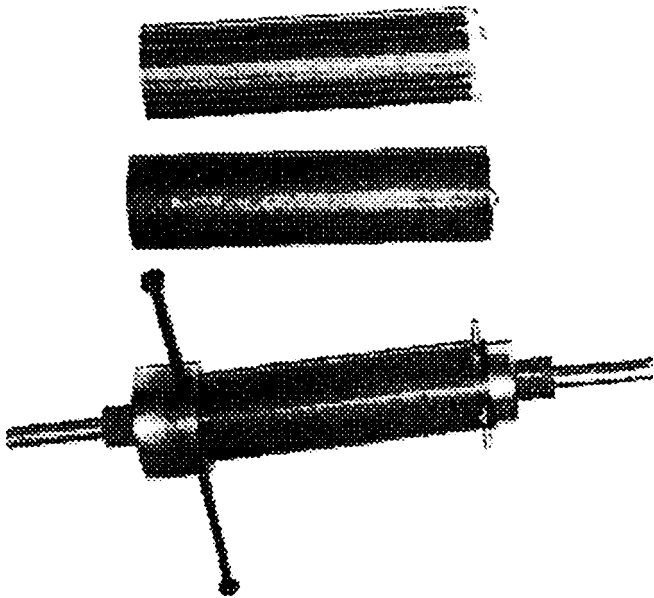


Fig. 5.18 Dispozitiv pentru încercări la fisurare în cazul găurilor rotunde de la tuburile de protecție

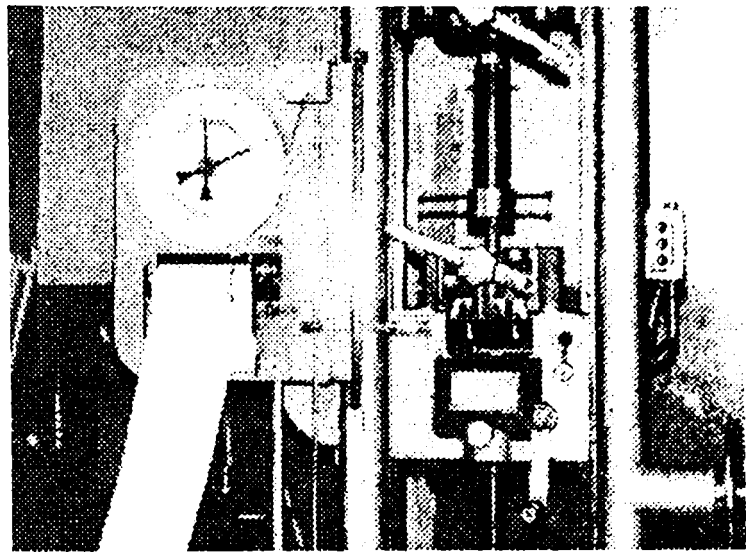


Fig. 5.19 Încercarea la fisurare în cazul găurilor rotunde de la tuburile de protecție

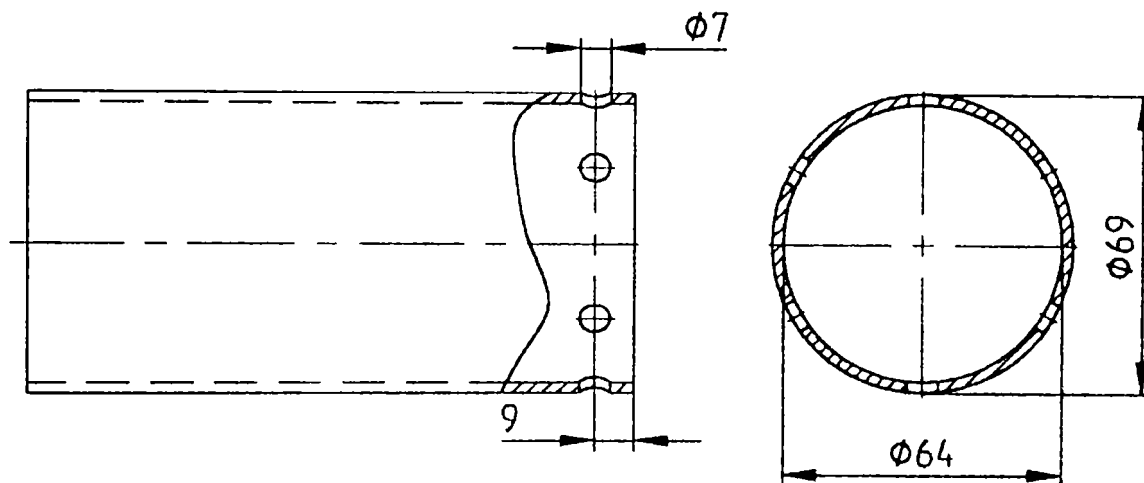


Fig. 5.20 Forma și dimensiunile epruvetei pentru determinarea rezistenței la fisurare a găurilor rotunde de la tuburile de protecție

Condiții de încercare:

- Temperaturile de testare sunt: -35°C , -30°C , -20°C , 0°C , $+20^{\circ}\text{C}$, $+40^{\circ}\text{C}$ și $+60^{\circ}\text{C}$.

- Înainte ca piesele să fie supuse încercărilor, ele sunt menținute 1 oră la temperatura la care se efectuează încercarea.

- Cu un dispozitiv simplu (fig. 5.21 și fig. 5.22), piesele sunt deformate 30% din diametru, în condiții de temperaturi diferite, unde sunt menținute timp de 1 oră, iar după eliberarea forței de deformare se urmărește revenirea la forma inițială după 1 oră.

- Rezultatele măsurătorilor se exprimă prin valoarea ovalității pieselor circulare supuse încercărilor.

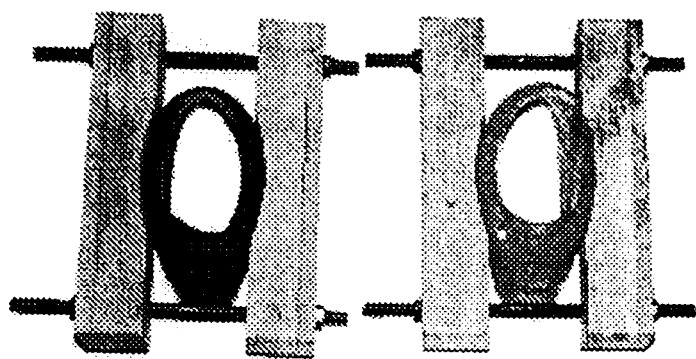


Fig. 5.21 Pâlnie de protecție - stabilitatea formei geometrice

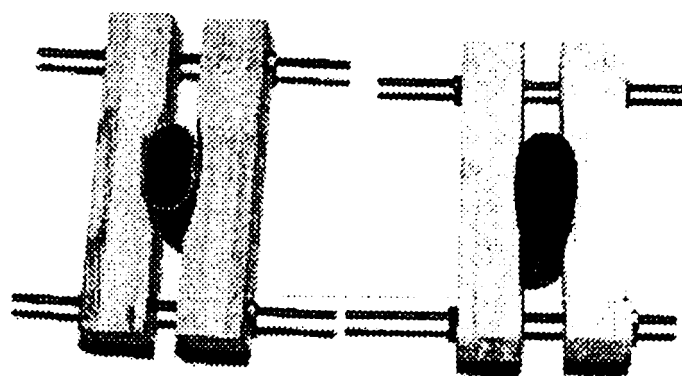


Fig. 5.22 Tuburile de protecție - stabilitatea formei geometrice

Metoda nr.3 de verificare la șoc.

Verificările se referă la rezistența la șoc a pâlniei de protecție, a pâlniei de rigidizare și a tuburilor telescopice.

Condiții de încercare:

- Piesele supuse testării, aduse la temperatura prescrisă, sunt așezate pe o suprafață rigidă în poziția de funcționare (cu axa orizontală).
- De la o înălțime de 1 m, se lasă să cadă liber o placă de oțel de formă pătrată (300x300 mm) cu grosimea de 10 mm pe piesa ce se încercă.
- Temperaturile de testare sunt : -20°C, 0°C, +20°C, +40°C și +60°C.
- După testări piesele nu trebuie să prezinte fisuri.

Metoda nr.4 de încercări privind comportarea materialelor plastice la acțiunea unor agenți distructivi

Se execută epruvete din toate materialele plastice folosite pentru executarea reperelor necesare ansamblului protectorului și se scufundă în diferite produse chimice și petroliere folosite în mod curent în agricultură cum ar fi: acid sulfuric, treflon 2%, petrol, petrosin, diluant D506, benzină, ulei T90, motorină, apă, sineratox 2%.

Se cântăresc epruvetele înainte și după test și se fac observații asupra stării probelor după test. Timpii de imersie în diferiți agenți sunt trecuți în tabelul 5.15.

Toate reperatele din materiale plastice ce intră în componența protectorilor sunt verificate și la acțiunea razelor ultraviolete.

Se execută epruvete din fiecare material. Epruvetele, precum și reperatele realizate fizic, sunt încercate la acțiunea a 25 cicluri de radiații solare artificiale. Un ciclu este de 24 ore, cuprinzând 20 ore de iradiere și 4 ore de obscuritate. În timpul perioadei de iradiere, temperatura din interiorul incintei trebuie ridicată cu viteză aproximativ constantă și menținută la +55°C. În urma acestor încercări toate epruvetele și reperatele expuse nu trebuie să prezinte pete, crăpături, fisuri, găuri, pori, exfolieri etc.

De asemenea, se procedează la verificarea influenței razelor ultraviolete pe un lot de piese expuse în aer liber pe o perioadă de un an calendaristic. Se urmărește modificarea proprietății pieselor (culoare, aspect, caracteristici fizice, etc.) supuse îmbătrânirii naturale față de proprietățile acestora înainte de expunere.

Pe baza rezultatelor obținute la încercările materialelor din care pot fi confecționate piesele componente ale protectorilor, se vor stabili trei priorități de materiale pentru fiecare reper în parte. Prin diferite combinații de piese se vor monta șapte variante de protectori care vor fi încercați, conform metodicii descrise la capitolul 5.3.3, în vederea stabilirii variantei optime de montaj.

5.3.3 Metodica încercării protectorilor propuși pentru testări

Metoda nr.5 de încercare la uzură

Cele șapte variante de protectori, conform tabel 5.17, se montează pe arbori cardanici ce se vor roti după un ciclu de funcționare impus, timp de 400 ore la o frecvență de rotație de 1000 min^{-1} . Încercarea se execută pe standul I.N.M.A. de încercări la uzură a protectorilor în diferite medii ambiante, stand prezentat în fig. 5.23 și fig. 5.24.

Încercarea se execută după un ciclu de funcționare astfel:

- 4 minute cu arborele cardanic strâns la cota minimă (L_{\min}) și la un unghi $\alpha=15^\circ$; $n=1.000 \text{ min}^{-1}$.
- 1 minut cu arborele cardanic deschis la cota maximă (L_{\max}) și la un unghi de $\alpha=15^\circ$; $n=1.000 \text{ min}^{-1}$.

În tot timpul încercării APP și ARP rămân paraleli.

Lungimile arborilor cardanici - valorile L_{\min}/L_{\max} - pentru încercarea protectorilor din materiale plastice sunt trecute în tabelul 5.7.

Tabel 5.7

Nr.crt.	L_{\min} [mm]	Limită L_{\max} [mm]	Cursa [mm]	Suprapunere tuburi
1.	460	610÷630	150÷170	70÷50
2.	510	670÷690	160÷180	110÷90
3.	560	730÷750	170÷190	150÷130
4.	610	820÷840	210÷230	160÷140
5.	710	940÷960	230÷250	240÷220
6.	860	1170÷1200	310÷340	310÷280
7.	1010	1400÷1430	390÷420	380÷350

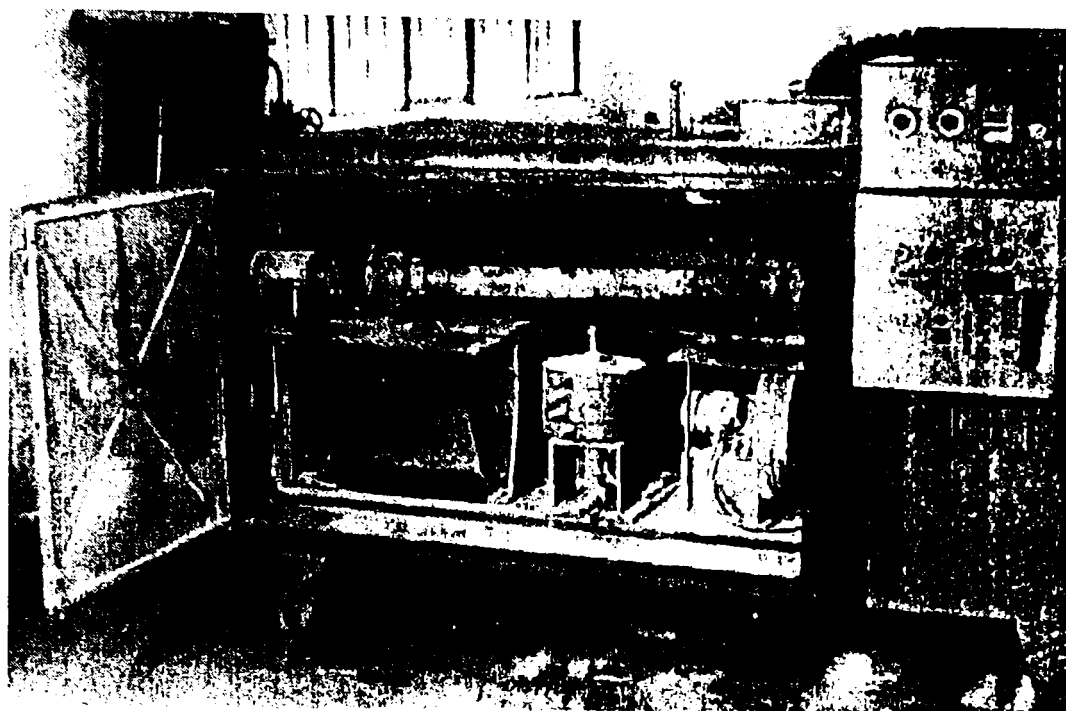


Fig. 5.23 Stand pentru încercat protectorii transmisiilor cardanice

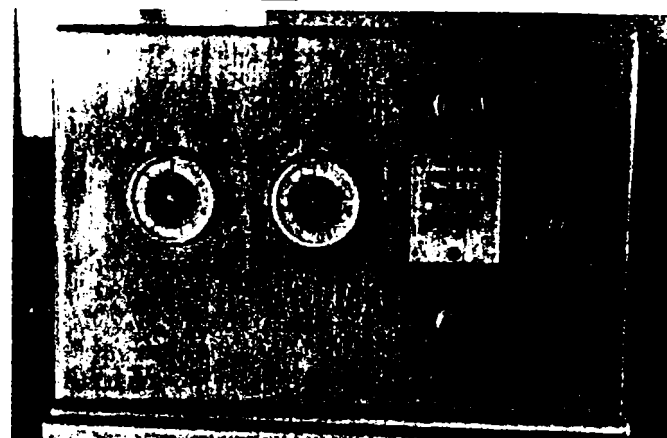


Fig. 5.24 Programatorul pentru comanda standului de încercat protectorii transm. cardanice

Cele 400 de ore ale funcționării sunt împărțite conform tabel 5.8.

Tabel 5.8

Nr.crt.	Timp [ore]	Temperatura mediului ambiant [°C]	Mediul ambiant
0	1	2	3
1.	50	0-30	Normal
2.	50	0-30	Silicos (nisip); 0,5 kg/m ³
3.	50	0-30	Pudră de var (deshidratat 0,5 kg/m ³)
4.	0,16	0-30	Ploaie artificială - 72 l/m ² h
5.	50	PAUZA I	
6.	50	0-30	Pudră corozivă de îngrășăminte minerale 0,5 kg/m ³ (superfosfat)
7.	50	0-30	Pudră de material organic 0,5 kg/m ³ (gunoi de grajd)
8.	0,16	0-30	Ploaie artificială - 72 l/m ² h
9.	50	PAUZA II	
10.	50	0-30	Pudră de îngrășăminte bazice 0,5 kg/m ³ (gunoi de grajd + azotat de amoniu)
11.	0,16	0-30	Ploaie artificială - 72 l/m ² h
12.	100	40°C	Normal

Cerințe:

La sfârșitul fiecărei pauze de 50 ore, se verifică forța tangențială aplicată la periferia protectorului necesară pentru menținerea lui în stare de repaus.

Protectorul nu trebuie:

- să prezinte îndoituri, rupturi sau detașări de părți din el;
- să fie deplasat de la locul lui inițial unde a fost montat pe arbore;
- să necesite un cuplu mai mare de 2,5 Nm pentru a-l menține în stare de repaus în timp ce arborele se rotește;
- să prezinte astfel de deteriorări ca arborele să fie dezvelit în porțiuni care în mod normal trebuie să fie protejate.

Metoda nr.6 de încercări la sarcină axială

Încercarea la sarcină axială a protectorilor transmisiilor cardanice se execută atât la temperatura ambiantă, cât și la temperatura de -35°C .

Încercarea la temperatura mediului ambiant se face la $+5^{\circ}\text{C} \dots +35^{\circ}\text{C}$, iar detaliile acestor încercări sunt redată în fig. 5.25.

a) Arborele cardanic echipat cu protectori este imobilizat și se aplică o forță axială de 250N între conul pâlniei de protecție și tubul de protecție, în cele două sensuri. Forța se aplică progresiv, apoi se menține timp de minimum 60 s.

b) În mod asemănător se aplică arborelui cardanic cu protectori o forță axială de 1.000 N între tubul de protecție și arborele cardanic, în cele două sensuri.

Cerințe:

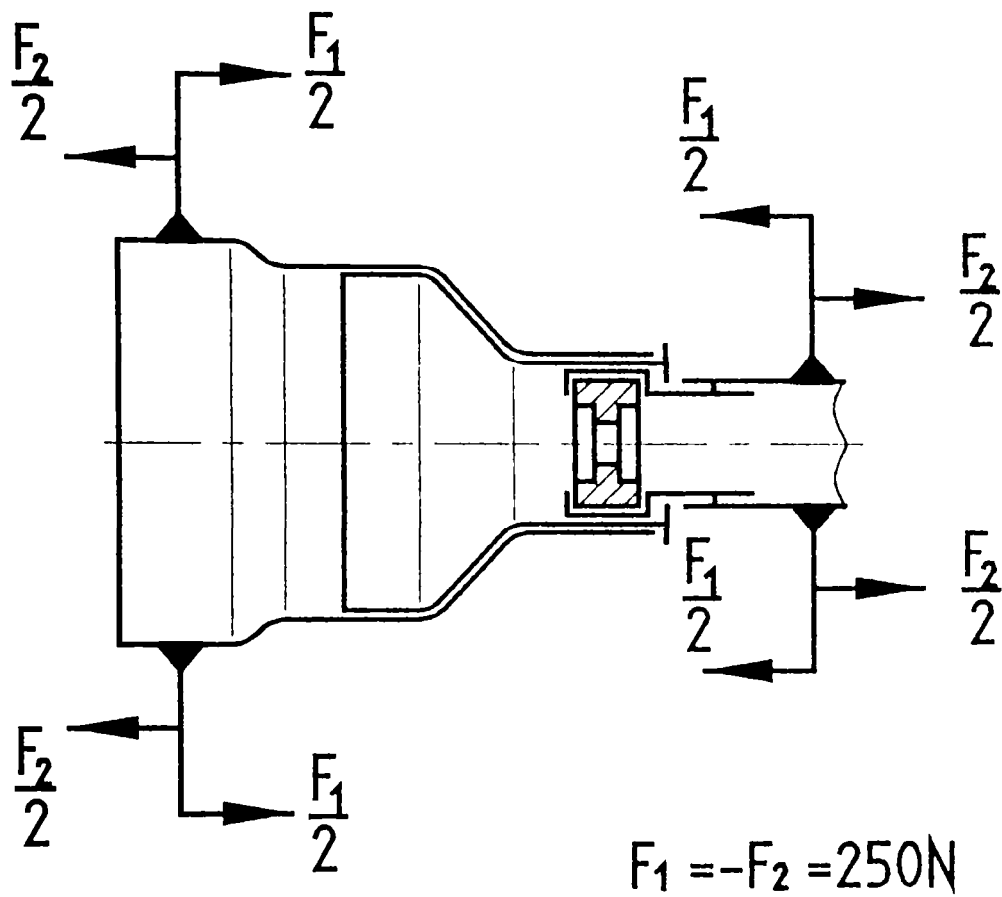
- Nu trebuie să existe deplasări între piese, astfel încât să deranjeze funcționarea în bune condiții a protectorilor, indiferent de combinația încercată și de temperatura de lucru.
- Nu trebuie să existe rupturi sau detașări de material din piesele încercate.

Încercarea la sarcină axială la temperatura de -35°C

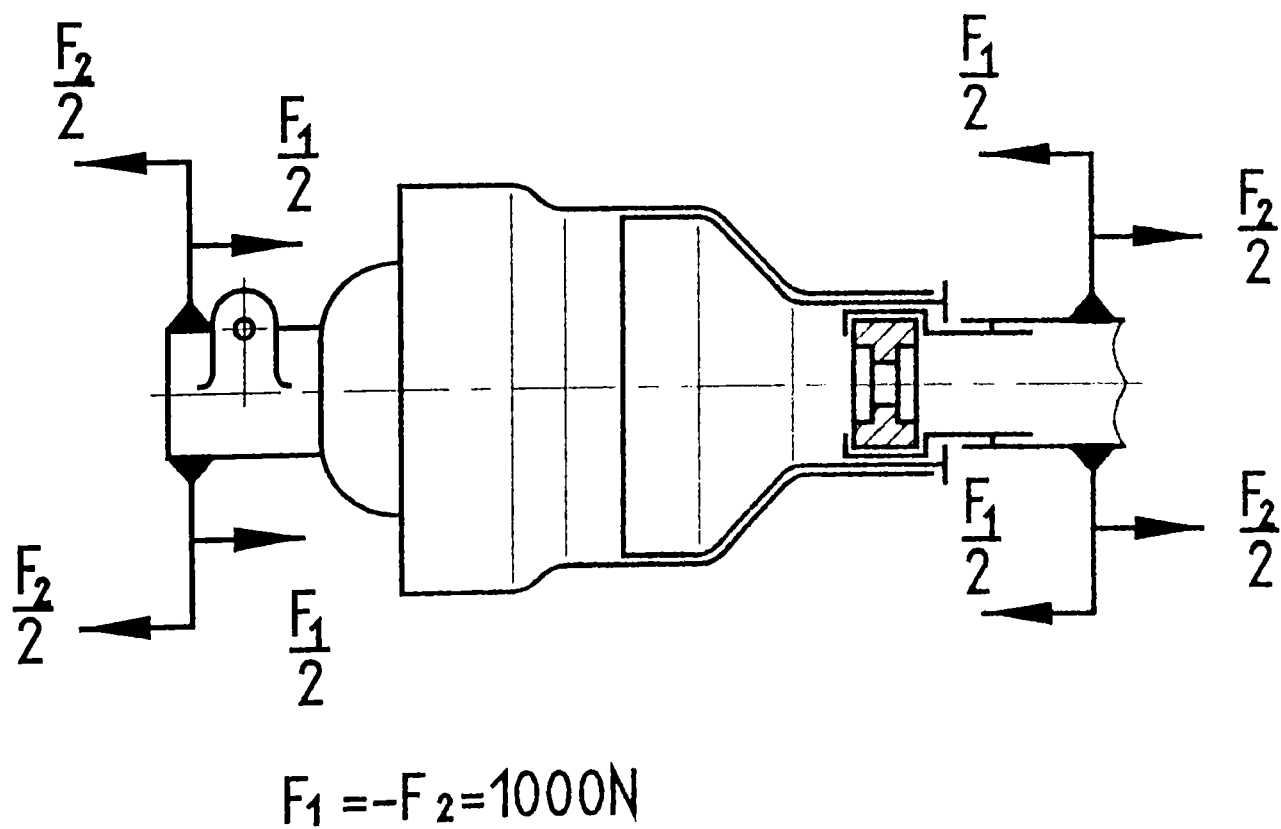
Arborele cardanic echipat cu protectori este imersat în apă, după care apa în exces se scurge gravitațional. Arborele cardanic se aduce în poziția de L_{\min} , după care se introduce într-un refrigerator la -35°C unde se menține timp de 1 oră. După scoaterea din camera frigorifică, arborele este extins la L_{\max} conform tabel 5.7.

Cerințe:

- să se poată extinde la L_{\max} ;
- să nu prezinte rupturi sau deteriorări astfel ca arborele să fie dezvelit în porțiuni care în mod normal trebuie să fie protejate;
- să nu existe deplasări relative între piesele componente ale montajului.



a) Între pâlnie de protecție și tub de protecție



b) Între tub de protecție și arbore cardanic

Fig. 5.25 Încercări la sarcină axială la temperatura ambiantă

Metoda nr.7 de încercări la sarcină radială

Încercarea la sarcină radială a protectorilor transmisiilor cardanice se execută la temperatura ambiantă și la șoc radial la temperatura de -35°C .

Încercarea la sarcină radială la temperatura ambiantă se execută cu protectorii montați pe arbori cardanici corespunzători, în cele șapte configurații de materiale plastice stabilite în tabelul 5.17, arborii fixați pe standul de încercări în poziție orizontală, extinși la L_{\max} .

Arborele cardanic se rotește cu o frecvență de rotație de 1.000 min^{-1} , temperatura mediului ambiant fiind de $+5^{\circ}\text{C} \dots +35^{\circ}\text{C}$.

Se aplică conform figurii 5.26 o sarcină de 500 N timp de 60 s , cu ajutorul unei grinzi de lemn plană, netedă și lucioasă cu lățimea de 100 mm , perpendicular pe protectorul arborelui și la mijlocul porțiunii de suprapunere a tuburilor de protecție. În momentul aplicării sarcinii, trebuie avut grijă să nu se provoace nici un șoc.

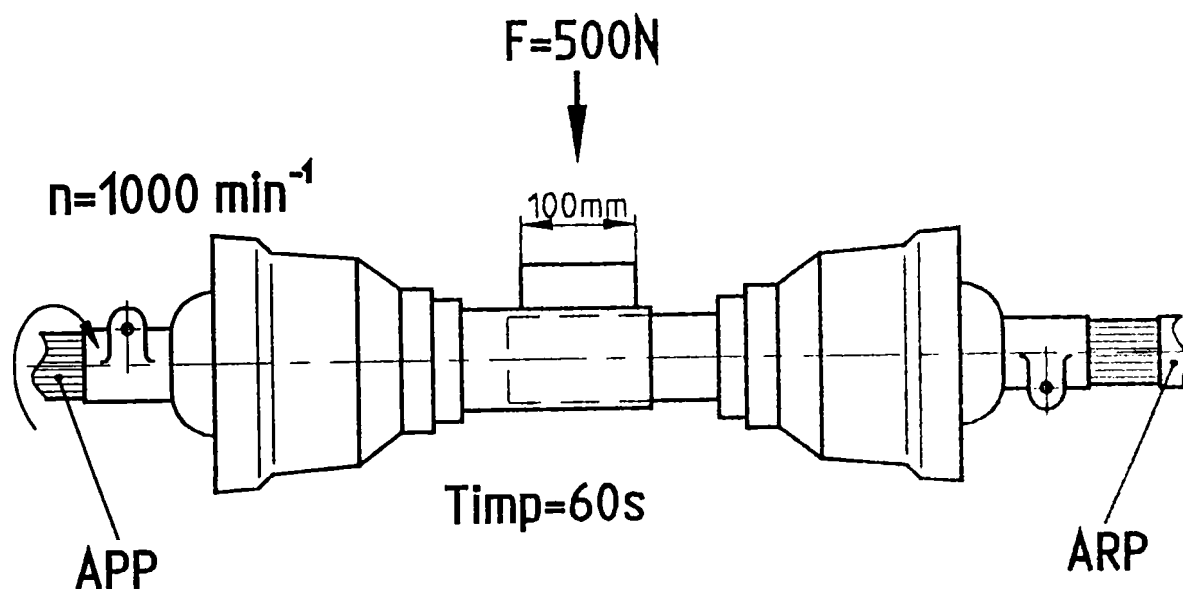


Fig. 5.26 Încercări la sarcină radială ale protectorilor

Cerințele ce trebuie să le îndeplinească protectorii după aceste încercări sunt aceleași ca la punctul 5.3.3.

Încercarea la șoc radial la temperatura de -35°C

Cei șapte arbori cardanici, echipați cu protectori în configurația din tabelul nr. 5.17, sunt montați pe standul din figura 5.27, proiectat și realizat la I.N.M.A., în poziție orizontală, extinși la L_{\max} .

Se mențin arborele cardanic și protectorul la -35°C timp de 1 h .

Arborele cardanic și protectorul fiind la -35°C , se lovesc de trei ori (fig.5.28) cu niște bare cu diametrul de 50 mm și de 10 kg în cădere liberă de la înălțimea de 1 m , după cum urmează:

- o lovitură pe conul pâlniei de protecție deasupra centrului articulației cardanice;

- o lovitură la mijlocul unuia din tuburile de protecție;
- o lovitură la mijlocul zonei de suprapunere a tuburilor de protecție.

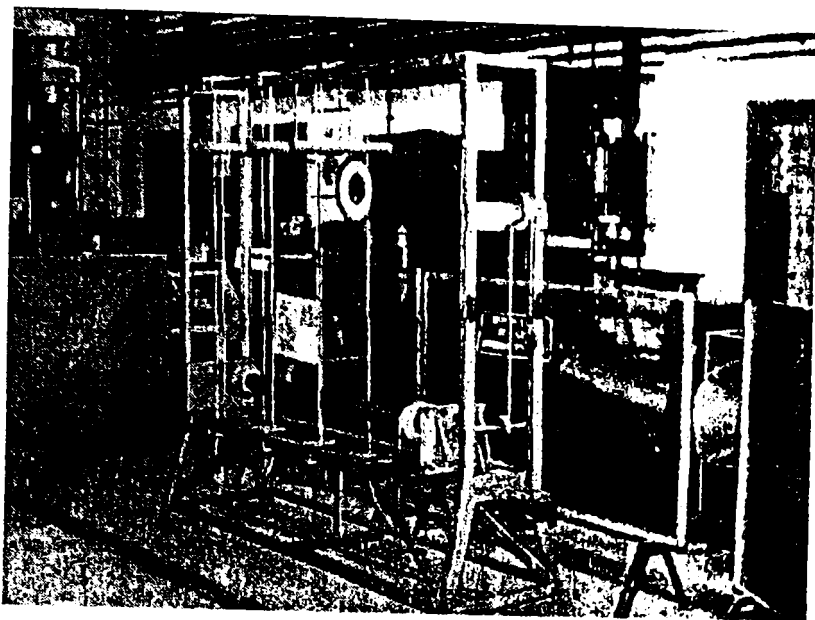


Fig. 5.27 (a) Stand pentru încercarea la șoc radial a protectorilor transmisilor cardanice

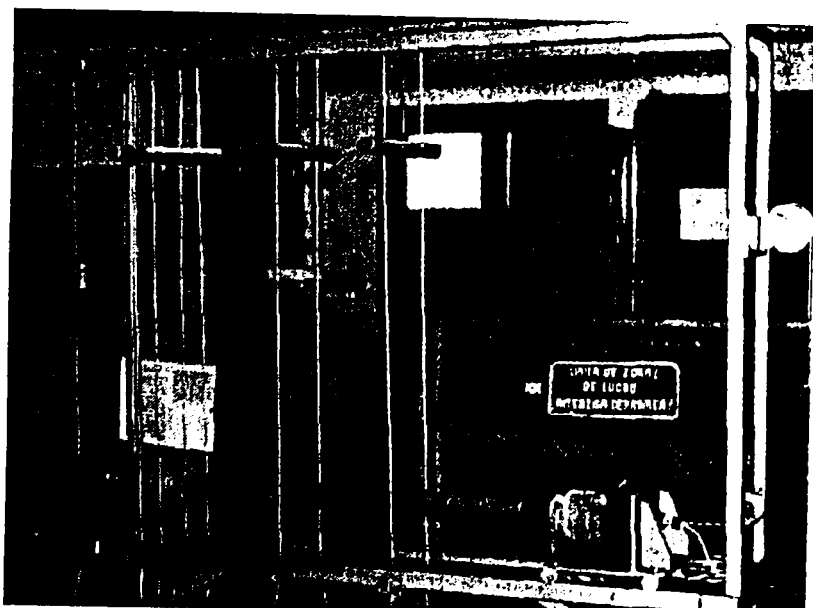


Fig. 5.27 (b) Stand pentru încercarea la șoc radial a protectorilor transmisilor cardanice

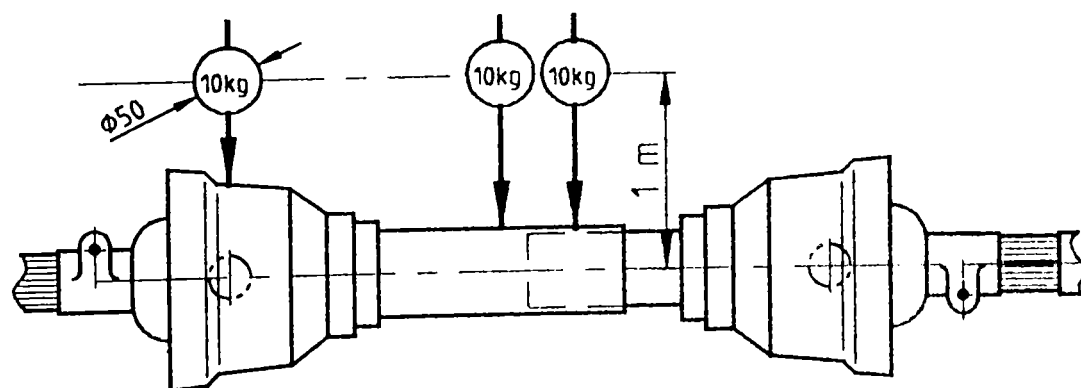


Fig. 5.28 Încercări la șoc radial la temperatura de -35°C

Cerințele ce trebuie să le îndeplinească protectorii după aceste încercări sunt aceleași ca la punctul 5.3.3.

Metoda nr.8 de încercare a dispozitivului de imobilizare al protectorului

Se aplică o forță de 400 N pe urechea de imobilizare a protectorului. Forța trebuie să fie aplicată pe verticală în același plan cu axa arborelui cardanic. Încercările se fac conform tabel 5.9.

Tabel 5.9

Nr.crt.	Materialul pâlniei de rigidizare	Forță aplicată [N]	Temperatura la care s-a făcut încercarea [°C]
1.	Poliamidă 6 tip A (Relon)	400	-20; 0; +20
2.	Polietilenă de înaltă densitate PEI	400	-20; 0; +20
3.	Poliamidă 6 modificată cu fibre de sticlă PAFS	400	-20; 0; +20
4.	Polipropilenă antișoc PPAS - 3	400	-20; 0; +20

Se menționează orice defect de funcționare a dispozitivului de imobilizare, orice deschidere a cârligelor de fixare, orice ruptură sau fisură a protectorului sau orice separare a elementelor componente ale protectorului.

5.3.4 Investigarea stării tehnice după experimentări

După ce se încearcă și în exploatare, arborii cardanici echipați cu protectori, montați pe diferite agregate Tr+Ma, se face analiza comportării produsului în cursul experimentărilor:

- Se regrupează pe loturi toți arborii așa cum au fost experimentați.
- Înainte de demontare pentru expertiza lor pe detalii, se execută un control al acestora în stare montată, urmărind toate abaterile de la starea lor inițială.
- Se demontează fiecare arbore separat și se procedează la măsurători amănunțite care să evidențieze deformațiile și transformările dimensionale, alungiri, torsiuni, uzuri, încovoieri, etc. suferite în timpul experimentărilor.
- Rezultatele investigațiilor se evidențiază în raportul de încercare.

5.4. ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE DE LABORATOR ALE MODELULUI EXPERIMENTAL DE ARBORI CARDANICI

5.4.1 Încercări la solicitări statice de rezistență

Încercări statice de rezistență ale arborelui cardanic s-au efectuat conform metodei nr.1 prezentată la punctul 5.2.3.1.

Așa după cum s-a menționat, în faza de model experimental, din cele 5 clase s-au executat două clase de mărimi: 250 Nm și 630 Nm, în varianta constructivă

descrișă la capitolul 5.1.2.

Diagrama de variație a deformației unghiulare funcție de momentul de torsiune pentru un arbore cardanic din clasa 250 Nm este prezentată în fig. 5.29, iar pentru arborele cardanic din clasa 630 Nm în fig. 5.30.

În timpul încercărilor treptele de încărcare s-au realizat cu aproximație datorită inerției mari a sistemului de încărcare.

Rezultatele încercărilor statice de rezistență ale arborilor cardanici, conform metodicii nr.1, sunt prezentate în tabelul 5.10 pentru arborii din clasa de mărime 250 Nm și 630 Nm.

Tabel 5.10

Treapta de încercare	Momentul de încărcare		Deformația unghiulară [°] în domeniul elastic		[°/m]		Observații	
	clasa 250 [Nm]	clasa 630 [Nm]	clasa 250 [Nm]	clasa 630 [Nm]	clasa 250 [Nm]	clasa 630 [Nm]	clasa 250 [Nm]	clasa 630 [Nm]
I	25	25	0	0	-	-	Domeniul deformațiilor elastice până la 1.000 Nm	Domeniul deformațiilor elastice până la 2.000 Nm
II	50	126	20'	1°	14'/m	45'/m		
III	125	315	1°10'	2°	50'/m	1°25'/m		
IV	187,5	427,5	1°40'	2°30'	1°11'/m	1°45'/m		
V	250	630	2°30'	3°30'	1°47'/m	2°30'/m		
VI	312,5	787,5	3°	4°30'	2°8'/m	3°15'/m		
VII	375	945	3°35'	5°30'	2°33'/m	4°/m		
VIII	500	1260	5°	7°	3°34'/m	5°/m		
IX	625	1575	6°	8°30'	4°15'/m	6°/m		
X	750	1890	7°	10°30'	5°/m	7°30'/m		
XI	875	2205	8°15'	-	5°45'/m	-		
XII	1000	2520	9°	-	6°30'/m	-		
XIII	1075	2835	9°30'	-	6°45'/m	-		

Momentul de torsiune maxim transmis, fără să apară deformații unghiulare permanente, este de 1075 Nm pentru arborii din clasa 250 Nm și 2000 Nm pentru arborii din clasa 630 Nm.

Arborii cardanici din clasa 250 Nm lucrează în domeniul elastic până la momente de aproximativ 4Mn (1000 Nm), metoda prevede 3 Mn (750 Nm).

Arborii cardanici din clasa 630 Nm lucrează în domeniul elastic până la momente de aproximativ 3,2Mn (2000 Nm), metoda prevede 3 Mn (1890 Nm).

Încercările la torsiune statică ale elementelor telescopice de la arborii cardanici s-au efectuat conform metodei nr.2 prezentată la punctul 5.2.3.1.

Diagrama de variație a deformației unghiulare funcție de momentul de torsiune pentru elementele telescopice ale arborilor cardanici din clasa 250 Nm este prezentată în fig. 5.31, iar pentru elementele telescopice ale arborilor cardanici din clasa 630 Nm în fig. 5.32.

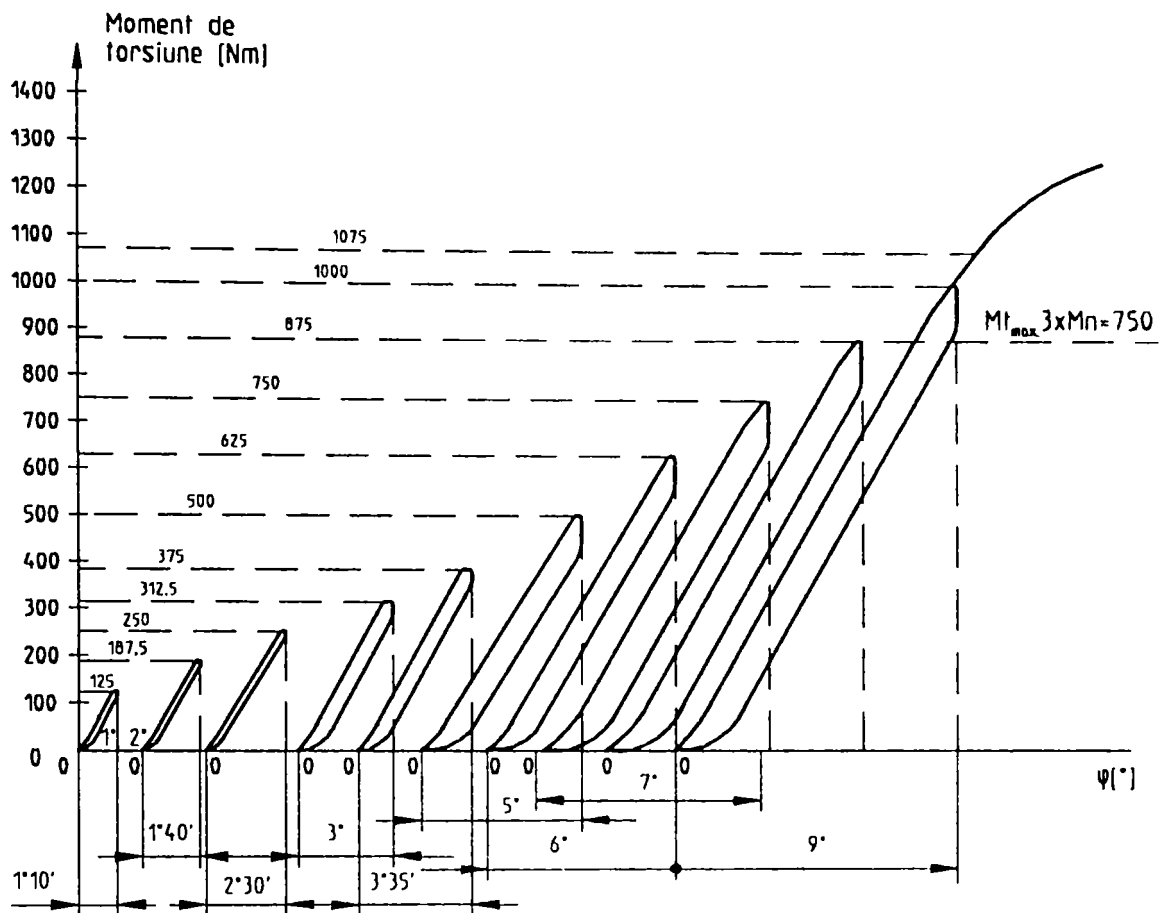


Fig. 5.29 Diagrama de variație a deformației unghiulare funcție de momentul de torsiune pentru un arbore cardanic din clasa 250 Nm

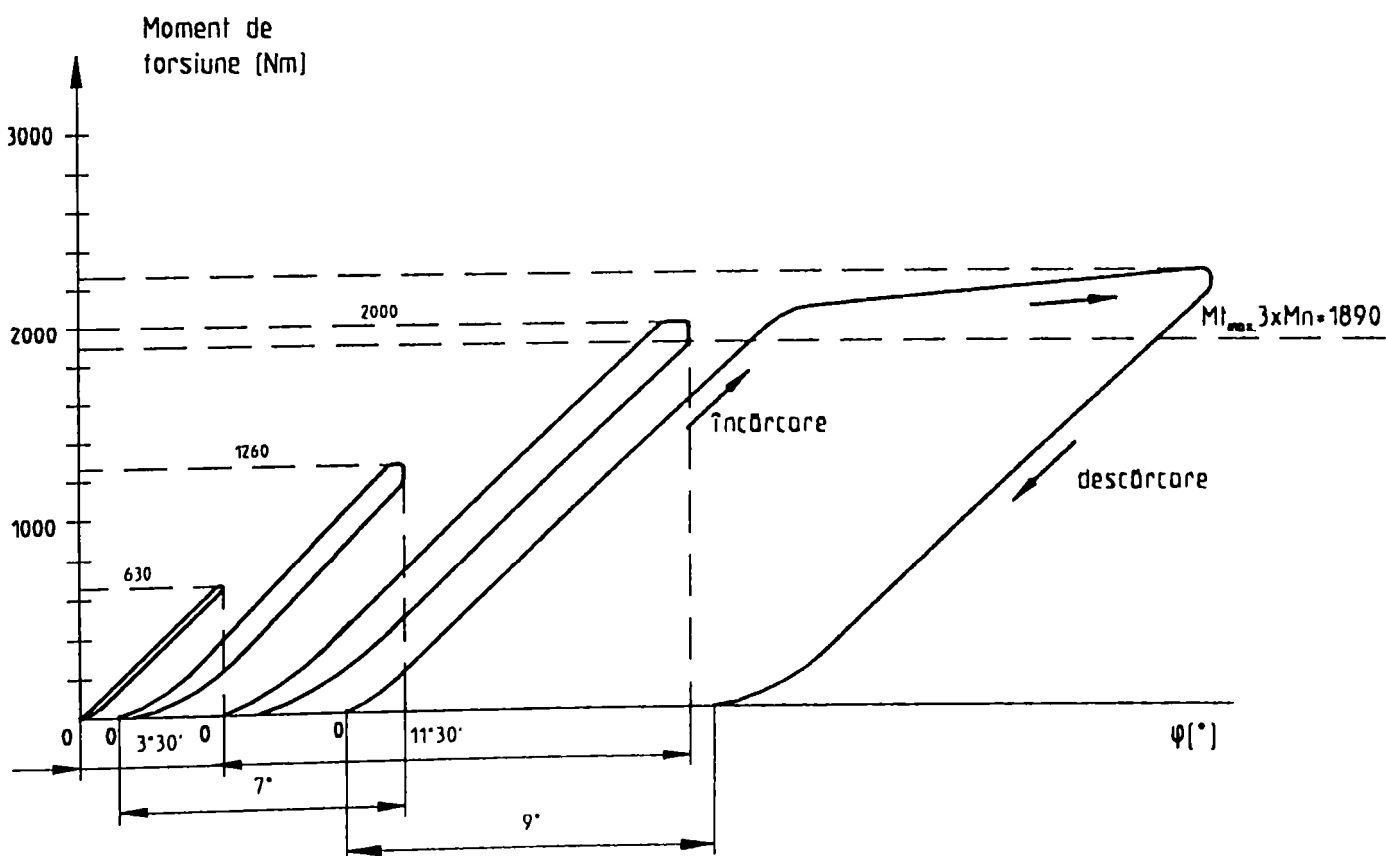


Fig. 5.30 Diagrama de variație a deformației unghiulare funcție de momentul de torsiune pentru un arbore cardanic din clasa 630 Nm

Analizând diagramele de variație a deformației unghiulare funcție de momentul de torsiune rezultă că, pentru elementele telescopice ale arborelui din clasa 250 Nm, deformația unghiulară remanentă la solicitarea în regim normal (856 Nm) este de $25'/m$, metoda prevede $\max. 3^{\circ}15'/m$ liniar. La solicitarea în regim greu nu s-a determinat deformația remanentă, deoarece elementele telescopice s-au deformat remanent de la un moment de 1050 Nm, și s-au distrus la un moment de 1200 Nm.

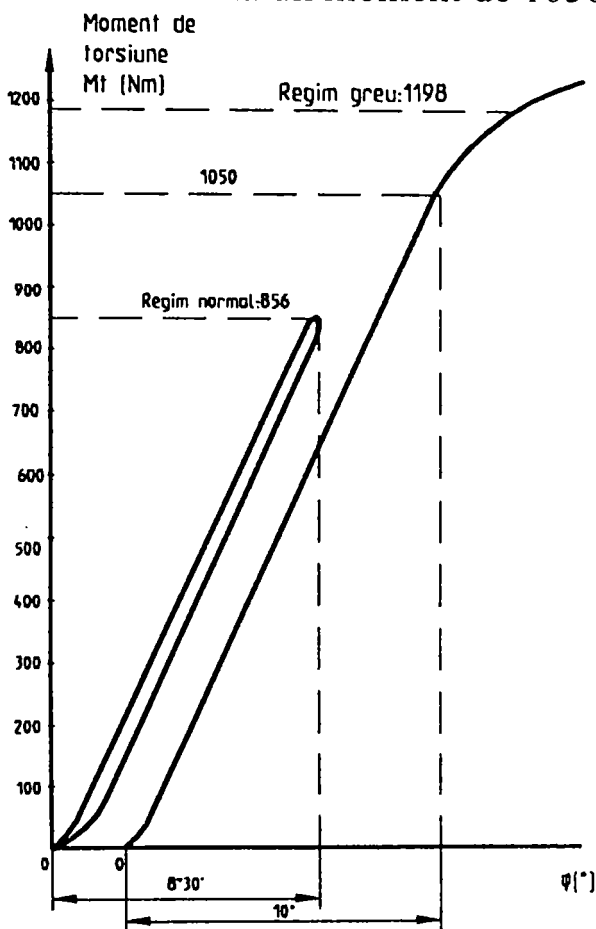


Fig. 5.31 Diagrama φ (Mt) pentru elementele telescopice ale arborelui cardanic clasa de mărime 250 Nm

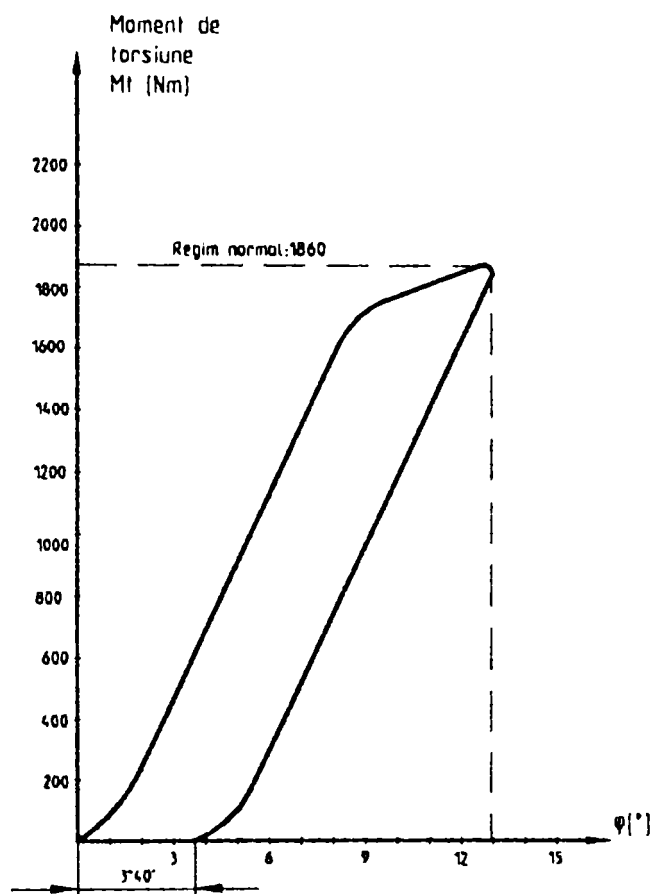


Fig. 5.32 Diagrama φ (Mt) pentru elementele telescopice ale arborelui cardanic clasa de mărime 630 Nm

Elementele telescopice ale arborilor cardanici clasa 630 Nm au o deformație unghiulară remanentă la solicitarea în regim normal (1860 Nm) de $\sim 4^{\circ}/m$, metoda prevede $\max. 3^{\circ}15'/m$. Încercarea în regim greu nu s-a efectuat deoarece elementele telescopice s-au distrus la un moment de 2.300 Nm, metoda prevede un moment de 2.790 Nm.

Încercările la torsiune statică ale articulației cardanice s-au efectuat conform metodei nr.3 prezentate la punctul 5.2.3.1.

Capacitatea portantă a articulației cardanice (cruce, furci, rulmenți) din clasa 250 Nm este de 3000 Nm, metoda prevede 1411 Nm. Diagrama de variație a deformației unghiulare funcție de momentul de torsiune, pentru articulația din clasa 250 Nm, este prezentată în fig. 5.33, iar datele în tabelul 5.11. Momentul de rupere a fost de 3550 Nm, corespunzător unui efort unitar de rupere la încovoire

a crucii cardanice (elementul care a cedat) de 910 N/mm^2 , măsurată tensiometric cu o precizie de $\pm 15\%$ datorită zonei în care au fost lipite mărcile (zonă cu concentratori de effort).

Capacitatea portantă a articulației cardanice din clasa 630 Nm este mai mare de 4.000 Nm prevăzută în metodică, încercarea fiind întreruptă la 4410 Nm pentru protejarea elementelor standului. Diagrama de variație a deformației unghiulare funcție de momentul de torsiune este prezentată în fig. 5.34, iar datele în tabelul 5.11.

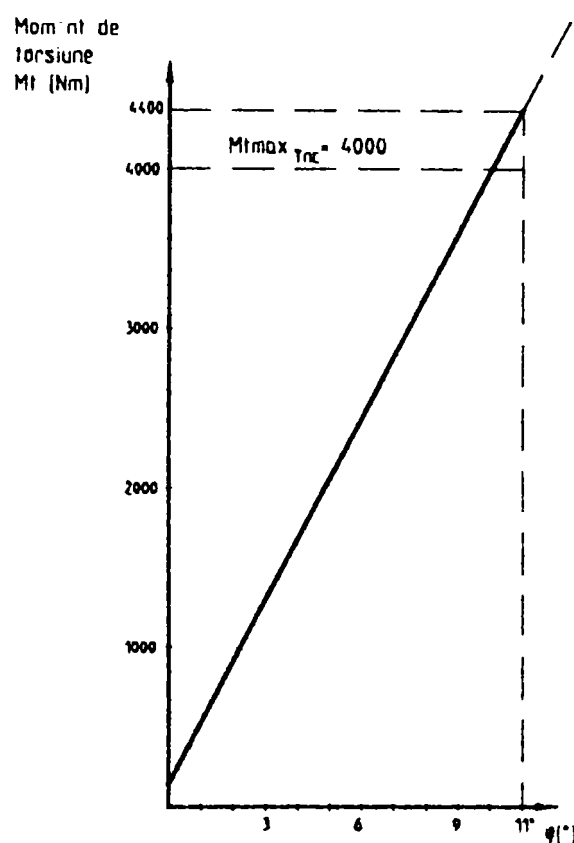
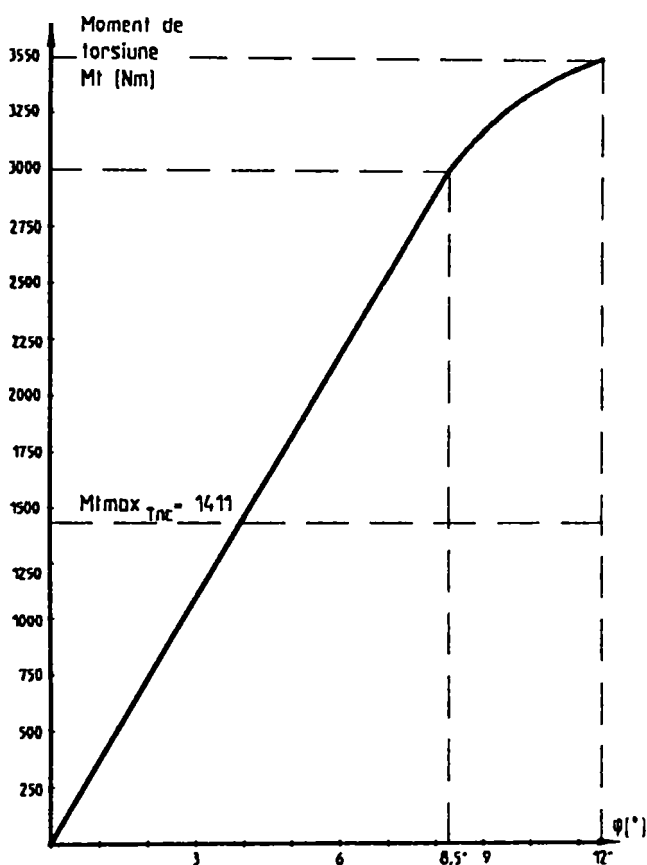


Fig. 5.33 Diagrama φ (Mt) pentru articulația cardanică de 250 Nm

Fig. 5.34 Diagrama φ (Mt) pentru articulația cardanică de 630 Nm

Tabel 5.11

Momentul de torsiune [Nm]	Efortul unitar în furcă [daN/mm ²]		Efortul unitar în cruce [daN/mm ²]	
	Clasa 250 Nm	Clasa 630 Nm	Clasa 250 Nm	Clasa 630 Nm
500	5,8	10,6	15,0	10,7
1000	10,7	20,5	31,5	21,5
1500	16,4	29,9	43,2	31,2
2000	21,8	40,5	60,4	42,8
2500	26,0	50,7	76,4	51,0
3000	30,6	60,3	91,5	62,0
3500	-	70,8	-	71,0
4000	-	81,2	-	-

5.4.2 Încercări la solicitări dinamice ale arborilor cardanici

Încercările la solicitări dinamice ale arborilor cardanici s-au efectuat conform metodei nr.4 prezentate la punctul 5.2.3.2.

Rezultatele încercărilor dinamice, conform acestei metode, ale arborilor cardanici din clasa 250 Nm și din clasa 630Nm sunt prezentate în tabelul 5.12.

Din patru arbori cardanici clasa 250 Nm încercați, doi au rezistat acestui test, ceilalți s-au defectat, unul prin gripaj și distrugerea rulmentului cu ace, iar celălalt prin pierderea inelului de siguranță și deteriorarea articulației.

La arborii cardanici din clasa 630 Nm din patru arbori testați, trei au funcționat fără defecțiuni 500 ore, unul s-a distrus prin ruperea sudurii manșonului.

Fusurile crucilor cardanice s-au uzat între 0,005-0,018mm (0,023%-0.11%).

Încercările la torsiune dinamică, la solicitare sub unghi constant, s-au efectuat conform metodei nr.5 prezentată la punctul 5.2.3.2.

Arborii cardanici din clasa 250 Nm (2 buc.) au fost încercați cu un moment de torsiune de 353 Nm (regim normal de încercare). După trecerea celor 31 ore de funcționare temperatura lagărelor a fost de 75-80°C.

Arborii cardanici din clasa 630 Nm (2 buc.) au fost încercați cu un moment de torsiune de 889 Nm (regim normal de încercare). După trecerea celor 31 ore de funcționare temperatura lagărelor a fost de 80-85°C.

Arborii cardanici model experimental din clasele 250 Nm și 630 Nm corespund testului de solicitare la torsiune dinamică sub unghi constant, regim normal, conform acestei metode. Încercările în regim greu nu s-au efectuat, deoarece arborii cardanici nu au rezistat la solicitările statice în regim greu prevăzute în metoda nr.2.

Încercările la solicitare dinamică după un ciclu pulsator sau efectuat conform metodei nr.6 prezentate la punctul 5.2.3.2.

Arborii cardanici au fost încercați la un moment de torsiune variabil, după un ciclu pulsator cu frecvența de 5,4 cicluri/min., având:

- Pentru clasa 250 Nm: $M_{\min} = 250 \text{ Nm}$

$M_{\max} = 750 \text{ Nm}$

- Pentru clasa 630 Nm: $M_{\min} = 630 \text{ Nm}$

$M_{\max} = 1890 \text{ Nm}$

Tabel 5.12

Nr.crt	Codul arborelui cardanic	Dimensiunile măsurate la crucile cardanice		Defecțiuni apărute	Observații
		Dim. inițială [mm]	Dim. măsurată după 500 ore [mm]		
0	1	2	3	4	5
1.	31.07.03.03.0	Ø 16,790	Ø 16,780	După 512 ore s-a rupt din sudură manșonul reper 31.00.01.02.0. Subansamblul a fost înlocuit cu unul nou.	Uzura fusurilor crucii cardanice a fost de (0,010-0,016) mm. Arborele cardanic a funcționat 670 ore
		Ø 16,791	Ø 16,780		
		Ø 16,790	Ø 16,780		
		Ø 16,790	Ø 16,780		
		Ø 16,792	Ø 16,781		
		Ø 16,791	Ø 16,775		
		Ø 16,791	Ø 16,780		
		Ø 16,791	Ø 16,781		
2.	31.07.03.03.0	Ø 16,790	Ø 16,776	După 455 ore la una din articulații a apărut un început de gripaj. S-a demonstrat articulația și înlocuit rulmentul deteriorat	Cauza gripajului a fost gresirea necorespunzătoare a unui rulment cu ace. Uzura fusurilor crucii cardanice a fost de (0,011-0,018) mm
		Ø 16,789	Ø 16,777		
		Ø 16,789	Ø 16,776		
		Ø 16,787	Ø 16,775		
		Ø 16,788	Ø 16,770		
		Ø 16,789	Ø 16,778		
		Ø 16,790	Ø 16,777		
		Ø 16,791	Ø 16,780		
3.	31.07.03.03.0	Ø 16,787	Ø 16,780	După 397 ore, a sărit inelul de siguranță și s-a spart rulmentul. S-a demontat artic. cardanică, s-a înlocuit rulm. După 625 ore țeava interioară s-a fisurat în apropierea cordonului de sud.	Uzura fusurilor crucii cardanice a fost de (0,07-0,014) mm.
		Ø 16,787	Ø 16,780		
		Ø 16,786	Ø 16,775		
		Ø 16,787	Ø 16,776		
		Ø 16,790	Ø 16,777		
		Ø 16,791	Ø 16,777		
		Ø 16,791	Ø 16,778		
		Ø 16,789	Ø 16,776		
4.	31.07.03.03.0	Ø 16,787	Ø 16,780		Arborele cardanic a funcționat 600 ore fără defecțiuni. Uzura fusurilor crucii cardanice au fost de (0,007-0,014) mm
		Ø 16,788	Ø 16,780		
		Ø 16,789	Ø 16,776		
		Ø 16,787	Ø 16,776		
		Ø 16,790	Ø 16,780		
		Ø 16,791	Ø 16,780		
		Ø 16,789	Ø 16,780		
		Ø 16,789	Ø 16,775		
5.	51.07.03.03.0	Ø 21,990	Ø 21,980	După 350 ore s-a rupt din sudură manșonul reper 51.00.01.02.0. Subansamblul a fost înlocuit cu unul nou	Arborele cardanic a funcționat 500 ore. Uzura fusurilor crucii cardanice a fost de (0,010-0,012) mm.
		Ø 21,990	Ø 21,980		
		Ø 21,990	Ø 21,980		
		Ø 21,990	Ø 21,978		
		Ø 21,992	Ø 21,980		
		Ø 21,991	Ø 21,980		
		Ø 21,991	Ø 21,980		
		Ø 21,991	Ø 21,980		

Tabel 5.12 (continuare)

0	1	2	3	4	5
6.	51.07.03.03.0	∅ 21,985	∅ 21,973		Uzura fusurilor crucii cardanice a fost de (0,008-0,014) mm
		∅ 21,985	∅ 21,971		
		∅ 21,985	∅ 21,980		
		∅ 21,986	∅ 21,975		
		∅ 21,988	∅ 21,980		
		∅ 21,988	∅ 21,976		
		∅ 21,998	∅ 21,977		
		∅ 21,989	∅ 21,980		
3.	51.07.03.03.0	∅ 21,990	∅ 21,980		Uzura fusurilor crucii cardanice a fost de (0,010-0,012) mm.
		∅ 21,990	∅ 21,980		
		∅ 21,991	∅ 21,980		
		∅ 21,991	∅ 21,980		
		∅ 21,989	∅ 21,978		
		∅ 21,989	∅ 21,977		
		∅ 21,990	∅ 21,980		
		∅ 21,990	∅ 21,980		
4.	51.07.03.03.0	∅ 21,984	∅ 21,970		Uzura fusurilor crucii cardanice a fost de (0,005-0,014) mm.
		∅ 21,985	∅ 21,975		
		∅ 21,984	∅ 21,972		
		∅ 21,985	∅ 21,980		
		∅ 21,984	∅ 21,972		
		∅ 21,985	∅ 21,974		
		∅ 21,986	∅ 21,975		
		∅ 21,985	∅ 21,980		

În timpul încercărilor nu s-au constatat defecțiuni ale arborilor. După efectuarea celor 10.000 cicluri de solicitare pulsantă s-a efectuat expertiza tehnică finală a arborilor.

Jocul unghiular apărut în elementele telescopice ca urmare a încercărilor este de 2°6' la arborele cardanic din clasa 250 Nm și de 1°18' la arborele cardanic din clasa 630 Nm.

Toate dimensiunile verificate, după 10.000 cicluri de solicitare conform metodei, la cei doi arbori cardanici, se încadrează în toleranțele din documentație. În concluzie, arborii cardanici din cele două clase corespund testului de solicitare pulsantă.

5.4.3 Încercările funcționale ale articulațiilor cardanice

Încercările s-au efectuat conform metodelor prezentate la punctul 5.2.3.3.

S-a frânt fiecare articulație cardanică și s-a măsurat unghiul. Unghiul maxim de frângere pentru arborii din clasele 250 și 630 Nm este de 105°.

Arborii cardanici din clasele de mărimi 250 Nm și 630 Nm s-au verificat, fără a fi încărcăți cu momente de torsiune, până la un unghi de 45° la frecvența de rotație nominală de 540 și 1000 min⁻¹, fără a se constata deficiențe sau încălziri ale lagărelor.

Rezultatele încercărilor la smulgere a furcilor externe din sistemul de fixare și asigurare al APP și ARP sunt prezentate în tabelul 5.13.

Tabel 5.13

Tipul furcii externe	Forța de smulgere (KN)			
	Prindere rapidă cu butoni		Prindere rapidă cu zăvor	
	cl. 250	cl. 630	cl. 250	cl. 630
Furcă de capăt cu 6 caneluri	-	67,4	89,65	-
Furcă de capăt cu 21 caneluri	70	51,2	90	-
Furcă de capăt cu 20 caneluri	37	39,6	-	91,6

Analizând datele din tabelul 5.13, rezultă că prinderea rapidă cu zăvor asigură o forță de smulgere pentru furcile cu 21 caneluri mai mare cu aproximativ 20-25% față de prinderea cu butoni.

Forța de smulgere a furcilor externe din sistemul de asigurare cu butoni este de (7-8) ori mai mare decât forța axială maximă de frecare între elementele telescopice rezultată ca urmare a transmiterii unui moment constant [103][104][105].

5.5. ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE DE LABORATOR ALE MODELULUI EXPERIMENTAL DE PROTECTORI

5.5.1 Încercarea pieselor componente ale protectorilor transmisiilor cardanice

Aceste încercări s-au efectuat conform metodelor prezentate la punctul 5.3.2

Determinarea rezistenței la fisurare în cazul găurilor rotunde de la tuburile de protecție s-au efectuat conform metodei nr.1 (punctul 5.3.2), iar rezultatele încercărilor au fost trecute în tabelul 5.14.

Tabel 5.14

Nr. crt.	Materialul din care a fost executat tubul de protecție		Nr. epruvetei	Valoarea maximă a forței axiale de trageră la care cedează materialul tubului [N]	Valoarea medie a forței axiale de trageră la care cedează materialul tubului [N]
	Denumire	Cod			
0.	1.	2.	3.	4.	5.
1.	Policitlenă de înaltă densitate (tuburi negre)	A-4-2-EP-13/094/900	1	2730	$F = \frac{\sum_{i=1}^n F_i}{n}$ $F = \frac{13330}{5}$ $F = 2660$
			2	2850	
			3	2550	
			4	2650	
			5	2550	

Tabel 5.14 (continuare)

0.	1.	2.	3.	4.	5.
2.	Tuburi cu dungi	A 52 BB 088	1	3600	$\sum_{i=1}^5 \times F_i$ $F = \frac{19650}{5}$ $F = 3930$
			2	3550	
			3	3950	
			4	4400	
			5	4150	

Încercările pentru determinarea stabilității formei geometrice s-au efectuat conform metodei nr.2 prezentate la punctul 5.3.2, rezultând următoarele observații:

- Toate reperele încercate (13 buc.) s-au comportat corespunzător din punct de vedere al elasticității.

- La temperaturi scăzute (-20°C, -30°C și -35°C), în poziția în care amorsa de fisurare (decuparea dreptunghiulară) este situată la 90° față de punctele de aplicare ale forțelor de strângere, s-au observat fisuri în zona amorsei pe lungimi de 10-15 mm. Ca urmare la faza de prototip, decuparea dreptunghiulară s-a realizat cu raza de racordare corespunzătoare, evitându-se acest fenomen.

Încercările pentru verificarea la șoc s-au efectuat conform metodei nr.3 prezentate la punctul 5.3.2, rezultând următoarele observații:

- Pâniile de protecție și tuburile de protecție se comportă corespunzător, atât la temperaturi ridicate (până la 60°C), cât și la temperaturi scăzute (-20°C), indiferent de materialul din care sunt fabricate.

- Dintre pâniile de rigidizare încercate cel mai bine se comportă pâlnia de rigidizare din polipropilenă antișoc.

Încercările privind comportarea materialelor plastice la acțiunea unor agenți distructivi s-au efectuat conform metodei nr.4

A. Probele încercate au fost analizate din punct de vedere al comportării lor în produsele chimice menționate la punctul 5.3.2 și s-au constatat următoarele:

- Mediul cu cele mai mari influențe negative asupra materialelor plastice folosite la protectori a fost acidul sulfuric. La acid sulfuric au fost atacate puternic următoarele materiale: poliamidă 6 tip A (Relon), poliamida 6 modificată cu fibre de sticlă (PAFS), poliamida 6 modificată cu grafit (PAM-G-4) și poliamida 6 modificată cu bisulfură de molibden (PAM-M₆S₂-4).

- Tuburile de protecție din polietilenă de înaltă densitate au fost influențate negativ de către benzină (s-au umflat, în unele locuri s-au exfoliat fâșii de material).

- În afara celor două excepții menționate mai sus, probele încercate s-au comportat corespunzător în diferite produse chimice-petroliere folosite în mod curent în agricultură. Rezultatele acestor încercări sunt prezentate în tabelul 5.15.

Tabel 5.15

Nr. crt.	Materialul din care s-a executat proba	Produsul ptr. care se face încercarea	Durata încarc. [ore]	Greutatea inițială a probei [g]	Greutatea finală a probei [g]	Diferența în greutate		Observații
						[%]	[%/oră]	
0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
1.	Copolimer liniar etilenă acetat de vinil (EVA) B-2-2-B-A/116A	acid sulfuric	53	3,600	3,350	-6,9	-0,130	Pierdere în gr.
		treflon 2%	44	3,750	3,840	2,4	0,055	Ușor spor în gr.
		petrol	452	3,600	4,350	20,8	0,046	S-a înmuiat, spor în greutate
		petrosin	428	3,450	4,120	19,4	0,045	Spor în greutate
		diluant D 506	432	3,650	4,090	12	0,028	Spor în greutate
		tiner	384	3,700	4,450	20,3	0,053	Spor în greutate
		benzină	336	3,660	4,470	22,1	0,066	Spor în greutate
		ulei T 90	1032	3,690	3,630	-1,6	-0,0016	Ușoar pierde în gr.
		motorină	288	3,630	4,280	17,9	0,062	Spor în greutate
		apă	600	3,600	3,680	2,2	0,0037	Ușor spor în gr..
		sinoratox 2%	600	3,620	3,600	-0,55	-0,0009	Ușor pierde în gr.
2.	Copolimer liniar etilenă acetat de vinil (EVA) B-2-2-F-B/115A	acid sulfuric	53	3,650	3,405	-6,7	0,127	Pierdere în gr.
		treflon 2%	44	3,755	3,844	2,4	0,054	Spor în greutate
		petrol	452	3,650	4,400	20,5	0,045	S-a înmuiat, spor în greutate
		petrosin	428	3,350	4,040	20,6	0,048	Spor în greutate
		diluant D 506	432	3,450	3,900	13	0,030	Spor în greutate
		tiner	384	3,750	4,420	17,9	0,046	Spor în greutate
		benzină	336	3,610	4,520	25,2	0,075	Spor în greutate
		ulei T 90	1032	3,670	3,620	-1,4	-0,0013	Ușor pierde în gr.
		motorină	288	3,650	4,300	17,8	0,062	Spor în greutate
		apă	600	3,755	3,820	1,7	0,003	Ușor spor în gr.
		sinoratox 2%	600	3,450	3,440	-0,3	-0,0005	Ușor pierde în gr.
3.	Polipropilenă antișoc PPAS 3	acid sulfuric	53	3,220	3,110	3,4	-0,064	Pierdere în gr.
		treflon 2%	44	3,250	3,390	4,3	0,098	Ușor spor în gr.
		petrol	452	3,150	4,610	46,3	0,103	Marginile prelucrate s-au umflat, spor în greutate
		petrosin	428	3,200	4,580	43,1	0,101	Marginile prelucrate s-au umflat, spor în greutate
		diluant D 506	432	3,150	3,520	11,7	0,027	Spor în greutate
		tiner	384	3,280	3,980	21,3	0,055	Spor în greutate
		benzină	336	3,220	4,370	35,7	0,106	S-a înmuiat și s-a deformat materialul. Spor în gr.
		ulei T 90	1032	3,380	3,380	-	-	-
		motorină	288	3,250	4,450	36,9	0,128	S-a înmuiat și s-a deformat materialul. Spor în gr.
		apă	600	3,220	3,220	-	-	-
		sinoratox 2%	600	3,250	3,250	-	-	-

Tabel 5.15 (continuare)

0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
4.	Polietilenă de joasă densitate (PEJ) A-2-2-FM-A/002/300	acid sulfuric	53	3,530	3,500	-0,85	-0,016	Ușor pierde în gr.
		teflon 2%	44	3,530	3,530	-	-	-
		petrol	452	3,500	3,740	6,9	0,015	Spor în greutate
		petrosin	428	3,520	3,790	7,7	0,018	Spor în greutate
		diluant D 506	432	3,580	3,700	3,3	0,008	Spor în greutate
		liner	384	3,630	3,930	8,3	0,021	Spor în greutate
		benzină	336	3,630	3,980	9,6	0,029	Spor în greutate
		ulei T 90	1032	3,570	3,420	-4,2	-0,004	Ușor pierde în gr.
		motorină	288	3,520	3,810	8,2	0,029	Spor în greutate
		apă	600	3,530	3,530	-	-	-
		sinoratox 2%	600	3,420	3,420	-	-	-
5.	Polietilenă de înaltă densitate (PEI) A-4-2-EP-B/110/900	acid sulfuric	53	3,430	3,420	-0,3	-0,005	Ușor pierde în gr.
		teflon 2%	44	3,580	3,530	-1,4	-0,032	Pierdere în gr.
		petrol	452	3,420	3,570	4,4	0,010	Ușor spor în gr.
		petrosin	428	3,500	3,570	2	0,005	Ușor spor în gr.
		diluant D 506	432	3,150	3,550	12,7	0,029	Spor în greutate
		liner	384	3,260	3,850	18,1	0,047	Spor în greutate
		benzină	336	3,270	4,580	40	0,119	S-a umflat, exfoliat; spor în greutate
		ulei T 90	1032	3,560	3,450	-3,09	-0,003	Ușor pierde în gr.
		motorină	288	3,500	3,680	5,1	0,018	Spor în greutate
		apă	600	3,430	3,430	-	-	-
		Sinoratox 2%	600	3,580	3,480	-2,8	-0,005	Ușor pierde în gr.
6.	Poliamidă 6 tip A (Relon) STAS 9228-83	acid sulfuric	53	4,370	-	-	-	S-a topit complet
		teflon 2%	44	4,270	4,270	-	-	-
		petrol	452	4,200	4,130	-1,7	-0,004	Ușor pierde în gr.
		petrosin	428	4,120	4,160	1	0,002	Ușor spor în gr.
		diluant D 506	432	4,230	4,260	0,7	0,0016	Ușor spor în gr.
		liner	384	4,290	4,520	5,4	0,014	Spor în greutate
		benzină	336	4,280	4,060	-5,1	-0,015	Pierdere în gr.
		ulei T 90	1032	4,340	4,100	-5,5	-0,005	Ușor pierde în gr.
		motorină	288	4,280	4,230	-1,2	-0,004	Ușor pierde în gr.
		apă	600	4,270	4,500	5,4	0,009	Ușor crește în gr.
		Sinoratox 2%	600	4,370	4,550	4,1	0,007	Ușor crește în gr.
7.	Poliamidă 6 modificată cu fibre de sticlă PAFS	acid sulfuric	53	5,470	-	-	-	S-a topit
		teflon 2%	44	5,680	5,540	-2,5	-0,056	Pierdere în gr.
		gaz metan	452	5,500	5,500	-	-	-
		petrosin	428	5,500	5,460	-0,7	-0,002	Ușor pierde în gr.
		diluant D 506	432	5,480	5,550	1,3	0,003	Ușor spor în gr.
		liner	384	5,550	5,580	0,5	0,001	Ușor spor în gr.
		benzină	336	5,520	5,380	-2,5	-0,008	Ușor pierde în gr.
		ulei T 90	1032	5,480	5,370	-2	-0,002	Ușor pierde în gr.
		motorină	288	5,480	5,370	-2	-0,007	Ușor pierde în gr.
		apă	600	5,450	5,630	3,3	0,005	Ușor spor în gr.
		Sinoratox 2%	600	5,370	5,370	-	-	-

Tabel 5.15 (continuare)

0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
8.	Polipropilenă antișoc PPAS I	acid sulfuric	53	3,360	3,310	-1,5	-0,028	Pierdere în gr.
		trefflon 2%	44	3,530	3,600	2	0,045	Spor în greutate
		petrol	452	3,400	5,000	47	0,104	Marginile prelu- crate s-au umflat, spor în greutate
		petrosin	428	3,440	5,000	45,3	0,106	Marginile prelu- crate s-au umflat, spor în greutate
		diluant D 506	432	3,530	3,850	9,1	0,021	Spor în greutate
		ținer	384	3,420	4,150	21,3	0,055	Spor în greutate
		benzină	336	3,490	4,820	38,1	0,113	Umflat, deformat. Spor în greutate
		ulei T 90	1032	3,330	3,330	-	-	-
		motorină	288	3,370	3,590	6,5	0,023	Deformat. Spor în greutate
		apă	600	3,330	3,360	0,9	0,0015	Ușor spor în gr.
		Sinoratox 2%	600	3,490	3,470	-0,6	-0,001	Ușor pierde în gr.
9.	Poliamidă 6 tip A modificată cu grafit PAM-G-4	acid sulfuric	53	4,250	-	-	-	S-a topit complet
		trefflon 2%	44	4,200	4,200	-	-	-
		petrol	452	4,180	4,180	-	-	-
		petrosin	428	4,090	4,070	-0,5	-0,001	Ușor pierde în gr.
		diluant D 506	432	4,050	4,170	3	0,007	Ușor spor în gr.
		ținer	384	4,220	4,450	5,5	0,014	Spor în greutate
		benzină	336	4,140	3,890	-6	-0,018	Pierdere în gr.
		ulei T 90	1032	4,240	4,170	-1,7	-0,0016	Ușor pierde în gr.
		motorină	288	4,320	4,140	-4,2	-0,014	Pierdere în gr.
		apă	600	4,250	4,250	-	-	-
		Sinoratox 2%	600	4,220	4,290	1,7	0,003	Ușor spor în gr.
10.	Poliamidă 6 modificată cu bisulfură de molibden PAM-MOS2-4	acid sulfuric	53	4,220	-	-	-	S-a topit
		trefflon 2%	44	4,020	4,020	-	-	-
		petrol	452	4,020	3,920	-2,5	-0,005	Ușor pierde în gr.
		petrosin	428	3,980	3,960	-0,5	-0,001	Ușor pierde în gr.
		diluant D 506	432	4,020	4,200	4,5	0,010	Ușor spor în gr.
		ținer	384	3,620	3,800	5	0,013	Spor în greutate
		benzină	336	3,380	3,400	0,6	0,002	Ușor spor în gr.
		ulei T 90	1032	4,330	4,040	-6,7	-0,006	Ușor pierde în gr.
		motorină	288	4,170	4,200	0,72	0,002	Ușor spor în gr.
		apă	600	4,150	4,280	3	0,005	Ușor spor în gr.
		Sinoratox 2%	600	3,570	3,590	0,5	0,001	Ușor spor în gr.

B. Toate reperle din materiale plastice ce intră în componența protectorilor au fost verificate și la acțiunea razelor ultraviolete, conform metodei nr.4- punctul 5.3.2.

Epruvetele din fiecare material, precum și reperle realizate fizic au fost încercate la acțiunea a 25 cicluri de radiații solare artificiale. Condiționarea s-a efectuat într-un aparat tip Watherometer (lampă cu electrozi de cărbune, temperatura $55^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$) conform STAS 8393/23-84. Încercările s-au executat la Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Electronică - București.

În urma acestor încercări toate epruvetele și reperele expuse s-au comportat corespunzător (fără pete, crăpături, fisuri, găuri, pori, exfolieri, etc.).

De asemenea, s-a procedat la verificarea influenței razelor ultraviolete pe un lot de reperi expuse în aer liber, pe o perioadă de 4 ani calendaristici (1 septembrie 1989 - 1 septembrie 1993). S-a urmărit modificarea proprietăților pieselor (culoarea, aspect, caracteristici fizice, etc) supuse îmbătrânirii naturale față de proprietățile acestora înainte de expunere. În această perioadă nu s-a constatat nimic deosebit la nici una din piese. Toate reperele expuse, indiferent din ce material au fost realizate, s-au comportat corespunzător; nu s-au constatat modificări (pete, crăpături, fisuri, găuri, pori, exfolieri, etc.).

5.5.2 Stabilirea variantelor constructive pentru protectori

În urma analizei rezultatelor obținute la încercărilor fizico-mecanice și chimice ale pieselor componente ale protectorilor a rezultat următorul top al materialelor plastice pentru fiecare reper în parte prezentată în tabelul 5.16

Tabel 5.16

Reper/ Material	Pâlnie de protecție (PP)	Pâlnie de rigidizare (PR)	Carcasă ptr. rulmenți (CR)	Bucșă de fricțiune (BF)	Tub de protecție (TP)
0	1	2	3	4	5
1.	Copolimer liniar etilenă acetat de vinil (EVA)	Polipropilenă antișoc (PPAS-3)	Polipropilenă antișoc (PPAS-1)	Poliamidă 6 modificată cu grafit (PAM-G)	Polietilenă de înaltă densitate sau A52BB088
2.	Polietilenă de înaltă densit. (PEI)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Polietilenă de înaltă densit. Sau A52BB088
3.	Polipropilenă antișoc (PPAS-3)	Polietilenă de înaltă densitate (PEI)	Poliamidă 6 modificată cu grafit (PAM-G)	Poliamidă 6 modificată cu bisulfură de molibden (PAM-MoS ₂)	Polietilenă de înaltă densitate sau A52BB088

Materialele plastice din poziția 1 au prezentat cele mai bune proprietăți fizico-mecanice specifice utilizării respective în ansamblul protectorului.

Din aceste rezultate obținute la încercări și prin diferite combinații de reperi din diverse materiale plastice s-au montat șapte ansamble de protectori pe arbori cardanici, acoperind astfel toate variantele de ansamblu de protectori propuși pentru încercări, în vederea stabilirii variantei optime. Configurațiile de protectori cu care s-au echipat cei șapte arbori cardanici este prezentată în tabelul 5.17.

Tabel 5.17

Nr. arborelui încercat	Configurația pentru articulația APP			Lagăr apărătoare	Configurația pentru articulația ARP				Tub de protecție
	Pâlnie de protecție normală (n) și ondulată (o)	Pâlnie de rigidizare	Carcasă pentru rulment	Bucșă de fricțiune sau rulment	Pâlnie de protecție normală (n) și ondulată (o)	Pâlnie de rigidizare	Carcasă pentru rulment	Bucșă de fricțiune sau rulment	
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	n Polipropilenă antișoc PPAS-3	Polipropilenă antișoc PPAS-3	Polipropilenă antișoc PPAS-1	Poliamidă 6 modif. cu graf. PAM-G	Polipropilenă antișoc PPAS-3	Polipropilenă antișoc PPAS-3	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Polițilenă de înaltă densitate
2.	o polițilenă de înaltă densit. (PEI)	Polipropilenă antișoc PPAS-3	Polipropilenă antișoc PPAS-1	Rulment	n Copolimer liniar etilenă acetat de vinil (EVA)	Polipropilenă antișoc PPAS-3	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Rulment	A521B3088
3.	n Copolimer liniar etilenă acetat de vinil (EVA)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Polipropilenă antișoc PPAS-1	Rulment	o Polițilenă de înaltă densit. (PEI)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Polipropilenă antișoc PPAS-1	Rulment	Polițilenă de înaltă densitate
4.	Polițilenă de înaltă densit. (PEI)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	n Copolimer liniar etilenă acetat de vinil (EVA)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	A521B3088
5.	Polipropilenă antișoc PPAS-3	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Polipropilenă antișoc PPAS-3	Polițilenă de înaltă densit. (PEI)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Polițilenă de înaltă densitate
6.	Polipropilenă antișoc PPAS-3	Poliamidă 6 modif. cu fibre de sticlă (PAFS)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 modif. cu grafit (PAM-G)	n Copolimer liniar etilenă acetat de vinil (EVA)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 modif. cu bisulfură de molibden (PAM-MoS2)	A521B3088
7.	n Copolimer liniar etilenă acetat de vinil (EVA)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Rulment	o Polițilenă de joasă densit. SORT 0,03 duză de extrudare cu diam. Marc	Polițilenă de înaltă densit. (PEI)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Rulment	Polițilenă de înaltă densitate

5.5.3 Încercarea variantelor constructive de protectori

Încercările de duranță la turația de regim s-au efectuat conform metodei nr.5 prezentate la punctul 5.3.3 și s-au constatat următoarele:

- La frecvența de rotație de 1000 min^{-1} toate ansamblurile cu bucșă de

fricțiune s-au comportat necorespunzător; bușele de fricțiune au prezentat uzură avansată indiferent de materialul din care au fost executate. Din această uzură a rezultat un joc mare între apărătoare și arborele cardanic - jocul maxim fiind de cca. 12,5 mm.

- La frecvența de rotație de 540 min^{-1} toate ansamblurile cu bușă de fricțiune au prezentat o uzură mai mică de 4-5 ori decât uzura bușelor de fricțiune la frecvența de rotație de 1000 min^{-1} - jocul maxim fiind de 3-4 mm.

- Toate ansamblurile de protectori cu rulment au funcționat fără uzură aparentă. În toate configurațiile încercate, după cca. 250 ore de funcționare, inelele exterioare ale rulmenților se rotesc în carcasa pentru rulmenți datorită modificării serajului în timpul lucrului.

- Toate celelalte reperi ce alcătuiesc ansamblul protectorului s-au comportat corespunzător.

- Ansamblul protectorului nu a prezentat deformări, rupturi sau detașări de material.

- Arborele cardanic a fost protejat în mod normal; nu au existat deteriorări esențiale astfel încât arborele să fie dezvelit pe anumite porțiuni.

- Orificiul practicat în pâlnia de protecție și în cea de rigidizare, necesar pentru operația de ungere a articulațiilor cardanice, este mic.

Cele două deficiențe constatate, rotirea rulmentului în carcasă și orificiul prea mic necesar pentru ungerea articulațiilor cardanice, au fost rezolvate la definitivarea documentației valabile pentru seria zero. De asemenea s-a renunțat la folosirea bușelor de fricțiune, montajul realizându-se numai cu rulmenți capsulați.

Încercări la sarcină axială.

a) Încercări la sarcină axială la temperatura ambiantă s-au efectuat conform metodei nr.6 prezentate la punctul 5.3.3. La ambele încercări, atât la sarcina axială de 250 N aplicată între pâlnia de protecție și tubul de protecție, cât și la sarcina axială de 1000 N aplicată între tubul de protecție și arborele cardanic, s-a constatat că nu au existat deplasări între piese și că protectorii au funcționat în bune condiții indiferent de combinația încercată și de temperatura mediului ambiant.

b) Încercări la sarcină axială la temperatura de -35° s-au efectuat conform metodei nr.6 prezentate la punctul 5.3.3, constatându-se următoarele:

- În toate încercările arborele cardanic s-a putut extinde la L_{\max} sub acțiunea unei forțe de 560 N și a unui impuls mecanic.

- Ansamblul protectorului, indiferent de configurație, nu a suferit deformări, crăpături sau deteriorări astfel ca arborele să fie dezvelit în porțiuni, care în mod normal trebuie să fie protejat.

- Nu au existat deplasări relative între piesele componente ale montajului.

Încercările la sarcină radială

a) Încercările la sarcină radială la temperatura ambiantă s-au efectuat conform metodei nr.7 prezentate la punctul 5.3.3 constatându-se că ansamblul apărătoare s-a comportat bine la această încercare de sarcină, indiferent din ce material au fost confecționate tuburile de protecție, și anume:

- nu au suferit deformații, rupturi sau detașări de material;
- nu s-a deplasat din locul ei inițial unde a fost montată pe arbore;
- nu s-a rotit în timpul aplicării sarcini;
- nu a suferit deteriorări.

b) Încercările la sarcină radială la temperatura de -35°C s-au efectuat conform metodei nr.7 prezentate la punctul 5.3.3, constatându-se următoarele:

- Au fost încercați cei șapte arbori cardanici echipați cu protectori în configurația din tabelul 5.17.

- În urma încercărilor conform acestei metodici toți protectorii au corespuns.
- În toate cazurile, în poziția în care planul furcii este vertical, pâlniile de protecție se sparg datorită reacțiunii brațului furcii, braț aflat la distanță mică față de pâlnia de protecție.

- Urmele lăsate de bare pe tuburile de protecție sunt ne semnificative.
- Ne semnificativ este faptul de a avea bucșă de fricțiune sau rulment.

Încercările dispozitivului de imobilizare al protectorului s-au efectuat conform metodei nr.8 prezentate la punctul 5.3.3, constatându-se că dispozitivul de imobilizare se comportă bine, nu au apărut rupturi, sfâșieri sau deformații remanente la urechea de prindere a lanțului, indiferent de materialul pâlnici de rigidizare și de temperatura de lucru.

5.5.4 Concluzii

În urma expertizei tehnice finale și a analizei rezultatelor obținute la încercările modelului experimental al protectorilor transmisiilor cardanice, s-a stabilit varianta optimă de ansamblu pentru protectori cu următoarea componență:

- Pâlnii de protecție din copolimer liniar etilenă acetat de vinil (EVA);
- Pâlnii de rigidizare din polipropilenă antișoc (PPAS-3);
- Carcase pentru rulmenți din polipropilenă antișoc (PPAS-3);
- Lagăre - rulmenți;
- Tuburi de protecție din polietilenă de înaltă densitate (PEI) sau A52BB088;

Se menționează că la încercările efectuate s-au găsit și alte materiale cu proprietăți fizico-mecanice apropiate de cele ale materialelor ce alcătuiesc varianta optimă, prezentată în tabelul 5.18.

Tabel 5.18

Reper/Material	Pâlnie de protecție	Pâlnie de rigidizare	Carcasă pentru rulment	Lagărul protectorului
1.	Polietilenă de înaltă densitate (PEI)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Poliamidă 6 tip A (Relon)	Rulmenți
2.	Polipropilenă antișoc (PPAS 3)	Polietilenă de înaltă densitate (PEI)	Poliamidă 6 modificată cu grafit (PAM-G)	Rulmenți

5.6 ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE ÎN EXPLOATARE ALE MODELULUI EXPERIMENTAL DE ARBORI CARDANICI

Arborii cardanici din clasele de mărimi 250 Nm (2 buc.) și 630 Nm (2 buc.), echipați cu protectori, în configurația dată în tabelul 5.19, au fost montați pe mașina de săpat gropi MDG-A, respectiv freza FPP-1,3M.

Tabel 5.19

Nr. crt.	Tipul arborelui cardanic	Configurația ansamblului protectorului					Unde s-a montat	Timp de funcționare [ore]
		Pâlnie de protecție	Pâlnie de rigidizare	Carcasă pentru rulmenți	Lagăr apărătoare	Tub de protecție		
1.	clasa 250 Nm	n polipropilenă antișoc PPAS-3	polipropilenă antișoc PPAS-3	polipropilenă antișoc PPAS-1	poliamidă 6 modif. Cu graf. (PAM-G)	polietilenă de înaltă densit.	Maș. de săpat gropi MDG-A	150
2.	clasa 250 Nm	n polipropilenă antișoc PPAS-3	polipropilenă antișoc PPAS-3	polipropilenă antișoc PPAS-1	Rulmenți	A52 BB088	Maș. de săpat gropi MDG-A	150
3.	clasa 630 Nm	o polietilenă de înaltă densit. PEI	polipropilenă antișoc PPAS-1	polipropilenă antișoc PPAS-1	poliamidă 6 tip A (Relon)	polietilenă de înaltă densit.	Freza FPP	45
4.	clasa 630 Nm	o polietilenă de înaltă densit. PEI	polipropilenă antișoc PPAS-3	polipropilenă antișoc PPAS-1	poliamidă 6 modif. Cu graf. (PAM-G)	A52 BB088	freza FPP	100

Agregatul U 302+MDG-A, echipat cu arbore cardanic clasa de mărime 250 Nm și cuplaj de siguranță tarat la 350 Nm, a lucrat în următoarele condiții:

- Valoarea maximă a momentului de torsiune transmis de arborele cardanic..... 350 Nm
- Valoarea minimă a momentului 80 Nm
- Valoarea medie a momentului..... 194,6 Nm

- Valoarea medie pătratică a momentului..... 201 Nm

Arborii cardanici din clasa 250 Nm au fost încercați pe mașina MDG-A timp de 150 ore fiecare.

S-a determinat uzura fusurilor crucilor cardanice și jocul unghiular al arborilor între furcile exterioare.

Uzura fusurilor crucilor cardanice după 150 ore a fost de (0,003-0,004) mm/diametru.

Jocul unghiular al arborilor măsurat la capetele furcilor exterioare a fost de $2,4^\circ/1400$ mm, față de $2^\circ/1400$ mm inițial.

Agregatul U650 M+FPP-1,3M, echipat cu arbore cardanic clasa de mărime 630 Nm și cuplaj de siguranță tarat la 1250 Nm, a lucrat în următoarele condiții:

- Valoarea maximă a momentului de torsiune transmis de arborele cardanic 1250 Nm
- Valoarea minimă a momentului 53,6 Nm
- Valoarea medie a momentului..... 568 Nm
- Valoarea medie pătratică a momentului..... 602 Nm

Arborii cardanici din clasa 630 Nm au fost încercați pe freza FPP-1,3 M, unul 100 ore, iar al doilea 45 ore, după care manșonul reper 51.00.01.02.0 s-a fisurat și deteriorat, conform fig. 5.35.

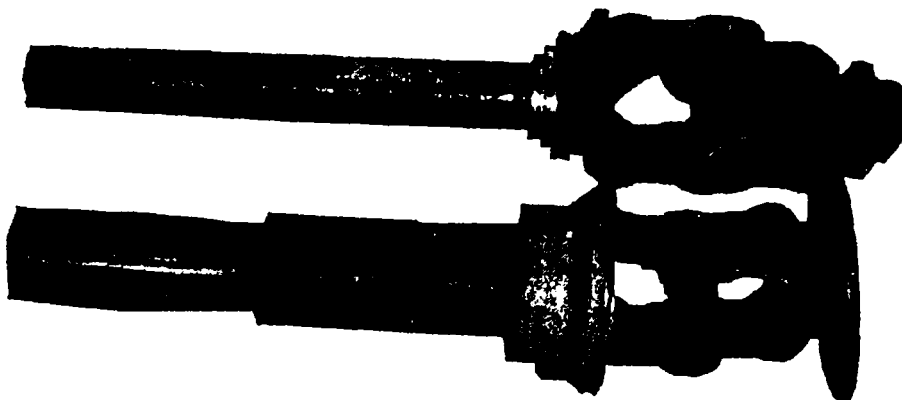


Fig. 5.35 Arbore cardanic clasa 630 Nm, deteriorat în exploatare.

În urma expertizei efectuate s-a constatat că cuplajul de siguranță a fost tarat la 1700 Nm, astfel că transmisia mașinii nu a mai fost protejată. Uzura fusurilor crucilor cardanice la arborele care a funcționat 100 ore a fost de (0,005-0,006)mm și jocul unghiular între furcile exterioare a fost de $2,5^\circ/1400$ mm, față de $2^\circ/1400$ mm inițial.

Protectorii s-au comportat diferențiat în funcție de configurația încercată:

- Funcționarea normală la protectorii la care fixarea de arborele cardanic s-a făcut prin rulmenți.
- Joc mare între ansamblul protector și arborele cardanic, atunci când s-au folosit bușele de fricțiune.
- Protectorii nu a suferit deformații, îndoiri, rupturi sau detașări de material.
- Nu au existat deplasări relative între piesele componente ale montajului.

- Protectorii nu au suferit deteriorări astfel ca arborele cardanic să fie dezvelit pe porțiuni, care în mod normal trebuie să fie protejat.

5.7 ANALIZA COMPORTĂRII LA ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE A ARBORILOR CARDANICI MODEL EXPERIMENTAL

5.7.1 Deficiențe ale arborilor cardanici apărute la încercări

Analizând defecțiunile arborilor cardanici, acestea se pot clasifica astfel:

- deficiențe generate de concepția constructivă;
- deficiențe generate de execuție;
- deficiențe cauzate de uzare;
- deficiențe provocate de factorul uman.

a) *Deficiențe generate de concepția constructivă sunt:*

- ansamblu furcă cu țevă internă prezintă un joc maxim de 0,198 mm;
- la cuplarea manșon cu țeva interioară există un joc de 0,6 mm;
- la ansamblul furcă cu manșon, în urma îmbinării prin sudură, s-a constatat deformarea formei alezajului pentru rulment, necesitând prelucrări suplimentare pentru montarea rulmentului;

- ansamblul arbore cardanic ($L_{\max}=1435$ mm) prezintă o bătaie radială statică la mijlocul arborelui de (3,5-4,5) mm la arborii din clasa 250 Nm, respectiv (2,5-3,5) mm la arborii din clasa 630 Nm și o bătaie radială dinamică de (5-6,5) mm pentru arborii din clasa 250 Nm, respectiv (4-5,5) mm pentru arborii din clasa 630 Nm;

- ansamblul arbore cardanic ($L_{\max}=1435$ mm) are un joc unghiular inițial de aprox. 2°;

- elementele telescopice ale arborelui din clasa 250 Nm au corespuns la încercarea în regimul normal, conform metodei nr.2, la încercarea în regim greu elementele telescopice s-au deformat la un moment de 1050 Nm, metoda prevede o deformație unghiulară maximă de 3°15'/m la un moment de 1198 Nm;

- elementele telescopice ale arborelui din clasa 630 Nm la încercarea în regim normal conform metodei nr.2, au o deformație unghiulară remanentă de 4°/m față de 3°15'/m prevăzut în metodică.

b) *Deficiențe generate de execuție sunt:*

- distrugerea ansamblului furcă cu manșon în zona de îmbinare prin sudură;
- tija interioară prezintă urme de prelucrare prin așchiere;
- canalele pentru inelele de siguranță nu prezintă o asamblare sigură a inelelor de siguranță;

- manșonul prezintă microfisuri în zonele cu concentratori de eforturi, acestea producând distrugerea manșonului;
- inelele de siguranță STAS 5848-88 nu prezintă stabilitate a caracteristicilor de elasticitate.

c) Deficiențe cauzate de uzare:

- fusurile crucilor prezintă urme de uzură.

d) Deficiențe provocate de factorul uman:

În cazul nerespectării prescripțiilor de gresare ale articulațiilor cardanice (la fiecare 8 ore de funcționare) apare pericolul distrugerii articulațiilor cardanice prin gripare.

5.7.2 Deficiențe ale protectorilor apărute la încercări

În urma expertizelor tehnice, a încercărilor reperelor și ale ansamblului protectorului cu care sunt echipați arborii cardanici, s-au constatat următoarele deficiențe:

a) Deficiențe generate de concepție constructivă:

- diametrul mic la orificiile practicate în pâlnia de protecție și pâlnia de rigidizare nu permite gresarea ușoară a articulației cardanice;
- forma dreptunghiulară a decupării practicate în pâlnia de protecție - pentru urechea de imobilizare a pâlniei de rigidizare - colțurile decupării constituind amorse de fisuri.

b) Deficiențe generate de execuție:

- reperele cu același cod au fost injectate în aceeași matriță sau extrudate cu aceeași duză, indiferent de materialul indicat, rezultând piese cu dimensiuni diferite;
- reperele de formă circulară (pâlniile de protecție și tuburile telescopice) sunt ușor deformate;
- grosimea reperelor extrudate nu este uniformă.

c) Deficiențe generate de uzare:

- joc mare între ansamblul apărătoare și arborele cardanic, datorită uzurii rapide a bușelor de fricțiune.

d) Deficiențe provocate de factorul uman:

- distrugerea unor repere în cazul asamblării pieselor conjugate (tubul de protecție cu carcasa pentru rulment; pâlnia de rigidizare cu carcasa pentru rulmenți, etc) când se folosesc scule neadecvate;
- distrugerea unor repere la montarea și demontarea ansamblurilor apărătoare pe arborele cardanic.

5.7.3 Concluzii și propuneri după încercarea modelului experimental

Transmisiile cardanice model experimental, realizate în variantele constructive propuse de autor la I.M.U. Megidia, au fost încercate la I.N.M.A. conform metodicii de încercare însușite și aprobate de beneficiar.

Arborii cardanici proiectați în cinci clase de mărimi : 100, 160, 250, 400 și 630 Nm au fost executați în clasele de mărimi 250 și 630 Nm, reprezentative și pentru celelalte clase de mărimi.

Pentru arborii cardanici clasa de mărimi 250 Nm și 630 Nm au fost executate protectori din material plastic la I.N.M.A.

S-au efectuat încercări de laborator și încercări de exploatare ale arborilor cardanici model experimental.

Încercările experimentale de laborator s-au efectuat conform metodicii de încercare expuse la cap.5.2 și cap.5.3, ținându-se cont de normativele prezentate la punctul 5.2.1.

Încercările experimentale în exploatare s-au făcut pe mașina dezaxată pentru săpat gropi MDG-A și freza purtată pentru pășuni FPP-1,3M. S-a ales pentru încercări mașina MDG - A avându-se în vedere că aceasta prezintă modificări foarte mari ale pozițiilor relative față de tractor, transmisiile cardanice sunt foarte lungi, iar unghiurile articulațiilor cardanice sunt mari, prezentând heterocinetisme relativ mari. De asemenea momentul necesar pentru rotirea burghiului mașinii de săpat gropi variază în funcție de proprietățile fizico-mecanice ale solului, diametrul burghiului, regimul de funcționare (turație, avans, etc). Toate acestea dau naștere în transmisia cardanică la momente și forțe mari și variabile.

Analizând rezultatele încercărilor rezultă:

- Arborii cardanici echipați cu protectori au fost realizați conform datelor rezultate din studiul efectuat de autor.

- În urma încercărilor s-au constatat deficiențe de ordin conceptual, deficiențe generate de execuție, deficiențe cauzate de uzare și deficiențe cauzate de factorul uman.

- Ansamblele furcă-țeavă interioară (realizate cu joc maxim de 0,198 mm) și manșon-țeavă interioară (realizat cu joc maxim de 0,6 mm) generează o bătaie radială dinamică de (5-6,5) mm la clasa 250 Nm și (4-5,5)mm la clasa 630 Nm, bătaie radială ce produce vibrații puternice în transmisie, la frecvența de rezonanță amplitudinea deplasărilor lagărelor APP și ARP crescând de (10-15) ori. Elementele telescopice ale arborilor cardanici încercate conform metodei nr.2 nu au rezistat la testul de regim greu.

- La unul din arbori, îmbinarea prin sudură a manșonului cu furca internă a cedat la testul de anduranță-metoda 4. În cadrul aceluiași test asigurarea unuia din rulmenții articulației cardanice s-a deteriorat prin desprinderea inelului de siguranță.

- Articulația cardanică neîntreținută (gresare la fiecare 8 ore de funcționare) s-a distrus prin gripare după 55 ore.

- Fusurile crucilor arborilor cardanici prezintă uzuri în limitele admisibile funcție de timpul de lucru și condițiile de încercare, (0,005-0,014)mm după 500 ore de funcționare la turația și momentul nominal.

- Arborii cardanici au corespuns la:

- testul de solicitare statică - metoda 1;
- testul de solicitare statică a articulației cardanice - metoda 3;
- testul de solicitare dinamică ($\alpha=22^\circ$; 500 ore; 540 min^{-1}) - metoda 4;
- testul de solicitare dinamică ($\alpha=10^\circ$; 31 ore; 540 min^{-1} ; temp. 178°C) - metoda 5;
- testul de solicitare pulsantă - metoda 6;

Arborii cardanici nu au corespuns la testul de solicitare statică a elementelor telescopice - metoda nr.2.

A fost stabilită varianta optimă de protectori pentru arbori cardanici în urma încercărilor experimentale:

- Pâlnii de protecție din copolimer liniar etilenă-acetat de vinil (EVA);
- Pâlnii de rigidizare din polipropilenă antișoc (PPAS-3);
- Carcase pentru rulmenți din polipropilenă antișoc (PPAS-3);
- Lagăre - rulmenți;
- Tuburi de protecție din polietilenă de înaltă densitate (PEI) sau A52BB088;

Varianta optimă prevede fixarea ansamblului apărătoare pe arborele cardanic cu rulmenți, deoarece la încercarea la uzură (conform pct. 5.3.3) bucșele de fricțiune nu corespund.

Pentru fiecare reper al protectorilor s-au mai ales câte două materiale plastice cu proprietăți fizico-mecanice apropiate de materialul variantei optime.

După analiza rezultatelor încercărilor, pentru realizarea unor arbori cardanici fiabili, se propune:

- Micșorarea câmpului de toleranță la ansamblul furcă-țeavă internă în vederea obținerii unui ajustaj presat ușor. Modificarea câmpului de toleranță la elementele telescopice pentru obținerea unui joc mai mic, pentru reducerea nivelului de vibrații produs de arborele cardanic.

- Redimensionarea elementelor telescopice ale arborilor cardanici ca aceasta să reziste la regim greu, conform metodei nr.2.

- La elementele asamblate prin sudură, este necesară prevederea unor ajustaje care să permită o centrare mai bună pentru asamblare sau schimbarea soluției tehnice.
- La proiectarea SDV-urilor pentru executarea prototipului arborilor cardanici este necesară prevederea unor verificatoare pentru controlul formei și măsurarea distanței dintre canalele inelelor de siguranță. Pentru mărirea gradului de fixare al rulmenților se propune execuția inelelor de către producătorul arborilor cardanici, asigurându-se un control al tehnologiei de execuție și al caracteristicilor dimensionale și fizico-mecanice.
- Îmbunătățirea soluției constructive pentru blocarea inelului exterior al rulmentului în carcasă, în timpul exploatarei.
- Corelarea dimensiunii orificiului practicat cu pâlnia de protecție și pâlnia de rigidizare cu posibilitățile practice normale de ungere a articulației cardanice.
- Modificarea formei decupării practicate în pâlnia de protecție în vederea eliminării amorsei de fisură.

La alegerea clasei de mărime a arborelui cardanic pentru o mașină agricolă de către proiectantul acesteia, este necesară cunoașterea spectrului de sarcină al mașinii în diverse condiții de lucru.

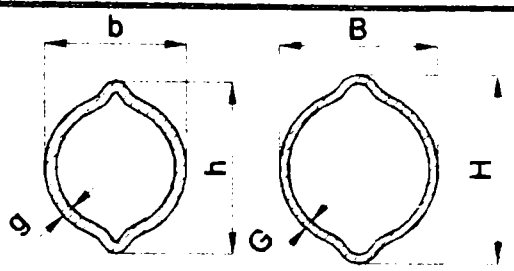
5.8. ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE DE LABORATOR ALE PROTOTIPULUI TRANSMISIILOR CARDANICE

Așa după cum s-a menționat și la cap. 5.1.3, în faza de prototip, după analiza rezultatelor cercetărilor experimentale și a modificărilor constructive și funcționale, în proiectul de execuție, s-au realizat toate cele cinci clase de mărimi ale arborilor cardanici tipizați, echipați cu protectori din materiale plastice. Elementele telescopice s-au realizat din perechi de țevi telescopice profilate (tab.5.20), care permit transmiterea cuplului între cele două articulații cu destinderea și contractarea axială a porțiunii telescopice. Elementul din țevă este presat într-un orificiu corespunzător profilat în butucul furcii, fiind asigurat contra desfacerii cu știfturi elastice.

Prin reconsiderarea soluțiilor și redimensionarea elementelor telescopice realizate din țevi profilate s-au eliminat o serie de defecțiuni, generate atât de deformarea plastică a manșonului, cât și cele generate de sudarea manșonului de țeava de prelungire și de sudarea țevii de prelungire de furca internă.

Ansambele furci - țevi profilate telescopice realizate prin presare, asigurate cu știfturi elastice, precum și micșorarea câmpului de toleranță între elementele telescopice, au condus la reducerea bătăilor radiale dinamice, respectiv reducerea nivelului de vibrații produs de arborele cardanic.

Tabel 5.20

Clasa de mărimi [Nm]						
	Dimensiuni [mm]					
	b	h	g	B	H	G
100	31,55	37,55	3,5	38	44	3
160	34,55	40,55	4	41	47	3
250	34,55	40,55	4	41	47	3
400	41,55	51,55	5	50	60	4
630	41,55	51,55	5	50	60	4

După realizarea fizică a tuturor celor 5 clase de mărimi ale arborilor cardanici, echipați cu protectori, s-au reluat încercările efectuate și asupra modelului experimental.

Încercările statice și dinamice ale arborilor cardanici, s-au executat pe standuri modernizate, asistate de calculator, prezentate în figura 5.36 și figura 5.37.

Aparatura de măsurare și înregistrare la încercări statice și dinamice utilizată:

- amplificatoare N2314 tip IEMI;
- sisteme de achiziție de date - DAP 2400 (SUA).



Fig. 5.36 Stand pentru încercări statice modernizat

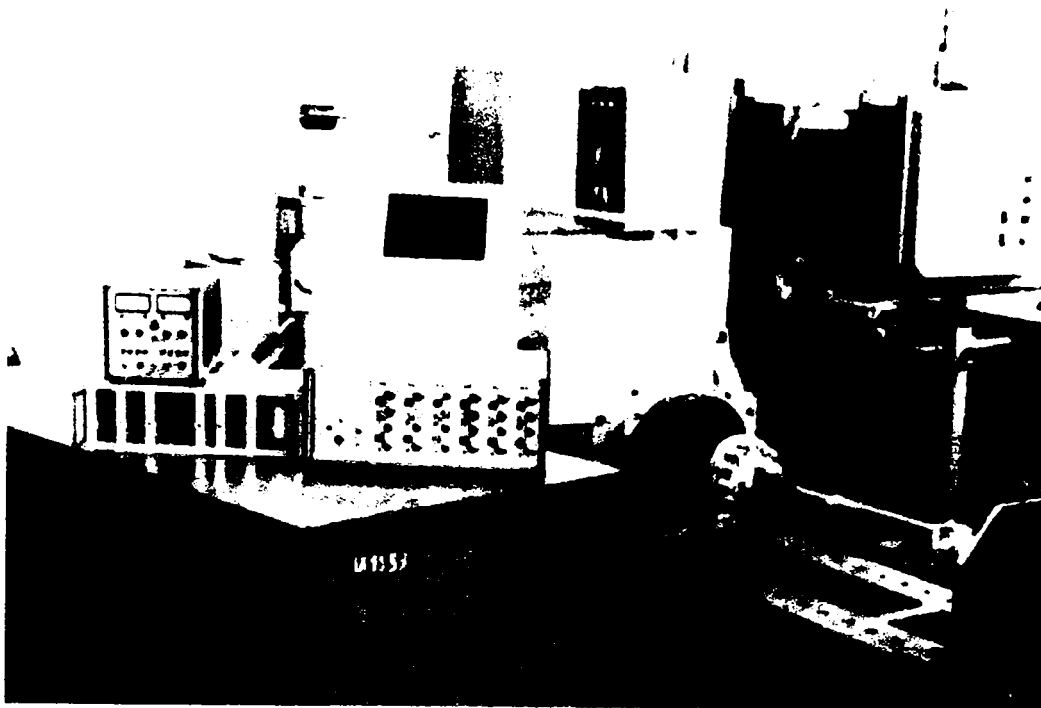


Fig. 5.37 Stand pentru încercări dinamice modernizat

Sistemul de achiziții de date este instalat într-un computer tip Laptop-Note Book 386 DX și acceptă un număr de 16 intrări analoge, cu posibilitatea extinderii lor la 64.

Semnalele se înregistrează direct în computer, iar prelucrarea lor se face ulterior utilizând pachetul de programe nSoft (Anglia).

5.8.1 Încercări statice ale arborilor cardanici

Scopul acestor încercări l-a constituit analiza comportării arborilor cardanici și a pieselor componente în regim de încărcare progresiv la solicitări statice.

Profilele telescopice, conform tabel 5.20, au aceleași dimensiuni pentru clasele 160 Nm și 250 Nm, respectiv pentru clasele 400 Nm și 600 Nm.

Încercările la torsiune statică ale elementelor telescopice s-au efectuat conform metodei nr.2, prezentată la punctul 5.2.3.1.

În figura 5.38 este prezentată variația momentului de torsiune funcție de deformația unghiulară a elementelor telescopice pentru arborii cardanici din clasa de mărime 100Nm. Analizând diagramele de variație ale momentului de torsiune la solicitarea în regim normal la 345 Nm și în regim greu la 482 Nm, rezultă că deformația unghiulară remanentă este zero, analiză prezentată și în lucrarea [63].

În figura 5.39 este prezentată variația momentului de torsiune funcție de deformația unghiulară a elementelor telescopice pentru arborii cardanici din clasele de mărime 160 și 250 Nm. La solicitarea în regim normal la 856 Nm și în regim greu la 1198 Nm, deformația remanentă este zero.

În fig. 5.40 este prezentată variația momentului de torsiune funcție de deformația unghiulară a elementelor telescopice pentru arborii cardanici din clasele de mărimi de 400 și 630 Nm, în regim normal la 1860 Nm și în regim greu la 2790 Nm. Deformație unghiulară remanentă a fost zero la solicitarea pentru funcționarea în regim normal. Pentru clasa de mărime 630 Nm, la solicitarea în regim greu elementele telescopice se deformează remanent și se distrug prin fisurare și rupere la 2700-2800 Nm.

Încercările la torsiune statică ale articulațiilor cardanice s-au efectuat conform metodei nr.3, prezentată la punctul 5.2.3.1.

Diagramele de variație ale momentului de torsiune funcție de deformația unghiulară pentru articulațiile cardanice ale arborilor cardanici clasele de mărimi 100, 160 și 250 Nm sunt prezentate în fig. 5.41, 5.42 și 5.43.

Analizând aceste diagrame, rezultă că deformațiile remanente ale articulațiilor cardanice clasele de mărimi 100, 160 și 250 Nm sunt zero la solicitările prevăzute în metoda menționată.

Pentru articulațiile cardanice clasele de mărimi 400 și 630 Nm diagramele moment de torsiune - deformație unghiulară sunt prezentate în fig. 5.44. și 5.45.

Articulațiile arborilor cardanici clasele 400 și 630 Nm corespund testului metodei nr.3.

La clasa 400 Nm articulațiile cardanice se fisurează și se distrug la un moment de 2700 - 2800 Nm, metoda prevede 2400 Nm.

5.8.2 Încercări la solicitări dinamice ale arborilor cardanici

Încercările la solicitări dinamice conform metodei nr.4, prezentată la punctul 5.2.3.2., s-au efectuat pentru toate clasele de mărimi, timp de 500 de ore, cu încărcarea la momentul nominal al clasei respective, unghiul articulațiilor cardanice la 22° și arborii în extensie maximă (1435 mm). Pentru toate clasele de arbori cardanici, după 500 ore de încercare, nu s-au constatat deteriorări ale arborilor.

La arborii din clasele de mărimi 100 și 160 Nm s-au constatat uzuri ale locașului pentru rulmenți de maxim 0,015 mm la ambele furci.

Pentru arborii din clasa de mărimi 250 Nm s-au constatat uzuri ale locașului pentru rulmenți de 0,015 mm la furca interioară și de 0,020 mm la furca exterioară.

Uzura locașului pentru rulmenți la arborii din clasa 400 Nm a fost de 0,03 mm și de 0,05 mm la arborii din clasa 630 Nm.

În concluzie, arborii cardanici din clasele de mărime 100, 160, 250, 400 și 630 Nm corespund cerințelor metodei nr.4.

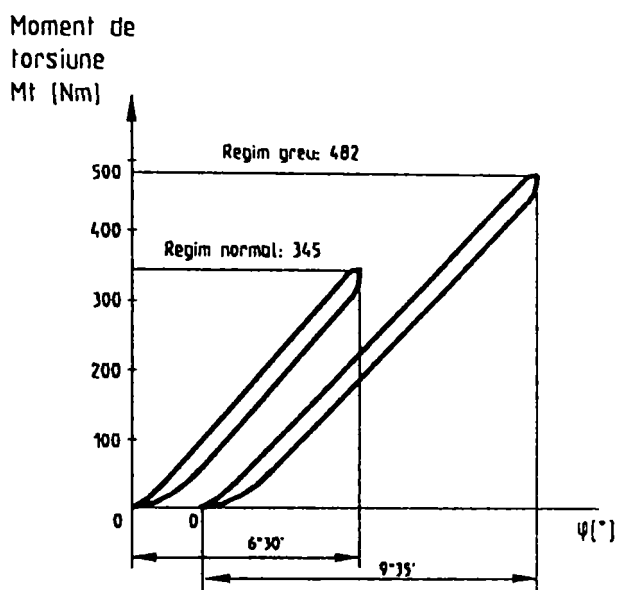


Fig. 5.38 Diagrama φ (M_t) pentru elementele telescopice ale arborelui cardanic clasa de mărime 100 Nm

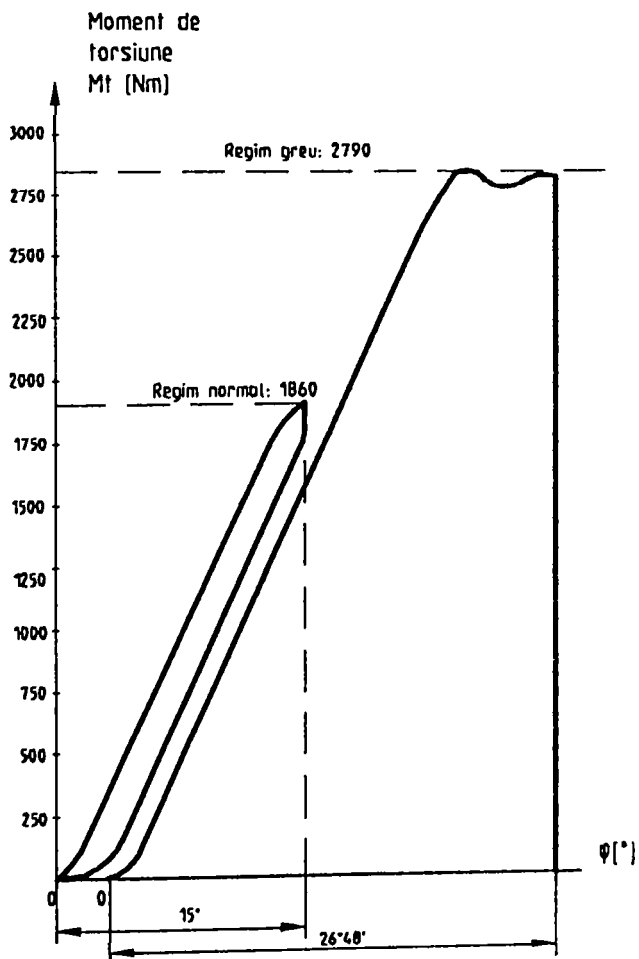


Fig. 5.40 Diagrama φ (M_t) pentru elementele telescopice ale arborelui cardanic clasa de mărime 630 Nm

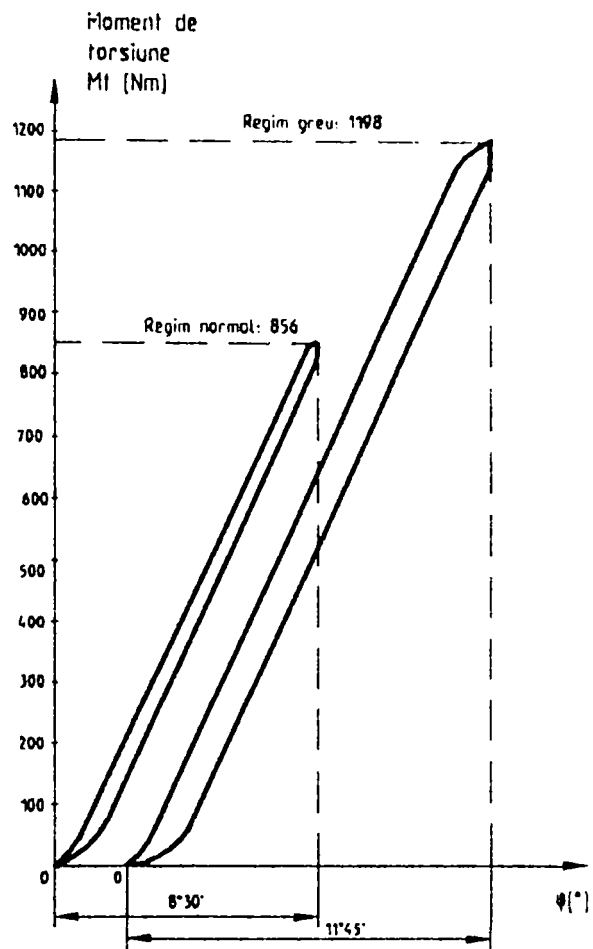


Fig. 5.39 Diagrama φ (M_t) pentru elementele telescopice ale arborelui cardanic clasa de mărime 250 Nm

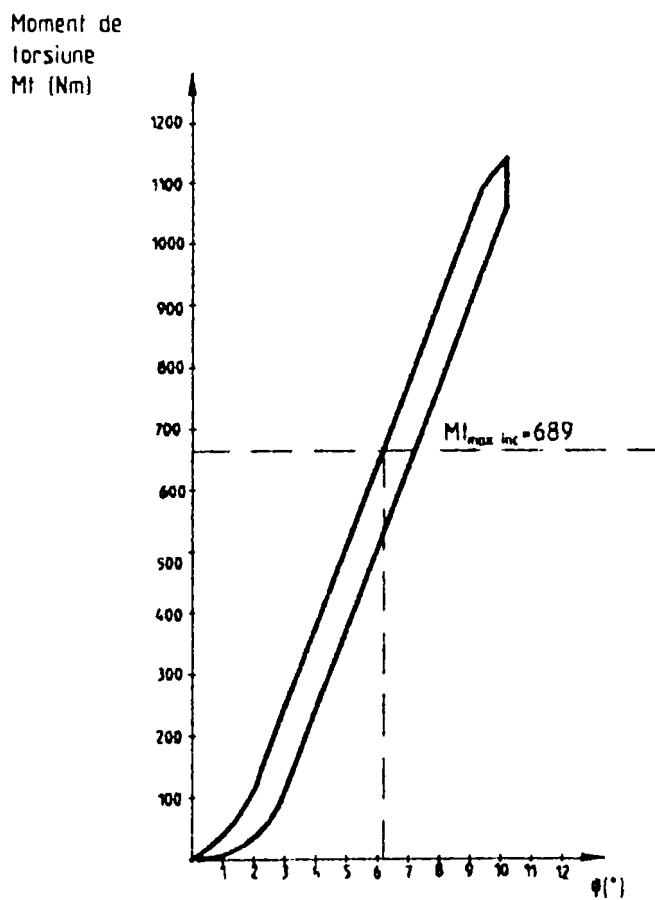


Fig. 5.41 Diagrama φ (M_t) pentru articulațiile cardanice ale arborilor cardanici clasa de mărime 100 Nm

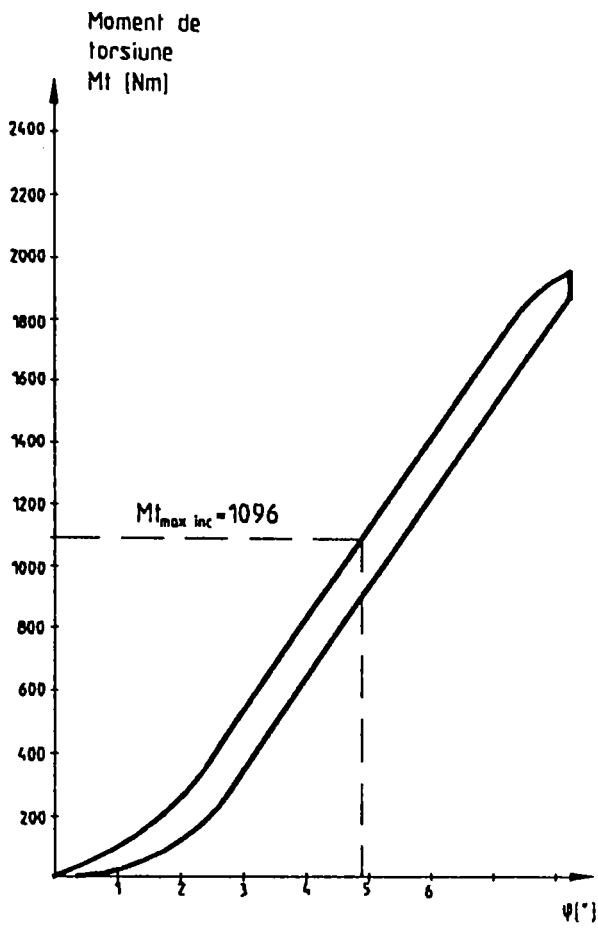


Fig. 5.42 Diagrama φ (M_t) pentru articulațiile cardanice ale arborelui cardanic clasa de mărime 160 Nm

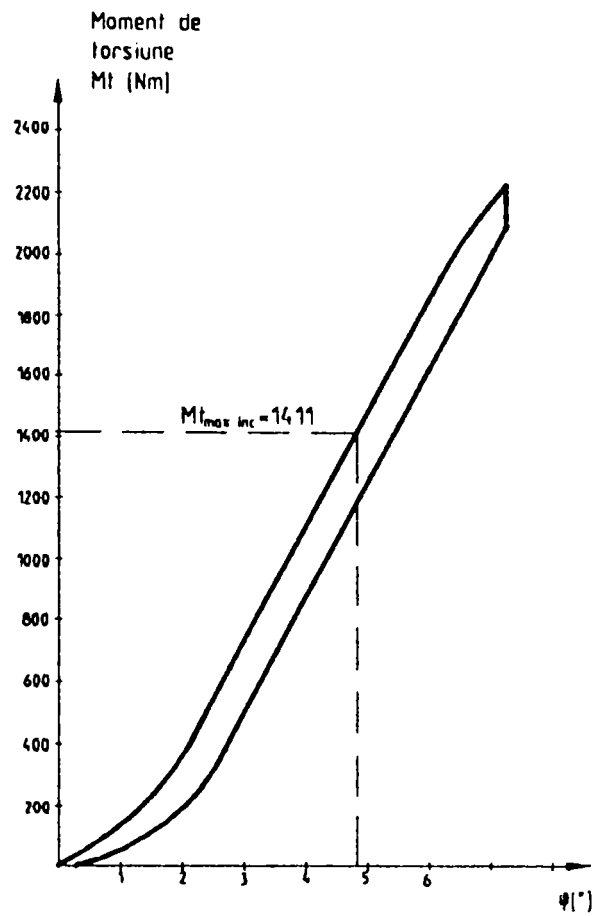


Fig. 5.43 Diagrama φ (M_t) pentru articulațiile cardanice ale arborilor cardanici clasa de mărime 250 Nm

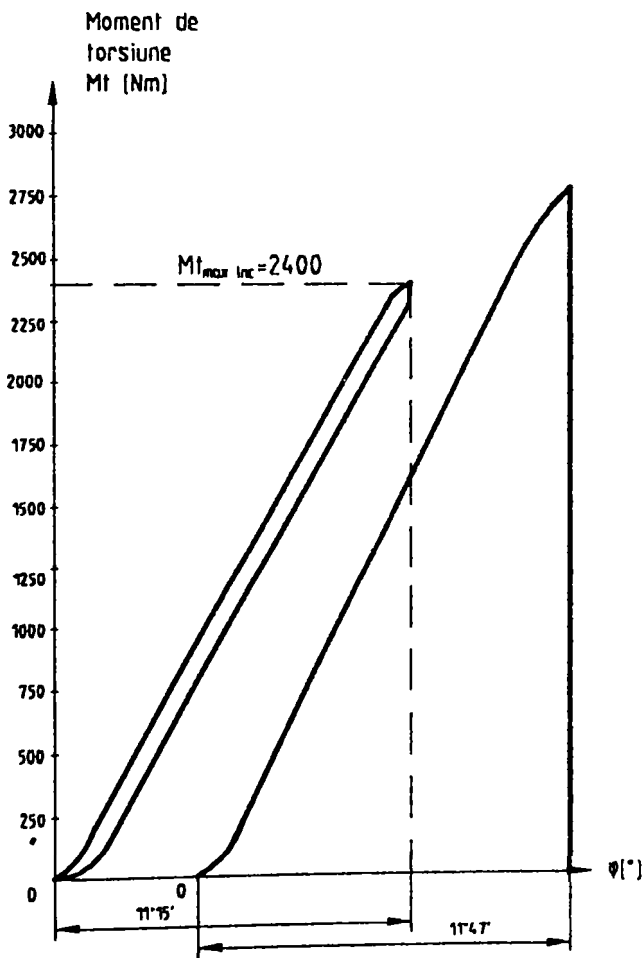


Fig. 5.44 Diagrama φ (M_t) pentru articulațiile cardanice ale arborilor cardanici clasa de mărime 400 Nm

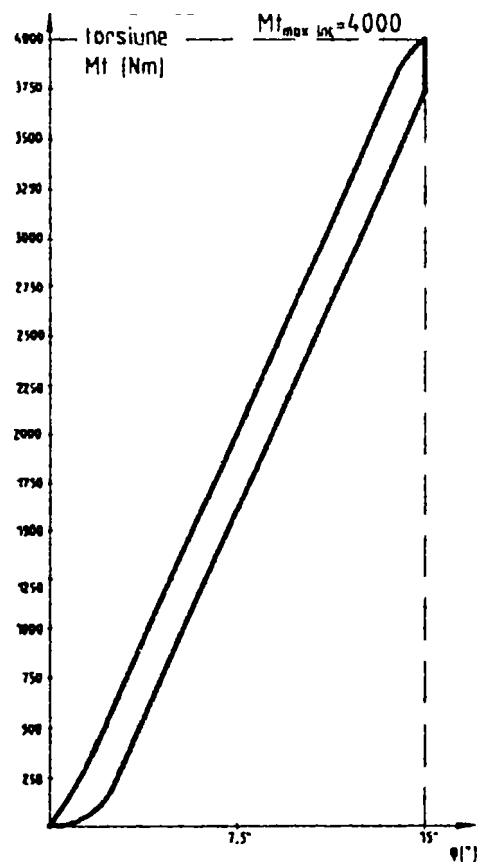


Fig. 5.45 Diagrama φ (M_t) pentru articulațiile cardanice ale arborilor cardanici clasa de mărime 630 Nm

Încercările la torsiune dinamică , la solicitare sub unghi constant, conform metodei nr.5 prevăzute la punctul 5.2.3.2, s-au efectuat pentru toate clasele de mărimi, iar după 31 ore de funcționare temperatura lagărelor cu rulmenți a fost de maxim:

- 135°C la arborii din clasa 100 Nm;
- 145°C la arborii din clasa 160 Nm;
- 150°C la arborii din clasa 250 Nm;
- 150°C la arborii din clasa 400 Nm;
- 155°C la arborii din clasa 630 Nm;

Toate temperaturile lagărelor cu rulmenți au fost sub 178°C, deci arborii corespund cerințelor acestei metode.

Încercările la solicitare dinamică după ciclu pulsator s-au efectuat conform metodei nr.6 (punctul 5.2.3.2), arborii cardanici fiind încercați la un moment de torsiune variabil după un ciclu pulsator, conform tabel 5.21.

Tabel 5.21

Clasa de mărime [Nm]	Momentul minim [Nm]	Momentul maxim [Nm]
100	100	300
160	160	480
250	250	750
400	400	1200
630	630	1890

Arborii cardanici au rezistat acestui test, deoarece după 10.000 cicluri de solicitare au corespuns cerințelor din documentația de execuție.

Încercările funcționale ale articulațiilor cardanice s-au efectuat conform metodelor prezentate la punctul 5.2.3.3 și s-au obținut aceleași rezultate ca cele prezentate la capitolul 5.4.3.

5.8.3 încercări de laborator ale prototipului de protectori

Protectorii din materiale plastice de la arborii cardanici tipizați clasele 100, 160, 250, 400 și 630 Nm supuse încercărilor au fost executate din următoarele materiale:

- pâlnie de protecție, reper 32.00.00.02.0 din copolimer liniar etilenă-acetat de vinil (EVA), cod B-2-2-A/116A;
- pâlnie de rigidizare, reper 32.00.00.11.0 din poliamidă 6 tip A (Relon);

- carcasă rulment, cod 32.00.00.12.0 și 32.00.00.13.0 din poliamidă 6 tip A (Relon);
- tub protecție 76, reper 32.01.00.14.0 și tub protecție 69 reper 32.01.00.15.0 din polietilenă de înaltă densitate cod A-4-2-EP-B/094/900;
- rulment 6011-2RS, SR 3041:1993;
- inel elastic STAS 5848/2 -88;
- lanț reper 32.00.16.00.0.

Încercările experimentale ale prototipului protectorilor din materiale plastice ale arborilor cardanici s-au efectuat conform metodicii de încercare expuse în capitolul 5.3, iar rezultatele au fost similare sau chiar identice cu cele obținute la modelul experimental și descrise în capitolul 5.5.

5.9. ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE ÎN EXPLOATARE ALE PROTOTIPULUI ARBORILOR CARDANICI

5.9.1 Stabilirea condițiilor și a operațiilor de încercări

În vederea pregătirii arborilor cardanici pentru încercări, au fost executate următoarele operații:

- verificarea lotului de arbori cardanici pentru identificarea clasei de mărime (moment nominal) și a lungimilor minime;
- montarea pieselor componente ale protectorilor la arborii cardanici care au fost destinați să lucreze în anduranță;
- ungerea elementelor prevăzute în acest sens în documentație.

Etapele parcurse la încercări au fost următoarele:

- expertiza tehnică inițială;
- probe de laborator și laborator-câmp;
- încercări de anduranță în exploatare.

Condiții de mediu.

Încercările arborilor cardanici nu ridică probleme speciale privind calitatea mediului ambiant, cu excepția probelor la care se folosește aparatură specială de înregistrare a datelor. În aceste cazuri trebuie îndeplinite următoarele condiții de mediu:

- lipsa precipitațiilor sau umezelii excesive;
- viteza vântului sub 3m/s;
- temperatura minimă a aerului 6-8 °C.

Stabilirea stării tehnice inițiale

În prima fază, verificarea dimensiunilor de ansamblu s-a efectuat prin măsurarea principalei cote de gabarit, care este lungimea minimă (L_{\min} =distanța minimă între axele crucilor când cardanul este strâns la minim). Analizând datele obținute, se constată că, raportate la valorile din documentație, abaterile dimensionale nu sunt semnificative, fiind cuprinse în intervalul 0,49-1,08%

În cadrul acestei faze s-au verificat în principal cotele legate de cuplarea la APP sau ARP și cele care influențează montarea pe arborii cardanici a protectorilor.

De asemenea au fost verificate cotele elementelor de asigurare în timpul funcționării (cum sunt butoanele de asigurare pe arborii prizelor).

Măsurătorile dimensionale ale reperelor s-au efectuat pe un număr de șapte arbori cardanici (unul din clasa 100 Nm, doi din clasa 160 Nm, doi din clasa 250 Nm, unul din clasa 400 Nm și unul din clasa 630 Nm), verificându-se un număr de aproximativ 50 de cote de execuție pentru fiecare dintre arborii cardanici supuși expertizei.

În urma expertizării s-a constatat că abaterile care apar la țevile telescopice (depășirea răsucirii maxime admise sau diferența de calibrare) pot duce la griparea cardanului în momentul culisării. Fenomenul de blocare al țevilor apare numai la cardanele de lungime mare, în special de lungime maximă ($L_{\min}=1.010$ mm), în care nu este respectată condiția de abatere maximă la răsucire.

5.9.2 Probe de laborator și laborator - câmp

În cadrul probelor de laborator și laborator-câmp s-au efectuat următoarele determinări:

- modalitatea de montare a protectorilor transmisiilor cardanice;
- modul de cuplare și compatibilitatea arborilor cardanici la agregatele formate din diferite tipuri de tractoare și mașini agricole;
- condiții de funcționare în cadrul agregatelor agricole.

În ceea ce privește montarea protectorilor s-au constatat, consemnat și remediat unele defecte apărute ca urmare a unor abateri la reperele care asigură montarea corectă a transmisiei cardanice.

a) Modalitatea de cuplare și compatibilitatea arborilor cardanici cu agregate tractor-mașină agricolă

Arborii cardanici din clasele 100 și 160 Nm au fost încercați la cuplarea și acționarea mașinilor agricole cu tractoare din grupa 300 (U 302, U 335 DT) și cu prototipurile tractorului de 20 CP-HART 200 DT.

Arborii cardanici din clasa 250 Nm au fost încercați la tractoarele din clasa 45 CP (U 445, U445 DT, L445) și la tractorul U 302.

Arborii cardanici din clasa 400 și 630 Nm au fost încercați la cuplarea și acționarea mașinilor agricole cu tractoarele U650 M și U 1010 DT.

În tabelul 5.22 sunt prezentate datele privind diferitele variante de agregate la care au fost cuplați arborii cardanici.

În fig. 5.46 și 5.47 sunt prezentate modul de cuplare a arborilor cardanici la priza de putere a tractorului U 445 și U 650 M.

Tabel 5.22

Nr. crt.	Tractor utilizat	Cardan	Mașina agricolă în agregat
		$L_{min}/reper$	
0.	1.	2.	3.
1.	U 445	610 / 31.04	Freză FU - 1,6
2.	U 445	510 / 31.03	Cositoare CP - 40
3.	U 445 DT	710 / 31.05	Cisternă de împrăștiat urină RCU-2,5
4.	L 445	510 / 21.03	Greblă GF
5.	U 302	610 / 31.04	Cositoare CPF - 1,5
6.	U 302	610 / 31.04	Greblă GF
7.	HART 200	610 / 11.04	Cositoare CPF - 1,5
8.	HART 200	510 / 11.03	Freză FUU - 1,25
9.	U 445 DT	610 / 21.04	Mașină de administrat îngrășăminte chimice MIC 300
10.	U 650	1015 / 41.07	Mașină de administrat amendamente Ma-3,5 A
11.	U 1010 DT	1015 / 51.07	Mașină de administrat amendamente Ma-6
12.	U 1010 DT	1015 / 51.07	Freză FU - 1,6
13.	U 650	465 / 41.01	Semănătoare SPC 8
14.	U 650	610 / 41.04	Combină siloz C.S.U.
15.	U 650	615 / 41.04	Mașină erbicidat MET
16.	U 650	515 / 41.03	Freză dezaxată FD
17.	U 650	1015 / 41.07	Vindrover tractat

Altă situație în care au fost verificați și încercați arborii cardanici a constituit-o transmiterea mișcării în lanțurile cinematice ale diferitelor utilaje, cum ar fi:

- tractor U 650 cu mașina de recoltat coceni de porumb, în cadrul căreia au fost montați doi arbori cardanici (860 și 1010 mm) pentru transmiterea momentului motor de la priza de putere la reductorul mașinii;

- vindrover pentru furaje V - 65, pe care s-a montat arborele cardanic 710 cu lungimea adoptată la dimensiunea necesară;

- cardanul de 250 Nm a fost folosit și cu tractorul U 650 la acționări unde nu se utilizează integral momentul disponibil al prizei (ex. acționarea ventilatorului la semănătoarea de prășitoare SPC 8).

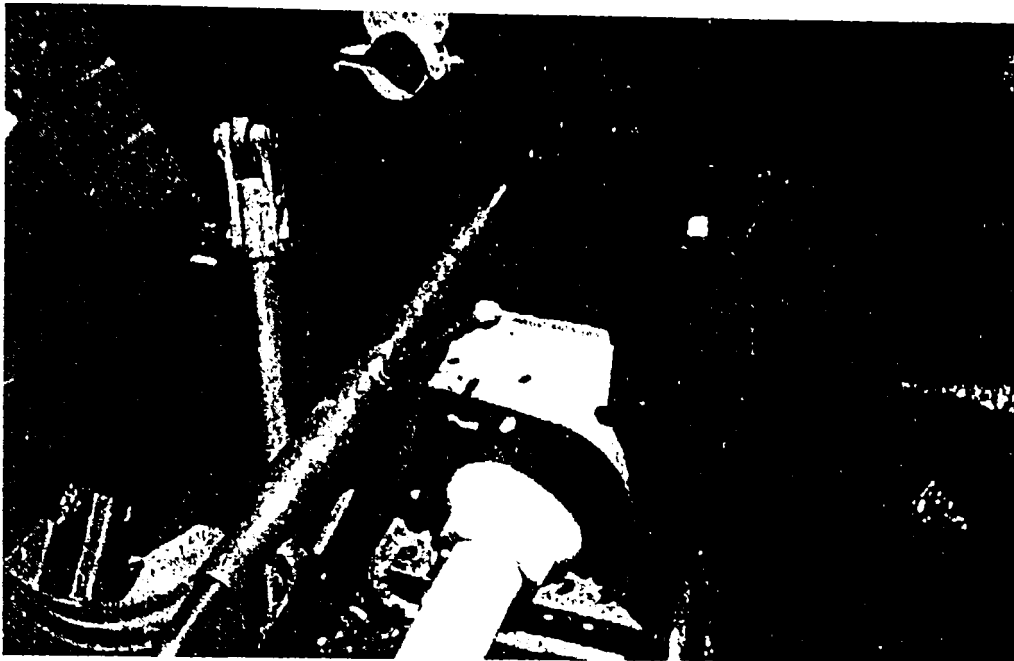


Fig. 5.46 Arbore cardanic montat la priza de putere a tractorului U - 445



Fig. 5.47 Arborele cardanic montat la priza de putere a tractorului U - 650 M

b) Condiții de funcționare în cadrul agregatelor agricole

Probele efectuate în vederea verificării condițiilor de funcționare în cadrul agregatelor agricole au urmărit comportarea, în condiții reale de funcționare a transmisiilor cardanice.

În cadrul încercărilor s-au verificat:

- Compatibilitatea dintre arborele cardanic cu protector și arborele prizei de putere cu apărătorile de la tractoare, reglementată prin STAS 8773 -87 ȘI ISO 500.

La aceste verificări nu s-au observat necorelări.

- Unghiul de funcționare al arborelui cardanic .

În cadrul agregatelor formate se respectă condiția impusă de normative, ca unghiul maxim de funcționare al arborelui cardanic să nu depășească 15° la o funcționare prelungită.

Exemple: - U 445 + Freză FU - unghi de 11° ;

- U 302 + CPF 1,5 - unghi 10-11°;
- U 650 + mașină de recoltat coceni - unghiuri de 6° și 3°;
- HART 200 + GF - unghi de 3°;
- U 650 + MA 3,5 A- unghi de 7-8°;
- U 650 + SPC 6 - unghi de 10-15°;
- U 1010 + FU 1,6 - unghi de 13-14°;
- U 650 + MET - unghi 5-6°.

Singurul caz în care s-a depășit unghiul maxim respectiv, realizându-se cca. 18°, a fost la agregatul U445 DT + RCU 2,5. La funcționarea în anduranță s-a observat că arborele cardanic a rezistat bine și în aceste condiții.

- Lungimea de funcționare a cardanului.

Arborii cardanici au funcționat în general la lungimile prescrise în documentație, neexistând cazuri de alungire peste limitele admise.

În cazul arborelui cardanic folosit la vindroverul V - 65 nu s-a găsit o lungime constructivă care să satisfacă funcționarea. În acest caz s-a utilizat cardanul de 710 mm la care au fost scurtate țevile telescopice. În condițiile respective ansamblul a funcționat corespunzător. Deci, pentru situația în care nu se găsește o lungime potrivită cu cea prevăzută în documentație, există posibilitatea scurtării țevilor telescopice, fără ca aceasta să influențeze negativ funcționarea arborelui cardanic.

c) Determinări ale momentelor dezvoltate în arborii cardanici

În vederea măsurării momentului care apare în arborele cardanic s-a realizat pe un cardan de 250 Nm un dispozitiv cu mărci tensiometrice.

Pentru măsurători de moment la celelalte clase de cardane s-a utilizat priză tensiometrică [16].

În figura 5.48, 5.49, 5.50 și 5.51 sunt prezentate câteva din diagramele de momente și tablele cu valori obținute la încercările efectuate, pentru diferite situații de utilizare a arborilor cardanici.

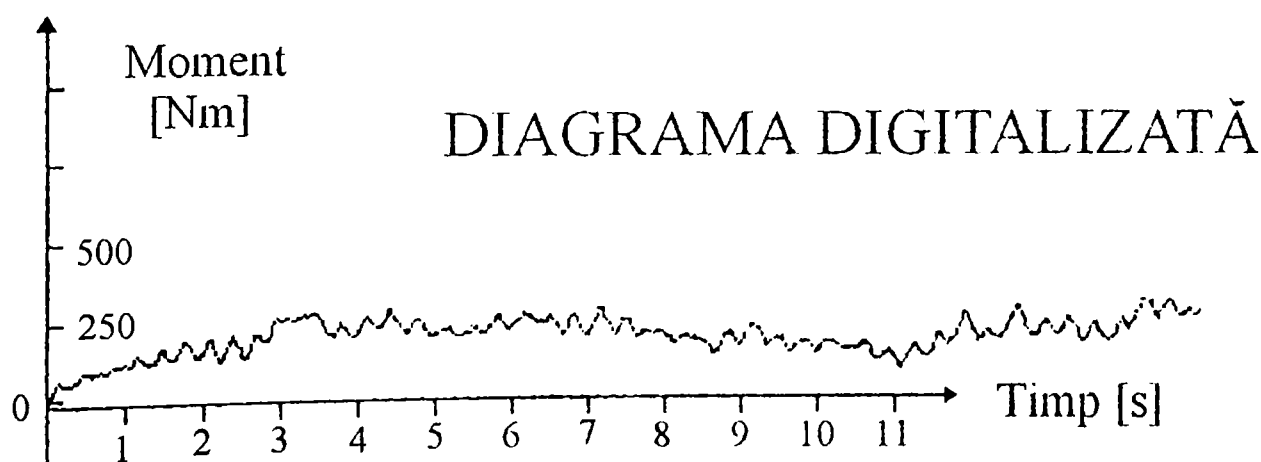
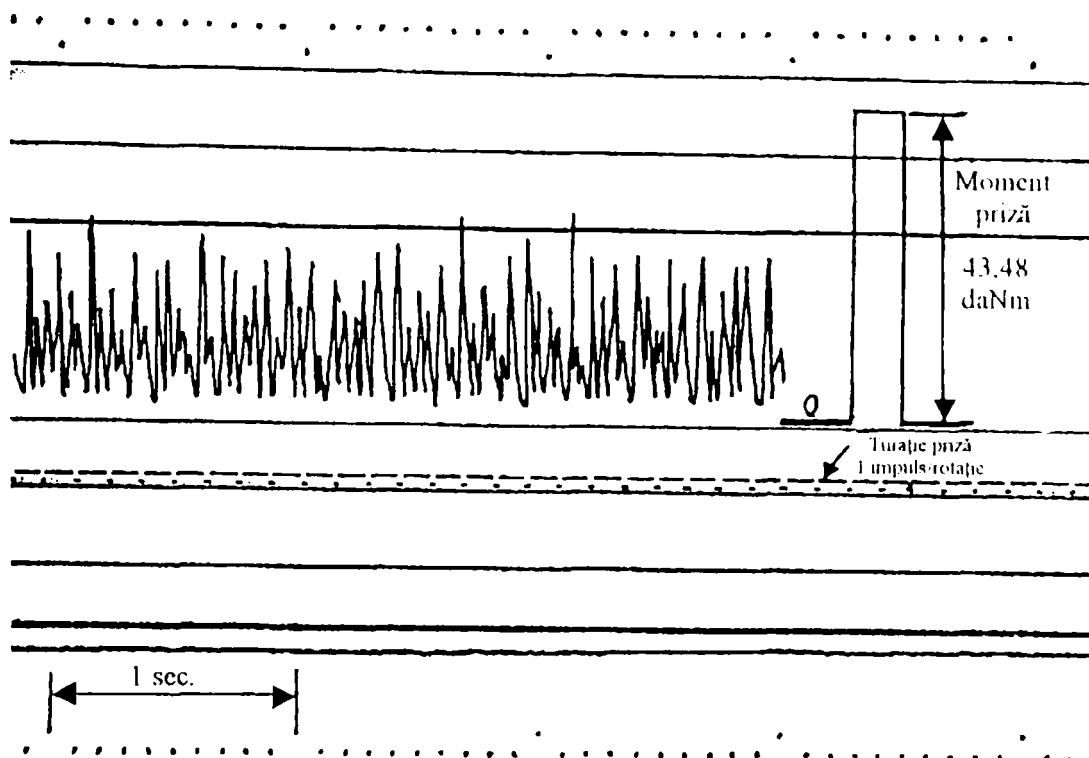


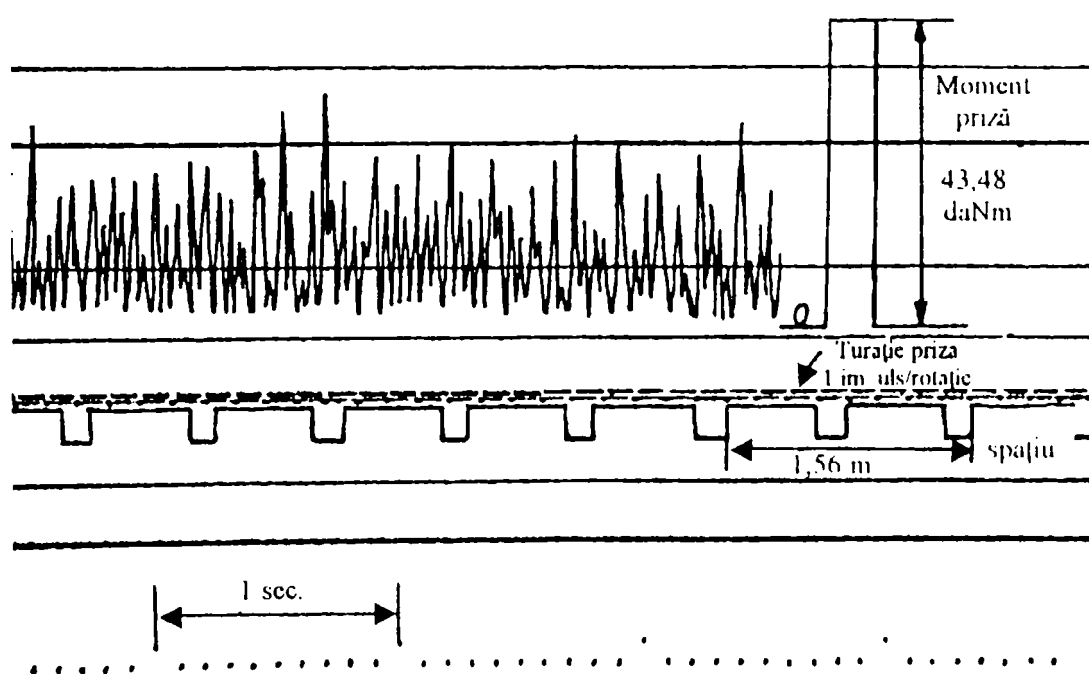
Fig. 5.48 Momente înregistrate la cardanul montat în agregatul format din tractorul U 445 și freza FU - 1,6



Indici principali determinanți

Fig. 5.49 Momente înregistrate la cardanul de lungime 860 mm (250 Nm) montat pe mașina de tăiat coceni de porumb

Nr.crt	Indice	U.M.	Valori
1.	Turație la priza de putere	rot / min	474
2.	Moment mediu	daNm	12,95
3.	Moment maxim	daNm	27,2
4.	Moment minim	daNm	2,5
5.	Putere la priză	kw	6,3

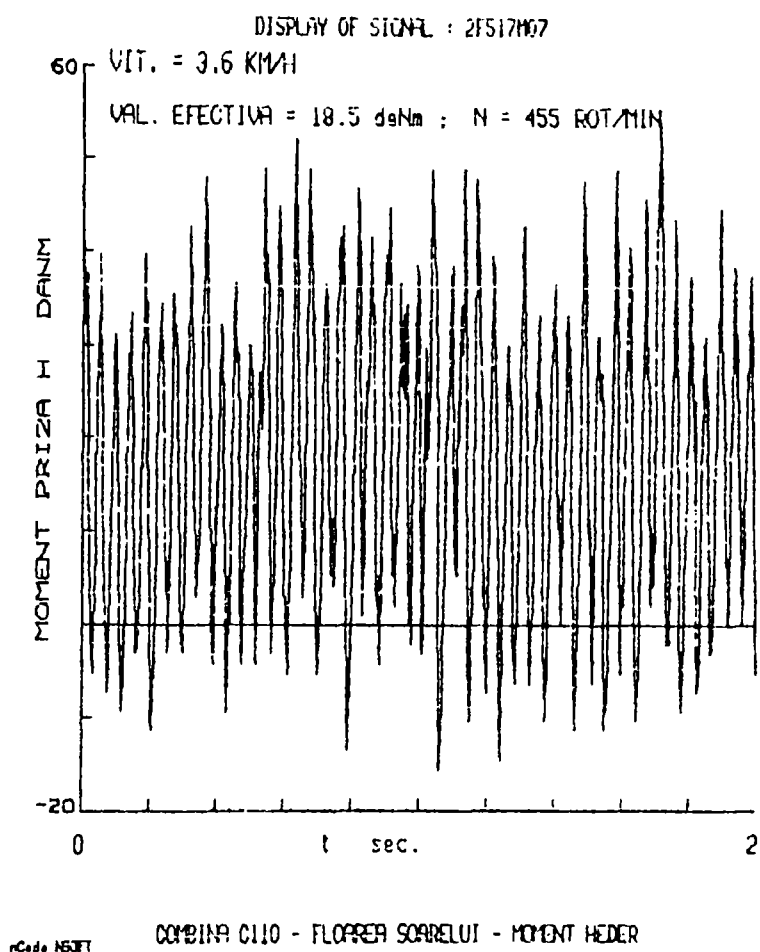


Indici principali determinanți

Fig. 5.50 Momente înregistrate la cardanul de lungime 1010 mm (250 Nm) montat pe mașina de tăiat coceni de porumb

Nr.crt	Indice	U.M.	Valori
1.	Turație la priza de putere	rot / min	423
2.	Moment mediu	daNm	14,33
3.	Moment maxim	daNm	28,60
4.	Moment minim	daNm	1,85
5.	Putere la priză	kw	6,2

Fig. 5.51 Momente înregistrate la cardanele montate la hederul combinei C-110



5.9.3 Încercări în duranță

În cadrul încercărilor în exploatare s-au realizat lucrări agricole cu agregatele prezentate în tabelul 5.23.

Tabel 5.23

Nr.crt.	Agregat agricol	Arbore cardanic clasa/ L_{min} [mm]	Ore de funcționare arbore cardanic în sarcină nominală
0	1	2	3
1.	U 445 + FU 1,6	31/610	140
2.	U 302 + CPF 1,5	31/610	165
3.	U 445 + RCU 2,5	31/710	97
4.	U 302 + GF	31/610	138
5.	U 353 DT + Circular pt. tăiat lemne	21/560	85
6.	U 650 + mașină de recoltat coceni	31/860 31/1010	27
7.	Vindrover V - 65	31/710 (scurtată)	110
8.	U 445 + grup hidraulic de la remorca U 675	31/860	26
9.	U 445 + CP40	31/510	10
10.	U 650 + MA 3,5 A	41/1015	185
11.	U 1010 DT + MA 6	51/1015	460
12.	U 1010 DT + FU 1,6	51/615	230
13.	U 650 + SPC 8	41/465	180

Tabel 5.23 (continuare)

0	1	2	3
14.	U 650 + CSU	41/610	320
15.	U 650 + MA 6	41/1015	250
16.	U 650 + (MET și SPC 6)	41/615	290
17.	U 650 + SPC 6	41/560	310
18.	U 1010 DT + FU 1,6	51/615	415
19.,20.	U 650 + freză FD (al doilea arbore în serie cu un cuplaj de fricțiune)	41/465	115
		41/515	115
21.	U 650 + Mașină de stropit livezi	41/615	195
22.,23.	U 650 + Vindrover tractat	51/1015	55
		41/700	55
24.	U 650 + SPC 6	41/465	430

În figura 5.52 și 5.53 sunt prezentate aspecte de la încercarea în exploatare a arborilor cardanici echipați cu protectori.

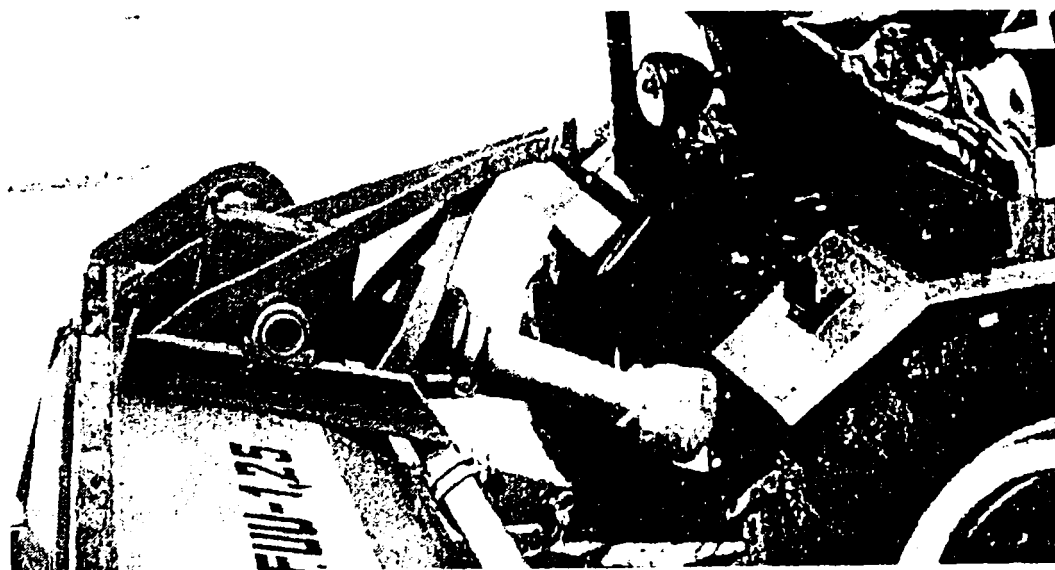


Fig. 5.52 (a) Aspecte de la lucrul cu freza FUU 12,5 mașina în poziție de transport

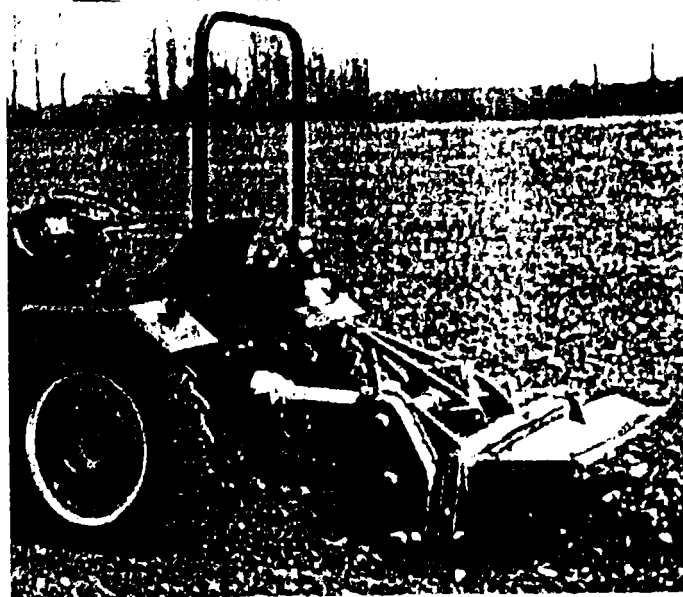


Fig. 5.52 (b) Aspecte de la lucrul cu freza FUU 12,5 mașina în poziție de lucru

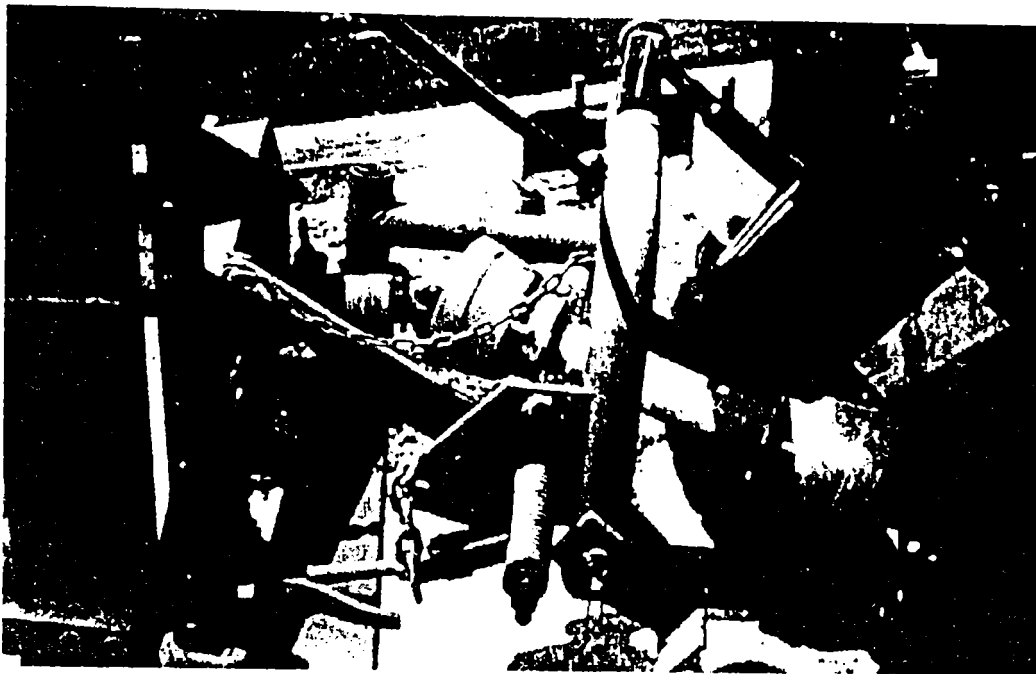


Fig. 5.53 (a) Aspecte de la lucrul cu cositoare. Mașina în poziție de transport



Fig. 5.53 (b) Aspecte de la lucrul cu cositoare. Mașina în poziție de lucru

Pe parcursul încercărilor de laborator și exploatare s-au produs un număr redus de defecțiuni ne semnificative și care din lipsă de spațiu nu vor fi prezentate.

Nici unul din arborii cardanici încercați nu a prezentat defecțiuni care să ducă la scoaterea lui definitivă din funcționare.

La expertiza tehnică finală nu s-au înregistrat uzuri semnificative și nici tendințe de deformare.

5.10 CONCLUZII PRIVIND CERCETĂRILE EXPERIMENTALE ALE TRANSMISIILOR CARDANICE DE ACȚIONARE A MAȘINILOR AGRICOLE

Arborii cardanici tipizați cu protectori, pentru mașini agricole, realizați de autor împreună cu un grup de specialiști de la I.N.M.A. și de I.M.U. Megidia, au fost încercați la I.N.M.A. conform metodicii de încercare însușite și aprobate de beneficiar.

Arborii cardanici tipizați, destinați să transmită mișcarea (momentul) de la arborele prizei de putere al tractorului la arborele receptor al mașinii agricole sau la transmisiile interne ale mașinilor agricole, au fost proiectați și executați (în faza de prototip) în cinci clase de mărimi, în funcție de momentul nominal transmis: 100 Nm, 160 Nm, 250 Nm, 400 Nm și 630 Nm.

Construcția arborilor cardanici este metalică, cu țevi telescopice profilate și echipați cu protectori nerotativi din materiale plastice.

S-au efectuat încercări de laborator și încercări de exploatare ale arborilor cardanici pentru toate clasele de mărimi executate.

Încercările experimentale de laborator s-au efectuat conform metodicii de încercare expuse la cap.5.2 și cap.5.3, ținându-se cont de normele prezentate la punctul 5.2.1.

În faza de proiectare și de execuție a prototipului a arborilor cardanici tipizați s-a ținut cont de concluziile și propunerile după încercarea modelului experimental, prezentate în cap.5.7.3, eliminându-se defecțiunile generate de concepția constructivă sau cele generate de execuție, și anume:

- s-a reconsiderat forma constructivă și dimensiunile profilelor telescopice, prezentate în tabelul 5.20, stabilindu-se un joc optim între profile, în vederea reducerii nivelului de vibrații produs de arborele cardanic;

- prin realizarea elementelor telescopice din perechi de țevi profilate pe toată lungimea lor, produse de către firme specializate, s-au eliminat toate ansamblele realizate prin sudură, care au generat deficiențe atât în execuție cât și în exploatare. Îmbinarea elementelor telescopice profilate cu furcile interne se face prin presarea capătului de țevă profilată într-un orificiu corespunzător executat în butucul furcii, fiind asigurat contra desfacerii axiale cu știft elastic;

- s-a corelat dimensiunea orificiului practicat în pâlnia de protecție și pâlnia de rigidizare a protectorului cu posibilitățile practice de ungere a articulației cardanice.

În urma încercărilor arborilor cardanici tipizați, echipați cu protectori din materiale plastice, se desprind următoarele concluzii principale:

- verificările efectuate la măsurarea dimensiunilor elementelor componente nu au scos în evidență abateri semnificative;

- la expertiza tehnică inițială au apărut unele abateri la cotele care condiționează montarea protectorilor și cuplarea corectă a țevelor profilate, ca de exemplu:

- cota de montaj a rulmentului protectorului;
- cotele canelurilor furcii externe de cuplare la priza de putere;
- diferența de calibrare a țevelor profilate, care duc la blocarea mișcării de culisare.

Se menționează faptul că, la faza de prototip, la grupele de cardane trimise la încercări s-au redus semnificativ abaterile la cotele de execuție.

- arborii cardanici au fost încercați în exploatare, funcție de clasa de moment, în cadrul diverselor agregate formate cu tractoarele : U 445DT, U445, U302, U353, HART 200 DT, U 650 M și U 1010 DT. De asemenea arborii cardanici au fost verificați în cadrul lanțului cinematic de la diferite utilaje, la transmiterea mișcării de rotație (Vindrover V65, mașină de recoltat coceni, combină de cereale, etc);

- verificarea unghiurilor de lucru a scos în evidență faptul că transmisiile cardanice încercate funcționează bine în domeniul admis (0-15°), observându-se o comportare satisfăcătoare și la unghiuri mai mari (18-22°);

- modificarea lungimii nominale a țevelor telescopice prin scurtarea lor în caz de necesitate, nu duc la probleme în exploatare;

- la urmărirea încercărilor în laborator și în exploatare, s-a constatat că arborii cardanici din noile familii realizate funcționează mai silențios decât tipurile modelului experimental și ale celor existente în exploatare;

- prin formele constructive adoptate, la realizarea componentelor ce alcătuiesc articulația cardanică (furci, cruce cardanică), s-a reușit realizarea unui unghi de frângere de 105°, fără transmiterea mișcării;

- prin calculele și prin verificările executate la încercări, s-au determinat lungimile maxime de telescopare în exploatare și fără sarcină, conf. tabel 5.2;

- s-au realizat protectori din materiale plastice care, prin formele constructive adoptate [101], nu au nevoie de nici un element suplimentar pentru asigurarea montajului părților componente și a unei bune funcționări și protejări la intemperii.

Analizând rezultatele obținute la încercările de laborator și în exploatare ale arborilor cardanici echipați cu protectori din materiale plastice, clasele de mărime 100 Nm, 160 Nm, 250 Nm, 400 Nm și 630 Nm rezultă că aceștia corespund cerințelor standardelor interne și internaționale de care s-a ținut cont în elaborarea metodicii de încercare.

Pe baza acestor rezultate bune obținute, autorul împreună cu colaboratorii, au conceput și proiectat completarea gamei tipodimensionale de arbori cardanici tipizați cu protectori pentru mașini agricole [66], cu clasele de mărimi 800 Nm, 1.000 Nm și 1.250 Nm, precum și arborii cardanici superangulari homocinetici tipizați, cu protectori, pentru mașini agricole [62], clasele de mărimi 250 Nm, 400 Nm, 630 Nm și 800 Nm, neasimilați încă la noi în țară.

6. CONTRIBUȚII ORIGINALE, CONCLUZII FINALE ȘI VALORIFICAREA REZULTATELOR CERCETĂRII

Prin cercetarea efectuată asupra transmisiilor cardanice folosite ca lanț cinematic pentru transmiterea energiei mecanice necesare antrenării organelor active ale mașinilor agricole, în interdependență cu lanțul cinematic pentru transmiterea energiei mecanice necesare deplasării mașinii agricole, lanțuri cinematice ce constituie mecanismul de cuplare al tractorului cu mașina agricolă, au fost aduse următoarele contribuții originale:

1. Contribuții teoretice și experimentale privind realizarea unor mecanisme de cuplare raționale ale agregatului agricol tractor-mașină agricolă cu respectarea cerințelor impuse acestor mecanisme, optimizarea parametrilor constructivi și funcționali ai transmisiilor cardanice de acționare ale mașinilor agricole.
2. Stabilirea relațiilor de calcul și efectuarea analizei cinematice a transmisiilor bicardanice dintre tractor și mașina agricolă purtată, funcție de parametrii cinematici ai mecanismului de suspendare, mecanism ce constituie lanțul cinematic suport al transmisiei bicardanice la aceste mașini.
3. Analiza influenței diferiților parametrii cinematici, constructivi ai lanțului cinematic suport asupra legii de transmitere a transmisiei cardanice dintre tractor și mașina agricolă purtată. S-au trasat diagramele cinematice de variație ale unghiurilor α_1 și α_2 și ale heterocinetismului transmisiei bicardanice, punându-se în evidență parametrii asupra cărora proiectantul de mașini agricole poate acționa (în special coordonata X_B a arborelui de putere) pentru a scădea heterocinetismul transmisiei și variația lungimii arborelui intermediar.
4. Elaborarea unui algoritm de calcul pentru determinarea limitelor domeniului soluție de amplasare a arborelui receptor de putere pe mașina agricolă, funcție de condițiile concrete în care urmează să fie montată și să funcționeze transmisia cardanică aleasă.
5. Stabilirea relațiilor de calcul și efectuarea analizei cinematice a transmisiilor bicardanice dintre tractor și mașina agricolă monoax tractată, funcție de parametrii cinematici ai lanțului cinematic suport tip S.
6. În urma analizei cinematice a influenței unor parametri constructivi ai lanțului cinematic suport asupra transmisiei bicardanice dintre tractor și mașina agricolă monoax tractată, s-au trasat diagramele de variație ale unghiurilor articulațiilor cardanice și ale heterocinetismului transmisiei. Prin

evidențierea influenței acestor parametri asupra heterocinetismului transmisiei cardanice se pot lua decizii optime de către proiectant în cea ce privește configurația lanțului cinematic suport.

7. Stabilirea relațiilor de calcul și efectuarea analizei cinematice a transmisiilor tricardanice cu lagăr intermediar mobil (uzuale) și cu lagăr intermediar fix dintre tractor și mașina agricolă monoax tractată.
8. Identificarea influenței unor parametrii constructivi și funcționali ai lanțului cinematic suport asupra legii de transmitere a transmisiilor tricardanice, stabilind parametrii cinematici principali cu influență majoră asupra homocinetismului transmisiei, asupra căruia proiectantul va putea acționa pentru optimizarea funcționării mecanismului de cuplare tractor-mașină agricolă.
9. Stabilirea relațiilor de calcul pentru determinarea valorii minime a unghiului dintre axele unei articulații cardanice pentru evitarea fenomenului de brinelare.
10. Stabilirea unor criterii care stau la baza optimizării cinematice a transmisiilor cardanice dintre tractor și mașina agricolă.
11. Crearea unei game tipodimensionale raționale de transmisii cardanice și elemente specifice pentru întreaga gamă de mașini agricole. În cadrul proiectului de execuție s-a ținut cont de prevederile standardelor interne și internaționale în domeniu.
12. Elaborarea metodicilor încercărilor experimentale ale transmisiilor cardanice, atât la solicitări statice și dinamice ale arborilor cardanici, cât și ale protectorilor din mase plastice ale acestora.
13. Îmbunătățirea parametrilor constructivi și funcțională ai transmisiilor cardanice folosite pentru acționarea mașinilor agricole, fapt pus în evidență și de soluțiile adoptate la realizarea fizică a dispozitivului de zăvoare și a apărătorilor pentru transmisii cardanice, care fac obiectul brevetelor de invenție nr. 100725/1992 și 102400/1993.
14. Stabilirea variantelor de protectori ale arborilor cardanici, atât din punct de vedere al alegerii materialelor plastice ce pot fi folosite pentru execuția diferitelor părți componente, cât și din punct de vedere al variantei constructive și funcționale de montaj.

Pe baza studiului efectuat și a rezultatelor cercetărilor teoretice și experimentale, poate fi formulată următoarea concluzie finală:

Prin stabilirea relațiilor de calcul și sistematizarea lor, a analizei cinematice a transmisiilor cardanice și a analizei influenței unor parametrii constructivi ai lanțului

cinematic suport asupra transmisiei cardanice dintre tractor și mașina agricolă, proiectantul de mașini agricole poate să efectueze sinteza cinematică a mecanismului de cuplare a tractorului cu mașina agricolă cu ajutorul calculatorului, acționând asupra acelor parametri ce au o influență majoră în realizarea unei transmisii homocinetice în poziția standard de lucru a agregatului tractor-mașină agricolă și să prezinte un heterocinetism minim în alte poziții relative realizate în timpul lucrului.

De asemenea, apărută ca o necesitate, cercetarea, proiectarea, execuția, încercarea și omologarea unei noi game tipodimensionale raționale de transmisii cardanice și elemente specifice, care a ținut cont de prevederile standardelor interne și internaționale în domeniu, au dus la:

- asigurarea unor tipodimensiuni judicioase alese de transmisii cardanice pentru întreaga gamă de mașini agricole;
- reducerea la minimum a numărului reperelor ce intră în structura transmisiei cardanice;
- reducerea masei transmisiilor cardanice prin reconsiderarea constructivă și redimensionarea elementelor componente, obținându-se transmisii cardanice suple și fiabile.

Rezultatele cercetărilor efectuate au fost valorificate pe mai multe căi; dintre acestea se remarcă:

- a. rezolvarea unor contracte de cercetare științifică;
 - Studiu pentru tipizarea și modernizarea transmisiilor cardanice pentru mașini agricole [46];
 - Metodică de încercare a modelului experimental a arborilor cardanici tipizați dublu articulați cu apărători de protecție, destinați cuplării APP al tractorului cu ARP al mașinii agricole [65].
 - Studii și cercetări privind asimilarea arborilor cardanici superangulari homocinetici tipizați, cu apărători de protecție, pentru mașini agricole [62];
 - Studii și cercetări privind completarea gamei tipodimensionale de arbori cardanici tipizați cu apărători de protecție pentru mașini agricole. Folosirea metodei elementelor finite la dimensionarea elementelor articulației cardanice. [66];
- b. Susținerea în cadrul unor manifestări științifice și publicarea unor lucrări și rezultate privind tematica tezei [6]; [16]; [57]; [58]; [59]; [60]; [61]; [63]; [64].
- c. Brevetarea unor soluții noi rezultate în urma cercetării, atât pentru partea de arbore cardanic propriu-zis, cât și pentru partea de protectori ai transmisiilor cardanice [100], [101].

BIBLIOGRAFIE

A. Cărți, articole, reviste, cataloage

1. **Benzi & Di Terlizzi** - Catalogo alberi cardanici AR/0697, Cassano D'Adda, Italia, 1997
2. **Böhm C.** - Optimizarea cinematică a transmisiilor cu cuplaje cardanice, Teză de doctorat, Universitatea Transilvania din Brașov, 1997
3. **Bondioli & Pavesi** - Catalogo alberi cardanici 696, Suzzara, Italia, 1997
4. **Căproiu S.** - Mașini agricole pentru lucrările solului, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1978
5. **Ciocârdia C., Scripnic V., Babiciu P.** - Acționarea hidrostatică a mașinilor agricole, Editura Tehnică, București, 1997
6. **Dănilă I., Pop A.** - The influence of the support linkage constructional parameters over the cardan transmission shaft between the tractor and the mounted agricultural implement, Simpozion Internațional SIPA'99, Universitatea Politehnica Timișoara, 1999
7. **Diaconescu D. V.** - Cinetostatica mecanismelor bicardanice, Buletinul Sesiunii CIT, tom III, Vol. I, Matematică și mecanică aplicată, Brașov, 1981
8. **Diaconescu D. V.** - Contribuții la sinteza mecanismelor cu cuplaje cardanice și tripode utilizate în transmisiile automobilelor și tractoarelor, Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1982
9. **Diaconescu D. V.** - Statica transmisiei tricardanice, Buletinul Sesiunii CCSITT, Brașov, 1979
10. **Diaconescu D. V., Ciobanu M.** - Cinetostatica mecanismelor tricardanice utilizate în autocamioane, Buletinul Simpozionului MTM, Timișoara, 1980
11. **Diaconescu D. V., Ciobanu M.** - Criterii cinematice pentru optimizarea dinamică a sintezei transmisiilor policardanice, Buletinul Sesiunii IIS Pitești, 1979
12. **Diaconescu D. V., Ciobanu M.** - Sinteza geometrico-cinematică a transmisiilor bi- și tricardanice spațiale homocinetice, Buletinul Sesiunii IIS Pitești, 1979
13. **Diaconescu D. V., Dudiță F.** - Analiza forțelor mecanismului bicardanic excentric, Buletinul Universității din Brașov, 1981
14. **Diaconescu D. V., Dudiță F.** - Asupra determinabilității dinamice a mecanismelor cardanice, Buletinul Sesiunii CONAT, Universitatea din Brașov, 1980

15. **Diaconescu D. V., Dudiță F.** - Particularități dinamice ale mecanismelor bicardanice, Buletinul Simpozionului IFToMM, București, 1981
16. **Drăgoicea A., Pop A.** - Contribuții teoretice și experimentale pentru determinarea corespondenței între momentul dinamic și momentul static la tararea cuplajelor de siguranță care echipează mașinile agricole, Buletinul Sesiunii științifice cu participare internațională, vol.II, INMA - București, 1997
17. **Duditza F.** - Kardangelenkgetriebe und Ihre Anwendungen, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 1973
18. **Duditza F.** - Periodische Selbstspannung bei nichthomokinetischen Kreisgeschalteten Getrieben, Konstruktion 22, Nr. 11, 1970
19. **Duditza F.** - Polykardangetriebe, Maschinenmarkt 74, Nr. 63, 1968
20. **Duditza F.** - Polykardanye peredatschy, Revue de Mecanique Appliquée, Nr. 6, 1962
21. **Duditza F.** - Systematisierung der homokinetischen Polykardangetriebe zwischen Traktor und Landmaschine, Maschinenbautechnik 20, Nr. 4 und Nr. 6, 1971
22. **Duditza F.** - Transmissions par cardan, Edition Eyrolles, Paris, 1971
23. **Duditza F.** - Zur Strukturellen Ordnung der Kardangelenkgetriebe, Maschinenmarkt 18, Nr. 18, 1969
24. **Duditza F., Graef M.** - Homokinetische Kreuzgelenkgetriebe, Richtlinie VDI, 2722, 1977
25. **Duditza F., Radulescu C. D.** - Strukturelle und kinematische Effekte der Fehler bei Kardankupplungen, Feingerätetechnik, Nr. 7, 1970
26. **Dudiță F.** - Contribuții la cinetostatica mecanismelor cardanice, Studii și cercetări de mecanică aplicată, Nr. 5, București, 1965
27. **Dudiță F.** - Contribuții la teoria transmisiilor policardanice, Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1966
28. **Dudiță F.** - Cuplaje mobile homocinetice, Editura Tehnică, București, 1974
29. **Dudiță F.** - Mecanisme, Curs pentru secțiile autovehicule rutiere și mecanică agricolă, Universitatea din Brașov, 1978
30. **Dudiță F.** - Transmisii cardanice, Editura Tehnică, București, 1966
31. **Dudiță F.** - Transmisii cardanice sincrone, Studii și cercetări de mecanică aplicată, Tom 21, Nr. 1, București, 1966
32. **Dudiță F., Diaconescu D. V.** - Curs de mecanisme, Cinematica, Dinamica, Universitatea din Brașov, 1982
33. **Dudiță F., Diaconescu D. V.** - Curs de mecanisme, Fascicula 1, Structura, Universitatea din Brașov, 1984

34. **Dudiță F., Diaconescu D. V.** - Isometric Transformation Method used in the Synthesis of the Homokinetic Mechanisms, Buletinul Simpozionului IFToMM, Montreal, 1979
35. **Dudiță F., Diaconescu D. V.** - Noțiunea de determinabilitate a mecanismelor, Buletinul Simpozionului PRASIC, Universitatea din Brașov, 1978
36. **Dudiță F., Diaconescu D. V.** - Sinteza mecanismelor homocinetice prin transformări izometrice, Buletinul Simpozionului IFToMM, București, 1979
37. **Dudiță F., Diaconescu D. V.** - Statica mecanismului bicardanic heterocinetic, Buletinul Simpozionului PRASIC, Universitatea din Brașov, 1978
38. **Dudiță F., Souca N.** - Optimizarea cinematică a mecanismelor tricardanice utilizate între tractor și mașina agricolă, Buletinul Simpozionului PRASIC, Universitatea din Brașov, 1978
39. **Dudiță F., Souca N.** - Sistemizarea structurală a lanțurilor cinematice elementare cu bare articulate utilizate ca suport al transmisiilor cardanice dintre tractor și mașina agricolă, Buletinul Simpozionului IFToMM, București, 1985
40. **Dudiță F., Souca N., Lixandriou D. I.** - Optimizarea sintezei cinematice a mecanismelor tricardanice dintre tractor și mașina agricolă, Buletinul Simpozionului IFToMM, București, 1981
41. **Gagiu C.** - Fiabilitatea în exploatare a tractoarelor și mașinilor agricole, Editura AGRIS, București, 1995
42. **Geisthoff H.** - Die mechanische Kraftübertragung von Schlepper zur Landmaschine, Landtechnische Forschung 19, H. 1, 1971
43. **Geisthoff H.** - Eine neue Gelenkwengeneration für Landmaschinen - Antriebe, Landtechnik, Nr. 4, 1979
44. **Geisthoff H.** - Entwicklungstrend und neue Aufgaben für Gelenkwellen und Überlastkupplungen an Landmaschinen, Grundlagen der Landtechnik Bd. 17, Nr. 1, 1967
45. **Geisthoff H.** - Überlastkupplungen in Landmaschinen, Grundlagen der Landtechnik H. 14, 1962
46. **Ghidău S., Pop A. ș.a.** - Studiu pentru tipizarea și modernizarea transmisiilor cardanice pentru mașini agricole, ICSITMUA (INMA) București, 1987
47. **Guimbretiere,** - Les transmissions á cardan dans le machinisme agricole, Transporte et Agriculture, Special No., 1961
48. **Ivănoiu I., Neagu V. ș.a.** - Mașini noi introduse în agricultură, Editura Ceres, București, 1982

49. **Kühlborn H.** - Ein Betrag zum Drehschwingungsverhalten des Systems Ackerschlepperlandmaschinen, Landbauforschung Völkenrode, Sonderheft 9, 1971
50. **La Magdalena** - Catalogo general de arboles de transmision a cardan para la maquinaria agricola, Abadino - Bizkaia, Spania, 1997
51. **Mădăraș L.** - Contribuții la cinetostatica mecanismelor spațiale, Teză de doctorat, Institutul Politehnic București
52. **Moser E.** - Bewegungen, Kräfte und Momente in Gelenkwellengetriebe für Landmaschinen, Heft 5 der Fortschritts- Berichte VDI, Reihe 14, Düsseldorf
53. **Neculăiasa V., Dănilă I.** - Procese de lucru și mașini agricole de recoltat, Editura A92, Ia3206U7i, 1995
54. **Pop A.** – Stadiul actual al cercetărilor asupra organelor de acționare a mașinilor agricole, Referat doctorat nr.1, Universitatea Politehnica Timișoara, 1998
55. **Pop A.** – Considerații teoretice privind optimizarea parametrilor constructivi și funcționali ai organelor de acționare a mașinilor agricole, Referat doctorat nr.2, Universitatea Politehnica Timișoara, 1999
56. **Pop A.** – Cercetări experimentale asupra organelor de acționare a mașinilor agricole, Referat doctorat nr.3, Universitatea Politehnica Timișoara, 2000
57. **Pop A.** – Influența unor parametrii constructivi ai lanțului cinematic suport asupra transmisiei cardanice dintre tractor și mașina agricolă purtată, Revista Mecanizarea Agriculturii, nr.1/2000, Editura AGRIS
58. **Pop A.** – Arbori cardanici pentru mașini agricole din clasa 100 Nm, Revista Mecanizarea Agriculturii, nr.6/2000, Editura AGRIS
59. **Pop A.** – Cuplaje de siguranță care echipează mașinile agricole, Revista Mecanizarea Agriculturii, nr.7/2000, Editura AGRIS
60. **Pop A., Dănilă I.** - The cardan transmission shaft joints angles determination in order to avoid the Brinell efect, Simpozion Internațional SIPA'99, Universitatea Politehnica Timișoara, 1999
61. **Pop A., Dănilă I., Fader T.** – Influența unor parametrii constructivi ai lanțului cinematic suport asupra transmisiei bicardanice dintre tractor și mașina agricolă monoax tractată, Sesiunea de referate și comunicări științifice INMATEH 2000, INMA București, Iulie 2000
62. **Pop A., Despa G., Crăciun I.** - Studii și cercetări privind asimilarea arborilor cardanici superangulari homocinetici tipizați, cu apărători de protecție, pentru mașini agricole, INMA București, 1997
63. **Pop A., Drăgoicea A.** - Cercetări experimentale privind comportarea la solicitări statice și dinamice ale arborelui cardanic pentru mașini agricole din

- clasa 100Nm, Buletinul Sesiunii Științifice cu participare internațională, vol.II, I.N.M.A. - București, 1997
64. **Pop A., Drăgoicea A., Fader T.** - Cercetări privind stabilirea materialelor plastice pentru apărătorile de protecție ale arborilor agricoli, Buletinul Sesiunii Științifice cu participare internațională, vol.II, I.N.M.A. - București, 1997
 65. **Pop A., Ghidău S., Fader T.** - Metodică de încercare a modelului experimental a arborilor cardanici tipizați dublu articulați cu apărători de protecție, destinați cuplării APP al tractorului cu ARP al mașinii agricole, I.C.S.I.T.M.U.A.(I.N.M.A.), București, 1988
 66. **Pop A., Guzei D.** - Studii și cercetări privind completarea gamei tipodimensionale de arbori cardanici tipizați cu apărători de protecție pentru mașini agricole. Folosirea metodei elementelor finite la dimensionarea elementelor articulației cardanice, INMA București, 1997
 67. **Rădulescu C. D.** - Precizia mecanismului bicardanic, Buletinul Comisiei Inginerilor și Tehnicienilor, Brașov, 1977
 68. **Rădulescu C. D.** - Studiul unor variante ale mecanismului patruleter spațial, Buletinul Institutului Politehnic Brașov, vol. XII, 1970
 69. **Reichel H.** - Die betriebsbedingte Lage der Gelenkwelle zwischen Schlepper und Landmaschine, Agrartechnik H. 2, 1962
 70. **Reichel H.** - Über die Anordnung der Gelenkwelle zwischen Schlepper und Landmaschine, Agrartechnik H. 8, 1960
 71. **Reinecke W.** - Konstruktions-Richtlinien für die Auslegung von Gelenkwellenantrieben, Sonderdruck aus MTZ, Motortechnische Zeitschrift-Jahrgang H. 10 und 12, Stuttgart, 1958
 72. **Richey C. B. ș.a.** - Universal Joints, Agricultural Engineers' Handbook, Mc Graw-Hill Book Co. Inc., 1961
 73. **Schröter K., Geisthoff H.** - Drehmoment und Langkraftmessungen an Gelenkwellen im Feldbetrieb, Landtechnische Forschung 11, H. 2, 1961
 74. **Scripnic V., Babiciu P.** - Mașini agricole, Editura Ceres, București, 1979
 75. **Silianu E., Dudiță F.** - Problema echilibrării transmisiei tricardanice de automobil, Buletinul Institutului Politehnic Brașov, 1962
 76. **Souca N.** - Optimizarea sintezei lanțului cinematic cu configurație spațială variabilă, utilizat ca suport al transmisiei cardanice dintre tractor și mașina agricolă, Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1987
 77. **Soucek R.** - Der betriebsbedingte Kardanfehler im Gelenkwellengetrieb zwischen Traktor und Landmaschine, Archiv für Landtechnik, B. 7, H. 2, 1968
 78. **Soucek R.** - Zur Frage des Antriebes der Landmaschinen über Kreuzgelenge, Archiv für Landtechnik, B. 5, H. 1, 1965

79. **Soucek R.** - Zur Frage des Freilaufs an Landmaschinen, Agrartechnik Nr. 10, 1963
80. **Șandru A., Popescu S. ș.a.** - Exploatarea utilajelor agricole, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983
81. **Tomescu D., ș.a.** - Fiabilitatea utilajelor agricole, Ed. Ceres, București, 1981
82. **Waltherscheid** - PTO drive shafts and overload clutches for agricultural machinery and special power transmissions, Technical manual 41/II, Lohmar, Germania, 1997

B. Brevete de invenții

83. Franța, Brevet Nr. 2.395.424, Int. cl. F. 16 d, 1979
84. România, Brevet Nr. 47.583, 15.12.1966
85. U.R.S.S., Brevet Nr. 178.620, Int. cl. F. 06 d, 1966
86. U.R.S.S., Brevet Nr. 183.546, Int. cl. D. 47 c, 1966
87. U.R.S.S., Brevet Nr. 184.072, Int. cl. F. 06 d, 1966
88. U.R.S.S., Brevet Nr. 214.969, Int. cl. D. 47 c, 1968
89. U.S.A., Brevet Nr. 3.122.901, cl. 64-2, 1964
90. U.S.A., Brevet Nr. 3.294.189, cl. 180-14, 1966
91. U.S.A., Brevet Nr. 3.311.185, cl. 180-14, 1967
92. U.S.A., Brevet Nr. 3.336.996, cl. 180-14, 1967
93. U.S.A., Brevet Nr. 3.427.824, Int. cl. F. 16 c, 1969
94. U.S.A., Brevet Nr. 3.428.144, cl. 64-17, 1969
95. U.S.A., Brevet Nr. 3.557.892, Int. cl. B. 60 d1/100, 1971
96. U.S.A., Brevet Nr. 3.634.494, Int. cl. B. 60 d1/100, 1972
97. U.S.A., Brevet Nr. 3.845.832, Int. cl. B. 60 d1/100, 1974
98. U.S.A., Brevet Nr. 4.008.905, Int. cl. B. 60 d1/100, 1977
99. U.S.A., Brevet Nr. 4.121.436, Int. cl. B. 60 d1/100, 1978
100. România, Brevet Nr. 100.725, 19.03.1992
101. România, Brevet Nr. 102.400, 25.03.1993

C. Standarde

102. ANSI/ASAE S 331.3 – Cerințe pentru arbori cardanici
103. ANSI/ASAE S 203 - Priză de putere de 540 min^{-1} pentru tractoare agricole
104. ANSI/ASAE S 204 - Priză de putere de 1000 min^{-1} pentru tractoare agricole
105. DIN 9611: 94-Priza de putere din spate